

Рисунок 10 – График зависимости величин собственных частот цистерны от толщины ее стенки

прочности, жесткости, устойчивости и вибрационной возбудимости. Он базируется на линеаризации искомым критерияльных величин в зависимости от степени изменения варьируемых параметров. При этом предложена новая разновидность технологии "серого ящика", предусматривающая, в отличие от вариантов "белого ящика" и "черного ящика", получение частичного знания о поведении аппроксимируемой функции. В частности, предложена линеаризация изменения зависимых от параметров величин в окрестности исходной базовой точки, причем чувствительность контролируемых величин на варьирование параметров определяется на основе конечно-разностных вычислений с использованием "реперных" решений, которые соответствуют решению задач анализа при варьировании отдельных параметров на некоторую величину. Положение исходной точки, а также величины шагов по параметру определяют точность приближения действительной поверхности отклика, т.е. увеличивается степень "прозрачности серого ящика". При этом, как отмечалось, использован способ определения чувствительности, альтернативный традиционной технологии теории возмущений. Объединение названных особенностей дает возможность соединить преимущества аналитических и численных решений задач анализа и синтеза тонкостенных конструкций, тем самым существенно ускоряя процесс проектных исследований и обоснование рациональных параметров проектируемых изделий.

Для демонстрации преимуществ предложенного подхода был решен ряд тестовых задач о прочности, жесткости, спектре собственных частот колебаний и об устойчивости деформирования на примере корпуса тягача, грузового полувагона, цистерны, каркаса автобуса. Конструкции принимались к исследованию с упрощенной геометрией, параметрами и нагрузками. По итогам анализа результатов расчетов проиллюстрирована применимость и точность предложенного подхода.

В дальнейшем на основе предложенного подхода предлагается провести решение серии задач анализа и синтеза реальных тонкостенных конструкций при действии системы номинальных и экстремальных нагрузок.

Список литературы: 1. Пелешико Е.В., Ткачук Н.Н., Грищенко Г.Д., Ткачук Н.А. Специализированный интегрированный программно-модельный комплекс на основе обобщенного параметрического описания сложных механических систем // Вісник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Машинознавство та САПР. – 2007. – №3. – С.101-117. 2. Грищенко Г.Д., Ткачук А.В., Ткачук Н.А., Пелешико Е.В., Бруль С.Т., Литвищенко А.В. Применение специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических конструкций: определение напряженно-деформированного состояния и обоснование параметров // Вісник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Машинознавство та САПР. – 2008. – №14. – С.17-25. 3. Пелешико С.В., Ткачук М.А., Бруль С.Т., Литвищенко О.В., Карапейчик І.М. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Транспортне машиностроение. – 2010. – №39. – С.116-131. 4. Карапейчик І.М. Підвищення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин шляхом забезпечення міцності бронекорпусів / І.М. Карапейчик, С.Т. Бруль, М.А. Ткачук, Є.В. Пелешико, О.В. Кохановська // Військово-технічний збірник / Академія сухопутних військ. – Львів: АСВ. 2012. – № 2(7) – С.33-43. 5. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир. 1973. – 244с. 6. Рейклейтис Г., Рейвиндран А., Рэсдел К. Оптимизация в технике. Том 1. – М.: Мир, 1986. –

