

УДК 621.438

Прочностной анализ рабочего колеса центростремительной турбины

04, апрель 2012

Киселёв Н.А.

*Студент,
кафедра «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»*

*Научный руководитель: Арбеков А.Н.,
кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные
энергоустановки»*

МГТУ им. Н.Э. Баумана
stul-007.5@mail.ru

Введение.

Одним из наиболее нагруженных элементов малоразмерных газотурбинных установок (ГТУ) является рабочее колесо (РК) центростремительной турбины (ЦСТ), во многом и определяющий ресурс и надежность ГТУ. В связи с этим необходимо получить достоверную картину напряженно-деформированного состояния (НДС) РК ЦСТ. Известно, что данный класс изделий является сугубо 3-мерным (3D) и анализ в двумерном приближении осесимметричной модели [1] для получения реальной картины напряжений, возникающих при работе, практически невозможен.

Постановка задачи.

Рассмотрим модель колеса (рис. 1), полученную в результате профилирования по методике, изложенной в [2]. Для обеспечения высокой прочности поверхности лопаток выполнены «линейчатыми», а закон изменения толщины лопаток выбран с учетом рекомендаций, изложенных в [3]. Элементы, отвечающие за передачу момента, показаны условно.

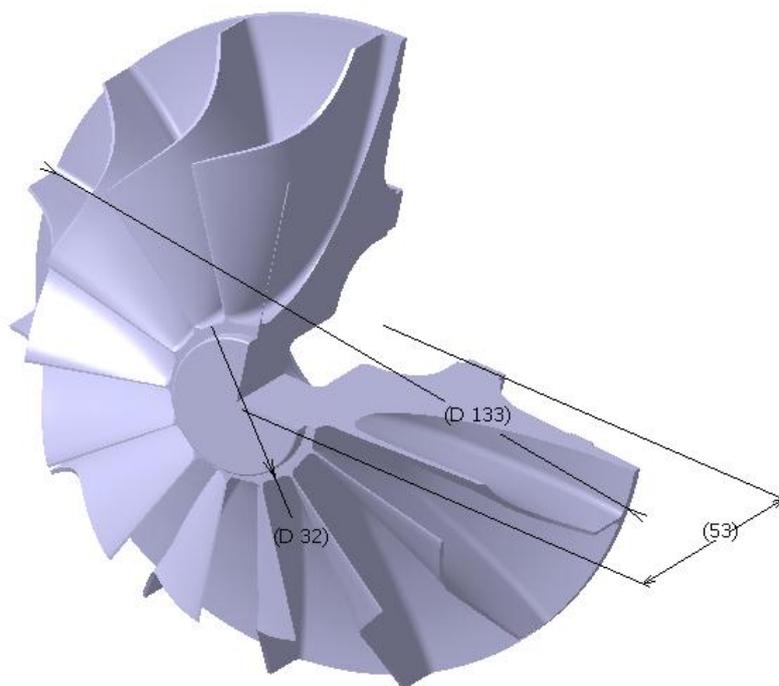


Рис. 1 Модель рабочего колеса ЦСТ

Для снижения требуемых для вычисления мощностей из целого РК вырезается криволинейный сектор, включающий одну лопатку (рис.2). Общее число лопаток определяется из газодинамического расчета [4].

