

# МАШИНОВЕДЕНИЕ, СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

УДК 621.8337

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРИВОДА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ С ВОЛНОВЫМ ЗУБЧАТЫМ РЕДУКТОРОМ

**В.Б. Тарабарин, З.И. Тарабарина**

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация  
e-mail: konsvbt@mail.ru; zintar@mail.ru

*Исследованы динамические процессы в электромеханической части привода системы управления с волновым зубчатым редуктором. Рассмотрена динамическая модель привода, включающая в себя двигатель постоянного тока, волновой зубчатый редуктор с дисковым генератором волн и инерционную нагрузку. Динамические параметры волнового редуктора – коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования определены в результате эксперимента по средним значениям. Система дифференциальных уравнений, описывающая движение привода, решена на компьютере для заданной частоты. Моделирование движения привода проведено для диапазона частот от 20 до 210 Гц. По результатам моделирования построены амплитудная и фазовая частотные характеристики привода. Проведено сравнение результатов моделирования с экспериментальными исследованиями, которое показало, что модель позволяет оценивать собственную частоту привода с погрешностью менее 10%.*

**Ключевые слова:** привод системы управления, волновые зубчатые передачи, крутильная жесткость, демпфирование, амплитудные и частотные характеристики, резонансный режим.

## SIMULATING DYNAMICS OF ELECTROMECHANICAL DRIVE UNIT OF CONTROL SYSTEM WITH HARMONIC REDUCER

**V.B. Tarabarin, Z.I. Tarabarina**

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation  
e-mail: konsvbt@mail.ru; zintar@mail.ru

*The article deals with the research into dynamics of the electromechanical drive unit of a control system with a wave gear reducer (a harmonic drive). The authors use the dynamic model of the drive including a direct current motor, a wave gear reducer with the disk generator of waves, and the inertial loading. The dynamic parameters of the wave reducer are the following ones: a torsional stiffness coefficient and a damping coefficient, which are estimated according to the averaged experimental data. The authors compute a set of the drive motion differential equations for the given frequency. The drive motion is simulated for the range of frequencies from 20 to 210 Hz. The simulation results in determining the drive's amplitude-frequency and phase-frequency characteristics. The comparison of the simulation results with the experimental data shows that the model provides estimation of the drive's natural frequency with an error, which is less than 10%.*

**Keywords:** control system drive, harmonic drives, torsional stiffness, damping, gain-frequency characteristics, resonant mode.

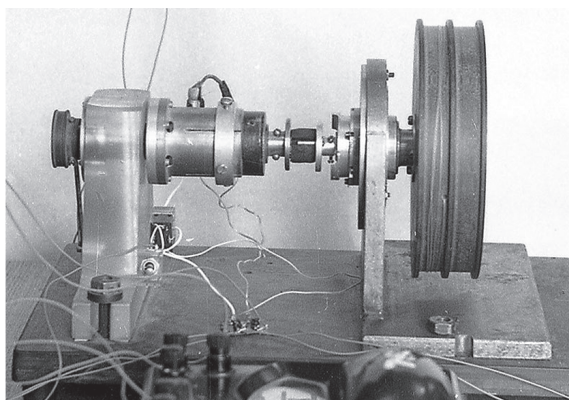
Динамические процессы в исполнительных механизмах систем управления являются определяющими в совокупности их качественных показателей. Жесткость, инерционность, мертвый ход и кинематическая точность исполнительного механизма системы управления — это основные характеристики. Механизмы с волновыми зубчатыми передачами (ВЗП) имеют малый момент инерции (дисковые генераторы), большие передаточные отношения (от 50 до 300), высокую крутильную жесткость и малый люфт, высокую нагрузочную способность и малые потери в зацеплении. Эти показатели обеспечиваются многозонным и многопарным внутренним зубчатым зацеплением, симметрией конструкции механизма, упругими свойствами зубчатого зацепления.

