

Рисунок 4 – Квазиглобoidное колесо с $z_1=20$; $m=1,5$; $\beta=60^\circ$

$$u_{z.d.} = \frac{53 \cdot 95}{41 \cdot 70}$$

На рисунке 4 изображено квазиглобoidное колесо с геометрическими параметрами $z_1=20$, $m=1,5$; $\beta=60^\circ$, изготовленное цилиндрическим обкаточным резцом с параметрами $z_1=68$; $m_1=1,5$.

Обкатка квазиглобoidной червячной зубчатой пары осуществлялась с помощью приспособления к зубофрезерному станку, которое позволяет найти пятно контакта в разобранной зубчатой паре. Схема этого устройства представлена на рисунке 5.

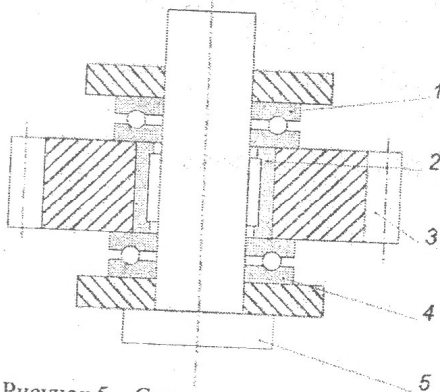


Рисунок 5 – Схема приспособления для обкатки зубчатых колес

Приспособление работает следующим образом: стандартная оправка 5 устанавливается на стол станка, на нее крепятся два упорных шариковых подшипника 1 и 4, между которыми установлен игольчатый подшипник 2, на котором закреплено обкатываемое цилиндрическое прямозубое (или косозубое) зубчатое колесо 3. Квазиглобoidное зубчатое колесо, установленное на инструментальной оправке зубофрезерного станка зацепляется с зубчатым колесом 3, и приводит его в движение (вращение), которое установлено на инструментальной оправке зубофрезерного станка. Поскольку вращение квазиглобoidного и цилиндрического зубчатых колес независимы, то при обкатке зубчатых пар гитару деления зубофрезерного станка настраивать не требуется. С помощью такого приспособления можно обкатывать квазиглобoidные зубчатые пары с любыми габаритами, передаточным отношением, количеством зубьев.

При конструировании квазиглобoidных зубчатых колес на величину пятна контакта будут влиять количество заходов (витков) зубчатых колес, их диаметр, а также передаточное отношение в проектируемой передаче.

При экспериментальном исследовании определения пятна контакта проводилась обкатка зубчатых пар при зацеплении квазиглобoidных зубчатых колес разной геометрии с цилиндрическими колесами.

Теоретическое и экспериментальное пятно контакта в передачах представлены на рисунке 6.

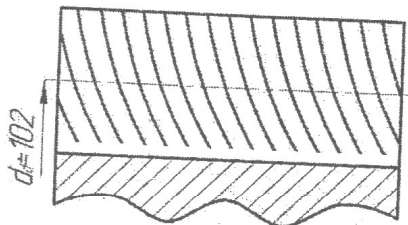
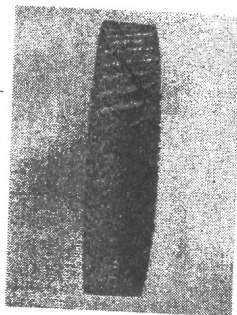


Рисунок 6 – Пятно контакта на зубе парного зубчатого колеса



Вывод: Синтезированы квазиглобoidные зубчатые колеса за счет усовершенствования схемы формообразования резанием. Экспериментально получены квазиглобoidные зубчатые передачи, состоящие из квазиглобoidных колес сопрягающиеся с цилиндрическими колесами. Определена площадь суммарного пятна контакта квазиглобoidных зубчатых передач.

Список литературы: 1. Геометрия зв'язаних поверхонь / Равская Н.С., Родин П.Р., Николаенко Т.П., Мелничук П.П., Выготовський Г.Н. – Житомир: ЖИТИ, 2001. – 319с. 2. Калашников С.Н., Калашников А.С. Зубчасті колеса та їх виготовлення. – М.: Машинобудування, 1983. – 264с. 3. Заблонський К.І. Зубчасті передачі. – Киев: Техніка, 2000. – 208с. 4. Вулгаков Е.Б. Узагальнена теорія і проектування. – М.: Машинобудування, 2004. – 264с. 5. Вітренко О.М. Дослідження геометрії і кінематики циліндро-гіперболоїдних передач: Дис... канд. техн. наук: 01.02.02. – Ворошиловград, 1975. – 214с. 6. Кириченко І.О., Вітренко В.О., Вітренко О.В. Зубчасті передачі на валах, що схрещуються // Міжнародна збірка наукових праць "Прогресивні технології і системи машинобудування". – Донецьк: ДГТУ, 2002. – Випуск №19. – С.83-88.

