

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ДВОЯКОВЫПУКЛЫХ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКОЙ ШЕСТЕРНИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САПР

Сребная Е.Г.¹ (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В последние годы с целью повышения несущей способности зубчатых передач применяют конические зубчатые передачи с двояковыпукло-вогнутыми зубьями (ДВВ) и с криволинейной формой по длине зуба [1]. Конические колеса с ДВВ зубьями выгодно отличаются от конических прямозубых колес высокой нагрузочной способностью, большей плавностью зацепления и значительным снижением шума. Преимущество конических передач с ДВВ зубьями перед коническими колесами с круговым зубом заключается в том, что они имеют разную кривизну в двух направлениях (шестерня выполняется с двояковыпуклыми, а колесо с двояковогнутыми зубьями), вследствие чего уменьшаются контактные напряжения. В отличие от колес с зацеплением Новикова, в которых торцевой коэффициент перекрытия равен нулю, колеса с ДВВ зубьями имеют торцевой коэффициент перекрытия больший единицы. Недостатком этих колес является сложность нарезания зубьев.

Опыт эксплуатации показал, что конические обкатные колеса с круговыми ДВВ зубьями внешнего зацепления имеют высокую работоспособность. Однако, если расчету жесткости зубьев цилиндрических эвольвентных передач уделяется большое внимание [2,3], то в настоящее время данные по жесткости конических передач с круговыми ДВВ зубьями отсутствуют. Для исследования динамики зубчатых колес требуется оценить степень влияния формы профиля на жесткость контакта в зоне приложения нагрузки. Следовательно, исследование жесткости зубьев конических передач с круговыми ДВВ зубьями является актуальным.

В настоящей работе рассматривалось влияние на жесткость зацепления только упругой деформации зубьев. Влияние остальных факторов (прогиб валов, смещение зон контакта подшипников, деформация корпуса привода машины) на положение точки контакта (за исключением упругой деформации валов) считалось незначительным, что, однако, не исключает дальнейшего совершенствования разработанных методик расчета путем учета этих факторов.

Исследования жесткости зубьев проводились на базе анализа зацепления зубчатой передачи угольного комбайна 2РКУ10 производства горловского машиностроительного завода (Донецкая обл., Украина). Параметры исследуемой передачи представлены в таблице.

Таблица 1- Основные параметры исследуемой зубчатой передачи

Параметр	шестерня	колесо
Средний нормальный модуль	13 мм	
Внешний окружной модуль	15,465 мм	
Числа зубьев	13	24
Коэффициенты смещения исходного контура	0,55	0,95

¹ Под руководством асс. Кузнецовой А.В.

Межосевой угол	90°
Средняя арифметическая шероховатость	6,3 мкм
Ширина зубчатого венца	70 мм
Угловая скорость ведущего вала	27,69 рад/сек
Вращающий момент на ведущем валу	10420 Н·м
Удельная нагрузка по длине зуба	1866,9 Н/мм
Материал и термическая обработка	сталь 20Х2Н4А цементация, закалка 57÷63HRC _э
Предел текучести материала зубчатых колес	1080 МПа

Для моделирования напряженно-деформированного состояния зуба методом конечных элементов в настоящей работе была использована универсальная программная система конечно-элементного анализа ANSYS. Конечно-элементная модель шестерни исследуемой передачи, полученная в этой программе, представлена на рисунке 1.