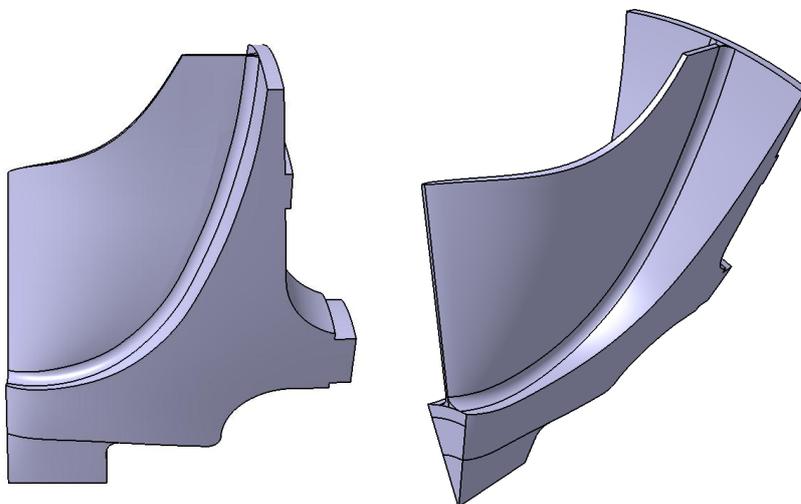


Рис. 2 Сектор РК

При построении конечно-элементной (КЭ) сетки, сектор разбивается на 4 элемента (лопатка, галтель, сектор диска и втулка диска). Выбранный тип элемента – 8-миузловой твердотельный элемент (рис 3). При построении сетки особое внимание уделялось пропорциональности элементов, для чего построение сетки начиналось с сетки на криволинейной поверхности боковой грани диска, разбитой на поддомены для получения однородной структурированной сетки. Получение объемной сетки в теле диска производится протягиванием (Sweep 3D) исходной поверхностной сетки с

учетом дополнительных сеток и распределений, позволяющих получать сетки на последующих элементах твердотельной модели сектора.

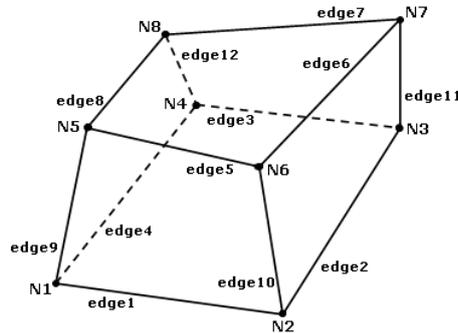


Рис. 3 Элемент сетки

Качество полученной КЭ модели можно оценить, получив количество, качество и положение неудовлетворительных элементов (рис. 4, 5, 6). Максимальный коэффициент пропорциональности равен 9,33, средний – 2,159.

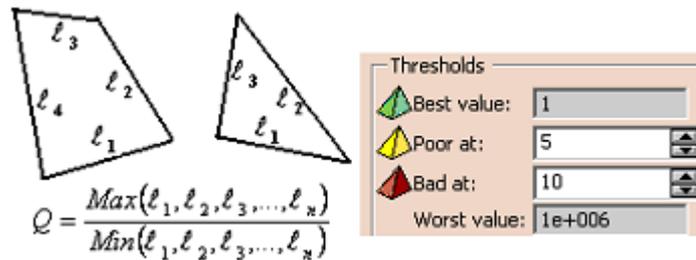


Рис. 4 Определение коэффициента пропорциональности и его пороговых значений

Criterion	Good	Poor	Bad	Worst	Average
Aspect Ratio	96046 (99,31%)	664 (0,69%)	0 (0,00%)	9,335	2,159

Number of nodes:	110925	Connectivity	Nb of element
Number of element:	96710	HE8	96642 (99,93%)
		WE6	68 (0,07%)