Теоретические и экспериментальные исследования ВЗП проводятся с середины 60-х годов прошлого века как за рубежом, так и в нашей стране [1–5]. Подробно исследованы кинематика и геометрия зацепления, силовое взаимодействие звеньев и их прочность; проведены многочисленные эксперименты. Большое внимание уделяется теоретическому и экспериментальному изучению динамических процессов в волновых механизмах и приводах с ними [6, 7]. Особо необходимо отметить публикации, посвященные собственной виброактивности волновых передач и причинам ее возникновения [8–10]. Работ, в которых теоретические исследования сопоставляются с результатами экспериментальных исследований, мало и они посвящены серийным ВЗП с кулачковыми генераторами волн.

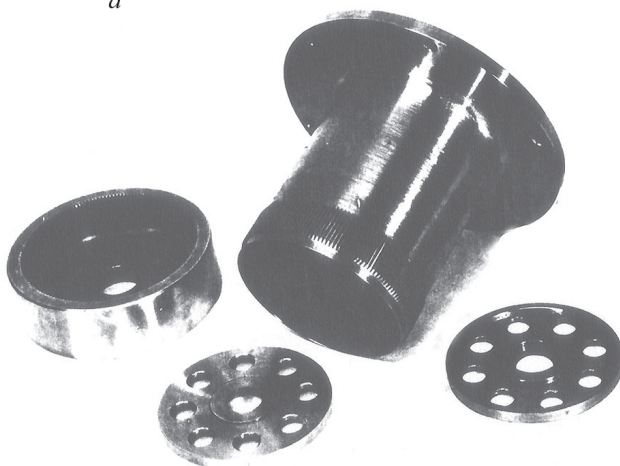
Цель настоящей работы — моделирование динамических процессов в электромеханической части привода системы управления с ВЗП с малоинерционным дисковым генератором волн и сравнение результатов моделирования с экспериментом. Для этого необходимо решить следующие задачи:

- разработать динамическую модель электромеханической части привода с волновой зубчатой передачей и методику определения ее параметров (крутильной жесткости и демпфирования);
- записать уравнения движения электромеханической части привода с ВЗП;
- провести на компьютере моделирование динамических процессов в приводе;
- выполнить обработку результатов моделирования и сравнение с результатами экспериментальных исследований рассмотренного привода.

Чтобы иметь возможность сравнить результаты моделирования с экспериментом, в качестве объекта исследования рассматривали электропривод с ВЗП, разработанный на кафедре ТММ МГТУ



*a*



*б*

**Рис. 1. Внешний вид привода с ВЗП и его деталей**

им. Н.Э. Баумана и изготовленный в МНИИ “Агат”, для которого имеются результаты эксперимента по исследованию динамики [6]. Привод (рис. 1) состоит из двигателя ДПР-52-Н1-07А и волнового зубчатого редуктора с дисковым генератором волн. Гибкое колесо передачи выполнено в виде тонкостенной цилиндрической оболочки, на одном конце которой расположен зубчатый венец с внешними зубьями, а на другом — внешняя торцевая стенка и фланец крепления колеса к корпусу. Вал генератора с валом двигателя соединяется цилиндрической зубчатой передачей с  $u = 2$ , а с валом тахогенератора — зубчатой передачей с  $u = 1$ .

**Уравнения движения электродвигателя постоянного тока.** В рассматриваемом приводе используется двигатель с возбуждением от постоянных магнитов [11]. При непрерывном линейном управлении двигателем за счет изменения тока якоря и постоянного магнитного поля возбуждения, дифференциальные уравнения, описывающие его движение, имеют вид:

$$U_{\text{я}} = L_{\text{я}} \frac{dI_{\text{я}}}{dt} + I_{\text{я}} R_{\text{я}} + k_{\omega} \frac{d\varphi_{\text{д}}}{dt} \quad (1)$$

— уравнение напряжений в цепи якоря,

$$M_{\text{д}} = k_{\text{м}} I_{\text{я}} = J_{\text{д}} \frac{d^2 \varphi_{\text{д}}}{dt^2} + M_{\text{с}} \quad (2)$$

