

УДК 621.165

Применение ANSYS-FLUENT для прочностных расчетов рабочих лопаток последних ступеней турбин

Богомолова Т. В.*, Мельников О. В.**

*Московский энергетический институт (национальный исследовательский университет),
МЭИ; ул. Красноказарменная, 14; Москва, 111250, Россия*

**e-mail: Bogomolovatv@mpei.ru*

**e-mail: mov87@rambler.ru*

Аннотация

Приведены результаты оценки статической прочности рабочих лопаток турбинной ступени большой веерности для мощных паровых турбин с помощью программного комплекса ANSYS-WORKBENCH. Описаны и проиллюстрированы основные этапы расчетов. Результаты расчетов сопоставляются с данными известных методов.

Ключевые слова

прочность рабочих лопаток, статические нагрузки, растягивающие напряжения, изгибающие напряжения, предел прочности

Размеры последней ступени и возможность получения в ней высокого коэффициента полезного действия оказывают решающее влияние как на единичную мощность и выбор принципиальных показателей турбоагрегата, так и на его общую экономичность. Только одна последняя ступень мощной конденсационной турбины на номинальном режиме вырабатывает до 10% суммарной мощности установки, а в турбинах насыщенного пара для АЭС и турбинах ПГУ доля мощности последних ступеней еще больше [1].

Создание новых рабочих лопаток с большой площадью выхлопа Ω - сложная комплексная задача. Она включает не только решение проблем аэродинамики и прочности, но и проблемы технологии изготовления лопаток с применением высокопрочных материалов. Известны конструкции, прошедшие успешную предварительную подготовку в лабораторных условиях, но по тем или иным причинам не нашедшие применения в

действующих турбинах, например: титановая лопатка 1360 мм ($\theta = 2,53$) фирмы Alstom. Спроектированная рабочая лопатка 1500 мм МЭИ-ЛМЗ, имеющая отличные аэродинамические качества, не нашла воплощения в металле [2].

Для улучшения технико-экономических показателей турбин, а также для снижения массогабаритных характеристик турбин и затрат на строительство машинного зала электростанций требуется создание нового ряда рабочих лопаток последних ступеней более 1350 мм – так называемых сверхдлинных лопаток. При этом решаются следующие важные задачи [3]:

1. сокращается число цилиндров паровой турбины и общая длина валопровода турбоагрегата;
2. снижаются потери с выходной скоростью;
3. возрастает мощность турбины.

По уровню напряжений лопатки длиной 1143-1168 мм на 60 Гц для азиатского и американского регионов сопоставимы с лопатками длиной около 1400 мм на 50 Гц европейского региона. Однако, при близком уровне напряжений в лопатках, мощности, которые могут развить турбины на 60 Гц, меньше, чем мощности турбин на 50 Гц. В настоящее время для наращивания единичной мощности паровых турбин, что особенно важно для турбин насыщенного пара для АЭС, необходимо создание сверхдлинных рабочих лопаток.

Один из этапов проектирования последней ступени – расчет прочности. За последние 20 лет вместе с ростом мощности вычислительных технологий алгоритм расчета напряженного состояния элементов турбомашин значительно упростился.

Если раньше аналитический расчет статической прочности лопатки последней ступени затруднялся сложностью геометрической формы лопатки и нелинейным распределением нагрузки, которая позволяла бы рассчитать напряженное состояние с большой точностью при наличии других особенностей конструкции (скругления в области корневого сечения пера лопатки или отверстия под демпфирующую проволоку), то сейчас этого трудностей не возникает. Применение современных расчетных комплексов значительно упрощают эту задачу: напряженное состояние определяется с учетом результатов задачи обтекания – в данном случае это расчет распределения давления на поверхности лопатки. Применение таких расчетных комплексов требует тщательного тестирования с использованием опытных данных или расчетов по известным методикам.

Рабочие лопатки последних ступеней характеризуются малым отношением d/l . Профильная часть лопатки представляет собой закрученный стержень переменного

поперечного сечения, утончающийся от корня к периферии и выполненный заодно с хвостовиком и бандажом из коррозионно-стойкой хромистой стали или титанового сплава. Лопатки испытывают действие центробежных сил вращения, аэродинамических сил потока пара. Эти усилия вызывают в рабочих лопатках напряжения растяжения, изгиба и кручения.

Центробежные силы относятся к стационарным силам, и от них зависит статическая кратковременная и длительная прочность лопаток. Аэродинамические силы имеют как стационарные, так и переменные составляющие. Именно переменные составляющие определяют динамические напряжения и вибрационную прочность лопаточного аппарата.