Bibliography (transliterated): 1. Geometry of the attended surfaces / Ravskaya N.S., Rodin P.R., Nikolaenko T.P., Mel'nychuk P.P., Vygotovskiy G.N. – Zhitomir: ZHITI, 2001. – 319p. 2. Kalashnikov S.N., Kalashnikov A.S. Gear-wheels and their making. – Moscow: Engineer, 1983. – 264p. 3. Zablonskiy K.I. Zubchatye transmissions. – it is Kiev: Technique, 1977. – 208p. 4. Vulgakov E.B. The Generalized theory and planning. – Moscow: Engineer, 1974. – 264 p. 5. Vitrenko O.M. The study of geometry and kinematics of hyperboloid cylinder-over-cotages: Diss. candidate. techn. Science 01.02.02. – Voroshilovgrad., 1975. – 214p. 6. Kirichenko I.O., Vitrenko V.O., Vitrenko O.V. Gearings on billows, that skhre-schuyut'sya, // International collection of scientific labours "Progressive technologies and systems of engineer". – it is Donetsk: DGTU, 2002. – No19. – P.83-88.

Поступила (received) 08.04.2015

УДК 681.12.08:534.09

А.В. МАМОНТОВ, старший преподаватель каф. ОТ ХНУРЭ, Харьков

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ АВТОРСКОГО И ДОРЕЗОНАНСНОГО МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЯ ДИСБАЛАНСА РОТОРОВ

Приводится оценка метрологической точности авторского способа измерения статической неуравновешенности жестких роторов в сравнении с дорезонансным способом. Выводятся формулы для расчета составляющей относительной погрешности измерения, вызванной линейным трением. Результат анализа свидетельствует о том, что по точности измерения, авторский способ не уступает традиционному дорезонансному способу и может быть реализован на операциях балансировки роторов различных машин и механизмов.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, жесткий ротор, дорезонансный, относительная погрешность, свободные колебания, линейное трение.

Введение. Актуальность задачи. Одной из важных задач в технологии машиностроения по-прежнему остается уравнивание роторов различных машин и механизмов (балансировка).

В настоящее время существует ряд методов измерения неуравновешенности роторов и широкий спектр реализующих их устройств. Однако все они имеют недостатки, к числу которых относится влияние трения на точность измерения, а также дороговизна и сложность конструкции балансировочного станка. Это снижает эффективность балансировки роторов, что неуклонно ухудшает эксплуатационные характеристики различных машин и механизмов, в состав которых они входят. Этим объясняется актуальность задачи.

Анализ последних исследований и литературы. Существующие методы и средства измерения неуравновешенностей основаны на измерении различных физических величин процесса вынужденных колебаний, возникающих при вращении роторов. Так известны методы, лежащие в основе дорезонансных, резонансных и зарезонансных станков [1-3].

На дорезонансном станке измеряются динамические нагрузки (силы), действующие на опоры ротора при вынужденных колебаниях ротора. Результат измерения зависит от скорости его вращения ротора, сил трения в опорах, жесткости основания станка и внешних помех. Следовательно, точность измерения неуравновешенности также зависит от точности измерения указанных динамических нагрузок и точности поддержания скорости вращения в определенных пределах (в допуске). Также требуется периодическая калибровка станка эталонными роторами.

На резонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний в условиях резонанса, которая зависит от трения в системе. Кроме того, требуется постоянство частоты вращения, влияющее на точность измерения неуравновешенности. Следовательно, точность измерения неуравновешенности зависит от точности измерения амплитуды колебаний, точности характеристик трения, а также от стабильности частоты вращения.

На зарезонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний в податливых (мягких) опорах, которая также зависит от трения. Требуется калибровка станка для каждого типа ротора, а в отдельных случаях, для каждого ротора в отдельности. Точность измерения неуравновешенности зависит от точности измерения амплитуды колебаний, а также от точности характеристик трения.

