

УДК 62-231.322.2

К РАСЧЕТУ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ МУФТ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПЛАНЕТАРНЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ МЕХАНИЗМОМ

Бородина М.Б., к.т.н., доцент кафедры «Прикладная механика» (borodina_marina@mail.ru)
Мироненко С.В., аспирант

Старооскольский технологический институт, филиал НИТУ «МИСиС»
(309516, Россия, Белгородская область, Старый Оскол, мкр. Макаренко, 42)

Аннотация. Рассмотрены особенности расчета гидромеханических муфт с дифференциальным передаточным механизмом. Приведена схема гидромеханической муфты с дифференциальным планетарным передаточным механизмом и описан принцип ее действия на различных этапах работы привода механизма. Разработана методика расчета параметров, учитывающая особенности конструкции гидромеханических муфт с дифференциальным планетарным передаточным механизмом. Установлено, что жесткость муфты имеет нелинейную характеристику и зависит от давления в гидродемпфере гидросистемы. В результате теоретических исследований были найдены зависимости, позволяющие определить рациональные параметры настройки гидросистемы муфты для эффективной защиты привода механизма.

Ключевые слова: гидромеханическая муфта, дифференциальный передаточный механизм, динамические нагрузки, защита привода, параметры муфты, жесткость, коэффициент динамичности.

DOI: 10.17073/0368-0797-2015-7-501-505

Гидромеханическая муфта с дифференциальным передаточным механизмом представляет собой сложный динамический объект, характеризующийся взаимосвязью систем различной физической природы: механической и гидравлической. Передача момента с ведущей полумуфты на ведомую осуществляется через передаточный дифференциальный механизм посредством избыточного давления неподвижной жидкости в гидроругром элементе гидросистемы.

Анализ литературы [1 – 9] показал, что наиболее широкими возможностями эффективной защиты привода от динамических нагрузок и перегрузок является гидростатическая муфта с планетарным передаточным механизмом (рис. 1), конструкция которой позволяет

автоматически восстанавливать ее после выключения, демпфировать значительные кратковременные пиковые нагрузки, компенсировать потери рабочей жидкости через уплотнения при работе муфты, получить большой угол относительного поворота полумуфт. Большой угол относительного поворота полумуфт может обеспечить в ряде случаев разгон высоко инерционной технологической машины до рабочих параметров без привлечения дополнительного привода, т. е. у муфты появляется новая функция – она может работать как муфта включения [9].

Принцип действия гидромеханической муфты с планетарным передаточным механизмом показан на рис. 1. От приводного вала 1 момент передается на вал 2 тех-

