

УДК 621.833.389

## КОНТАКТНЫЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ ТОРЦОВОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В. А. ИГНАТОВ

Научный руководитель Н. И. РОГАЧЕВСКИЙ, канд. техн. наук, доц.  
БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

В приводах рабочих органов машин и технологического оборудования широко используются червячные передачи из-за их высокой нагрузочной способности, большого интервала передаточных чисел в одной ступени, плавности и бесшумной работы, возможности самоторможения. Принцип работы этих передач основан на скольжении рабочей поверхности витка червяка по зубьям червячного колеса. При этом значения угла  $\varepsilon$  между касательной к контактной линии и вектором относительной скорости указанного скольжения далеки от  $90^\circ$ , что нарушает условие жидкостного трения. Только у контактных линий, кратковременно находящихся в зоне входа в зацепление и выхода из него, величина угла  $\varepsilon$  достигает  $40 \dots 50^\circ$ , что является причиной низкого КПД (повышенного тепловыделения и износа, склонности к заеданию) [1].

Желание устранить отмеченные недостатки привело к разработке торцовой червячной передачи [2]. Передача содержит червячное прямозубое эвольвентное колесо, зубчатый венец которого снабжен поднутрением, т. е., толщина диска колеса меньше ширины его зубчатого венца, подрезанного со стороны ножек зубьев до эвольвентных поверхностей. В результате такого поднутрения зубья на торце червячного колеса образованы консольными участками зубьев венца. Передача содержит червяк с угольным профилем витков. Геометрическая ось червяка смещена относительно торца червячного колеса таким образом, что ее проекция на этот торец является касательной к делительной окружности зубьев. Для того чтобы обеспечить зацепление витков червяка с консольными участками зубьев колеса, необходимо выдержать величину осевого шага червяка, равную шагу эвольвентных зубьев.

К настоящему времени разработана методика расчета геометрических параметров торцовых червячных передач [3]. Определены потери механической энергии в зацеплениях, которые принято оценивать коэффициентом полезного действия (главным технико-экономическим показателем любой механической передачи) [4]. Кроме того, величина КПД используется при расчетах прочности деталей, теплового баланса, мощности приводного двигателя и расхода энергии в приводах с исследуемыми передачами [4].

Образующими боковых поверхностей прямого зуба червячного колеса и витка червяка являются прямые линии, которые при работе предложенной передачи совпадают, образуя линию контакта зуба и витка, перпендикулярную вектору скорости их относительного скольжения, что является





идеальным случаем для образования жидкостного трения и приводит к повышению КПД передачи. Таким образом, в конструкции торцовой червячной передачи устранена причина, вызывающая значительные потери, поэтому она обладает высоким КПД.

Для научно обоснованного подхода к проектированию таких передач и расчета их прочностных характеристик необходимо определение следующих силовых факторов в зацеплениях звеньев.

Нормальное усилие в зацеплении, определяемое соотношением:

$$F_{H1} = \frac{2 \cdot P_1}{\omega_1 \cdot d_1 \cdot \sin \gamma},$$

где  $P_1$  – мощность, передаваемая червяком;  $\omega_1$  – угловая скорость червяка;  $d_1$  – диаметр делительного цилиндра червяка

$$d_1 = q \cdot m,$$

где  $q$  – коэффициент диаметра червяка;  $m$  – модуль зубьев червячного колеса;  $\gamma$  – угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре червяка

$$\gamma = \arctg(z_1 \cdot m / d_1),$$

где  $z_1$  – число заходов червяка.

Сила трения скольжения рабочих поверхностей звеньев передачи

$$F_{mp} = F_{H1} \cdot f,$$

где  $f$  – коэффициент трения.

Момент геометрического трения скольжения рабочих поверхностей звеньев передачи вызван неодинаковым изменением скорости по длине контакта указанных поверхностей. Трение происходит на площадке контакта зуба колеса с витком червяка, очерченной прямоугольником, полученным от соприкосновения рабочих поверхностей по линии под действием нормальной нагрузки  $F_{H1}$ . При этом линия превращается в прямоугольную площадку с размерами  $2b$  в направлении вектора скорости скольжения точек червяка и  $l$  в направлении, перпендикулярном скольжению.

Длина  $l$  и ширина  $2b$  площадки контакта выражены зависимостями [4]

$$l = (h_{a1}^* + h_{f1}^*) \cdot m,$$

где  $h_{a1}^*$  и  $h_{f1}^*$  – коэффициенты высоты головки и ножки (выбирают значения из условий  $h_{a1}^* \leq 1$ ,  $h_{f1}^* \leq 1,2$  в зависимости от длины консольных частей зубьев колеса);

$$2b = 6,68 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{F_{H1}}{l \cdot \sum \rho}},$$

где  $\sum \rho$  – сумма кривизны контактирующих поверхностей в сечениях взаимно перпендикулярными плоскостями.

Момент геометрического трения

$$T_{тр} = 2 \cdot \sigma_{\max} \cdot \pi \cdot b \cdot f \cdot l^2,$$

где  $\sigma_{\max}$  – максимальные нормальные напряжения в линейном контакте

$$\sigma_{\max} = \frac{2 \cdot F_{H1}}{\pi \cdot l \cdot b}.$$

Таким образом, разработанные алгоритмы определения силовых факторов в зацеплениях звеньев являются исходными для исследования потерь в зацеплениях, анализа жесткости и прочности звеньев торцовых червячных передач.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Скойбеда, А. Т.** Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : Выш. шк., 2000. – 584 с.
2. **Пат. 16045 С1 Респ. Беларусь, МПК F 16H 1/16, F 16H 3/06.** Червячная передача / Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский, М. Ф. Пашкевич. – № а 20100663; заявл. 05.05.10; опубл. 30.06.12 // Афіцыйны бюл. Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 3(86). – С. 155.
3. Методика расчета геометрических параметров торцовой червячной передачи / М. Ф. Пашкевич [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 81–90.
4. **Рогачевский, Н. И.** Потери в зацеплениях звеньев торцовой червячной передачи / Н. И. Рогачевский // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2013. – С. 96–97.