

На правах рукописи



БАРИС АНДРЕЙ ВИКТОРОВИЧ

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И СИНТЕЗ
ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Специальность: 05.02.18 – Теория механизмов и машин

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Новосибирск – 2014

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Новосибирский государственный технический университет»

Научный руководитель доктор технических наук, профессор,
Гилета Владимир Павлович

Официальные оппоненты: Степанов Александр Васильевич,
доктор технических наук, доцент,
Новокузнецкий институт (филиал)
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Кемеровский государственный университет», профессор кафедры «Системы автоматизации управления»

Балбаров Вячеслав Самбуевич,
кандидат технических наук, доцент
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления», заведующий кафедрой «Механика и основы конструирования»

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Омский государственный технический университет», г. Омск

Защита состоится «18» марта 2015 г. в 14⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д212.173.07 в Новосибирском государственном техническом университете по адресу: 630073, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Новосибирского государственного технического университета и на сайте http://www.nstu.ru/science/dissertation_sov/dissertations/view?id=14821.

Автореферат разослан «27» января 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Никитин Юрий Вадимович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Одной из важнейших задач машиностроения является создание машин и механизмов, обладающих малой массой и габаритами при высокой нагрузочной способности. Решение этой задачи связано, как с совершенствованием существующих механических передач, так и с разработкой и дальнейшим производством принципиально новых механических передач, входящих в состав подавляющего большинства машин. К перспективным механическим передачам относятся волновые зубчатые передачи, которые в сравнении с другими механическими передачами, обладают малой массой и габаритными размерами, высокими кинематической точностью и демпфирующей способностью. Выпускаемые в настоящее время промышленностью волновые зубчатые передачи обладают существенным недостатком, ограничивающим их область использования, которым является высокое значение нижней границы диапазона передаточных отношений равной 60. В машиностроении наиболее востребованы механические передачи, обладающие передаточными отношениями ниже 60. Известны конструкции волновых зубчатых передач, позволяющие сдвинуть нижнюю границу диапазона передаточных отношений до 8, за счет использования цепи в качестве гибкого звена. Однако, известные волновые цепные передачи имеют недостатки. В зацеплении цепи с зубьями жестких колес вместо линейного происходит кромочный контакт, существенно снижающий работоспособность передачи. В существующих методиках синтеза волновых цепных передач не учитывается расположение цепи на генераторе по многоугольнику, что не позволяет получать передаточные отношения ниже 8. В связи с вышесказанным можно утверждать, что поиск новых конструктивных решений волновых зубчатых передач, лишенных выше перечисленных недостатков и существующих в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60, их теоретическое обоснование, разработка методик их синтеза является актуальной задачей современного машиностроения.

Степень разработанности темы исследования

Известные теоретические исследования движения гибкого звена зубчатых волновых передач и методики синтеза зацеплений базируются на теории деформирования тонкостенной оболочки и применительны для конструкций гибкого звена в виде тонкостенного стакана или кольца. Такая модель при использовании цепи в качестве гибкого звена волновой передачи не приемлема, поэтому для известных волновых цепных передач с дисковым или роликовым генераторами и стандартной роликовой цепью использовалась методика синтеза зацеплений, разработанная для цевочных цилиндрических колес, которые являются жесткими звеньями. При этом делалось допущение, что ролики цепи в зоне зацепления цепи с зубьями жесткого колеса расположены по окружности одного радиуса. Используемая методика синтеза зацеплений волновой цепной передачи не отвечает случаям, когда зона зацепления охватывает не только участки цепи, расположенные по окружности, но и переходные участки, описываемые отличными от окружности линиями.

Известные методики синтеза геометрических параметров волновой цепной передачи не могут быть использованы для новой передачи с гибким звеном в виде пальцевой цепи, в которой применяется кулачковый генератор, имеющий форму, не описываемую дугами окружности, и оси пальцев которой при движении не остаются параллельными оси передачи – они совершают пространственное движение. Это обуславливает необходимость разработки теоретического обоснования и методики синтеза волновой передачи с гибким звеном в виде пальцевой цепи.

Цель работы

Создание волновых передач в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60, в качестве гибких звеньев которых используется пальцевая цепь с пространственным движением пальцев.

Для реализации поставленной цели были сформулированы следующие **задачи исследования**:

1 Провести анализ существующих волновых передач для выявления конструкций гибких звеньев, которые позволяют реализовать диапазон передаточных отношений от 2 до 60.

2 Разработать волновую передачу с гибким звеном в виде цепи, состоящей из пальцев, односторонне объединенных пластинами, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с отверстиями направляющего диска.

3 Разработать математические модели движения пластин и пальцев цепи, учитывающие эффект расположения цепи на генераторе по многоугольнику и пространственное движение пальцев, с целью использования их для анализа и синтеза волновых цепных передач в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60.

4 Разработать методики синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, и всей волновой цепной передачи в целом, обеспечивающие постоянство передаточного отношения, шага пальцевой цепи и линейного контакта пальцев с генератором, жестким колесом и направляющим диском.

5 На основе разработанных методик синтеза создать макеты волновых цепных передач с гибким звеном в виде пальцевой цепи и провести экспериментальные исследования их работоспособности и коэффициента полезного действия.

Научная новизна

1 Разработана волновая цепная передача с гибким звеном в виде цепи, состоящей из пальцев, односторонне объединенных пластинами, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с отверстиями направляющего диска, позволяющая реализовывать передаточные отношения в диапазоне от 2 до 60.

2 Разработана математическая модель движения пластин пальцевой цепи в виде выпуклого многоугольника, построенного на центрах шарниров пластин, изменение внутренних углов которого осуществляется по гармонич-

ческому закону, учитывающая условия постоянства шага пальцевой цепи и передаточного отношения передачи.

3 Разработана математическая модель движения пальцев цепи, в которой их перемещение по направляющему диску представлено в виде вращательного движения твердого тела относительно неподвижных точек, являющихся центрами сферических опор пальцев, положенная в основу синтеза волновой цепной передачи.

4 Разработана методика синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, учитывающая пространственный характер движения пальцев цепи, позволяющая обеспечить линейный контакт при взаимодействии пальцев с жестким колесом, генератором, направляющим диском и реализующая возможность практического применения предложенной волновой цепной передачи.

