

УДК 621.855

О.И. ОСТАПЕНКО, А.А. ВОЙНА, Р.Л. ЛИЧМАН

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТОЙ ЦЕПЬЮ И ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗВЕЗДОЧКОЙ

Описано применение зубчатых цепей, их устройство и износ, найдено предельно допустимое увеличение шага цепи по зацеплению с эвольвентной звездочкой. Построен график зависимости износа зубчатой цепи для прямолинейного и эвольвентного профиля звездочки.

Ключевые слова: зубчатая цепь, эвольвентная звездочка, шаг, износ.

Введение. В настоящее время цепные передачи, оснащенные зубчатыми цепями, применяют в приводах автомобилей, снегоходов, в скоростных металлообрабатывающих станках, передвижных пилах, в качестве конвейерной цепи в стекольной промышленности и т.д.

Зубчатая цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и зубчатой цепи (рис.1). Зубчатая цепь имеет рабочие и направляющие пластины, соединенные между собой призмами. Рабочая пластина имеет зубообразную форму и два отверстия для сегментных призм. Направляющая пластина не имеет среднего выреза и предназначена для предохранения цепи от соскальзывания со звездочек (рис.2).

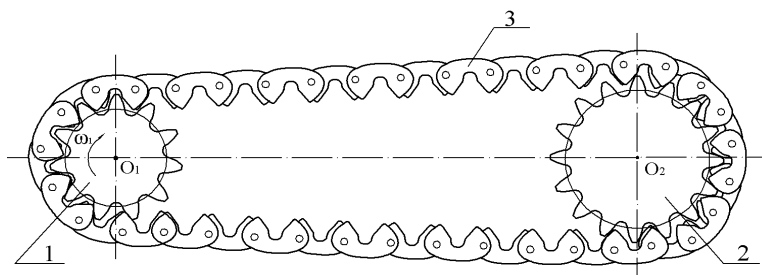


Рис.1. Схема цепной передачи с зубчатой цепью:
1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка; 3 – зубчатая цепь

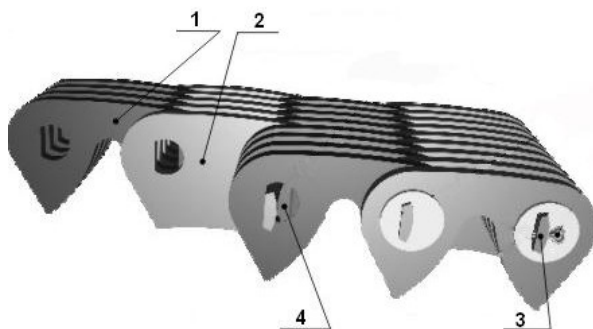


Рис. 2. Зубчатая цепь: 1 – рабочая пластина;
2 – направляющая пластина;
3 – соединительная призма; 4 – внутренняя призма

Известны звездочки для зубчатых цепей следующих типов основных профилей: прямолинейный, выполняемый в соответствии с ГОСТ 13576-81, частично эвольвентный - эвольвентой очерчивается только головка зуба звездочки, а ножка зуба очерчивается другой кривой, а также полностью эвольвентный профиль, нарезаемый стандартным режущим инструментом, технология которого предложена авторами [1]. Звездочки с эвольвентным профилем зубьев обеспечивают повышенную бесшумность, плавность, точность работы зубчатых цепей при значительных скоростях $V \geq 5$ м/с. Их изготовление можно производить с применением существующего стандартного режущего инструмента, используемого при нарезании эвольвентных зубчатых колес. Причем в отличие от прямолинейного профиля эвольвентный можно нарезать одним режущим инструментом во всем диапазоне чисел зубьев звездочки.

