

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ЦИКЛОИДАЛЬНО-ЦЕВОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ ПЛАНЕТАРНОЙ
ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧИ

К. О. НАЗАРКИН

Научный руководитель А. М. ДАНЬКОВ, д-р техн. наук, доц.
ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»

Во всех известных к настоящему времени модификациях плавнорегулируемой зубчатой передачи и их всевозможных описаниях используется эвольвентное зацепление, как наиболее технологичное и доступное при изготовлении зубчатых колес этой передачи в условиях неспециализированной производственной базы, вследствие чего она является однопрофильной, т. е. контакт зубьев передачи происходит по одной боковой поверхности, а по другой боковой поверхности зуба предусмотрен зазор, обеспечивающий компенсацию силовых и температурных деформаций зубьев, погрешностей изготовления и сборки зубчатых колес, а также размещения смазочного материала. При этом боковой зазор в зацеплении, обеспечивая работоспособность плавнорегулируемой зубчатой передачи (при сложившемся подходе к ее конструкции), предъявляет специфические требования к конструкции ее механизма управления передаточным отношением.

Сохранность бокового зазора в зацеплении в процессе регулирования передаточного отношения достигается в результате реализации одного из трех принципов, на основе которых только и может быть создана конструкция планетарной плавнорегулируемой передачи с эвольвентным зацеплением, заключающегося в обеспечении жесткой кинематической связи между перемещениями элементов, и достигается с помощью сложного механизма, механическая передача которого включает две кинематических ветви, одна из которых (конструктивно более простая) обеспечивает радиальные перемещения секторов неподвижного центрального зубчатого колеса, а другая (включающая управляющую и замыкающую планетарные передачи) – радиальные перемещения вращающегося сателлита.

Достичь упрощения этого механизма можно в результате использования беззазорного зацепления сателлита и центрального зубчатого колеса, в котором изменение геометрии (условного начального диаметра центрального зубчатого колеса и радиуса водила) происходит не в результате независимых перемещений сателлита и секторов центрального зубчатого колеса, а в результате изменения только диаметра центрального зубчатого колеса, причем радиальные перемещения сателлита определяются силовым замыканием между ним и центральным зубчатым колесом, в результате чего эвольвентная передача становится двухпрофильной.

Использование в планетарной плавнорегулируемой передаче (ППП) с силовым замыканием эвольвентного зацепления имеет тот недостаток, что

к повышенному скольжению при некратности окружного шага секторов окружному шагу зубьев, неизбежному в передаче с торцовым перекрытием зубьев, добавляются дополнительные потери на трение при двухпрофильном контакте зубьев.

Представляется, что уменьшить скольжение можно было бы в передаче с осевым перекрытием зубьев, то есть в ППП желательно использовать известное зацепление с осевым перекрытием зубьев, причем в этом зацеплении должен быть боковой зазор и не должно быть радиального зазора. Условиям поставленной задачи потенциально удовлетворяют хорошо зарекомендовавшее себя зацепление Новикова (круговинтовое), Гребенюка и циклоидально-цевочное.

В результате графического моделирования ППП установлено, что при использовании циклоидально-цевочного зацепления она имеет минимальную кинематическую погрешность.

Эффективными называют значения параметров передачи, которые в первую очередь обеспечивают возможность получить ее максимально эффективную работу в определенной области применения. Учитывая, что назначением зубчатых плавнорегулируемых передач является обеспечение повышенной по сравнению с традиционными фрикционными передачами нагрузочной способности, область их применения характеризуется нагрузочной и преобразующей способностью. Поэтому при проектировании ППП следует добиваться эффективных значений таких ее параметров как размеры элементов передачи движения, определяющих нагрузочную способность, и диапазон регулирования, определяющий преобразующую способность.

Установлено, что критерием работоспособности ППП, так же, как и ее прототипа – классической циклоидально-цевочной передачи, является контактная прочность. В результате проведенных исследований предложена нижеприведенная формула для расчета условного делительного диаметра d_2 центрального зубчатого (цевочного) колеса (ЦЗК)

$$d_2 = \frac{T \times 16 \times 10^3 \times E^*}{\pi \times [\sigma_H]^2 \times z_1 \times \lambda \times b_p \times d_p} + d_p \frac{z_1}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \left(\frac{z_2^2 - 1}{3 \times z_1^2} \right)^{3/2}, \quad (1)$$

где T – максимальный вращающий момент, передаваемый одним сателлитом; E^* – приведенный модуль упругости, определяемый по формуле

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2},$$

здесь E_1, E_2 – модули упругости материалов сателлита и цевки, μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов сателлита и цевки; z_1 – число зубьев сателлита; λ – коэффициент укорочения циклоиды; b_p – ширина сателлита; d_p – диаметр цевки; z_2 – минимальное условное число зубьев центрального зубчатого (цевочного) колеса; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения.

Задаваясь в соответствии с требованиями, предъявляемыми условия-

ми функционирования передачи, и накопленным опытом ее проектирования, значениями величин, входящих в формулу (1), рассчитывают диаметр d_2 . Полученное значение d_2 следует принять в качестве минимального условного делительного диаметра ЦЗК, при котором реализуется максимальное передаточное отношение передачи. Таким образом, решается задача определения эффективных параметров, определяющих нагрузочную способность передачи. Зная d_2 и z_2 , можно определить модуль зацепления по формуле (2), величина которого может быть произвольной:

$$m = \frac{d_2}{z_2}. \quad (2)$$

Преобразующая способность передачи при известном минимальном условном диаметре ЦЗК будет определяться его максимальным условным диаметром.

Достоинством классической циклоидально-цевочной передачи является большое число цевок, участвующих в передаче нагрузки. В ППП это достоинство реализовать невозможно в силу ее конструктивных особенностей. Более того, при чрезмерном увеличении максимального условного диаметра ЦЗК взаимодействие сателлита, находящегося в зацеплении с одним из секторов ЦЗК, с соседним сектором может не состояться из-за отсутствия торцового перекрытия, отсутствие которого означает, что сателлит, выйдя из зацепления с сектором ЦЗК, не вступает в зацепление с соседним сектором. Избежать этой ситуации можно, если максимальный условный диаметр ЦЗК будет меньше диаметра окружности, на которой с возможностью зацепления с сателлитом располагаются цевки, причем окружность выступов сателлита, расположенного симметрично между двумя соседними секторами, касается двух цевок, являющихся крайними для двух соседних условных секторов. Вылет секторов реальной передачи при минимальном передаточном отношении должен быть меньше вылета условных секторов.

Максимальное условное число зубьев ЦЗК определяется по формуле (2), а затем по известным формулам определяются максимальное и минимальное передаточное отношение передачи и диапазон регулирования. Указанное число зубьев должно быть кратно числу зубчатых секторов ЦЗК, делительные дуги которых при максимальном передаточном отношении передачи будут касательными к минимальной условной делительной окружности передачи. Диаметр этой окружности определяется по формуле (1), а полученная при этом специфическая форма ЦЗК является источником кинематической погрешности ППП.