

ное влияние геометрия профиля зуба, которую определяет коэффициент формы зуба. Для однопарного зацепления величина наибольшего контактного давления составляет 1070 МПа, для двухпарного — 699 МПа, что меньше величин рассчитанных на основе теории упругих деформаций.

При аналитическом решении напряжения и деформации вблизи поверхности контакта исследуются независимо от общего напряженного состояния соприкасающихся тел. Это допущение оправдывается только в том случае, когда размеры соприкасающихся тел достаточно велики по сравнению с размерами площадки контакта и когда нагрузки на соприкасающиеся тела приложены достаточно далеко от этой площадки. Это решение используется для установления влияния места приложения нагрузки на напряжения и деформации соприкасающихся тел.

В сравнении с аналитическими расчетами МКЭ дает более реальное представление о контакте между рабочими поверхностями зубьев, т.к. рассматривается не идеальный случай, когда происходит контакт по линии, а учитывается деформация в следствии которой образуется площадка контакта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ворович И.И., Александров В.М. Механика контактных взаимодействий. — М.: Физматлит, 2001. — 671с. 2. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров. — М.: Машиностроение, 2004. — 510с.

УДК 621.81:539.4

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

ПРИМЕНЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО ПАКЕТА ANSYS ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ УСТАЛОСТНОГО АНАЛИЗА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В процессе эксплуатации многие детали и элементы машин нагружаются циклическими нагрузками. В результате воздействия переменных нагрузок, в элементах возникают усталостные трещины. Анализ происшествий и несчастных случаев, наблюдаемых в практике эксплуатации техники показывает, что причиной утраты работоспособности явилось зарождение и развитие усталостных трещин в элементах конструкции.

Наиболее ярко циклическое нагружение и, соответственно, усталостное разрушение проявляется при работе зубчатых колес (рисунок 1).

Основными элементами, определяющими работоспособность зубчатых передач, являются зубья колес. При работе нереверсивной 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 [1].

Вследствие резкого изменения формы у основания зуба имеет место концентрация напряжений изгиба. Если на растянутой стороне зуба максимальная величина этих напряжений s_{max} больше предела изгибной выносливости при отнулевом цикле s_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 [2].

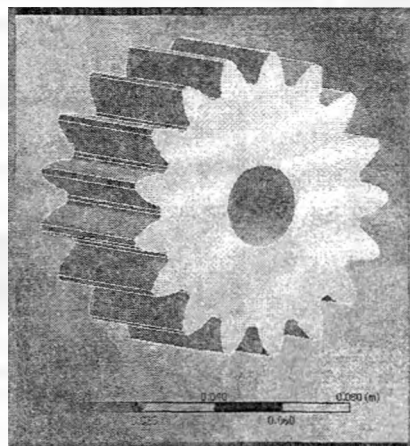


Рисунок 1. Геометрическая модель зубчатого колеса, используемого при расчете

Для проведения расчета усталостной долговечности использовался модуль ANSYS Workbench Fatigue, системы конечно-элементного моделирования ANSYS, разработанной компанией ANSYS Inc. Система ANSYS является многоцелевым конечно-элементным пакетом, используемым для проведения анализа в различных областях инженерных дисциплин (прочность, термодинамика, электромагнетизм, динамика жидкостей и газов, а также связанный анализ). Строго говоря, любой конечно-элементный пакет является лишь инструментом для расчета необходимых параметров детали или изделия при заданных граничных условиях. Главный критерий качества для такого инструмента – точность получаемых результатов. Более того, перед практическим использованием нового или модифицированного пакета для расчета методом конечных элементов всегда проводится предварительное тестирование его точности. Очевидно, что точность расчета методом конечных элементов в принципе не может быть равной