Одной из основных причин выхода из строя передачи является износ элементов зубчатой цепи, который приводит к увеличению шага цепи. По мере износа зубчатой цепи происходит увеличение номинального шага цепи, и звенья цепи перемещаются по профилям зубьев от центра звездочки. При этом центры шарниров цепи располагаются на новых окружностях, соответствующих увеличенному шагу. Увеличение среднего шага по сравнению с номинальным, при которой дальнейшая эксплуатация цепи становится невозможной из-за нарушения зацепления зубьев цепи с зубьями звездочки, называется предельным. Принято считать, что предельное увеличение среднего шага приводной цепи находится в границах 1-3% [2, 3]. Чтобы избежать момента, когда при некотором увеличении шага звенья цепи выйдут из зацепления с зубьями звездочки, необходимо определить предельно допустимое увеличение шага цепи Δt (при этом центры шарниров $O_2 - O_2$ занимают новые положения $O'_2 - O'_2$ (рис.3)). Тогда расстояние u' будет иметь значение

$$u' = u - \frac{\Delta t}{2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (1)$$

где u - расстояние от центра шарнира до рабочей грани звена;
 u' - расстояние от центра шарнира до рабочей грани звена при увеличении шага цепи на величину Δt .

Для новой цепи с номинальным шагом t центры шарниров $O_2 - O_2$ находятся на делительной окружности d_d , при этом зуб цепи и зуб звездочки контактируют в точке K (рис.4). При износе цепи на величину Δt звено поднимается, занимая новое положение. При этом диаметр делительной окружности, проходящий через центры шарниров d'_o , определяется по формуле

$$d'_o = \frac{t + \Delta t}{\sin(\pi / z)} \quad (2)$$

Диаметр точки контакта K при номинальном шаге t

$$d_k = \frac{d_b}{\cos \theta}, \quad (3)$$

где θ - угол профиля эвольвенты для точки K ; $d_b = m \cdot z \cdot \cos 20^\circ$ - диаметр основной окружности эвольвентной звездочки; m - модуль эвольвентной звездочки.

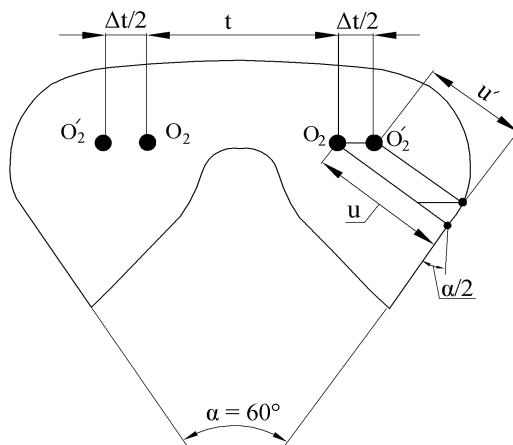


Рис.3. Рабочая пластина зубчатой цепи

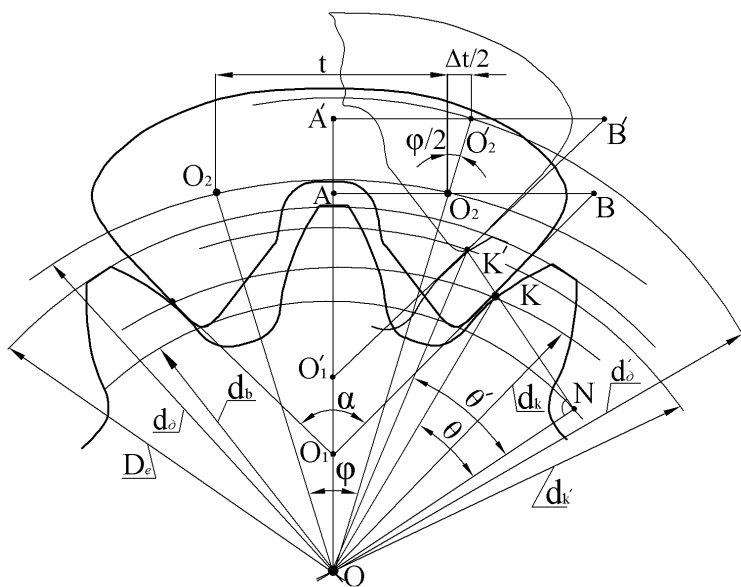


Рис.4. Схема для определения максимального удлинения шага цепи

Постановка задач. Задачей данной работы является определение предельно возможного увеличения шага цепи Δt при условии, что точка кон-

такта K' пары звездочка - изношенная цепь находится из условия выбранного коэффициента рабочей части профиля зуба звездочки ψ . По рекомендациям [3] принимаем значение $\psi = 0,8$.