— уравнение моментов на валу двигателя, где  $U_{\text{я}}$  — напряжение на обмотке якоря;  $L_{\text{я}}$  — индуктивность обмотки якоря;  $I_{\text{я}}$  — ток в цепи якоря;  $M_{\text{д}}$  — движущий момент;  $J_{\text{д}}$  — момент инерции ротора двигателя и связанных с ним деталей;  $\varphi_{\text{д}}$  — угловая координата якоря;  $M_{\text{с}}$  — момент сопротивления;

$$k_{\omega} = \frac{(U_{\text{ян}} - R_{\text{я}} I_{\text{ян}}) \cdot 30}{\pi \cdot n_{\text{дн}}} \quad (3)$$

— коэффициент противо-э.д.с. ( $U_{\text{н}}$  — номинальное напряжение на обмотке якоря;  $I_{\text{ян}}$  — номинальный ток в цепи якоря;  $n_{\text{дн}}$  — номинальная частота вращения);

$$k_{\text{м}} = \frac{30 P_{\text{н}}}{\pi n_{\text{дн}} I_{\text{ян}}} \quad (4)$$

— коэффициент крутящего момента ( $P_{\text{н}}$  — номинальная мощность двигателя).

#### Основные параметры двигателя ДПР-52-Н1-07А

Номинальное напряжение на обмотке якоря $U_{\text{ян}}$ , В.....	14 $_{-2}^{+4}$
Номинальный ток в цепи якоря $I_{\text{ян}}$ , А.....	0,55
Момент инерции ротора двигателя $J_{\text{д}}$ , кг·м <sup>2</sup> .....	2·10 <sup>-6</sup>
Сопротивление якоря $R_{\text{ян}}$ , Ом.....	4,92
Частота вращения вала $n_{\text{дн}}$ , об/мин:	
номинальная.....	4500 $_{-1000}^{+1500}$
холостого хода.....	5100
Момент на валу двигателя, Н·м:	
номинальный $M_{\text{дн}}$ .....	0,01
пусковой $M_{\text{дmax}}$ .....	0,054
Коэффициент крутящего момента $k_{\text{м}}$ , Н·м/А.....	0,03
Коэффициент противо-э.д.с. $k_{\omega}$ , В·с.....	0,024

**Динамическая модель привода с ВЗП.** Основным элементом ВЗП — гибкое зубчатое колесо — имеет высокую податливость, передача и преобразование движения в ней осуществляется за счет деформации зубчатого венца. При этом зацепление гибкого колеса с жестким колесом происходит в двух зонах по большой оси генератора волн. Две зоны зацепления и большое число находящихся в зацеплении зубьев позволяют в ВЗП для САУ практически исключить люфт выходного вала. Большое передаточное отношение редуктора и малый момент

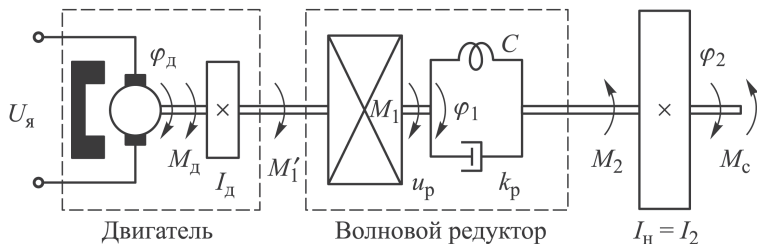


Рис. 2. Динамическая модель электропривода с ВЗП

инерции дискового генератора дают возможность рассматривать привод как линейную двухмассовую динамическую систему.

При формировании динамической модели привода представим его в виде трех взаимосвязанных частей: электродвигателя, волнового зубчатого редуктора и выходного звена (рис. 2). Динамическую модель ВЗП представим как совокупность идеального безынерционного и абсолютно жесткого редуктора с передаточным отношением  $u_p$  и приведенных к выходному валу волнового редуктора, его крутильной жесткости  $c$  и демпфирования  $k_p$ . Выходное звено привода характеризуется моментом инерции  $I_н$  и внешней нагрузкой  $M_с$ .