Теоретическая и практическая значимость работы

1 Математические модели движения пальцевой цепи волновой передачи, позволили получить новые знания в теории зацепления зубьев жесткого колеса с цилиндрическими пальцами, совершающими пространственное движение.

2 Разработаны методики синтеза геометрических параметров волновых цепных передач с диапазоном передаточных отношений от 2 до 60.

3 Разработана конструкция волновой цепной передачи с гибким звеном, выполненным в виде цепи, состоящей из односторонне объединенных пластинами пальцев, установленных на опорном диске, совершающих пространственное движение и взаимодействующих с зубьями жесткого колеса. Новизна конструкции подтверждена патентом РФ № RU 2478847.

4 Для оценки работоспособности и КПД волновой цепной передачи создан экспериментальный стенд.

5 Результаты, полученные в диссертационной работе используются в учебном процессе на механико-технологическом факультете Новосибирского государственного технического университета при подготовке бакалавров и магистров, обучающихся по направлениям «Технологические машины и оборудование», «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» и «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Методология и методы исследования

В работе использовались методы теории механизмов и машин: кинематический анализ и геометрический синтез механизмов, теория зубчатых зацеплений, векторный анализ, а также методы машинного конструирования и теория научного эксперимента.

Положения, выносимые на защиту

1 Конструкция волновой передачи в которой в качестве гибкого звена используется цепь состоящая из односторонне объединенных пластинами пальцев, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с отверстиями направляющего диска, позволяет реализовать диапазон передаточных отношений от 2 до 60.

2 Математическая модель движения пластин цепи представлена перемещением сторон, построенного на центрах шарниров пластин многоугольника, изменение внутренних углов которого осуществляется по гармоническому закону, позволяет обеспечить условия постоянства шага цепи и передаточного отношения волновой передачи.

3 Математическая модель вращательного движения, односторонне объединенных пластинами пальцев цепи, в которой их перемещение относительно опорного и направляющего дисков представлено в виде движения твердого тела относительно неподвижной точки, позволяет установить законы движения осей пальцев относительно генератора, жесткого колеса и направляющего диска.

4 Методика синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска позволяет реализовать в волновой передаче с гибким звеном в виде пальцевой цепи линейный контакт в зонах взаимодействия пальцев с генератором, жестким колесом и направляющим диском.

Личный вклад автора

Личный вклад автора состоит в создании новой конструкции волновой цепной передачи подтвержденной патентом Российской Федерации, разработке методик синтеза волновой цепной передачи, проведении экспериментального исследования КПД волновой цепной передачи.

Степень достоверности и апробация работы

Достоверность результатов работы обеспечивается использованием классических положений теории механизмов и машин; теории зубчатых зацеплений, векторным анализом и экспериментальным подтверждением работоспособности созданных макетов волновой цепной передачи.

Результаты работы были доложены и обсуждались на Международной научно-технической конференции «Научные основы высоких технологий» (г. Новосибирск, 1997 г.), 6^{ой} Всероссийской конференции «Актуальные вопросы строительства» (г. Новосибирск, 2013 г.), Конференции «Проблемы развития горных наук и горнодобывающей промышленности» (г. Новосибирск, 2014 г.), 6^{ой} Международной научно-технической конференции «Инновации в машиностроении – основа технологического развития России» (г. Барнаул, 2014 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликованы 9 печатных работ, в том числе 3 статьи в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов для опубликования основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, патент РФ на изобретение, и 5 работ в международных и всероссийских научно-технических конференциях.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, списка литературы из 119 наименований, заключения и двух приложений. Общий объем диссертационной работы составляет 153 страницы текста, включая 92 рисунка.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность создания волновой цепной передачи с гибким звеном в виде пальцевой цепи; приведены основные положения, выносимые на защиту; отражена научная новизна полученных результатов и их практическая значимость.

В первом разделе проведен анализ литературы, посвященной волновым передачам с гибкими звеньями в виде зубчатых ремней и цепей. Показано, что использование в качестве гибкого звена волновой передачи зубчатого ремня не целесообразно. Рассмотрены конструкции волновых цепных передач с жесткими колесами как внутреннего, так и наружного зацепления. Выявлены недостатки, препятствующие применению волновых цепных передач в технике. В ходе исследования было установлено, что волновые передачи с жесткими колесами только внутреннего или только наружного зацепления обладают низкой нагрузочной способностью из-за перекоса цепи, вызванного несимметричным нагружением цепи по ее ширине, приводящего к кромочному контакту в зацеплении элементов цепи с зубьями жестких колес. Волновые передачи, в которых обеспечивается симметричное нагружение цепи по ее ширине, имеют жесткие колеса как с внутренним так и наружным зацеплением и также обладают рядом недостатков. К основным недостаткам таких волновых цепных передач можно отнести неоправданно большие радиальные габаритные размеры из-за необходимости использования больших значений коэффициента разности чисел зубьев, и непостоянство передаточного отношения, которое обусловлено необходимостью применения цепного зацепления цепи с зубьями жесткого колеса наружного зацепления.

Обоснован вывод, что наиболее перспективными конструкциями волновых цепных передач являются технические решения, в которых элемент цепи, участвующий в зацеплении с жестким колесом, не подвержен консольному нагружению, приводящему к неконтролируемому перекосу цепи, нарушению правильности зацепления, заклиниванию и снижению нагрузочной способности передачи.

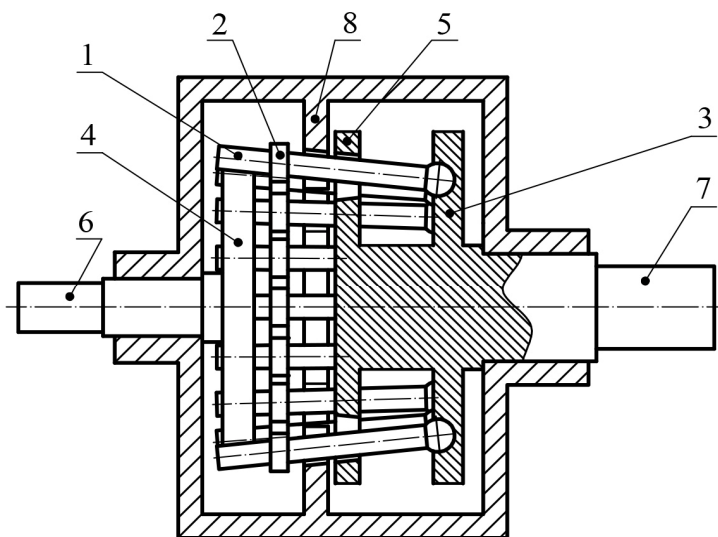


Рисунок 1 – Схема волновой цепной передачи:
1 – палец, 2 – пластина, 3 – опорный диск, 4 – генератор, 5 – направляющий диск, 6 – входной вал, 7 – выходной вал, 8 – жесткое колесо

являются технические решения, в которых элемент цепи, участвующий в зацеплении с жестким колесом, не подвержен консольному нагружению, приводящему к неконтролируемому перекосу цепи, нарушению правильности зацепления, заклиниванию и снижению нагрузочной способности передачи.