348с. 7. Рейклейтис Г., Рейвиндран А., Рэсдел К. Оптимизация в технике. Том 2. – М.: Мир, 1986. – 320с. 8. Кіндрацький Б.І. Багатокритеріальний структурно-параметричний синтез машинобудівних конструкцій: дис...докт.техн.наук. – Львів: Львівська політехніка, 2004. – 392с. 9. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // Машинознавство. – 2002. – № 10. – С.26-40. 10. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій // Вісник ТДТУ імені Івана Пулюя. – 2003. – Том 8. – № 1. – С.73-82. 11. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм ієрархічного багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій / В кн.: Zagadnienia dydaktyczne w środowisku systemów technologicznych. – Lublin: Lubelskie Towarzystwo Naukowe, 2003. – С.113-116. 12. http://www.ansys.com. 13. http://www.mscsoftware.com. 14. Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешико Е.В., Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПИ", 2003. – №1, т.2. – С.3-7. 15. Ткачук Н.А., Грищенко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 16. Танченко А.Ю. Влияние толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения // Вісник НТУ "ХПИ". Серія Машинознавство та САПР. – 2013. – №1(975). – С.138-145. 17. Ткачук Н.А., Литвищенко А.В., Костенко Ю.В., Танченко А.Ю., Грабовский А. В. Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкции на изменение толщины // Вісник НТУ "ХПИ". Серія Транспортне машинобудування. – 2014. – № 14(1057). – С.138-154. 18. Танченко А.Ю. Динамические и прочностные характеристики тонкостенных элементов машиностроительных конструкций при уменьшении толщины в процессе эксплуатации / А.Ю. Танченко, Н.А. Ткачук, И.В. Артемов, А.В. Литвищенко // Актуальные вопросы машиностроения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. – 2013. – Вып.2. – С.210-213. 19. Ткачук Н.А. Чувствительность прочностных и жесткостных характеристик тонкостенных элементов машиностроительных конструкций к неравномерному изменению толщины / Н.А. Ткачук, А.В. Литвищенко, А.В. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Випуск 137/2013. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – 2013. – С.187-191. 20. Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648p. 21. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики / Г.И. Марчук. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1980. – 536с. 22. Гузь А.Н. Метод возмущения формы границы в механике сплошных сред / А.Н. Гузь, Ю.Н. Немчи. – К.: Вища шк., 1989. – 352с. 23. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов. М. - К.: МАШГИЗ, 1961. – 340с. 24. Симсон Э.А. Методика анализа чувствительности вибрационных параметров механических систем / Э.А. Симсон, С.А. Назаренко, М.В. Трохан // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2/4(32). – 2008. 25. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания механических систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1966. – 335с. 26. Гринев В.Б. Оптимизация стержней по спектру собственных значений / В.Б. Гринев, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1979. – 211с. 27. Карманов В.Г. Математическое программирование – М.: Наука, 1975. – 272с.; 6-е изд. – Физматлит, 2008. – 263с.

Поступила (received) 21.01.2014

УДК 681.12.08:534.09

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

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ РОТОРОВ

Рассматривается новый способ измерения статической неуравновешенности роторов. Выводятся формулы для расчета угла и величины дисбаланса. Расчет основан на предварительном измерении частот свободных колебаний ротора, установленного на маятниковую раму.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, ротор, маятниковая рама, свободные колебания.

Введение. Актуальность задачи. Одной из важных технологических задач в машиностроении остается уравнивание роторов (балансировка) различных машин и механизмов.

Не смотря на значительные достижения науки и техники в этой области, проблема по-прежнему остается *актуальной*, так существующие способы и

© А.В. Мамонтов, 2014

средства уравнивания роторов имеют определенные недостатки. Они связаны тем, что на точность измерения неуравновешенности влияют различные факторы, которые более подробно описаны ниже.

В данной статье рассматривается авторский способ определения статической неуравновешенности роторов, в котором часть вышеупомянутых факторов исключена, а остальная их часть значительно снижена.

Анализ последних исследований и литературы. Наиболее распространенные методы измерения неуравновешенностей роторов основаны на измерении вынужденных колебаний, возникающих при их вращении, соответственно, на дорезонансном, резонансном и зарезонансном станках [1-3]. Однако всем этим методам и соответствующему оборудованию присущи характерные недостатки.

На дорезонансном станке измеряются динамические нагрузки (силы) на опоры ротора. Точность измерения резко зависит от скорости вращения ротора, сил трения в его опорах, жесткости основания станка и внешних помех. Для минимизации инструментальной погрешности станка требуется его периодическая калибровка эталонными роторами.

На резонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний, зависящая от трения в системе. Кроме того, требуется постоянство частоты вращения, влияющее на точность измерения неуравновешенности.

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.

Также 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 отличие от традиционных способов измерения статической неуравновешенности роторов данный способ обладает меньшим влиянием трения в опорах и внешних помех на измеряемые величины, благодаря чему обладает меньшей погрешностью.

Цель статьи. Для практической реализации данного способа необходимо его математическое обоснование, свидетельствующее об адекватности математических формул [4] и возможности их применения. Именно оно и является целью статьи.

Постановка задачи. Статическая неуравновешенность ротора характеризуется величиной дисбаланса и его угла, которые, согласно данному способу, должны вычисляться по измеренным частотам свободных колебаний маятниковой рамы. Для вывода формул необходимо составить математическую модель колебательной системы "маятниковая рама-ротор" на основе уравнения Лагранжа 2-го рода. Вывод формул должен быть осуществлен на основе решения систем уравнений движения, соответствующих различным положениям ротора в раме.

Материалы исследования. Упрощенная схема устройства с исследуемым ротором показана на рисунке 1. Оно представляет собой механическую колебательную систему маятникового типа. Неуравновешенный ротор 1 установлен на маятниковой раме 2 с возможностью поворота вокруг своей оси и фиксации в четырех положениях, отличающихся друг от друга поворотом ротора на 90°. Рама 2 подпружинена упругим элементом 3. Ротор 1 имеет неуравновешенную массу 4, являющуюся причиной дисбаланса.