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение привода, включает в себя:

- уравнение напряжений в цепи якоря (при  $L_я \approx 0$ )

$$U_я = I_я R_я + k_ω \frac{dφ_д}{dt}, \quad (5)$$

где

$$I_я = \left( U_я - k_ω \frac{dφ_д}{dt} \right) / R_я; \quad (6)$$

- уравнение моментов на валу двигателя

$$M_д = k_m I_я = J_л \frac{d^2 φ_д}{dt^2} + M_1', \quad (7)$$

где

$$M_1' = M_1 / u_p = [(\varphi_1 - \varphi_2)c + (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)k_p] / u_p \quad (8)$$

— момент на входном валу редуктора.

При постоянном передаточном отношении для редуктора можно записать

$$\varphi_д = \varphi_1 u_p, \quad (9)$$

тогда

$$\dot{\varphi}_д = \frac{d\varphi_д}{dt} = \frac{d\varphi_1}{dt} u_p \quad (10)$$

и

$$\ddot{\varphi}_д = \frac{d^2 \varphi_д}{dt^2} = \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} u_p, \quad (11)$$

где  $\varphi_1$  — угловая координата выходного вала идеализированного редуктора,  $\varphi_2$  — угловая координата выходного звена привода.

В приведении к частоте выходного вала уравнение (8) с учетом (9)–(11) можно представить как

$$J_d u_p^2 \ddot{\varphi}_1 + k_p (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2) = \left( k_m \frac{U_y - k_\omega \dot{\varphi}_1 u_p}{R_y} \right) u_p; \quad (12)$$

уравнение моментов на выходном валу в виде

$$J_n \ddot{\varphi}_2 - k_p (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c; \quad (13)$$

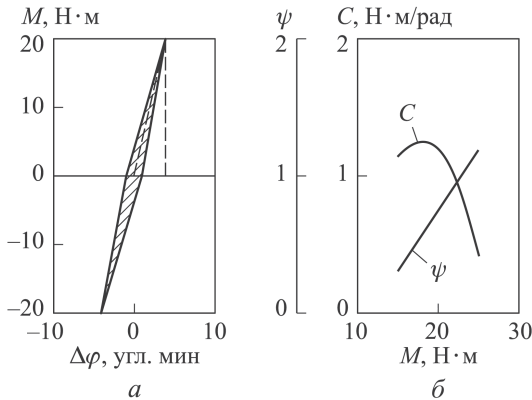
уравнение изменения напряжения якоря (при моделировании и в эксперименте входной сигнал изменялся по синусоидальному закону) в виде

$$U_y = U_{ян} \sin \omega t, \quad (14)$$

где  $\omega$  — круговая частота.

Одним из важных этапов моделирования привода является оценка коэффициентов динамической модели. Именно значения этих коэффициентов отличают привод с ВЗП от приводов с редукторами других видов. Необходимо определить оценки следующих параметров модели:  $J_d$ ,  $J_n$ ,  $k_p$  и  $c$ . Для этого используют либо результаты экспериментальных исследований, либо расчеты по теоретическим формулам и эмпирическим зависимостям. В настоящей работе  $J_d$  и  $J_n$  определялись расчетом, а  $k_p$  и  $c$  — по экспериментальным кривым.

На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости  $M = f(\Delta\varphi)$ ,  $c = f(M)$  и  $\Psi = f(M)$ , которые использовались для оценки  $k_p$  и  $c$ . Здесь  $M$  — момент нагрузки на выходном валу ВЗП,  $\Delta\varphi$  — угловое перемещение выходного вала при нагрузке  $M$  и заторможенном входном валу редуктора,  $c$  — крутильная жесткость ВЗП, приведенная к выходному валу,  $\Psi$  — коэффициент поглощения. Коэффициентом поглощения называют отношение работы диссипативных сил за период



**Рис. 3. Оценка жесткости и демпфирования ВЗП**

к максимальной потенциальной энергии системы [12]. Работу диссипативных сил определяли по площади петли гистерезиса зависимости  $M = f(\Delta\varphi)$ . Связь между условным коэффициентом вязкого демпфирования  $k_p$  и коэффициентом поглощения  $\Psi$  — по уравнению

$$k_p = \frac{\psi c_{cp}}{2\pi\omega}, \quad (15)$$

где  $c_{cp}$  — среднее значение крутильной жесткости.

