

А.Ф.КИРИЧЕНКО, докт.техн.наук; *В.А.БЕРЕЖНОЙ*, НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ ОБ ИЗМЕНЕНИИ ЖЕСТКОСТИ ПРЯМЫХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ МОДИФИЦИРОВАННЫХ В ВИДЕ КРУГОВЫХ КАНАВОК НА ТОРЦАХ КОЛЕСА

Розглядається один із шляхів підвищення працездатності прямозубих коліс. Виконується розрахунок об'ємного пружно-деформованого стану модифікованих прямозубих коліс методом скінчених елементів. Отримані результати розрахунків напруги та жорсткості модифікованих прямозубих коліс з круговими канавками на торцях зубчатого колеса.

The increasing way of spur gears capacity to work are studied. Gear tooth calculation of volumetric stress strain state of modification spur gears by method of finite element is performed. The stress and rigidity calculation results of modification spur gears with by circle sharpening on spur gears have been calculated.

Введение

Одним из главных факторов для эвольвентных зубчатых передач, во многом определяющих требования к конструкции и технологии изготовления передачи, а также величину расчетной нагрузки, является неравномерность распределения передаваемой нагрузки по контактным линиям [1, 2]. Концентрация нагрузки на отдельных участках контактных линий происходит из-за деформации зубчатых колес, валов, подшипников, корпуса, а также неточностей изготовления и монтажа передачи и приводит к увеличению динамических нагрузок и выходу передачи из работоспособного состояния [3]. Одним из возможных путей улучшения неравномерности распределения передаваемой нагрузки между зубьями является применение модифицированных зубчатых колес. Снижение жесткости зацепления за счет модификации колес приводит к повышению податливости зубьев, а следовательно к улучшению динамических характеристик передачи и более равномерному распределению нагрузки по контактным линиям. В настоящее время накоплен огромный парк различных модификации зубчатых колес [4]. Однако рекомендаций по выбору их оптимальных параметров базирующихся на последних достижениях теории упругости и широко использовании возможностей ЭВМ, позволяющих учитывать действительную геометрию зуба, на данный момент нет.

1. Постановка задачи

Повысить равномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, улучшить динамические характеристики передачи, снизить ее вибрационную и акустическую активность можно посредством применения модификации в виде круговых канавок на торцах колеса (см. рис. 1).

Цель статьи – провести исследование влияния модификации прямозубого колеса в виде круговых канавок на торцах, как на жесткость зуба, так и на напряжения изгиба на переходной кривой этого же зуба [5].