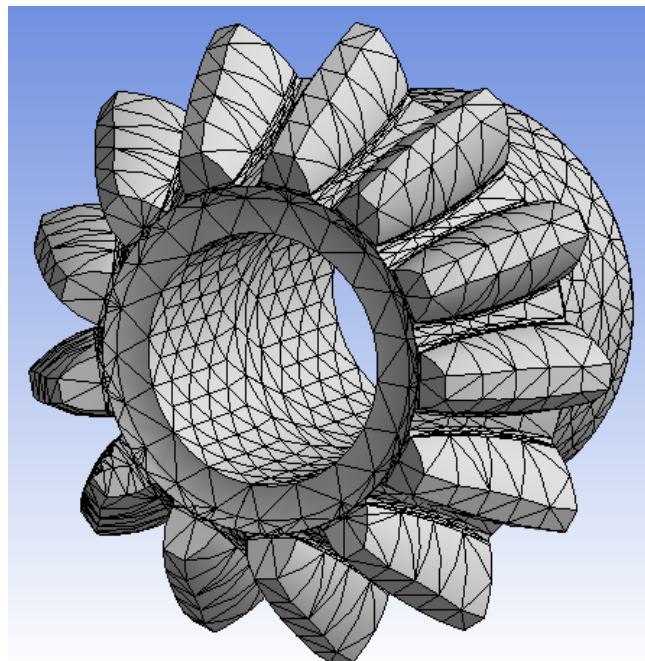


Рисунок 1 - Конечно-элементная модель шестерни для исследования напряженно-деформированного состояния зуба

а. Было
заложено
32
варианта
нагрузки,
соответ

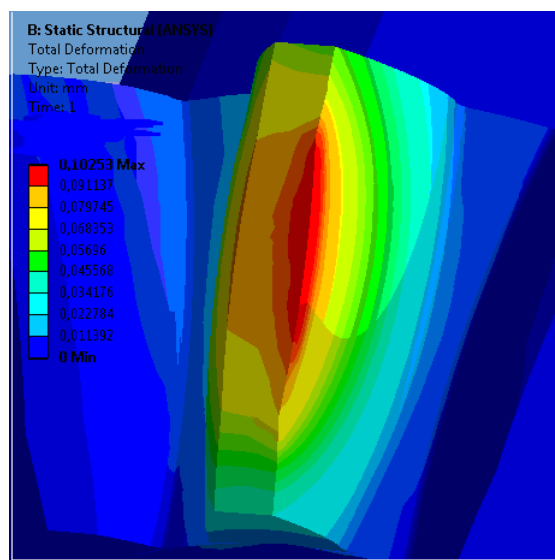


Рисунок 2 - Распределение деформации зуба шестерни

Р
асп
ред
еле
нна
я
по
дли
ине
зуб
а
наг
руз
ка
пр
икл
ад
ыв

ствующих последовательному приложению распределенной нагрузки по высоте зуба. Ширина зоны нагружения соответствовала половине ширины герцовской полосы контакта зубьев. Пример определения полной деформации зубьев в месте контакта показан на рисунке 2.

Трехмерный график распределения деформации по длине и высоте зуба шестерни (рисунок 3) был построен с помощью программы Table Curve.

