

# Объемное моделирование и оценка критериев разрушения в узлах и соединениях ГТД

Будилов И.Н., Жернаков В.С.

*Уфимский государственный авиационный технологический университет*

Важнейшим требованием, предъявляемым при проектировании современных конструкций и соединений является высокий их ресурс и надежность. При этом возникает необходимость в моделировании и расчете долговечности, прочности и оценке НДС ответственных соединений и элементов конструкций с учетом повреждаемости при термосиловом воздействии.

В настоящее время накоплен определенный опыт прогнозирования долговечности и оценки НДС с учетом развивающейся трещины в высоконагруженных разъемных соединениях [1,2,5], однако возросшие требования к качеству проектирования, ставят задачу учета новых факторов, таких, как: контактное взаимодействие между сопрягающимися витками в соединении, температура испытаний, сложная форма фронта трещины и траектория ее роста.

Рассмотрим тело произвольной геометрии при действии поверхностных нагрузок и заданных перемещений. Напряжения и перемещения в малой окрестности вершины трещины будут определяться согласно выражению [8]

$$s_{i,k} = \frac{K_1}{\sqrt{2pr}} f_{i,k}(q) + a(1+n)TE \quad u_{i,k} = \frac{K_1}{G} \sqrt{\frac{r}{2p}} F_{i,k}(q) + a(1+n)Tr$$

где  $r, q$  - полярные координаты с началом в вершине трещины;  $a, n$  -- коэффициент линейного теплового расширения и коэффициент Пуассона;  $G, E$  -- модуль сдвига и модуль упругости соответственно;  $f_x, f_y, f_{xy}, f_{i,k}(q), F_{i,k}(q)$  -- тригонометрические функции [3];  $T$  -- температура точки тела вблизи вершины трещины.

Закон Гука для точки с температурой  $T$  вблизи вершины трещины для условий плоской деформации запишется в виде [3]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial x} - a(1+n)T &= \frac{K_1}{E\sqrt{2pr}} \left[ (1+n^2)f_x - n(1+n)f_y \right] \\ \frac{\partial u}{\partial x} - a(1+n)T &= \frac{K_1}{E\sqrt{2pr}} \left[ (1+n^2)f_y - n(1+n)f_x \right] \\ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial x} &= \frac{K_1}{G\sqrt{2pr}} f_{x,y} \end{aligned}$$

Напряженно-деформированное состояние в области вершины трещины рассчитывали методом конечных элементов МКЭ [4], в котором вариационное

уравнение имеет вид  $\{dg\}^T \{R\} = \int \{de\}^T \{s\} dV$  где  $\{R\}$  -- внутренние силы;  $\{dg\}$  -- возможное перемещение узлов конечно-элементной модели;  $dV$  -- объем элемента.

Основное разрешающее уравнение МКЭ запишется как  $\{R\} = [K]\{g\}$  где матрица

жесткости конечного элемента вычисляется из условия  $[K] = \int_V [B]^T [D][B] dV$

матрицы  $[B]$  и  $[D]$  являются соответственно матрицами дифференцирования перемещений и упругости [3]. Напряжения в узлах КЭМ определяли из выражения:

$\{s\} = [D]\{e\} + \Delta T [D]\{a\}$  где  $\Delta T$  -- перепад температуры участков тела;  $a$  -- вектор коэффициента термического расширения.

При аппроксимации вершины трещины изопараметрическими сингулярными элементами значения коэффициента интенсивности напряжений (КИН) находим через узловые перемещения изопараметрических элементов окружающих вершину трещины, согласно соотношениям:

$$K_1 = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \sqrt{\frac{\rho}{2L}} f(v), \quad K_2 = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \sqrt{\frac{\rho}{2L}} f(u), \quad K_3 = \frac{E}{2} \sqrt{\frac{\rho}{2L}} f(w)$$

Функции перемещений  $f(u)$ ,  $f(v)$ ,  $f(w)$  изопараметрического элемента находились через соответствующие перемещения узлов, расположенных в вершине трещины, с учетом термосилового воздействия.

Соотношения (1)-(8) позволяют определять коэффициенты интенсивности напряжений первого, второго, третьего рода в самом общем случае, когда нагрузки и распределение температуры зависят от длины трещины, а упругие свойства материала - от температуры.

Расчет значений коэффициентов интенсивности напряжений в резьбовом соединении проводили с использованием конечно-элементной модели (КЭМ), состоящей

