

УДК 621.833

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ДВОЯКОВОГНУТЫХ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКОГО КОЛЕСА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САПР

А.В. Кузнецова, В.П. Онищенко, В.С. Клименко  
ГВУЗ "Донецкий национальный технический университет"

*Досліджена жорсткість конічного зубчастого колеса із круговими двоввігнутими зубцями. Визначені деформації зубців у місцях контакту за допомогою аналізу їх напружено-деформованого стану методом кінцевих елементів.*

В последние годы с целью повышения несущей способности зубчатых передач применяют зубчатые передачи с двояковыпукловогнутыми зубьями (ДВВ) с кривизной по длине зуба и, в частности, конические передачи [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 больше 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 при расчете 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 ис-

ключением 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 таб. 1.

**Таб. 1. Основные параметры исследуемой зубчатой передачи**

Параметр	Шестерня	Колесо
Средний нормальный модуль	13 мм	
Внешний окружной модуль	15,4647 мм	
Числа зубьев	13	24
Коэффициенты смещения исходного контура	0,55	0,95
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...63 HRC <sub>Э</sub>	
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 колеса исследуемой передачи, полученная в этой программе, представлена на рис. 1.

Распределенная по длине зуба нагрузка прикладывалась по линии контакта. Было заложено 32 варианта нагружения, соответствующих последовательному приложению распределенной нагрузки по высоте зуба. Ширина каждого варианта нагружения соответствовала половине ширины герцовской полоски контакта зубьев. Пример определения полной деформации зубьев в месте контакта показан на рис. 2.

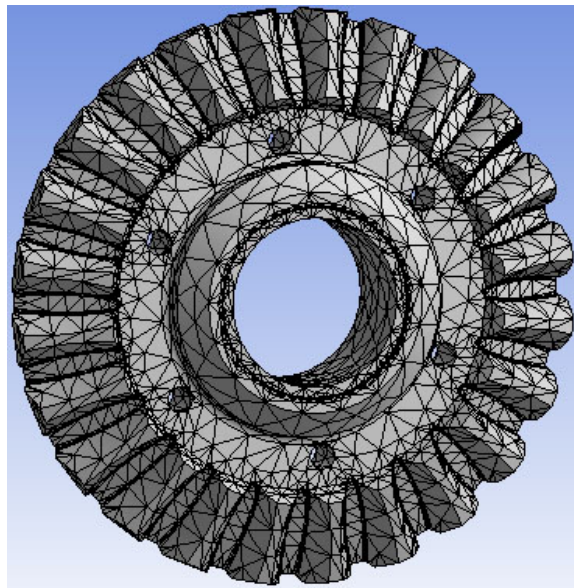
Трехмерный график распределения деформации по длине и высоте зуба колеса (рис. 3) был построен с помощью программы Table Curve.

Удельная жесткость колеса определяется как отношение нормальной погонной нагрузки к полному перемещению точки ее прило-

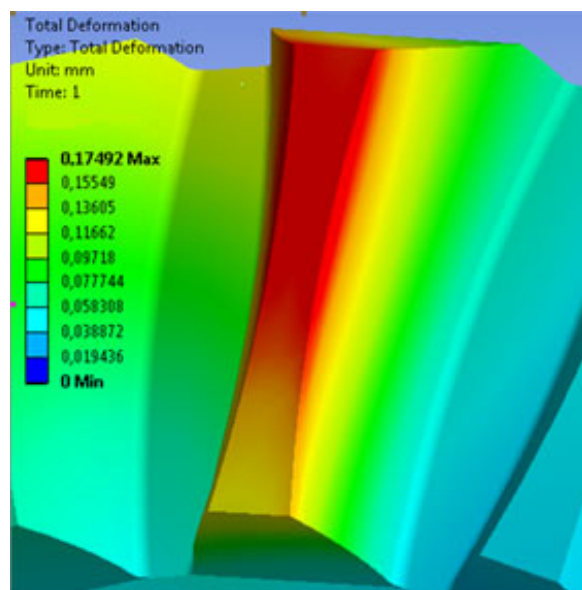
жения, т.е. сумме изгибной деформации зуба колеса и контактной деформации (сближение центров кривизны) в зоне зацепления [3]:

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

где  $C$  – удельная жесткость зубьев колеса, кН/мм<sup>2</sup>;  $q$  – нормальная погонная нагрузка на зуб колеса, кН/мм;  $\delta$  – деформация зубьев колеса в зоне контакта с шестерней, мм.

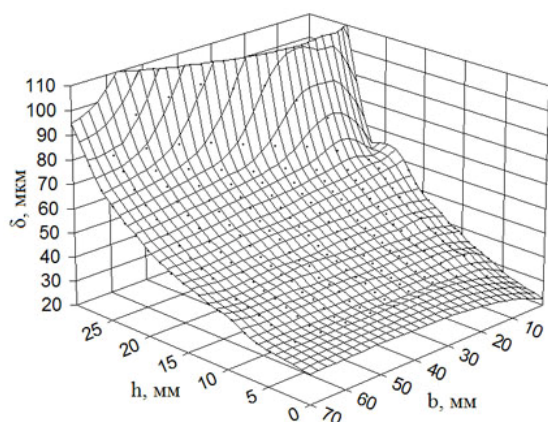


**Рис. 1. Конечно-элементная модель колеса для исследования напряженно-деформированного состояния зуба**

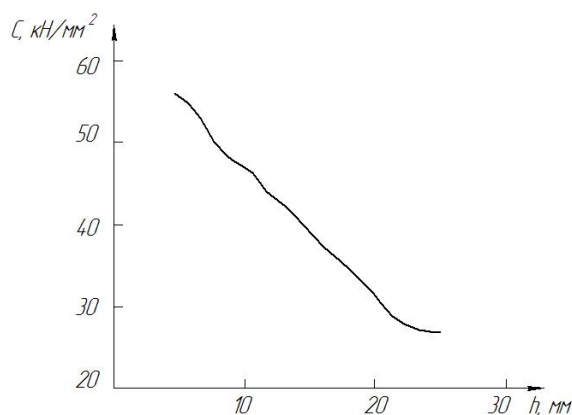


**Рис. 2. Распределение деформации на зубьях колеса**

График распределения жесткости по высоте зуба колеса для среднего сечения представлен на рис. 4.



**Рис. 3. Распределение деформации  $\delta$  по длине  $b$  и высоте  $h$  зуба**



**Рис. 4. Распределение жесткости по высоте зуба**

### Выводы

Таким образом, предложенный подход позволяет учесть упругие характеристики зубьев зубчатой передачи, что обеспечивает большую степень приближения создаваемых моделей к реальным объектам. 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.

### Библиографический список

1. СТП 12.44.28.028 – 76. Передачи зубчатые конические с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями. – М.: Стандартинформ, 1976. – 28 с. (стандарт предприятия).
2. Онищенко В. Прогнозирование долговечности тяжелонагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев. - Gliwice: MECHANIKA, 1999. – z. 131.
3. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. – М: Машгиз, 1957. – 263 с.