

УДК 621.833.12

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ РЕЕЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ВЫБОРОМ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ

Лукин Р.С.

Научные руководители – к.т.н., профессор Лимаренко Г.Н., к.т.н, доцент Колбасина Н. А.

Сибирский федеральный университет г. Красноярск

Как известно, плоская задача Герца имеет строгое аналитическое решение при рассмотрении сжатия упругих цилиндров бесконечной длины с параллельными осями. Тем не менее, с минимальной долей условности она используется как основа стандартных инженерных расчетов эвольвентных передач с зубьями конечной длины b .

Перекосы в зацеплении зубчатой передачи от крутильных и изгибных деформаций, а также деформаций подшипниковых опор и, как следствие, прогиба вала, приводят к неравномерности распределения нагрузок и напряжений вдоль линии контакта. При этом длина a площадки контакта может оказаться: а) равной длине зуба ($a = b$, рисунок 1 а, б, в); б) меньше длины зуба ($a < b$, рисунок **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.** г).

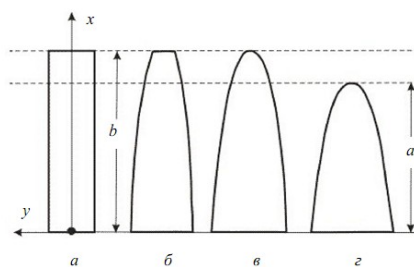


Рисунок 1 - Условная схема соотношения длины a площадки контакта и длины b зуба при перекосах осей зубчатых колес

Напряжения при перекосах достигают максимума у одного из торцов и минимума у противоположного торца, причем для случая $a < b$ имеем минимальные напряжения равные нулю. Схема пятна контакта на рис. 1а соответствует случаю отсутствия перекоса осей, когда на пятне контакта максимальные напряжения будут равны герцевскому напряжению.

В качестве модели корригируемой косозубой (прямозубой) эвольвентной передачи рассмотрена задача о контакте нескольких зубьев реечной шестерни и рейки (Рисунок 2). При этом шестерня является ведущей.

Линии профиля косозубых (прямозубых) зубьев выполнены по параметрическим уравнениям, частично описанным в работе Н. А. Колбасиной. Для упрощения процесса моделирования используются уравнения, описывающие профиль в торцевом сечении, которым впоследствии вытягивается вдоль линии спирали, описывающей направление линии зуба.

Как видно из постановки, напряженно-деформированное состояние рассматриваемой системы не может быть представлено в виде плоской задачи, поэтому при конечно-элементном моделировании возникает необходимость в моделировании вала и тела шестерни. При этом для уменьшения объема решаемой задачи, рассматривается взаимодействие нескольких пар зубьев (от 2 до 5). Число смоделированных зубьев выбирается из условий обеспечения соответствия реальному зацеплению на всем расчетном диапазоне, исходя из рабочей ширины зацепления и коэффициента перекрытия.

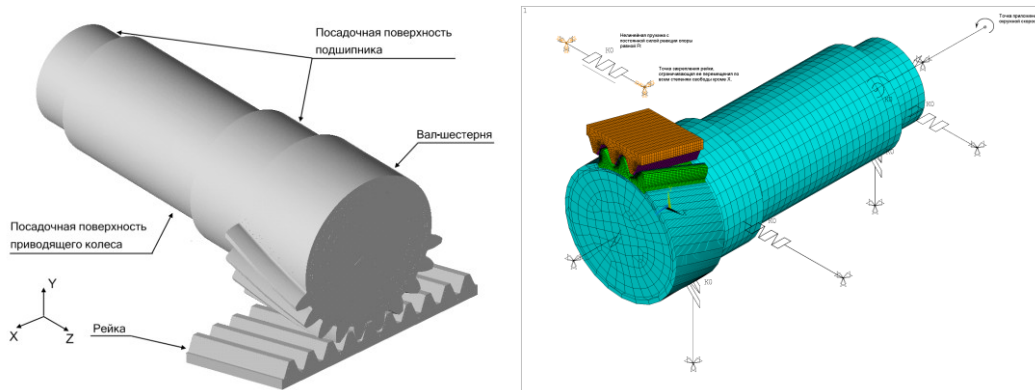


Рисунок 2 – Описание модели

При использовании метода конечных элементов (в программном комплексе «ANSYS») возможно получить следующие результаты:

- Напряженно деформированное состояние передачи и контактные давления в зацеплении (Рисунок 3).
- Распределение эквивалентных и контактных напряжений вдоль линии зацепления (Рисунок 34).
- Деформацию вала под действием радиальной и тангенциальной силы в зацеплении.

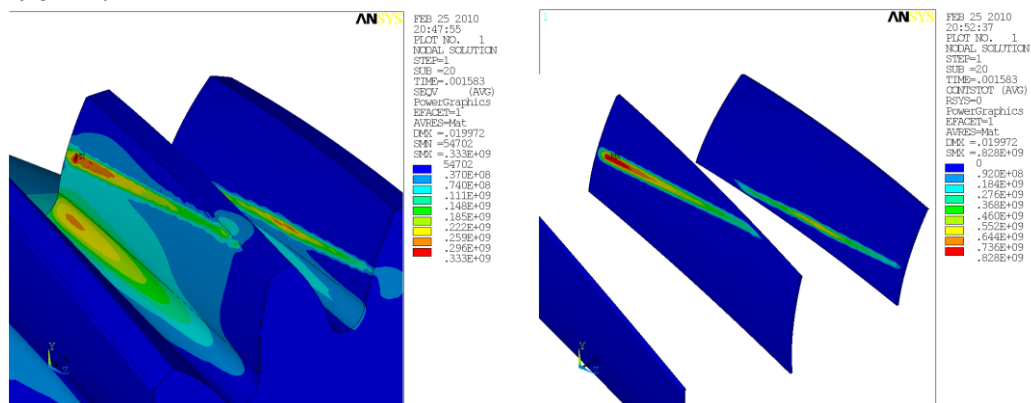


Рисунок 3 – Эквивалентные напряжения и контактные давления в косозубом зацеплении

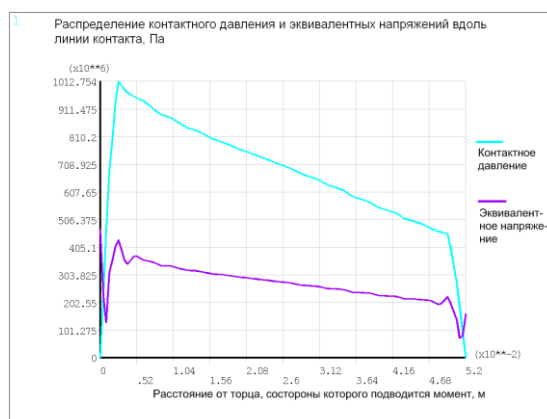


Рисунок 4 – Распределение напряжений вдоль линии контакта

При этом программный комплекс ANSYS позволяет провести как статический, так и динамический (не стационарный) анализ с учетом динамических нагрузок от пуска двигателя. Также погрешность вычислений, по сравнению с расчетом ременной передачи по ГОСТ 16532-70 и ГОСТ 21354-87 при вычислении геометрических параметров, не превышает 5%, а при вычислении прочностных характеристик не превышает 15%.