

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ЗАЦЕПЛЕНИИ РЕДУКТОРА С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА

Д.Л. Степанова

Научный руководитель: профессор, д.т.н. П.Я. Крауинш

Национальный исследовательский Томский политехнический университет,

Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30, 634050

E-mail: [dasami2@mail.ru](mailto:dasami2@mail.ru)

## DEFENITION OF GEAR LOADS ENGAGEMENT WITH A MODIFIED TOOTH PROFILE

D.L. Stepanova

Scientific Supervisor: Prof., Dr. P.Y. Krauinsh

Tomsk Polytechnic University, Russia, Tomsk, Lenin str., 30, 634050

E-mail: [dasami2@mail.ru](mailto:dasami2@mail.ru)

**Abstract.** In the report the distribution of the load reducer teeth in engagement are characterized by high gear ratio, while a small value of size and weight. Due to the profile, the load is distributed to several teeth in engagement.

В данной работе рассматривается тип редуктора: волновой редуктор с модифицированным профилем зуба близким к профилю зуба зацепления Новикова. Данный редуктор характеризуется высоким передаточным числом, обладает высокой нагрузочной способностью [1]. Одновременно вес и габариты редуктора малы. Свойства редуктора обосновываются модифицированным профилем зуба.

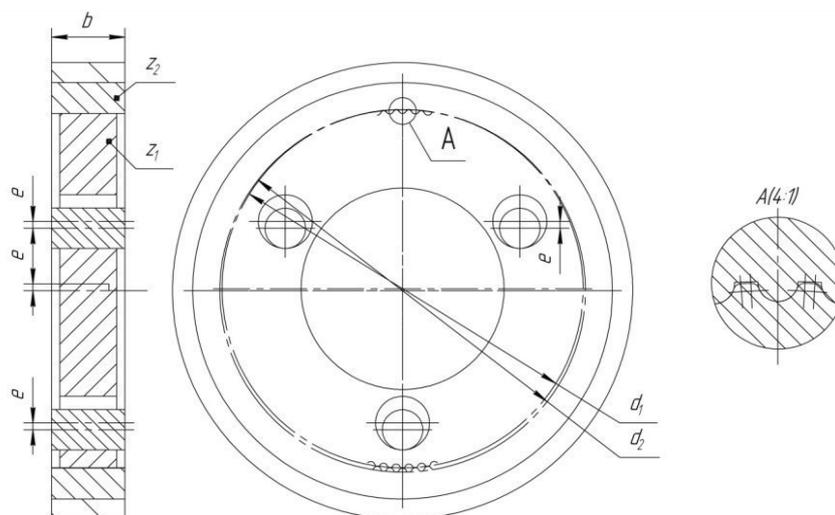


Рис. 1. Кинематика редуктора

На рис.1 представлена кинематика движения редуктора. Шестерня  $z_1$  напрессована на подшипник, а сам подшипник на эксцентриковый вал. Шестерня также установлена на трех неподвижных пальцах с

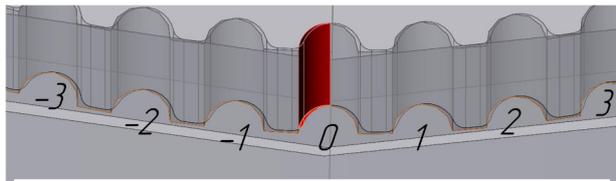


Рис. 2. Номера зубьев

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. Характерной особенностью волнового редуктора

с модифицированной формой зуба является возможность получения разности между числом зубьев колеса и шестерни в один зуб [2]. Данная разница позволяет получить необходимое распределение нагрузки сразу на несколько зубьев, что позволяет повысить нагрузочную способность редуктора без увеличения габаритов редуктора. Для подтверждения данного утверждения проведем следующее исследование. В среде Solid Works создадим сборку редуктора, как указано на рис. 1. Зафиксируем колесо, при этом шестерню поворачиваем на определенный малый угол. Рассмотрим 7 зубьев в зацеплении (рис. 2). Происходит контакт поверхностей зубьев колеса и шестерни (красная зона на рис. 2). В начальный момент времени, при малых значениях угла поворота, интерференция отсутствует, так как шестерня проходит путь равный значению люфта. Сведем результат измерений в объёмный график зависимости угла поворота колеса от объема интерференции в проекции на каждый задействованный зуб (рис. 3). Значение угла поворота мало, при котором происходит первый контакт, это значит значение люфта мало. Максимальное значение интерференции приходится на зуб №0. Соседние зубья (зуб №1, 2, 3, -1, -2, -3) делят эту нагрузку между собой, при этом нагрузка воспринимается симметрично относительно зуба №0. Сравним процентные показатели при самой малой нагрузке (1696,91 Н) и при максимальной нагрузке (33630,39 Н). Можно сделать вывод, чем больше нагрузка, тем больше делят нагрузку соседние зубья. Чем меньше нагрузка, тем меньше деформация, поэтому чтобы оценить сколько зубьев делят нагрузку и в каком процентном отношении необходимо ориентироваться по максимальной нагрузке.