Предложена конструкция новой волновой цепной передачи (рисунок 1) с гибким звеном в виде пальцевой

цепи, состоящей из пальцев односторонне объединенных пластинами, позволяющая минимизировать ограничения, сдерживающие применение волновых передач в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60.

В рассматриваемой волновой передаче (рисунок 1) гибкое звено представляет собой цепь, состоящую из пальцев, объединенных пластинами и установленных на опорном диске. Каждая пластина соединяет два соседних пальца, образуя шарниры цепи. Волновая передача имеет жесткое колесо с внутренними зубьями, неподвижно установленное в корпусе, и направляющий диск, установленный на выходном валу и имеющий отверстия, которые имеют специальную форму. Направляющий диск выполнен как одно целое с опорным диском, на котором при помощи сферических кинематических пар третьего класса закреплены концы пальцев цепи. С другой стороны, пальцы опираются на кулачковый генератор, установленный на входном валу. Пальцы взаимодействуют с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Количество пальцев больше числа зубьев жесткого колеса и равно числу отверстий направляющего диска.

На основании проведенного анализа литературных и патентных источников, касающихся особенностей работы и конструкций известных волновых цепных передач и новой волновой цепной передачи, поставлены цель и задачи исследования.

Во втором разделе «Кинематика волновой цепной передачи с гибким звеном в виде пальцевой цепи» исследуются законы движения пальцевой цепи волновой цепной передачи. Разработаны математические модели движения пластин и пальцев цепи.

Основной особенностью волновых цепных передач является фактор расположения элементов зацепления цепи, в данном случае пальцев, на генераторе по многоугольнику. Данный эффект вызван составным характером гибкого колеса, состоящего из отдельных жестких звеньев. Поэтому при изучении кинематики движения гибкого звена неприемлемы допущения о его статической форме деформации. Для составного гибкого звена форма деформации будет переменной и зависеть от взаимного углового положения цепи и генератора. В основе математической модели движения пластин цепи, лежит выпуклый многоугольник, построенный на центрах шарниров пластин цепи (рисунок 2). Для двухволновой передачи противоположные углы выпуклого многоугольника попарно равны: $a_1 = a_4$; $a_2 = a_5$; $a_3 = a_6$. Изменение внутренних углов многоугольника принято по гармоническому закону.

$$\begin{aligned}
 a_1 &= q + c \times \sin(w_c \times t + j_0), \\
 a_2 &= q + c \times \sin\left(w_c \times t + \frac{2 \times \pi}{3} + j_0\right), \\
 a_3 &= q + c \times \sin\left(w_c \times t + \frac{4 \times \pi}{3} + j_0\right).
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где q, c, w_c, j_0 – среднее значение, амплитуда, частота, начальная фаза колебаний углов α , соответственно, t – параметр.

В общем виде для j -того угла выпуклого многоугольника

$$a_j = q + c \times \sin \frac{2\pi}{e} w_c t + (j - 1) \times \frac{2 \times p}{n_U} + j_0 \frac{\ddot{\phi}}{\phi} \quad (2)$$

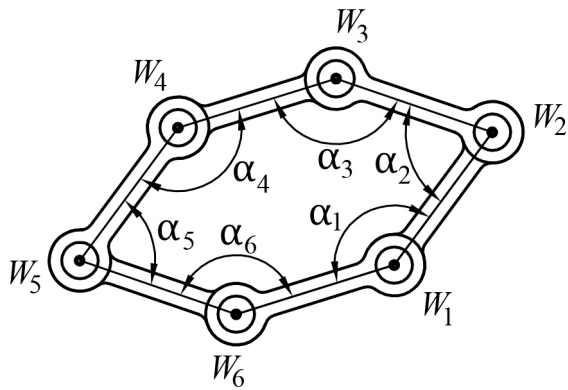


Рисунок 2 – Многоугольник построенный на центрах шарниров пластин цепи

где n_U – количество пальцев в одной волне деформации.

Выражения (1) и (2) отвечают условию постоянства суммы внутренних углов любого выпуклого многоугольника, равной произведению числа p на уменьшенное на два количество его углов

$$\sum_{j=1}^{n_c} a_j = p(n_c - 2), \quad (3)$$

где n_c – количество пальцев цепи, равное количеству сторон выпуклого многоугольника.

Среднее значение внутренних углов a определяется выражением

$$q = \frac{p(n_c - 2)}{n_c}. \quad (4)$$

Была найдена зависимость положений центров шарниров пластин (точек W) в системе координат X_2OY_2 , жестко связанной с направляющим диском. Для определения траекторий движения точек W использовались методы векторного контура и преобразования координат.

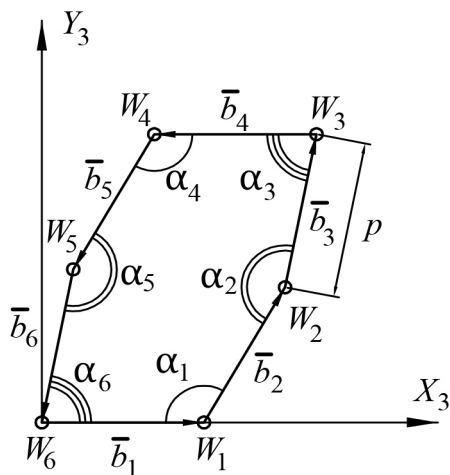


Рисунок 3 – Векторный контур, построенный на вершинах выпуклого многоугольника

Для определения траекторий движения точек W использовались методы векторного контура и преобразования координат. На вершинах выпуклого многоугольника строится векторный контур $\bar{b}_1 + \bar{b}_2 + \dots + \bar{b}_j = 0$ (рисунок 3).

