



УДК 539.4.012.3:621

© В. А. Языков, 2007

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Языков В. А. – канд. техн. наук, доц. кафедры «Компьютерное проектирование и сертификация машин» (ТОГУ)

Исследовано методом конечных элементов резьбовое соединение. Рассмотрена возможность применения этого метода для оценки прочности элементов соединения.

Threaded connection is investigated by the method of final elements. The method is considered to be used for estimating durability of connection elements.

Для ставшего популярным в последние годы конечно-элементного анализа (КЭА) [1] [2] одним из основных вопросов является верификация результатов. Надежными методами верификации являются натурный эксперимент и сравнение результатов с аналитическим исследованием адекватной математической модели. Оба метода достаточно ограничены. Первый метод не позволяет получать точные данные о состоянии конструкции из-за невозможности непосредственного ее измерения в ответственных местах, второй – ограничивается всего небольшим классом простых задач и особых условий нагрузки. К таким задачам можно, на наш взгляд, отнести задачу, связанную с распределением нагрузки по виткам резьбы.

Резьбовое соединение как наиболее распространенный способ соединения в конструкциях изучено в настоящее время достаточно глубоко и имеет аналитическую модель.

Для верификации расчетов в данной работе сделано сравнение результатов КЭА резьбового соединения с известной гипотезой Жуковского [3] и аналитическими выводами Биргера [4]. На рис. 1 показана эпюра нормальных напряжений (растяжения) по оси X, полученная расчетом трехмерной конечно-элементной модели резьбового соединения при статическом нагружении.

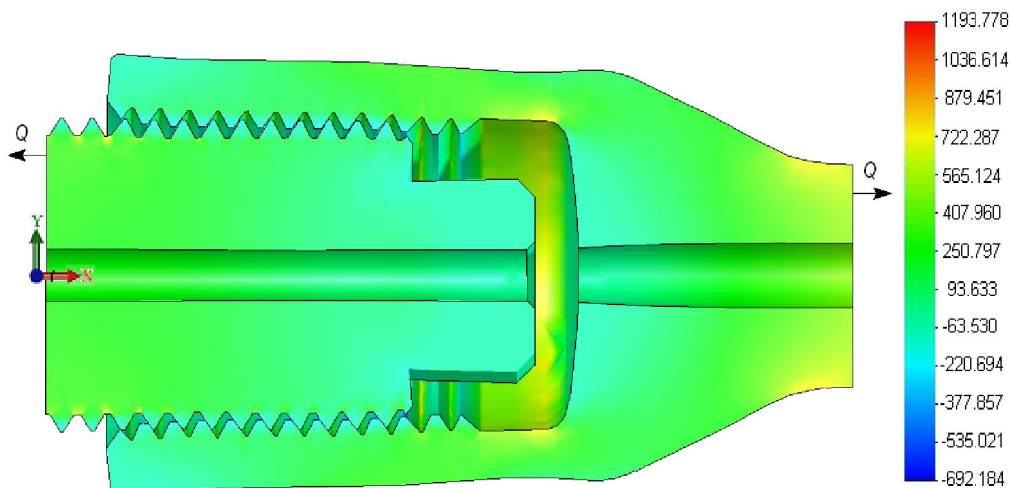


Рис. 1. Эпюра нормальных напряжений по оси X

Характеристики материала для гайки и винта одинаковые: материал – линейный, упругий и изотропный. Винт и гайка находятся в растянутом состоянии. Для упрощения моделирования контактные винтовые поверхности резьбы заменены кольцевыми поверхностями с профилем резьбы (резбовая гребенка). В контактном соединении кольцевых поверхностей гребенки учитывался коэффициент трения. Форма деформации соединения на эпюре показана в утрированно увеличенном виде (увеличено более чем в 53,6 раза).

