

А.А.ВОДКА, аспирант, НТУ «ХПИ»;

А.С.СТЕПЧЕНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»;

А.И.ТРУБАЕВ, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГИДРОТУРБИНЫ

На основі скінченно-елементного підходу побудована осесиметрична модель болтового з'єднання, з урахуванням контактної взаємодії. Визначені коефіцієнти концентрації напружень на галтелях під головками болтів кріплення робочих коліс гідротурбін. Проведено порівняльний аналіз отриманих результатів з даними із довідкової літератури.

Axisymmetric model of bolt connection based on the finite-element approach has been designed, taking into account the contact interaction. The coefficients of stress concentration at the fillets under the heads of bolts holding the impeller of turbines have been determined. A comparative analysis of the results with those given in the references has been conducted.

На основе конечно-элементного подхода построена осесимметричная модель болтового соединения, с учетом контактного взаимодействия. Определены коэффициенты концентрации напряжений на галтелях под головками болтов крепления рабочих колес гидротурбин. Проведен сравнительный анализ полученных результатов с данными, приведенными в справочной литературе.

Введение. Болтовые соединения являются неотъемлемой частью различных конструкций, в том числе гидротурбин, и могут определять ресурс конструкции в целом. В настоящее время в Украине отсутствуют нормативные материалы по прогнозированию ресурса резьбовых соединений гидротурбин [1]. Это обстоятельство делает актуальным проведение исследований по уточнению напряженно-деформированного состояния (НДС) болтового соединения рабочего колеса гидротурбины, которые позволят оценить концентрацию напряжений в болтах большого размера, и более обосновано решать задачу по определению ресурса болтовых соединений.

1 Постановка задачи. Целью работы является исследование НДС болтовых соединений на основе построенных осесимметричных конечно-элементных (КЭ) моделей с учетом контакта в резьбе; сравнительный анализ численных результатов по НДС, полученных на основе осесимметричной и объемной моделей [2] для болтов типоразмеров М110х4 и М100х4, а также результатов, полученных на основе методик, приведенных в справочной литературе [3, 4].

2 Обоснование использования осесимметричной модели. Ранее исследовано НДС болта М100х4 в трехмерной постановке с учетом следующих факторов: давления воды, веса конструкции, центробежных сил, монтажных нагрузок [2]. Было показано, что определяющую роль в формировании НДС

играет тепловая затяжка болта, которая предусматривается технологией монтажа. Недостатком такой модели является то, что не учитывается резьбовое соединение, которое смоделировать в трехмерной постановке методом конечных элементов (МКЭ) практически невозможно из-за высокой размерности разрешающей системы уравнений и существенной нелинейности при моделировании контакта. Использование осесимметричной КЭ модели позволит снизить размерность задачи, смоделировать резьбовое соединение и учесть контакт в нем. Однако такой подход может привести к некоторым искажениям результатов по напряжениям в области шестигранной головки болта, которая не является осесимметричной. Еще одним ограничением такой КЭ модели является возможность учета только осесимметричных нагрузок.

На рис. 1 показано распределение растягивающих напряжений в среднем сечении стержня болта (по результатам расчета в трехмерной постановке [2]), которые распределены осесимметрично, с небольшим отклонением от центра сечения. Это говорит о наличии внецентренного растяжения в болте, которое обусловлено влиянием поля центробежных сил, возникающих при эксплуатации гидротурбины. Для оценки величины эксцентриситета внецентренного растяжения воспользуемся известным соотношением [5]:

$$e = \left(\sigma_{cp} - \sigma(r_{max}) \right) \frac{I_x}{r_{max} P}, \quad (1)$$

где: e – эксцентриситет; σ_{cp} – среднее напряжение в сечении; $\sigma(r_{max})$ – минимальное напряжение на максимальном радиусе сечения; r_{max} – максимальный радиус сечения; I_x – момент инерции поперечного сечения; P – величина растягивающего усилия.