Динамические напряжения в рабочих лопатках обусловлены многими причинами: вибрацией ротора; окружной неравномерностью потока пара, связанной с расположением отборов пара и отвода отработавшего пара в конденсатор; неравномерностью потока пара в сопловых каналах; отрывными явлениями у корня и на периферии в режимах малых нагрузок. Определить их гораздо труднее, чем статические, но важным является то, что они пропорциональны статическим напряжениям.

В рамках данной работы были проведены прочностные исследования лопаток высотой 1400 – 1760 мм под воздействием статических напряжений двумя методами:

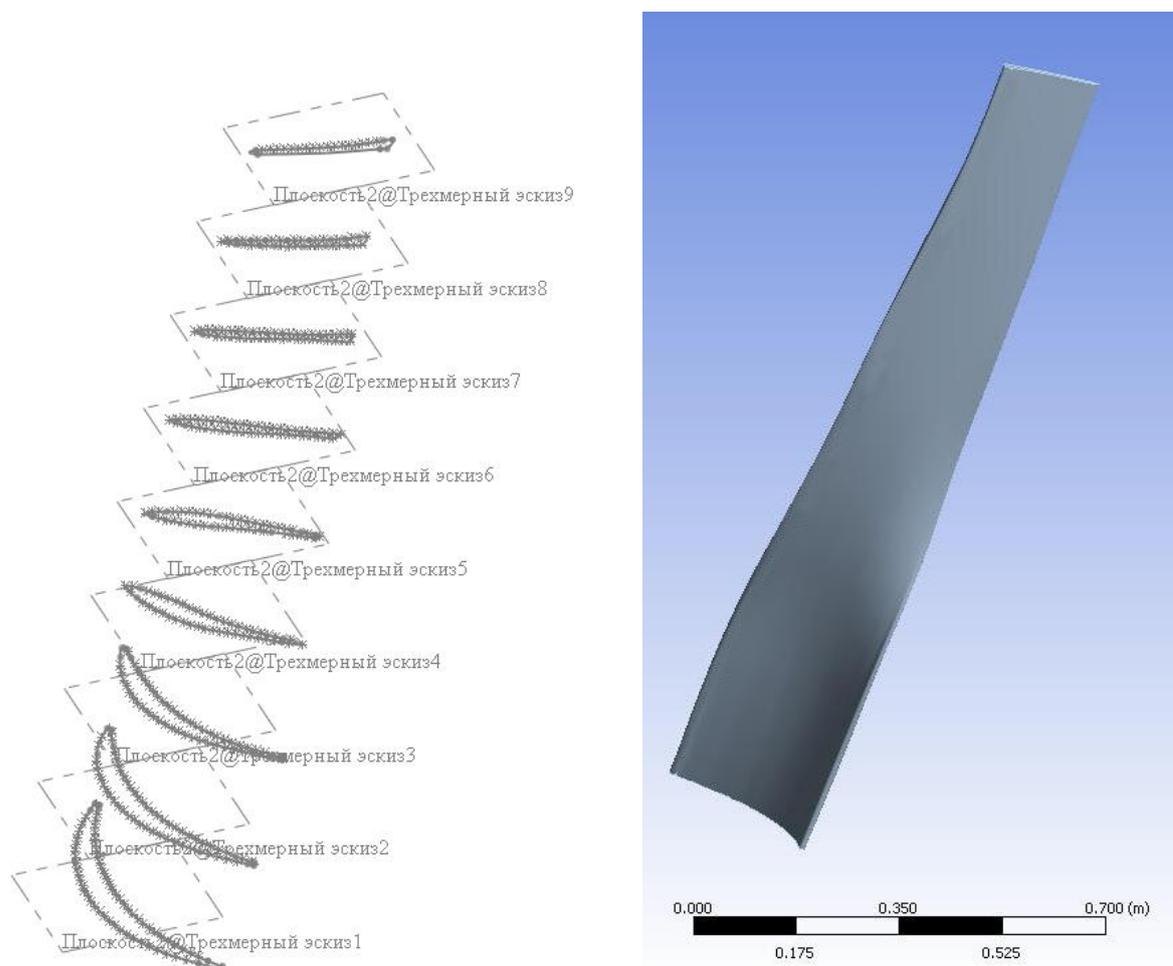


Рис.1. Трёхмерная модель и профили рабочей лопатки

1. Метод расчета, рассчитывающий результирующие напряжения как сумму изгибающих напряжений и растягивающих в лопатке постоянного сечения с учетом коэффициента разгрузки при уменьшении площади поперечного сечения к периферии [4].
2. Расчеты с помощью программного комплекса Ansys-Workbench.