Длина каждого вектора равна шагу цепи p . С одним из векторов, например вектором \bar{b}_1 , связываем систему координат X_3OY_3 , начало которой совпадает с началом вектора \bar{b}_1 , а направление оси X_3 с направлением вектора \bar{b}_1 . Траектории движения центров шарниров в системе координат X_3OY_3 можно определить как суммы координат соответствующих векторов

$$\begin{aligned} x_{3b_j} &= x_{b_1} + x_{b_2} + \dots + x_{b_j}, \ddot{y} \\ y_{3b_j} &= y_{b_1} + y_{b_2} + \dots + y_{b_j}. \dot{y} \end{aligned} \quad (5)$$

Записываем координаты (5) в новой системе координат X_4OY_4 , параллельной X_3OY_3 и имеющей начало в середине любой диагонали выпуклого многоугольника, например W_6W_3 , соответствующей вектору

$$\bar{b}_c = \bar{b}_1 + \bar{b}_2 + \dots + \bar{b}_{j/2}, \quad (6)$$

совмещая тем самым ось гибкого колеса с осью волновой передачи (рисунок 4). Для получения идентичных траекторий всех центров шарниров пластин, необходимо записать их координаты в новой системе координат X_2OY_2 , повернутой относительно системы координат X_3OY_3 на угол j_m , который определяется выражением

$$j_m = \frac{g_1 + g_2 + \dots + g_{n_c}}{n_c}, \quad (7)$$

где $g_{1,2,\dots,n_g}$ - углы между соответствующим вектором и осью X_3 .

Тогда траектории точек W (рисунок 5)

$$\begin{aligned} x_{2W_{1,2,\dots}} &= x_{4W_{1,2,\dots}} \times \cos j_m + y_{4W_{1,2,\dots}} \times \sin j_m, \ddot{y} \\ y_{2W_{1,2,\dots}} &= -x_{4W_{1,2,\dots}} \times \sin j_m + y_{4W_{1,2,\dots}} \times \cos j_m. \dot{y} \end{aligned} \quad (8)$$

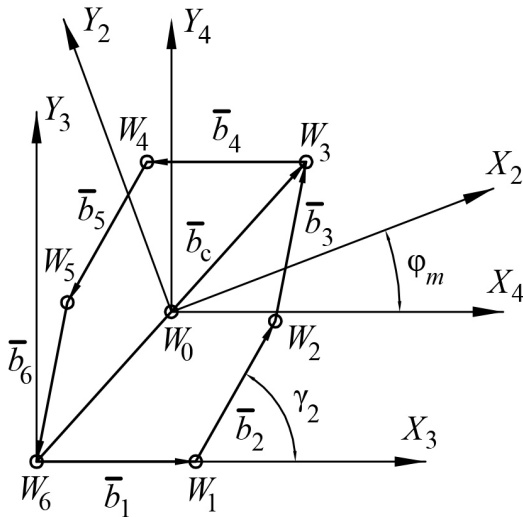


Рисунок 4 – Схема для определения траекторий движения центров шарниров пластин пальцевой цепи

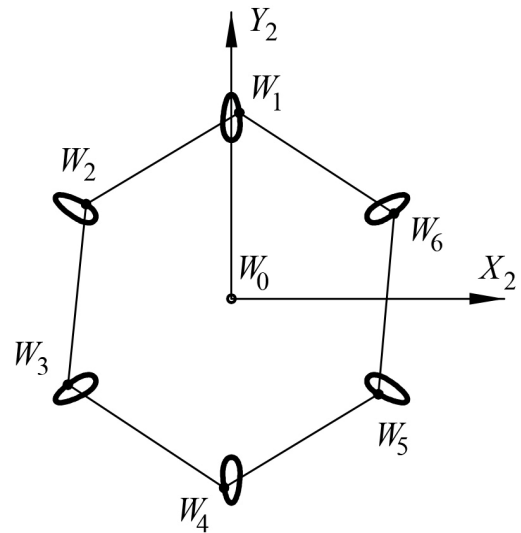


Рисунок 5 – Траектории центров шарниров пластин в системе координат, связанной с направляющим диском

Математическая модель движения пальцев цепи, односторонне объединенных пластинами, представлена движениями твердых тел – пальцев относительно неподвижных точек, являющихся центрами сферических опор пальцев и позволяет получить траектории движения осей пальцев с системах

координат, связанных с генератором, жестким колесом и направляющим диском.

Во время вращательного движения относительно неподвижных точек C в системе координат $X_2Y_2Z_2$, связанной с направляющим диском оси пальцев, представляющие собой образующие 1 будут двигаться по коническим траекториям с вершинами в точках C по направляющим 2, которыми являются траектории движения точек W (рисунок б).

Для любой точки M , принадлежащей оси пальца в системе координат $X_2Y_2Z_2$

$$\begin{aligned} x_{2M} &= x_{2C} + \frac{x_{2W} - x_{2C}}{L} L_m, \\ y_{2M} &= y_{2C} + \frac{y_{2W} - y_{2C}}{L} L_m, \\ z_{2M} &= \frac{L_m}{L} \sqrt{L^2 - (x_{2W} - x_{2C})^2 - (y_{2W} - y_{2C})^2}, \end{aligned} \quad (9)$$

где L_m , L – расстояния от точки C до точек M и W соответственно.

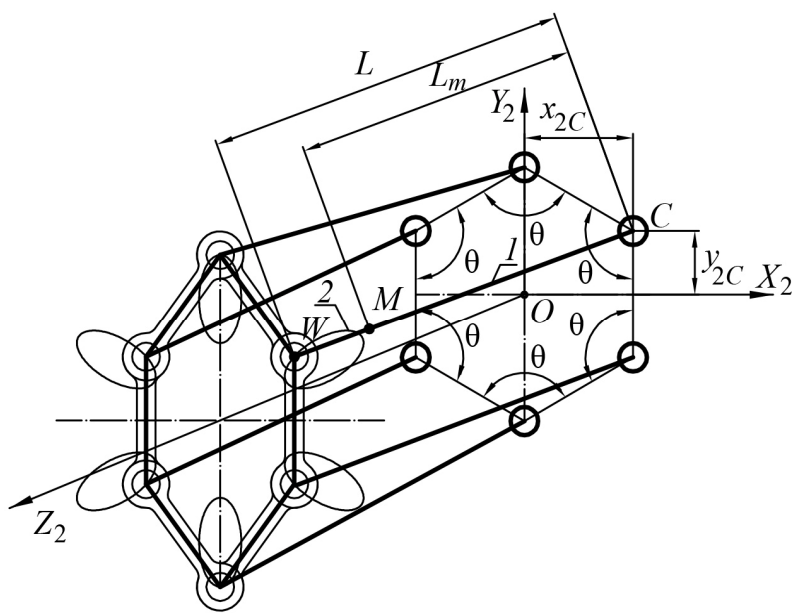


Рисунок б – Схема для определения траекторий осей пальцев цепи в системе координат, связанной с направляющим диском

