

УДК 621.83:621.81.002.2

АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЙ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЦИКЛОИДАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧИ С УЧЕТОМ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ

Е.Е. Кобза, Е.А. Ефременков, В.Н. Демидов

Томский политехнический университет
E-mail: mecheng@sibmail.com

Выполнен анализ распределения усилий в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой с учетом погрешностей изготовления колес с циклоидальным профилем и тел качения. Определена зависимость изменения усилий в зацеплении от точности изготовления деталей передачи, а так же число тел качения, не участвующих в передаче усилий из-за погрешностей изготовления. Построены зависимости, определяющие угол, на котором происходит прерывание контакта тел качения с профилями циклоидальных колес.

Ключевые слова:

Циклоидальная передача, усилия в зацеплении, технологические погрешности, промежуточные тела качения.

Key words:

Cycloid drive, force analysis, manufacturing tolerances, intermediate rolling elements.

Современное состояние и перспективы развития техники характеризуются повышенными требованиями к массогабаритным характеристикам с сохранением высокой нагрузочной способности приводных механизмов. Особым вниманием пользуются малогабаритные механизмы, обладающие малой массой при большом передаточном отношении в одной ступени, способные обеспечить высокий КПД. К таким механизмам с полным правом можно отнести передачи с промежуточными телами качения (ПТК). Исследованию данных передач посвящены работы В.Н. Кудрявцева, А.Е. Беляева, В.М. Шанникова, Ан И-Кана, Та-Ши Lai, Hidetsugu Terada [1–5].

Несмотря на широкое применение передач с ПТК они еще мало изучены, методики проектирования и расчета рассмотрены недостаточно полно, в научной литературе рассматриваются в основном вопросы, касающиеся геометрии зацепления. Существующие силовые расчеты разработаны для идеальной передачи, т. е. без учета погрешностей изготовления и монтажа. В реальной передаче с ПТК за счет погрешностей изготовления звеньев возникают зазоры. Зазоры влияют на изменение распределения усилий в зацеплении и контактных напряжений между телами качения, вследствие того, что число тел качения, передающих нагрузку, уменьшается.

Одной из наиболее перспективных конструкций передач с ПТК является передача со свободной обоймой. Рассматривая работу подобной передачи (рис. 1) можно заметить, что тела качения, участвующие в передаче усилий и находящиеся в угловом диапазоне $110...180^\circ$ от тела качения, находящегося во впадине, контактируют с вершинными участками профилей колес. Поэтому при возникновении технологических погрешностей изготовления профилей колес в этом угловом диапазоне возможно прерывание кинематического контакта тел качения с профилем. Следовательно, возможно уменьшение числа тел качения, уча-

ствующих в передаче усилий, и перераспределение сил в зацеплении. Таким образом, целесообразно определить это перераспределение, чтобы рационально назначать допуски на изготовление и обеспечивать высокую надежность передачи с ПТК и свободной обоймой.

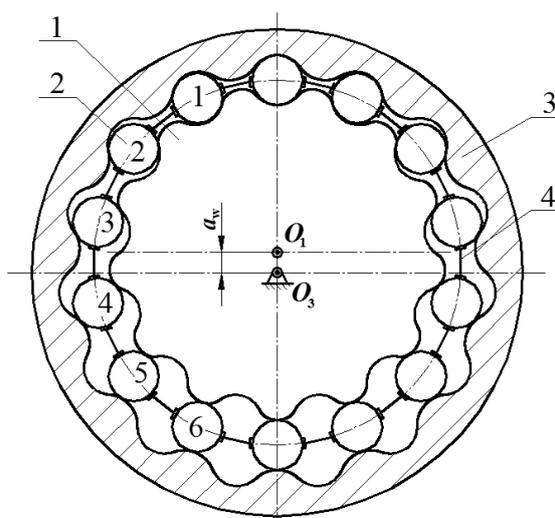


Рис. 1. Поперечное сечение передачи с ПТК и свободной обоймой: 1) профильное колесо-кулачок; 2) промежуточные тела качения; 3) профильное колесо-венца; 4) обойма-сепаратор; O_1 – центр кулачка; O_3 – центр венца; a_w – межосевое расстояние

Для решения данной задачи необходимо построить циклоидальный профиль с учетом погрешностей изготовления, определить действительное число тел качения, передающих нагрузку, и провести анализ распределения усилий по телам качения в зацеплении передачи с учетом этих погрешностей.

