

## СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРА С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА

Д.Л. Степанова, П.Я. Крауиньш  
Национальный исследовательский Томский политехнический  
dasami2@mail.ru

Важнейшими задачами для развития машиностроения является - создание новых образцов высокопроизводительного оборудования. Их качество зависит от качества проектирования элементов трансмиссий машин - зубчатых передач. Редуктор с модифицированным профилем зуба обладает высоким передаточным числом, небольшими габаритами и весом. Передаточное число нашей передачи в 12 раз больше чем у редукторов на основе эвольвентного зацепления. При этом вес передачи в 8 раз меньше.

На рис.1 представлена кинематика движения редуктора с модифицированным профилем зуба. Шестерня  $z_1$  напрессована на подшипник, а сам подшипник на эксцентриковый вал. Шестерня также установлена на трех неподвижных пальцах с диаметральным зазором, равным  $2e$ . Число зубьев  $z_1$  шестерни меньше числа зубьев  $z_2$  колеса, происходит редуцирование движения колеса по отношению к входному эксцентриковому валу. Само колесо центрируется по направляющим.

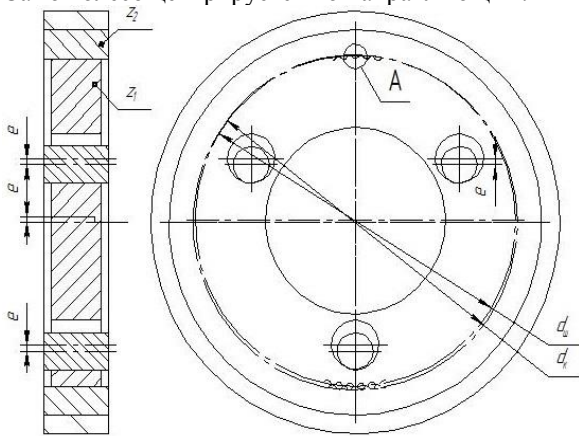


Рис. 1. Редуктор с модифицированным профилем зуба

Передаточное число данной передачи будет выражаться формулой (1), где значение числа зубьев шестерни  $z_1=89$ , а колеса  $z_2=90$ .

$$i = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{90}{90 - 89} = 90; \quad (1)$$

Особенностью данного редуктора является модифицированный профиль зубьев колеса и шестерни (рис.1). Профиль зуба колеса представляет собой выступающий полуцилиндр радиусом  $r$ , а профиль зуба шестерни полуцилиндрическую выемку с таким же радиусом. Именно такой профиль обеспечивает большую площадь контакта, по сравнению с эвольвентным зацеплением, что обеспечивает высокую нагрузочную способность.

Именно такая форма профиля зубьев колеса обеспечивает возможность создания передачи, у которой разница зубьев колеса и шестерни в один зуб. Это является следующей характерной особенностью кинематического волнового редуктора с модифицированной формой зуба, разность между числом зубьев колеса и шестерни в один зуб. Именно такая разность позволяет получить высокое значение нагрузочной способности, т.к. нагрузку воспринимает не один зуб, а ряд зубьев.

Для проведения силового анализа кинематического волнового редуктора с модифицированным профилем зуба проведем исследование в среду Solid Works. Колесо сделали неподвижным звеном, в свою очередь шестерню поворачивали на угол  $0,3$  мин. При значениях угла поворота меньше  $1,2$  мин отсутствует касание (красная зона рис. 2), т.е. шестерня проходит путь равный значению люфта. Чем выше значение угла поворота, тем больше площадь контакта, тем больше интерференция колеса и шестерни (рис. 2 красная зона).

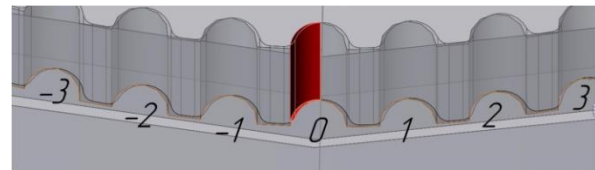


Рис. 2. Картина зацепления

Основываясь на табличных данных, построим объемный график (рис. 3) зависимости угла поворота колеса от объема интерференции в проекции на каждый задействованный зуб. Как видно из полученного графика максимальное значение интерференции приходится на зуб № 0, значит, что нагрузку которая, может вызвать такой объем интерференции, больше всех воспринимает зуб № 0, т.е. именно этот зуб больше всего нагружен. Как видно из зависимости (рис. 3) соседние зубья (зуб №1, 2, 3, -1, -2, -3 (нумерация зубьев см. рис.2)) делят эту нагрузку между собой, при этом нагрузка воспринимается симметрично относительно зуба №0. В случае поворота шестерни в противоположную сторону, картина нагрузки остается подобной.

С помощью полученной интерференции можно определить величину удельной деформации зуба. Зная величину удельной деформации зуба, можно определить усилия, необходимые для этой деформации. Но при этом необходимо учитывать предел допускаемых напряжений, чтобы предотвратить необратимые деформации (срез, смятие) зуба.

