

Конструкция, модель и принцип работы сферических передач с промежуточными телами качения

М.Е. Лустенков, Е.С. Фитцова
Белорусско-Российский университет
e-mail: fittsova@gmail.com

Сферические механизмы часто используют в качестве шарниров, для передачи вращения под углом, а также при динамически изменяющемся значении угла между осями валов в процессе работы привода. Характерным примером являются шарниры равных угловых скоростей типа Рцеппа [1]. Также актуальной является задача повышения нагрузочной способности и надежности передач с пересекающимися осями валов (конических зубчатых передач), так как они широко применяются в приводах сельскохозяйственной техники и технологического оборудования. Для указанных целей перспективными являются механические передачи сферического типа из класса передач с промежуточными телами качения (ППТК). Передачи плоского и цилиндрического типов (с расположением центров масс тел качения на плоскости и цилиндрической поверхности) исследованы достаточно широко [2–4]. Информация о работах по проектированию и расчету сферических передаточных механизмов ограничена. Целью работы являлась разработка оптимальной конструкции ППТК сферического типа.

Разработанная конструкция сферической передачи показана на рисунок 1. Передача состоит из ведущего вала 1, на консоли которого размещена сферическая поверхность с косым пазом (однопериодная замкнутая беговая дорожка), ведомого вала 2, на консоли которого сконструирована промежуточная сферическая обойма (сепаратор) с меридианными пазами, равномерно расположенными относительно оси вращения, наружных кулачков 3, закрепленных в корпусе и образующих неподвижную многопериодную беговую дорожку и тел качения 4.

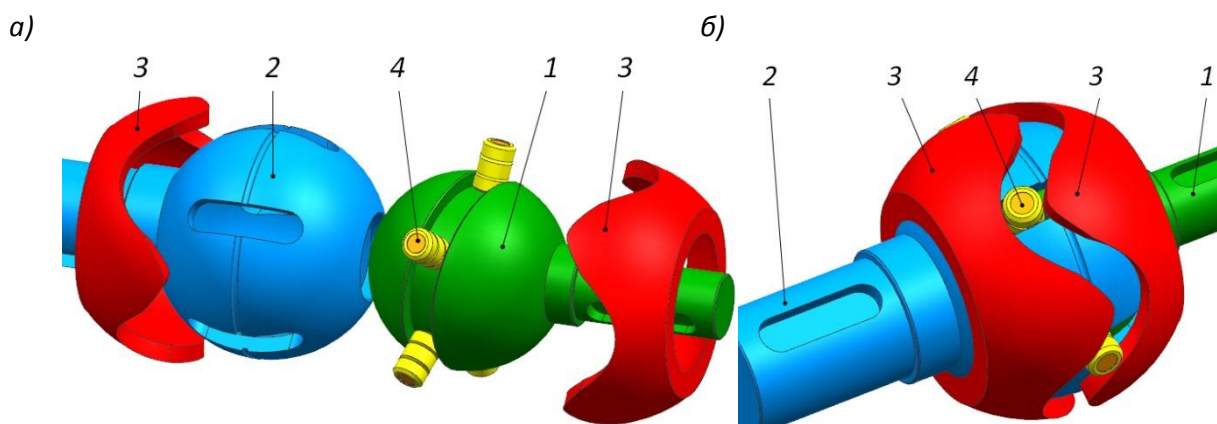


Рисунок 1. – ППТК сферического типа: а – основные элементы передачи, б – передача в сборе: 1 – ведущий вал с внутренним кулачком; 2 – ведомый вал – сепаратор; 3 – наружные кулачки; 4 – составные тела качения

