

УДК 539.4

*М. А. Мельчаков, В. А. Одегов,
В. А. Козлов, В. А. Власов*

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ПО СТАНДАРТНЫМ МЕТОДИКАМ И МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В данной работе анализируются распределения напряжений в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи, а также выполняется сравнение величины контактных напряжений, определенных по ГОСТ стандарту и методике Чернавского С. А. в зависимости от степени точности зубчатых передач с эквивалентными напряжениями, найденными при помощи метода конечных элементов. Проводится анализ действующих напряжений по толщине зуба и по линии контакта для двух случаев зацепления: первый способ – это по одной паре зубьев шестерни и колеса; второй случай – две пары зубьев колес. В работе приведен анализ влияния распределения действующих напряжений на возможные предпосылки разрушения зубьев колес от усталостной поломки. Результаты работ можно использовать в практических целях выявления причин разрушения зубьев колес.

Ключевые слова: зубчатые передачи, расчет на прочность, метод конечных элементов.

Основополагающим методом расчета цилиндрических прямозубых передач является расчет по ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность» [1]. Альтернативой является методика, предложенная Чернавским С. А. [2]. В данных методиках приведен прочностной расчет по контактным напряжениям σ_H . Использование данных методик не позволяет представить явной картины распределения напряжений по боковым поверхностям зубьев, а также по толщине зуба.

Для изучения распределения напряжений удобнее использовать численные методы расчета, одним из которых является метод конечных элементов [4, 5].

Для определения контактных напряжений σ_H и эквивалентных напряжений была использована прямозубая цилиндрическая передача без смещения.

Технические характеристики передачи: $z_1=28$; $z_2=112$; $u=4$; $T_2=100$ Н·м (нагрузка постоянная); $n_2=400$ об/мин; $\psi_{ba}=0,25$.

Характеристики материала колес: $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu=0,3$; термическая обработка – закалка, улучшение; $H_1=H_2=280$ НВ.

Для выполнения расчётов, определению контактных напряжений по ГОСТ и методике Чернавского С. А. разработано программное обеспечение. Для определения эквивалентных напряжений, возникающих в зацеплении в программе SolidWorks была построена прямозубая цилиндрическая передача, где для упрощения расчетов модель зубчатых колес сократили до 5 зубьев на дуге в зоне зацепления. Модель сконвертировали в формат STEP. Величины эквивалентных напряжений определялись по Мизесу. Рассматривали несколько случаев зацепления:

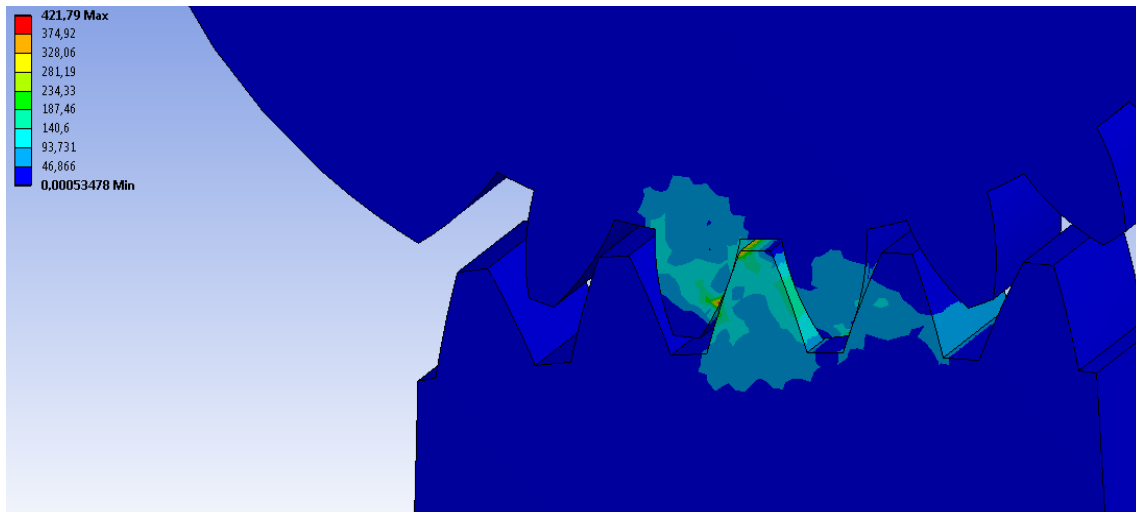
1) первый случай – в зацеплении учувствует 2 пары зубьев шестерни и колеса (рис. 1 а, б, в);

2) второй случай – в зацеплении учувствует 1 пара зубьев (рис. 2 а, б, в).