Определение дисбаланса и его угла делается расчетным путем с помощью частот свободных колебаний системы, измеренных в четырех положениях ротора А, В, С и D,

получаемых при его повороте вокруг своей оси на 90°.

Колебательная система имеет одну степень свободы. Обобщенной координатой является угол поворота ϕ рамы 2 относительно вертикальной оси О. Система находится под действием консервативной силы – силы упругости. Для получения уравнения качания маятника воспользуемся уравнением Лагранжа 2-го рода, которое имеет вид [2, 9, 10]

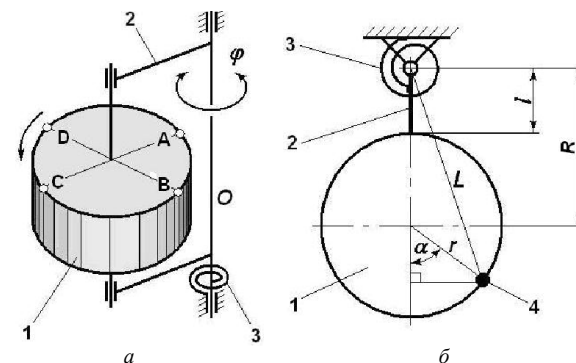


Рисунок 1 – Упрощенная схема устройства:
а – общий вид; б – вид сверху

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi}, \quad (1)$$

где T и Π – кинетическая и потенциальная энергии, соответственно; ϕ и $\dot{\phi}$ – обобщенная координата и обобщенная скорость, соответственно.

Кинетическая энергия системы T равна сумме кинетических энергий ротора 1 (T_{ROT}), неуравновешенной массы 4 (T_{HEVP}) и рамы 2 (T_{CT}).

Для простоты далее будем рассматривать раму 2 в качестве стержня, а ротор 1 в качестве диска (см. рисунок 1,а).

Кинетическая энергия стержня равна [9]

$$T_{CT} = \frac{1}{2} J_{CT} \omega^2, \quad (2)$$

где J_{CT} – момент инерции стержня относительно оси О, ω – угловая скорость.

Кинетическая энергия ротора (диска)

$$T_{ROT} = \frac{1}{2} J_{ROT} \omega^2, \quad (3)$$

где J_{ROT} – момент инерции ротора относительно своей оси.

Кинетическая энергия неуравновешенной массы 4 относительно оси О.

$$T_{HEVP} = m_{HEVP} L^2 \omega^2, \quad (4)$$

где m_{HEVP} – величина неуравновешенной массы; L – расстояние от центра неуравновешенной массы 4 до оси О.

По теореме Пифагора (см. рисунок 1,а) найдем квадрат величины L и подставим в (4).

$$L^2 = (l + r + r \cos \alpha)^2 + r^2 \sin^2 \alpha; \quad (5)$$

$$T_{HEVP} = m_{HEVP} \omega^2 [(l + r + r \cos \alpha)^2 + r^2 \sin^2 \alpha] = m_{HEVP} \omega^2 [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)]. \quad (6)$$

Кинетическая энергия системы равна

$$T = T_{CT} + T_{ROT} + T_{HEVP} = \frac{1}{2} J_{CT} \omega^2 + \frac{1}{2} J_{ROT} \omega^2 + m_{HEVP} \omega^2 [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] =$$

$$= \left[\frac{1}{2} (J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \dot{\phi}^2. \quad (7)$$

Найдем частные производные для подстановки в уравнение (1):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = 0; \quad (8) \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = 2 \left[\frac{1}{2} (J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \dot{\phi}; \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) = 2 \left[\frac{1}{2} (J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \ddot{\phi}; \quad (10) \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \phi} = 2G\phi, \quad (11)$$

где Π – потенциальная энергия системы; G – коэффициент жесткости упругого элемента 3;

$$\Pi = G\phi^2. \quad (12)$$

Подставив выражения (8...11) в выражение (1), получим уравнение движения колебательной системы, представляющее собой однородное линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами

$$\left[\frac{1}{2} (J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)] \right] \ddot{\phi} = -G\phi. \quad (13)$$

Уравнение (13) можно записать в общем виде [10]

$$a\ddot{\phi} + c\phi = 0, \quad (14)$$

откуда квадрат циклической частоты равен

$$k_A^2 = \frac{c}{a} = - \frac{G}{\frac{1}{2} (J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos \alpha)(l + r)]}. \quad (15)$$

