

УДК 681.855

ОСОБЕННОСТИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ С НЕСИММЕТРИЧНЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧКИ

FEATURES OF CHAIN TRANSMISSION WITH ASYMMETRICAL SPROCKET TEETH SURFACE

Бережной Сергей Борисович

доктор технических наук, профессор,
Кубанский государственный
технологический университет

Шабалин Григорий Александрович

аспирант,
Кубанский государственный
технологический университет
shabalin.grigor@yandex.ru

Аннотация. Приведен анализ работы роликовых цепных передач, типов профилей зубьев звездочек, характер их износа, режимов работы передач. Выявлено, что в основном 95 % цепных передач работают в нереверсивном режиме. Актуальным стал вопрос проектирования звездочек с несимметричным профилем зуба. Предложены результаты исследований в области оптимизации звездочек с несимметричным профилем зуба. Определены условия работоспособности цепных передач с такими звездочками, тяговая способность. Сформулированы требования для проектирования звездочек с несимметричным профилем зуба.

Ключевые слова: цепная передача, звездочка, ассиметричный профиль зуба, втулочно-роликовая цепь.

Berezhnoy Sergey Borisovich

Dr. Sci. Tech., Professor,
Kuban State University of Technology

Shabalin Grigoriy Aleksandrovich

Postgraduate student,
Kuban State University of Technology
shabalin.grigor@yandex.ru

Annotation. An analysis of roller chain drives, types of sprocket teeth shapes, the nature of their wear, work modes of transmission are shown in this article. Revealed that basically 95 % of chain drives operating in straight mode. Design of stars with non-symmetrical tooth profile has become actual. Results of research in the field of optimization asterisks with asymmetric tooth profile are proposed in this article. The conditions for performance chain transmissions with such asterisks and traction polities are identified in this work. The requirements for the design of asterisks with asymmetric tooth profile are formulated.

Keywords: chain transmission, sprocket, asymmetrical teeth surface, bush roller chain.

Во время работы цепной передачи происходит износ цепного контура и звездочек передачи. Рассмотрим характер изменения профилей зубьев ведущей и ведомой звездочек, обусловленные износом шарниров цепи в процессе эксплуатации передачи (рис. 1). Затылочные профили зубьев ведущей и ведомой звездочек на протяжении работы передачи практически не изнашиваются, что экспериментально подтверждает наличие незначительных усилий в сопряжениях шарниров с затылочными профилями зубьев ведущей и ведомой звездочек [1].

Несимметричный профиль зуба уже получил применение в зубчатых передачах. В этом случае углы профиля на левой и правой сторонах зуба неодинаковы, поэтому зубчатая передача при изменении направления вращения работает с разными углами зацепления. Изменение углов профиля на рабочей и нерабочей сторонах зубьев колес передачи позволяет улучшить ее качественные показатели. Например, повысить изгибную прочность зубьев, расширить область существования передачи за счет ликвидации заострения зубьев и т. д.

Для цепных передач могут быть применены звездочки с несимметричными зубьями с прямолинейным, выпукло-вогнутым, эвольвентным или другими профилями. Такие звездочки имеют неодинаковые величины углов заострения на правой и левой сторонах зубьев (рис. 2). Проектирование звездочек с несимметричным профилем зуба позволяет увеличивать угол заострения.

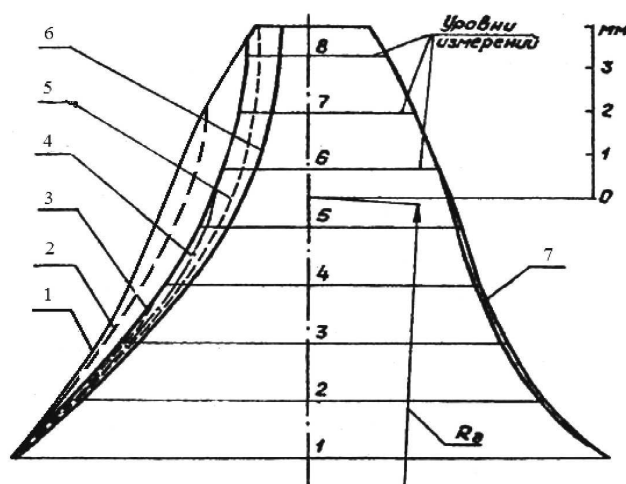


Рисунок 1 — Формы профиля зуба ведущей звездочки, изменяющиеся в процессе эксплуатации базовой передачи:

- 1 — исходный профиль зуба; 2, 3, 4, 5, 6 профили зуба через 50, 100, 150, 185 и 200 ч эксплуатации передачи без смазки, соответственно;
7 — затылочный профиль зуба через 200 ч эксплуатации передачи

Цепные передачи в подавляющем большинстве передают энергию в одном направлении, направлении силового потока, то есть в неревверсивном режиме работы, поэтому вопрос о проектировании звездочек с несимметричным профилем зубьев является весьма актуальным.