Рис. 5. Анализ качества полученной сетки

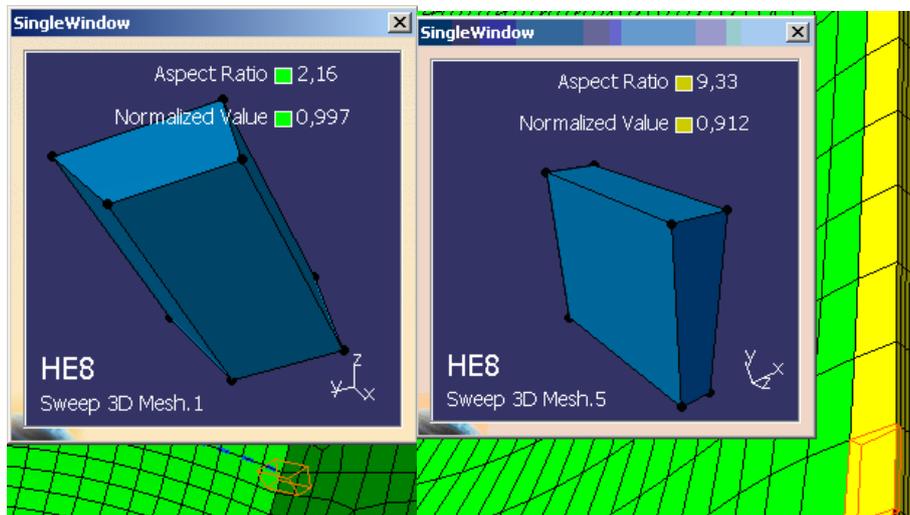


Рис. 6. Свойства различных элементов

Полученная сетка представлена на рис. 7

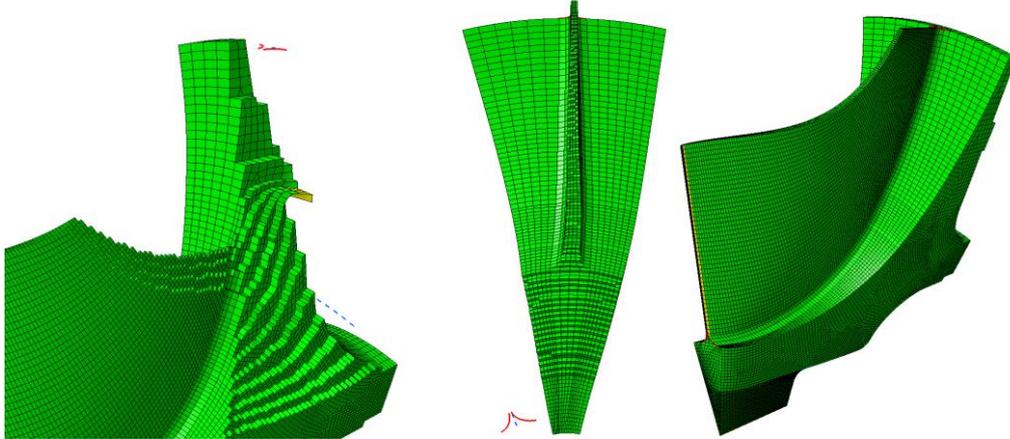


Рис. 7. КЭ сетка

Материал РК - ХН70ВМТЮ, свойства которого представлены в [5].

Для получения НДС учитываются нагрузки от действия инерционной силы (при частоте вращения 35000 об/мин), а так же температурные деформации, вызванные неравномерным нагревом, связанным с процессом работы РК.

Граничные условия при анализе температурного поля РК задаются следующим образом

Температура 1039 К на входной кромке проточной части и ободу диска;

Температура 850 К на выходной кромке лопатки на выходе из колеса;

Температура 650 К на втулочной поверхности;

Граничными условиями являются условия круговой симметрии на боковых гранях сектора и заделка на поверхности, передающей крутящий момент. Нагружение проводится в 2 этапа:

- к РК прикладывается инерционная нагрузка (рис. 9)

- нагрев уже нагруженного инерционной нагрузкой РК (см. рис. 10)

Анализ результатов.

Полученное в результате анализа температурное поле (рис. 8) используется для получения напряжений в РК, вызванных тепловыми деформациями.

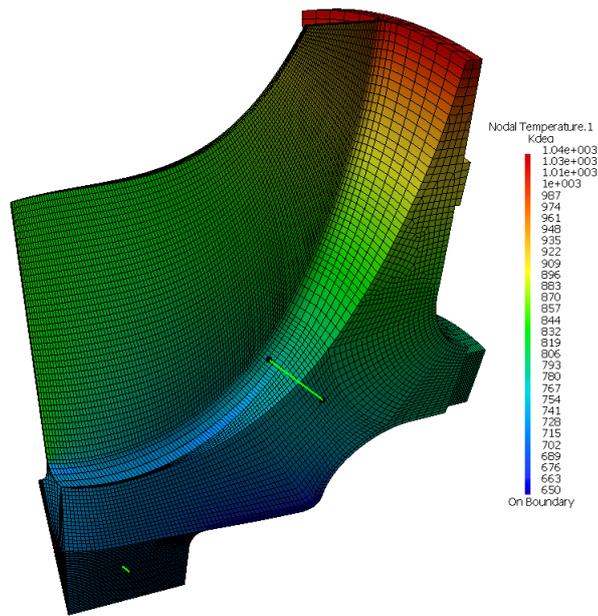


Рис. 8. Температурное поле диска

При анализе НДС видно появление значительных напряжений, возникающих в галтели у выхода из РК (при радиусе галтели 1,6мм). Напряжения, возникающие в РК при переменном радиусе галтели (1,6мм на входе и 2,5мм на выходе) представлены на рис. 11.

