

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ВНЕДРЕНИЕ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Современные машины и механизмы нуждаются в малогабаритных механических приводах, имеющих относительно высокий КПД и низкую себестоимость изготовления. Механические приводы, создаваемые на основе известных видов червячных и зубчатых передач, во многих случаях не удовлетворяют вышеуказанным требованиям, так как при малых габаритах передач неизбежны упругие деформации их звеньев, которые приводят к ухудшению эксплуатационных показателей.

Требованию малогабаритности отвечают эксцентриковые передачи [1–3]. Проблема минимизации упругих деформаций звеньев эксцентриковых передач решается путем использования соответствующих материалов, специальных методов термохимической обработки, а также обеспечением высокой точности изготовления и сборки. Себестоимость изготовления эксцентриковых передач по указанной выше причине достаточно высока. Это сдерживает их широкое применения в приводах различных машин.

Другой путь обеспечения высоких эксплуатационных свойств эксцентриковых передач при малых габаритных размерах – это минимизация влияния упругих деформаций звеньев на данные свойства путем перехода от структуры эксцентриковой передачи к структуре прецессионной передачи [4–6].

Следует заметить, что исследованиями прецессионных передач различных типов занимаются специалисты нескольких научных школ. Особый интерес вызывает направления исследований планетарных прецессионных передач, проводимых специалистами кишиневской школы под руководством профессора И. А. Бостана [7–9]. Другой не менее заметной школой, занимающейся исследованиями прецессионных передач, является школа под руководством доктора технических наук, профессора Д. Б. Лопатина [10–12].

Анализ литературы по направлениям указанных школ показал, что исследования упругих деформаций и их влияния на выходные показатели передач не проводилось. Ниже приведены результаты исследований, показывающие, что упругие деформации звеньев оказывают меньшее влияние на выходные показатели в прецессионной передаче по сравнению с эксцентриковой.

12.1. Эксцентриковая передача типа К-Н-V

Кинематическая схема эксцентриковой передачи типа К-Н-V показана на рис. 12.1.

Работа передачи осуществляется следующим образом. Входной вал 1 посредством эксцентрика 2 придает плоскопараллельное движение сателлиту 3. Наружные зубья 4 сателлита 3 взаимодействуют с внутренними зубьями неподвижного центрального колеса 5. На выходное звено 7 вращение от сателлита 3 передается посредством механизма параллельных кривошипов 6.

Эксцентриковая передача типа К-Н-V может быть выполнена на основе эвольвентной или цевочной передачи. Цевочные эксцентриковые передачи нашли большее применение, так как обеспечивают меньшие массогабаритные параметры [1].

В связи с преобладанием в цевочной передаче сил трения качения удастся достичь высоких значений КПД (до 92%). Данные передачи обладают высокой нагрузочной способностью, так как в зацеплении находится до половины зубьев сателлита. Многопарность зацепления обеспечивает высокую плавность вращения выходного звена, благодаря чему уровень шума находится в пределах 65–72 Дб.

Основной недостаток цевочных эксцентриковых передач - повышенная чувствительность эксплуатационных показателей к нарушению теоретически точной геометрии зацепления в процессе эксплуатации.

12.2. Прецессионная передача типа К-Н-V

Переход от кинематической схемы цевочной эксцентриковой передачи, изображенной на рис. 12.1, к кинематической схеме прецессионной передачи, изображенной на рис. 12.2, осуществляется путем наклона оси эксцентрика к оси входного вала.

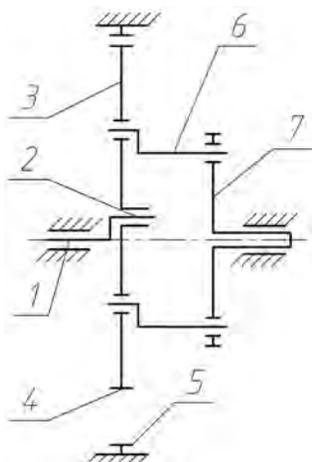


Рис. 12.1. Кинематическая схема эксцентриковой передачи типа К-Н-V

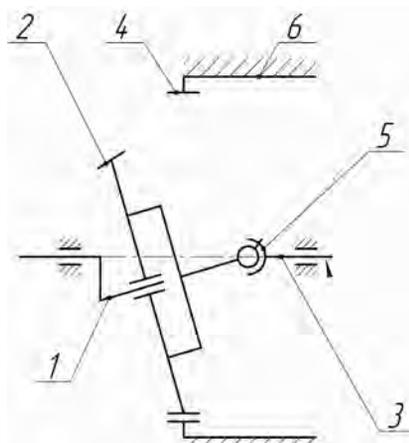


Рис. 12.2. Кинематическая схема прецессионной передачи типа К-Н-V



Работает прецессионная передача типа К-Н-V следующим образом. При вращении входного вала 1 благодаря наличию наклонного эксцентрика сателлит 2 совершает сферическое движение. Зубья сателлита 2 взаимодействуют с зубьями 4 центрального колеса, жестко соединенного с неподвижным корпусом 6. Благодаря указанному взаимодействию сателлит 2 получает вращение вокруг своей оси, которое передается на выходной вал 3 с помощью угловой муфты 5.