Метод расчета. В начале эксплуатации новой цепи все ее звенья занимают номинальное положение, при увеличении шага звено цепи перемещается по боковому профилю зуба звездочки в новое положение [3]. По нашей методике, удобнее представить это перемещение в два этапа:

1) звено цепи с увеличенным шагом перемещается вертикально вверх по линии OA (см.рис.4);

2) звездочка доворачивается на некоторый угол до соприкосновения с цепью в точке K' только одной стороной, при этом зубья цепи входят в зацепления с боковой поверхностью зуба звездочки только одной гранью (на рис.4 – правая грань, точка K'), образуя с другой стороны зазор цепь-звездочка (на рисунке не указан).

Решение задачи может быть найдено приравниванием расстояния $A'O'_1$ (см.рис.4), найденного двумя методами.

Метод 1-й (из треугольника $A'B'O'_1$):

$$A'O'_1 = \frac{A'B'}{\operatorname{tg}(\alpha / 2)}, \quad (4)$$

где $\alpha = 60^\circ$ – угол наклона рабочих граней.

Расстояние $A'B'$ находится последовательным решением следующих зависимостей:

$$A'B' = \frac{t}{2} + \frac{\Delta t}{2} + \frac{u'}{\cos(\alpha / 2)} - KK' \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad ; \quad (5)$$

$$KK' = K'N - KN; \quad (6)$$

$$K'N = \sqrt{\frac{d_{k'}^2}{2} - \frac{d_b^2}{2}}; \quad (7)$$

$$KN = \sqrt{\frac{d_k^2}{2} - \frac{d_b^2}{2}}. \quad (8)$$

Метод 2-й. Расстояние $A'O'_1$ можно найти из выражения

$$A'O'_1 = A'O - OO'_1. \quad (9)$$

где $A'O = \frac{d_\phi}{2} \cdot \cos(\phi / 2) + \frac{\Delta t / 2}{\operatorname{tg}(\phi / 2)}.$

Найдем из треугольника OO'_1K' по теореме синусов

$$OO'_1 = \frac{d_b \cdot \operatorname{tg} \theta'}{2 \cdot \sin 150^\circ}, \quad (10)$$

где $\theta' = \arccos \frac{d_b}{d_{k'}}$.

Тогда с учетом зависимости (10) выражение (9) примет вид

$$A'O'_1 = \frac{d_o}{2} \cdot \cos(\varphi/2) + \frac{\Delta t/2}{\operatorname{tg}(\varphi/2)} - \frac{d_b \cdot \operatorname{tg}\theta'}{2 \cdot \sin 150^\circ}. \quad (11)$$

Приравняв выражения (11) и (4) и решив относительно Δt , получим

$$\Delta t = 2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \left(\frac{A'B'}{\operatorname{tg}(\alpha/2)} - \frac{d_o}{2} \cdot \cos(\varphi/2) + \frac{d_b \cdot \operatorname{tg}\theta'}{2 \cdot \sin 150^\circ} \right). \quad (12)$$

Значение увеличенного шага

$$t' = t + 2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \left(\frac{A'B'}{\operatorname{tg}(\alpha/2)} - \frac{d_o}{2} \cdot \cos(\varphi/2) + \frac{d_b \cdot \operatorname{tg}\theta'}{2 \cdot \sin 150^\circ} \right). \quad (13)$$

Относительное предельное увеличение шага цепи (в процентах)

$$\Delta t = \frac{t' - t}{t} \cdot 100\%. \quad (14)$$

Результат. На основании изложенного нами были определены предельные значения Δt для всех шагов цепи и чисел зубьев $z = 20 \dots 120$. На рис.5 даны графики зависимости износа цепи Δt от числа зубьев звездочки z . Для сравнения приведена кривая 2 для зубчатой цепи при её зацеплении с прямолинейным профилем звездочки, построенная на основании зависимости $\Delta t = \frac{240}{z}$ [3].