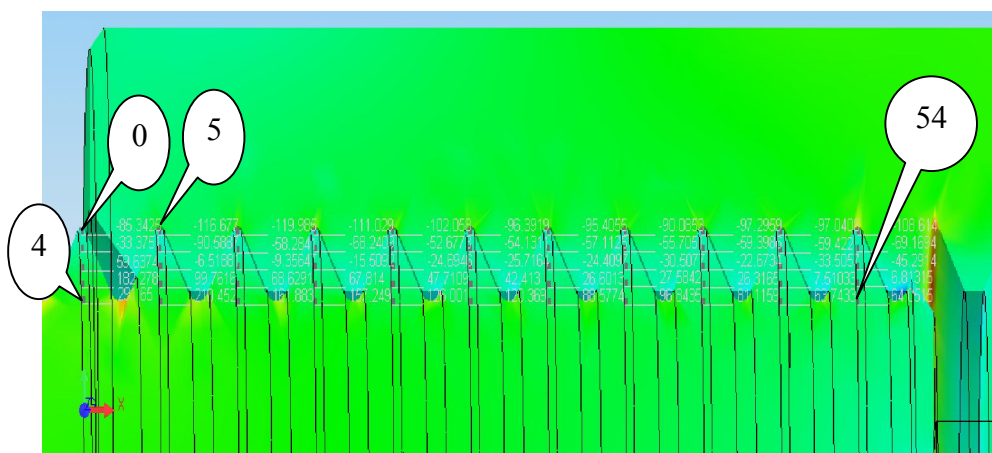


Рис. 2. Схема точечного исследования эпюры нормальных напряжений



Схема для точечного исследования эпюры нормальных напряжений резьбы М60 шпильки показана на рис. 2. Под точечным исследованием понимается процедура определения значения исследуемого параметра в точке. Исследовался последовательно каждый виток резьбы, начиная от точки 0, расположенной на середине вершины витка шпильки. На каждом витке получено пять точек. Точка 4 расположена на середине основания витка. Точка 54 – последняя точка на последнем витке, находящемся в контакте с гайкой.

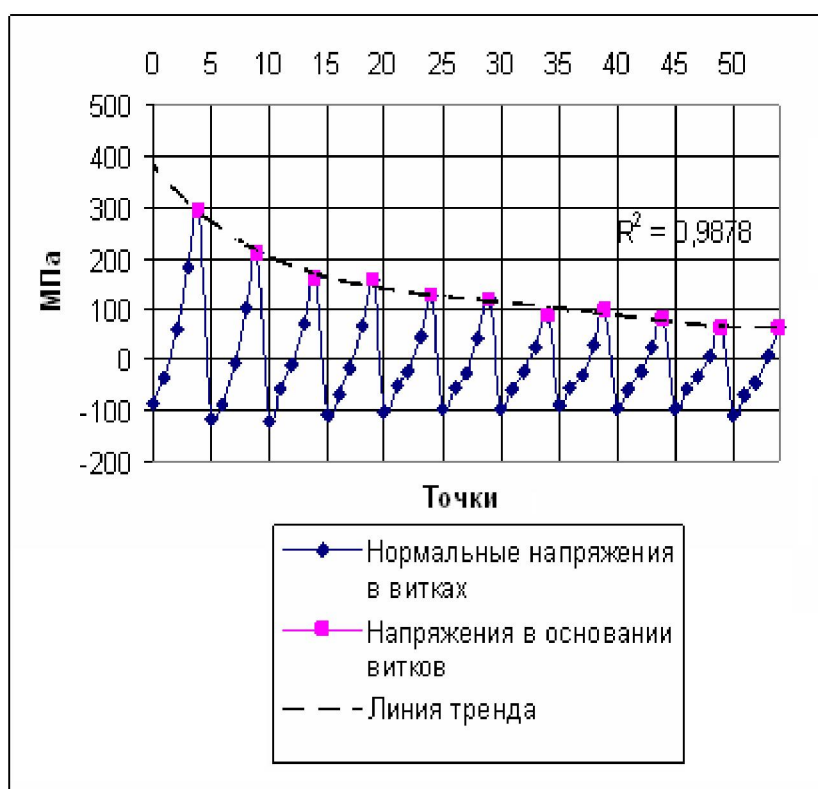


Рис. 3. Результаты точечного исследования эпюры нормальных напряжений

Результаты точечного исследования представлены на графиках рис. 3. Линия тренда проведена для точек в основании витков. Эта линия характеризует распределение напряжения по виткам резьбы.

