

3.3 Физика и техническая механика

УДК 621.01

РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Уколов С.А., асс., Буткевич В.Г., к.т.н., доц., Дубаневич Д.Т., ст. преп.

*Витебский государственный технологический университет
г. Витебск, Республика Беларусь*

Основным вопросом при анализе любой передачи является оценка ее кинематических и динамических показателей. К кинематическим показателям передач относятся числа оборотов, угловые и окружные скорости отдельных звеньев, передаточные числа передач.

В рассматриваемой передаче вторая степень свободы заключается в возможном независимом вращении эпициклической шестерни. Рассмотрены закономерности взаимодействия угловых скоростей и моментов звеньев дифференциала, приводящие к его силовой адаптации.

Как известно, двухподвижные механизмы или механизмы с двумя степенями свободы (например, механизм зубчатого дифференциала) служат либо для разложения одного движения на два, либо для сложения двух движений в одно (рис. 1).

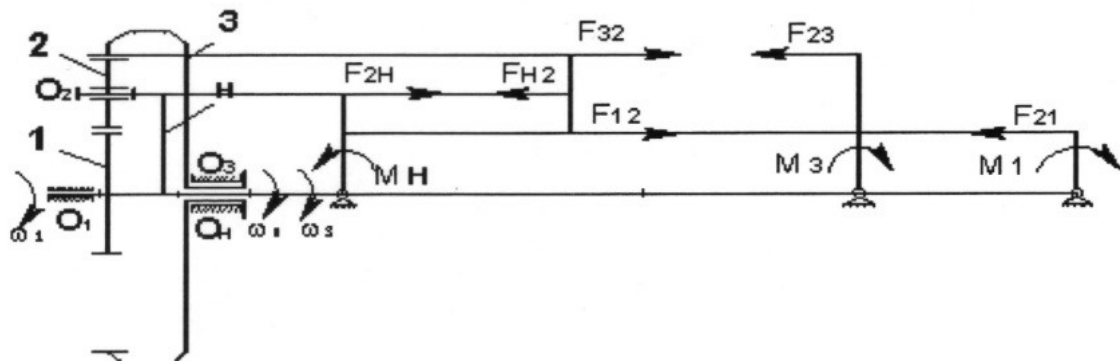


Рисунок 1 – Двухподвижные механизмы или механизмы с двумя степенями свободы

При разложении движений силовой поток входного звена с заданными параметрами, то есть с заданным моментом и угловым перемещением (или угловой скоростью), раскладывается на два силовых потока двух выходных звеньев. В каждом выходном силовом потоке момент зависит от перемещения (скорости), то есть имеет место силовая адаптация каждого выходного звена к внешней нагрузке за счет его перемещения. Всякая дифференциальная передача в общем случае состоит из отдельных связанных между собой трехзвенных зубчатых механизмов. В этом механизме могут быть два входа и один выход или один вход и два выхода. В первом случае зубчатый дифференциал предназначен для сложения движения входных звеньев, во втором случае – для разделения движения входного звена.

Число подвижных звеньев в механизме, число вращательных пар V класса. Это три пары, которые входят звенья 1, 3 и H со стойкой, и пара, в которую входит водило H и звено 2. Число пар IV класса. Это входящие в зацепление колеса 1, 2 и 3, 2. Следовательно, по структурной формуле число степеней подвижности механизма

$$W = 3n - 2p_s - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2. \quad (1)$$

Таким образом, для определения движения механизма он должен иметь заданными законы движения двух звеньев, то есть иметь две обобщенные координаты. Силовая адаптация зубчатого дифференциала состоит в автоматическом приведении в соответствие внешних моментов изменяющимся моментам сопротивления за счет изменения их угловых скоростей при постоянных параметрах мощности входного звена.

УДК 621.01

СИНТЕЗ ЗУБЧАТО-ПОВОДКОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Дубаневич Д.Т., ст. преп., Буткевич В.Г., к.т.н., доц., Уколов С.А., асс.

*Витебский государственный технологический университет,
г. Витебск, Республика Беларусь*

Важной задачей синтеза зубчатого зацепления является локализация пятна контакта на поверхности зубьев как по высоте зуба, так и по ширине зубчатого венца. В случае приближенного зацепления контакт точечный. При рассмотрении упругой модели зацепления точка контакта преобразовывается в мгновенную площадку контакта, совокупность которых и представляет собой пятно контакта.

Стремление локализовать пятно контакта приводит к снижению нагрузочной способности передачи. Минимизация кинематической погрешности достигается при приложении определенных нагрузок, фиксированных погрешностях изготовления и монтажа.

Погрешности изготовления и монтажа, а также деформации под нагрузкой на практике приводят к появлению кинематических (динамических) погрешностей, а, следовательно, к снижению нагрузочной способности и долговечности передачи. Основные достижения данной области теории зубчатого зацепления получены путем формообразования взаимодействующих поверхностей зубьев в отклонении от номинального, то есть сопряженного зацепления. При этом не существует однозначного выбора между семейством полученных расчетных поверхностей.

При этом рассматривался зазор, возникающий в зацеплении при равномерном вращении ведомого колеса ведущим с постоянным передаточным отношением, то есть ошибки функции перемещения в зацеплении одной пары зубьев.

В цилиндрических зубчатых колесах модуль m – величина, равная отношению шага к числу π . Он связан с делительным диаметром простым соотношением: $d = m \cdot z$. Зубчато-поводковые передачи являются пространственными, и активная действующая линия не лежит в какой-то одной плоскости.

Технологические ограничения при изготовлении зубчато-поводковых колес и функции перемещения для зубчато-поводковых передач на параллельных осях с различными диаметрами поводков и передаточными отношениями. Позволяют сделать вывод о том, что требуется специализированное дорогостоящее зуборезное и зубошлифовальное оборудование.

Максимальное значение из геометрических соображений не лимитируется. Следует отметить, что при увеличении передаточного отношения циклическая погрешность и скачок скорости уменьшаются.