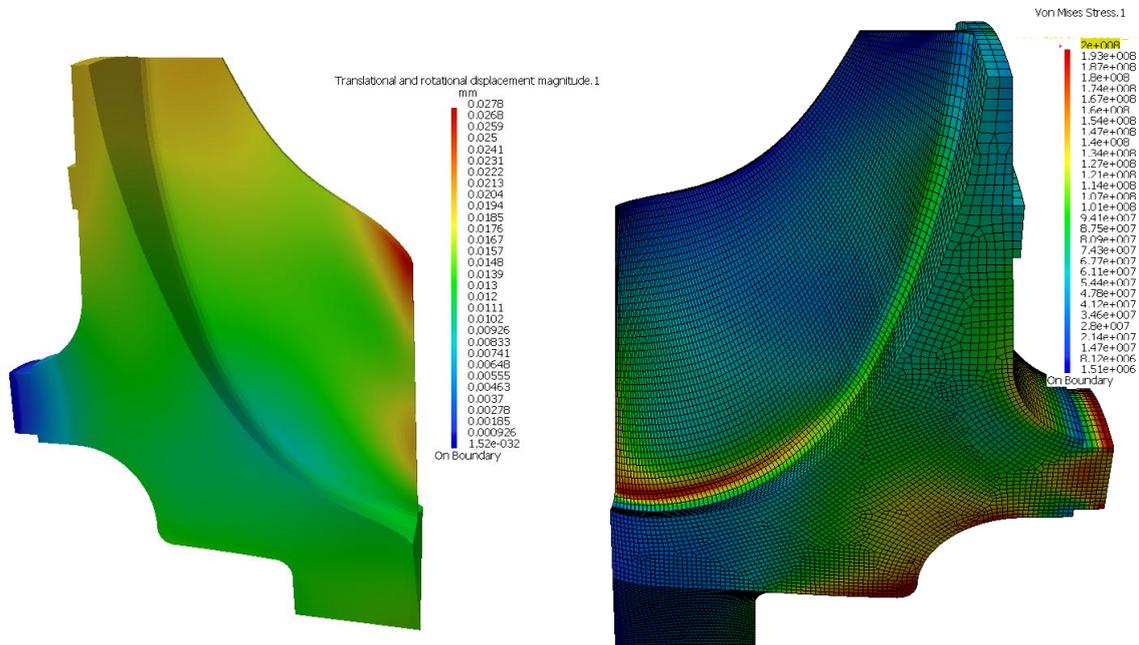


Рис.9. Деформации и напряжения он инерционной нагрузки

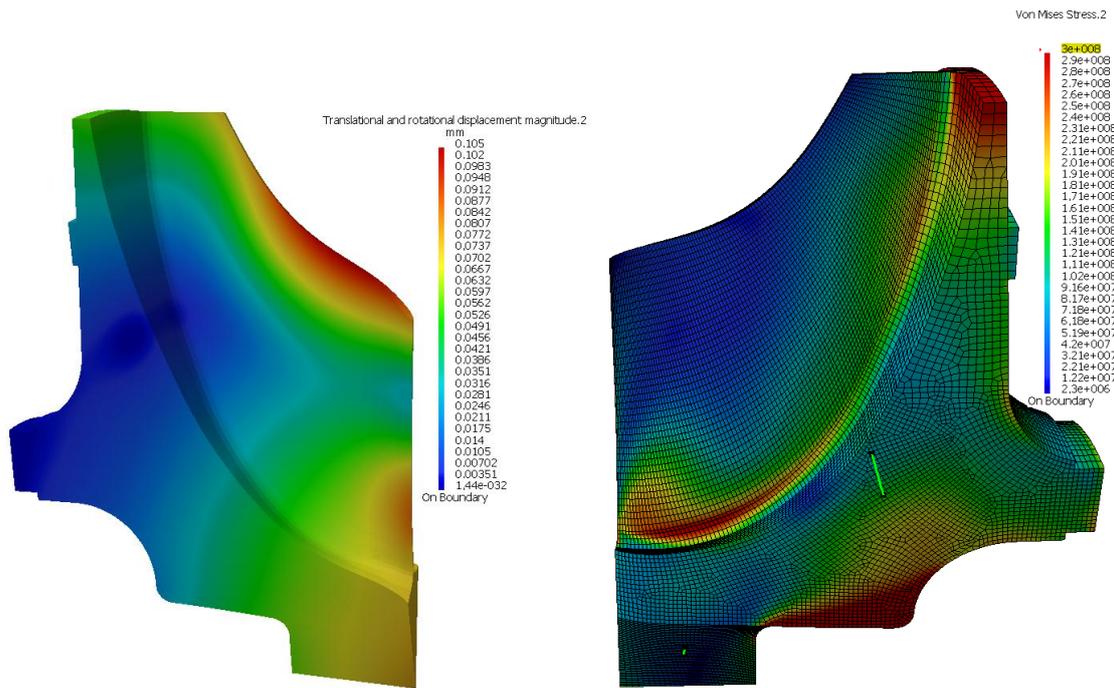


Рис.10. Полные деформации и напряжения

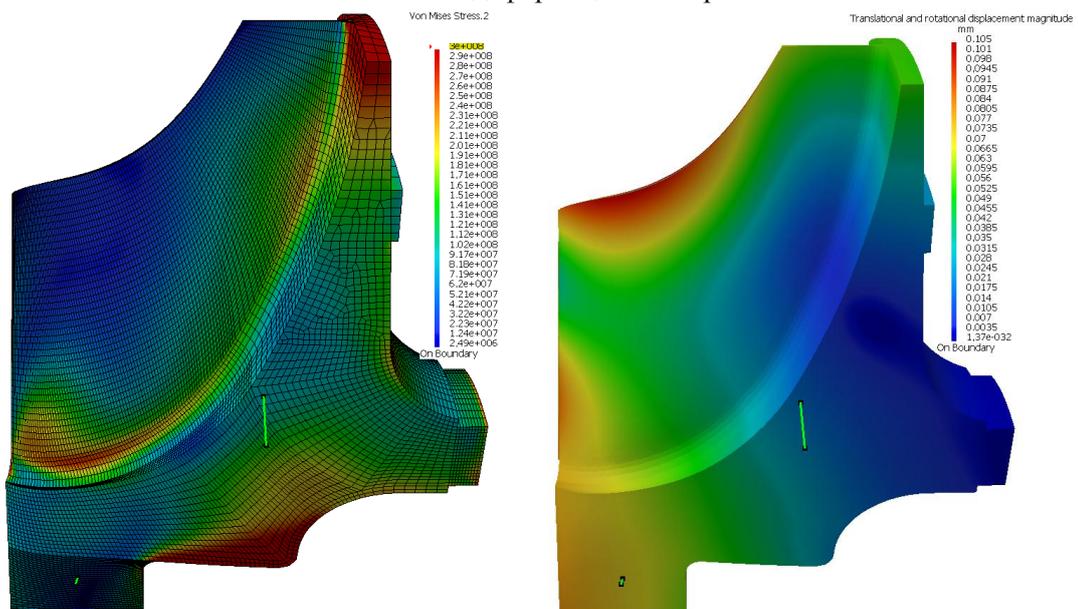


Рис. 11. Напряжения и деформации РК

Максимальные напряжения, возникающие на втулке РК, равны 361 МПа. Напряжения, возникающие в галтели равны 538 МПа. Изменение геометрии, не влияющее на течение в межлопаточных каналах, позволило снизить напряжения в галтели до 310 МПа.
 Заключение.

В работе была показана возможность использования программного пакета САТИА для построения КЭ модели РК и анализа термо-напряженного состояния, установления наиболее нагруженных мест РК (галтель лопатки у выходного сечения, втулка диска колеса). Так же можно быть выработать рекомендации для снижения

напряжений в этих местах (использование переменного радиуса галтели и увеличение материала в местах, образующих втулочную поверхность диска).

После выбора оптимальной модели проточной части РК, и модификации модели с учетом прочностных критериев, возможен дальнейший анализ элементов и всего ротора турбомашин в целом.

Кроме того, программный комплекс САПР после выполнения конструкторской проработки позволяет проводить различные расчеты (оценку массы, различных геометрических и динамических характеристик, и т.д.) и создавать технологию изготовления диска РК. При необходимости более детального изучения модели в современных пакетах инженерного анализа возможно экспортирование модели в сторонние САЕ-пакеты, что позволяет проводить любые дальнейшие исследования.

Литература

- 1) Сборник статей Молодежной научно-инженерной выставки «Политехника» - 2011. МГТУ им. Н.Э. Баумана/ М.: НТА «АПФН», 2011.
- 2) Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов / Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Манушин Э.А., Суровцев И.Г. ;общ. ред. Осипов М.И. – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 519 с.
- 3) А.Н. Шерстюк, А.Е. Зарянкин, Радиально-осевые турбины малой мощности, М., Машиностроение, 1976, 208 с.
- 4) Михальцев В.Е. Моляков В.Д., Теория и проектирование газовой турбины: Учебное пособие по курсу «Лопаточные машины газотурбинных и комбинированных установок. Газовые турбины». – Ч.2 / М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 116 с.
- 5) Конструкционные материалы: Справочник /Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др.: Под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. – М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.