Конструкторский расчет ступени выполнен по программе STUP_dl с учетом потерь энергии и изменения параметров потока по высоте ступени [3]. Для построения трехмерной модели использовались профили, разработанные на кафедре ПГТ НИУ «МЭИ» для лопатки, длиной 1500 мм [2]. Само построение модели проводилось в программном комплексе SolidWorks. На рис.1 представлены профили, расположенные по соответствующим сечениям, и результирующая 3-D модель соответственно.

Исходными данными для расчёта лопатки на прочность по методу [4] являются следующие величины: длина лопатки l , средний диаметр ступени d_2 , относительный шаг решётки $t_{отн}$, угловая скорость ω , предел текучести материала лопатки σ_{02} , плотность материала ρ_m , коэффициент статической прочности n_s , плотность пара за ступенью ρ_p ,

давление пара за ступенью p_2 , а также относительные скорости потока перед и за рабочими лопатками w_1, w_2 .

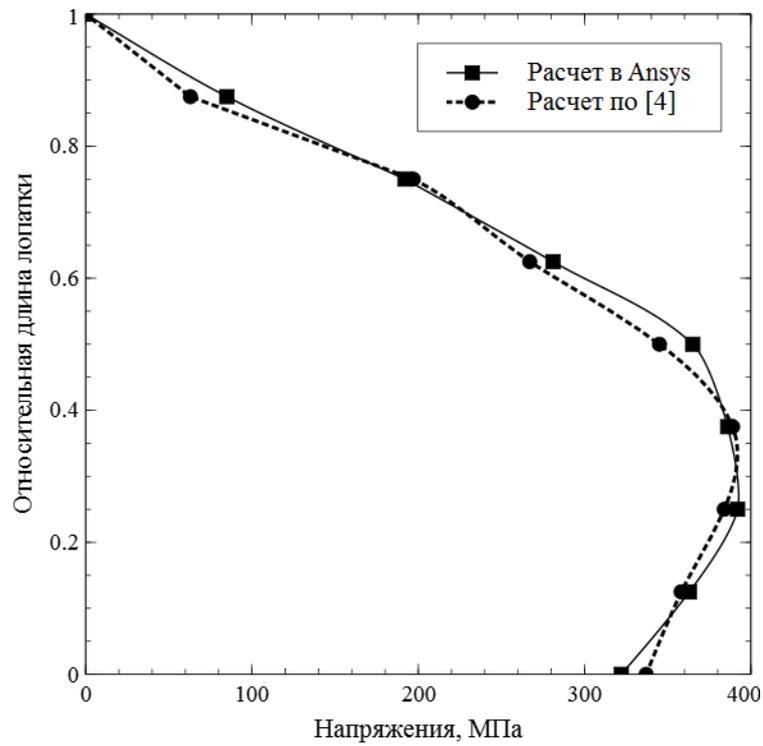


Рис. 2. Результирующие распределения напряжений для стальной лопатки

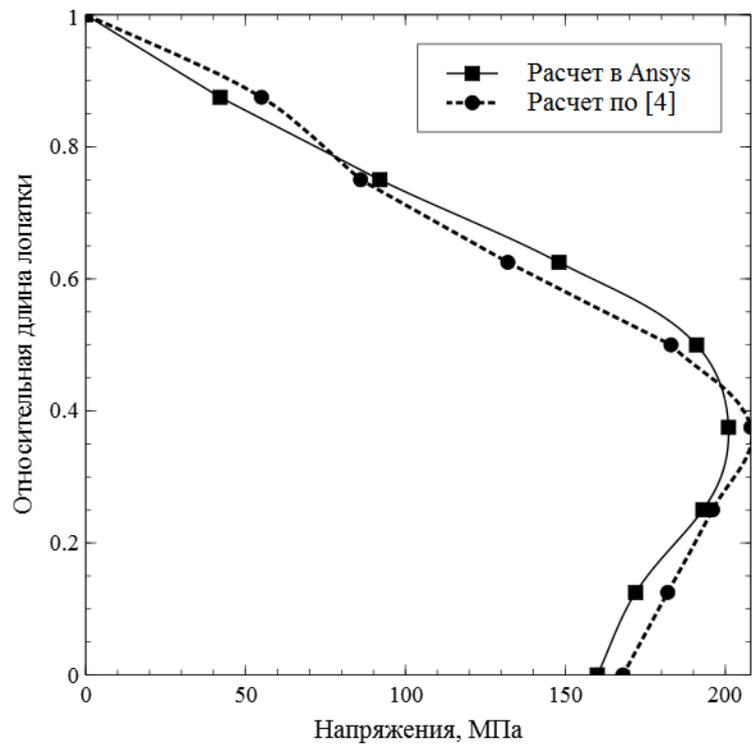


Рис. 3. Результирующие распределения напряжений для титановой лопатки

