

**А.Ф. КИРИЧЕНКО**, докт. техн. наук,  
**А.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук,  
**В.В. ТАНАСЕВСКИЙ**, студент (НТУ "ХПИ", г. Харьков)

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТАНДАРТНЫХ ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ УСТАЛОСТНЫХ ПРОЦЕССОВ**

Зниження габаритів зубчастих передач при одночасному збільшенні потужності, що передається є актуальною проблемою сучасного машинобудування. Показано необхідність розробки нового стандарту для розрахунку зубчастих передач на міцність з урахуванням останніх досягнень в галузі витривалості. Запропоновано схему комплексної математичної моделі втомного руйнування зубчастого колеса. На її основі можлива розробка стандартної методики розрахунку зубців на витривалість

Lowering of dimensions of gears at simultaneous increase of transmitted power is an actual problem of a modern machine industry. Necessity of development of the new standard by gears strength calculation is shown in view of last reachings in the field of durability. The scheme of a complex mathematical model of a gear fatigue failure is presented. On its base development of a standard calculate procedure on durability is possible.

### **Актуальность проблемы.**

Одной из важнейших проблем современного машиностроения является повышение массогабаритных характеристик приводов машин, а, следовательно, их основных элементов – зубчатых колес. Как уже неоднократно было показано авторами [1, 2], одним из основных путей ее решения является уточнение методик усталостных расчетов зубьев.

В настоящее время прочностные расчеты эвольвентных цилиндрических зубчатых передач регламентируются ГОСТ 21354-87 [3]. На момент внедрения в нем были сосредоточены практически все достижения в области исследования нагрузочной способности и долговечности зубчатых передач. Однако прошедшие 20 лет наука не стояла на месте, поэтому в наше время многие положения этого стандарта являются архаичными. Рассмотрим некоторые из них для случая расчета зубьев на прочность при изгибе:

1. Определение действующих напряжений  $\sigma_F$  основано на плоской задаче теории упругости.

2. Допускаемые напряжения  $\sigma_{FP}$  назначаются по результатам натуральных усталостных испытаний, условия проведения которых не всегда были адекватны реальной картине пространственного напряженно-деформированного состояния (подробнее эта проблема рассмотрена авторами в [4]).

3. В стандарте отсутствует методика определения долговечности зубчатых передач, а лишь обусловлена возможность расчета по критериям

ресурса (условие нагрузочной способности записывается в виде  $N_L \geq N_K$ , где  $N_L, N_K$  – число циклов напряжений в соответствии с расчетным и заданным сроком службы) или вероятности безотказной работы ( $P_F(N_L \geq N_K) \geq P_{F \min}$ , где  $P_F$  – вероятность отсутствия повреждений в течение заданного срока службы;  $P_{F \min}$  – минимальное регламентированное значение  $P_F$ ). В тоже время отметим, что одним из важнейших интегральных показателей работоспособности деталей машин является именно срок службы  $T$  (или остаточный ресурс  $T_o$ ) [5].

#### **Цель и постановка задачи.**

Таким образом, назрела необходимость создания нового стандарта (или существенной переработки действующего), который учел бы все последние разработки в области прочности и долговечности деталей машин.

Что касается расчета действующих напряжений, то эта задача успешно решена многими исследователями на базе методов  $R$ -функций и конечных элементов (МКЭ) в объемной постановке. Поэтому авторы сосредоточили свои усилия на решении задачи расчета долговечности зубчатых передач по предлагаемым ГОСТ 21354-87 критериям на основе математического моделирования усталостных процессов в металлах. Также представляется возможным разработать методике определения допускаемых напряжений по результатам моделирования усталостных процессов (аналогично тому, как по результатам натурных усталостных испытаний были выработаны допускаемые напряжения, приведенные в ныне действующем ГОСТе). Это позволит ввести в стандарт два равноценных варианта расчета:

- расчет на долговечность по методике моделирования усталостных процессов;
- классический расчет, основанный на сравнении действующих напряжений  $\sigma_F$  с допускаемыми  $\sigma_{FP}$ . В этом случае  $\sigma_F$  определяются на основе существующих решений пространственной задачи теории упругости, а  $\sigma_{FP}$  – по методике, разрабатываемой авторами.

