

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-8-107-115

Стрельников В.Н., *Дегтярь А. Н.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

E-mail: andrey-dandr@yandex.ru

ИССЛЕДОВАНИЯ ШАРОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Аннотация. В статье разработан оригинальный научный подход к решению неголономной задачи механики, синтез шаровой передачи основан на форматировании активных поверхностей желобов для перемещения шаров вдоль контактных линий в процессе передачи вращательного движения между соосными валами. Контактные линии разделены телами качения, через которые осуществляется трансформация кинематических и силовых параметров зацепляющихся поверхностей. Широкое использование промежуточных тел качения в различных механизмах обусловлено главным образом для исключения трения скольжения в узлах машин. В конструктивные схемы вводятся высшие кинематические пары, заменяющие скольжение контактирующих поверхностей их относительным перекатыванием. При этом многократно снижаются скорости скольжения активных поверхностей, улучшаются условия образования гидродинамического масляного клина, снижаются энергетические потери на трение, уменьшается износ деталей машин, повышается нагрузочная способность сопряжений. Принято считать, что коэффициент трения качения зависит прежде всего от материала, чистоты соприкасающихся поверхностей, условий смазки, температуры смазочных материалов, а также приведенной кривизны контакта активных поверхностей.

Ключевые слова: геометрический синтез, винтовая линия, шар, поверхность желоб, полая обойма, прямолинейная прорезь.

Введение. Среди множества механизмов и деталей машин наибольшее распространение получили зубчатые передачи, обладающие уникальными характеристиками, такими как высокий к.п.д. и нагрузочная способность, сравнительно малые габариты, большой ресурс работы, стабильность заданного передаточного отношения, произвольное относительное расположение валов и ряд других преимуществ [1–3].

Принципиально новым техническим решением в машиностроении, является создание волновой зубчатой передачи, обладающей гибким цилиндрическим колесом, кулачковым генератором волн, гибким подшипником, подчиненные единому замыслу автора в повышении технико-экономических показателей передачи зацеплением. Оптимальная разность зубьев жесткого и гибкого зубчатых колес равна двум. Эффект планетарности зубчатых колес в волновой зубчатой передаче достигается деформацией гибкого зубчатого колеса генератором волн [4–6]. Новый принцип преобразования движения, новый характер зубчатого зацепления, наличие гибкого звена потребовало новой теории напряженно-деформированного состояния силовых звеньев, участвующих в передаче вращения между входом-выходом волновой зубчатой передачи [7].

Металлоемкость зубчатых колес и трансмиссий составляет 15 ... 20 % общей массы всей машины. При этом число поломок зубчатых механизмов находится в пределах 60 % общего

числа отказов, что свидетельствует о существенном влиянии зубчатых колес и трансмиссий на качество машиностроительной продукции. Подобное положение указывает на заметное влияние зубчатых зацеплений высших кинематических пар на технические и эксплуатационные характеристики машин, а также более полное использование резервов производительности машин, повышение мощности и нагрузочной способности, предотвращение интерференции и заклинивания зубьев. Решение этой комплексной задачи улучшения технико-экономических параметров зубчатых передач осуществляется в двух основных направлениях: во-первых, детальное исследование известных видов передач с целью отыскания наиболее совершенных геометрических форм рабочих поверхностей, создание прогрессивной технологической структуры и новых высококачественных материалов для их производства; во-вторых, создание новых видов передач, обладающих наиболее высокими технико-экономическими характеристиками пригодных для широкого использования в различных отраслях машиностроения.

Существенное повышение качества продукции невозможно осуществлять на основе устаревших конструктивных схем и технологических процессов [8]. Использование новых научных направлений характеризует научную новизну технических решений и создает дополнительные положительные свойства новых конструкций [9].

Для получения больших передаточных чисел применяют червячные, планетарные и дифференциальные передачи, обладающие такими свойствами. Для повышения нагрузочной способности и к.п.д. используются передачи с глобидным червяком и более продолжительным полем зацепления [10].

В передачах с промежуточными телами качения массив зубьев находится в сложном напряженном состоянии, что исходит от криволинейного очертания профиля зуба и неоднородности граничных условий. Зуб предполагается в плоском деформированном состоянии. Распределение величины контактного давления по профилю зуба решается граничная задача прочностного расчета. Профиль зуба очерчен дугами окружностей или близкими к ним кривыми. Дуги окружностей ограничивающие рабочий профиль зуба принимаются за координатные линии биполярной системы координат. На остальных участках профиль зуба также аппроксимируется координатными линиями биполярной системы координат, которая позволяет решать задачу с учетом граничных условий. Использован дискретный метод, разработанный алгоритм приводит к системам линейных уравнений, реализация которых позволяет привести в соответствие условия контактного взаимодействия с общей прочностью зуба.