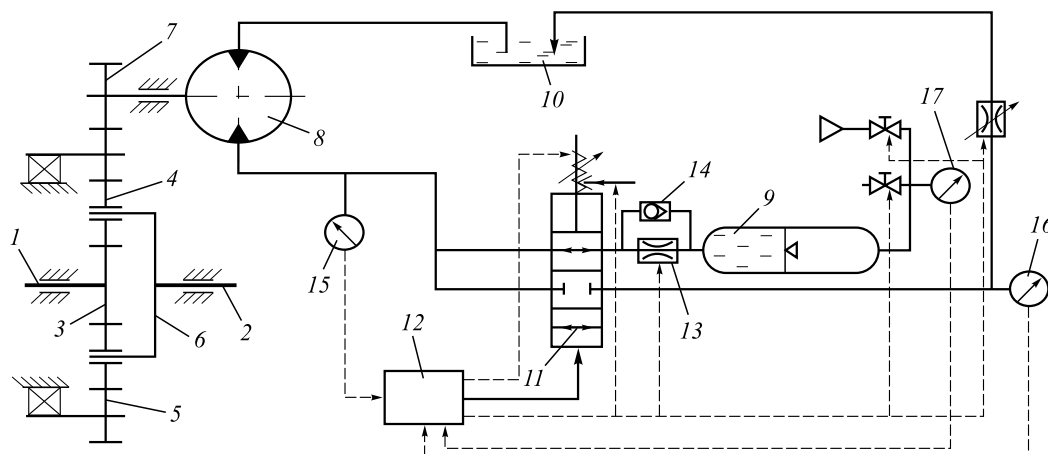


Рис. 1. Гидромеханическая муфта с планетарным передаточным механизмом

Fig. 1. Hydromechanical coupling with planetary gear mechanism

нологической машины посредством планетарного механизма. При этом солнечное колесо 3 закреплено на валу 1 и находится в зацеплении с сателлитами 4, которые, в свою очередь, связаны с водилом 6, закрепленном на валу 2. Со стороны гидромашин (шестеренчатый мотор-насос), через шестерню 7, к коронному колесу 5 приложен момент M_T , который зависит от давления в гидросистеме.

На установленном режиме работы технологической машины подвижный элемент золотникового гидрораспределителя 11 находится в нижнем положении, что обеспечивает гидравлическую связь напорной линии гидромашин 8 с гидродемпфером 9. При этом коронное колесо 5 удерживается от поворота шестерней 7, связанной с гидромашинной 8, вал которой не вращается, так как давление в гидромашине 8 равно давлению в гидродемпфере 9.

При возрастании момента на полумуфте 2 коронное колесо 5 проворачивается, и гидромашинная 8, демпфируя нагрузку, начинает работать в режиме насоса, закачивая жидкость через дроссель 13 в гидродемпфер 9 до тех пор, пока давление в гидромашине 8 не уравновесится давлением в гидродемпфере. При этом в гидродемпфере 9 накапливается часть энергии.

В случае снижения момента на полумуфте 2, гидромашинная 8 начинает работать в режиме мотора, проворачивая коронное колесо 5 в обратную сторону и возвращая энергию, накопленную в гидродемпфере 9, в привод до тех пор, пока не установится равновесное состояние. Ускоренное возвращение жидкости в гидромашинную 8 обеспечивается обратным клапаном 14. При этом в напорной линии гидросистемы создается давление, пропорциональное передаваемому моменту.

При кратковременном (ударном) возрастании рабочей нагрузки выше допустимой, возрастает давление в напорной линии. Часть жидкости при этом перетекает в гидродемпфер 9, сжимая в нем рабочее тело. При этом из-за гидравлических сопротивлений в системе и в дросселе 13 происходит рассеивание части энергии и затухание возможного колебательного процесса. Это позволяет исключить «ложное» срабатывание муфты.

Если момент на муфте превышает допустимый достаточно продолжительное время, то растет давление в напорной магистрали, и датчик давления 15 передает сигнал системе управления 12, которая смещает вверх золотник гидрораспределителя 11. Рабочая жидкость из гидромашинной 8 поступает на слив 10, резко падает давление в гидросистеме и гидромашинная 8 не удерживает коронное колесо 5 дифференциального передаточного механизма. Гидромашинная 8 работает в режиме насоса, коронное колесо 5 вращается, что обеспечивает остановку полумуфты 2, связанной с водилом 6. Это практически означает размыкание (срабатывание) предохранительной муфты.

После снижения нагрузки до допустимой величины или после устранения причины перегрузки привода ав-

томатически или по команде оператора система управления 12 обеспечивает возвращение в исходное положение подвижного элемента гидрораспределителя 11. Демпфер 9 соединяется с гидромашинной 8, вытесняя рабочую жидкость через обратный клапан в гидросистему. Гидродемпфер 9 соединяется с гидромашинной 8, которая, работая как гидромотор, проворачивает коронное колесо 5 и муфта приходит в исходное состояние, т. е. самовосстанавливается.

Система управления по моменту на муфте 12, выполненная на электромеханической базе, получает данные о текущем давлении в гидросистеме с датчиков давления 15 – 17 и осуществляет управление открытием и закрытием вентилей, через которые происходит изменение давления в газовой полости гидродемпфера, а также управление раскрытием дросселей.

Управление изменением давления в газовой полости демпфера 9 позволяет управлять упругими характеристиками муфты, что дает возможность регулировать ее упругость на разных этапах работы и избегать резонансных зон [9].

При расчете основных параметров элементов муфты следует учитывать, что такие муфты содержат гидравлическую (гидросистема) и механическую (передаточный механизм) части.