Общими недостатками этих методов и средств является существенное влияние трения на измеряемую величину, обуславливающее погрешность измерения, а также сложность и высокая стоимость оборудования.

Кроме того известны способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов [4-8], разработчиком которых является автор данной статьи (в соавторстве). Способ основан на измерении собственных частот свободных колебаний ротора, установленного на маятниковую раму, с последующим расчетом величины дисбаланса и его угла. В сравнении с традиционными способами измерения статической неуравновешенности роторов данный способ обладает меньшим влиянием трения в опорах и внешних помех на измеряемые величины.

Цель статьи. Для практической реализации предложенного способа необходимо продемонстрировать возможность достижения более высокой точности измерения в сравнении с рассмотренными аналогами. Целью статьи является доказательство и демонстрация возможности достижения более высокой точности измерения предложенного (авторского) способа в сравнении с традиционным (дорезонансным) способом, на котором основана работа дорезонансных балансировочных станков.

Постановка задачи. Конструкции устройств, с помощью которых реализованы описанные методы, представляют собой механические колебательные системы. Точность измерения статической неуравновешенности в любом из них ограничена рядом факторов, к числу которых относится трение в системе. В данной задаче будем рассматривать модель линейного трения и его влияние на точность измерения. Необходимо вывести математические формулы

зависимости относительной погрешности измерения дисбаланса ротора от коэффициента затухания для дорезонансного (традиционного) и авторского способов. Получив искомые зависимости, необходимо представить их графическую интерпретацию, которая позволит наглядно продемонстрировать эффективность авторского метода.

Материалы исследования. Упрощенная схема дорезонансного балансировочного станка приведена на рисунке 1,а. Для определения статической неуравновешенности ротор 1 раскручивают до определенной скорости вращения ω и измеряют динамическую нагрузку F_{OCH} , вызванную наличием неуравновешенной массы 2 и передаваемую основанию с помощью упругих опор 3. Элементами 4 условно обозначено наличие линейного трения в системе.

Величина дисбаланса может быть рассчитана по формуле (1). Она может быть измерена динамометром со шкалой, проградуированной в единицах дисбаланса ($г \times мм$), в основе чего также лежит формула (1).

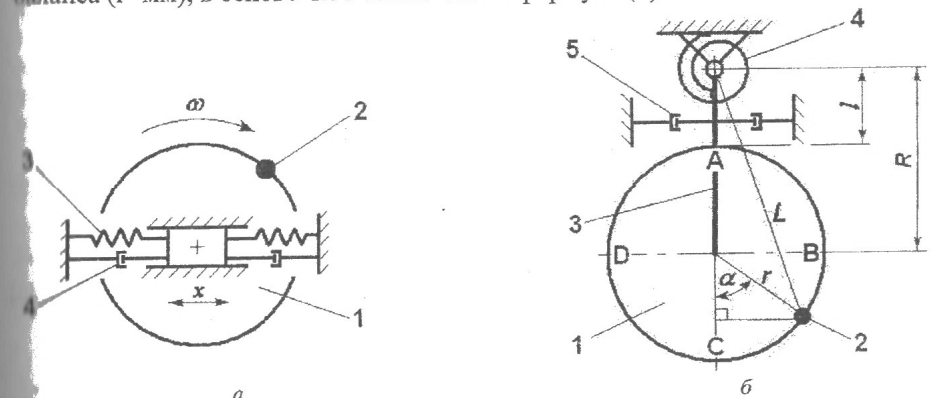


Рисунок 1 – Упрощенные схемы балансировочных станков с учетом трения: а – дорезонансного (вид сбоку); б – авторского (вид сверху)

$$\mu_1(\xi) = \frac{F_{OCH}}{\mu_\xi \omega^2}, \quad (1) \quad \mu_\xi = \frac{1 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{k}}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{k}}\right)^2}}, \quad (2) \quad \xi = \frac{h}{h_{KP}} = \frac{h}{2\sqrt{kM}}, \quad (3)$$

где F_{OCH} – максимальное значение силы, передаваемой основанию и измеренной динамометром; μ_ξ – коэффициент передачи силы; ξ – относительный коэффициент затухания; ω – угловая скорость вращения ротора; M – масса колеблющейся части системы; k – коэффициент жесткости упругих элементов 3; h – коэффициент линейного трения; h_{KP} – коэффициент критического трения [9].

