

РАСЧЕТ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПЛАНЕТАРНЫХ РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН С НЕКРУГЛЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

Базаров Б.И.¹, Ивкина О.П.²

¹НИ ТПУ ИШПР группа 2БМ36,
e-mail: bazarov.bair2016@yandex.ru

²НИ ТПУ ИШПР группа А4-20,
e-mail: olivkina93@yandex.ru

С развитием технологий стало актуально применение планетарных роторных гидромашин с некруглыми зубчатыми передачами (ПРГМ). Их достоинствами являются простая конструкция опорных узлов, уравновешенность, высокая быстроходность, надёжная работа, высокий КПД. В настоящее время производство ПРГМ сдерживается слабой изученности теоретических вопросов, в частности геометрического синтеза некруглых зубчатых звеньев.

Планетарная роторная гидромашина (ПРГМ) – это объемная гидромашина, состоящая из центральных зубчатых колёс и плавающих сателлитов.

Поскольку планетарная роторная гидромашина с некруглыми зубчатыми колёсами в настоящее время находит своё применение, и материалов по ее исследованию мало, становится актуальным исследование ее контактных напряжений. Для этого, был произведен расчет геометрии, построена 3D-модель и произведен расчет в ПО «ANSYS R2 2020».

Выбор геометрических характеристик профилей солнечных колёс и сателлита.

Исходные данные:

Число волн внутреннего колеса $M = 6$;

Число волн наружного колеса $N = 8$;

Число зубьев колёс: $Z_1 = 72$; $Z_2 = 96$; $Z_c = 12$;

Модуль зацепления $m = 1,25$;

Передаточное отношение $i = 12 = N/M = 1,33$;

Сталь 20Х;

Допустимое контактное напряжение – 389 МПа.

Для проведения анализа напряженно-деформированного состояния механической передачи использовалась ПО ANSYS R2 2020. В версии ANSYS 2020 применяется метод конечных элементов для построения и решения математических моделей различных физических процессов.

По завершении анализа граничных условий можно оценить работоспособность и надежность механической передачи, потенциальные проблемы и внести необходимые изменения для оптимизации конструкции.

После установки ограничений на солнечное колесо и сателлит применяется нагрузка. Нагрузка накладывается на солнечное колесо. Зная предел прочности материала, методом перебора нахожу максимальную нагрузку. Она равна $-4600 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

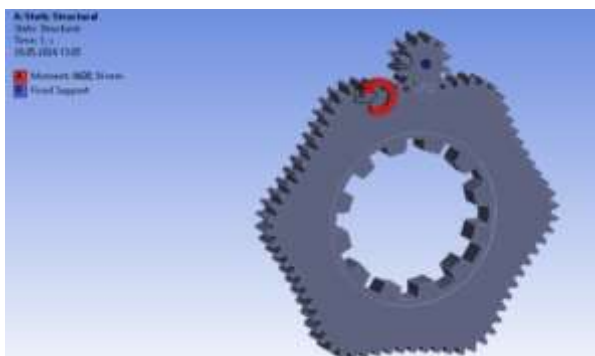


Рис. 1. Граничные условия

После выполнения вышеперечисленных задач, запускается расчет напряженно-деформированного состояния солнечного колеса и сателлита.

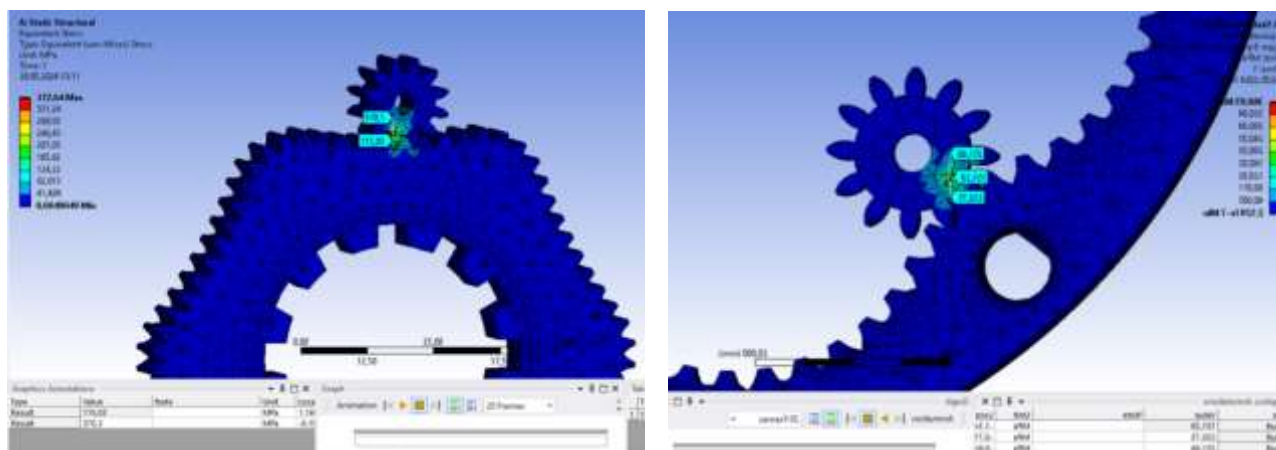


Рис. 2. Результаты расчета контактных напряжений

Максимальное напряжение составило 372,64 МПа, допустимое контактное напряжение (389 МПа) не превышено.

Полученные результаты контактных напряжений не превышают допустимых значений. Получившийся коэффициент запаса прочности для солнечного колеса и сателлита составил $[RF] = 389/372,64 = 1,04$; для сателлита и эпицикла – $[RF] = 389/360 = 1,08$.

Список литературы

1. Ан И-Кан Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин: дис. ... д-ра техн. наук. Томск, 2001. – 236 с. 34.
2. Ан И-Кан Центроиды некруглых колес планетарных механизмов роторных гидромашин // Вестник машиностроения. – 2001. – № 5. – С. 3–6.
3. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Синтез планетарных передач применительно к роторным гидромашинам. – Новоуральск: НПИ, 2001. – 91 с.
4. Болотовский И.А. и др. Справочник по геометрическому расчёту эвольвентных зубчатых и червячных передач. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
5. ГОСТ 19274-73. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии. – М., 1975. – 64 с.
6. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М., 1989. – 129 с.
7. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса. – Москва-Ленинград: МАШГИЗ, 1956. – 218 с.