Для гидравлической части муфты основными конструктивными параметрами являются: параметры гидромашин (в зависимости от типа гидромашин); вместимость и полезный объем демпфера и гидроаккумулятора; диаметры трубопроводов и проходного сечения дросселя. Кроме того, основными рабочими параметрами являются минимальное и максимальное давление в гидросистеме.

Неподвижная гидросистема муфты позволяет использовать в конструкции стандартные элементы [10], подобранные по данным, полученным при расчете параметров гидросистемы.

Параметры гидромашин (например, шестеренчатого гидромотор-насоса) и остальных элементов гидросистемы проектируются на основе стандартных подходов с учетом максимального и минимального давления в гидросистеме.

Основные конструктивные параметры механической части муфты определяются типом передаточного механизма и рассчитываются при максимально допустимом передаваемом моменте стандартными методами.

Гидравлическая и механическая части муфты согласовываются посредством рабочего параметра – момента M_T на валу гидромашинной, обеспечивающегося давлением в гидропневмодемпфере и воспринимаемого коронным колесом дифференциального передаточного механизма.

Параметры передаточного механизма рассчитываются по стандартной методике [11,12] с учетом максимального момента M_{Cmax} .

Момент, действующий на вал гидромашинной M_T , зависит от давления в гидросистеме:

$$M_{\Gamma} = pS_{\Gamma}r, \quad (1)$$

где S_{Γ} – площадь поверхности зубьев; r – радиус делительной окружности шестерней гидромашины.

На данном этапе исследований процесс сжатия газа, происходящий в гидропневмодемпфере, считаем изотермическим:

$$pV = p_0V_0, \quad (2)$$

где p_0 , V_0 – давление и объем, занимаемый газом в гидропневмодемпфере до начала работы машины; p – текущее давление в гидропневмодемпфере; $V = V_0 - V_{\text{ж}}$ – текущий объем, занимаемый газом в гидропневмодемпфере; $V_{\text{ж}} = m^2bz\varphi_{\Gamma C}$ – объем жидкости, вытесненный в гидропневмодемпфер, так как рабочий объем шестеренной гидромашины с внешним зацеплением может быть определен по формуле $q = 2\pi m^2bz$ [13];

$\varphi_{\Gamma C} = \varphi_{\text{отн}} \frac{z'_3 z_3}{z_{\text{III}} z_1}$ – угол поворота вала гидромашины;

$\varphi_{\text{отн}}$ – относительный угол поворота полумуфты; z_{III} – число зубьев шестерни на валу гидромашины; z'_3 – число зубьев наружного венца колеса, жестко связанного с коронным; z_3 – число зубьев коронного колеса; z_1 – число зубьев солнечного колеса; m – модуль зубчатого зацепления; b – ширина шестерни; z – число зубьев шестеренной гидромашины, под которым понимается число зубьев на одной шестерне.

Из уравнения (2) выразим давление в гидросистеме:

$$p = \frac{p_0V_0}{V_0 - V_{\text{ж}}} = \frac{p_0V_0}{V_0 - m^2bz\varphi_{\Gamma C}} = p_0 + \frac{p_0m^2bz}{V_0 - m^2bz\varphi_{\Gamma C}} \varphi_{\Gamma C}. \quad (3)$$

С другой стороны, момент на валу гидромашины M_{Γ} стремиться уравновесить момент сопротивления M_C (на первом этапе проектирования пренебрежем моментами трения и инерции):

$$M_{\Gamma} = M_C \frac{z_{\text{III}}}{z'_3} \frac{z_1 + z_3}{z_3}. \quad (4)$$

Задав максимально допустимый момент сопротивления, можно выразить по уравнениям (4) и (1) максимальное давление в гидросистеме:

$$p_{\text{max}} = \frac{M_{C \text{max}} z_{\text{III}} (z_1 + z_3)}{S_{\Gamma} r}. \quad (5)$$

При этом из уравнения (3) можно определить допустимый объем гидропневмодемпфера с учетом рекомендуемого угла относительного поворота полумуфты до срабатывания, а также подобрать рациональные параметры гидромашины. В то же время, поскольку гидропневмодемпфер в гидросистеме является упругим элементом муфты, то момент M_{Γ} можно представить в виде:

$$M_{\Gamma} = M_{\Gamma 0} + c\varphi_{\Gamma C}, \quad (6)$$

где $M_{\Gamma 0}$ – момент, создаваемый начальным давлением в гидросистеме; $c = \frac{p_0m^2bzS_{\Gamma}r}{V_0 - m^2bz\varphi_{\Gamma C}}$ – переменная жесткость гидропневмодемпфера гидросистемы.