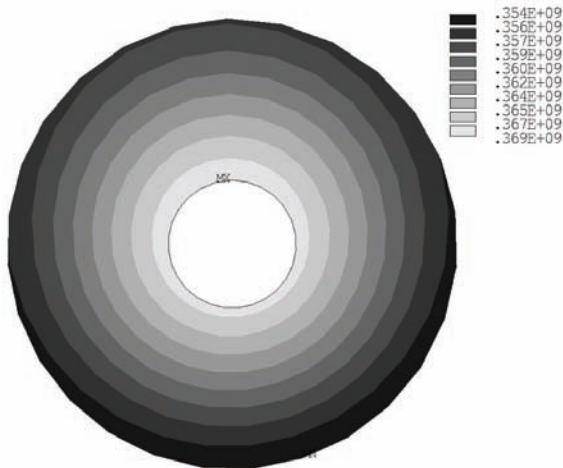


Рисунок 1 – Распределение напряжений (σ_z) по сечению стержня болта

В результате для болта был получен эксцентриситет $e = 2,29 \cdot 10^{-4}$ м, при $r_{\max} = 5,5 \cdot 10^{-2}$ м. Таким образом, эксцентриситет внецентренного растяжения составляет менее 1 % от максимального радиуса сечения стержня болта, создает отклонение от среднего значения напряжения 4 %.

Незначительное влияние внецентренного растяжения на НДС болта позволяет им пренебречь и рассмотреть задачу в осесимметричной постановке.

3 Сравнительный анализ численных результатов. В работе рассматриваются болты М100х4 и М110х4, которые используются в поворотных лопастных и пропеллерных гидротурбинах. Конструктивно данные болты схожи, однако для каждого болта регламентированы свои нормы по затяжке.

На рис. 2, а и 4, а приведены осесимметричные КЭ модели болтовых соединений М110х4 и М100х4. Эти модели выполнены с учетом контактных взаимодействий: в резьбовом соединении; головки болта и фланца вала; фланца вала и корпуса рабочего колеса. В качестве граничного условия, моделирующего затяжку болта, задавалось начальное смещение (натяг) головки болта относительно опорной поверхности на величину Δ . Этот параметр является удобным с инженерной точки зрения, так как в дальнейшем его можно легко пересчитать как в температуру нагрева болта при тепловой затяжке, так и в угол поворота болта при использовании силовой затяжки холодным способом. При построении КЭ моделей был использован 8-ми узловой четырехугольный осесимметричный элемент. Сходимость решения подтверждалась сравнением результатов на различных сетках, а погрешность по максимальным напряжениям для каждой из моделей составила менее 3 %.

Болты М110х4 и М100х4 изготовлены из стали, с пределами текучести 800 и 680 МПа соответственно. На рис. 2, б приведена диаграмма перемещений, а на рис. 2, в – диаграмма эквивалентных напряжений по Мизесу болта М110х4, полученные при действии предварительного натяга $\Delta = 5,3 \cdot 10^{-4}$ м, что после деформирования создает удлинение при затяжке $\delta = 2,50 \cdot 10^{-4}$ м. На рис. 4, б приведена диаграмма перемещений, а на рис 4, в – диаграмма эквивалентных напряжений по Мизесу болта М100х4, полученные при действии предварительного натяга $\Delta = 4,87 \cdot 10^{-4}$ м, что после деформирования создает удлинение при затяжке $\delta = 2,58 \cdot 10^{-4}$ м. Удлинение при затяжке в обоих случаях измерялось от середины резьбовой части до верхней поверхности головки болта.

На рис. 3, а, 3, б, 5, а и 5, б показаны распределения эквивалентных напряжений по галтелям под головкой и по резьбе болтов М110х4 и М100х4. Как видно из этих рисунков, наиболее опасными местами являются галтель под головкой болта и первый виток резьбы, где получены максимальные напряжения. Эквивалентное напряжение по Мизесу на галтели под головкой болта близко к пределу текучести.

В практике проектирования болтовых соединений используется расчетная методика, основанная на определении напряжений в опасных участках с помощью коэффициентов концентрации. Теоретический коэффициент концентрации контурных напряжений под головкой болта для однорадиусной

галтели, согласно методике используемой при проектировании [3, 4], определяется по формуле

$$\alpha_{\sigma} = 1 + 0,55 \sqrt{\frac{d}{R_{\delta}}}, \quad (2)$$

где α_{σ} – коэффициент концентрации контурных напряжений под головкой болта; d – диаметр стержня болта; R_{δ} – радиус скругления галтели под головкой.