Основная часть. Расчету на прочность подлежат зубья, ограниченные цилиндрическими поверхностями. На активной поверхности зуба приложена нормальная контактная нагрузка. Напряженное состояние зуба считаем плоскодеформированным. Закон распределения нагрузки по длине зуба не изменяется. Распределение нагрузки по контуру поперечного сечения определяется из решения контактной задачи и аппроксимируется параболой. Параметрами, определяющими внешнюю нагрузку, являются максимальное давление и протяженность дуги контакта по контуру зуба в его поперечном сечении. Зуб является частью массива, составляющего зубчатое колесо. Для расчета выделим из массива отдельный зуб цилиндрической поверхностью достаточно большого радиуса. В результате сечение зуба будет ограничено замкнутым контуром, образованным дугами образующих окружностей боковых поверхностей с радиусами r_1 для сателлита и r_2 для центрального колеса, R_1 и R_2 очерчивающими окружности вершин зубьев соответственно сателлита и центрального колеса. Для построения профиля зуба должны быть заданы радиусы центров образующих окружностей и число зубьев сателлита и центрального колеса.

При составлении дискретных уравнений упругости каждый узел координатной сетки рассматривается как центр конечного элемента. Для включения в расчет граничных точек контура применяется искусственный прием. Наряду с координатными линиями, принадлежащими сечению проводятся координатные линии вне контура с тем же шагом, что и внутри контура. Точки пересечения дополнительных координатных линий образуют фиктивные узлы. В результате число уравнений упругости будет меньше числа неизвестных перемещений узлов, так как в уравнения войдут дополнительные неизвестные, соответствующие перемещениям фиктивных узлов. Для получения дополнительных уравнений записываются граничные условия. В случае, когда граничные условия заданы в перемещениях, часть неизвестных будет определена сразу. Если граничные условия заданы в напряжениях, то дополнительные уравнения получают из дискретных уравнений упругости. С помощью дополнительных уравнений исключают фиктивные неизвестные, либо присоединяют дополнительные уравнения к основным уравнениям и решают расширенную систему уравнений. Из решения системы уравнений определяются перемещения основных и фиктивных узловых точек.

Передовой опыт производства и эксплуатации волновых зубчатых передач открыл качественно новые положительные свойства, которыми не обладают другие механические передачи [11]. Главное преимущество состоит в получении возможности передачи вращательного движения через герметичное пространство. Подобными свойствами не могут обладать другие механические передачи, так как передача вращательного движения между ведущим и ведомым валами волновой зубчатой передачи осуществляется за счет волновой деформации гибкого колеса, при котором окружная деформация через генератор волн, отделенный герметичным пространством, передает крутящий момент на жесткое зубчатое колесо. Обкатка гибкого зубчатого колеса по недеформированному зубчатому колесу без проскальзывания обеспечивает передачу вращения между соосными валами в большом диапазоне передаточных чисел $U = 80 \dots 320$. При меньших значениях передаточных чисел, снижается к.п.д., нагрузочная способность, проявляется склонность к интерференции зубьев второго рода, а также к заклиниванию зубчатого зацепления. При больших передаточных числах снижается жесткость волновой зубчатой передачи, искажаются условия формирования зубчатого зацепления, характеризующееся проявлением негативного пограничного явления - проскока зубьев, падением к.п.д. волновой зубчатой

передачи. Волновые зубчатые передачи обладают низкой инерционностью и высокой чувствительностью к перекосам, что позволяет с высокой точностью реагировать на отклонения и флуктуации следящих систем, обеспечивать высокую кинематическую точность и постоянство заданного передаточного отношения. Разработаны научные основы создания шаровых передач с постоянным передаточным отношением. Выполнен геометрический синтез и кинематический анализ нового вида передач с промежуточными телами качения.

Шаровые передачи принципиально отличаются от всех известных механических передач зацеплением, в том числе зубчатых, червячных, планетарных, фрикционных, волновых, гипоидных и других передач [12]. Главное отличие подобных передач состоит в физическом отсутствии поля зацепления зубьев высших кинематических пар. Заданное постоянство передаточного отношения достигается непрерывной повторяемостью геометрии поверхности желобов при передаче крутящего момента посредством шаров, перекатывающихся по смежным желобам шаровой передачи [13, 14] (рис. 1). Каждая линия, описываемая центром шара, равноудалена от смежных поверхностей желобов и одновременно очерчивает две взаимоигибаемые линии, исходящие из единого текущего центра (рис. 2). В пространстве между наружными дисками со спиральными желобами установлен плоский диск со сквозными прямолинейными прорезями в которые помещены шары, одновременно контактирующие со спиральными желобами и сквозными прямолинейными прорезями промежуточного диска. Усовершенствована конструкция и разработана технология производства шаровых механизмов. Установлена количественная связь кривизны поверхности желобов с параметрами шаровых механизмов.