Увеличение угла заострения рабочего профиля зуба звездочки обеспечивает более рациональное распределение нагрузки в шарнирах на дуге обхвата и увеличение срока службы звездочки за счет большей рабочей толщины зуба, повышение изгибной прочности зубьев. Это особенно важно для ведомых звездочек цепных передач, так как вследствие малых величин углов заострения зубьев, в передаче полезного усилия участвует ограниченное количество зубьев (как правило, 2–3).

Уменьшение угла заострения затылочного профиля зуба позволяет уменьшить опасность его заострения, что особенно актуально при больших числах зубьев звездочек.

Если теория цепных передач с симметричными профилями зубьев звездочек разработана достаточно полно в целом ряде фундаментальных работ [2], то исследования в области цепных передач с несимметричным профилем отсутствуют.

На долговечность цепных передач большое влияние оказывает профиль зубьев звездочек. В связи с этим разрабатываются различные варианты профилей с упрощенной технологией изготовления звездочек, обеспечивающих требуемую долговечность цепных передач. Рассмотрим возможность применения звездочек с несимметричным профилем, рабочий профиль которых описывается эвольвентой (рис. 2).

Эвольвентная звездочка с внешними несимметричными зубьями представляет собой прямозубчатое колесо с несимметричными зубьями с некоторыми специфическими особенностями (рис. 2). Диаметры окружности выступов D_e и впадин D_i , высота зубьев h выбираются по тем же зависимостям, что и для звездочек с вогнуто-выпуклым профилем зубьев (ГОСТ 591-69). У звездочек различают две делительные окружности: 1) окружность эвольвентного колеса стандартного модуля диаметром $d = mz$; 2) окружность звездочки, на которой расположены центры шарниров цепи номинального шага t при нормальной форме расположения шарниров диаметром

$$d_{\partial} = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z}}. \quad (1)$$

Звездочки с несимметричными зубьями имеют две основные окружности диаметрами

$$d_b = d \cos \alpha_p, \quad d'_b = d \cos \alpha_s, \quad (2)$$

где α_p и α_s — углы рабочего и затылочного профилей зуба.

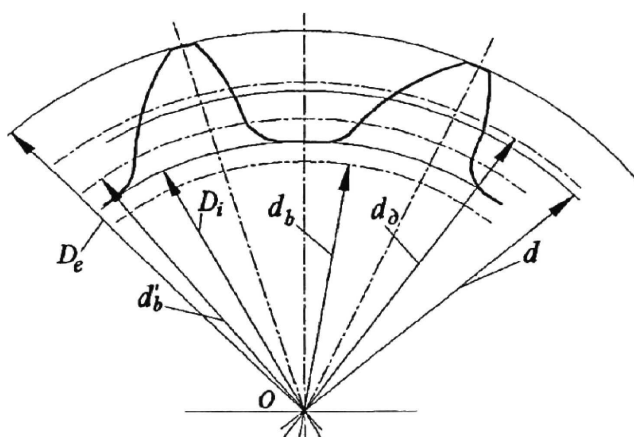


Рисунок 2 — Звездочка с несимметричными зубьями

Основным параметром звездочки, как и зубчатого колеса, является модуль m , величина которого определяется, так же как и для звездочек с симметричными зубьями [3].

Для оценки надежности зацепления звездочки используется критерий надежности сцепления B , который имеет вид:

$$B = \frac{\sin\theta = f \cdot \cos\theta}{\sin(\theta - 2\pi/Z) - \cos(\theta - 2\pi/Z)}, \quad (3)$$

где θ — угол давления; f — коэффициент трения скольжения.

Учитывая, что шаг звездочки на произвольном радиусе R_k равен

$$t_k = R_k 2 \sin \frac{\pi}{Z}. \quad (4)$$

Получаем формулу для определения угла давления в форме более удобной для использования

$$\theta = \frac{\pi}{Z} + \arccos \frac{mz \cdot \cos\alpha \cdot \sin(\pi/Z)}{t_k}. \quad (5)$$

На рисунке 3 в качестве примера представлены графики зависимости угла давления θ от отношения t/t_k [3] для $m = 9$ мм, $t/D = 3,125$.

С увеличением износа цепи точка контакта элемента цепи и зуба перемещается вверх по профилю звездочки и угол давления θ увеличивается по зависимости, близкой к линейной. Коэффициент сцепления B , как и угол давления θ , зависит от числа зубьев звездочки Z , степени износа цепи и коэффициента трения f .

На рисунке 4 представлены кривые зависимости коэффициента сцепления B от отношения t/t_k при $t/D = 3,125$, модуле $m = 9$ мм, коэффициенте трения $f = 0$.

С увеличением износа цепи коэффициент сцепления B уменьшается, а при равных износах цепи увеличивается с уменьшением числа зубьев звездочки. Анализ полученных зависимостей коэффициента сцепления показывает, что на его величину влияет коэффициент трения.

