

УДК 621.83.06

ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОИДНОГО ЦИКЛОИДАЛЬНО-ЦЕВОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Е. С. ЛУСТЕНКОВА, Ю. В. МАШИН, В. Л. КОМАР, С. А. ЗЫЛЬ

Белорусско-Российский университет

Могилев, Беларусь

Внутреннее циклоидально-цевочное зацепление является одним из наиболее перспективных для создания мультипликаторных механизмов [1], т. к. обладает высоким КПД и позволяет получать большие передаточные отношения (коэффициенты мультипликации) в одной ступени с низкой материалоемкостью при проектировании передачи по схеме $k-h-v$. С учетом того, что у эпициклоидальных передач разница чисел цевок центрального неподвижного колеса n и зубьев сателлита Z равна единице ($n = Z + 1$), модуль передаточного отношения будет $u = Z$.

Целью исследований было установление связи основных геометрических параметров центроидного циклоидально-цевочного зацепления при заданном передаточном отношении и установленных ограничениях на радиальные габариты мультипликатора. Уравнения эпициклоиды, определяющие профиль зубьев, можно получить путем наружного обкатывания подвижной окружности большего радиуса R_b по неподвижной окружности с радиусом R (диаметром $D = 2 \cdot R$). Модель механизма (рис. 1, а) при этом соответствует обращенному планетарному механизму по схеме $k-h-v$ с остановленным водилом.

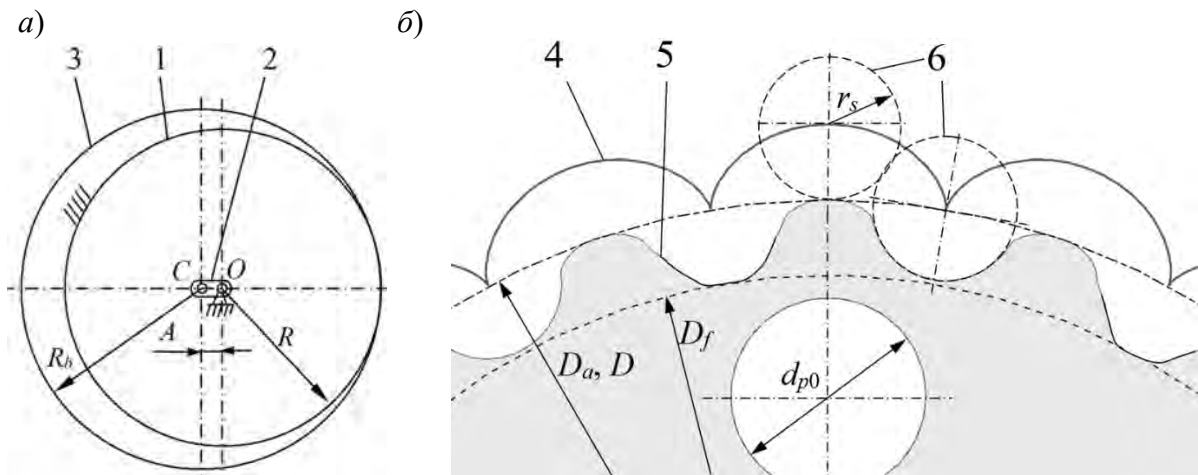


Рис. 1. Схема взаимодействия центроид (а) для формирования циклоидального профиля зубьев (б): 1 – неподвижная окружность (центроида); 2 – условный кривошип; 3 – подвижная окружность (центроида); 4 – эпициклоида (центральной профиль); 5 – циклоидный зубчатый профиль; 6 – цевки (ролики)