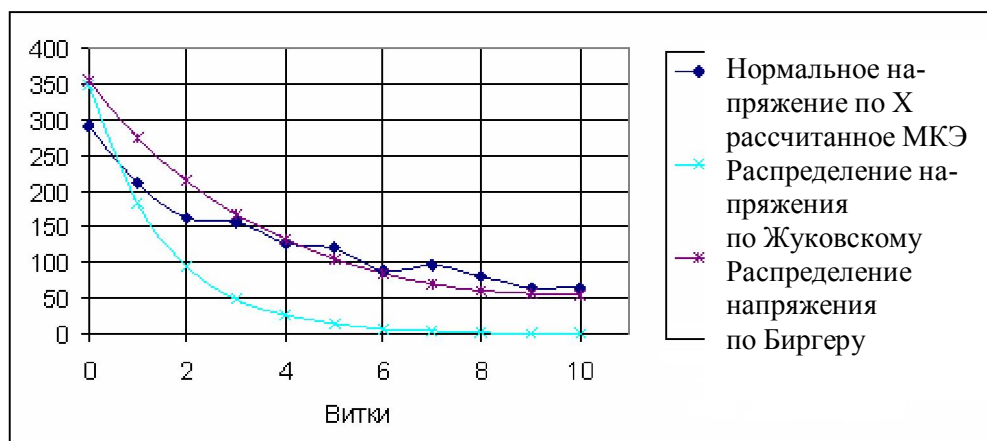


Рис. 4. Сравнение результатов расчета методом конечных элементов с известными теориями

На рис. 4 приведено сравнение этой линии распределения напряжения с расчетами по формулам Жуковского и Биргера. Сравнение показывает высокое совпадение. Коэффициент регрессии с результатами Биргера составляет 0,986, с гипотезой Жуковского – 0,955.

Рассмотрим полученные результаты состояния соединения в рамках прочностной теории для упруго-пластичных материалов – четвертой теории прочности.

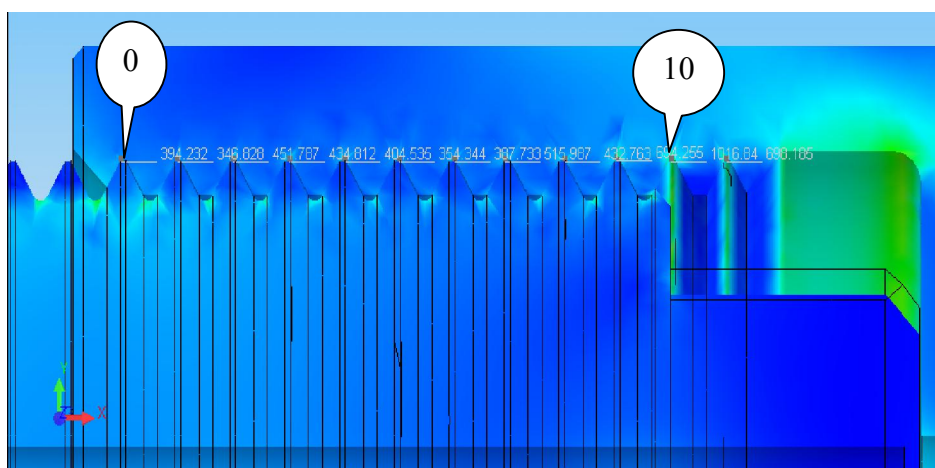


Рис. 5. Схема исследования впадин резьбы гайки

На рис. 5 представлена схема точечного исследования эпюры эквивалентных напряжений гайки.