На основании обобщенной геометрической теории разработаны основные направления развития шаровых передач с постоянными передаточными отношениями. Впервые создан ряд малогабаритных шаровых передач, обладающих высокой кинематической эффективностью. Шаровая лобовая передача имеет минимальные осевые размеры в отличие от других подобных передач, обладает более высокой жесткостью в окружном направлении, менее чувствительна к технологическим погрешностям.

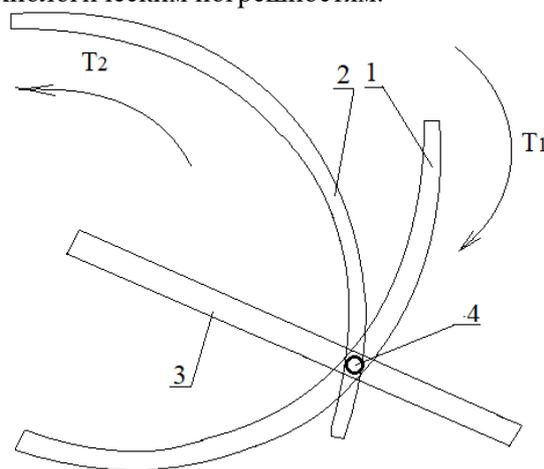


Рис. 1. Геометрическая модель шаровой лобовой передачи: 1 – желоб ведущего звена, выполненный в форме архимедовой спирали с шагом e_1 ; 2 – желоб ведомого звена представлен в виде архимедовой спирали с шагом e_2 ; 3 – сквозные прямолинейные прорези на неподвижном диске; 4 – промежуточные тела качения – шары.

Для определения геометрических критериев дисков шаровой лобовой передачи достаточно подставить значения координатных функций $\xi = e_1 t$, $\dot{\xi} = e_1$, $\ddot{\xi} = 0$, $z = 0$ в полученные уравнения шаровой передачи общего вида. Следящий радиус-вектор произвольной точки поверхности желоба ведущего элемента вращения \bar{r}_L

$$\begin{aligned} \bar{r}_L = & \bar{i} \left\{ e_1 t \cos t + r_M (1+t^2)^{0.5} (\sin t + t \cos t) \right\} [(1-\nu) \cos \psi - \cos \lambda] + \\ & + \bar{j} \left\{ e_1 t \sin t - r_M (1-t^2)^{0.5} (\cos t - t \sin t) \right\} [(1-\nu) \cos \psi - \cos \lambda] - \\ & - \bar{k} r_M [(1-\nu) \sin \psi - \sin \lambda] \end{aligned} \quad (1)$$

Нормальная кривизна рабочей поверхности желоба в нормальном направлении секущей плоскости χ_L

$$\chi_L = \frac{e_1 \sqrt{(1+t^2)^3} \sin^2 \theta + r_M (2+t^2) (\cos^2 \theta - \nu \sin^2 \theta) \cos \psi}{r_{M1} [e_1 \sqrt{(1+t^2)}] - r (2+t^2) \cos \psi} \quad (2)$$

Основная поверхность шаровой лобовой передачи представляет плоскость, осевой габарит плоской передачи не регламентируется. Шаровая

лобовая передача обладает конструктивной простотой и технологичностью. Передаточное отношение шаровой лобовой передачи определяется

отношением шагов ведущего и ведомого элементов архимедовых спиралей

$$u = \frac{e_1}{e_2}. \tag{3}$$

В качестве промежуточных тел качения используются шары. Координатные функции можно задать следующим образом:

$$\xi = m, \dot{\xi} = 0, Z = pt, \dot{Z} = p, \ddot{Z} = 0, \tag{4}$$

где m – радиус цилиндра представляющего основную поверхность постоянного шага; p – параметр винтовой линии, являющейся центральной линией ведущего элемента вращения.