Зададим допуски на взаимодействующие звенья циклоидальной передачи по седьмому качеству точности. В производственной практике изготовления циклоидальных передач для профилей

рывный контакт тел качения с профилем венца и заменив кулачок окружностью его выступов R_b , а тела качения окружностью, на которой находятся ближайшие к центру точки тел качения R_0 , изготовленного с погрешностью (рис. 4).

Радиус окружности выступов R_b кулачка определяется по формуле:

$$R_b = r_2 \left(\chi + \frac{1}{Z_2} \right) - r_{\text{тк}} - \Delta_k, \quad (3)$$

где $r_{\text{тк}}$ – радиус тела качения; χ – коэффициент смещения; Z_2 – число тел качения; r_2 – радиус производящей окружности.

Радиус R_0 определим из выражения:

$$R_0 = r_2 \chi - r_{\text{тк}} + \Delta_{\text{тк}} + \Delta_b. \quad (4)$$

Проведя окружность радиусом R_b из центра O_1 , а окружность радиусом R_0 – из центра O_2 (рис. 4), заметим, что они пересекаются в точке K . Соединив эту точку с центром O_2 , получим отрезок под углом α к вертикальной оси. Тела качения, попадающие в этот угол, не участвуют в передаче нагрузки и не контактируют с профилем кулачка. Таким образом, зная угол α и угол между телами качения, можно определить число тел качения, не участвующих в передаче усилий.

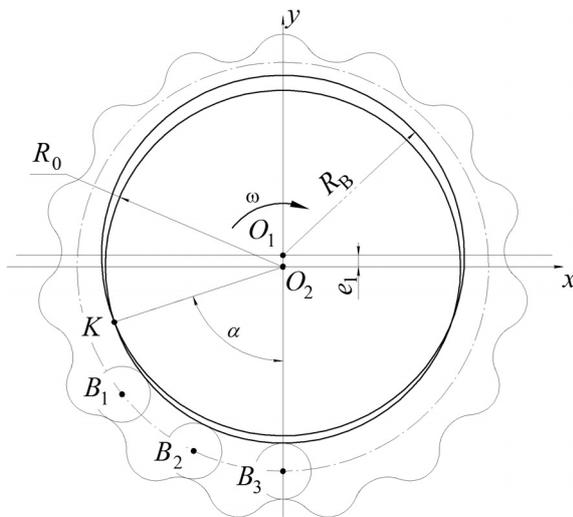


Рис. 4. Схема к определению разрыва кинематического контакта тела качения с профилем: B_1, B_2, B_3 – центры тел качения, находящихся в пределах угла α

Определим координаты точек пересечения окружностей радиусами R_b и R_0 из уравнений:

$$x_k^2 + y_k^2 = R_0^2, \quad (5)$$

$$x_k^2 + (y_k - e_1)^2 = R_b^2, \quad (6)$$

где e_1 – эксцентриситет центроид обоймы и кулачка

$$\left(e_1 = \frac{r_2}{Z_2} \right), \text{ рис. 4.}$$

Решив совместно уравнения (5) и (6), определили координаты точки K по формулам:

$$y_k = \frac{R_0^2 - R_b^2 + e_1^2}{2e_1}, \quad (7)$$

$$x_k = \sqrt{R_0^2 - y_k^2}. \quad (8)$$

Угол α определим из зависимости:

$$\alpha = \arccos \left(-\frac{y_k}{\sqrt{x_k^2 + y_k^2}} \right). \quad (9)$$

Угол между телами качения определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{2\pi}{Z_2}. \quad (10)$$

Сравнив углы α и φ , можно определить действительное число тел качения, участвующих в передаче усилий: тела качения, центры которых находятся в пределах угла α (рис. 4) не участвуют в передаче усилий и не рассматриваются при определении максимального усилия в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой.