На основании приведенных исследований и расчетов можно сделать следующие выводы. Звездочки с эвольвентными профилями могут быть нарезаны стандартным режущим инструментом с использованием двух коррекций: радиальной и тангенциальной.

Приведенные зависимости углов давления θ и коэффициентов сцепления B для эвольвентных звездочек показывают, что угол давления практически линейно увеличивается с ростом изношенности цепи, а коэффициент сцепления линейно уменьшается.

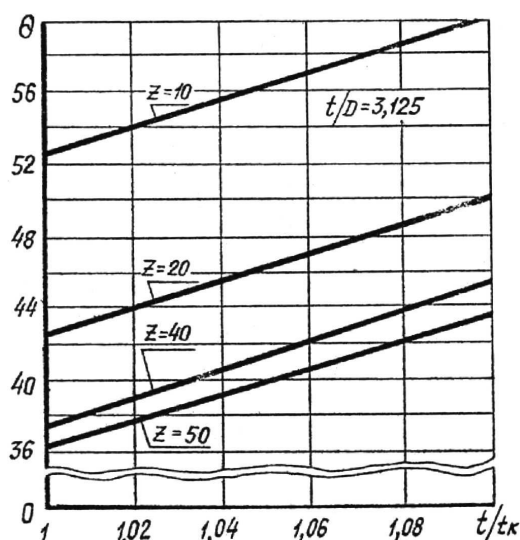


Рисунок 3 — Графики изменения углов давления θ от числа зубьев и степени износа цепи при $t = 31,75$ мм, $m = 9$ мм

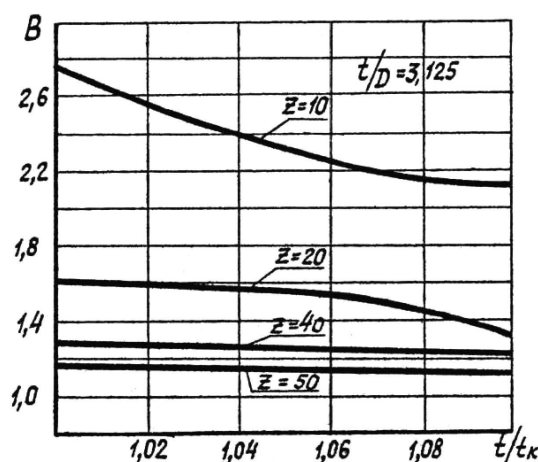


Рисунок 4 — Графики зависимости коэффициента сцепления B от числа зубьев и степени износа цепи при $t = 31,75$ мм, $m = 9$ мм

Поэтому работа по оптимизации формы звездочки должна быть направлена на достижение оптимального рабочего профиля, удовлетворяющего следующим параметрам:

- надежность сцепления цепи со звездочкой;
- обеспечение зацепления звездочки с предельно изношенной цепью;
- пониженные ударные нагрузки при входе в зацепление;
- прочность и высокая износостойкость зубьев;
- свободный вход и выход шарниров цепи из зацепления;
- отсутствие заострения зуба по окружности выступов;
- отсутствие подрезания ножки зуба.

На основании приведенных материалов можно сделать следующие выводы:

1. Создание звездочки с несимметричным профилем является актуальной задачей проектирования цепных передач. Профиль зуба должен обеспечивать следующие основные условия: тяговую способность, свободу входа роликов в зацеплении и выхода из зацепления, отсутствие подрезания ножки зуба и заострения головки зуба.

2. Предложены расчетные зависимости для определения коэффициента сцепления B и углов давления θ эвольвентного рабочего профиля зуба.

Литература:

1. Глущенко И.П., Максимов А.В. Изменение параметров звездочек в процессе эксплуатации передачи со второй цепью // Цепные передачи и приводы. Сборник научных трудов. – Краснодар : Изд-во. КубГТУ, 1995. – 112 с.
2. Бережной С.Б. Роликовые цепные передачи общемашиностроительного применения. – Краснодар : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 244 с.
3. Бережной С.Б., Остапенко О.И. Тяговая способность цепной передачи с эвольвентной звездочкой // Цепные передачи и приводы. Сборник научных трудов. – Краснодар : Изд-во. КубГТУ, 1995. – 112 с.

References:

1. Gluschenko I.P., Maximov A.V. Modifying asterisks during operation with the second transmission chain // Chain transmissions and drives. Collection of scientific works. Krasnodar : Prod. KubSTU, 1995. – 112 p.
2. Berezhnoy S.B. Roller chain drives for general machinery uses. – Krasnodar : Prod. MSTU Bauman, 2004. – 244 p.
3. Berezhnoy S.B., Ostapenko O.I. Pulling ability of chain transmission with evolvent asterisks // Chain transmissions and drives. Collection of scientific works. – Krasnodar : Prod. KubSTU, 1995. – 112 p.