Выражение (15) соответствует начальному положению ротора 1 относительно рамы 2, при котором условная точка А находится вблизи оси О (см. рисунок 1,а). Запишем уравнение (15) для остальных положений ротора, если бы на месте точки А оказались точки (В; С и D). Эти положения соответствуют углам $\alpha+90^\circ$; $\alpha+180^\circ$ и $\alpha+270^\circ$.

$$k_B^2 = - \frac{G}{\frac{1}{2} (J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 90^\circ))(l + r)]}; \quad (16)$$

$$k_C^2 = - \frac{G}{\frac{1}{2} (J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 180^\circ))(l + r)]}; \quad (17)$$

$$k_D^2 = - \frac{G}{\frac{1}{2} (J_{CT} + J_{POT}) + m_{HEVP} [l^2 + 2r(1 + \cos(\alpha + 270^\circ))(l + r)]}. \quad (18)$$

Решим уравнения (15...18) совместно. Вычитая левые и правые части уравнений (15) и (17), получим

$$-G \left(\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2} \right) = 4m_{HEVP} r \cos \alpha (l + r). \quad (19)$$

Вычитая левые и правые части уравнений (16) и (18), получим

$$-G \left(\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2} \right) = -4m_{HEVP} r \sin \alpha (l + r). \quad (20)$$

Разделив левые и правые части уравнений (19) и (20) друг на друга, получим тангенс угла дисбаланса

$$\frac{\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2}}{\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2}} = - \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = -\operatorname{tg} \alpha. \quad (21)$$

Отсюда угол равен

$$\alpha = -\operatorname{arctg} \left[\frac{\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2}}{\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2}} \right]. \quad (22)$$

Возведем в квадрат и сложим левые и правые части уравнений (19) и (20):

$$G^2 \left[\left(\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2} \right)^2 \right] = 16m_{HEVP}^2 r^2 (l + r)^2 = 16m_{HEVP}^2 r^2 R^2. \quad (23)$$

Величина дисбаланса равна

$$D = m_{HEVP} r = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{k_A^2} - \frac{1}{k_C^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{k_B^2} - \frac{1}{k_D^2} \right)^2}. \quad (24)$$

Переходя от циклической частоты k к частоте колебаний ν (Гц), получим

$$D = m_{HEVP} r = \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{\left(\frac{1}{\nu_A^2} - \frac{1}{\nu_C^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{\nu_B^2} - \frac{1}{\nu_D^2} \right)^2}; \quad (25) \quad \alpha = -\operatorname{arctg} \left[\frac{\frac{1}{\nu_B^2} - \frac{1}{\nu_D^2}}{\frac{1}{\nu_A^2} - \frac{1}{\nu_C^2}} \right] + n\pi. \quad (26)$$

Для устранения неоднозначности результата, вызванной периодичностью данной функции, угол дисбаланса будем определять с помощью следующего алгоритма (см. рисунок 2).

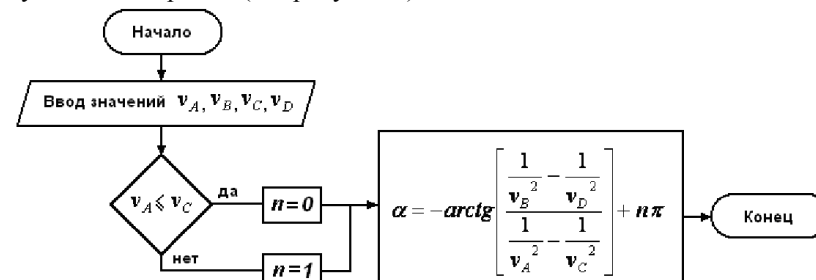


Рисунок 2 – Алгоритм расчета угла дисбаланса

Результаты исследования. В ходе исследования были получены формулы для расчета величины дисбаланса (25) и угла (26). Для устранения неоднозначности угол дисбаланса необходимо рассчитывать, пользуясь алгоритмом, приведенным на рисунке 2.

Выводы. В результате анализа традиционных способов и средств измерения статической неуравновешенности роторов стала очевидной необходимость 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 предложенных решений понадобилось математическое обоснование, которое отражено в данной статье в виде вывода необходимых математических формул.

Научная новизна заключается в определении величины статической неуравновешенности роторов расчетным путем по измеренным частотам свободных колебаний маятниковой рамы с установленным на нее ротором.

Практическая значимость данной работы заключается в возможности создания относительно точного, а также простого в изготовлении и обслуживании устройства для определения статической неуравновешенности роторов.

