

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Петренко А.Ф., Бурлакова Д.Е., доцент Савенков В.Н.
Донецкий национальный технический университет

Одним из критериев работоспособности зубчатых передач является обеспечение контактной выносливости зубьев. Для этого необходимо, чтобы максимальные напряжения в зоне контакта зубьев не превышали допустимые напряжения. На рис. 1 показана схема нагружения зубьев и эпюры сжимающих напряжений в них.

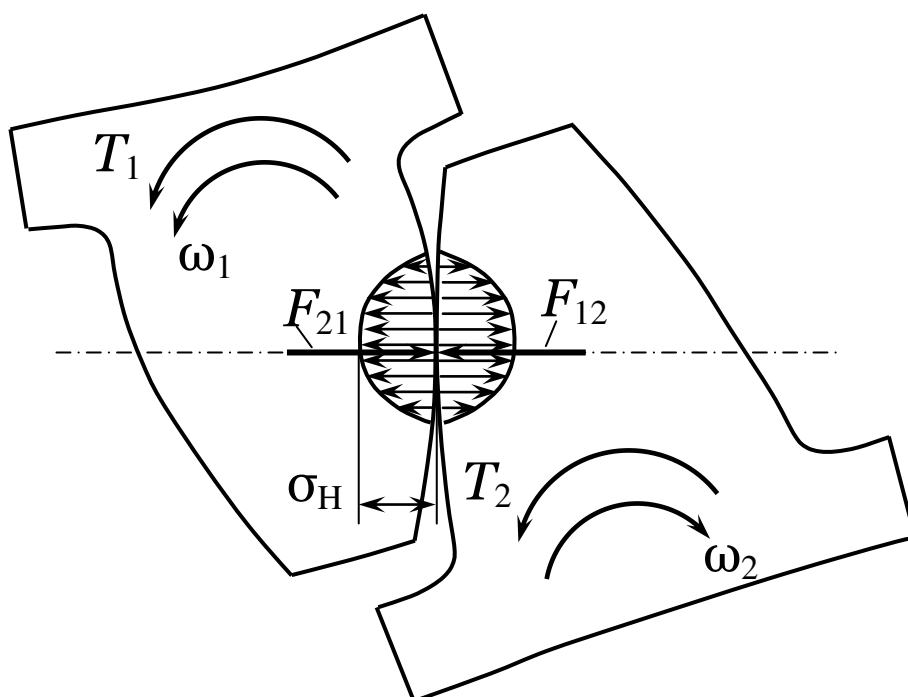


Рисунок 1 – Схема нагружения зубьев передачи и эпюры сжимающих напряжений

Максимальные напряжения сжатия в зубьях σ_H вычисляются по формуле Герца.

Генрих Герц, знаменитый ученый, в честь которого названа единица частоты колебаний. Это он открыл электрические волны. Занимался, в основном, электродинамикой.

Но в 1881—1882 годах Герц опубликовал две статьи по тематике, которая позже стала называться [механикой контактного взаимодействия](#). Хотя Герц знаменит за свой вклад в электродинамику, однако эти две статьи тоже не остались незамеченными. Они стали источником важных идей, и большинство статей, в которых рассматривается фундаментальная природа контакта, на них ссылаются.

В этих работах Герц рассматривает поведение под нагрузкой двух осесимметричных объектов, находящихся в контакте. Полученные результаты основываются на классической [теории упругости](#) и [механике сплошных сред](#).

Самым существенным недостатком его теории было пренебрежение [адгезией](#) любой природы между двумя твёрдыми телами, которая оказывается важна, когда эти тела начинают вести себя упруго. В те времена было вполне естественно пренебречь ею, поскольку тогда не было никаких экспериментальных методов её исследования.

Для зубьев зубчатой передачи максимальные контактные напряжения по Герцу равны

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \rho_{np}}}, \quad (1)$$

где ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона материалов шестерни и колеса соответственно;
 E_1, E_2 – модули упругости материалов шестерни и колеса;

$$q = \frac{F}{b} \quad (2)$$

– распределенная по длине зуба контактная нагрузка;

F – нормальная сила в зацеплении зубьев;

b – ширина колеса (длина зуба);

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (3)$$

– приведенный радиус кривизны зубьев шестерни и колеса в полюсе зацепления;

$$\rho_1 = r_1 \sin \alpha; \quad \rho_2 = r_2 \sin \alpha \quad (4)$$

– радиусы кривизны зубьев шестерни и колеса;

r_1, r_2 – радиусы делительных окружностей шестерни и колеса;

$\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Выделим в формуле (1) выражение, зависящее от свойств материалов шестерни и колеса:

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}. \quad (5)$$

Приняв $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$, получим

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} \right)}} = 191,65 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

С учетом (2) – (5) выражение (1) принимает следующий вид:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F(r_1 + r_2)}{b r_1 r_2 \sin \alpha}}. \quad (7)$$

В данной работе вычисляются контактные напряжения в зубьях цилиндрической передачи методом конечных элементов по программе комплекса ANSYS. Полученные при этом результаты сравниваются со значениями, полученными аналитически по формуле (7).

На рис. 2 приведена модель зубчатого зацепления, принятая в расчете по программе ANSYS.