Эквивалентные напряжения подсчитаны по формуле



$$\sigma = \{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] / 2\}^{(1/2)},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения.

Точка 0 располагается в первой впадине резьбы. Результаты приведены в табл. 1. Во впадинах 9, 10 и 11 превышено напряжение предела текучести. Однако традиционные расчеты на прочность этого соединения показывают большой запас прочности.

Таблица 1

Эквивалентные напряжения во впадинах резьбы

Точка	σ , МПа	Точка	σ , МПа
0	398,10	6	554,50
1	543,70	7	550,00
2	536,40	8	726,20
3	599,90	9	955,10
4	589,60	10	1135,00
5	574,80	11	932,00

Это расхождение объясняется тем, что традиционные расчеты деталей машин ведутся по средним напряжениям в опасных сечениях и с учетом различных экспертных коэффициентов, учитывающих реальные условия работы. Одним из них является коэффициент концентрации напряжений при переменной нагрузке. В данном случае концентратором выступает резьбовая нарезка. Если принять коэффициент концентрации для резьбы $k_t = 5,5$ [4] [5], то, уменьшив найденные значения на коэффициент концентрации [6], получаем вполне согласуемые результаты. Остается вопрос, почему после превышения предела текучести, да и предела прочности, в местах концентрации напряжений конструкция в действительности не разрушилась и сохранила свою работоспособность? Это явление имеет несколько объяснений. Первое [7], местные напряжения от краевого эффекта не считаются расчетными. Второе, [4] для пластичных материалов концентрация местных напряжений, превышающих допустимые, захватывающая небольшой участок конструкции, при статическом постоянном действии нагрузки иногда допускается. Если же такое перенапряжение происходит периодически, например, при многократном повышении и спаде давления, оно может вызвать возникновение усталостной трещины именно в зоне концентрации и не может быть допущено. Третье, в данной работе использовалась программа для статического линейного анализа, и при достижении предела текучести не учитывалось перераспределение

напряжений, а это приводит к завышенным результатам напряжений при превышении предела текучести материала [2].

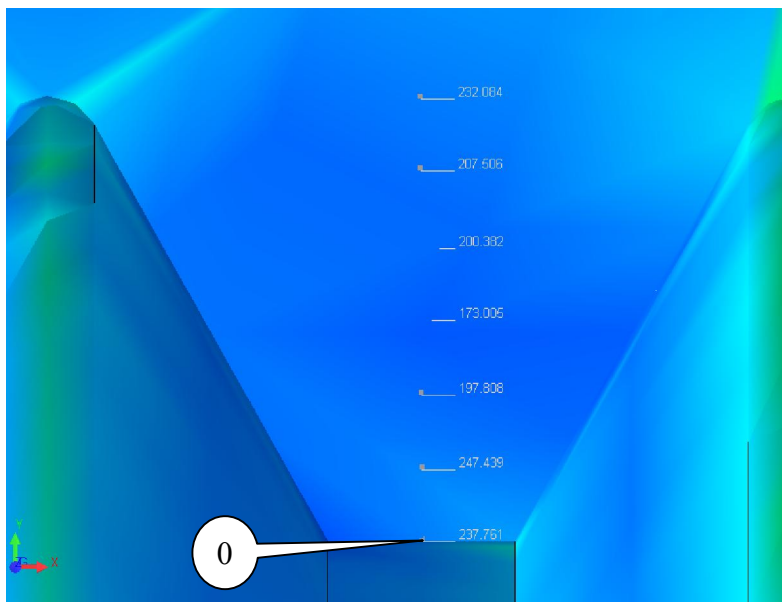


Рис. 6. Схема точечного исследования эпюры эквивалентных напряжений наиболее нагруженного витка по высоте

Запас прочности витка резьбы определялся по максимальному эквивалентному напряжению в поперечном сечении витка. Схема точечного исследования эпюры эквивалентных напряжений девятого витка гайки по высоте показана на рис. 6. Точка 0 расположена на вершине витка резьбы. Результаты приведены в табл. 2.

