

УДК 621.83.06

М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова

МЕХАНИЗМ С ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ УГЛОМ МЕЖДУ ОСЯМИ ВАЛОВ

Приведена конструкция и описан принцип работы механизма, включающего редуктор и карданные шарниры. Приведен кинематический анализ механизма. Исследована зависимость передаточного отношения от значений углов между осями валов.

Ключевые слова: передача, тело качения, универсальный шарнир, ролик, кинематический анализ.

В процессе работы некоторых механизмов угол между осями ведущего и ведомого валов может изменяться (машины и оборудование, используемые в машиностроительной, стекольной, деревообрабатывающей, бумажной промышленности и т. д.) [1]. В настоящее время для передачи вращения и соединения валов с перекрещивающимися осями применяются карданные шарниры. В некоторых случаях необходимо не только изменить направление вектора угловой скорости, но и увеличить крутящий момент на валу, одновременно снизив его частоту вращения. Например, эта задача актуальна для привода навесного оборудования тракторов в сельскохозяйственной, дорожно-строительной и уборочной технике. В этом случае можно применять привод, включающий карданные шарниры и понижающую передачу. Выбор механической передачи обусловлен предъявляемыми к ней требованиями: соосность ведущего и ведомого валов, малая осевая инерционность (малые габариты в радиальном направлении), высокая нагрузочная способность. Задачами данной работы являлись проектирование конструкции механизма, обеспечивающей возможность изменения угла между осями вращения его ведущего и ведомого валов со снижением скорости и увеличением передаваемого крутящего момента, а также кинематический анализ этого механизма.

Конструкция и принцип работы механизма. В последнее время разработчики новой техники все чаще обращают внимание на передачи с промежуточными телами качения (ППТК) [2]. В них нагрузка передается посредством шариков или роликов, перемещающихся по беговым дорожкам (кулачковым поверхностям) основных деталей передачи. ППТК обладают высокой нагрузочной способностью и малыми габаритами, так как передача мощности осуществляется по множеству параллельных потоков (тел качения). Малые радиальные габариты достигаются путем использования конструктивных схем с осевым перемещением центров масс тел качения. Передачи данного типа могут иметь высокий КПД при условии замены скольжения промежуточных тел их качением по соответствующим рабочим поверхностям.

Разработана конструкция механизма, объединяющая двойной карданный шарнир [3] и ППТК. Входное звено передачи посредством крестовины соединяется с входным звеном двойного карданного шарнира, а выходное звено ППТК аналогичным образом соединяется с выходным звеном шарнира. Карданные шарниры обеспечивают возможность изменения угла наклона осей валов, а ППТК увеличивает крутящий момент и снижает угловую скорость вращения. По сравнению с передачами других типов ППТК обладает существенными компоновочными преимуществами.

На рис. 1 представлена компьютерная модель разработанного механизма. Конструкция включает в себя ведущий вал 5, который соединен с вилок 7 и внутренним кулачком 1 посредством крестовины 6. На наружной поверхности внутреннего кулачка 1 выполнена периодическая замкнутая дорожка 12. Тела качения (шарики) 4 размещаются на этой беговой дорожке, в осевых пазах 13 сепаратора 2 и на периодической замкнутой до-

цессе работы передачи с соответствующей рабочей поверхностью основных звеньев ППТК. Втулка 3 контактирует с беговой дорожкой внутреннего кулачка, образованной торцевыми поверхностями кулачков 6. Втулка 2 контактирует с беговой дорожкой наружного кулачка, образованной кулачками 7, размещенными в корпусе. Стержень 1 взаимодействует с сепаратором 8. При этом цилиндрическая поверхность 4 ролика контактирует с пазом 9 сепаратора. Выступ 5 ролика размещается в углублении 10 и выполняет функцию стабилизатора, предотвращая перекося осью ролика в процессе его движения.