Одним из основных конкурентных преимуществ прецессионной передачи перед цевочной эксцентриковой передачей является меньшая чувствительность эксплуатационных показателей к нарушению теоретически точной геометрии зацепления в процессе эксплуатации.

Качественные результаты, подтверждающие указанное конкурентное преимущество прецессионной передачи перед цевочной эксцентриковой передачей, могут быть получены в ходе компьютерного моделирования, которое основывается на уравнениях зубчатых поверхностей центрального колеса и сателлита.

12.3. Уравнения зубчатых поверхностей центрального колеса и сателлита прецессионной передачи

Координаты точки, принадлежащей конической поверхности ролика [13]:

$$x_1^{(1)} = r_c - \rho_1 \cos \varphi, \quad (12.1)$$

$$y_1^{(1)} = \rho_1 \sin \varphi, \quad (12.2)$$

$$z_1^{(1)} = l_{w1} + H, \quad (12.3)$$

где r_c – это радиус цилиндрической поверхности, на которой лежат оси конических роликов; H – расстояние от торца ролика до его нормального сечения, в котором лежит точка; l_{w1} – расстояние от центра прецессии до ближайшего торца ролика, φ – полярный угол, определяющий положение точки в нормальной плоскости, полярный радиус, определяющий положение точки в нормальной плоскости

$$\rho_1 = \rho_0 - H \operatorname{tg} \alpha, \quad (12.4)$$

здесь ρ_0 — полярный радиус на ближайшем к центру прецессии торце ролика, α – половина угла при вершине конической поверхности ролика.

Уравнение контакта для прецессионной передачи [13]:

$$r_c (u_{12} - \cos \Sigma) \cos \alpha \sin \varphi + \left(-l_{w1} \sin \Sigma \cos \alpha \cos \varphi - r_c \sin \Sigma \sin \alpha + \rho_0 \sin \Sigma \sin \alpha \cos \varphi - \frac{H}{\cos \alpha} \sin \Sigma \cos \varphi \right) \sin \varphi_1 +$$

$$\begin{aligned}
& +\rho_0 \sin \Sigma \sin \alpha \cos \varphi - \frac{H}{\cos \alpha} \sin \Sigma \cos \varphi) \sin \varphi_1 + \\
& + \left(l_{w1} \sin \Sigma \cos \alpha \sin \varphi - \rho_0 \sin \Sigma \sin \alpha \sin \varphi + \frac{H}{\cos \alpha} \sin \Sigma \sin \varphi \right) \cos \varphi_1 = 0, \quad (12.5)
\end{aligned}$$

где u_{12} – передаточное отношение; Σ – угол нутации; φ_1 – параметр, представляющий собой угол воображаемого поворота центрального колеса.

Найденное из этого уравнения значение φ_1 используется для определения параметрических уравнений зубчатой поверхности сателлита, сопряженного с коническим роликом [6]:

$$\begin{aligned}
x_2^{(2)} &= (\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \Sigma + \sin \varphi_1 \sin \varphi_2)(r_C - \rho_1 \cos \varphi) + \\
& + (-\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \cos \Sigma + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2) \rho_1 \sin \varphi + (-\cos \varphi_2 \sin \Sigma)(l_{w1} + H), \\
y_2^{(2)} &= (-\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \Sigma + \sin \varphi_1 \cos \varphi_2)(r_C - \rho_1 \cos \varphi) + \\
& + (-\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \cos \Sigma + \cos \varphi_1 \cos \varphi_2) \rho_1 \sin \varphi + (-\sin \varphi_2 \sin \Sigma)(l_{w1} + H), \\
z_2^{(2)} &= (r_C - \rho_1 \cos \varphi) \sin \Sigma \cos \varphi_1 - \rho_1 \sin \varphi \sin \Sigma \sin \varphi_1 + (l_{w1} + H) \cos \Sigma \quad (12.6)
\end{aligned}$$

Полученные уравнения используются для создания твердотельных моделей сателлита и центрального колеса в среде САПР.

12.4. Компьютерные исследования влияния упругих деформаций звеньев на основные эксплуатационные показатели цевочной эксцентриковой и прецессионной передачи

Создание твердотельных моделей, а также их исследование осуществлялось в среде NX 8.5 (ранее Unigraphics) [14]. Твердотельные модели представлены на рис. 12.3, 12.4.