Как следует из рис. 3, в рассматриваемом диапазоне изменения момента с его увеличением  $\Psi$  растет, а  $c_{cp}$  уменьшается. Значение их произведения при этом будет оставаться примерно постоянным, поэтому при моделировании будем пользоваться постоянными средними значениями  $\Psi = 0,7$  и  $c_{cp} = 10000$  Н·м/рад. Момент инерции ротора двигателя  $J_d = 2 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup>, выходного звена  $J_n = 0,03$  кг·м<sup>2</sup>.

**Моделирование динамики привода с ВЗП на компьютере.** Решение системы дифференциальных уравнений, описывающих движение привода с ВЗП, выполнялось на компьютере. Программа составлена по алгоритму решения систем дифференциальных уравнений из справочника [13]. Этот алгоритм требует предварительного преобразования уравнений в уравнения первого порядка. Разрешим уравнения (12) и (13) относительно старших производных:

$$\ddot{\varphi}_1 = \left[ \left( -\frac{k_p}{u_p^2} - \frac{k_M k_\omega}{R_{я}} \right) \dot{\varphi}_1 + \frac{c}{u_p^2} \varphi_1 + \frac{k_p}{u_p^2} \dot{\varphi}_2 + \frac{c}{u_p^2} \varphi_2 + \frac{k_M}{u_p R_{я}} U_{яH} \sin \omega t \right] \frac{1}{J_d}, \quad (16)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{k_p}{J_n} \dot{\varphi}_1 + \frac{c}{J_n} \varphi_1 - \frac{k_p}{J_n} \dot{\varphi}_2 - \frac{c}{J_n} \varphi_2 - \frac{M_c}{J_n}. \quad (17)$$

Моделирование проведем при внешней нагрузке  $M_c = 0$  так, как это было сделано в эксперименте. Введем следующие обозначения:

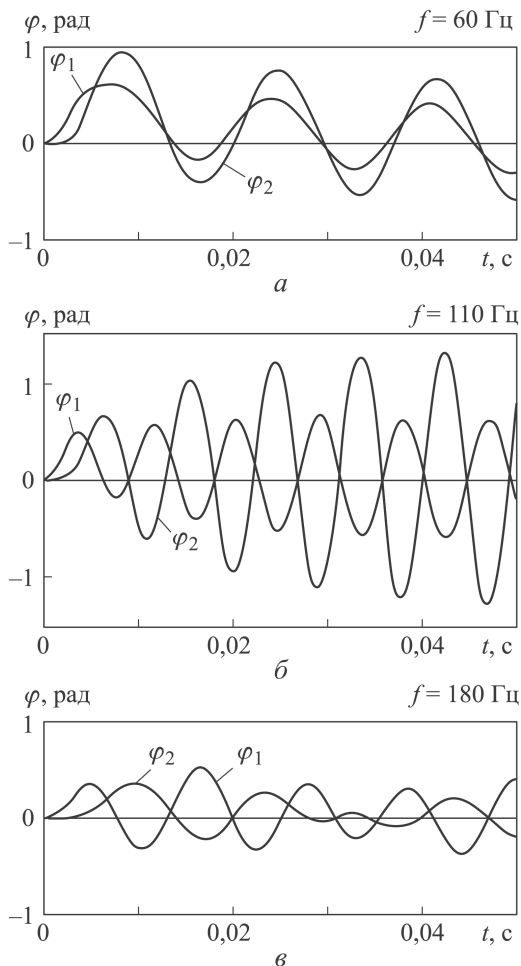
$$x_1 = \dot{\varphi}_1, \quad x_2 = \varphi_1, \quad x_3 = \dot{\varphi}_2, \quad x_4 = \varphi_2.$$