Таким образом, величина дисбаланса является функцией нескольких косвенно измеряемых величин, входящих в уравнения (1...3). В общем случае максимальная относительная погрешность величины $y(x_1...x_n)$, которая является функцией нескольких переменных, может быть рассчитана с помощью частных производных [10]

$$\left(\frac{\Delta y}{y}\right)_{\max} \cdot 100\% = \left[\left| \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \frac{\Delta x_1}{y} \right| + \dots + \left| \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \frac{\Delta x_n}{y} \right| \right] \cdot 100\%. \quad (4)$$

Рассмотрим одну из составляющих относительной погрешности дисбаланса на дорезонансном станке, вызванную линейным трением:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1\xi} &= \frac{\partial D_1(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \times 100\% = \frac{F_{OCH} M \xi \left[1 - \left(1 - \frac{\omega^2 M}{k} \right)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k} \right)^2 + 4\omega^2 \frac{M}{k} \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4\omega^2 \frac{M}{k} \xi^2 \right]} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \cdot 100\% \\ &= \frac{F_{OCH} M \xi \left[1 - (1 - n^2)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[(1 - n^2)^2 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \frac{\xi}{D_1(\xi)} \cdot 100\% = \\ &= \frac{n^2 \xi^2 \left[1 - (1 - n^2)^2 \right]}{\left| 1 - n^2 \right| \cdot \sqrt{\left[(1 - n^2)^2 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot 100\%, \end{aligned} \quad (5)$$

$$n = \frac{\omega}{\sqrt{k/M}}, \quad (6)$$

где n – относительная частота колебаний.

На рисунках 2,а и 2,б показаны трехмерные графики зависимости $\varepsilon_1(n; \xi)$, построенные в разных интервалах значений аргументов (Mathcad). Графики отражают типовую резонансную характеристику колебательной системы, при которой влияние трения резко возрастает на резонансной частоте.

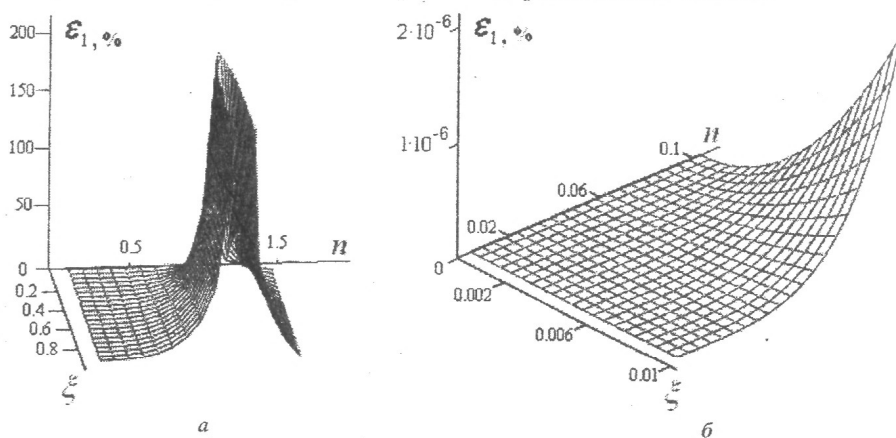


Рисунок 2 – Графики зависимости $\varepsilon_1(n; \xi)$:
а – $\xi=0,0\dots 1,0$; б – $\xi=0,0\dots 0,01$;

Рассмотрим упрощенную схему станка (устройства), предложенного автором, (см. рисунок 1,б). Ротор 1 с неуравновешенной массой 2 установлен на магнитковой раме 3 с возможностью поворота вокруг своей оси и фиксации в четырех положениях А, В, С, D, отличающихся друг от друга поворотом ротора на 90°. Рама 3 подпружинена упругим элементом 4 (торсионом). Наличие линейного трения в системе обозначено элементами 5. Определение дисбаланса и его угла делается расчетным путем с помощью частот свободных колебаний системы, измеренных в четырех положениях ротора.

$$D_2 = m_{НЕУР} r = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2} \right)^2}, \quad (7)$$

где $m_{НЕУР}$ – величина неуравновешенной массы; r – радиус (эксцентриситет); G – коэффициент жесткости упругого элемента 4; $\omega_A, \omega_B, \omega_C, \omega_D$ – частоты свободных колебаний системы, измеренные при соответствующих положениях ротора 1.