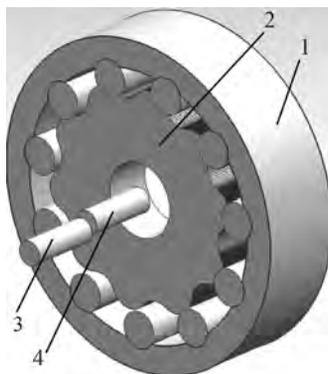


Рис. 12.3. Твердотельная модель цевочной эксцентриковой передачи: 1 – центральное колесо; 2 – сателлит; 3 – входной вал; 4 – эксцентрик

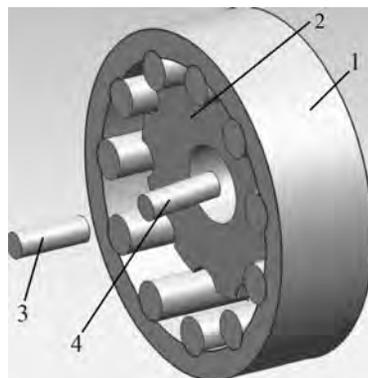


Рис. 12.4. Твердотельная модель прецессионной передачи: 1 – центральное колесо; 2 – сателлит; 3 – входной вал; 4 – наклонный эксцентрик



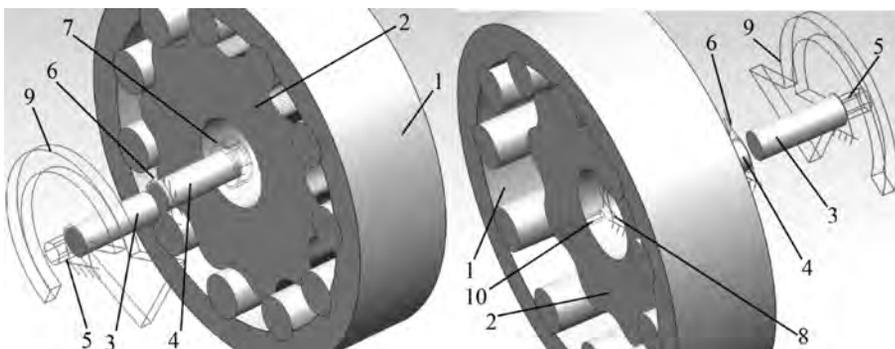


Рис. 12.5. Структура динамической компьютерной модели: 1 – центральное колесо; 2 – сателлит; 3 – входной вал; 4 – эксцентрик; 5 – связь Revolutejoint; 6 – связь Fixedjoint; 7 – связь Bushing; 8 – связь Fixedjoint; 9 – движение Driver; 10 – нагрузка Vectortorque

Имитация упругих свойств звеньев, приводящих к нарушению теоретически точной геометрии зацепления в процессе работы передачи, осуществлялась при помощи наложения связи 7 (рис. 12.5). Данная связь (Bushing) имеет степени свободы, реализуемые из-за ее упругих свойств в различных направлениях. При компьютерных исследованиях задавались различные упругие свойства.

Для обоих вариантов передач были использованы аналогичные исходные данные: габаритные размеры, передаточное отношение, частота вращения входного вала, крутящий момент на выходном валу и другие параметры.

Результаты сравнительных компьютерных исследований КПД и кинематической погрешности цевочной эксцентриковой и прецессионной передачи представлены в виде графических зависимостей на рис. 12.6–12.8.

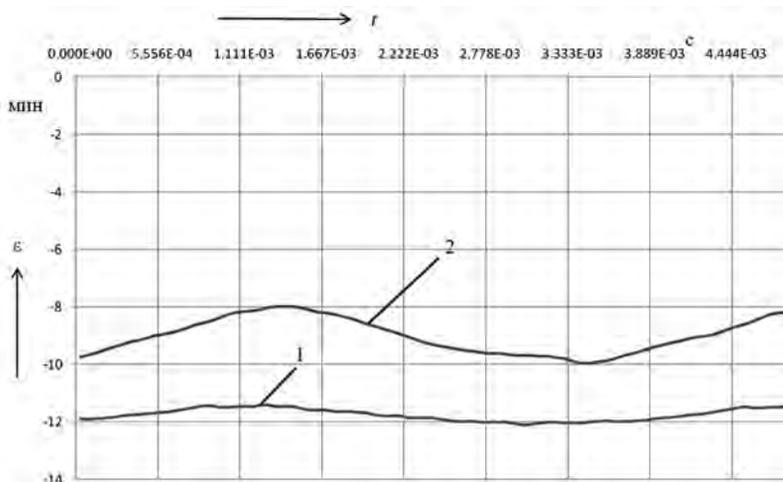


Рис. 12.6. График зависимости кинематической погрешности от времени при пренебрежительной малой податливости в связи Bushing: t – время, с; ε – кинематическая погрешность, мин; 1 – эксцентриковая передача; 2 – прецессионная передача

Анализ графических зависимостей, представленных на рис. 12.6–12.8, показал, что при пренебрежимо малой податливости кинематическая погрешность цевочной эксцентриковой передачи меньше на $1,3'$, чем у прецессионной передачи. При существенной податливости значение кинематической погрешности прецессионной передачи становится меньше на $2,9'$, чем у цевочной эксцентриковой передачи. Средний КПД цевочной эксцентриковой передачи меньше на $8,5\%$, чем средний КПД прецессионной передачи.

Таким образом, наличие существенных упругих деформаций в меньшей степени оказывает влияние на основные эксплуатационные показатели при работе прецессионной передачи, чем цевочной эксцентриковой передачи.

