

В.А.БЕРЕЖНОЙ, ст.преп., НТУ "ХПИ",
Д.В. ВОРОНЦОВА, асп., НТУ "ХПИ"

ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАЦИИ В ВИДЕ ПРОТОЧКИ ВДОЛЬ ВЕРШИНЫ ЗУБА НА ВЕЛИЧИНУ КОЭФФИЦИЕНТА K_{β}

Розглядаються шляхи підвищення працездатності прямозубих коліс. Виконується дослідження впливу модифікації у виді проточки уздовж вершини зуба на величину коефіцієнта K_{β} . Отримані результати розрахунків залежності коефіцієнтів K_{β}^0 і K_{β} від параметрів модифікації прямозубих коліс з проточкою уздовж вершини зуба.

The increasing ways of spur gears capacity to work are studied. Executed study of influence of modification in the manner of sharpening along the top of teeth on the value of factor K_{β} . Results calculations of dependency of factor K_{β}^0 and K_{β} from parameters of modifications of spur gear with by sharpening along the top of teeth are received.

Введение.

Необходимыми механизмами большинства современных машин являются зубчатые передачи. Обладая рядом достоинств по сравнению с другими видами передач, прямозубые передачи в то же время требуют высокой точности изготовления, во многих случаях лимитируют показатели надёжности и долговечности машин, возбуждают повышенные вибрации и шумы. Погрешности изготовления и монтажные перекосы в реальных передачах увеличивают неравномерность нагружения отдельных звеньев и элементов передачи, снижают их нагрузочную способность, вызывают повышение износа, вибрации и шум. Изысканию путей улучшения равномерности распределения нагрузки между зубьями постоянно уделяется большое внимание. Известно [1], что увеличенная податливость пары зубьев приводит к повышению равномерности распределения нагрузки по длине контактных линий. Одним из направлений достижения увеличенной податливости является применение колёс с модифицированными зубьями. К настоящему времени известен ряд эффективных модификаций зубчатого колёса, приводящих к улучшению распределения нагрузки по ширине зубчатого венца [1, 2]. Примером подобной модификации является модификация в виде проточки вдоль вершины зуба зубчатого колеса [3].

Постановка задачи.

Цель работы – определение влияния модификации в виде проточки вдоль вершины зуба прямозубого эвольвентного колеса на величину коэффициента K_{β} [1, 2].

Метод решения задачи.

Неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий в зубчатом зацеплении обусловлена влиянием большого числа факторов: из-

гибными и крутильными деформациями валов, дисков зубчатых колёс и опор; погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колёс и корпусных деталей передачи; компенсирующими изгибными деформациями зубьев [4]. Определение коэффициента K_β в общем случае является весьма сложным, в эту зависимость входят коэффициенты, учитывающие диаметр и ширину шестерни и колеса, способ соединения шестерни с валом, длину и диаметр вала, места расположения шестерни и колеса по валу относительно подшипников, сторону подвода крутящего момента, тип и размеры подшипников, передаточное число и тип звеньев, материал рассчитываемой пары. Поэтому чаще при расчёте коэффициента K_β^0 , характеризующего концентрацию нагрузки на расстоянии $0.2b$ от края сопряжённых зубьев, и коэффициента концентрации нагрузки K_β , учитываемого при определении расчётной нагрузки для эвольвентных прямозубых передач, применяют формулу, полученную в [5] и используемую в [1, 2]:

$$K_\beta^0 = 1 + 0.3 \cdot \frac{b_w \cdot \text{tg}\gamma_\Sigma}{\delta} + 0.1 \left(\frac{b_w}{d_1} \right)^2, \quad (1)$$

$$K_\beta = 0.5 \cdot \sqrt{K_\beta^0 + 0.5}, \quad (2)$$

где $\text{tg}\gamma_\Sigma \approx \gamma_\Sigma = \gamma_1 + \gamma_2$ – суммарный угол между проекциями осей зубчатых колёс на плоскость зацепления, $\gamma_1 \approx \text{tg}\gamma_1 = F_{\beta k1} + F_{\beta k2} + f_y / b_w$ – угол, обусловленный влиянием погрешностей изготовления и монтажа, $F_{\beta k1}$, $F_{\beta k2}$ – допуски на погрешности направления зубьев ведущего и ведомого колёс для соответствующей степени точности (ГОСТ 1643-81), f_y – допуск на перекос осей зубчатых колёс в передаче, b_w – ширина зубчатого венца шестерни, γ_2 – угол, возникающий из-за изгибных и крутильных деформаций валов, зубчатых колёс и опор; $\delta = F_n / c$ – суммарная деформация в направлении линии зацепления сопряжённых зубьев, F_n – удельная нагрузка, c – удельная жёсткость; d_1 – делительный диаметр шестерни. С небольшими изменениями формулы (1) и (2) вошли в ГОСТ 21354–87.

Основу расчёта коэффициента K_β^0 составляет определение удельной жёсткости зубьев для передач, колёса которых нарезаны инструментом со стандартным исходным контуром. Однако для колёс с модифицированными зубьями очевидно, что в формулах (1) и (2) необходимо учитывать другую жёсткость зацепления, соответствующую модифицированной геометрии зубьев. Определить жёсткость модифицированной прямозубой передачи стало возможным благодаря методике [6], основанной на методе конечных элементов, позволяющей с достаточно высокой точностью определять жёсткость и объемное напряженно-деформированное состояние прямозубых модифицированных зубьев практически реальной геометрии ещё на стадии проектирования.