Координаты положения точек $W(x_{2W}; y_{2W})$ определяются выражениями (8), которые получены из математической модели движения центров шарниров пластин цепи. Траектории движения осей пальцев цепи в системах координат, связанных с генератором и жестким колесом обуславливаются перемещением образующей, совпадающей с осью пальца по двум направляющим, которыми являются траектории движения точек W и C

в соответствующих системах координат XYZ и $X_1Y_1Z_1$.

Таким образом, разработаны и обоснованы математические модели движения пластин и пальцев цепи, позволяющие обеспечить условия постоянства шага цепи и передаточного отношения волновой передачи и установить законы движения осей пальцев относительно генератора, жесткого колеса и направляющего диска.

Третий раздел «Геометрический синтез рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска волновой

цепной передачи» посвящен определению рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска.

Поскольку палец цепи имеет цилиндрическую форму, Рабочие поверхности генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска можно описать соответствующими огибающими семейства цилиндрических поверхностей, которые определяются траекториями движений пальцев цепи цилиндрической формы в системах координат, связанных с генератором, жестким колесом и направляющим диском.

Координаты точки P , принадлежащей рабочей поверхности, можно представить координатами радиус-вектора (рисунок 7)

$$\overline{OP} = \overline{OM} + \overline{MP}. \quad (10)$$

Вектор \overline{MP} можно определить как

$$\overline{MP} = \pm \bar{n} \cdot r, \quad (11)$$

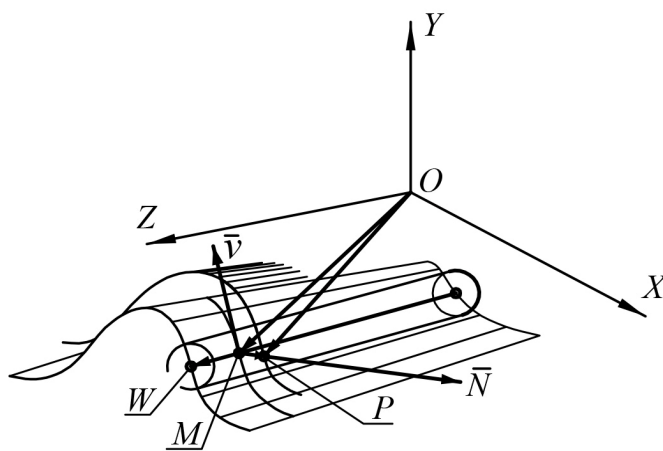


Рисунок 7 – Схема для определения рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска

где \bar{n} – единичный нормальный вектор к поверхности траекторий движения осей пальцев цепи, имеющий начало в точке M , r – радиус рабочей поверхности пальца цепи. Единичный нормальный вектор можно получить путем нормирования вектора \bar{N} , определяемого векторным произведением двух неколлинеарных векторов, касательных в точке M к поверхности траекторий движения осей шарниров цепи

$$\bar{N} = \bar{v} \cdot \overline{CW}. \quad (12)$$

За один из таких векторов можно принять вектор скорости \bar{v} точки M

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{\mathcal{V}f_x(t, L_m)}{\mathcal{V}t} \cdot \ddot{u} \\ v_y &= \frac{\mathcal{V}f_y(t, L_m)}{\mathcal{V}t} \cdot \ddot{y} \\ v_z &= \frac{\mathcal{V}f_z(t, L_m)}{\mathcal{V}t} \cdot \ddot{b} \end{aligned} \quad (13)$$

где f_x, f_y, f_z – функции координат точки M , принадлежащей оси пальца, в системах координат, связанных с направляющим диском, генератором и жестким колесом. Другим вектором может служить вектор \overline{CW} , принадлежащий поверхности траектории движения осей шарниров цепи в виду своего совпадения с ее образующей.

Для работы волновой цепной передачи должно выполняться условие отсутствия заклинивания пальцев цепи с кулачком генератора, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска во время входа в зацепление и выхода из зацепления пальцев цепи с зубьями жесткого колеса. Установлено, что при передаче рабочих усилий в волновой цепной передаче возможно заклинивание пальцев между генератором и зубьями жесткого колеса (рисунок 8) при условии

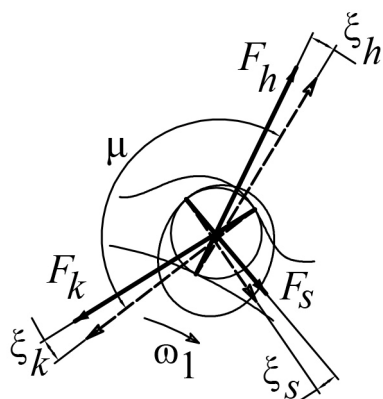


Рисунок 8 – Схема для определения участков заклинивания пальцев между генератором и зубом жесткого колеса

где m – угол между векторами сил \vec{F}_h и \vec{F}_k , действующими на палец со стороны генератора и зуба жесткого колеса соответственно. Участки в которых происходит заклинивания расположены в вершинах (участок P_3P_4) и впадинах между зубьями (участок P_1P_2) жесткого колеса (рисунок 9). Для зуба жесткого колеса участки рабочих поверхностей, на которых выполняется условие (14), должны быть исключены путем углубления впадины и увеличения диаметра вершин зубьев R_a .

$$m^3 p, \quad (14)$$

Во время режима холостого хода, когда пальцы выходят из зацепления с зубьями жесткого колеса, возможно заклинивание пальцев между зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска, которое устраняется путем обеспечения зазора d между рабочей поверхностью жесткого колеса и пальцем путем углового смещения разноименных сторон профиля (рисунок 10). Это приводит к тому, что впадина становится шире, а толщина зуба уменьшается. Однозначность движения пальца при отсутствии его контакта с зубом жесткого колеса достигается за счет пластин цепи. Пластины также задают однозначность движения пальца при отсутствии его контакта с отверстием направляющего диска.