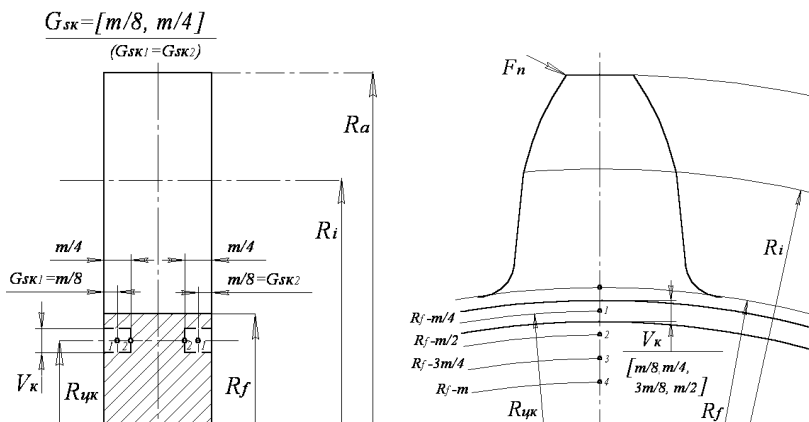


Рисунок 1 – Модификация в виде круговых канавок на торцах колеса

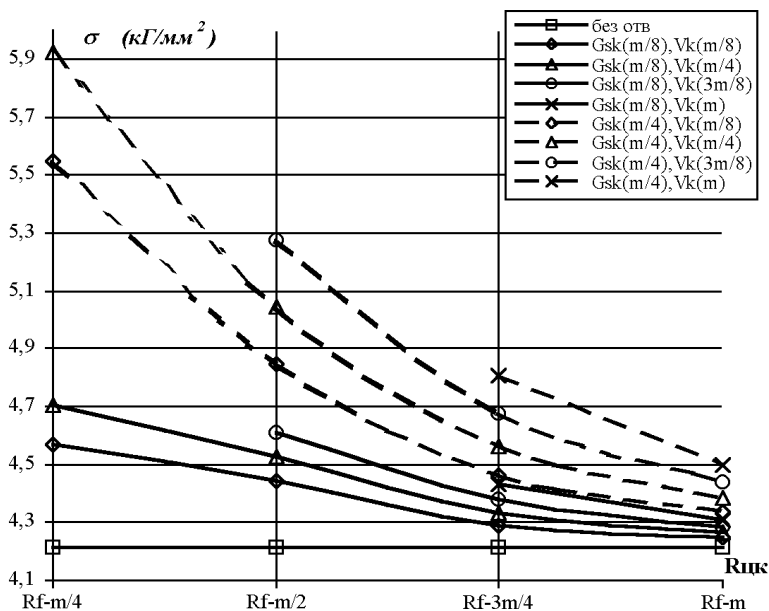


Рисунок 2 – Зависимость напряжений изгиба зуба от R_{fk} , V_k и G_{sk}

2. Метод решения задачи

Одним из наиболее эффективных численных методов решения объемных задач теории упругости является метод конечных элементов. На современном этапе развития вычислительной техники стало возможным применить с достаточно высокой точностью метод конечных элементов для расчета объемного напряженно-деформированного состояния зубьев эвольвентных мо-

дифицированных прямозубых колес [6].

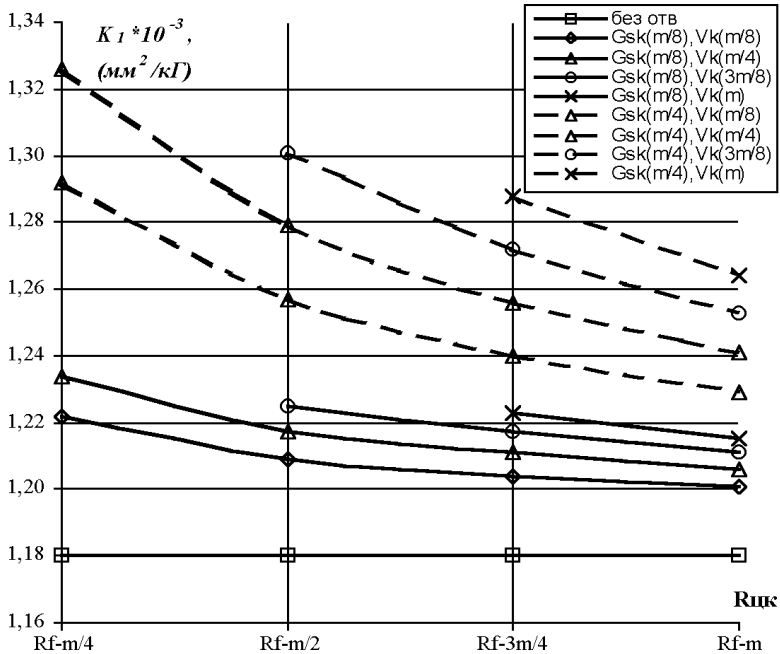


Рисунок 3 – Зависимость податливости зуба от $R_{цк}$, V_k и $G_{ск}$

3. Влияние параметров модификации $R_{цк}$, V_k и $G_{ск}$ на жесткостные и прочностные характеристики зубьев прямозубых колес

