

чения планируемого жизненного цикла.

Таким образом, при данном варианте нагружения (давление на боковую поверхность зуба равно  $10^8$  Па, имитирующее контактное давление) и закрепления (жесткая заделка в центральном отверстии) решение показывает, что зубчатое колесо не имеет достаточный запас прочности и подвергается разрушению в основании зуба.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Броек Д. Основы механики разрушения.— М: Высш. школа, 1974.— 368 с. 2. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения.—М: Наука, 1974. — 640с. 3. Кравчук А.С., Смалюк А.Ф., Чигарев А.В. ANSYS для инженеров.—М.: Машиностроение, 2004.—510с.

УДК 621.81:539.4

*Чигарев А.В., Ручан М.В., Шукевич Т.В., Пронкевич С.А.*

## ИССЛЕДОВАНИЕ НДС ВНЕШНЕГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ИНЖЕНЕРНОГО ПАКЕТА ANSYS

*Белорусский национальный технический университет*

*Минск, Беларусь*

Основными элементами, определяющими работоспособность зубчатых передач, являются зубья колес. При работе неревверсивной передачи зубья подвергаются переменному нагружению, соответствующему отнулевому или пульсирующему циклу и имеющему прерывистый характер. В условиях эксплуатации одним из распространенных видов выхода из строя зубчатых передач является поломка зубьев, которая характерна для многоциклового усталости.

Вследствие резкого изменения формы у основания зуба имеет место концентрация напряжений изгиба. Если на растянутой стороне зуба максимальная величина этих напряжений  $\sigma_{\max}$  больше предела изгибной выносливости при отнулевом цикле  $\sigma_0$ , то в зоне переходной поверхности (галтели) происходит зарождение и развитие микротрещин. После некоторого числа циклов нагружения возможно перерастание одной из них в наиболее опасной точке в доминантную макротрещину нормального отрыва, рост которой и есть, по существу, усталостное разрушение.

Исследование напряженно- деформированного состояния внешнего зубчатого зацепления при изгибе заключается в следующем:

- расчет действующих и допускаемых изгибных напряжений по ГОСТ 21354
- расчет действующих, допускаемых изгибных напряжений в ANSYS 11.0
- расчет на изгибную выносливость по ГОСТ 21354.

Согласно указанному стандарту зуб рассчитывается на изгиб как консольная балка переменного сечения. В качестве примера рассмотрим расчет на изгиб зубьев прямозубых колес зубчатой пары имеющей следующие характеристики. Модуль  $m = 5$  мм, количество зубьев шестерни и колеса  $z_1 = 21$ ,  $z_2 = 28$  „ соответственно, ширина зубчатого венца  $b = 30$  мм, Начальные диаметра шестерни и колеса  $d_{w1} = 108.429$  мм и  $d_{w2} = 144.571$  мм, соответственно. Частота вращения шестерни при нагрузке  $n_1 = 420$  мин<sup>-1</sup>. Момент вращения  $T_1 = 641$  Н · м , продолжительность работы при нагрузке  $t = 1301$  ч.

В соответствии со стандартом при расчете зуба на изгиб необходимо определять действующие напряжение на изгиб  $\sigma_F$  в опасном сечении на переходной поверхности по следующей формуле

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{F_{tF}}{d_w \cdot m},$$

где окружная сила  $F_{tH} = F_{tF}$ , вычисляется по формуле  $F_{tH} = 2000 T_{1H} / d_{w1} = 11823.4$  Н.

Коэффициент формы зуба  $Y_{FS1}, Y_{FS2}$  равны 3.47 и 3.46, соответственно. Коэффициент, учитывающий наклон зуба  $Y_{\beta} = 1$ . Коэффициент, учитывающий перекрытие зуба  $Y_{\epsilon 1}, Y_{\epsilon 2}$  равны 0.79 и 0.81, соответственно. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку  $K_A$  для равномерной нагрузки равен Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} \cdot b_w}{F_{if} \cdot K_A} = 1.04,$$

где динамическая добавка  $\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u} = 15.6$ . Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_{F\beta} = 1.11$ . Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями  $K_{F\alpha}$  для прямозубых передач равен 1.

Действующие напряжения

$$\sigma_{F1} = Y_{FS1} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon 1} \cdot K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{F_{if}}{d_w \cdot m} = 249.4 \text{ МПа}$$

Действующие напряжения

$$\sigma_{F2} = Y_{FS2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon 2} \cdot K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{F_{if}}{d_w \cdot m} = 255 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения находятся по следующей формуле:

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{Flim} Y_N \cdot Y_R \cdot Y_{\sigma} \cdot Z_X) / S_F,$$

где предел контактной выносливости  $\sigma_{Flim} = 950$  МПа. Коэффициент запаса по изгибу  $SF = 1.95$ . Коэффициент долговечности находим по формулам для шестерни и колеса, соответственно,

$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{N_{Flim}}{N_K}} = 0.79$  (т.к.  $< 1$ ) берем 1 и  $Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{N_{Flim}}{N_K}} = 0.82$  (т.к.  $< 1$ ) берем 1. Коэффициент, учи-

тывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений  $Y_{\sigma} = 1.082 - 0.172 \cdot \lg 5 = 0.96$ . Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев  $Y_R = 1$ . Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса  $Y_X = 1$ . Допускаемые напряжения для шестерни и колеса, соответственно,  $\sigma_{FP1} = 467.7$  МПа,  $\sigma_{FP2} = 467.7$  МПа.