В работе [4] получены значения коэффициентов концентрации для болта М10 из решения осесимметричной контактной задачи о взаимодействии головки болта со стягиваемыми деталями. В табл. 1 сопоставляются теоретические результаты со значениями, полученными по приближенной формуле (2).

Таблица 1 – Значение коэффициентов концентрации

R_{δ} , мм	α_{σ} теоретическое [4]	α_{σ} по соотношению (2)	Расхождение, %
0,05	5,25	8,78	67,2
0,15	3,08	5,49	78,2
1,5	3,5	2,42	30,8
2,5	1,44	2,10	45,8

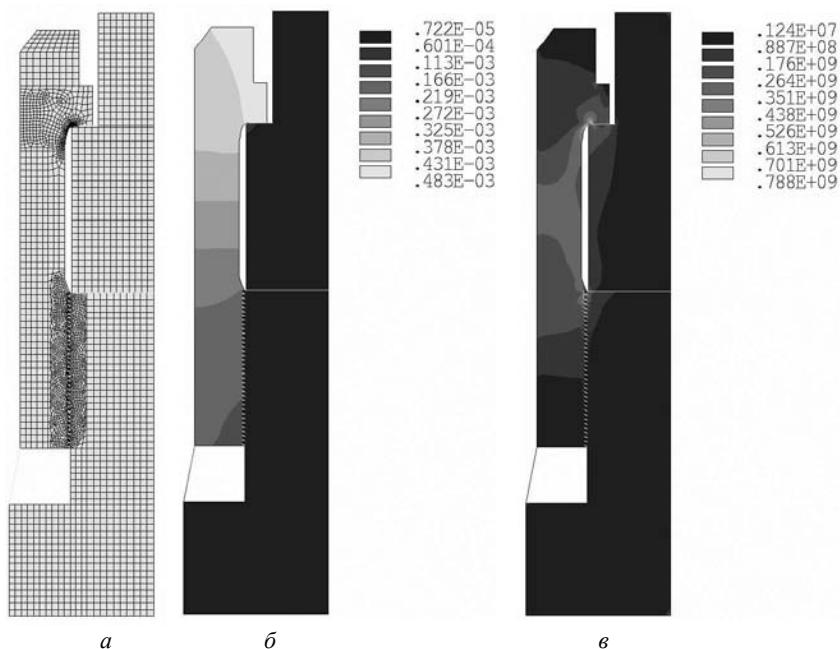


Рисунок 2 – Осесимметричная модель болтового соединения с тепловой затяжкой (болт М110х4): а – КЭ модель; б – суммарные перемещения, м; в – эквивалентные напряжения по Мизесу, Па

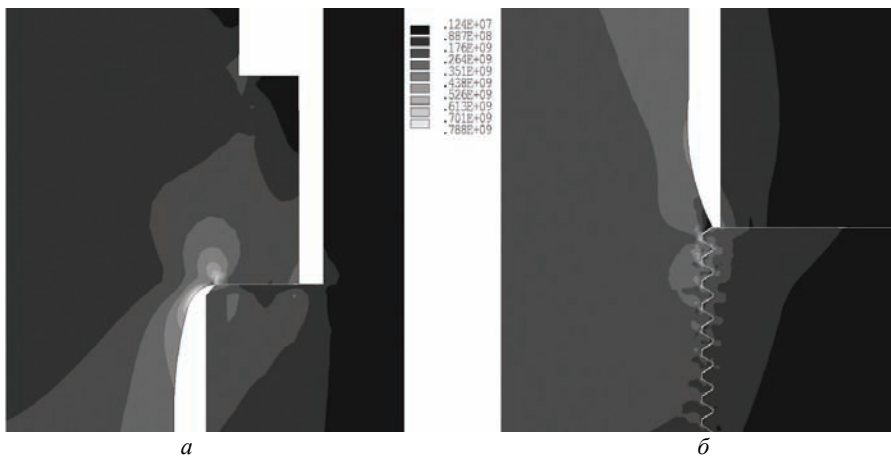


Рисунок 3 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу на галтелях (болт М110х4): *a* – под головкой; *б* – возле резьбы