Были так же проверены нормальные напряжения σ_x , по высоте витка. Результаты приведены в табл. 2 и на рис. 7.

Таблица 2

Результаты исследования напряжений по высоте витка

Точка	σ , МПа	σ_x , МПа
0	237,761	-299,681
1	247,439	-93,78
2	197,808	-27,631
3	173,005	36,126
4	200,382	109,691
5	207,506	180,885
6	232,084	247,99



Результаты вполне согласуются с исследованиями Биргера.

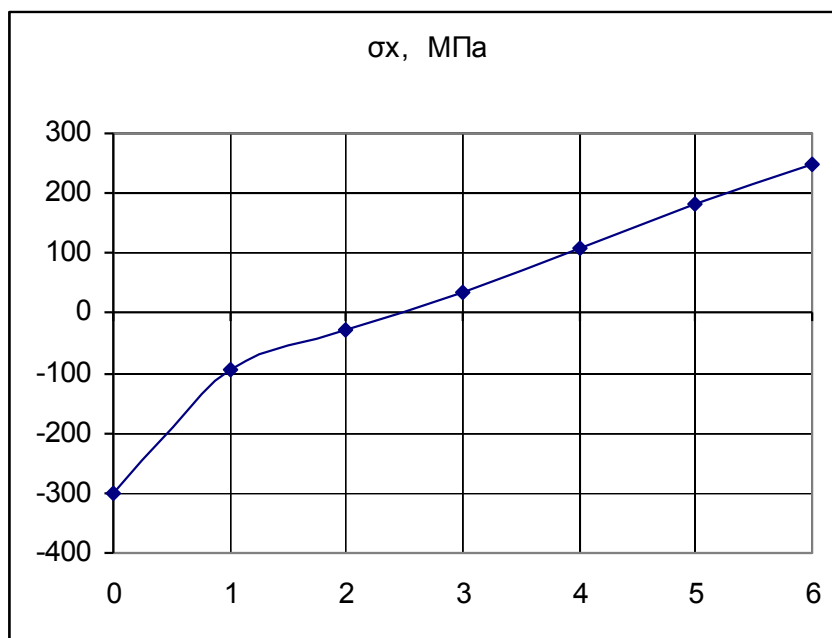


Рис. 7. Распределение нормальных напряжений σ_x по высоте витка

Напряжения сжатия действуют примерно до половины витка. Наибольшее напряжение сжатия на вершине витка в точке 0. Прочность резьбы по напряжениям смятия удовлетворяется.

Выводы:

1. Использование линейного статического КЭА для оценки прочностных характеристик резьбовых соединений возможно для статического вида нагружения.
2. Заключение о прочности резьбы для упруго-пластичных материалов может быть дано по величине эквивалентного напряжения во впадинах резьбы с учетом действительного коэффициента концентрации напряжений. Действительный коэффициент концентрации напряжений рассчитывается как отношение наибольшего напряжения во впадинах резьбы к напряжению в средней части стержня винта или среднего значения напряжения в сечении гайки, измеренного в среднем диаметре кольца сечения гайки.



3. Нормальные напряжения на витках резьбы могут быть использованы для оценки износостойкости винтовой пары на основе применяемых норм.

Библиографические ссылки

1. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. М., 1975.
2. *Норри Д., Де Фриз Ж.* Введение в метод конечных элементов. М., 1981.
3. *Жуковский Н. Е.* Распределение давлений между витками. ОНТИ, 1937.
4. *Биргер И. А.* Расчет резьбовых соединений. М., 1959.
5. *Петерсон Р.* Коэффициенты концентрации напряжений. М., 1977.
6. *Ying Teng* How linear FEA helps in fatigue analysis/ Parker Hannifin Corp. Aerospace Group Irvine, Calif. – <http://www.machinedesign.com>.
7. *Осесимметричные задачи теории упругости / П. А. Белоус.* Одесса, 2000.