$$\begin{aligned} \bar{R}_V = & \bar{i} \left\{ m \cos t - r_M \left\{ S \sin t \left(4\pi^2 m^{2+S^2} \right)^{-0.5} [(1-\nu) \sin \psi - \sin \lambda] \right\} - [(1-\nu) \cos \psi - \cos \lambda] \cos t \right\} + \\ & + \bar{j} \left\{ m \sin t + r_m \left\{ S \cos t \left(4\pi^2 m^{2+S^2} \right)^{-0.5} [(1-\nu) \sin \psi - \sin \lambda] \right\} + [(1-\nu) \cos \psi - \cos \lambda] \sin t \right\} + \\ & + \bar{k} \left\{ pt - 2\pi m r_m [(1-\nu) \sin \psi - \sin \lambda] \left(4\pi^2 m^2 + S^2 \right)^{-0.5} \right\} \end{aligned} \tag{5}$$

Нормальная кривизна поверхности желоба в произвольном направлении дифференциальных окрестностей касательной к контактной

Центровыми линиями ведущего и ведомого элементов вращения служат винтовые линии. Параметрами заторможенного элемента являются прямые сквозные прорезы вдоль контактных линий, удерживающих промежуточные тела качения в заданном положении.

Произвольная точка поверхности желоба ведущего элемента вращения определяется следующим радиусом- вектором \bar{R}_V

точке плоскости определяется из общих уравнений поверхностей желобов χ_V

$$\chi_V = \frac{S^2 \sin^2 \theta + 4\pi^2 m [m \sin^2 \theta + r_m (\cos^2 \theta - \nu \sin^2 \theta) \cos \psi]^2}{r_m [S^2 + 4\pi^2 m(m - r \cos \psi)]}. \tag{6}$$

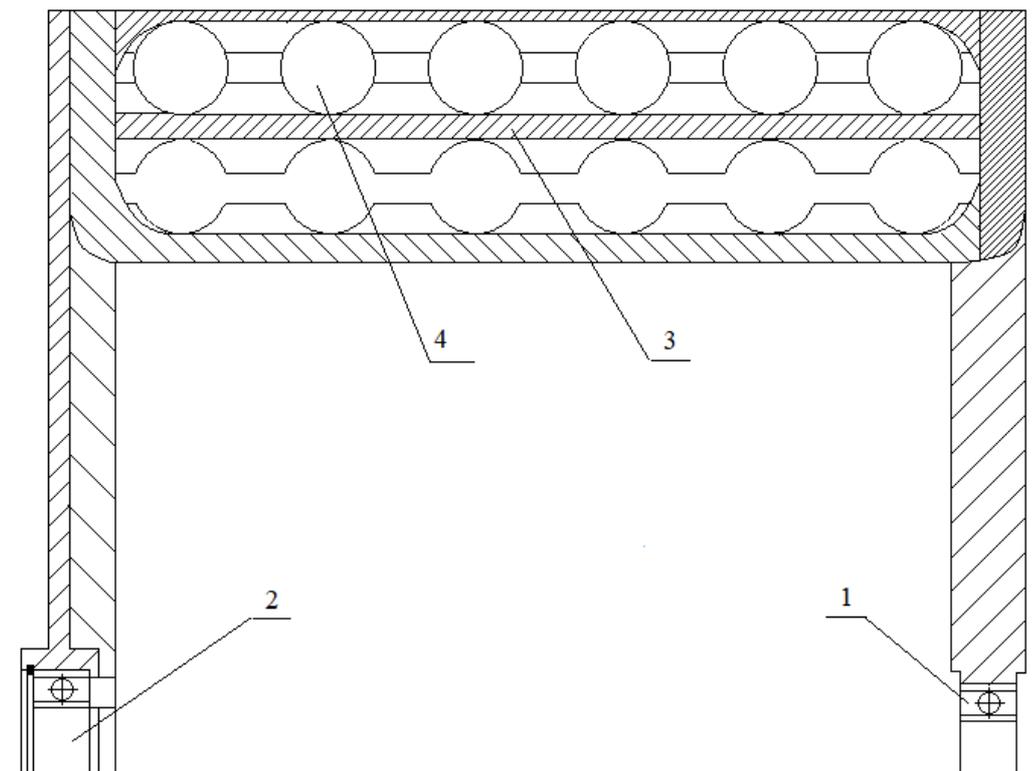


Рис. 2. Конструктивная модель шаровой передачи: 1, 2 – опоры, 3 – обойма, 4 – тела качения – шары

Контактные задачи выпукло-вогнутых поверхностей близкой кривизны впервые рассмотрены Штаерманом для случая взаимодействия цилиндра с отверстием в пространстве [15]. Им было получено условие контакта поверхностей

$$W_2 - W_1 = \delta \cos \varphi - \Delta R (1 - \cos \varphi), \tag{7}$$

где W_2 и W_1 – упругие радиальные смещения; δ – смещение центра вала;

ΔR – разность радиусов цилиндрических поверхностей;

φ – полярный угол относительно центра отверстия.