#### **Пути решения задачи.**

В работах [2, 4] в общих чертах поставлена задача создания комплексной математической модели деформируемого тела при объемном напряженно-деформированном состоянии зубьев, причем за базу была принята механическая модель деформируемого тела с дискретным внутренним трением Р.М. Чагыняна [6]. К настоящему моменту авторы более углубленно разработали эту задачу и предлагают укрупненную схему комплексной математической модели усталостного разрушения зубчатого колеса.

Рассмотрим подробнее основные составляющие модели и некоторые теоретические предпосылки, служащие фундаментом для разработки этих составляющих.

С целью удобства математической и программной реализации модель разделена на следующие модули (см. рис.).

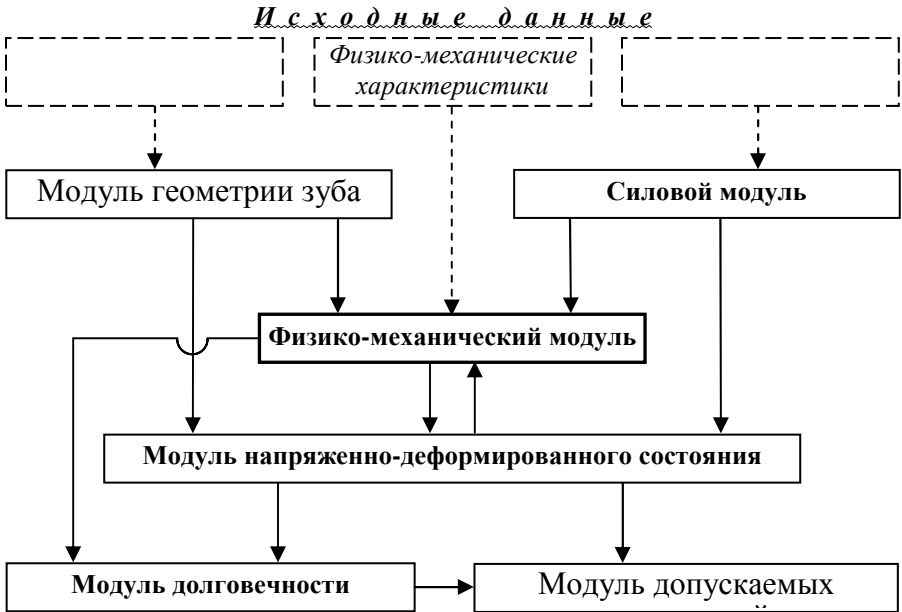


Рис. Модульная структура комплексной математической модели усталостного разрушения зубчатого колеса

### 1. Модуль геометрии зуба колеса.

Входными данными являются модуль зацепления  $m$  и число зубьев  $z$ , диаметр вершин  $d_a$  и угол наклона зубьев  $\beta$ , ширина венца  $b$ , параметры исходного контура  $(x, \alpha, h_a^*, h_f^*, c^*, \rho_f^*)$  и (при наличии) модификации профиля. Выходные данные – координаты точек рабочей поверхности и переходной кривой  $(X_i, Y_i, Z_i)$  [7] для последующего построения физико-механической и конечно-элементной модели.

### 2. Силовой модуль.

Исходными данными является гистограмма нагружения зубчатой передачи  $T_i(N_{ci})$  в ступенчатом или плавном виде. Возможно применение как детерминистского подхода, так и задание величин нагрузок и частот вращения по случайному закону. Также на данном этапе необходимо определить (хотя бы в первом приближении) внутренние динамические нагрузки  $v_F$ , оказывающие существенное влияние на нагрузочную способность передачи. Для точных зубчатых колес желательно учесть

возможное перемещение нагрузки в граничную точку однопарного зацепления, а также ее перераспределение на две пары зубьев. Выходными данными модуля является спектр повреждающих нагрузок  $S(F_{Gi})$ , необходимый для моделирования усталостных процессов и анализа НДС в последующих модулях.

### 3. Физико-механический модуль.

Является "ядром" всей модели. На входе задаются физико-механические и структурные характеристики материала колеса с учетом термической обработки, свойств поверхности (шероховатость, упрочнение), наличия дефектов материала (вакансий, дислокаций). Моделируется процесс образования и развития усталостной трещины. Задача решается в тесной взаимосвязи с модулем НДС для определения микро- и макронапряжений. В настоящее время авторы изучают вопрос выбора наиболее адекватной модели усталостного разрушения на основе деформационных и энергетических критериев (подробный обзор существующих моделей изложен в [8]; заслуживают также определенный интерес критерий К. Данг Вана [9] и подход В.С. Ивановой с позиций синергетики [10]).