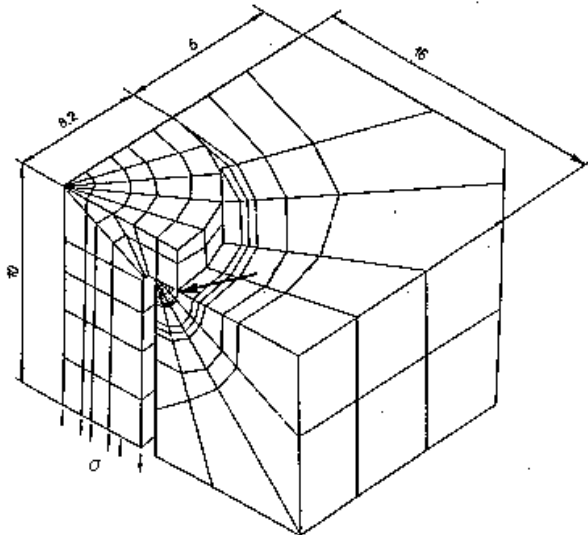


Рис. 1. Конечно-элементная модель резьбового соединения

из 20-узловых элементов, фрагменты которой показаны на рис.1. Трещина задавалась в первом нагруженном витке и под головкой болта как это изображено на рис.1. В области вершины трещины располагали сингулярные 15-узловые элементы со смещенными промежуточными узлами в "четвертые точки", что позволило с высокой точностью моделировать поле напряжений и перемещений в вершине трещины, согласно уравнениям (7) и (8).

Между витками резьбового профиля шпильки и гайки помещались контактные элементы типа "точка поверхность" для моделирования контактного давления на витки, что также позволило рассматривать соединение в условиях близких к реальным.

Нагрузку силой  $P=100$  МПа прикладывали к узлам свободного торца цилиндрической части шпильки, при этом опорная поверхность гайки опиралась на контактные элементы. Расчет выполнялся с учетом трения в контакте, коэффициент трения выбирался согласно [ 4 ] и равнялся 0,3.

Описанная конечно-элементная модель, показанная на рис.1, использовалась для объемного определения распределения нагрузки по виткам резьбы с учетом изменения податливости при продвижении трещины по сечению шпильки, а также при определении величины коэффициента интенсивности напряжения для трещин, относительный размер  $\bar{h} = h/d$ , которых изменялся от 0,1 до 0,4 (где  $h$  -- глубина трещины,  $d$  -- внутренний диаметр резьбы). Зависимости, характеризующие распределение нагрузки по виткам резьбы с учетом трещины во впадине первого нагруженного витка резьбы показаны на рис.2а.

На рис.2а также показано теоретическое распределение нагрузки по виткам резьбы, рассчитанное в работе без учета трещины в первом нагруженном витке. Отличие

теоретического распределения от найденного МКЭ составляет до 15%, что объясняется постоянством пятна контакта при моделировании контактного взаимодействия с использованием контактных элементов в расчетах.

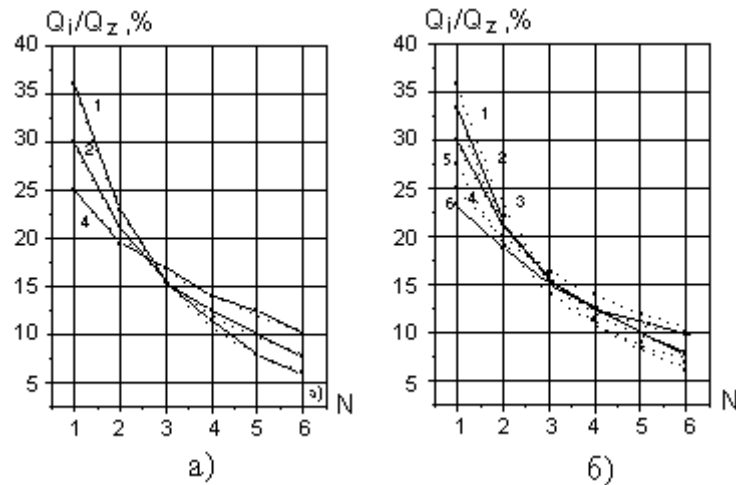


Рис. 2. Распределение нагрузки по виткам резьбы 1,2,3 - распределение, полученное МКЭ: 1 - сторона шпильки без трещины, 2 - сторона шпильки с подповерхностной трещиной, 3 - сторона шпильки с трещиной, выходящей на поверхность витка; 4,5,6 - теоретическое распределение [3]: 4 - 20<sup>o</sup>С, 5 - 200<sup>o</sup>С, 6 - 400<sup>o</sup>С

На рис.2б показано изменение распределения нагрузки по виткам резьбового профиля соединения М10х1,5 из сплава ВТЗ-1 и 30ХГСА с учетом развивающейся внутренней и выходящей на поверхность трещины. Установлено, что при изменении приведенной глубины трещины в диапазоне от 0,1 до 0,4 происходит перераспределение опорного давления по виткам, причем изменение нагрузки на первом витке составляет от 3,2% до 13,8% в зависимости от материала шпильки и гайки, глубины и способа залегания усталостной трещины (трещина внутренняя и выходящая на поверхность). Установлено, что для постоянной глубины залегания усталостной трещины при ее выходе на поверхность происходит дополнительная разгрузка первого нагруженного витка на 5%, что приводит к изменению поля напряжений в области вершины трещины.

Расчет коэффициентов интенсивности напряжений первого и второго рода проводился по формулам (7), (8) для нескольких положений вершины трещины.