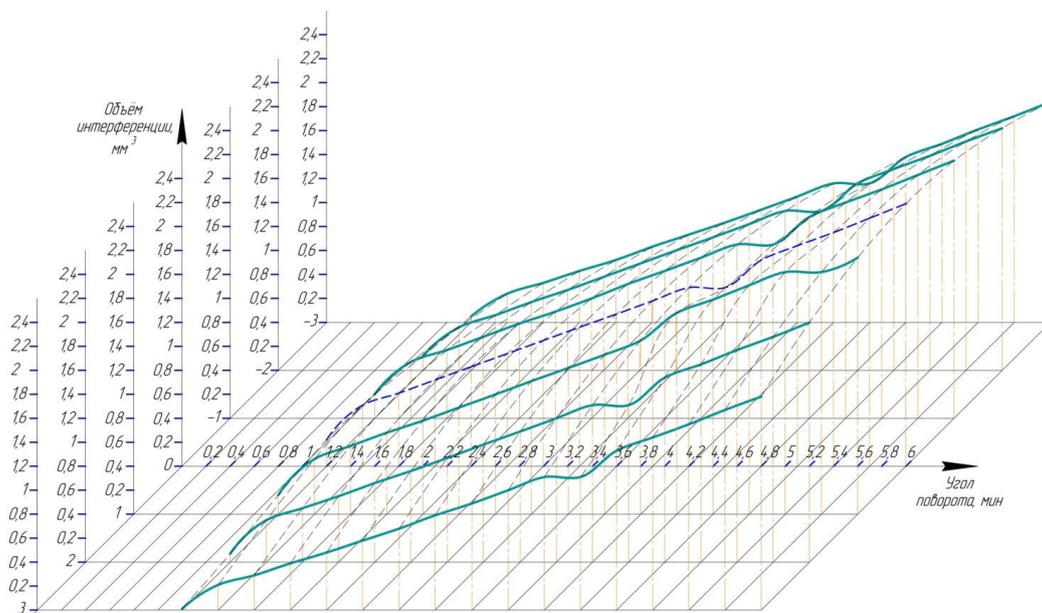


Рис. 3. Зависимость объёма интерференции от угла поворота

С помощью полученной интерференции можно определить величину удельной деформации зуба  $\epsilon$ . Зная величину удельную деформацию зуба, можно определить усилия, необходимые для этой

деформации. Но при этом необходимо учитывать предел допускаемых напряжений, чтобы предотвратить необратимые деформации (срез, смятие) зуба. Относительная деформация является безразмерной величиной, как отношение двух объемов деформации  $\Delta W$  и  $W$ , и по своему числовому значению равно удельной деформации каждой единицы объема. Объем интерференции прямо пропорционально нагрузке, характерному объему и обратно пропорционально площади поперечного сечения. Таким образом, для вычисления напряжений  $\sigma$  мы имеем два пути: если известны внешние силы  $P$ , то  $\sigma$  определяется как отношение силы к площади. Если же внешние силы неизвестны, но известна удельная деформация, то  $\sigma$  определяется формулой:  $\sigma = \varepsilon \cdot E$ .

Для определения относительной деформации, необходимо вычислить характерный объем. Для этого необходимо провести исследование, суть заключается в следующем: в среде Solid Works создадим колесо с одним зубом. На поверхность зуба симитируем нагрузку (рис. 4), которая действует на зуб при редуцирование движения. Нагрузку будет воспринимать половина зуба, поэтому к ней приложим нагрузку. При этом закрепим колесо, так как это оговорено в конструкции: колеса с двух сторон являются направляющими – крышками (рис. 4)

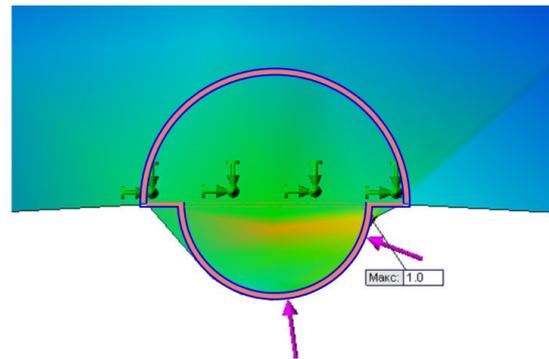


Рис. 4. Вектор нагрузки

На диаграмме эпюр напряжений 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 зондирование определим границы зоны, воспринимающей нагрузку. Выделим на одной из эпюр напряжения искомую зону (рис. 4). Значения характерного объема (размера) будет получаться из суммы двух площадей: площадь зуба и площадь зон колеса, воспринимающей нагрузку, и умноженного на ширину венца колеса. Учитывая ошибку по значениям напряжений (23%) сведем эти данные в таблицу. Рассчитаем значения напряжений возникающих в зонах деформации. Зная величину длины дуги, на которую происходит поворот колеса, и зная объем интерференции, определим площадь, которая воспринимает нагрузку, вызывающую именно такой объем интерференции. Зная площадь, возможно определить силу, вызывающую деформацию. Проведенное исследование подтверждает утверждение о распределение нагрузки на несколько зубьев. Нагрузка распределяется на ближайшие шесть зубьев.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Полезная модель 76093 Российская Федерация, МПК7 F 16 Н 1/10. Самотормозящийся волновой редуктор/ Крауиньш П.Я., Крауиньш Д.П., Смайлов С.А. №2008108467/22; заявл. 04.03.2008; опубл. 10.09.2008, Бюл. №4. 3 с.
2. Степанова Д.Л. Кинематический волновой редуктор с модифицированным профилем зуба// СТТ: сборник докладов XX Международной юбилейной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. г. Томск, 14-18 апреля 2014 г. - В 3 т. Т.1 - Томск: изд-во Томского политехнического университета, 2014. – С. 201-202.