### 4. Модуль напряженно-деформированного состояния.

Производится расчет напряжений на переходной поверхности зуба с учетом процесса формирования усталостной трещины. Как указывалось выше, для решения этой задачи подходят методы  $R$ -функций и конечных элементов. Заметим, что при решении пространственной задачи теории упругости реализация метода  $R$ -функций вызывает определенные затруднения. Поэтому оптимальным следует считать применение МКЭ, особенно с учетом широкого распространения стандартных программных пакетов для его реализации, таких как ANSYS.

### 5. Модуль долговечности.

По результатам моделирования процесса развития усталостной трещины в комплексе с анализом НДС выполняется прогнозирование ресурса передачи на основе детерминистского или вероятностного подхода. На первом этапе авторами приняты рассмотренные выше критерии долговечности из действующего стандарта. В дальнейшем не исключено применение и других оценочных критериев – срока службы передачи до достижения критического размера трещины  $T_{кр}$ ,  $\gamma$ -процентного ресурса и т.д. [11].

### 6. Модуль допускаемых напряжений.

При необходимости по результатам, полученным в модулях долговечности и НДС, строятся кривые усталости  $\sigma_{F\lim i}(N_{ci})$ , и рассчитываются допускаемые напряжения  $\sigma_{FP}$  для сравнения с эквивалентными действующими напряжениями  $\sigma_{FE}$  (см., например, [12]).

## **Выводы и рекомендации.**

1. Показана актуальность разработки взамен ГОСТ 21354-87 нового стандарта, содержащего расчеты долговечности на основе математического моделирования усталостных процессов.

2. Намечены модульная структура математической модели и основные задачи, которые необходимо решить в процессе ее разработки.

3. Проверка адекватности математической модели реальным усталостным процессам планируется сопоставлением с результатами испытаний зубчатых колес, по которым были выработаны нормы предела выносливости зубьев  $\sigma_{F\lim}$  для ныне действующего стандарта.

4. В случае успешного решения всех поставленных задач планируется программная реализация предлагаемой методики расчетов на долговечность в виде единого программного комплекса, подключаемого к ANSYS.

**Список литературы:** 1. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В. К вопросу об определении допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков, 2003. – №8. – Т.2. – С.39–44. 2. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В. Об определении допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач путем математического моделирования усталостных процессов // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2004. – №30. – С.39–44. 3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76 с. 4. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В. О математическом моделировании допускаемых напряжений при объемном напряженном состоянии зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Автомобиле- и тракторостроение". – Харьков, 2004. – №24. – С.31–34. 5. Приймаков А.Г., Устиненко А.В. К вопросу о рациональном выборе допускаемых напряжений в машиностроении // Механіка та машинобудування. – 2004. – №2. – С.71–74. 6. Чатынян Р.М. Исследование усталостной прочности деталей машин при переменных режимах нагружений и разработка методов расчета на основе вакансионно-статистических представлений и энергетического критерия усталости металлов: Автореф. дис... докт. техн. наук: 05.02.02. – Москва, 1980. – 32 с. 7. Устиненко А.В. К вопросу определения координат точек профиля эвольвентного зуба при моделировании процесса развития усталостных трещин // Механіка та машинобудування. – 2005. – №1. – С.71–74. 8. Троценко В.Т. Рассеянное усталостное повреждение металлов и сплавов. Сообщение 3. Деформационные и энергетические критерии // Проблемы прочности. – 2006. – №1. – С.5–31. 9. K. Dang Van, B. Griveau, O. Message. On a New Multiaxial Fatigue Limit Criterion: Theory and Application // Biaxial and Multiaxial fatigue, EGA 3. Mechanical Engineering Publications. – London, 1989. – Pp.479–496. 10. Иванова В.С. Синергетика: Прочность и разрушение металлических материалов. – М.: Наука, 1992. – 160 с. 11. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и деталей. – М.: Наука, 1984. – 312 с. 12. Козаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

Поступила в редколлегию 29.05.06