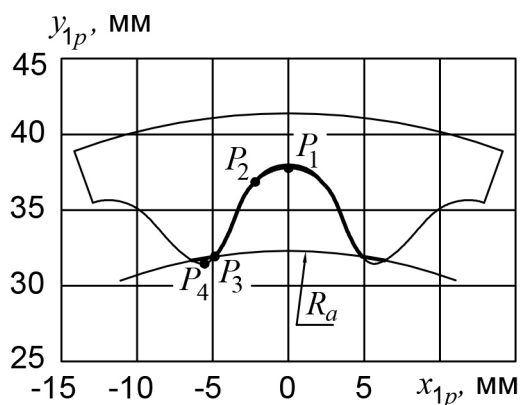


Рисунок 9 – Формирование вершин и впадин зубьев жесткого колеса

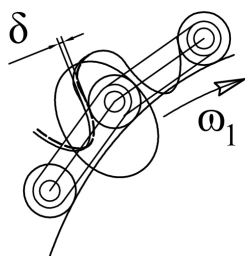


Рисунок 10 – Организация зазора между рабочими поверхностями жесткого колеса и пальцами цепи

Если не задавать нужной траектории пальцам во время холостого режима, то пальцы могут занимать случайное положение в пределах зазоров, что будет вызывать вход пальцев в зацепление с зубьями жесткого колеса с ударами. Таким образом, наличие

пластин обеспечивает работоспособность волновой цепной передачи во время холостого режима. Во время рабочего режима пластины на работу волновой цепной передачи не влияют.

В результате исследования установлено, что в диапазоне передаточных чисел от 2 до 60, коэффициенты перекрытия в зацеплении пальцев цепи с зубьями жесткого колеса - 45...48,5 % и отверстиями направляющего диска – 50 %.

Скорости скольжения в зацеплении пальцев цепи с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска понижаются с уменьшением амплитуды c колебаний внутренних углов a и зависят от текущей координаты z положения соответствующих рабочих поверхностей. Графики зависимостей скоростей скольжения V от времени, для контакта пальца с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска имеют вид показанный на рисунке 11. На графике скорости скольжения для контакта

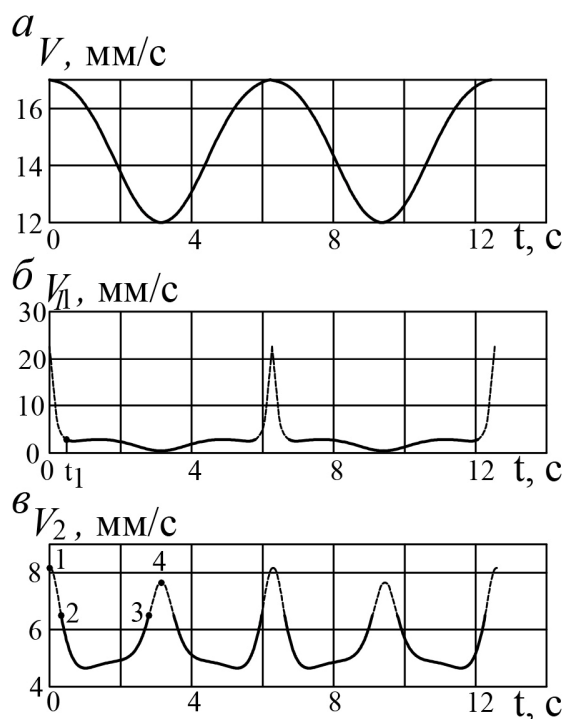


Рисунок 11 – Скорости скольжения
Графики скоростей скольжения в точке контакта пальца с генератором (а), зубом жесткого колеса (б), отверстием направляющего диска (в)

пальца с зубом жесткого колеса наблюдаются пики, которые соответствуют положению пальца во впадине между зубьями жесткого колеса. Этот участок исключается из работы путем углубления впадины по условию отсутствия заклинивания пальца между генератором и зубом жесткого колеса. Поэтому острие пики можно "срезать" путем выполнения углубленной впадины зуба.

Таким образом, на основе математической модели движения пальцев цепи разработана теория получения поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска. На рабочих поверхностях выявлены зоны заклинивания и даны рекомендации по исключению зон заклинивания в конструкции волновой цепной передачи. Найдено значение коэффициента перекрытия при зацеплении пальцев цепи с зубьями

колеса и отверстиями направляющего диска. Определены зависимости скоростей скольжения в зацеплении пальцев цепи с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска от амплитуды колебаний пальцев.

Четвертый раздел «Создание волновой цепной передачи» посвящен методике геометрического синтеза волновой цепной передачи, экспериментальному определению работоспособности макетов волновой цепной передачи и определению коэффициента полезного действия. Проведенное теорети-

ческое исследование волновой цепной передачи позволило разработать методику геометрического синтеза, излагающуюся в данной главе.

Используя методику синтеза рабочих профилей волновой цепной передачи, были спроектированы и изготовлены макеты волновой цепной передачи с передаточными отношениями 2, 6, 8 и 10. На рисунке 12 показан макет волновой цепной передачи, в которой реализованы следующие технические характеристики: передаточное отношение $i = 8$. Количество пальцев $z_g = 16$. Диаметр пальцев $d_c = 6$ мм. Окружной шаг зубчатого колеса $p_t = 12,5$ мм.