С учетом действительного числа тел качения, воспринимающих нагрузку, определяем максимальное усилие в зацеплении передачи с ПТК и свободной обоймой:

$$P_{\text{max}} = \frac{T_{\text{вых}} r_1}{\sum_{i \neq j}^n h_i^2}, \quad (11)$$

где h_i – кратчайшее расстояние от центра венца/кулачка до линии действия i -го усилия в зацеплении (рис. 3); $T_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходном валу редуктора.

Дальнейший расчет распределения усилий между телами качения в зацеплении аналогичен расчету идеальной передачи [1, 6].

Применив данную методику, проверили влияние погрешностей изготовления на распределение усилий у ряда передач с измененными исходными параметрами. Для этого в первую очередь определили параметры зацепления, оказывающие наибольшее влияние на распределение усилий в передаче.

В литературе [3] для цевочной передачи доказано, что равномерность распределения усилий увеличивается с ростом числа зубьев Z . С уменьшением Z , зубья, работающие в начале зацепления, значительно больше нагружены, чем зубья, находящиеся в конце зацепления. А такие параметры как эксцентриситет и радиус центров тел качения оказывают очень малое влияние. Анализ влияния эксцентриситета, числа тел качения, радиуса производящей окружности и радиуса центров тел качения на распределение усилий в зацеплении передачи с промежуточными телами качения показал, что аналогично цевочной передаче, основным фактором, влияющим на равномерность распределения усилий, является число тел качения Z_2 , а остальные параметры влияют незначительно (рис. 5).

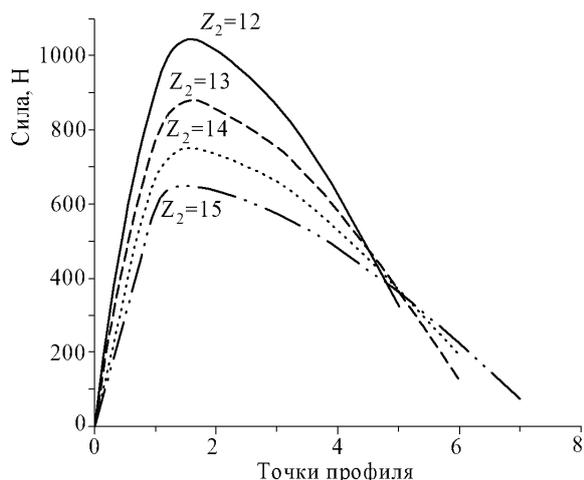


Рис. 5. График изменения сил в передаче с ПТК и свободной обоймой в зависимости от количества тел качения, участвующих в зацеплении. Нумерация тел качения показана на рис. 1 ($e=3$ мм, $r_1=58,5$ мм, $T_{\text{вых}}=110$ Н·м)

Поэтому уменьшение количества одновременно работающих тел качения (коэффициента перекрытия) за счет погрешностей изготовления может оказывать значительное влияние для передач с высоким передаточным отношением.

Рассмотрен ряд передач, где число тел качения изменяется от 11 до 51. Коэффициент смещения для всех передач примем постоянным, $\chi=1,4$.

Технологические допуски на звенья передачи приняты одинаковыми для анализируемого ряда, т. к. значения габаритных размеров деталей не выходят за пределы одного размерного интервала:

- $\Delta_b=0,03$ мм – на венец;
- $\Delta_{\text{тк}}=0,01$ мм – на тело качения;
- $\Delta_k=0,03$ мм – на кулачок.