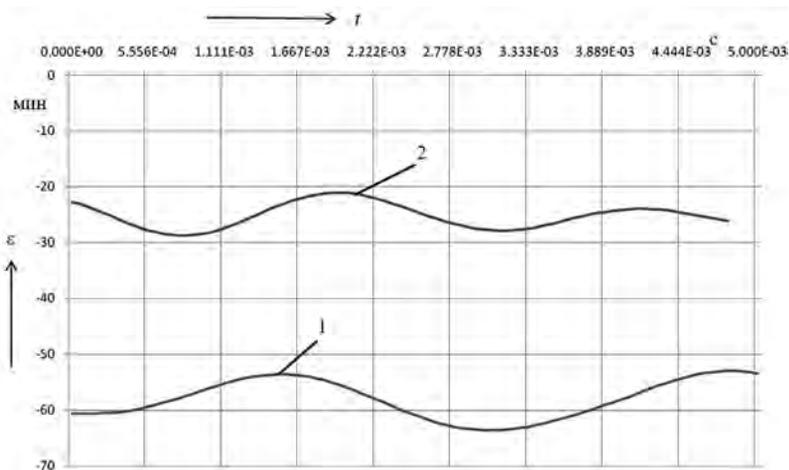


Рис. 12.7. График зависимости кинематической погрешности от времени при наличии существенной податливости в связи Bushing: t – время, с; ε – кинематическая погрешность, мин; 1 – эксцентриковая передача; 2 – прецессионная передача

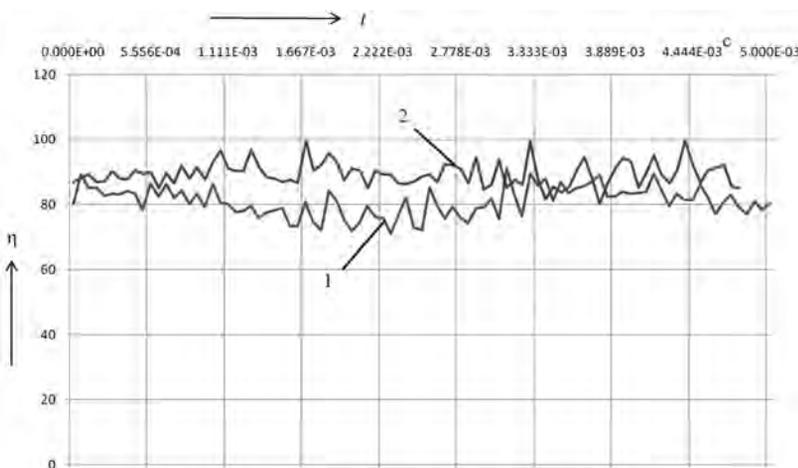


Рис. 12.8. График зависимости КПД от времени: t – время, с; η – КПД; 1 – эксцентриковая передача; 2 – прецессионная передача

12.5. Конструкции редукторов, разработанные на основе прецессионной передачи типа К-Н-V, для приводных устройств различного назначения

На основе принципиальной структурной схемы прецессионной передачи типа К-Н-V были разработаны разнообразные конструкции редукторов, отличающихся друг от друга значениями передаточных отношений, передаваемой мощностью [15]. Особенностью конструкций, описанных ниже редукторов, является то, что они имеют различные формы зубьев колес и взаимосвязи звеньев, передающих вращение.

12.5.1. Прецессионные редукторы с цилиндро-коническим эвольвентным зацеплением

Прецессионные редукторы нашли применение во многих приводных устройствах благодаря использованию в их зацеплении эвольвентных зубьев, образованных традиционными способами зубообработки. Эвольвентные зубья цилиндрических колес зубчатых передач путем использования различного рода модификаций зубьев были приспособлены к условиям работы в прецессионном зацеплении.

Конструктивное исполнение мотор-редуктора, разработанного на основе прецессионной передачи типа К-Н-V с эвольвентными зубьями контактирующих колес, показано на рис. 12.9, 12.10.

Мотор-редуктор работает следующим образом. Вращение от вала электродвигателя 1 передается на эксцентриковый вал с противовесом 2, который заставляет совершать колебательное движение сателлит 3, составляющий с последним вращательную пару, посредством сферического подшипника 4. Наружный зубчатый венец сателлита 3 взаимодействует с внутренним зубчатым венцом корпуса 5, благодаря чему сателлит 3 наряду с колебательным совершает вращательное движение вокруг собственной оси. Вращательное движение сателлита 3 передается с помощью угловой муфты 6 на ведомый вал 7. Таким образом, ведомый вал 7 вращается с угловой скоростью, зависящей от чисел зубьев наружного зубчатого венца сателлита 3 и внутреннего зубчатого венца корпуса 5.

Техническая характеристика данных мотор-редукторов:

– электродвигатель	–	АИР63А6;
– передаточное отношение	–	14;
– момент на выходном валу, Нм	–	25;
– передаваемая мощность, кВт	–	0,18.

После проведения комплексных стендовых испытаний указанных выше мотор-редукторов они были переданы в эксплуатацию в привод установки подводного вытяжения позвоночника на ЧУП «Медик».