Тогда систему уравнений (16) и (17) можно записать как систему четырех уравнений первого порядка:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \left[ \left( -\frac{k_p}{u_p^2} - \frac{k_M k_\omega}{R_{я}} \right) x_1 + \frac{c}{u_p^2} x_2 + \frac{k_p}{u_p^2} x_3 + \frac{c}{u_p^2} x_4 + \frac{k_M}{u_p \cdot R_{я}} U_{яH} \sin \omega t \right] \frac{1}{J_d}, \\ \dot{x}_2 &= x_1, \\ \dot{x}_3 &= [k_p x_1 + c x_2 - k_p x_3 - c x_4] \frac{1}{J_n}, \\ \dot{x}_4 &= x_3. \end{aligned} \quad (18)$$

При расчете в программу нужно ввести следующие данные: число уравнений системы; параметры привода  $k_p$ ,  $c$ ,  $J_d$ ,  $J_n$ ,  $u_p$ ; параметры электродвигателя  $R_{я}$ ,  $U_{яH}$ ,  $k_\omega$ ,  $k_M$ ; частоту управляющего воздействия





**Рис. 4. Примеры диаграмм зависимостей  $\varphi_1 = f(t)$  и  $\varphi_2 = f(t)$  для частот  $f = 60, 110, 180$  Гц**

$f = \omega/2\pi$ ; шаг по времени  $\Delta t$ ; начальные условия  $x_{10} = \dot{\varphi}_{10}$ ,  $x_{20} = \varphi_{10}$ ,  $x_{30} = \dot{\varphi}_{20}$ ,  $x_{40} = \varphi_{20}$  при  $t = 0$ . Расчет проводится для заданной частоты  $f$  и прекращается при выходе на установившийся режим движения. После выполнения расчета на печать выводятся значения времени  $t$  и угловые координаты. Примеры диаграмм зависимостей  $\varphi_1 = f(t)$  и  $\varphi_2 = f(t)$  для частот  $f = 60, 110, 180$  Гц приведены на рис. 4.

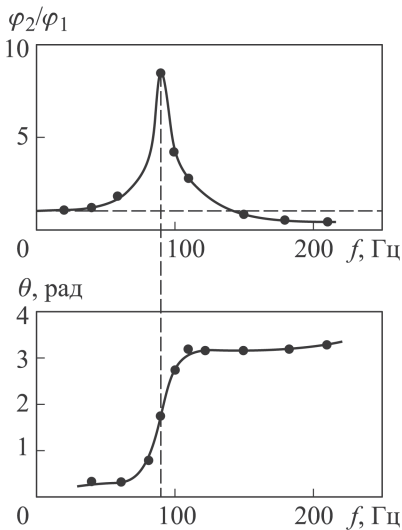
**Анализ результатов моделирования и их сравнение с результатами эксперимента.** По полученным диаграммам определялись в установившемся режиме амплитуды  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , сдвиг фазы  $\theta$  и динамическая ошибка  $\Delta\varphi$ . Результаты этих измерений представлены в таблице.

По этим данным построены амплитудная и фазовая частотные характеристики электропривода с ВЗП, которые приведены на рис. 5. Согласно результатам моделирования резонанс в приводе при инерционной нагрузке  $J_H = 0,03$  кг·м<sup>2</sup> возникает при частоте возмущающего сигнала  $f = 90$  Гц.