Должны быть рассчитаны также и геометрические характеристики профилей, изменяющиеся по длине лопаток: площади сечений $F(r)$; координаты центра масс x_c, y_c ; моменты инерции по осям минимальной и максимальной жесткости I_ξ, I_η ; углы установки профиля β_y , хорды профиля b .

На рис.2 и 3 показаны результирующие напряжения, полученные по методу [4] для ступени с рабочей лопаткой 1400 мм (пунктирная линия).

При использовании программного комплекса Ansys-Workbench процесс определения напряжений в лопатке также разделяется на два этапа:

1 этап. Определение растягивающих напряжений.

Структурная схема расчета растягивающих напряжений (рис. 4) состоит из одного блока Static structural. В этот блок загружаются следующие данные:

1. В «Engineering data» вводятся данные о материале лопатки (плотность, модуль упругости, коэффициент Пуассона и др.).
2. В пункт «Geometry» вводятся твердотельная модель лопатки, которая была построена в пакете SolidWorks, а в пункт «Model» импортируется конечно-элементная сетка, построенная в пакете IСЕМ CFD; для построения модели используется 17 сечений, которые были спроектированы на кафедре ПГТ НИУ «МЭИ»;

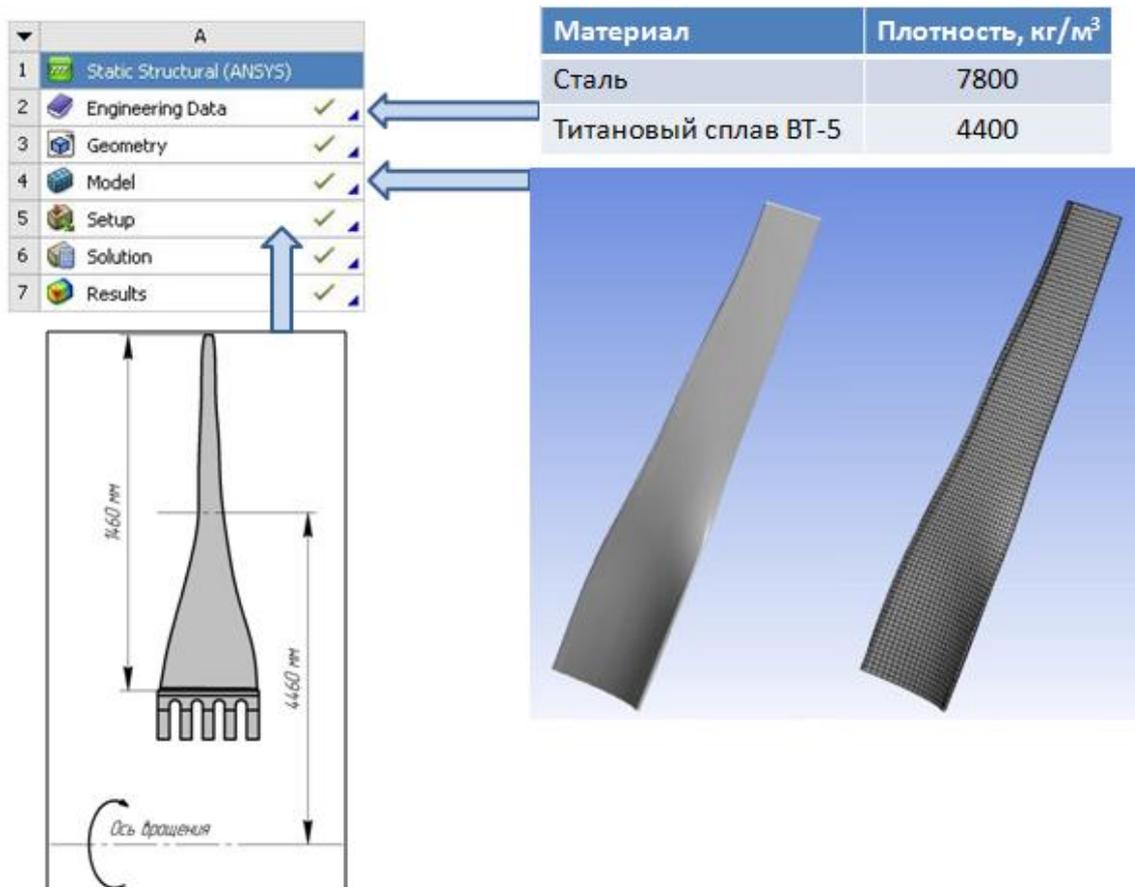


Рис. 4. Структурная схема для определения растягивающих напряжений.