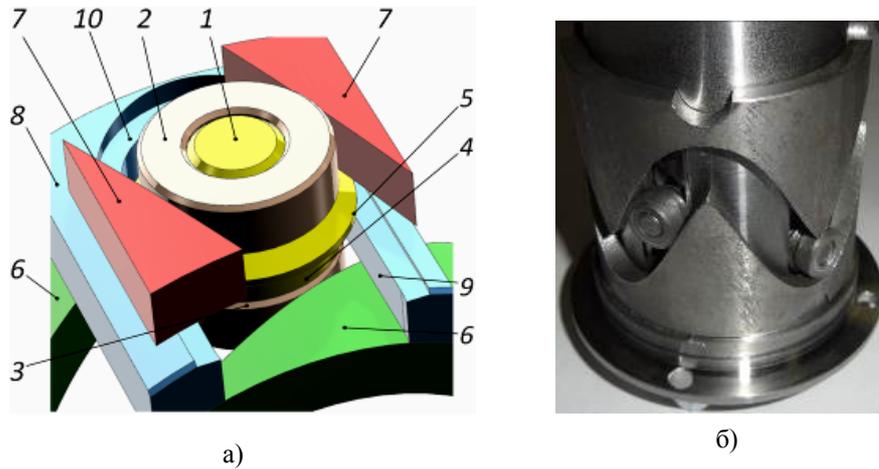


Рис. 2. Передача с составными роликами: а – схема взаимодействия ролика с основными звеньями передачи; б – экспериментальный образец механизма

Рассмотрим одну из возможных областей применения разработанного механизма. Карданные валы с универсальными шарнирами используют в системах управления автомобилей. Двухшарнирные валы применяют в приводах механизмов приводных орудий от вала отбора мощности тракторов при различных углах взаимного расположения трактора и прицепного орудия [5]. Разработанный механизм может применяться в конструкции двухшарнирных приводных валов и при этом работать в двух режимах: муфты и редуктора (рис. 3).

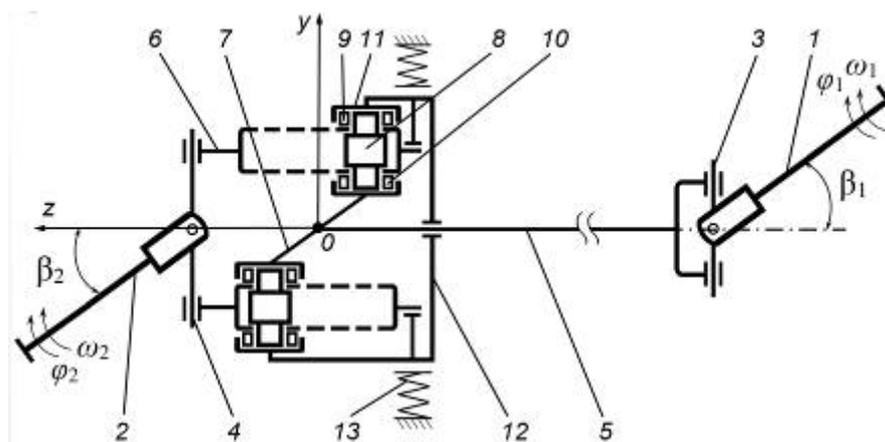


Рис. 3. Кинематическая схема двухшарнирного приводного вала со встроенной ППТК

В конструкцию узла входят входной 1 и выходной 2 валы, которые посредством кре- стовин 3 и 4 взаимодействуют с валом 5 и сепаратором ППТК 6 соответственно. На валу 5

закреплен внутренний кулачок 7 передачи (с однопериодной беговой дорожкой). Составные тела качения 8, содержащие промежуточные элементы 9 и 10, перемещаются по беговым дорожкам внутреннего кулачка 7, наружного кулачка 11 и вдоль пазов сепаратора 6. Наружный кулачок 11 закреплен в корпусе 12. При использовании тормозного устройства 13 механизм будет работать в режиме редуктора, при отсутствии торможения – в режиме муфты.

Кинематический анализ механизма. Значения угловых скоростей ППТК зависят от используемой кинематической схемы и определяются формулой Виллиса, как и у планетарной зубчатой передачи. Рассмотрим схему механизма, когда корпус ППТК связан со стойкой, и свяжем с ним неподвижную систему координат. Оси ведущего и ведомого валов могут поворачиваться относительно оси z на произвольные углы β_1 и β_2 соответственно (рис. 3). Ведущий и ведомый валы имеют угловые скорости вращения ω_1 и ω_2 соответственно, определяемые законами изменения углов поворота φ_1 и φ_2 в зависимости от времени.

Согласно теории карданной передачи [3], имеем следующую зависимость:

$$\frac{\omega_1}{\omega_1'} = \frac{\cos^2(\varphi_1)}{\cos^2(\varphi_1') \cos(\beta_1)}, \quad (1)$$

где ω_1' – угловая скорость внутреннего кулачка ППТК; φ_1' – угол поворота внутреннего кулачка ППТК.