Аналогично найдем составляющую относительной погрешности дисбаланса, вызванную линейным трением, для авторского устройства. Как известно, частота свободных затухающих колебаний механической колебательной системы с линейным трением равна [11, 12]

$$\omega_\xi = \sqrt{\omega_0^2 - \xi^2}, \quad (8)$$

где ω_0 – циклическая частота свободных колебаний без трения. С учетом этого выражение (7) запишется следующим образом:

$$D_2(\xi) = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2} \right)^2}. \quad (9)$$

Составляющая относительной погрешности дисбаланса, вызванная линейным трением для этого случая будет иметь следующий вид:

$$\varepsilon_{2\xi} = \frac{\partial D_2(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_2(\xi)} \times 100\% =$$

$$= \frac{25G\xi^2}{R} \cdot f_1^{-1/2}(\xi) \cdot [f_2(\xi) \cdot (f_4^2(\xi) - f_5^2(\xi)) + f_3(\xi) \cdot (f_6^2(\xi) - f_7^2(\xi))]; \quad (10)$$

$$f_1(\xi) = f_2^2(\xi) + f_3^2(\xi); \quad (11) \quad f_2(\xi) = f_4(\xi) + f_5(\xi); \quad (12) \quad f_3(\xi) = f_6(\xi) + f_7(\xi); \quad (13)$$

$$f_4(\xi) = \frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2}; \quad (14) \quad f_5(\xi) = \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2}; \quad (15)$$

$$f_6(\xi) = \frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2}; \quad (16) \quad f_7(\xi) = \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}. \quad (17)$$

На рисунке 3 показан график зависимости $\varepsilon_2(\xi)$, построенный в среде Mathcad.

Результаты исследования. В ходе исследования были выведены формулы для расчета составляющей относительной погрешности дисбаланса, вызванной линейным трением, для дорезонансного и авторского способов. Также

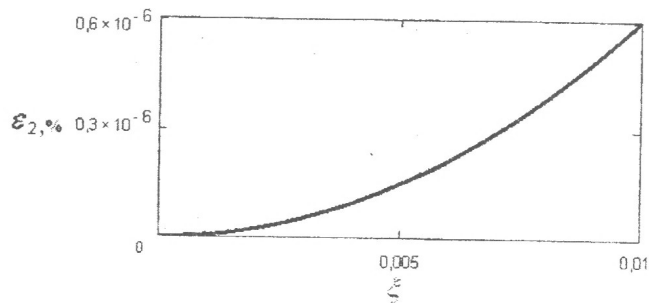


Рисунок 3 – График зависимости $\varepsilon_2(\xi)$

новешенности роторов стала очевидной необходимостью дальнейших исследований в этом направлении. Для этого автором данной статьи ранее были разработаны и защищены патентами (в соавторстве) способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов. Для практической реализации указанных разработок понадобилась оценка метрологической точности авторского метода и наглядная иллюстрация ее результатов. При сравнении графиков на рисунках 2, б и 3, видно, что составляющая относительной погрешности вследствие линейного трения при значении $\xi=0,01$ примерно в три раза меньше. Это свидетельствует о большей точности авторского метода.

Научная новизна заключается в получении формул для расчета составляющей относительной погрешности дисбаланса с помощью частных производных для дорезонансного и авторского способов, вызванной линейным трением.

Практическая значимость данной работы заключается в подтверждении возможности создания более точного и простого в изготовлении и обслуживании оборудования для определения статической неуравновешенности роторов.

Список литературы: 1. Теория и конструкция балансировочных машин / Под ред. проф. В.А. Шпепельникова. – М.: Mashgiz, 1963. – 443с. 2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 639с. 3. Неразрушающий контроль: Справочник. Т.7 / Под общ. ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 2005. – 829с. 4. Малютов А.В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования. // Радиоэлектроника и информатика": Научно-технический журнал. – Харьков, 2002. – Вып.3. – С.68-70. 5. А.С. №1825996 G01M1/10. 6. Патент Украины №38863 G01M1/00. 7. Патент Украины №39118 G01M1/00. 8. Патент Украины №70504 G01M1/10. 9. Суровцев Ю.А. Амортизация радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Сов. Радио, 1974. – 175с. 10. Сергеев А.Г. Метрология: Учебник. – М.: Логос, 2005. – 272с. 11. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Часть II. Динамика. – М.: Высшая школа, 1984. – 423с. 12. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 255с.