На окружности с диаметром D_b располагаются центры цевок (роликов) на центральном колесе. Радиус окружности R при заданном диаметре D_b ($R_b = 0,5 \cdot D_b$) определится из условия $R_b = R + A$. При этом $Z = R/A$. Поэтому

$$R = 0,5 \cdot D_b - R / Z . \quad (1)$$

После преобразований

$$R = 0,5 \cdot D_b \cdot (1 + u^{-1})^{-1} . \quad (2)$$

Для примера зададим модуль передаточного отношения $u = 12$ и диаметр расположения центров цевок $D_b = 80$ мм. В этом случае $n = 12$, $Z = 11$, $R = 36,667$ мм, $A = 3,333$ мм. Принцип формирования профиля зубьев показан на рис. 1, б. Он образуется как эквидистанта к центровому профилю, по которому перемещаются центры роликов (цевок) и ось инструмента (цилиндрической фрезы) с радиусом r_s при изготовлении зубьев на станках с ЧПУ. Совпадение диаметров D и D_a на рис. 1, б обусловлено определенным сочетанием параметров, а именно $r_s = 2 \cdot A$. Зависимость (2) графически представлена на рис. 2, а.

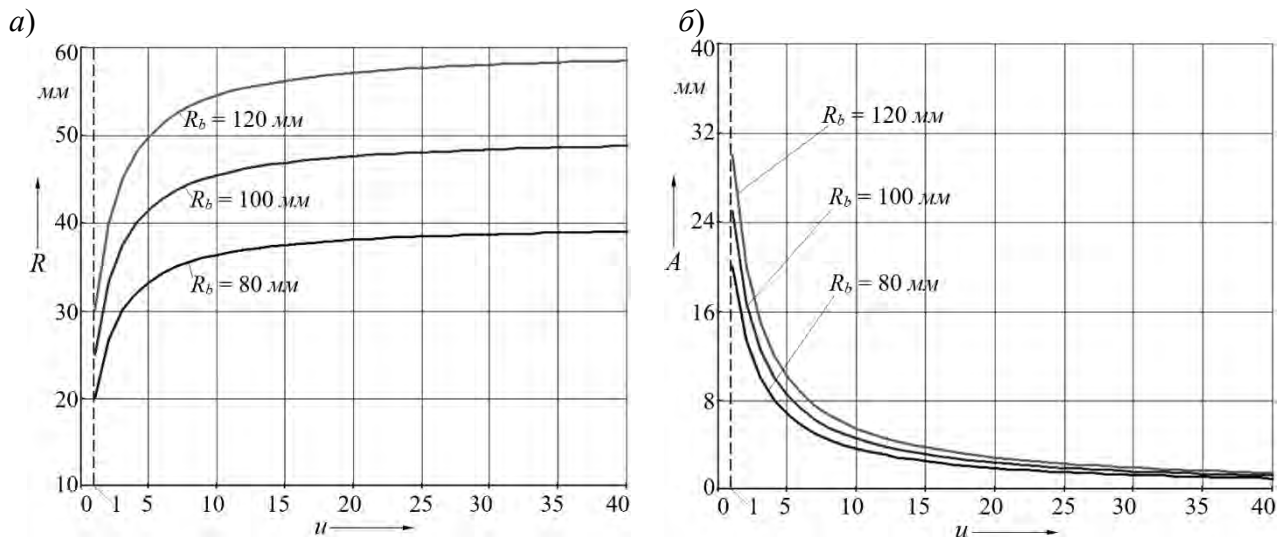


Рис. 2. Зависимость радиуса неподвижной центроиды (а) и эксцентриситета (б) от модуля передаточного отношения

С увеличением передаточного отношения радиус неподвижной центроиды асимптотически приближается к радиусу R_b , а эксцентриситет A – к нулю (рис. 2, б). Геометрические параметры R , A и r_s окончательно должны определяться с учетом обеспечения контактной прочности и минимальных потерь мощности [2].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лустенков, М. Е. Теоретическая оценка коэффициента полезного действия сферической шариковой передачи, работающей в мультипликаторном режиме / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Изв. вузов. Машиностроение. – 2023. – № 8 (761). – С. 32–40.
2. Лустенков, М. Е. Геометрический анализ и теоретическая оценка КПД плоско-конического зацепления сферической роликовой передачи / М. Е. Лустенков, А. Н. Моисеенко // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 6 (18). – С. 32–42.