

УДК 621.833.6

DOI 10.22213/2413-1172-2017-3-28-30

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Р. С. Музафаров, кандидат технических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
П. Е. Манохин, кандидат технических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
А. С. Сунцов, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ НЕЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБА КОЛЕСА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Планетарные передачи широко распространены в приводной технике благодаря высокой нагрузочной способности и хорошим массогабаритным характеристикам. Конструкция таких передач предусматривает наличие центрального колеса с внутренними эвольвентными зубьями и толщиной обода не ниже трех модулей, установленного неподвижно в корпусе планетарного механизма [1, 2]. При небольших скоростях вращения выполнение неподвижного центрального колеса в виде барабана с неэвольвентными зубьями-перемычками позволяет уменьшить радиальный размер передачи на толщину обода колеса (рис. 1) [3].

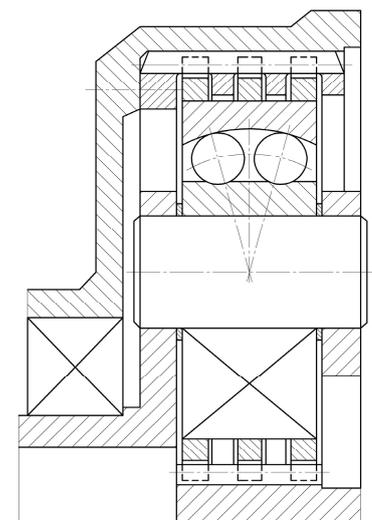


Рис. 1. Планетарная передача с неэвольвентным внутренним зацеплением колес

Кроме того, повышенная податливость зубьев-перемычек положительно сказывается на распределении нагрузки в зацеплениях колес. Однако они имеют более низкую изгибную прочность, нежели стандартные эвольвентные зубья. Боковые профили таких зубьев-перемычек могут быть очерчены по удлиненной эвольвенте (нарезание осуществляется червячной фрезой с малым углом профиля исходного контура) или по прямой (нарезание дисковыми фрезами), при этом радиус кривизны переходной кривой профиля зуба-перемычки оказывается близким к нулю [4].

Определим напряжения изгиба зуба-перемычки в месте его заделки в обод колеса, как правило, ли-

митирующие нагрузочную способность указанной передачи, в которой зубья всех колес, кроме неподвижного, имеют эвольвентный профиль.

Рассмотрим фрагмент зубчатого колеса, включающий в себя зуб и прилегающую к нему часть обода. Используя принцип суперпозиции, определим напряжения в ободке колеса у основания зуба, вызванные действием составляющих приложенной к нему силы и изгибающего момента (рис. 2).

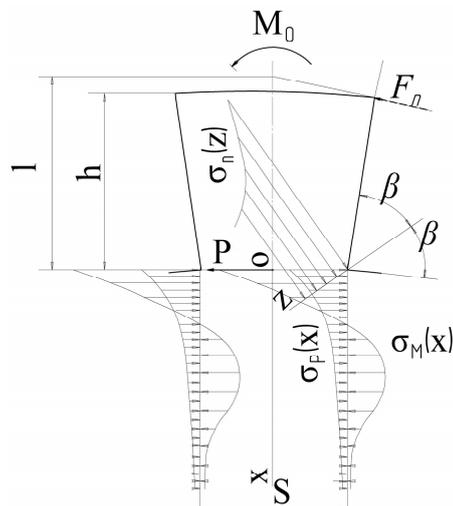


Рис. 2. Напряжения в основании неэвольвентного зуба с близким к нулю радиусом переходной кривой

Для этого запишем уравнение связи силовых факторов и деформаций изгиба и сдвига $y(x)$:

$$\frac{M(x)}{IE} + 2k \frac{\sigma(x)}{SG} = y^{II}(x), \quad (1)$$

где

$$M(x) = M_0 + Px - 2b \int_0^x \sigma(\xi)(x - \xi) d\xi,$$

$$M_0 = F_n l \cos \alpha_n, \quad l = h + (0,5S + h \operatorname{tg} \alpha_n) \operatorname{tg} \alpha_n;$$

$\sigma(x)$ – нормальное напряжение, действующее на элемент обода; b – ширина обода; $P = F_n \cos \alpha_n$; E – модуль упругости первого рода; $k = 1,2$; $G = 0,5E/(1 + \mu)$, μ – коэффициент Пуассона мате-

риала колеса (для стали $\mu = 0,25-0,3$); $I = bS^3/12$; S – толщина зуба у основания; α_n – угол между линиями действия окружной и нормальной сил; F_n – нормальная сила в зацеплении.

Выделенный элемент обода колеса представляет собой балку на упругом основании и ее деформации изгиба и сдвига могут быть выражены через погонную нагрузку $q(x)$ и жесткость упругого основания c : $y(x) = q(x)/c = 2b\sigma(x)/c$.

Тогда выражение (1) примет следующий вид:

$$\sigma^{IV}(x) - v\sigma''(x) + \lambda\sigma(x) = 0, \quad (2)$$

где $v = \frac{kc}{SbG}$; $\lambda = \frac{12c}{EbS^3}$.

