

Список литературы: 1. Устиненко В.Л., Чернявский И.С., Злюбинцева В.Я. Напряженность зубчатых передач отечественных тракторов // Детали машин. – 1973. – №17. – С.50-54. 2. Чернявский И.С. Эффективность работы КБ расчетов и научных исследований на Харьковском тракторном заводе // Тракторы и сельхозмашины. – 2002. – №1. – С.16-20. 3. Модернизированная коробка передач тракторов семейства Т-150К / И.С. Чернявский, Е.А. Бондаренко, Н.Г. Амелин, Г.Е. Осип, Н.Ф. Шейко, В.П. Бражник // Экспресс-информация: Тракторное и сельскохозяйственное машиностроение. Сер.1: Тракторы и двигатели. – М.: ЦНИИГЭИ тракторосельхозмаш, 1987. – Вып.4. – 8с. 4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 5. Чернявский И.Ш., Травкин И.В., Шаповалов Ю.К. Ускоренные стендовые испытания зубчатых передач и подшипников на машиностроительных заводах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. – Вып.8. – Т.2. – С.10-19. 6. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В., Танасевский В.В. Совершенствование стандартных прочностных расчетов зубчатых передач на основе моделирования усталостных процессов // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – Вып.22. – С.110-114. 7. Прогнозирование надежности тракторов / В.Я. Анисович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко, И.С. Чернявский. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с.

Поступила в редколлегию 25.03.2013

УДК 621.833

Анализ контактной и изгибной выносливости зубчатых колес трансмиссии трактора Т-150К / И.С. Чернявский, А.В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.182-186. – Бібліогр.: 7 нав.

Розглянуто методи оцінки напруженості та довговічності зубчастих передач трансмісії тракторів. Проведено аналіз напруженості та довговічності зубчастих колес коробки передач та роздатної коробки трактора Т-150К.

Ключові слова: трактор, трансмісія, напруження, довговічність.

Methods of an estimation of stress level and durability of tractors transmission gears are considered. The analysis of stress level and durability of gears of a gearbox and a transfer box for tractor T-150K is carried out.

Keywords: tractor, transmission, stress, durability.

УДК 621.833

В.П. ШИШОВ, д.т.н., профессор каф. машиноведения

ВНУ им. В. Даля, Луганск;

С.Ю. САПРОНОВА, д.т.н., доцент каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля;

О.А. РЕВЯКИНА, к.т.н., доцент каф. инженерных педагогических дисциплин ЛНУ им. Т. Шевченко; Луганск

А.А. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., старший преподаватель каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

ИСХОДНЫЕ КОНТУРЫ НЕЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЫПУКЛО- ВОГНУТЫМ КОНТАКТОМ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Даны рекомендации по определению геометрических параметров исходного контура зубьев цилиндрических зубчатых передач, обеспечивающего в зацеплении выпукло-вогнутый контакт рабочих поверхностей, дан пример определения параметров такого исходного контура и разработана его конструкция.

Ключевые слова: зубчатая передача, исходный контур, критерии, выпукло-вогнутый контакт, зацепление.

Актуальность задачи. В приводах современных машин широко используются зубчатые передачи, нагрузочная способность и надежность которых существенно влияют на экономические показатели оборудования. Поэтому решение задачи повышения нагрузочной способности таких передач является актуальным.

© В.П. Шишов, С.Ю. Сапронова, О.О. Ревякина, О.А. Муховатый, 2013

Анализ литературы. Известны различные методы синтеза незвольвентных зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью [1-6]. При этом показано, что наиболее благоприятным контактом рабочих поверхностей зубьев является выпукло-вогнутый контакт. Такой контакт зубьев обеспечивает существенное улучшение критериев работоспособности передач, характеризующих контактную прочность, износ, заедание зубьев и потери мощности в зацеплении зубчатых колес.

Однако до настоящего времени не решена задача по определению геометрических параметров рабочих поверхностей зубьев с выпукло-вогнутым контактом в пределах всего поля зацепления. Решению этой задачи посвящено данное исследование с применением синтеза исходного контура незвольвентных зубьев, использование которого для профилирования рабочих поверхностей обеспечивает их выпукло-вогнутый контакт.

Постановка задачи. Разработать рекомендации по синтезу геометрии исходного контура незвольвентных зубьев цилиндрических зубчатых передач с выпукло-вогнутым контактом рабочих поверхностей, определить геометрические параметры исходного контура и разработать его конструкцию.

Материалы и результаты исследований. Будем полагать, что в системе координат f_1Of_2 (рисунок 1) профиль исходного контура очерчен кривой, уравнение которой имеет вид

$$f_2 = f_2(f_1), \quad (1)$$

где $f_2(f_1)$ – функция, зависящая от f_1 , непрерывная и дважды дифференцируемая.