Список литературы: 1. ГОСТ22061-76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. 2. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 639с. 3. Теория и конструкция балансировочных машин / Под ред. *проф. В.А. Щенетильникова*. – М.: Машгиз, 1963. – 443с. 4. *Мамонтов А.В.* Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования // Радиоэлектроника и информатика: Научно-технический журнал. – 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. *Яблонский А.А.* Курс теоретической механики. Часть II. Динамика. – М.: Высшая школа, 1984. – 423с. 10. *Пановко Я.Г.* Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 255с.

Поступила (received) 05.02.2014

УДК 621.83

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

КОРРИГИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ДОРОЖЕК КАЧЕНИЯ ВОЛНОВЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

В данной статье на основе анализа известных конструкций волновых прецессионных передач с телами качения, а также экспериментальных данных, полученных при испытании прототипа механизма, представлены рекомендации по корригированию профиля поперечного сечения периодических дорожек качения с целью повышения несущей способности и долговечности. Приведены предположенные зависимости, учитывающие влияние точности профиля периодических дорожек качения на расположение точки первоначального контакта тела и дорожки качения.

Ключевые слова: волновая передача, периодическая дорожка качения, тело качения, контактная площадка, угол контакта, корригирование.

Введение. Актуальность задачи. Прочностной расчет волновых прецессионных передач с телами качения (ВППТК) основывается на определении допустимых контактных напряжений и деформаций, возникающих в процессе работы передачи при контакте тел качения (шариков) с периодическими дорожками качения (ПДК), выполненными на специфических звеньях меха-

© М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко, 2014

низма. Величина контактных напряжений и деформаций напрямую зависит от расположения точки первоначального контакта шарика с ПДК и кривизны контактирующих поверхностей в поперечном и продольном сечениях. В свою очередь расположение точки первоначального контакта шарика и ПДК определяется профилем поперечного сечения ПДК и точностью изготовления контактирующих поверхностей. В связи с этим, актуальна разработка рекомендаций по корригированию профиля поперечного сечения и точности изготовления ПДК, практически определяющих несущую способность и долговечность передачи.

Анализ литературы. В опубликованных ранее источниках [1-3] отсутствуют рекомендации по корригированию формы и точности изготовления ПДК, что и явилось причиной написания данной статьи.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка рекомендаций по корригированию профиля поперечного сечения ПДК с целью повышения несущей способности и долговечности ВППТК.

Материалы исследований. На рисунке 1 представлена схема зацепления двухступенчатой ВППТК и её основные специфические звенья, на рисунке 2 представлена схема зацепления и основные специфические звенья одноступенчатой симметричной ВППТК с закрытым профилем ПДК. Схема зацепления одноступенчатой несимметричной ВППТК соответствует схеме на рисунке 1, кроме того, что в зацеплении присутствует только одно промежуточное колесо, и, соответственно, на прецессионном колесе выполнена одна ПДК. Принципы работы одноступенчатой несимметричной и двухступенчатой ВППТК приведен в [4], принцип работы одноступенчатой симметричной ВППТК с закрытым профилем ПДК описан в [5].

Рассмотрим геометрию зацепления, профиль и траекторию движения производящего инструмента. Для удобства оперирования определениями и понятиями примем следующие обозначения:

- D_{pod} – *произведенный наружный диаметр (produced outside diameter)* – диаметр сферической поверхности, на которой расположена траектория ПДК, выполненной на прецессионном колесе (колесе с наружной сферической поверхностью), траектория ПДК является траекторией производящей фрезы при нарезании данной ПДК;
- D_{pid} – *произведенный внутренний диаметр (produced inside diameter)* – диаметр сферической поверхности, на которой расположена траектория ПДК, выполненной на промежуточном колесе (колесе с внутренней сферической поверхностью), траектория ПДК является траекторией производящей фрезы при нарезании данной ПДК;
- D_{os} – *диаметр наружной сферы (outside spherical diameter)* – диаметр наружной сферической поверхности, выполненной на прецессионном колесе;
- D_{is} – *диаметр внутренней сферы (inside spherical diameter)* – диаметр внутренней сферической поверхности, выполненной на промежуточном колесе, либо обойме;
- D_b – *базовый диаметр (basic diameter)* – диаметр сферической поверхности, на которой расположено траектория движения центров тел качения (шариков) передачи;
- D_{pc} – *диаметр производящей фрезы (diameter of producing milling cutter)* – диаметр фрезы, используемой при нарезании ПДК методом копирования (только для сферических фрез);
- R_{pc} – *радиус производящей фрезы (radius of producing milling cutter)*, $R_{pc} = D_{pc}/2$ (только для сферических фрез);
- D_{re} – *диаметр тела качения (diameter of rolling element)*;
- T_s – *толщина сепаратора (thickness of separator)*;
- β – *угол нутации (nutating angle)*;