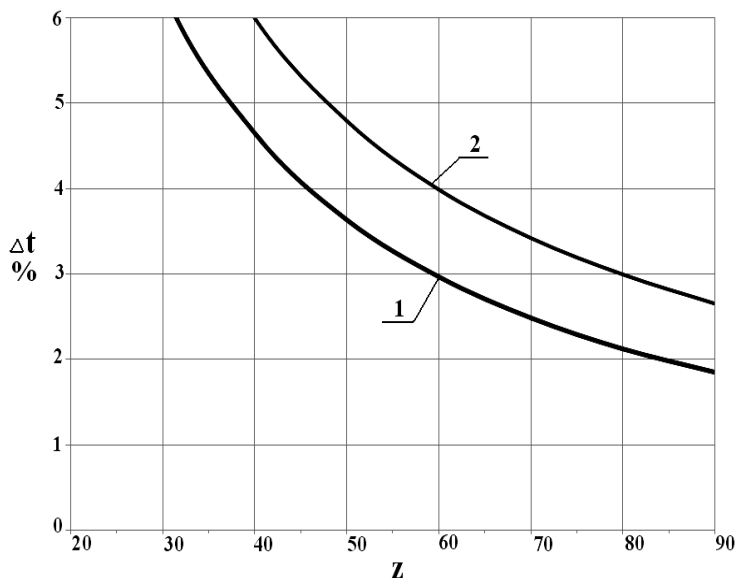


Рис.5. Графики зависимости предельного увеличения зубчатой цепи шага $t = 12,7$ мм: 1 – передача оснащена звездочкой с эвольвентным профилем; 2 – передача оснащена звездочкой с прямолинейным профилем

Выводы. Анализируя графики, можно сделать вывод о некотором уменьшении допустимого значения Δt для зубчатой цепи при её зацеплении с

эвольвентной звездочкой по сравнению с зацеплением с звездочкой с прямолинейным профилем. Это свидетельствует о возможном применения в зацеплении с зубчатой цепью эвольвентной звездочки по показателю кинематической долговечности.

Библиографический список

1. Пат. 2314900 РФ. Эвольвентные звездочки для зубчатых цепей / А.А. Петрик, С.Б. Бережной, О.И. Остапенко, А.А. Война. – Б.И., 2008. – № 2.

2. Глущенко И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями / И.П. Глущенко. – Львов.: Изд-во Львовск. ун-та, 1964. – 226 с.

3. Воробьев Н.В. Цепные передачи. - 3-е изд., перераб. и доп. / Н.В. Воробьев. – М.: Машгиз, 1962. – 240 с.

Материал поступил в редакцию 25.05.09.

O.I. OSTAPENKO, A.A. VOINA, R.L. LICHMAN

KINEMATIC DURABILITY OF CHAIN TRANSFER WITH THE TOOTH CHAIN AND THE EVOLVMENT ASTERISK

In the article the application of tooth chains, their structure and deterioration is described, the maximum permissible increase in a step of a chain on gearing with evolvement asterisk is found. The dependence of tooth chain deterioration graph for rectilinear and evolvement chain-wheel profile is constructed.

Остапенко Олег Иванович (р. 1939), доцент кафедры «Техническая механика» Кубанского государственного технологического университета. Кандидат технических наук (1968), окончил Краснодарский институт пищевой промышленности (1961).

Область научных интересов: зубчатые цепные передачи.
Автор 50 научных публикаций.

Война Андрей Александрович (р. 1974), доцент кафедры «Техническая механика» Кубанского государственного технологического университета. Кандидат технических наук (1968), окончил КубГТУ (1996).

Область научных интересов: передачи гибкой связью.
Автор 32 научных публикаций.

Личман Роман Леонидович (р. 1984), аспирант кафедры «Техническая механика» Кубанского государственного технологического университета. Окончил КубГТУ (2006).

Область научных интересов: зубчатые цепные передачи.

Опубликовал 5 статей.

xxx 999@km