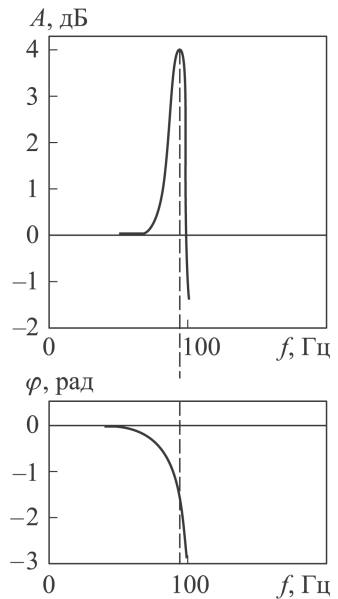


### Результаты моделирования динамики привода

$f$ , Гц	$\varphi_1$ , рад	$\varphi_2$ , рад	$\varphi_2/\varphi_1$	$\theta$ , рад	$\Delta\varphi$ , рад
20	1,24	1,3	1,05	–	0,06
40	0,64	0,73	1,14	0,29	0,11
60	0,34	0,6	1,76	0,27	0,25
80	0,17	0,61	3,6	0,73	0,46
90	0,08	0,68	8,5	1,76	0,64
100	0,19	0,8	4,2	2,7	0,98
110	0,44	1,23	2,8	3,13	1,75
120	1,04	1,45	1,4	3,14	1,92
150	0,46	0,36	0,8	3,15	0,85
180	0,31	0,14	0,45	3,18	0,45
210	0,25	0,1	0,4	3,3	0,4



**Рис. 5.** Амплитудная и фазовая частотные характеристики привода с ВЗП, построенные по результатам моделирования



**Рис. 6.** Экспериментальные ЛАХ и ЛФХ для исследуемого привода из [6]

На рис. 6 приведены экспериментальные логарифмические амплитудная (ЛАХ) и фазовая (ЛФХ) характеристики для рассматриваемого привода при инерционной нагрузке на выходном валу  $J_H = 0,03 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ . Резонансная частота привода, определенная по этим характеристикам,  $f = 85 \text{ Гц}$  [6].

Из этого можно сделать вывод, что рассмотренная динамическая модель привода с ВЗП и метод оценки его динамических параметров позволяют оценивать его резонансную частоту с приемлемой для практики точностью ( $\sim 10\%$ ).

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Taghirad H.D., Belanger P.R., Helmy A.* An Experimental Study on Harmonic Drives. Technical Report Submitted to International Submarine Engineering Ltd., Port Coquitlam BC, V3C, 2M8. Center for Intelligent Machines. McGill University, 3480, University St., Montreal, PQ, H3A, 2A7, March 1, 1996. P. 37.
2. *Tuttle T.D.* Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission the degree of Master of Science in Mechanical Engineering. Artificial Intelligence Laboratory, 545 Technology Square Cambridge, Massachusetts. 1992. P. 322.
3. *Dhaouadi R., Ghorbel F.H., Gandhi P.S.* A New Dynamic Model of Hysteresis in Harmonic Drives. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. Vol. 50. No. 6, December 2003. P. 1165.
4. *Taghirad H.D., Belanger P.R.* An experimental study on modelling and identification of harmonic drive systems. 35th IEEE Conference on Decision and Control, 1996.
5. *Клеников С.С.* Основные сведения и краткий обзор работ по волновым зубчатым передачам, опубликованных в период с 1962 по 1982 г. // Сообщения I-III. М.: Завод ВТУЗ при ЗИЛе, 1984.
6. *Крашенинников В.И.* Двухволновые зубчатые передачи с дисковыми волнообразователями для систем автоматического управления. Дисс. ... канд. техн. наук. Жуковский, Моск. обл., 1990. 191 с.
7. *Тарабарин В.Б., Артамонов П.И., Люляев В.М.* Экспериментальное исследование привода с волновой зубчатой передачей // Труды МВТУ № 227 "Теория механизмов". 1976. Вып. 7.
8. *Истомин С.Н., Шувалов С.А., Попов П.К.* Кинематическая точность приборных волновых передач. М.: Машиностроение, 1987. 159 с.
9. *Hidaka Teruaki, Sasahara Masakatsu, Tanioka Yoshihiro; Okada Kouji.* Torsional vibration in the robot due to wave gears. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series C*. 1986. Vol. 52. No. 480. P. 2207–2212.
10. *Люминарский И.Е.* Собственная кинематическая погрешность волновой зубчатой передачи // Машиностроение и инженерное образование. 2008. Вып. 2.
11. *Кенно Т., Нагемори С.* Двигатели постоянного тока с постоянными магнитами. М.: Энергоатомиздат, 1989. 184 с.
12. *Бидерман В.Л.* Прикладная теория механических колебаний. М.: Высш. шк., 1972. 416 с.
13. *Дьяконов В.П.* Справочник по алгоритмам и программам на языке Бейсик для персональных ЭВМ: Справочник. М.: Наука, 1987. 240 с.