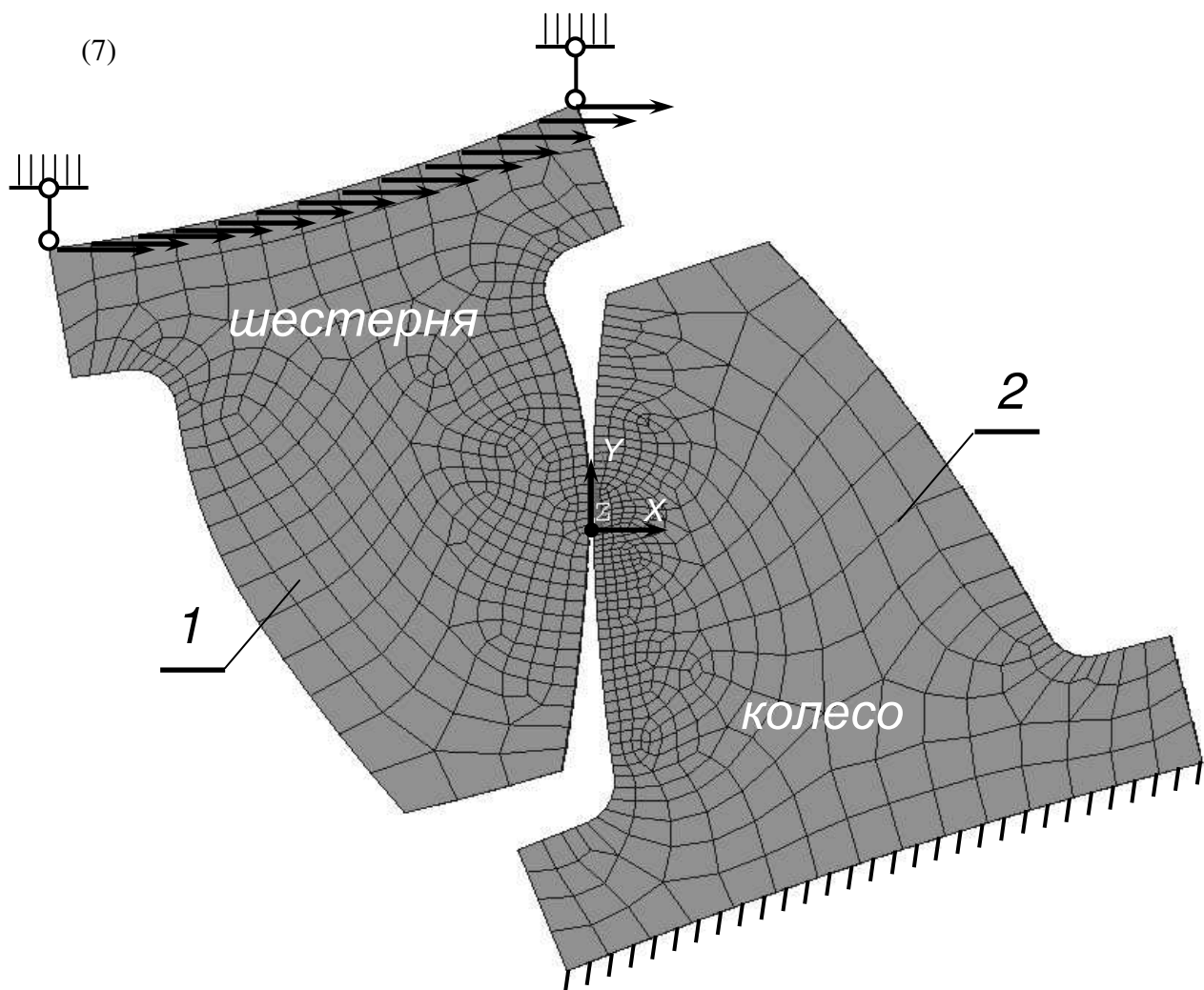


Рис. 2 – Модель зубчатого зацепления

В качестве модели зацепления принята пара зубьев шестерни и колеса. Объемы зубьев разбиты на конечные элементы типа SOLID185.

В предполагаемой зоне контакта на поверхность зубьев шестерни накладывались целевые элементы TARGE170, а на поверхность зубьев колеса – контактные элементы CONTA173, используемые в контактных задачах.

Зуб колеса закреплялся жестко в узлах сетки конечных элементов по нижней поверхности объема. Зуб шестерни закреплялся по верхней поверхности в узлах сетки шарнирно подвижно, с возможностью перемещения по линии зацепления.

Внешняя нагрузка на зуб шестерни, возникающая от действия вращающего момента, прикладывалась в шарнирно подвижных узлах на верхней поверхности шестерни.

Ниже приведены результаты расчета для зубчатой передачи с параметрами: модуль зацепления $m = 4$ мм; числа зубьев шестерни и колеса $z_{ш} = 20$; $z_{к} = 50$.

На рис. 3 приведена контурная диаграмма нормальных напряжений σ_x в зубьях.

Напряжения сжатия в зоне контакта зубьев на диаграмме показаны синим цветом.

Максимальные напряжения сжатия $\sigma_{сж} = 1680$ МПа практически совпадают с напряжениями, вычисленными по формуле Герца ($\sigma_H = 1679$ МПа).

Выводы.

1. Разработана модель зубчатого зацепления для решения контактной задачи в среде ANSYS.

2. Исследование напряженного состояния зубьев с помощью программы ANSYS значительно расширяет возможности оценки их прочности и позволяет уточнить методику расчета зубчатых передач на контактную выносливость.