Исследование влияния модификации в виде проточки вдоль вершины зуба на величины коэффициентов K_β^0 и K_β .

Для проведения сравнительных исследований были взяты исходные данные для конечной передачи трактора «Беларусь» Минского тракторного завода [2]: $m=6.5$ мм, $z_1/z_2=13/69$, $b_w=42$ мм; степень точности по ГОСТ 1643-81: 8–7–7В; материал: Сталь 20ХНР, твердость рабочих поверхностей зубьев HRC 56–63; удельная нагрузка $P_n=900$ Н/мм, $\gamma_1 \approx 0.001$ рад, $\gamma_2 \approx 0.002$ рад. На основе разработанной методике [6] и её рекомендаций для модификации в виде проточки вдоль вершины зуба, были выбраны следующие параметры модификации зубьев: ширина проточки соответствует $S_{np}=[0.1m, 0.2m, 0.3m]$, а глубина проточки равняется $Gl_{np}=[m/4, m/2]$, а также проведены соответствующие исследования жёсткости зубьев. Результаты исследования жёсткости передачи с учётом модификации приведены на рис. 1.

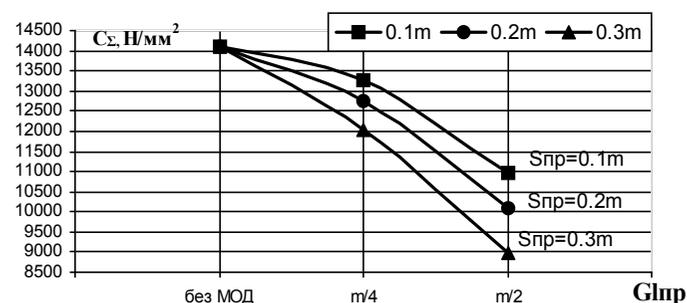


Рис. 1. Изменение суммарной удельной жёсткости пары зубьев ($z_2/z_1 = 69/13$) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

На основе уравнений (1) и (2) получены графики зависимости коэффициента K_β^0 и коэффициента K_β прямозубой передачи от параметров модификации в виде проточки вдоль вершины зубьев (рис. 2 – рис. 3).

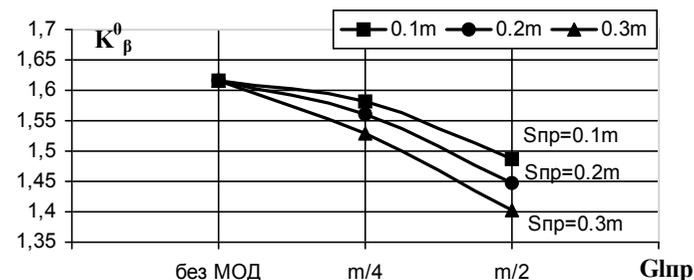


Рис. 2. Изменение коэффициента неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы передачи ($z_2/z_1 = 69/13$) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

Выводы.

Таким образом, приведённые выше данные, полученные для конечной передачи трактора «Беларусь», достаточно убедительно свидетельствуют об эффективности применения модификации в виде проточки вдоль вершины зуба и расчёта её параметров по методике [6]. Так, благодаря модификации зубьев жёсткость передачи удалось снизить до 36%, коэффициент K_{β}^0 уменьшить до 13.3%, а коэффициент K_{β} – до 3.87%.

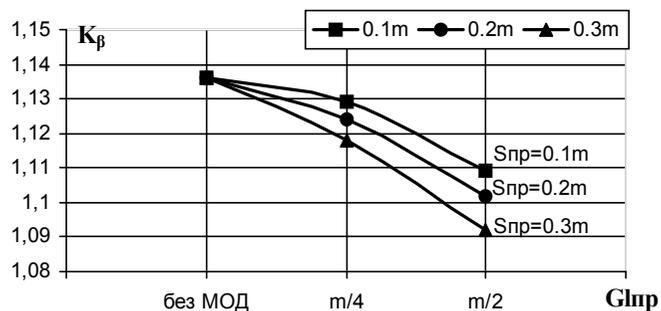


Рис. 3. Изменение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца прямозубой передачи ($z_2/z_1 = 69/13$) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

Список литературы: 1. Берестнев О.В., Жук И.В., Неделькин А.Н. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев. – Минск: Наука и техника, 1993. – 184с. 2. Берестнев О.В., Соболев А.С. Зубчатые колёса пониженной виброактивности. – Минск.: Наука и техника, 1978. – 120с. 3. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колёс. – Киев: Техника, 1992 – 200с. 4. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. Распределение нагрузки в зацеплении. Техника, 1977. – 208с. 5. Петрусевиц А.И. Зубчатые передачи // Детали машин: в 3 т. – М.-Л., 1953. – Т. 3. 6. Кириченко А.Ф., Бережной В.А., Воронцова Д.В. Метод определения вида и параметров модификации прямозубых цилиндрических зубчатых колёс на стадии проектирования. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – Вип. 22. – С.28–36.

Поступила в редколлегию 21.04.08