Графики зависимости углов α и φ от числа тел качения Z_2 построили в одной системе координат (рис. 6). Зависимость $\alpha(Z_2)$, рис. 6, характеризует изменение угла прерывания контакта в зависимости от числа тел качения Z_2 при постоянных значениях остальных параметров. График $\alpha(Z_2)$ строили по зависимостям (3)–(9). Зависимость $\alpha_i(Z_2)$ (рис. 6) характеризует изменение угла прерывания контакта в зависимости от числа тел качения Z_2 при изменяющемся значении радиуса центров тел качения r_1 (рис. 3). Изменение (увеличение) радиуса центров тел качения объясняется необходимостью сохранения, в допустимых пределах, габаритных размеров механизма и обеспечения прочности элементов передачи. График изменения угла расположения тел качения $\varphi(Z_2)$ строили по формуле (10). Точка пересечения кривых $\alpha(Z_2)$ и $\varphi(Z_2)$ определяет значение числа тел качения, с которого начинается прерывание контакта тела качения с циклоидальным профилем, вызванное технологическими погрешностями изготовления.

Как видно из графиков (рис. 6), с увеличением числа тел качения в передаче разность значений углов α и φ растет, т. е. увеличивается число тел качения, находящихся в зоне прерванного контакта.

Начиная с $Z_2=25$ (рис. 6, а) кривые $\alpha(Z_2)$ и $\alpha_i(Z_2)$ расходятся, что связано, как говорилось выше, с увеличением радиуса центров тел качения, который определяется через исходные параметры r_2 и χ [6]. Увеличение r_1 вызвано необходимостью обеспечения прочности сепаратора.

Увеличение радиуса центроиды кулачка r_2 с ростом числа тел качения Z_2 , уменьшает влияние зазоров в передаче на распределение усилий в зацеплении.

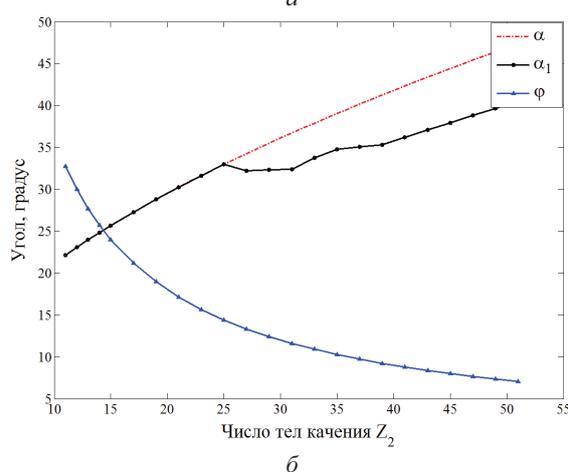
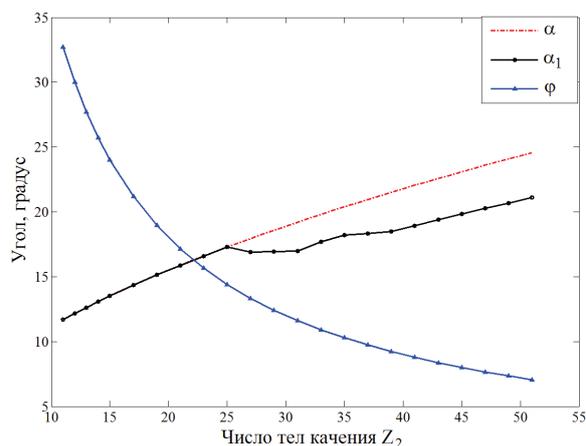


Рис. 6. Зависимость углов α , α_i и φ от Z_2 : а) при значениях допусков, принятых по седьмому качеству точности: $\Delta_b=\Delta_k=0,03$ мм, $\Delta_{\text{тк}}=0,01$ мм; б) при увеличенных значениях допусков (десятого качества точности): $\Delta_b=\Delta_k=0,1$ мм, $\Delta_{\text{тк}}=0,05$ мм.