При использовании исходного контура (1) для профилирования реечного инструмента и нарезании прямозубых колес этим инструментом, кривизна профилей их зубьев равна [1]

$$x = x_u - \frac{(\Omega_2')^2 f_2'}{\left[1 + (f_2')^2\right]^{1,5} \left(R - \frac{f_1 \Omega_2'}{f_2}\right)}, \quad (2)$$

где x_u – кривизна профиля исходного контура;

f_2' – первая производная f_2 по f_1 ; R – радиус начального цилиндра нарезаемого колеса;

$$\Omega_2' = \frac{f_2' - f_1 f_2''}{(f_2')^2} + f_2', \quad (3)$$

f_2'' – вторая производная f_2 по f_1 .

Кривизна профиля исходного контура имеет значение

$$x_u = \frac{f_2''}{\left[1 + (f_2')^2\right]^{1,5}}. \quad (4)$$

Если в (2-4) произвести замену $\zeta = \sin \alpha$ и, учитывая, что $f_2' = \operatorname{tg} \alpha$, будем иметь $x_u = \zeta'$, а равенство (2) будет иметь вид

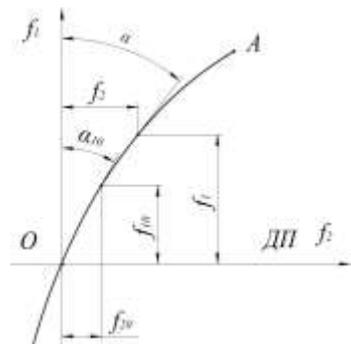


Рисунок 1 – Схема исходного контура (ДП – делительная прямая, OA – профиль исходного контура)

$$x = \zeta' - \frac{(\zeta - f_1 \zeta')^2}{R\zeta^3 - f_1(\zeta - f_1 \zeta')}, \quad (5)$$

где ζ' – производная функции ζ по f_1 .

После преобразования равенства (5) получаем

$$x = \frac{\zeta'(R\zeta^3 + f_1\zeta) - \zeta^2}{R\zeta^3 - f_1(\zeta - f_1\zeta')}. \quad (6)$$

Предположим, что исходный контур имеет выпуклые профили, которыми профилируются зубья шестерни и колеса. При этом зубья шестерни профилируются выпуклым профилем исходного контура, а зубья колеса – вогнутым. В этом случае зубья колеса будут иметь выпуклые профили, а зубья шестерни в зависимости от значений (6) будут иметь вогнутые, выпуклые или прямоугольные профили.

Если значение $x > 0$, профили зубьев шестерни будут вогнутыми, и контакт зубьев шестерни и колеса будет выпукло-вогнутым. Для обеспечения такого контакта рабочих поверхностей зубьев, как следует из (6), должны выполняться условия

$$R > \frac{f_1(\zeta - f_1\zeta')}{\zeta^3}, \quad \zeta' > \frac{\zeta}{R\zeta^2 + f_1}. \quad (7)$$

Если (7) выполняется при заданном R , то оно выполняется при всех R , больших заданного, т.е. выпукло-вогнутый контакт зубьев обеспечивается в зацеплении всех зубчатых колес, имеющих радиус начального цилиндра больше заданного радиуса.

Приравнявая в (7) правую и левую части, будем иметь дифференциальное уравнение

$$\zeta' = \frac{\zeta}{R\zeta^2 + f_1}. \quad (8)$$

Это дифференциальное уравнение можно использовать для определения геометрических параметров исходного контура, применив рекомендации работы [7]. Полученный при этом исходный контур будет обеспечивать выпукло-вогнутый контакт зубьев при зацеплении зубчатых колес с радиусами начальных цилиндров больше заданного при определении ζ' из (8).

С использованием (8) и рекомендаций [7] получено уравнение профиля исходного контура в виде

$$f_2 = 0,14047 f_1^{1,869} + 0,34453 f_1; \quad f_2' = 0,26254 f_1^{0,869} + 0,34453. \quad (9)$$

Равенства (9) получены при следующих данных (рисунок 1) (линейные размеры в долях модуля): $R = 10$; $f_{10} = 0,05$; $\alpha_{10} = 20^\circ$.

Исходный контур (9) обеспечивает выпукло-вогнутый контакт зубьев по полю зацепления $0,05 \leq f_1 \leq 1$ при $R > 10$.

Из полученных данных имеем: при $f_{10} = 0,05 - \alpha_{10} = 20^\circ$, при $f_{11} = 1 - \alpha_{\max} = 31,26^\circ$, что достаточно точно совпадает с исходными данными (использовалось равенство $f_2' = \operatorname{tg} \alpha$).

На рисунке 2 изображен исходный контур, а в таблице даны его параметры.

Keywords: gear, basic rack profile, criteria, convex-concave contact, gearing.