## REFERENCES

- [1] *Taghirad H.D., Belanger P.R., Helmy A.* An Experimental Study on Harmonic Coquitlam BC, V3C, 2M8. Center for Intelligent Machines. McGill University, 3480, University St., Montreal, PQ, H3A, 2A7, March 1, 1996, pp. 37.
- [2] *Tuttle T.D.* Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission the Degree of Master of Science in Mechanical Engineering. Artificial Intelligence Laboratory, 545 Technology Square Cambridge, Massachusetts, 1992. 322 p.
- [3] *Dhaouadi R., Ghorbel F.H., Gandhi P.S.* A New Dynamic Model of Hysteresis in Harmonic Drives. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2003, December, vol. 50, no. 6, p. 1165.
- [4] *Taghirad H.D., Belanger P.R.,* An Experimental Study on Modelling and Identification of Harmonic Drive Systems. *35th IEEE Conference on Decision and Control*, 1996.
- [5] *Klenikov S.S.* The Basic data and the short review of works on the Harmonic tooth drives, published during the period with 1962 for 1982 of Message I-III, Technical College at ZIL, Moscow, 1984 (in Russ.).

- [6] Krashennnikov V.I. Dvukhvolnovye zubchatye peredachi s diskovymi volnoobrazovatelyami dlya sistem avtomaticheskogo upravleniya. Diss. kand. tekhn. nauk [Two-Wave Harmonic Drives with Disk's Wave-Generations for Automatic Control Systems. Cand. tech. sci. diss.]. Zhukovsky, Moscow Region, 1990, 191 p.
- [7] Tarabarin V.B, Artamonov P.I, Lyulyaev V.M. Experimental Research of the Drive with a Harmonic Drive. *Proc. of Bauman MHTS* no. 227 Theory of Mechanisms, iss. 7, Moscow, 1976 (in Russ.).
- [8] Istomin S.N., Shuvalov S.A., Popov P.K. Kinematicheskaya tochnost' pribornykh volnovykh peredach [The Kinematic Accuracy of an Instrumental Harmonic Drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987, 159 p.
- [9] Hidaka Teruaki, Sasahara Masakatsu, Tanioka Yoshihiro, Okada Kouji. Torsional Vibration in the Robot Due to Wave Gears. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, 1986, vol. 52, no. 480, pp. 2207–2212. ISSN:0387-5024
- [10] Lyuminarskiy I.E. Own Kinematic Error of a Harmonic Drive. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical Engineering and an Engineering Education], 2008, iss. 2, pp. 53–56 (in Russ.).
- [11] Kenno T, Nagemori S. Permanent-Magnet and Brushless DC Motors. Oxford, Clarendon Press, 1985.
- [12] Biderman V. L. Prikladnaya teoriya mekhanicheskikh kolebaniy [The Applied Theory of Mechanical Fluctuations]. Moscow, Vyssh. shk. Publ., 1972. 416 p.
- [13] Diaconov V.P. Spravochnik po algoritmam i programmam na yazyke Beysik dlya personal'nykh EVM [Handbook on Algorithms and Programs in Language the BASIC for Personal Computers]. Moscow, Nauka Publ., 1987. 240 p.

Статья поступила в редакцию 19.03.2015

Тарабарин Валентин Борисович — канд. техн. наук, доцент кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Tarabarin V.B. — Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Тарабарина Зинаида Ивановна — старший преподаватель кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Tarabarina Z.I. — Senior Lecturer, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

### **Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Тарабарин В.Б., Тарабарина З.И. Моделирование динамики электромеханической части привода системы управления с волновым зубчатым редуктором // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 5. С. 117–127.

### **Please cite this article in English as:**

Tarabarin V.B., Tarabarina Z.I. Simulating dynamics of electromechanical drive unit of control system with harmonic reducer. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2015, no. 5, pp. 117–127.