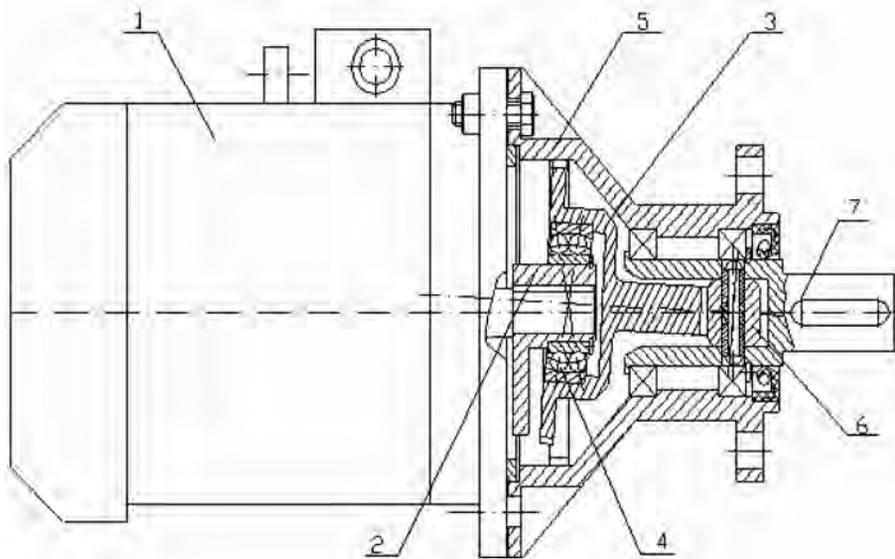


Рис. 12.9. Конструктивное исполнение мотор-редуктора, разработанного на основе прецессионной передачи типа К-Н-V с коническо-цилиндрическим зацеплением эвольвентных зубьев

На основе схемы, показанной на рис. 12.9, разработана и изготовлена партия мотор-редукторов мощностью 1,5 кВт. На рис.12.11 показаны детали указанных мотор-редукторов в порядке их сборки.

Мотор-редукторы имели следующие технические характеристики:

- электродвигатель – АИР100L8;
- передаточное отношение – 14;
- момент на выходном валу, Нм – 280;
- передаваемая мощность, кВт – 1,5.

Мотор-редукторы успешно прошли заводские испытания на ОАО «Могилевский завод «Электродвигатель» и были переданы в эксплуатацию в составе приводов шнековых конвейеров на участок по производству комбикормов совхозу «Ленино» Могилевской области.

Снижение массогабаритных параметров прецессионных мотор-редукторов при передаточном отношении 15 и более возможно при обеспечении разницы между числом зубьев центрального колеса и сателлита, равной 1. Для этого целесообразно использовать зубья круговой формы.



Рис. 12.10. Общий вид зубчатых колес прецессионной передачи

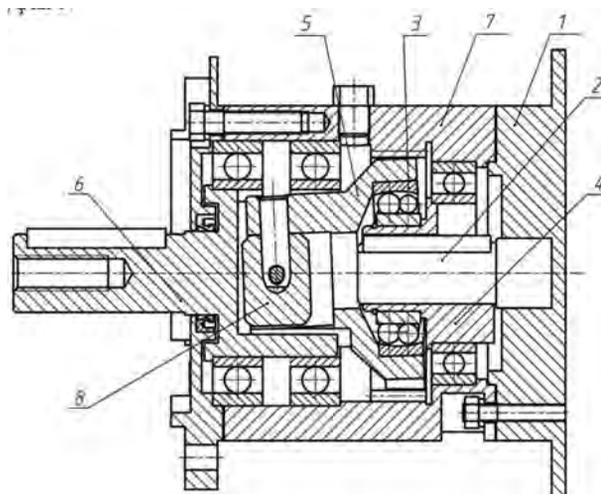


Рис. 12.12. Схема мотор-редуктора на базе прецессионной передачи типа К-Н-V с передаточным отношением 24

- момент на выходном валу, Нм – 200/250;
- передаваемая мощность, кВт – 1,5/2.

Принцип работы редуктора состоит в следующем. Вал 2 электродвигателя 1 передает вращение на эксцентрик 4. На эксцентрик 4 установлен сферический подшипник 3, на котором в свою очередь расположен сателлит 5. В результате взаимодействия внутреннего зубчатого венца корпуса 7 и сателлита 5 последний получает вращательное движение. На выходной вал 6 вращение с сателлита 5 передается с помощью угловой муфты 8.

Центральное колесо с внутренними зубьями круговой формы и сателлит показаны на рис. 12.13, 12.14 соответственно, а общий вид самого редуктора – на рис. 12.15.