После элементарных преобразований выражения (1) получим:

$$\omega_1' = \omega_1 \frac{1 - \cos^2(\varphi_1') \sin^2(\beta_1)}{\cos(\beta_1)}.$$

Угловая скорость вращения сепаратора снизится с учетом передаточного отношения ППТК i' и определится по следующей формуле:

$$\omega_2' = \frac{\omega_1'}{i'} = \frac{\omega_1}{i'} \frac{1 - \cos^2(\varphi_1') \sin^2(\beta_1)}{\cos(\beta_1)}. \quad (2)$$

Угловая скорость ведомого вала механизма с учетом выражения (2) будет равна

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i'} \frac{1 - \cos^2(\varphi_1') \sin^2(\beta_1)}{1 - \cos^2(\varphi_2') \sin^2(\beta_2)} \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)}.$$

Передаточное отношение всего механизма i определится по известной зависимости $i = \omega_1 / \omega_2$. Предположим, что скорость ведущего вала постоянна: $\omega_1 = const$. Тогда $\varphi_1 = \omega_1 t$, где t – время. Ранее доказано постоянство мгновенного передаточного отношения ППТК [2], поэтому можно записать:

$$\varphi_2' = \frac{\varphi_1'}{i'} = \frac{\text{arctg}(\text{tg}(\varphi_1) \cos(\beta_1))}{i'}.$$

Передаточное отношение всего механизма i определится как функция угла поворота

входного вала φ_1 и углов наклона осей валов β_1 и β_2 :

$$i = i' \frac{1 - \cos^2 \left(\frac{\arctg(\operatorname{tg}(\varphi_1) \cos(\beta_1))}{i'} \right) \sin^2(\beta_2)}{1 - \cos^2(\arctg(\operatorname{tg}(\varphi_1) \cos(\beta_1))) \sin^2(\beta_1)} \frac{\cos(\beta_1)}{\cos(\beta_2)}$$

Проанализируем с помощью программы Mathcad, как изменяется передаточное отношение в зависимости от указанных параметров для механизма с угловой скоростью вращения ведущего вала $\omega_1=100 \text{ с}^{-1}$ и числом периодов беговых дорожек кулачков ППТК $Z_1 = 1, Z_3 = 4, i' = 1 + Z_3 / Z_1 = 5$ (рис. 4).

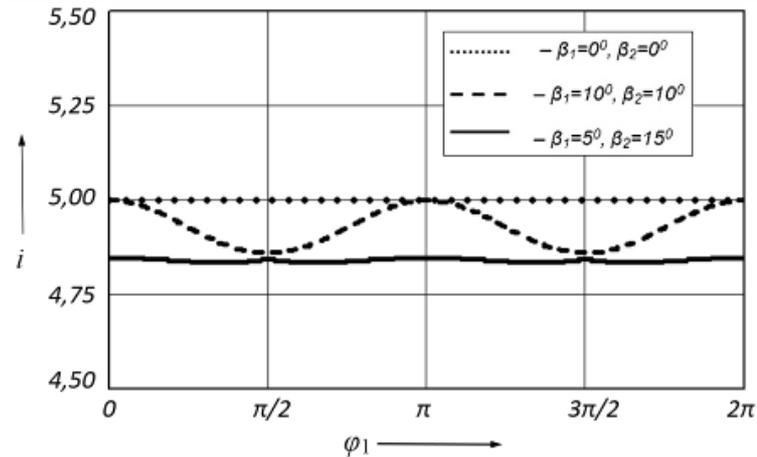


Рис. 4. Зависимость передаточного отношения от угла поворота входного вала

На основе компьютерного моделирования установлено, что передаточное отношение разработанного механизма зависит от углов наклона входного и выходного валов, а его среднее значение равно передаточному отношению ППТК. Неравномерность передаточного отношения зависит от сочетания значений углов β_1 и β_2 .

Численный анализ выражения (1) показал, что в отличие от двойного карданного шарнира в разработанном механизме равенство углов β_1 и β_2 не приводит к равенству мгновенных угловых скоростей ведущего и ведомого валов. При увеличении угла β_2 и постоянном угле β_1 среднее значение передаточного отношения снижается (по сравнению с i'). При увеличении угла β_1 и постоянном угле β_2 увеличивается амплитуда колебаний значения i .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кожевников, С. Н. Карданные передачи / С. Н. Кожевников, П. Д. Перфильев. – Киев : Техніка, 1978. – 264 с.
2. Лустенков, М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Беларус. – Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
3. Конструкция автомобиля. Шасси / под общ. ред. А. Л. Карунина. – М.: МАМИ, 2000. – 528с.
4. Официальный сайт компании «Siemens PLM Software». – Режим доступа: https://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru.
5. Кравченко, В. И. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк / под общ. ред. В. А. Струка. – Минск: Тэхналогія, 2006. – 409 с.

Материал поступил в редколлегию 14.02.14.