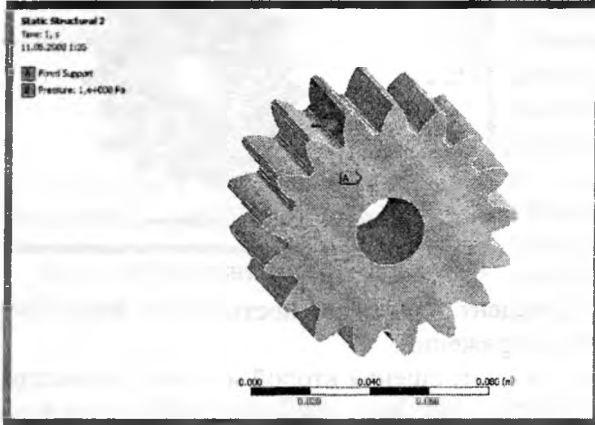


Рисунок 2. Схема нагружения зубчатого колеса

100%. То же самое верно и по отношению к любому другому виду расчета, в т.ч. по аналитическим зависимостям. Любая модель идеализирует реальную систему, используя явные или неявные упрощения. Например, даже при решении задач на растяжение – сжатие предполагается, что длина стержня превышает его поперечное сечение. Еще большего внимания требует проверка соответствия граничных условий, например жесткой заделки при изгибе балки и т.д.

Основной задачей проведения усталостного расчета (расчета долговечности) является определение способности детали сопротивляться многоцикловой нагрузке. В общем случае расчет выносливости может выполняться при помощи трех методов – это расчет деформаций, расчет напряжений и механики разрушения, и комбинация обоих этих методов. Все указанные методы доступны в модуле расчета долговечности ANSYS Workbench Fatigue Module.

В отличие от статического анализа, при проведении которого вычисляются напряжения для полного жизненного цикла детали и не выделяются процессы возникновения и роста трещин, усталостные разрушения появляются при изменении напряжений в данной точке во времени. По существу существуют четыре класса усталостных нагрузок, поддерживаемых ANSYS Workbench Fatigue Module:

- постоянная амплитуда, пропорциональное нагружение (constant amplitude, proportional loading);
- постоянная амплитуда, непропорциональное нагружение (constant amplitude, nonproportional loading);
- переменная амплитуда, пропорциональное нагружение (non-constant amplitude, proportional loading);
- переменная амплитуда, непропорциональное нагружение (non-constant amplitude, non-proportional loading).

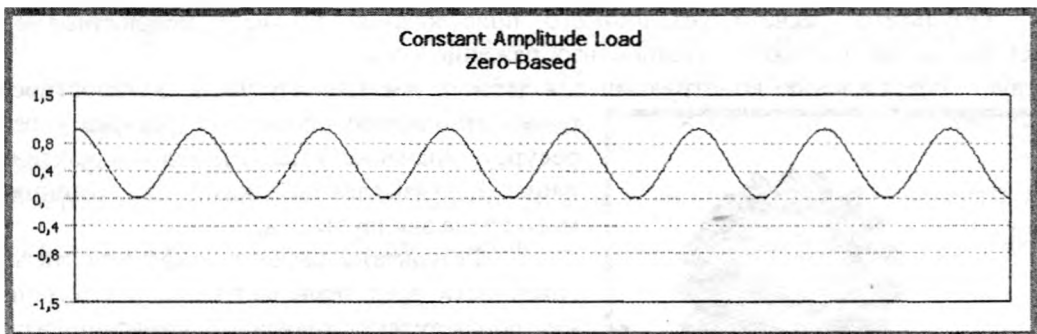


Рисунок 3 Амплитуда нагружения зубчатого колеса

В приведенном выше описании под термином «амплитуда» подразумевается, носит ли изменение внешней нагрузки во времени регулярный характер (синусоидальная волна с постоянным отношением отдельных действующих сил) или же это изменение является случайным, а соотношение усилий изменяется со временем. Понятие «пропорциональность» описывает изменение на-

правления осей главных напряжений при изменении нагрузки. Если направление осей главных напряжений не изменяется, нагрузка считается пропорциональной, а в противном случае нагрузка считается непропорциональной и простое суммирование числа циклов невозможно.

Для моделирования работы зубчатого колеса классическим является использование первого класса усталостных нагрузок – «постоянная амплитуда, пропорциональное нагружение».

В данном случае нагрузка имеет постоянную амплитуду, поскольку для вычислений используется только один набор результатов в виде напряжений, полученных при помощи статического расчета, и один коэффициент асимметричности цикла, используемый для вычисления средних и переменных значений напряжений.