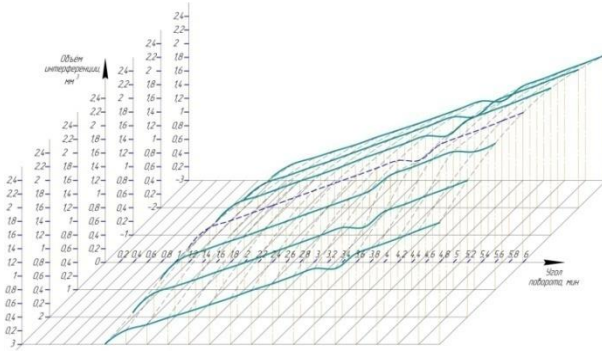


Рис. 3. Зависимость объема интерференции от угла поворота

Величина относительной деформации вычислим по следующей формуле (2):

$$\varepsilon = \frac{\Delta W}{W}; \quad (2)$$

Объем деформации определим из эксперимента. Для вычисления напряжений существует два пути: если известны внешние силы, то вычисляется по формуле (3):

$$\sigma = \frac{P}{F}; \quad (3)$$

Если же внешние силы неизвестны, но известна удельная деформация, то напряжение определяется формулой (4):

$$\sigma = \varepsilon \cdot E; \quad (4)$$

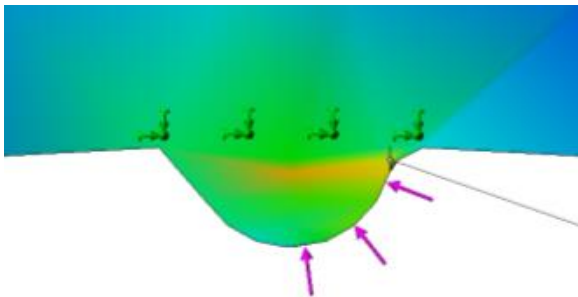


Рис. 4. Направление нагрузки и эпюра напряжений

Чтобы определить относительную деформацию, необходимо определить характерный объем. Для этого необходимо провести исследование, суть заключается в следующем: в среде Solid Works создадим колесо с одним зубом. На поверхность зуба симулируем нагрузку (рис. 4), которую воспринимает зуб при редуцировании движения. Нагрузку будет воспринимать половина зуба, поэтому к ней приложим нагрузку (розовые стрелки рис. 4). При этом закрепим колесо, так как это оговорено в конструкции (колеса с двух сторон являются направляющими - крышками) (зеленые стрелки рис. 4). Определим показания напряжений

На диаграмме эпюр напряжений (рис. 4) видно, что приложенную нагрузку воспринимает весь зуб и часть колеса (на рис. 4 Светло зеленая зона). При этом в сумме этот объем представляет собой цилиндр. Сравним как выглядит эта ситуация при различных нагрузках.

С помощью функции Solid Works зондирования определим границы зоны, воспринимающей нагрузку. Выделим на одной из эпюр напряжения искомую зону (рис. 5).

Значения характерного объема (размера) будет получаться из суммы двух площадей: площадь зуба и площадь зон колеса (рис. 5 светло-зеленая зона), воспринимающей нагрузку, и умноженного на ширину венца колеса.

Зная значение удельной деформации, рассчитаем значения напряжений возникающих в зонах деформации. Зная площадь, не составит труда определить силу вызывающую деформацию. При использовании материала колеса и шестерни Сталь 40Х, при твердости поверхности НВ, не более 217, максимально допустимая нагрузка составляет 2,12 т.

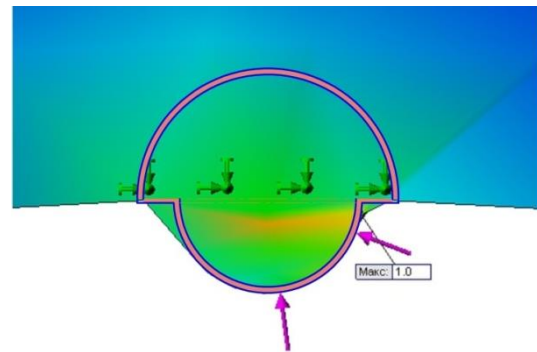


Рис. 5. Характерный объем

#### ■ Список используемой литературы

- 1 <http://www.psu.by/images/stories/msf/personal/shu mov/Lection-tmm.pdf#6>
- 2 <http://www.ec-gearing.ru/>
- 3 Краснощекое Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. М.: Наука, 1976 – 175
- 4 <http://smc.tomsk.ru/ru/2/>
- 5 Орлов, П.И. Основы конструирования. В 2 томах. Издательство: М.: Машиностроение; Издание 3-е, испр. 1988 г. – 560 с.
- 6 Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3 т. Т.1.- М.: Машиностроение, 2001.-920 с.
- 7 Планетарные передачи. Справочник. Под ред. Докторов техн. Наук В.Н. Кудрявцева и Ю.Н.Кудряшева. Л.: Машиностроение, 1977 г. – 536 с.