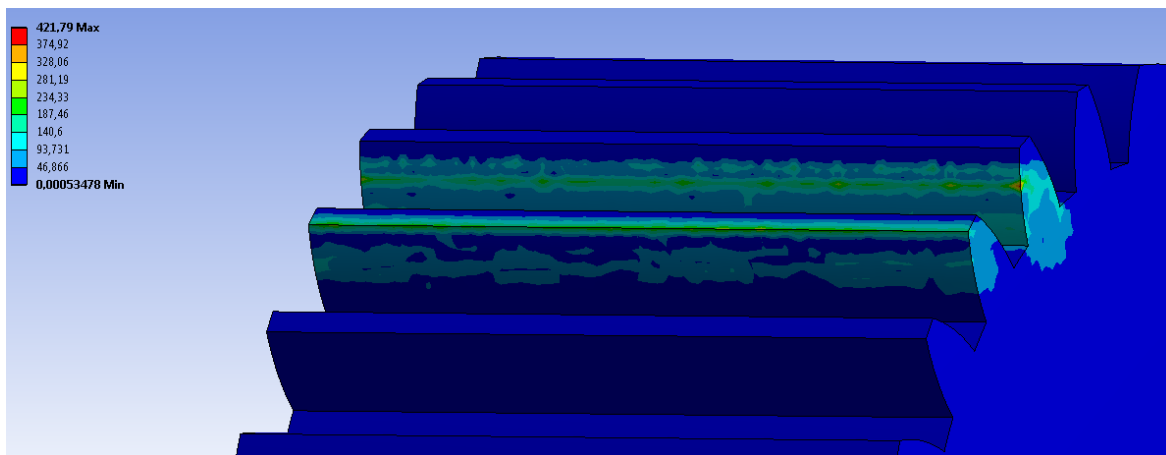
Найденные величины напряжений по используемым методикам сведены в таблицу.

Действующие напряжения, МПа

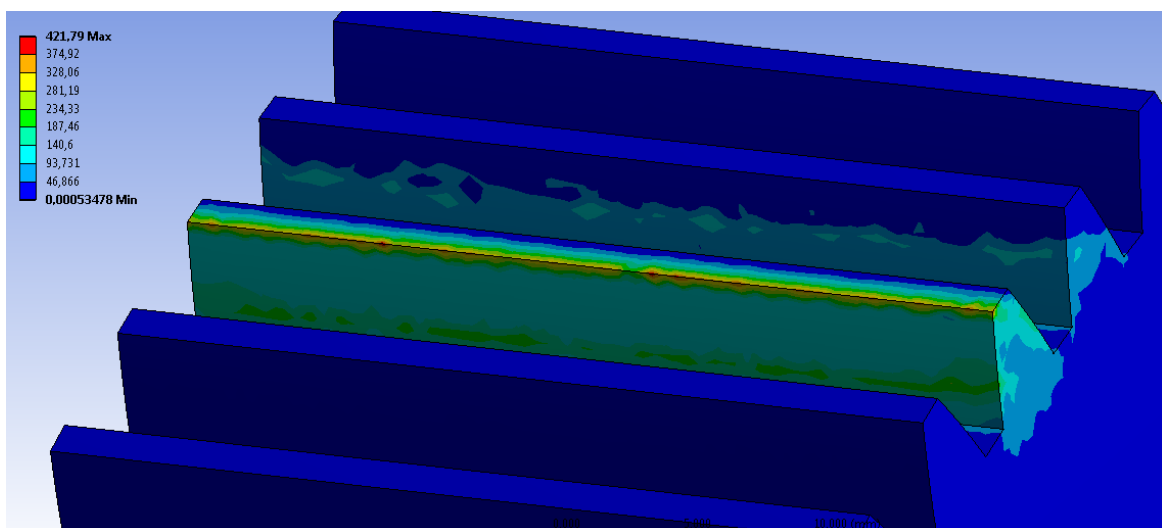
Степень точности	Контактные напряжения по ГОСТ 21354-87	Контактные напряжения по методике Чернавского С. А. и др.	Эквивалентные напряжения методом конечных элементов
6	408,52	391,6	421,79 – первый случай 455,51 – второй случай
7	426,99	396,76	
8	470,01	400,17	