Начальное (минимальное) давление в гидросистеме можно выбрать с учетом рекомендуемой жесткости муфты на этапе включения. Согласно исследованиям [14], муфта с рациональными параметрами должна быть предварительно напряженной, момент предварительного напряжения $M_{\Gamma 0}$ должен быть равен моменту номинальной нагрузки $M_{\text{СНОМ}}$. В этом случае коэффициент динамичности при внезапно приложенной нагрузке будет минимальным, но при этом муфта при разгоне будет работать как жесткая, что значительно снизит ее возможности. Поэтому на этапе разгона необходимо снизить давление в гидропневмодемпфере, а при установившемся движении вернуть в газовую камеру демпфера отобранный газ. Менять давление в газовой камере можно в процессе работы привода благодаря конструкции исследуемой муфты с неподвижной гидросистемой.

Реверсивный гидромотор рекомендуется выбирать стандартным, учитывая максимальный момент на валу гидромашины, определяемый уравнением (4), и расход жидкости, от которого зависит скорость срабатывания муфты.

Рассчитав минимальное и максимальное давление в гидросистеме, можно определить стандартными методами параметры ее элементов.

Рациональные значения настройки таких параметров гидросистемы, как расход жидкости и начальное давление в гидродемпфере, можно определить, исследовав математическую модель муфты [15] на разных этапах работы привода. Проведенные исследования динамики муфты в условиях демпфирования импульсных нагрузок показали, что минимальный коэффициент динамичности муфты $K_{\text{д}} = 1,1$ достигается при значениях расхода жидкости $Q = 0,0005 \text{ м}^3/\text{с}$ и начального давления в газовой полости гидропневмоаккумулятора $P_0 = 60 \text{ МПа}$ (рис. 2).

Таким образом, в первом приближении разработана методика расчета параметров гидромеханической муфты с планетарным передаточным механизмом, позволяющая определить рациональные параметры гидросистемы муфты. Используя разработанную методику для выбора стандартных элементов гидросистемы, создан макет гидромеханической муфты с планетарным передаточным механизмом и установлен на экспериментальный стенд для исследований динамики работы муфты (рис. 3).

Проведенные исследования на экспериментальном стенде подтвердили функциональную работоспособность муфты, ее упругодемпфирующие и предохранительные свойства. На данный момент идет подготовка

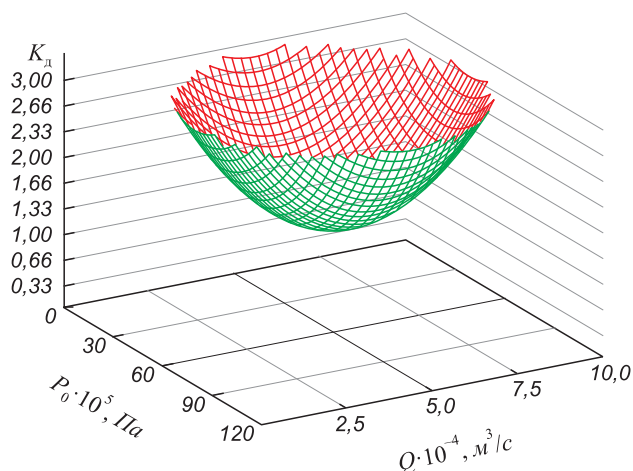


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности муфты от параметров гидросистемы

Fig. 2. Dependence of the dynamic factor of the coupling on parameters of the hydraulic system