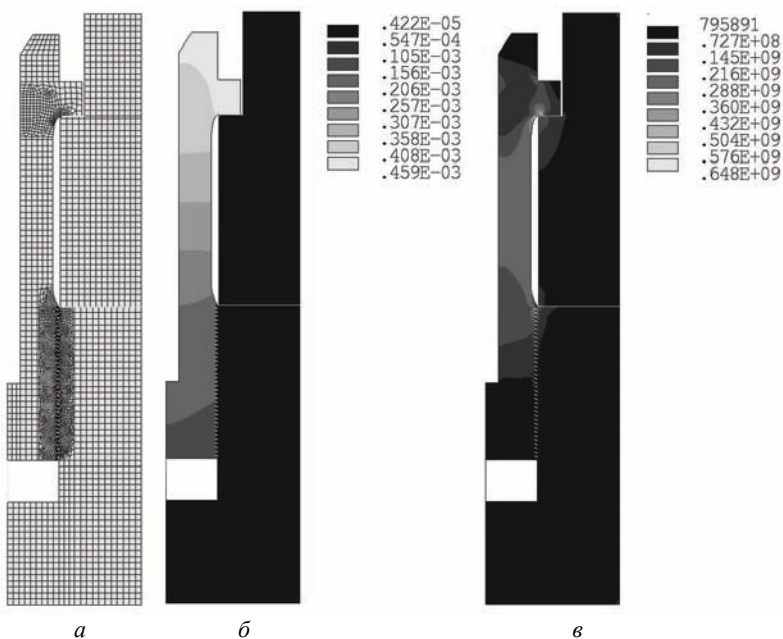


Рисунок 4 – Осесимметричная модель болтового соединения с тепловой затяжкой (болт М100х4): *a* – КЭ модель; *б* – суммарные перемещения, м; *в* - эквивалентные напряжения по Мизесу, Па

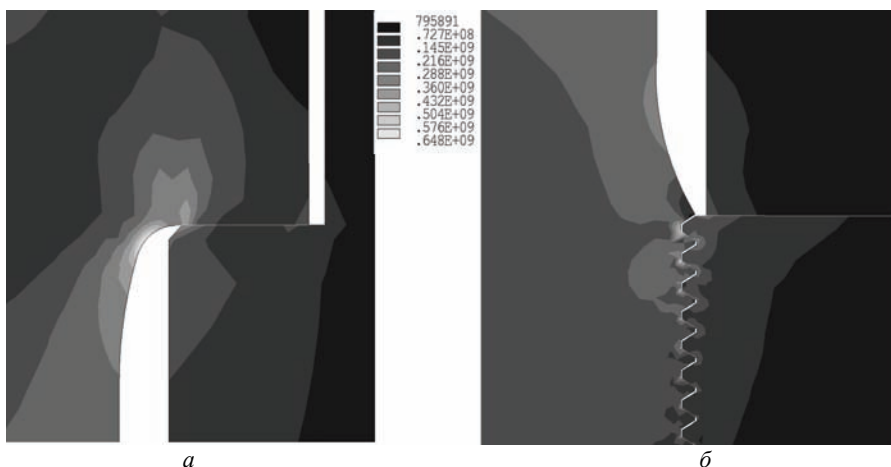


Рисунок 5 – Распределение эквивалентных напряжений Мизеса по галтелям, Па (реальная модель M100x4): а – под головкой; б – возле резьбы.

Расхождения в приведенных результатах, определенные относительно теоретических значений, находятся в диапазоне от 31 % до 78 %, что указывает на необходимость уточнения коэффициентов концентрации.

Соотношение (2) можно использовать для оценки верхней и нижней границы диапазона, в котором лежит коэффициент концентрации двухрадиусной галтели, путем подстановки значений большего и меньшего радиусов. Так, для болта M110x4 – $R_{\sigma}^{\min} = 6$ мм, $R_{\sigma}^{\max} = 60$ мм и $d = 100$ мм, а M100x4 – $R_{\sigma}^{\min} = 6$ мм, $R_{\sigma}^{\max} = 60$ мм и $d = 88$ мм. Таким образом, диапазон, в котором лежат коэффициенты концентрации контурных напряжений под головкой болта M110x4 – $\alpha_{\sigma} = 1,71 \dots 3,25$, M100x4 – $\alpha_{\sigma} = 1,66 \dots 3,11$.