а)



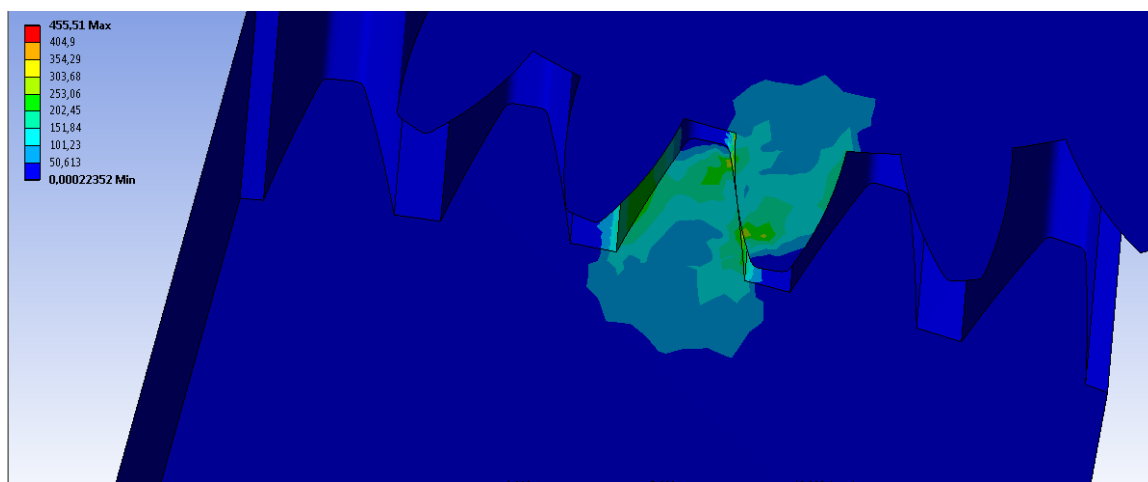
б)



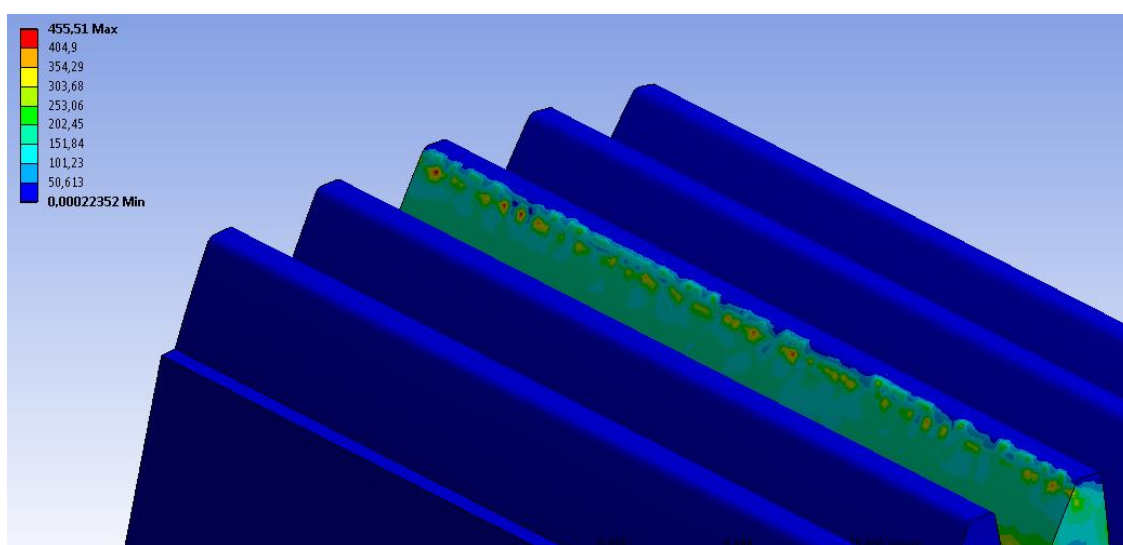
в)