Решение характеристического уравнения, соответствующего равенству (2):

$$\omega_{1-4} = \pm\sqrt{0,5v \pm \sqrt{0,25v^2 - \lambda}}$$

Учитывая, что элемент обода колеса испытывает стесненный изгиб, закон изменения напряжений носит характер аperiодических затухающих колебаний. Это имеет место при $\lambda = v^2/4$, или

$$\omega = |\omega_{1-4}| = \frac{1}{S} \sqrt{\frac{12}{k(1+\mu)}}$$

Тогда напряжения, обусловленные действием момента изгиба M_0 ,

$$\sigma_M(x) = (A + Bx)e^{-\omega x}$$

Постоянные интегрирования A, B определим из уравнений статики:

$$2b \int_0^H \sigma_M(x) dx = 0, \quad M_0 + 2b \int_0^H \sigma_M(x) x dx = 0;$$

здесь H – толщина обода колеса.

Отсюда

$$A = \frac{0,5M_0 e^{\omega H} \omega^2 (1 + \omega H - e^{\omega H})}{b \left\{ (e^{\omega H} - \omega H - 1)^2 + (e^{\omega H} - 1) [(\omega H + 1)^2 + 1 - 2e^{\omega H}] \right\}};$$

$$B = \frac{A\omega}{\omega H / (e^{\omega H} - 1) - 1}$$

Напряжения, обусловленные действием поперечной силы P , найдем по формуле

$$\sigma_P(x) = De^{-\omega x}$$

Постоянная D определяется из равенства

$$P = F_n \cos \alpha_n = 2b \int_0^H \sigma_P(x) dx$$

Тогда

$$\sigma_P(x) = \frac{P}{2b} \frac{\omega e^{-\omega x} e^{\omega H}}{e^{\omega H} - 1}$$

Максимальное значение нормального напряжения имеет место при $x = 0$: $\sigma(0) = \sigma_P(0) + \sigma_M(0)$.

Максимальное главное нормальное напряжение

$$\sigma_n(0) = \sigma(0) / \sin \beta$$

В соответствии с этим напряжением в основании зуба

$$\sigma_n(0) = \frac{P\omega e^{\omega H}}{2b \sin \beta (e^{\omega H} - 1)} \times$$

$$\times \left\{ 1 - \frac{\omega l (e^{\omega H} - \omega H - 1)}{\left[(e^{\omega H} - \omega H - 1)^2 / (e^{\omega H} - 1) \right] + (\omega H + 1)^2 - 2e^{\omega H} + 1} \right\} \quad (3)$$

На рис. 3 представлен график зависимости относительного напряжения $\bar{\sigma} = \frac{\sigma_n(0)Sb}{P}$ от $\bar{H} = H/S$ и $\bar{h} = h/S$, построенный на основании расчета, выполненного по выражению (3) при $\alpha_n = 20^\circ$, $\beta = 35^\circ$.

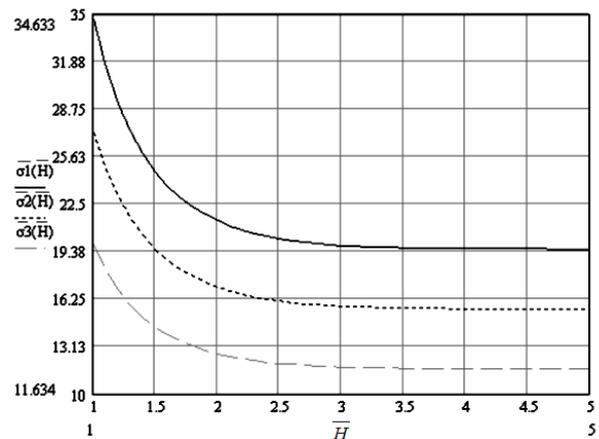


Рис. 3. Зависимость относительного напряжения в основании зуба $\bar{\sigma}$ от относительной толщины обода колеса \bar{H} : (1) – $\bar{h} = 2$; (2) – $\bar{h} = 1,5$; (3) – $\bar{h} = 1$

Из результатов расчетов и построенных по ним графиков следует, что при малом радиусе кривизны галтели зуба напряжения в его основании существенно больше напряжений в основании эвольвентного зуба (при одинаковых значениях \bar{H} и \bar{h} напряжения изгиба неэвольвентного зуба больше примерно в два раза). С увеличением толщины обода колеса при $H \geq 2,5S$ напряжения в основании зуба изменяются мало. Полученные зависимости позволяют осуществить расчет неэвольвентных зубьев колес на прочность и жесткость.

Таким образом, колесо с незвольвентными зубьями-перемычками целесообразно использовать в сравнительно малонагруженных планетарных передачах, рассчитанных на длительный срок службы, несущая способность которых лимитируется контактной прочностью зубьев колес.

Библиографические ссылки

1. *Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г.* Планетарные передачи : справочник. – Л. : Машиностроение, 1977. – 563 с.

Получено 12.05.2017

2. Пат. на изобр. 2581222, РФ, МПК F16H 1/32. Много-
рядная планетарная передача / Ф. И. Плеханов, А. Д. Плеханов. – 20.04. 2016, БИ № 11.

3. *Плеханов Ф. И.* Типы и рациональные конструкции планетарных передач // Наука Удмуртии. – 2008. – № 7(26). – С. 123–129.

4. Технология изготовления редукторов / И. В. Абрамов, В. Г. Осетров, Ю. В. Пузанов, Ф. И. Плеханов, Г. Н. Главатских. – Глазов : Изд-во ГГПИ, 2005. – 208 с.