Также для привода бетонозглаживающей машины была разработана конструкция редуктора с коническими роликами, составляющими зубья центрального колеса. Схема редуктора представлена на рис. 12.16. Коническая форма роликов зубьев центрального колеса обеспечивает более технологичные профили зубьев сателлита, изготовление которых воз-



Рис. 12.13. Центральное колесо с внутренними зубьями круговой формы

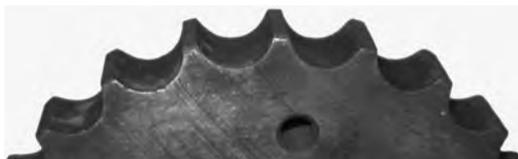


Рис. 12.14. Сателлит с зубьями круговой формы, выполненными на конической поверхности

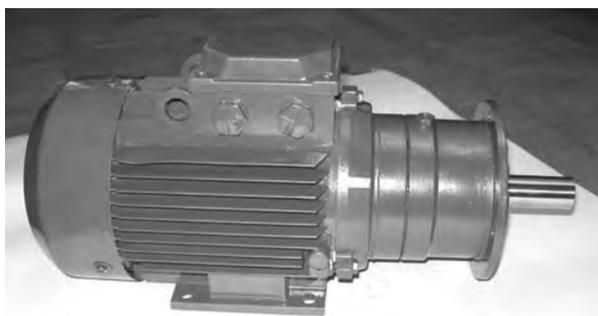


Рис. 12.15. Общий вид экспериментального образца прецессионного мотор-редуктора для привода бетонозаглаживающей машины

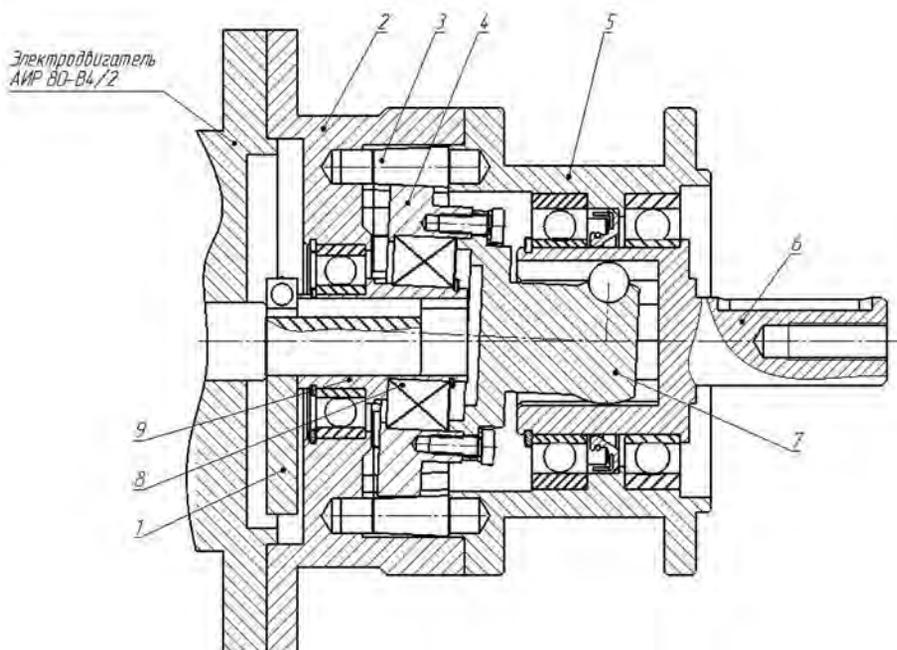


Рис. 12.16. Схема прецессионного мотор-редуктора с зубьями центрального колеса, выполненными в виде конических роликов: 1 – противовес; 2 – корпус левый; 3 – конические ролики; 4 – сателлит; 5 – корпус правый; 6 – вал выходной; 7 – муфта; 8 – подшипник сферический; 9 – косо́й эксцентрик

можно на обычном зуборезном оборудовании, используя стандартную червячную фрезу с круговыми зубьями.

Прецессионный мотор-редуктор состоит из расположенного на входном валу электродвигателя противовеса 1, косо́го эксцентрикового кривошипа 9, корпуса 2 с равномерно размещенными на его внутренней поверхности коническими роликами 3, представляющими собой зубчатый венец, контактирующий с зубчатым венцом сателлита 4. Сателлит 4 составляет сферическую

пару посредством сферического подшипника 8 с косым эксцентриковым кривошипом 1. Сателлит 4 жестко закреплен с хвостовиком муфты 7, шарики которой расположены в радиальных отверстиях хвостовика и также размещены в осевых цилиндрических пазах выходного вала 6. Выходной вал 6 составляет вращательную пару посредством подшипников с крышкой 5, жестко закрепленной к корпусу редуктора 2.

В данной конструкции применяется шариковая угловая муфта 7. Применение данной муфты позволила повысить плавность вращения выходного вала.

Разработанный прецессионный мотор-редуктор имел следующие технические характеристики:

- режим работы – с периодическими остановами или длительная, до 8 часов в сутки;
- звуковая мощность, дБА – не более 80;
- температура, °С – не более 70;
- мощность электродвигателя, кВт – 2,2/1,5;
- частота вращения выходного вала, об/мин – 120/60;
- крутящий момент на выходном валу, Нм – 174/240;
- радиальная нагрузка на выходном валу, Н – 2700/2900;
- осевая нагрузка на выходном валу, Н – 1000.

Детали прецессионного редуктора с коническими роликами для привода бетонозаглаживающей машины представлены на рис. 12.17.