к экспериментальной проверке адекватности математической модели муфты и зависимостей параметров ее работы от параметров гидросистемы, полученных теоретически.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд., испр. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1979. – 344 с.
2. Фокин А.Е., Гавриленко М.Д., Шишкарев М.П. Исследование адаптивной фрикционной муфты с дифференцированными параметрами трения // Вестник Донского государственного технического университета. 2011. № 1. С. 49 – 56.
3. Кузнецов Н.Г., Нехорошев Д.А., Нехорошев Д.Д., Уточнение параметров упругого элемента в пневмогидравлической муфте сцепления // Аграрная наука. 2011. № 12. С. 25 – 27.
4. Кузнецов Н.Г., Нехорошев Д.А., Воробьева Н.С. Характеристика пневмогидравлической планетарной муфты сцепления // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2009. № 10. С. 28 – 30.
5. Роганов Л.Л. О некоторых возможностях гидравлических предохранительных устройств для металлургических машин // Защита металлургических машин от поломок: Сб. научн. тр. – Мариуполь, 1998. Вып. 2. С. 89 – 91.
6. Яременко О.В. Ограничивающие гидродинамические муфты. – М.: Машиностроение, 1970. – 224 с.

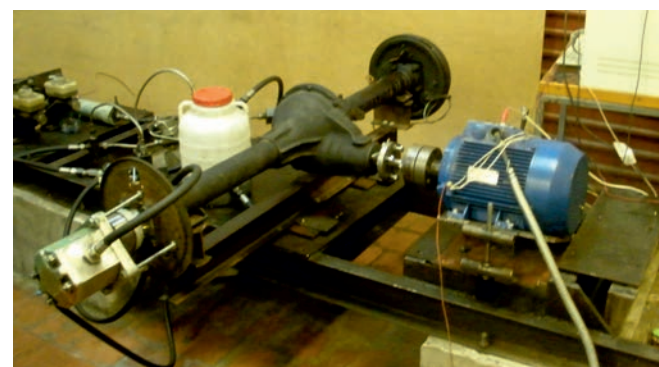


Рис. 3. Стенд для испытаний макета муфты

Fig. 3. The testing stand for the coupling model

7. Шишкарев М.П., Ву Тьен Зунг. К вопросу о нагрузках при срабатывании адаптивных фрикционных муфт // Материалы VI научно-практич. конф. «Инновационные технологии в машиностроении и металлургии». 2014. С. 131 – 142.
8. Корнеев Ю.С., Корнеева Е.Н., Играскина Н.А. Применение и выбор пускозащитных муфт в приводах технологических машин // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2014. № 3. С. 3 – 6.
9. Бородина М.Б., Савин Л.А. Адаптивные гидромеханические устройства мехатронных роторных систем // Известия юго-западного государственного университета. 2013. № 1. С. 151 – 155.
10. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
11. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов. – 6-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2000. – 448 с.
12. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
13. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
14. Бородина М.Б., Булавин К.А., Мироненко С.В. Рациональные параметры гидромеханической муфты с винтовым исполнительным механизмом, демпфирующей внезапно приложенные нагрузки // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2014. № 6. С. 70 – 74.
15. Бородина М.Б., Мироненко С.В., Шевченко Б.А. Моделирование динамики работы гидромеханической муфты с планетарным дифференциальным передаточным механизмом // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2014. № 2. С. 44 – 50.

Поступила 3 декабря 2014 г.

THE PARAMETERS CALCULATION OF HYDROMECHANICAL COUPLINGS WITH THE DIFFERENTIAL PLANETARY TRANSMISSION GEAR

Borodina M.B., *Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair “Applied mechanics” (borodina_marina@mail.ru)*
Mironenko S.V., *Postgraduate*

Stary Oskol Technological Institute of National University of Science and Technology “MISIS” (42, Makarenko, Staryi Oskol, Belgorod Region, 309516 Russia)

Abstract. The article describes the features of calculation of hydromechanical couplings with differential gear mechanism. The scheme of hydro-mechanical coupling with differential planetary gear mechanism and the principle of its operation are described in various stages of operation of the drive mechanism. A calculating method for the parameters of the coupling was developed, taking into account the structural features of hydro-mechanical coupling with the differential planetary gear

mechanism. It was found that the stiffness of the box has a nonlinear characteristic depending on the hydraulic pressure in the damper. As a result of theoretical studies the dependences have been established for determining rational settings of hydraulic system of couplings for the effective protection of the drive mechanism.