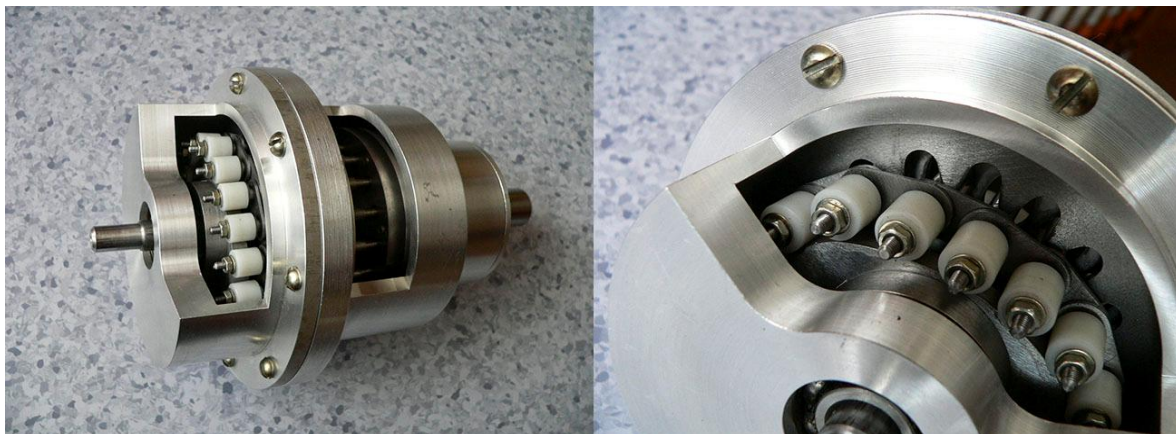


Рисунок 12 – Макет волновой цепной передачи

Основные детали макета выполнены из стали 45, а его корпус из дюралюминия Д16. Термообработка деталей волновой цепной передачи не проводилась. Концы пальцев снабжены роликами, выполненными из пластмассы, взаимодействующими с генератором. В волновой цепной передаче использовалось полужидкостное смазывание деталей минеральным маслом.

Экспериментально доказана работоспособность макетов созданных волновых цепных передач, что подтверждает правильность методик расчета геометрических параметров.

Для экспериментального определения КПД использовался макет волновой цепной передачи с передаточным отношением 8.

Принцип оценки КПД волновой цепной передачи основан на измерении входного и выходного моментов. В эксперименте был использован испытательный стенд (рисунок 13), имеющий основание, на котором устанавливался корпус волновой цепной передачи 1. Входной вал волновой цепной передачи соединен с валом электродвигателя 2 муфтой. Задний щит электродвигателя опирается на основание через шарикоподшипник и стойку. Электродвигатель постоянного тока напряжением 110 вольт питается от понижающего трансформатора и выпрямителя. К корпусу электродвигателя жестко прикреплен рычаг 3, взаимодействующий с электронными весами 4. Для оценки крутящего момента волновой цепной передачи используется рычажная система 5 и электронные весы 6. При этом рычаг 5 на выходном валу ус-

тановлен через фрикционный тормоз 7. Рычаги на электродвигателе и волновой передаче имеют одинаковые плечи, равные 161,5 мм.

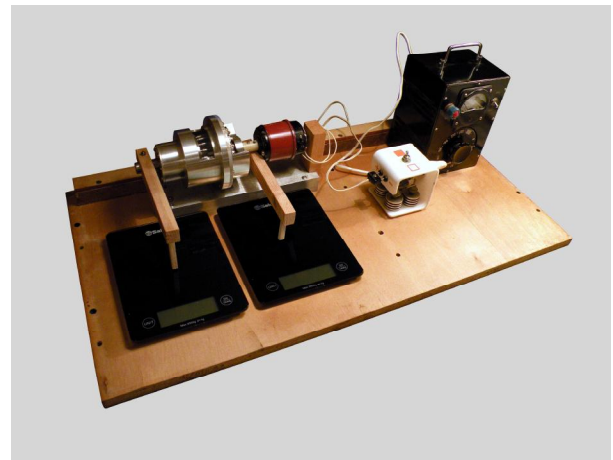
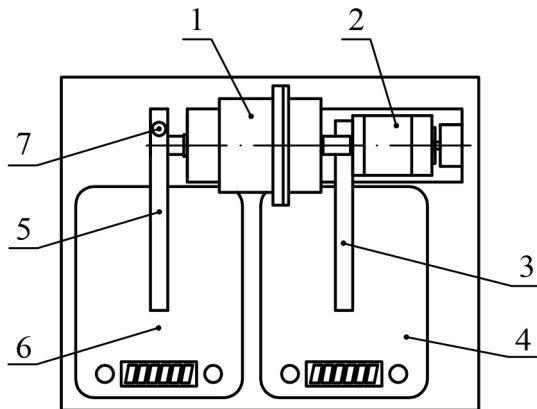


Рисунок 13 – Испытательный стенд

Зависимость КПД от момента на выходном валу устанавливалась на основе корреляционной обработки опытных данных по методу наименьших квадратов.

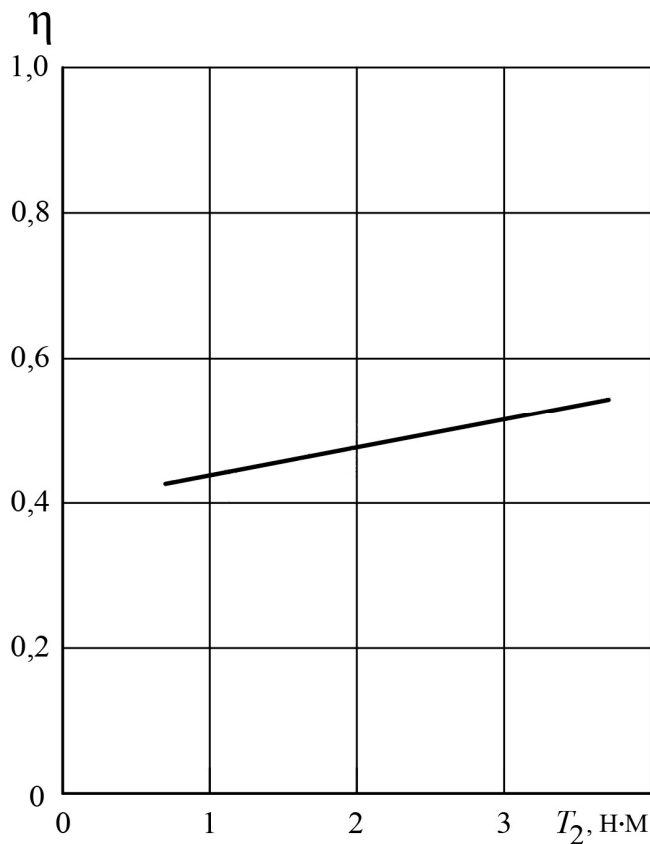


Рисунок 14 – Зависимость коэффициента полезного действия от момента на выходном валу

Аппроксимирующая кривая зависимости значений КПД в диапазоне моментов от 0,7 до 3,7 Нм на выходном валу представлена на рисунке 14.