Рис. 12.17. Детали прецессионного редуктора для привода бетонозаглаживающей машины



Рис. 12.18. Заглаживающая машина СО-170 с прецессионным мотор-редуктором с коническими роликами

Была изготовлена партия редукторов (10 шт.) с прецессионной передачей с коническими роликами для привода бетонозаглаживающей машины СО-170. В частности, две такие машины были использованы при реконструкции цеха № 3 на ПРУП «Борисовский хрустальный завод» с организацией производства медицинского стекла» при выполнении работ по заглаживанию бетона организацией «ОДО Трансстрой» г. Мозыря (рис. 12.18).

12.5.3. Прецессионный редуктор со сферической формой зубьев

При монтаже редуктора во многих приводах существует проблема обеспечения соосности в соединении выходного вала с валом рабочего органа привода. Ее решением не без ущерба для массогабаритных и качественных показателей привода является использование различных типов компенсирующих муфт. Однако при монтаже электропривода на корпусе нежестких конструкций применение массивной рамы, опорных элементов и компенсирующих муфт нерационально. Например, при эксплуатации электропривода в конструкции ковшового элеватора зерносушильного комплекса на высоте более 60 м из-за возникновения значительных деформаций опорных элементов привода, вызванных ветровыми и температурными воздействиями, появляется значительная несоосность между вращающимися валами электродвигателя, редуктора и рабочего органа. Поэтому в данном случае оправдано применение в приводе мотор-редуктора, который крепится фланцем на корпусе рабочего органа установки. Данный редуктор должен, кроме функции редуцирования, выполнять функцию компенсирующей муфты, так как размещение компенсирующей муфты при указанной компоновке привода конструктивно невозможно.

Анализ технических решений в направлении исследований по расширению функций редукторов различных типов позволил сделать вывод, что создание мотор-редуктора с реализацией функции компенсирующей муфты возможно на основе прецессионной передачи со сферическими зубьями.

На рис. 12.19 показано компоновочное решение варианта прецессионной передачи со сферическими зубьями центрального колеса.

Вращение от вала электродвигателя *1* передается на косую эксцентриковую втулку *2* с противовесом. Посредством косой эксцентриковой втулки *2* и расположенного на ней сферического подшипника *6* вращательное движение вала электродвигателя преобразуется в колебательное (сферическое) движение сателлита *4*. Зубья сателлита *4* взаимодействуют со сферическими пальцами *7*, расположенными неподвижно в круговом порядке в отверстиях на внутренней поверхности корпуса *3* и закрепленными от радиального смещения втулкой *9*. Благодаря указанному взаимодействию сателлит *4* получает вращение вокруг своей оси, которое передается на приводной вал *13* посредством угловой зубчатой муфты, реализованной такими же, как и в зацеплении, сферическими пальцами *8*, установленными на сателлите *4* в плоскости,



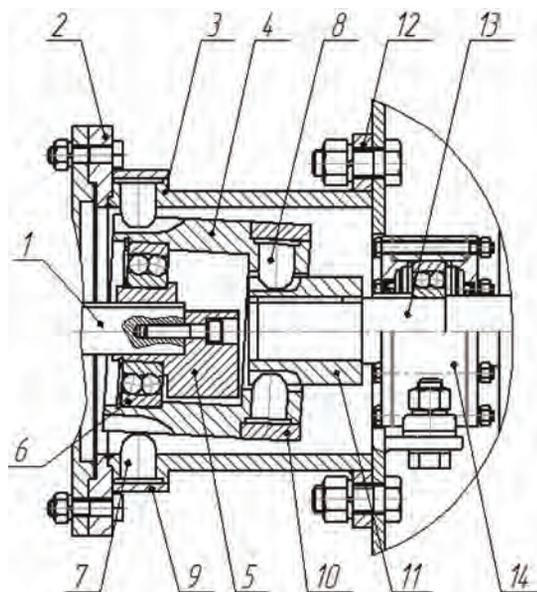


Рис. 12.19. Схема прецессионного редуктора со сферическими зубьями: 1 – вал электродвигателя; 2 – соединительный фланец; 3 – корпус; 4 – спутник; 5 – косая втулка с противове- сом; 6 – сферический подшипник; 7, 8 – сферические пальцы; 9, 10 – втулка; 11 – зубчатая втулка; 12 – фланец; 13 – приводной вал; 14 – подшипниковая опора приводного вала

содержащей точку прецессии, и распо- ложенными в осевых пазах втулки 11 на приводном валу 13. Мотор-редуктор кре- пится при помощи фланца 12.

В данной передаче допускается не только угловое, но и радиальное смеше- ние оси выходного вала 11 относительно оси вращения входного вала 1. Указан- ное смещение будет компенсироваться при работе передачи благодаря нали- чию в контакте сферических поверхно- стей зубьев 7 центрального колеса 6.

Была разработана конструкторско- технологическая документация и изго- товлена партия прецессионных редукторов для ковшового элеватора установ- ки нории. Технические характеристики мотор-редуктора для привода нории:

- тип электродвигателя – 4A100S2Y3;
- передаточное отношение – 15;
- частота вращения входного вала, мин⁻¹ – 2860;
- момент на выходном валу, Нм – 250;
- передаваемая мощность, кВт – 5,5.