Рассмотрим конструкцию зубчатых колес с модификацией в виде круговых канавок на торцах колеса (см. рис.1) [5]. Основными варьируемыми параметрами модификации являются: радиус центра канавки $R_{цк}$, высота канавки V_k и глубина канавки $G_{ск}$. Диапазоном изменения для радиуса центра канавки $R_{цк}$ является 4 точки по оси симметрии зуба: $[Rf-m/4, \dots, Rf-m]$ с шагом $m/4$, 4 значения для высоты канавки V_k [$m/8, m/4, 3m/8, m/2$], и 2 глубины канавки $G_{ск}$ [$m/8, m/4$], причем $G_{ск1} = G_{ск2}$.

Исследования проводились на специально разработанных конечно-элементных моделях [7] модифицированных (в виде круговых канавок на торцах колеса) прямозубых колес с зубьями стандартного исходного контура нагруженных в вершине силой $F_n = 1 \text{ кГ/мм}$, при этом были приняты $m = \text{мм}$, $z = 20$, $b_w = 1 \text{ м}$, и сопоставлены с подобными результатами, полученными для эвольвентного зуба прямозубого колеса без модификации. На рис. 2-3 приведены в виде графиков результаты расчетов изгибных напряжений и податливости зубьев модифицированных колес.

Выводы

Получено, что модификация в виде круговых канавок на торцах зубчатого колеса при определенных значениях параметров $R_{\text{цк}}$, V_k и $G_{\text{ск}}$ позволяет увеличить податливость зубьев (см. рис.3) и добиться более равномерного распределения нагрузки по контактными линиям между зубьями. Однако, ухудшение напряжений на переходной кривой зуба (см. рис.2) сужает диапазон применения модификации в виде круговых канавок на торцах зубчатого колеса [5].

Список литературы: 1. Александров А.И. Артеменко Н.П. Костюк Д.И. Цилиндрические зубчатые колеса. – Харьков, Изд-во ХГУ им. Горького, 1956. – 318 с. 2. Устиненко В.Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. – М.: Машиностроение, 1972. – 91 с. 3. Заблонский К.И. Жесткость зубчатых передач. – Харьков, «Коммунист», 1967. – 260 с. 4. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. – Киев, «Техника», 1992. – 200 с. 5. Берестнев О.В., Жук И.В., Неделькин А.Н. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев. – Минск: Наука и техника, 1993. – 184 с. 6. Розин Л.А. Основы метода конечных элементов в теории упругости: Пер. с англ. – Ленинград: Машиностроение, 1972. – 438 с. 7. Lashkari M. COSMOS/M USER GUIDE Stress, vibration, buckling, dynamics and heat transfer analyses. – S.P.A.C. 1988. – 1246 p.

Поступила в редколлегию 16.06.2005

УДК 539.3

А.В.МАРТЫНЕНКО; А.В.ТКАЧУК, канд.техн.наук;
А.А.ЗАРУБИНА; А.Ю.ВАСИЛЬЕВ, НТУ «ХПИ»

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРООБЪЕМНЫХ ПЕРЕДАЧ

Запропоновано параметричний підхід до дослідження елементів транспортних машин. Запропоновано теоретичні й експериментальні методи визначення їх напружено-деформованого стану. На основі запропонованого методу був створений алгоритм програмного комплексу. Приведено результати чисельних й експериментальних досліджень.

Parametrical approach to research of transport machines elements is offered. Theoretical and experimental methods of the HVT elements stress-strain state determination are proposed. The algorithm for software complex on its base is created. The computational and experimental results are presented, conclusions are made.

1. Постановка задачи

В настоящее время перспективным направлением в проектировании трансмиссий транспортных средств специального назначения является установка гидрообъемных передач, которые значительно увеличивают удобство управления транспортным средством. Перед внедрением передачи необходимо провести широкий спектр проектно-конструкторских работ, в число которых должны входить подробный анализ условий ее эксплуатации, математическое моделирование физико-механических процессов и определение экс-