Герц при составлении условий контакта предполагал, что соответствующие точки контактирующих тел испытывают перемещения параллельные направлению приложенных сил, а первоначальный зазор аппроксимирован параболической зависимостью:

$$W_{z1} + W_{z2} = \delta - \frac{X^2}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right), \quad (8)$$

где W_{z1} , W_{z2} – упругие смещения точек поверхности тел;

δ – смещение удаленных точек тел;

R_1 , R_2 – радиусы кривизны контактирующих тел;

X – линейная координата в плоскости перпендикулярной направлению нагрузки.

Для малых протяженностей поверхностей контакта при малых значениях φ – оба условия контакта эквивалентны.

В условие контакта входят упругие перемещения, вызванные контактной нагрузкой. Штаерман, как и Герц, использовал при их представлении формулы перемещения точек поверхности упругого плоского полупространства. Дальнейшее улучшение постановки задачи было сделано Перссоном и Джонсоном [16]. В решении контактной задачи ими использованы функции напряжений для кругового диска и кругового отверстия в неограниченной плоскости, то есть в результате перемещения найдены с учетом первоначальной формы контактирующих тел.

Для площадок контакта малой ширины все три метода дают близкие результаты.

Решения Герца, Штаермана, Перссонане охватывают весь спектр практических задач о контактом взаимодействии упругих тел. Так как для передач с промежуточными телами качения представляет интерес задача о взаимодействии выпукло-вогнутых поверхностей близкой кривизны. Описанная контактная задача определила особые условия ее постановки и решения, учитывающие основные параметры плоского деформированного состояния тел и изменение их кривизны в зоне контакта при различных уровнях жесткости зубьев и промежуточных тел качения. В постановке данной задачи учитывается форма контактирующих тел: используются решения задач о плоском деформированном состоянии цилиндра и полукруглой цилиндрической поверхности в упругом полупространстве. Использована также линейная зависимость изменения

кривизны от максимального контактного давления P_0 . Поскольку угол θ_0 , характеризующий протяженность зоны контакта, входит в формулы для упругих смещений и изменения кривизны в качестве нелинейного параметра. В результате получено условие контакта поверхностей являющимся линейным относительно максимального давления. Решение контактной задачи о контактом взаимодействии упругих тел. Составлена зависимость углов θ_0 , определяющих ширину контактной площадки от максимальных давлений P_0 для различных условий контакта упругих поверхностей. Это позволяет выбрать оптимальный конструктивный вариант, исходя из податливости и несущей способности промежуточных тел качения, контактной и изгибной прочности зубьев.

При заданных внешних размерах контактирующих поверхностей максимальное давление в зоне контакта зависит от ее ширины. Из сравнения результатов расчета следует, что в промежуточных телах качения максимальное контактное давление уменьшается с ростом ширины площадки контакта.

Контактные давления рассчитанные для промежуточных тел качения при ширине зон контакта характеризуемых углами $\theta_0 = 4^\circ$ и $\theta_0 = 9^\circ$ были сопоставлены с контактными давлениями рассчитанными по формулам Герца. Максимальные давления получились на 60% выше давлений, найденных по формулам Герца.

Распределение местных контактных напряжений в массиве зуба по своему характеру соответствует распределению Герца. Под центром контактной нагрузки напряженное состояние близкое к всестороннему объемному сжатию. У поверхности $\sigma_r \approx \sigma_{\varphi \approx \theta_0}$. Под поверхностью в радиальных направлениях напряжения убывают и на глубине равной $0,3r_1$ или $5b$ их величина составляет не более $0,2P_0$. Напряжения σ_φ убывают значительно быстрее напряжений σ_r . Касательные напряжения равные нулю на вогнутой цилиндрической поверхности и достигают максимальных значений на глубине $0,1r_1$ не превосходящие $0,1P_0$. Таким образом контактное давление на массив зуба создает местную концентрацию напряжений в поверхностном слое материала.

Условие контакта поверхностей зуба с промежуточными телами качения содержат изменения их кривизны χ_1 и χ_2 при действии контактной нагрузки. Изменение кривизны вогнутой поверхности зуба определялось двумя способами.

В обоих случаях использовалась модель упругого полупространства. В первом случае это упругая τ_r полукруглая цилиндрическая поверхность в упругом полупространстве. На участке цилиндрической поверхности приложена контактная нагрузка. Во втором случае полупространство с плоской границей на участке поверхности которой приложена такая же контактная нагрузка. Максимальные контактные давления P_0 и P_{0l} найденные по разработанным первой и второй моделям, получились практически одинаковыми для всех рассмотренных вариантов задач.