Ограниченный диапазон тормозных моментов ($T_2 < 3,7$ Нм), обусловлен прочностными возможностями испытуемого макета. Как видно из рисунка 14, КПД возрастает с увеличением момента на выходном валу и достигает значения 0,54 при 3,7 Нм. Это объясняется тем, что с ростом нагрузки доля потерь на трение становится меньше по отношению к общей передаваемой мощности. На графике не наблюдается зоны максимума КПД из-за ограниченного диапазона моментов на выходном валу. Из проведенного эксперимента можно заключить, что при более качественном (промышленном) изготовлении модели

волновой цепной передачи возможно достижение значений КПД превышающих 0,54 при увеличении крутящих моментах выше 3,7 Нм.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования на макетах с передаточными отношениями 2, 6, 8 и 10 волновой цепной передачи, в которой гибкое звено выполнено в виде пальцевой цепи, подтвердили работоспособность передачи и правильность методик синтеза геометрических параметров формы генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска. На макете волновой цепной передачи с передаточным отношением 8 определено значение КПД 0,54, достигнутое при ограниченном технологическими возможностями крутящем моменте на выходном валу 3,7 Нм.

Перспективы дальнейшей разработки темы. Дальнейшее развитие темы потребует проведения исследований и поиска конструктивных решений волновой цепной передачи с целью замены трения скольжения на трение качения и обеспечение возможности передачи движения в герметизированное пространство.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе изложены следующие результаты исследования.

1 Проведенный анализ существующих волновых передач показал перспективность использования в качестве гибкого звена волновой передачи цепи, пальцы которой совершают пространственное движение, позволяющее создавать волновые передачи с диапазоном передаточных отношений от 2 до 60.

2 Разработана волновая цепная передача с гибким звеном в виде цепи, состоящей из пальцев, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска.

3 Разработана математическая модель цепи, в которой движение пластин представлено многоугольником, построенным на центрах шарниров пластин, внутренние углы которого изменяются по гармоническому закону, позволяющая обеспечить постоянство шага цепи.

4 Разработана математическая модель пространственного движения пальцев цепи, в которой перемещение пальцев представлено в виде вращательного движения твердого тела относительно неподвижной точки, учитывающая особенность одностороннего объединения пальцев пластинами цепи.

5 Разработана методика синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, в основе которой лежат результаты математического моделирования движения пластин и пальцев цепи, обеспечивающая линейный контакт пальцев с генератором, жестким колесом и направляющим диском.

6 Волновая цепная передача с гибким звеном в виде пальцевой цепи обеспечивает коэффициенты перекрытия в зацеплении пальцев с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска 45...48,8 % и 50 %, соответственно.

7 Разработана методика синтеза геометрических параметров волновой цепной передачи, позволяющая создавать работоспособные конструкции волновых цепных передач с диапазоном передаточных отношений от 2 до 60.

8 Созданные макеты с передаточными отношениями 2, 6, 8 и 10 доказали работоспособность волновой цепной передачи и правильность методик синтеза ее геометрических параметров.

9 На разработанном стенде экспериментально установлено для волновой цепной передачи с передаточным отношением 8 значение КПД, равное 0,54, достигнутое при ограниченном технологическими возможностями крутящем моменте на выходном валу 3,7 Нм.

10 Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе механико-технологического факультета ФГБОУ ВПО «Новосибирский государственный технический университет» при подготовке бакалавров и магистров.

Список работ, опубликованных автором по теме диссертации:

В изданиях из перечня рецензируемых научных журналов для опубликования основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук

1. Барис, А. В. Профилирование зубьев волновой передачи [Текст] / А. В. Барис, В. П. Гилета // Доклады академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2013. – Вып. 1(20). – С. 80–86.

2. Барис, А. В. Цепная волновая передача [Текст] / А. В. Барис, В. П. Гилета // Известия ВУЗов. Строительство. – 2014. – № 5. – С. 84–90.

3. Барис, А. В. Коэффициент полезного действия волновой передачи [Текст] // А. В. Барис, В. П. Гилета // Доклады академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2014. – Вып. 2–3(23–24). – С. 50–56.

В прочих изданиях

4. Пат. 2478847 Российская Федерация, МПК F16H 1/00. Передача [Текст] / Барис А.В., Гилета В.П.; заявитель и патентный обладатель Барис А.В.–2011129134/11; заяв. 13.07.2011; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 10.

5. Барис, А. В. Кинематика цепной волновой передачи [Текст] / А. В. Барис, А. И. Смелягин // Научные основы высоких технологий : труды международной научно-технической конференции, Новосибирск, 16–19 сентября 1997 г. – Новосибирск : НГТУ, 1997. – Т.4 – С. 118–120.

6. Барис, А. В. Определение диаметра рабочей поверхности роликов генератора волн цепной волновой передачи [Текст] / А. В. Барис, А. И. Смелягин // Научные основы высоких технологий : труды международной научно-технической конференции, Новосибирск, 16–19 сентября 1997 г. – Новосибирск : НГТУ, 1997. – Т.4 – С. 121-125.

7. Барис, А. В. Моделирование законов движения элементов волновой передачи [Текст] / А. В. Барис, В. П. Гилета // Фундаментальные и приклад-

ные вопросы горных наук: труды международной научной конференции, Новосибирск, 6–10 октября 2014 г. – Новосибирск : ИГД им. Н. А. Чинакала СО РАН, 2014. – № 2 – С. 76–81.

8. Барис, А. В. Волновая передача с гибким колесом в виде пальцевой цепи [Текст] / А. В. Барис, В. П. Гилета // Инновации в машиностроении – основа технологического развития России : материалы VI международной научно-технической конференции, Барнаул, 23–26 сентября 2014 г. – Барнаул: АлтГТУ, 2014. – Ч.1 - С.124–128.

9. Барис, А. В. Волновая передача [Текст] / А. В. Барис. В. П. Гилета // Актуальные вопросы строительства [Электронный ресурс] : труды VI Всероссийской конференции, Новосибирск, 9-11 апреля 2013 г. – Новосибирск : НГАСУ (Сибстрин), 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – С. 73–79.

Отпечатано в типографии Новосибирского
государственного технического университета
630073, г. Новосибирск, пр. К.Маркса, 20,
Тел./факс: (383)346-08-57
формат 60x84 1/16, объем 1,25 п.л., тираж 100 экз.
заказ № 151 подписано в печать 29.12.14 г.