Keywords: hydromechanical coupling, differential gear, dynamic loads, drive protection, coupling parameters, stiffness, dynamic factor.

DOI: 10.17073/0368-0797-2015-7-501-505

REFERENCES

1. Polyakov V.S., Barbash I.D., Ryakhovskii O.A. *Spravochnik po muftam* [Couplings: a manual]. Leningrad: Mashinostroenie, Leningr. otdelenie, 1979, 344 p. (In Russ.).
2. Fokin A.E., Gavrilenko M.D., Shishkarev M.P. The research of adaptive coupling with differentiated pairs of friction. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2011, no. 1, pp. 49–56. (In Russ.).
3. Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.A., Nekhoroshev D.D Adjusted parameters of the elastic element in the fluid coupling. *Agrarnaya nauka*, 2011, no. 12, pp. 25–27. (In Russ.).
4. Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.A., Vorob'eva N.S. Characteristics of the fluid planetary coupling. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva*, 2009, no. 10, pp. 28–30. (In Russ.).
5. Roganov L.L. *O nekotorykh vozmozhnostyakh gidravlicheskih predokhranitel'nykh ustroystv dlya metallurgicheskikh mashin* [Some possibilities of hydraulic safety devices for metallurgical machines]. In: *Zashchita metallurgicheskikh mashin ot polomok. Sb. nauch. tr.* [Protection of metallurgical machinery from damage. Collection of articles]. Mariupol, 1998. Issue 2, pp. 89–91. (In Russ.).
6. Yaremenko O.V. *Ogranichivayushchie gidrodinamicheskie mufty* [Limiting hydraulic couplings]. Moscow: Mashinostroenie, 1970, 224 p. (In Russ.).
7. Shishkarev M.P., Vu T.Z. *K voprosu o nagruzkakh pri srabatyvanii adaptivnykh friktsionnykh muft* [On the issue of stress in triggered adaptive friction couplings]. In: *Materialy VI nauchno-prakticheskoi konferentsii "Innovatsionnye tekhnologii v mashinostroenii i metallurgii"* [Proceedings of the VI scientific-practical conference "Innovative technologies in machine building and metallurgy"]. 2014, pp. 131–142. (In Russ.).
8. Korneev Yu.S., Korneeva E.N., Igrashkina N.A. Application and selection of starting protective couplings in drives of technological machines. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*, 2014, no. 3, pp. 3–6. (In Russ.).
9. Borodina M.B., Savin L.A. Adaptive hydromechanical devices of mechatronic rotor systems. *Izvestiya yugo-zapadnogo gosudarstvennogo universiteta*, 2013, no. 1, pp. 151–155. (In Russ.).
10. Sveshnikov V.K. *Stanochnye gidroprivody. Spravochnik* [Machine hydraulic drives. Reference book]. Moscow: Mashinostroenie, 1995. (In Russ.).
11. Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detalei mashin: ucheb. posobie dlya tekhn. spets. vuzov* [Construction of units and machine parts: manual for techn. universities]. Moscow: Vysshaya shkola, 2000. (In Russ.).
12. Reshetov D.N. *Detali mashin: Uchebnik dlya studentov mashinostroitel'nykh i mekhanicheskikh spetsial'nostei VUZov* [Machine parts: the textbook for students of engineering and mechanical specialties of universities]. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 496 p. (In Russ.).
13. Navrotskii K.L. *Teoriya i proektirovaniye gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and design of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow: Mashinostroenie. 1991. 384 p. (In Russ.).
14. Borodina M.B., Bulavin K.A., Mironenko S.V. Rational parameters of hydromechanical coupling with screw actuator damping the suddenly applied loads. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*, 2014, no. 6, pp. 70–74. (In Russ.).
15. Borodina M.B., Mironenko S.V., Shevchenko B.A. The modeling of work dynamics of hydromechanical coupling with differential planetary gear mechanism. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*. 2014, no. 2, pp. 44–50. (In Russ.).

Received December 3, 2014