Характерные зависимости распределения нагрузки по виткам резьбы с учетом термосилового воздействия показаны на рис.2б (пунктирные линии). Анализ показывает, что с увеличением температуры до 400<sup>o</sup>С происходит некоторое выравнивание нагрузки по виткам, т.е. первый опорный виток разгружается на 5-10% в зависимости от величины температуры. Этот вывод хорошо согласуется с данными, полученными ранее в работе [ 4 ].

Расчет показал, что в исследуемой области приведенных глубин трещин величина коэффициента интенсивности напряжений второго рода  $K_2$ , характеризующего разрушение сдвигом составляет менее 10% от значений коэффициента  $K_1$ , в то время как  $K_3$  составляет 5-7%.

На рис.3 показано изменение нормированного коэффициента интенсивности напряжений в зависимости от высоты гайки и погрешностей шага резьбы, а также отношения модулей упругости шпильки и гайки.

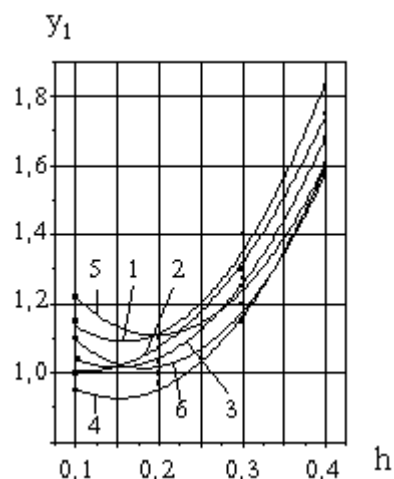


Рис. 3. Зависимость приведенного КИН  $Y_1$  1 - без учета перераспределения нагрузки по виткам резьбового профиля 2 - с учетом перераспределения нагрузки по виткам резьбы (трещина, выходящая на поверхность) 3 - внутренняя трещина 1-3 - отношение модулей упругости шпильки и гайки  $E_{ш}/E_{г}=1.0$  4 - отношение модулей упругости  $E_{ш}/E_{г}=1.9$  5 -  $200^{\circ}\text{C}$ , 6 -  $400^{\circ}\text{C}$

В результате расчета получены зависимости рис.3, характеризующие изменение величины  $Y_1$  от приведенной глубины трещины во впадине первого нагруженного витка резьбы с учетом перераспределения нагрузки на витки с подрастанием трещины (кривая 2) и без учета перераспределения нагрузки (кривая 1). Температура в соединении принималась равной  $200^{\circ}\text{C}$  и  $400^{\circ}\text{C}$ , при этом приведенное значение коэффициента интенсивности напряжений в случае термосилового воздействия определялись по формуле

$$Y_1 = \frac{K_1^T}{(a\Delta TE + s)\sqrt{\rho h}}$$

Из рис.3 видно, что величина коэффициента интенсивности напряжений первого рода  $K_1$  для случая перераспределения нагрузки по виткам резьбы с учетом термосилового воздействия ниже, чем величина  $K_1$ , полученная без учета перераспределения нагрузки. Это различие составляет до 10% и уменьшается с ростом отношения.

Аналогичные результаты получены для резьбового соединения с расположенной во впадине первого нагруженного витка шпильки поверхностной трещиной и внутренней не входящей на поверхность трещиной. Для этого случая результаты показаны на рис.3 (кривая 3). Пунктирной линией также показаны зависимости при термосиловом воздействии, перепад температур точек тела шпильки принимался равным  $400^{\circ}\text{C}$ . Установлено, что с ростом перепада температуры с  $20^{\circ}\text{C}$  до  $400^{\circ}\text{C}$  происходит монотонный рост величины коэффициента интенсивности напряжений первого, второго и третьего рода.

### Выводы по работе:

1. Определены значения КИН в реальном резьбовом соединении с учетом величины и формы трещины, а также для случая подповерхностной и выходящей на поверхность трещины.
2. Проанализированы и получены численные значения КИН для случая одинарной трещины, выходящей на контур радиуса впадины резьбы с учетом контактного взаимодействия между сопрягающимися витками.

3. Установлено влияние температуры на величину КИН при термосиловом воздействии на резьбовое соединение.

4. Полученные результаты могут быть использованы, как при анализе резьбовых соединений, поврежденных трещиной, так и при расчете живучести соединения в реальных условиях эксплуатации.

## **Литература**

1. Жернаков В.С., Будилов И.Н. Исследование циклической прочности резьбовых соединений // Вестник машиностроения.-1986.-№8.-С.19-22
2. Жернаков В.С., Будилов И.Н. Расчет коэффициента интенсивности напряжений для трещин, выходящих на поверхность под головкой болта // Проблемы машиностроения и надежности машин.-1990.-№6.-С.49-52.
3. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. -М.-Мир, 1975.-538с.
4. Сиратори М., Миеси Т., Масусита Х. Вычислительная механика разрушения: Пер. с японск.-М:Мир,1986.-334с.
5. Zhernakov V.S., Budilov I.N., Savchenko V.A. Breakage mechanics of complex parts aviation structures with account for technological heritage // XII Polish Conference of Computer Methods.-Warsaw-Zegrse, Poland, 9-13 May 1995, s.349.