Как видно из рис. 6, б, увеличение технологических допусков увеличивает количество тел качения, не участвующих в зацеплении. Начиная с $Z_2=45$ количество тел качения, находящихся в зоне прерванного контакта, составляет 11 % от общего числа, тем ни менее, изменение максимального усилия, рассчитанного по формуле (11), находится в пределах 3 %. Это объясняется тем, что большая часть нагрузки (85...95 %) приходится на участок профиля $0...130^\circ$. Таким образом, данный расчет рекомендуется проводить лишь как проверочный для высоконагруженных редукторов, работающих на предельных возможностях материала деталей.

Выводы

Анализ распределения усилий в зацеплении передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой с учетом погрешностей изготовления колес с циклоидальным профилем и тел качения показал, что при увеличении зазоров в зацеплении, усилия, действующие на тела качения, увеличиваются незначительно. При уменьшении точности (с $H7$ до $H10$) зазоры в зацеплении увели-

чиваются на порядок, в то же время максимальная нагрузка на тело качения увеличивается не более чем на 3 %. Выведены зависимости, позволяющие определить число тел качения, не участвующих в передаче усилий на угле 180° , и распределение усилий между уменьшенным числом тел качения. Определена величина угла прерывания контакта тел качения с циклоидальным профилем в зависимости от исходных параметров передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.
2. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Синтез планетарных передач применительно к роторным гидромашинам. – Новоуральск: НПИ МИФИ, 2001. – 92 с.
3. Шанников В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. – Л.: Машгиз, 1948. – 173 с.

4. Lai T.S. Design and machining of the epicycloid planetary gear of cycloid drives // Intern. J. Adv. Manufact. Tech. – 2006. – № 28. – P. 665–670.
5. Terada H. The Development of gearless reducers with rolling balls // J. of Mech. Science and Tech. – 2010. – № 24. – P. 189–195.
6. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.

Поступила 23.12.2011 г.

УДК 62–231

СИНТЕЗ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ С УЛУЧШЕННЫМИ КАЧЕСТВЕННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

А.В. Черемнов, Ан И-Кан, О.П. Ивкина

Томский политехнический университет
E-mail: arsenij85@sibmail.com

Выявлены причины возникновения избыточных связей в составе передач с промежуточными телами качения. Показана возможность создания механической передачи, обладающей высоким коэффициентом полезного действия, на базе передачи с промежуточными телами качения.

Ключевые слова:

Кинематическая пара, избыточные связи, трение качения, передача, синтез.

Key words:

Kinematic pair, redundant constraint, rolling friction, gear, synthesis.

Введение

Важнейшей задачей современного машиностроения, в условиях рыночной экономики, является улучшение качества выпускаемой продукции, экономия материалов, поиск путей снижения массы и габаритов изделий.

Наилучшим образом, из всех видов зубчатых передач, этим требованиям удовлетворяют передачи с промежуточными телами качения (ПТК), отличающиеся существенно меньшими габаритами, весом и большей нагрузочной способностью по сравнению с другими видами передач. Отмеченное преимущество объясняется распределением нагрузки среди большого количества промежуточных тел (до 50 %) и рациональным использованием внутреннего пространства передач этого типа. Следовательно, в самой схеме передачи с ПТК, при прочих равных условиях, заложены возможности получения значительно меньших габаритов и веса.

Несмотря на обилие работ по передачам с ПТК [1–3], имеется мало публикаций, в которых рассматривается пространственное зацепление посредством промежуточных тел качения.

Известно, что все зубчатые передачи являются многопарными, т. е. в зацеплении одновременно участвует две и более пар зубьев. Многопарность зацепления обеспечивает плавность хода передачи, однако, появляются избыточные связи, которые приводят к снижению нагрузочной способности и сокращению ресурса работы зубчатых колес.

В работе [4] отмечено, что самоустанавливающиеся механизмы (механизмы, в которых отсутствуют избыточные связи) обладают наиболее высоким коэффициентом полезного действия (КПД), способны работать при более высоких нагрузках и менее чувствительны к погрешностям изготовления. Таким образом, для получения передачи с ПТК, обладающей высоким КПД, необходимо,