Существенным для изменения кривизны на участке контакта является закон распределения контактных давлений и наличие свободной поверхности по обе стороны от участка, нагруженного контактным давлением.

Протяженность свободной поверхности должна быть не менее $5b$, где b – половина ширины площади контакта. Как показали расчеты на этом расстоянии можно пренебречь изменением кривизны вследствие действия контактной нагрузки.

Напряжения σ_r и $\tau_{r\varphi}$ как и в массиве зуба не превосходят максимального контактного давления P_0 , однако нормальные напряжения σ_φ во много раз превосходят контактное давление. При $q = 0,92$ и $\theta_0 = 4^\circ$ величина σ_φ превосходит P_0 в 26 раз. Наибольшие напряжения возникают вблизи отверстия под центром контактной нагрузки, приложенной на внешней поверхности. Здесь материал находится в одноосном напряженном состоянии, так как при $r = R_1$ и $\varphi = 0$ получаем $\sigma_r = 0$ и $\tau_{r\varphi} = 0$. При $\theta_0 = 2^\circ$ и уменьшении q с 0,92 до 0,84 максимальные напряжения σ_φ снижаются с 315 до 277 Мпа.

Обобщение результатов расчета на изгибную и контактную и контактную прочность должно выполняться при одинаковых размерах взаимодействующих тел и контактных площадок. Изгибные напряжения, вычисленные для угла $\theta_0 = 9^\circ$ приводятся в соответствие с контактными напряжениями рассчитанными для угла $\theta_0 = 4^\circ$. Компоненты тензора изгибных напряжений в зубе линейно связаны с усилиями в зацеплении N постоянным коэффициентом.

Сопоставить следует напряжения во всех узлах кроме находящихся под контактной нагрузкой, где решение задачи об изгибных напряжениях имеет особенность, связанную с заменой распределенного контактного давления сосредоточенной силой. Максимальные изгиб-

ные напряжения вне зоны контакта после пересчета данных с $\theta_0 = 9^\circ$ на $\theta_0 = 4^\circ$ оказались равными $\sigma_{\alpha_{\max}} = -8,3$ МПа, $\sigma_{\beta_{\max}} = -9,1$ МПа, что значительно ниже максимального контактного давления $P_0 = 87,8$ Мпа и напряжений в зоне контакта. Изгибные напряжения $\sigma_{\beta_{\max}}$ и $\sigma_{\alpha_{\max}}$ не превосходят допускаемых напряжений для стали. Расчеты на изгибную и контактную прочность дают полную картину напряженного состояния зубьев.

Выводы.

1. Шаровая передача высоко технологична. Винтовые желоба и сквозные прямолинейные прорези формируются непрерывными инструментальными поверхностями, не требующими перенастройки станочного оборудования, значительного разнообразия набора инструментального хозяйства и дополнительных резервов производственных площадей.

2. Одним из основных особенностей винтовой передачи служит высокое постоянство заданного передаточного отношения, которое достигается за счет введения в свободное пространство между соосными обоймами промежуточных тел качения, фиксирующих положения шаров в заданном пространстве.

3. Усовершенствована конструкция и разработана технология производства шаровых передач. Установлена количественная связь кривизны поверхностей желобов с их техническими характеристиками. Определено влияние геометрии контактных поверхностей на прочность образуемых ими сферических связей. а также рассмотрены энергетические потери, нагрузочная способность, долговечность, условия смазки и износа.

4. Показано влияние одновременного функционирования промежуточных тел качения на плавность работы шаровой передачи в условиях предельных значений минимальных зазоров и люфтов, определяющих технические характеристики работы шаровых механизмов.

5. Фиксация шаров в пространстве происходит по трем пятнам контакта.

на каждой поверхности шара, что в совокупности составляет два пятна контакта для каждой из двух винтовых поверхностей желобов и пятно контакта поверхностей сквозных прямолинейных прорезей.

6. По главным направлениям линий кривизны наблюдаются минимальные энергетические потери, улучшаются условия смазки, снижается износ сопряженных поверхностей, повышается ресурс работы. Потери энергии в дифференциальных окрестностях пятен контакта

имеют минимальные значения по главным направлениям вдоль контактных линий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. MathCAD 15/ MathCAD Prime 1.0. СПб.: БХВ-Петербург, 2012. 432 с.

2. Плеханов Ф. И., Блинов И. А., Кутявина Л. Л. Геометрия внутреннего эвольвентного зацепления колес с малой разницей чисел их зубьев и ее влияние на нагрузочную способность планетарной передачи // Научно-практический журнал «Интеллектуальные системы в производстве». 2015. № 2. С. 67–70.