Bibliography (transliterated): 1. Teorija i konstrukcija balansirovochnyh mashin / Pod red. prof. V.A. Shhepetil'nikova. – Moscow: Mashgiz, 1963. – 443p. 2. Artobolevskij I.I. Teorija mehanizmov i mashin. – M.: Nauka, 1988. – 639p. 3. Nerazrushajushhij kontrol': Spravochnik. Vol.7 / Pod obshh. red. V.V. Kljueva. – Moscow: Mashinostroenie, 2005. – 829p. 4. Maljutov A.V. Metody vibrodiagnostiki neuravnovesennyh rotorov dlja snizhenija vibracii i shuma proizvodstvennogo oboru-dovanija // Radioelektronika i informatika": Nauchno-tehnicheskij zhurnal. – Kharkov, 2002. – Vol.3. – P. 68-70. 5. A.S. No1825996 G01 M1/10. 6. Patent Ukrainy No 38863 G01M1/00. 7. Patent Ukrainy No 39118 G01M1/00. 8. Patent Ukrainy No70504 G01M1/10. 9. Surovcev Ju.A. Amortizacija radioelektronnoj apparatury. – Moscow: Sov. Radio, 1974. – 175p. 10. Sergeev A.G. Metrologija: Uchebnik. – Moscow: Logos, 2005. – 272p. 11. Jablonskij A.A. Kurs teoreticheskoj mchaniki. Chast' II. Dinamika. – Moscow: Vysshaja shkola, 1984. – 423p. 12. Panovko Ja.G. Vvedenie v teoriju mehanicheskikh kolebanij. – Moscow: Nauka, 1991. – 255p.

Поступила (received) 15.01.2015

М.В. МАРГУЛИС, д.т.н., профессор каф. ТМ ГВУЗ ПГТУ, Мариуполь;
Я.О. ГОРДИЕНКО, аспирант каф. ТМ ГВУЗ ШТУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОЭКОНОМИЧНЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

В данной статье на основе анализа работ по волновым передачам с телами качения, а так же выполненных аналитических и экспериментальных исследований предложена методика по оптимизации основных конструктивных параметров данных передач по критерию минимизации массогабаритных параметров. Приведены зависимости, учитывающие влияние кривизны дорожек и тел качения, угла нутации и угла наклона фронта периодической дорожки качения на величины возникающих напряжений в процессе передачи вращающего момента.

Ключевые слова: волновая передача, главные кривизны, периодическая дорожка качения, тело качения, угол нутации, оптимизация, прецессия.

Актуальность задачи. Повышение качества и надежности машин и механизмов при одновременном уменьшении их массогабаритных параметров и повышении экономичности является основной задачей современного машиностроения [1].

Известно, что волновые передачи с телами качения являются наиболее экономичной разновидностью волновых передач по массогабаритным параметрам и КПД. Это достигается заменой зубчатого зацепления шаровым, практически исключая трение скольжения и повышающим КПД и надежность передачи за счет исключения гибких звеньев. В связи с этим актуальна разработка и оптимизация высокоэкономичных приводов с использованием волновых передаточных механизмов с телами качения.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка общего подхода к оптимизации основных конструктивных параметров волновых прецессионных передач с телами качения для снижения массогабаритных параметров передаточных механизмов.

Материалы исследований. Конструкции волновых прецессионных передач с телами качения, их основные элементы и принцип работы представлены в [2-3]. Принятые термины и обозначения для рассматриваемых передаточных механизмов описаны в [4].

Важным конструктивным параметром передачи, определяющим геометрию её основных звеньев и условия работы тел качения в зацеплении, является угол нутации β . Фактически угол нутации определяет траекторию периодических дорожек качения (ПДК), выполненных на основных звеньях передачи, вдоль которых перемещаются тела качения (ТК). На рисунке 1 видно, что угол нутации β для точек, совершающих прецессионное движение с нутацией, фактически определяет амплитуду A траектории кривой на сферической поверхности. На рисунке изображены три траектории ПДК с одинаковыми периодами T и базовыми диаметрами D_b , но разными углами нутации β .

Величина угла нутации ПДК должна обеспечить равномерное движение тел качения вдоль ПДК, с минимальным проскальзыванием и без заклинивания.

Угол нутации является так же фактическим углом наклона прецессионного колеса и должен обеспечить величину угла θ наклона двух сопряженных