Методика построения эвольвентного профиля зуба, основанная на задании его координат и дальнейшего создания 3D модели зубчатых колес в Solid Works (рис 1 а) с последующим импортом в ANSYS. Отметим, что разбиение сечения зуба на отдельные четырехугольные элементы выполнялось таким образом, чтобы, во-первых, обеспечить более мелкую дискретизацию в переходных зонах у основания зуба, во-вторых, сетка выбиралась таковой, чтобы граничные узлы совпадали с точками приложения силы, а также в месте контакта колеса и шестерни. Всего КЭ-сетка содержит 23700 элементов Brick 8node 45 (элемент SOLID45, представляющий собой объемный шестигранник с восемью узлами, расположенными на углах) и 15000 узлов.

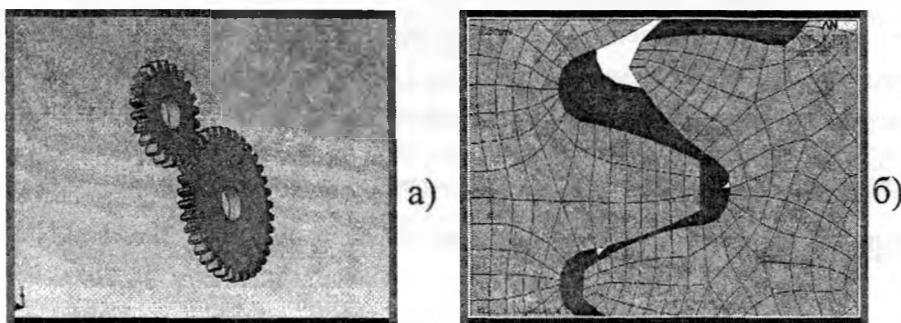


Рисунок 1 - Твердотельная модель (а) КЭ сетка (б)

Задание свойств линейной модели изотропного материала заключается в указании модуля упругости материала  $E = 2.1 \cdot 10^{11}$  Па и коэффициента Пуассона  $\mu = 0.23$ , а также необходимо задать плотность материала  $\rho = 7000$  кг/м<sup>3</sup>.

Для поверхностей, цилиндрического отверстия под вал заданы граничные условия полной заделки.

В качестве нагрузки задавался вращающий момент шестерни.

Проведем анализ результатов.

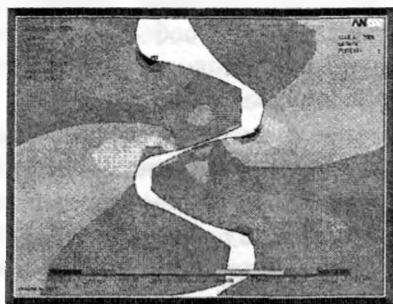


Рисунок 2. Распределение действующих изгибных напряжений, Па

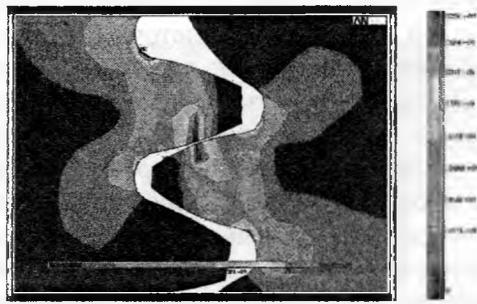


Рисунок 3. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу (Mises Stress), Па.

Таким образом, проведенные при помощи пакета ANSYS исследования НДС (рисунки 2-3) зубьев показывают, что при проектировании зубчатых передач возможно проводить расчеты не только с использованием стандартных методик, но и применяя метод конечных элементов, что наиболее оптимизировано и менее трудоемко.

УДК 621.3.029.6:674.8

Невзорова А.Б., Матусевич В.О., Врублевский В.Б.

## ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ УСКОРЕННОЙ СУШКИ ДРЕВЕСНЫХ ЗАГОТОВОК

*Белорусский государственный университет транспорта  
Гомель, Беларусь*

### Введение.

В последние 15–20 лет пытаются применять электромагнитную энергию сверхвысоких частот (СВЧ-излучение) для сушки древесины. В качестве источников СВЧ-излучения применяются магнетроны, энергия электромагнитных волн которых мгновенно проникает по всему объему заготовки, вызывая нагрев за счет диэлектрических потерь. Основные преимущества данного способа: электроэнергия потребляется только источником излучения, нагрев осуществляется непосредственно изнутри древесины [1]. Древесина является сложным по строению и составу естественным материалом, который обладает специфическими свойствами, проявляемые при взаимодействии с переменным электромагнитным полем.

Физико-механические свойства древесины зависят от влаги, находящейся в клеточных стенках и связанной с ее компонентами. При максимальном содержании абсорбционной влаги механические свойства древесины минимальны и в таком состоянии идет торцово-прессовое деформирование заготовок влажностью  $W = 17\text{--}30\%$  во вкладыш при изготовлении подшипников скольжения самосмазывающихся (ПСС). Неотъемлемым процессом в технологии их изготовления является последующая сушка до влажности  $W = 3\text{--}5\%$  для придания максимальных механических свойств с последующей стабилизацией размеров вкладыша в этом состоянии. До настоящего времени применяется неэкономичная и энергоемкая сушка в печах, продолжительность которой составляет от двух до трех часов в зависимости от размеров вкладышей [2]. Применение СВЧ-сушки позволит сократить расход энергии и время сушки древесных заготовок в 7–8 раз.

Однако при СВЧ-сушке часто происходит возгорание древесины в следствии полного удаления связанной влаги, находящейся в клеточных стенках. Поэтому до настоящего времени СВЧ-сушка не находит широкого применения. Одна из причин несовершенства этого процесса – отсутствие теоретических исследований физико-химического процесса СВЧ-сушки древесных заготовок.

**Постановка задачи.** Теоретически обосновать взаимодействие электромагнитного поля и гигроскопической влаги древесины для создание технологии ускоренной сушки древесных заготовок.