3. linov I.A. Geometric modelling of gear-tooth systems in planetary gears with high loading capacity for the drive trains of SAMC “Tor” combat vehicles // Journal of «Almaz – Antey» Air and Space Defence Corporation. 2022. Vol. (2). Pp. 93–103.

4. Беляев А.Е. Механические роликовые передачи. Новоуральск: НПИ, 1994. 120 с.

5. Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д. Податливость обода эпицикла планетарного редуктора // Известия вузов. Машиностроение. 1967. № 1. С. 60–66.

6. Янгулов В.С. Геометрические и конструктивные соотношения в волновых передачах с промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. 2007. Т. 312. № 2. С. 24–27.

7. Василенко Н.В., Галибей Н.И., Янюшкин А.С., Гупалов В.К., Ереско С.П., Крайнев А.Ф. Механика современных специальных систем. Красноярск. 2004. Том 2. 688 с.

8. Harmonic Drive Systems. [. URL: <https://www.hds.co.jp> (дата обращения:

06.07.2015). Bernd Künne. Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2. Vieweg+Teubner Verlag, 2008. 508 p.

9. Schlecht B. Maschinenelemente 2: Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen. Pearson Studium, 2010. 787 p.

10. Strelnikov V.N., Sukov M.G. Analysis of axial forces of heavy-duty harmonic gear drive // Advances in Engineering Research (AER). 2018. Vol.157. Pp. 584–589.

11. Strelnikov V.N., Sukov M.G. Experimental investigation on interaction of wave disk generator with flexible gear. Automation of production and technology of mechanical engineering // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2018. Vol. 194 (3). 032028 DOI: 10.1088/1755-1315/194/3/032028

12. Strelnikov V.N., Sukov M.G. Stressed state of heavy-duty harmonic gear drive flexspline // Advances in Engineering Research. 2018. Vol. 158. Pp. 391–398. DOI: 10.2991/avent-18.2018.76

13. Стрельников В.Н. Шаровая лобовая передача. Авторское свидетельство №396492. Оpubл. 29.08. 1973 г. Бюллетень № 36.

14. Стрельников В.Н. Передача для изменения скорости вращения. Авторское свидетельство №381829. Опубликовано 22.05.1973 г. Бюллетень № 22.

15. Штаерман И.Я. К теории Герца местных деформаций при сжатии упругих тел. Докл. АН СССР. 1939. Т. 25, № 5 С. 360–362.

16. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М. Мир, 1989. 509 с.

Информация об авторах

Стрельников Виктор Никитович, доктор технических наук, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов. E-mail: viktor.strelnickov2017@yandex.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Дегтярь Андрей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теоретической механики и сопротивления материалов. E-mail: andrey-dandr@yandex.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила 17.12.2024 г.

© Стрельников В.Н., Дегтярь А.Н., 2025

Strelnikov V.N., *Degtyar A.N.

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

**E-mail: andrey-dandr@yandex.ru*

BALL TRANSMISSION RESEARCH

Abstract. The article developed an original scientific approach to solving the nonholonomic problem of mechanics, the synthesis of ball transmission is based on formatting the active surfaces of the grooves for moving balls along contact lines in the process of transmitting rotational motion between coaxial shafts. Contact lines are separated by rolling bodies through which transformation of kinematic and force parameters of

engaging surfaces is carried out. The widespread use of intermediate solids of revolution in various mechanisms is mainly due to the exclusion of sliding friction in machine assemblies. Higher kinematic pairs replacing sliding of contacting surfaces by their relative rolling are introduced into structural diagrams. At the same time sliding speeds of active surfaces are repeatedly reduced, conditions of hydrodynamic oil wedge formation are improved, energy losses on friction are reduced, wear of machine parts is reduced, load capacity of couplings is increased. An outstanding tribologist physicist, author of the molecular mechanical theory of friction and the fatigue theory of wear of solids is I. V. Kragelsky. It is generally accepted that the rolling friction coefficient depends primarily on the material, the purity of the contacting surfaces, the lubrication conditions, the temperature of the lubricants, as well as the reduced curvature of the contact of the active surfaces.