Удельная жесткость зуба шестерни C ($\text{кН}/\text{мм}^2$) определяется как

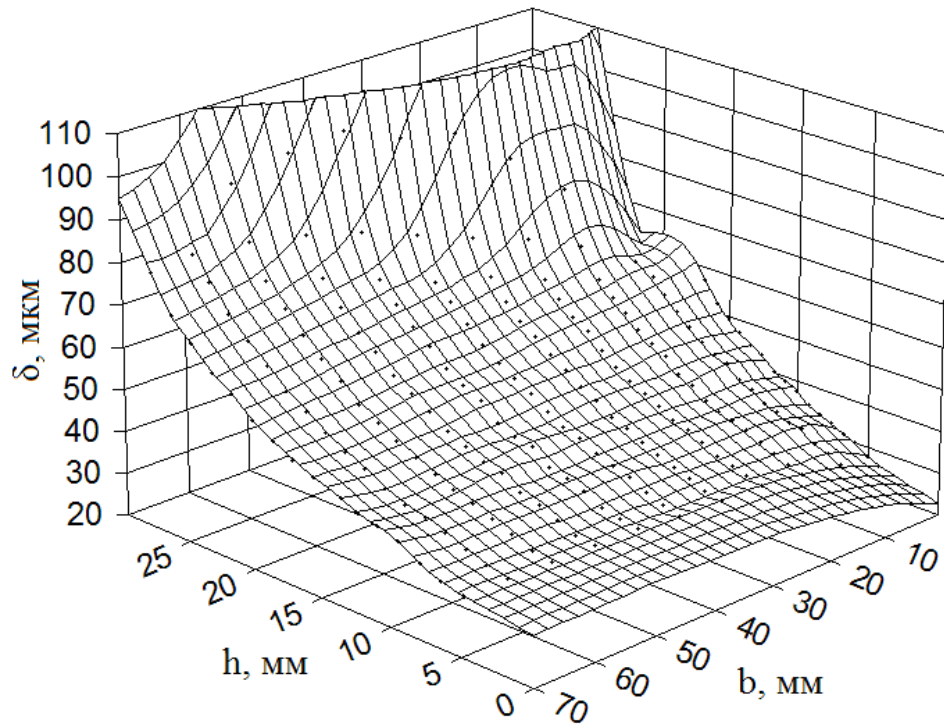


Рисунок 3 - Распределение деформации δ по длине зуба b и высоте зуба h

отношение нормальной погонной нагрузки q ($\text{кН}/\text{мм}$) к полному перемещению точки ее приложения δ (мм), т.е. сумме изгибной деформации зуба шестерни и контактной деформации (сближение центров кривизны) в зоне зацепления [3]

$$C = \frac{q}{\delta}, \quad (1)$$

График изменения жесткости по высоте зуба шестерни для h среднего сечения представлен на рисунке 4.

Выводы.

1. Предложенный подход позволяет учесть упругие характеристики зубьев зубчатой передачи, что обеспечивает большую степень приближения создаваемых моделей к реальным объектам.
2. Полученные значения жесткости зацепления являются одним из исходных параметров модели для исследования динамических процессов в зацеплении, а также модели изнашивания зубьев, учитывающей

взаимовлияние параметров контакта на форму профиля зуба и формы зуба на параметры контакта, в результате чего существенно повышается надежность расчетов зубчатых передач на прочность и долговечность.

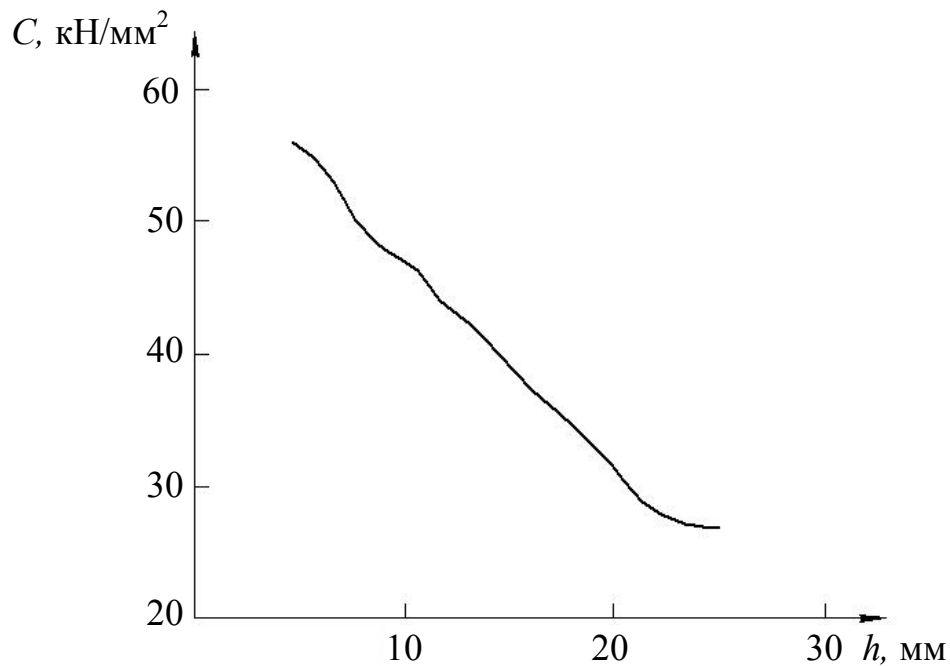


Рисунок 4 – Изменение жесткости по высоте зуба в среднем сечении шестерни

Список литературы: 1. СТП 12.44.28.028 – 76 «Передачи зубчатые конические с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями». 2. Валентин Онищенко. Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев. – Gliwice (Polska): Politechnika Śląska Z. 131 (1410) Mechanika, 1999. – 199 с. 3. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. М., «Машгиз», 1957, 263 с.