Коэффициент симметричности вычисляется в виде отношения второй и первой прикладываемых нагрузок ($LR = L2/L1$). Нагрузка является пропорциональной, поскольку необходим только один набор расчетных результатов МКЭ. И здесь направление осей главных напряжений со временем не меняется. Обычно такие вычисления применяются к симметричному циклу (когда внешние нагрузки меняются от максимального значения до такого же значения, но с обратным направлением; коэффициент симметрии равен -1) и к нулевому циклу (нагрузка меняется от максимальной до нуля; коэффициент симметрии равен 0).

На рисунке 3 представлен график изменения амплитуды нагружения одного зуба, при изменении величины нагрузки от 0 до 100% .

Для отображения результатов расчета на долговечность модуль ANSYS Workbench Fatigue обладает следующими основными возможностями:

- усталостная долговечность (Fatigue life);
- усталостное повреждение для указанного жизненного цикла (Fatigue damage at a specified design life);
- коэффициент запаса по долговечности для указанного жизненного цикла (Fatigue factor of safety at a specified design life)

Результаты расчета усталостной долговечности представлены на рисунке 4. Контурное изображение демонстрирует длительность возможного жизненного цикла для данного расчета выносливости. Если нагрузка имеет постоянную амплитуду, то изображение отображает число циклов, после которых может начаться усталостное разрушение. Если нагрузка не является постоянной, изображение отображает число циклов нагрузки, выполняемых до отказа. Таким образом, если история приложения нагрузок представляет 1 ч эксплуатации, а ресурс равен $25\ 471$, ожидаемая наработка детали (до отказа) составит около 1000 дней.

Результаты расчета усталостного повреждения представлены на рисунке 5. Данное изображение соответствует повреждению конструкции для данного жизненного цикла. Усталостное повреждение

равно отношению проектного ресурса к располагаемому ресурсу. Значение усталостного повреждения, превосходящее 1 , указывает на отказ до достижения предполагаемого срока эксплуатации.

Результаты расчета коэффициента запаса по долговечности представлены на рисунке 6. Данное изображение соответствует значениям коэффициента запаса прочности по отказу для данного жизненного цикла. Максимальное значение коэффициента запаса, которое можно отобразить, равно 15 . Подобно усталостному повреждению, результат может быть ограничен. Запас прочности меньше 1 указывает на отказ, происходящий ранее исте-

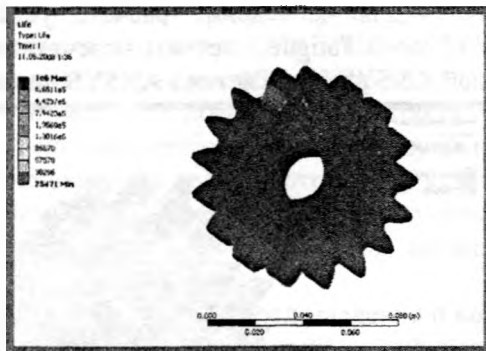


Рисунок 4 - Усталостная долговечность

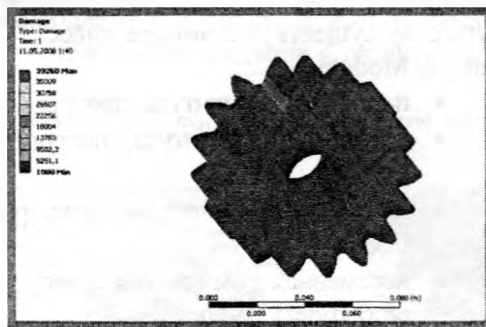


Рисунок 5. Усталостные повреждения

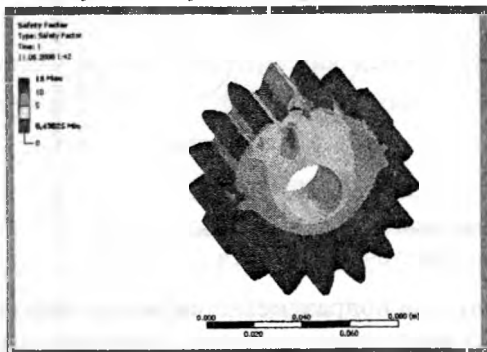


Рисунок 6. Коэффициент запаса прочности по долговечности

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 σ_{\max} больше предела изгибной выносливости при отнулевом цикле σ_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⁻¹. 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 σ_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.