При вращении ведущего вала 1 тела качения 4 перемещаются по беговой дорожке консольного внутреннего кулачка и одновременно по беговой дорожке, образованной наружными кулачками 3. Результирующим движением является их вращение относительно оси передачи вместе с сепаратором 2 с измененной угловой скоростью. Передаточное отношение i_p данного механизма зависит от соотношения чисел периодов беговых дорожек внутреннего Z_1 и наружного Z_3 кулачков. Для рассматриваемого механизма $i_p = Z_3/Z_1 + 1 = 4/1 + 1 = 5$. Тела качения 4 выполнены в виде составных роликов, состоящих из трех элементов качения. Это позволяет обеспечить качение без проскальзывания при взаимодействии промежуточных элементов с беговыми дорожками и сепаратором, и снизить таким образом потери на трение. Для обеспечения сборки механизма сепаратор 2 должен изготавливаться разборным.

Модель передачи показана на рис. 2. Беговые дорожки представлены в виде кривых, промежуточные тела качения (их центры масс) – в виде точек пересечения этих кривых. Замкнутые периодические кривые (центровые кривые) 1 и 3 являются центровыми профилями кулачков 1 и 3 соответственно (рисунок 1). Точки 4 пересечения кривых 1 и 3 совпадают с центрами масс тел качения. Существуют две группы этих точек: точки пересечения P_1, P_2, \dots, P_n , в которых углы подъема центровых кривых α_1 и α_3 имеют разные знаки, и L_1, L_2, \dots, L_k , в которых знаки этих углов одинаковы. Далее рассматриваем только первую группу точек пересечения, так как условия клинового взаимодействия звеньев передачи с точки зрения максимального КПД для нее лучше. Линии 2, равномерно расположенные относительно оси Oz , являются траекториями центров масс тел качения в относительном движении вдоль пазов сепаратора. В рассматриваемой модели не учитываются толщины кулачков и сепаратора и, соответственно, высота роликов.

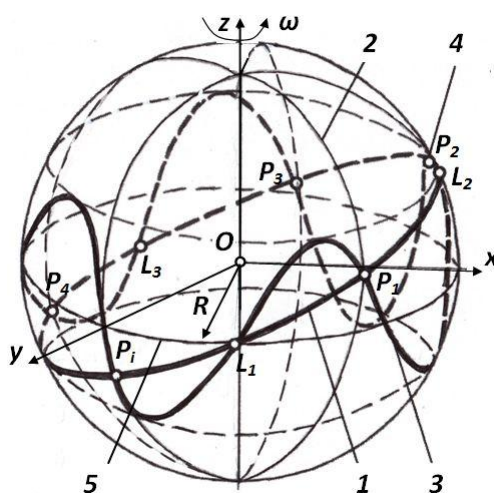


Рисунок 2. – Модель сферической ППТК: 1 – однопериодная центровая кривая; 2 – траектории движения центров масс тел качения вдоль пазов сепаратора; 3 – многопериодная центровая кривая; 4 – центры масс тел качения; 5 – средняя линия (окружность)

Средняя линия 5 является окружностью радиусом R . Элементы 1, 2 и 3 передачи (рис. 1) с соответствующими центровыми кривыми в модели (рис. 2) могут вращаться относительно оси Oz со скоростями ω_j ($j=1\dots3$). Тела качения с центрами масс, совпадающими с точками пересечения 4 центровых кривых соответствующей группы, вынуждают ведомый элемент (1, 2 или 3) перемещаться с измененной скоростью. Угловые расстояния между точками пересечения центровых кривых одной группы (в плоскостях, перпендикулярных оси передачи) постоянны, что обеспечивает постоянство мгновенного передаточного отношения.

Список использованных источников

1. Кравченко, В. И. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк / Под общ. ред. В. А. Струка. – Мн.: Тэхналогія, 2006. – 409 с. : ил.
2. Игнатищев, Р. М. Синусошариковые редукторы: монография / Р. М. Игнатищев. – Мн.: Выш. шк., 1983. – 107 с.: ил.
3. Пашкевич, М. Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Мн.: БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
4. Лустенков, М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Беларус.-Росс. ун-т, 2010. – 274 с.: ил.