а) зацеплении; б) на шестерне; в) на колесе

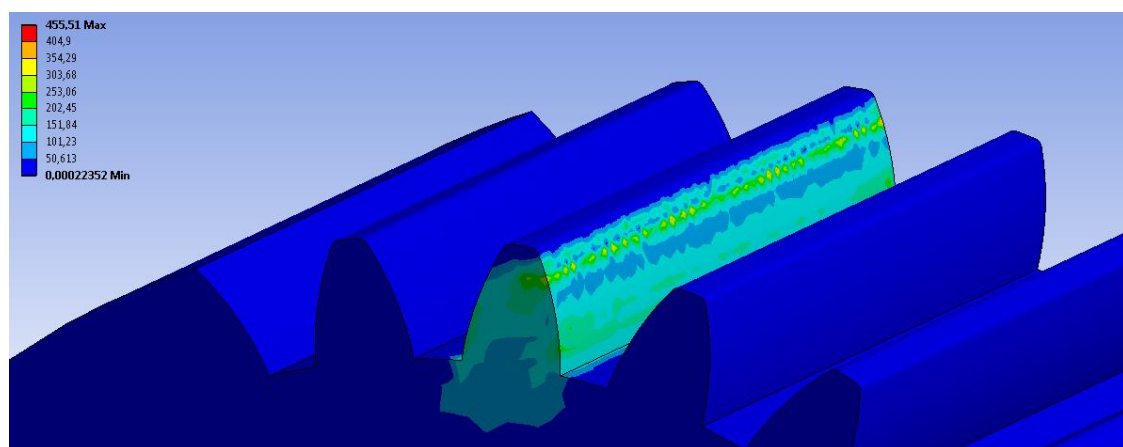
Рис. 1. Распределение напряжений при первом случае зацепления, МПа



а)



б)



в)

а) зацеплении; б) на шестерне; в) на колесе

Рис. 2. Распределение напряжений при втором случае зацепления, МПа

Анализ таблицы и рисунков позволяет сформулировать следующие выводы:

1. Эквивалентные напряжения, определенные методом конечных элементов, совпадают с контактными напряжениями, найденными по ГОСТ 21354-87. При условии, что передачи с повышенной точностью (6, 7 степенью точности) рассчитываются с учетом первого случая зацепления, а с меньшей (8 степенью точности) – с учетом второго.

2. Расчет напряжений по методу Чернавского С. А. менее точен в сравнении с ГОСТ стандартом.

3. Использование метода конечных элементов позволяет анализировать распределение напряжений по толщине зуба. Анализ подтверждает предположения, что наибольшие эквивалентные напряжения находятся в полюсе зацепления. Можно предположить, что максимальные напряжения от полюса зацепления распределяются вдоль линии контакта.

4. Анализ рисунков подтверждает предпосылки по виду разрушения от усталостной нагрузки и в следствии перегрузки. Где вследствие возникновения усталостного нагружения разрушение происходит по линии проникновения напряжения в тело колеса. При кратковременной перегрузке зубчатой передачи разрушение происходит по границе зоны действия максимальных напряжений, возникающих в зубе колеса. Что можно использовать при выявлении причин выхода из строя передач.

Список литературы

1. ГОСТ 21354-87 (СТ СЭВ 5744-86) Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность [Элек-тронный ресурс] : прин. 27.10.87: действ. с 01.01.1989. – Москва : Госстандарт, 1989. – Доступ из нормативно-справ. системы «Техэксперт».

2. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин, Г. М. Ицкович, В. П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. 416 с.

3. Тимофеев Б. П., Кириченко А. И. Применение метода конечных элементов для расчета контактных напряжений в передачах с несимметричными зубьями // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2006. № 31. С. 262–265.

4. Сысуев В. А. Рекомендации по заготовке и использованию высоковлажного фуражного зерна / Сысуев В. А., Савиных П. А., Сыроватка В. И. Одегов В. А. и др. – Типография Россельхозакадемии. – М., 2006. – 130 с.

5. Сысуев В. А., Одегов В. А. Деформация зерновки при плющении ее цилиндрическими вальцами // Доклады Российской академии сельскохозяйственных наук. 2004. – № 3. С. 71–74.

МЕЛЬЧАКОВ Михаил Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры материаловедения и основ конструирования, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: melchakov-m@yandex.ru

ОДЕГОВ Владислав Анатольевич – кандидат технических наук, доцент кафедры материаловедения и основ конструирования, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: vladodegov@mail.ru

КОЗЛОВ Вадим Алексеевич – доцент кафедры материаловедения и основ конструирования, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: usr01844@vyatsu.ru

ВЛАСОВ Вячеслав Александрович – доцент кафедры материаловедения и основ конструирования, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: vlosov@mail.ru