Keywords: *geometric synthesis, helix, ball, groove surface, hollow cage, rectilinear slot.*

REFERENCES

1. MathCAD 15. MathCAD Prime 1.0. Ref. [MathCAD 15/ MathCAD Prime 1.0.] SPb.: BHV-Peterburg, 2012. 432 p. (rus)
2. Plekhanov F. I., Blinov I. A., Kutuyavina L. L. Geometry of internal involute engagement of wheels with a small difference in the number of their teeth and its effect on the load capacity of planetary gear. Scientific and Practical Journal «Intelligent Systems in Production». Ref. [Geometriya vnutrennego ehvol'ventnogo zacepleniya koles s maloj raznicej chisel ikh zub'ev i ee vliyanie na nagruzochnuyu sposobnost' planetarnoj peredachi]. Nauchno-prakticheskij zhurnal «Intellektual'nye sistemy v proizvodstvE». 2015. No. 2. Pp. 67–70. (rus)
3. linov I.A. Geometric modelling of gear-tooth systems in planetary gears with high loading capacity for the drive trains of SAMC “Tor” combat vehicles. Journal of «Almaz – Antey» Air and Space Defence Corporation. 2022. Vol. (2). Pp. 93–103.
4. Belyaev A.E. Mechanical roller gears. Ref. [Mekhanicheskie rolikovye peredachi]. Novouralsk: NPI, 1994. 120 p. (rus)
5. Airapetov E.L., Genkin M.D. Compliance of the rim of the epicycle of the planetary gearbox. News of universities. Mechanical engineering. Ref. [Podatlivost' oboda ehpicikla planetarnogo reduktora. Izvestiya vuzov. Mashinostroenie]. 1967. No. 1. Pp. 60–66. (rus)
6. Yangulov V.S. Geometric and design relations in wave transmissions with intermediate rolling bodies. Izvestia of Tomsk Polytechnic University. Ref. [Geometricheskie i konstruktivnye sootnosheniya v volnovykh peredachakh s promezhutochnymi telami kacheniya]. Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. 2007. Vol. 312. No. 2. Pp. 24–27. (rus)
7. Vasilenko N.V., Galibey N.I., Yanyushkin A.S., Gupalov V.K., Eresko S.P., Krainev A.F. Mechanics of modern special systems Ref. [Mekhanika sovremennykh special'nykh sistem]. Krasnoyarsk. 2004. Vol. 2. 688 p. (rus)
8. Harmonic Drive Systems. [URL: <https://www.hds.co.jp> (date of access: 06.07.2015). Bernd Künne. Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2. Vieweg+Teubner Verlag, 2008. 508 p.
9. Schlecht B. Maschinenelemente 2: Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen. Pearson Studium, 2010. 787 p.
10. Strelnikov V.N., Sukov M.G. Analysis of axial forces of heavy-duty harmonic gear drive. Advances in Engineering Research (AER). 2018. Vol.157. Pp. 584–589.
11. Strelnikov V.N., Sukov M.G. Experimental investigation on interaction of wave disk generator with flexible gear. Automation of production and technology of mechanical engineering. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2018. Vol. 194 (3). 032028 DOI: 10.1088/1755-1315/194/3/032028
12. Strelnikov V.N., Sukov M.G. Stressed state of heavy-duty harmonic gear drive flexspline. Advances in Engineering Research. 2018. Vol. 158. Pp. 391–398. DOI: 10.2991/avent-18.2018.76
13. Strelnikov V.N. Ball frontal transmission. Copyright certificate Ref. [Sharovaya lobovaya peredacha. Avtorskoe svidetel'stvo]. No. 396492. Publ. 29.08. 1973 Bulletin No. 36. (rus)
14. Strelnikov V.N. Transmission to change the rotation speed. Copyright certificate Ref. [Peredacha dlya izmeneniya skorosti vrashcheniya. Avtorskoe svidetel'stvo]. No. 381829. Published 22.05.1973 Bulletin No. 22. (rus)
15. Staerman I.Ya. To the Hertz theory of local deformations under compression of elastic bodies Ref. [K teorii Gerca mestnykh deformacij pri szhatii uprugikh tel.]. Doc. USSR ACADEMY OF SCIENCES. 1939. Vol. 25, No. 5. Pp. 360–362. (rus)
16. Johnson K. Contact mechanics. Ref. [Mekhanika kontaktnogo vzaimodejstviya]. M. Mir. 1989 г., p. 509. (rus)

Information about the authors

Strelnikov, Viktor N. DSc, Professor. E-mail: viktor.strelnikov2017@yandex.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Degtyar, Andrey N. PhD. E-mail: andrey-dandr@yandex.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Received 17.12.2024

Для цитирования:

Стрельников В.Н., Дегтярь А.Н. Исследования шаровой передачи // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2025. № 8. С. 107–115. DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-8-107-115

For citation:

Strelnikov V.N., Degtyar A.N. Ball transmission research. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2025. No. 8. Pp. 107–115. DOI: 10.34031/2071-7318-2025-10-9-107-115