Таблица 2 – Сравнительные характеристики болтов M100x4 и M110x4

Параметр	M100x4	M110x4
Начальный натяг Δ , мм	0,487	0,530
Удлинение при затяжке δ , мм	0,258	0,250
Напряжение на гладкой части болта, МПа	224	266
Макс. напряжение по Мизесу на галтели под головкой, МПа	648	788
Макс. контурное напряжение на галтели под головкой, МПа	737	894
Коэф. концентрации эквивалентных напряжений по Мизесу (МКЭ)	2,89	2,97
Коэф. концентрации контурных напряжений (МКЭ)	3,29	3,37

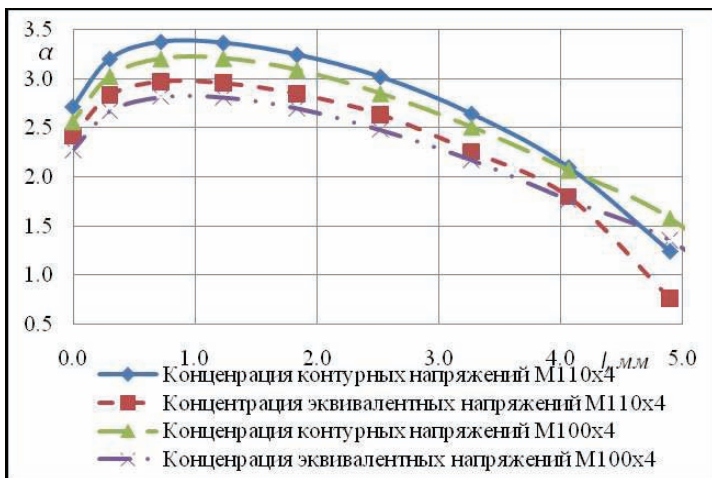


Рисунок 6 – Распределение коэффициента концентрации контурных и эквивалентных напряжений по Мизесу вдоль галтели под головкой болтов M100x4 и M110x4

Результаты, полученные по КЭ моделям (табл. 2) превышают верхнюю границу, полученную по соотношению (2).

Выполнив нормирование контурных и эквивалентных напряжений по Мизесу на галтели под головкой напряжениями на гладкой части болта, получим распределения коэффициентов концентрации напряжений по галтели (рис. 6). Как видно из рис. 6, контурные и эквивалентные напряжения по Мизесу имеют качественно одинаковый характер распределения по галтели, однако контурные напряжения несколько больше эквивалентных.

Выводы

- 1 Выполнено обоснование использования осесимметричной модели болтового соединения рабочего колеса гидротурбины.
- 2 Построена осесимметричная КЭ модель болтового соединения с учетом контактного взаимодействия следующих элементов конструкции: резьбового соединения, головки болта и фланца вала, фланца вала и корпуса рабочего колеса.
- 3 Получены коэффициенты концентрации напряжений на галтели под головкой болта, которые отличаются от значений, используемых в практике проектирования.
- 4 Определены граничные значения удлинений для построенных моделей болтовых соединений M110x4 и M100x4, которые не приводят к пластическим деформациям на галтели под головкой болта.

Список литературы: 1. Проект нормативного документу Мінпаливенерго: Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини ГЕС та ГАЕС. Розроблено: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного АН України, ВАТ «Турбоатом». – К.: Мінпаливенерго, 2010. 2.

Евдокимов Н.Н., Степченко А.С., Трубаев А.И. Моделирование напряженно-деформированного состояния болтового соединения рабочего колеса гидротурбины на основе 3d модели. // Вісник НТУ «ХП». Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ «ХП», 2009. – № 42. – С. 45-53. **3.** *Биргер И.А. Шорр Б.Ф, Иосилевич Г.Б.* Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с. **4.** *Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.* Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с. **5.** *Феодосьев В.И.* Сопротивление материалов. – 8-е изд., стереотип. – М.: Наука, 1979. – 560 с.

Поступила в редколлегию 11.07.2011