Рис. 12.20. Общий вид прецессионных мо- тор-редукторов для привода нории



Рис. 12.21. Общий вид привода ковшового элеватора: 1 – голова нории; 2 – мотор-редуктор; 3 – рама привода; 4 – разгрузочный патрубок

На рис. 12.20 приведен общий вид двух образцов прецессионного редуктора для привода нории FPK-50.

Один из прецессионных мотор-редукторов был установлен в привод ковшового элеватора зерноочистительно-сушильного комплекса КЗСК-30 на КСУП «Экспериментальная база «Дашковка».

На рис. 12.21 показан прецессионный мотор-редуктор 2, закрепленный при помощи рамы 3 на голове нории 1 для перемещения зерновых с низшего уровня к разгрузочному патрубку 4.

Прецессионный мотор-редуктор проработал три сезона без поломок в составе привода ковшового элеватора зерносушильного комплекса. За указанный период было транспортировано более 14 000 т зерновых. Мотор-редуктор обеспечивал плавную (без рывков и заеданий) работу привода.

Заключение

Приведены уравнения зубчатых поверхностей центрального колеса и сателлита прецессионной передачи, которые были использованы для создания твердотельных моделей в среде САПР. На основе методов компьютерного моделирования установлено, что наличие существенных упругих деформаций в меньшей степени оказывает влияние на основные эксплуатационные показатели при работе прецессионной передачи по сравнению с эксцентриковой.

Разработаны и прошли апробацию прецессионные мотор-редукторы с различной формой зубьев колес. Прецессионные мотор-редукторы имеют КПД более 90% и успешно конкурируют с обычными передачами при необходимости реализации передаточного отношения 15 и более.

Литература

1. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В. М. Шанников. – М. : Машгиз, 1948. – 172 с.
2. Кулачково-рычажный редуктор : а. с. 314023 СССР, МКИ³F16H 25/04 / М. Л. Груднев, М. Р. Киреев, И. М. Лошкарев, Л. Н. Лагутин, Б. В. Горбачев. – № 1388294/25-28/ ; заявл. 22.12.69; опубл. 04.11.71 // Бюл. № 27. – 2 с.
3. Борисенко, Л. А. Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств / Л. А. Борисенко. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2013. – 187 с.
4. Планетарная прецессионная передача : пат. 11070 Беларусь, МПК 7 F 16 H 1/32 / П. Н. Громыко, Д. С. Галюжин, И. В. Трусов ; заявитель и патентообладатель ГУВПО «Белорусско-Российский университет». – № а20060412 ; заявл. 28.04.2006 ; опубл. 30.08.2008. – 3 с.
5. Планетарная прецессионная передача : пат. 14938 ВУ, МПК F 16 H 1/32 / П. Н. Громыко, И. В. Трусов, П. С. Гончаров ; заявитель и патентообладатель ГУВПО «Белорусско-Российский университет». – № а20091553 ; заявл. 11.02.2009 ; опубл. 30.06.2011. – 4 с.
6. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БГПА, 2000. – 252 с.
7. Anthology of inventions. Vol. 1. Planetary Precessional Transmissions (in Romanian) / I. Bostan [et al.]. – BonsOffices SRL, 2011. – 594 p.
8. Bostan, I. Development of planetary precessional transmission with multicouple gear / I. Bostan, V. Dulgheru // Meridian Ingineresc. – 2012. – № 4. – P. 78–83.
9. Прецессионный редуктор : а. с. 1677416 СССР, МКИ5 F 16 H 1/32 / И. А. Бостан, В. Е. Дулгеру. – № 4421871/28 ; заявл. 05.05.88 ; опубл. 15.09.91 // Бюл. № 34. – 2 с.
10. Лопатин, Д. Б. Выбор геометрических параметров зацеплений редукторов с наклонными сателлитами из условия обеспечения максимальной износостойкости контакта / Д. Б. Лопатин, В. И. Безруков, В. М. Рублев // Теория и практика зубчатых передач: труды Междунар. конф. – Ижевск : ИжГТУ, 1996. – С. 349–354.
11. Лопатин, Д. Б. Исследование влияния параметров передачи внутреннего зацепления с наклонной шестерней на коэффициент скольжения профилей зубьев / Д. Б. Лопатин, М. Ю. Киряков // Тематический сб. науч. тр. – Челябинск : ЧГТУ, 1996. – С. 90–94.
12. Лопатин, Д. Б. Определение кинематических характеристик контакта в планетарной передаче внутреннего зацепления с наклонным расположением шестерни / Д. Б. Лопатин, В. И. Безруков, А. С. Скочигоров // Тематический сб. науч. тр. – Челябинск : ЧГТУ, 1996. – С. 94–102.
13. Хатетовский, С. Н. Повышение эффективности работы аппаратов пищевых производств путем использования в их конструкции прецессионной передачи / С. Н. Хатетовский, П. Н. Громыко, К. К. Гуляев // Вестн. Могилев. гос. ун-та продовольствия. – 2010. - № 1. – С. 104–112.
14. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев : ГУВПО «Белорусско-Российский университет», 2007. – 271 с.
15. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2013. – 273 с.