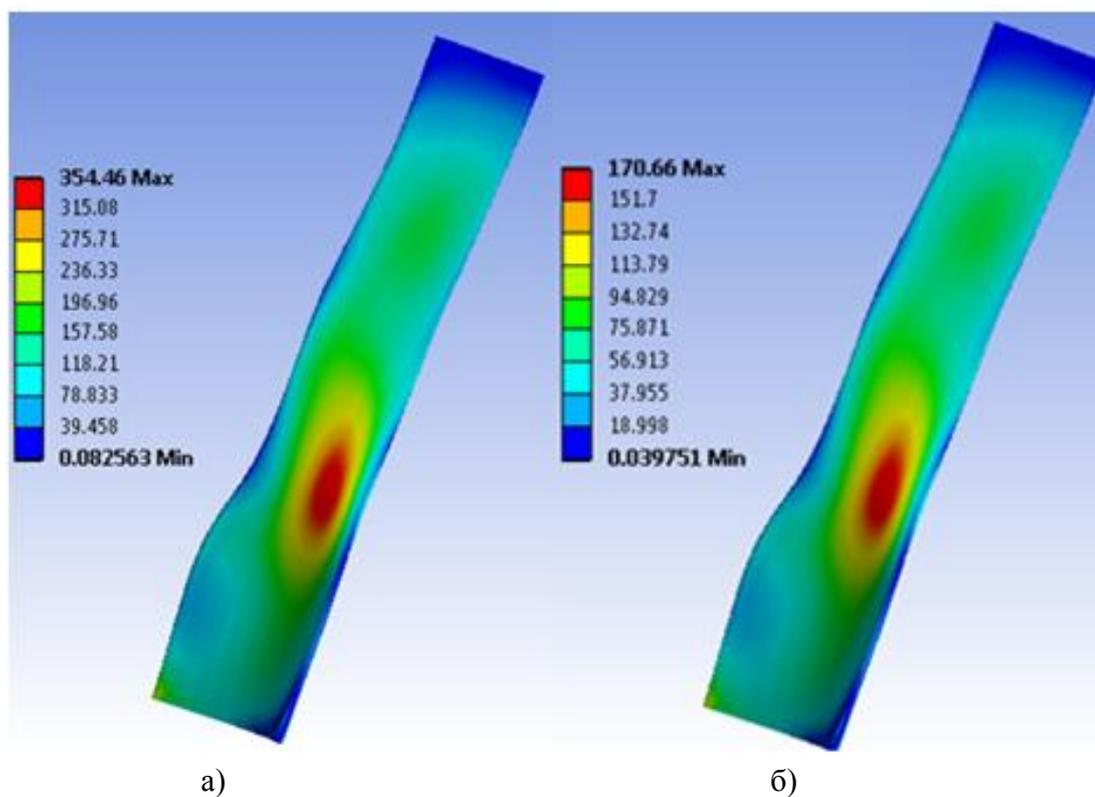


Рис. 5. Распределение растягивающих напряжений в стальной (а) и титановой (б) лопатках.

3. «Setup» содержит режимные параметры задачи обтекания и настройки решателя: модель турбулентности, данные о среде обтекания, граничные условия, критерии сходимости и т.д.
4. После введения данных во все вышеперечисленные пункты вычисляются растягивающие напряжения в лопатке (рис. 5).

II этап. Определение изгибающих напряжений.

Как было сказано выше, вычисление изгибающих напряжений требует проведения газодинамического расчета, который здесь проводится с использованием расчетной программы Fluent путем интегрирования усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса с использованием модели турбулентности $k-\epsilon$ Realizable. Моделирование течения влажного пара осуществляется моделью многофазности Wet steam. На рис. 6 показана структурная схема определения изгибающих напряжений.

В результате сложения напряжений от изгиба и растяжения получается результирующее распределение напряжений в лопатке. На рис.2 показаны результирующие напряжения для стальной лопатки, на рис. 3 - результирующие напряжения для титановой лопатки (сплошная линия).

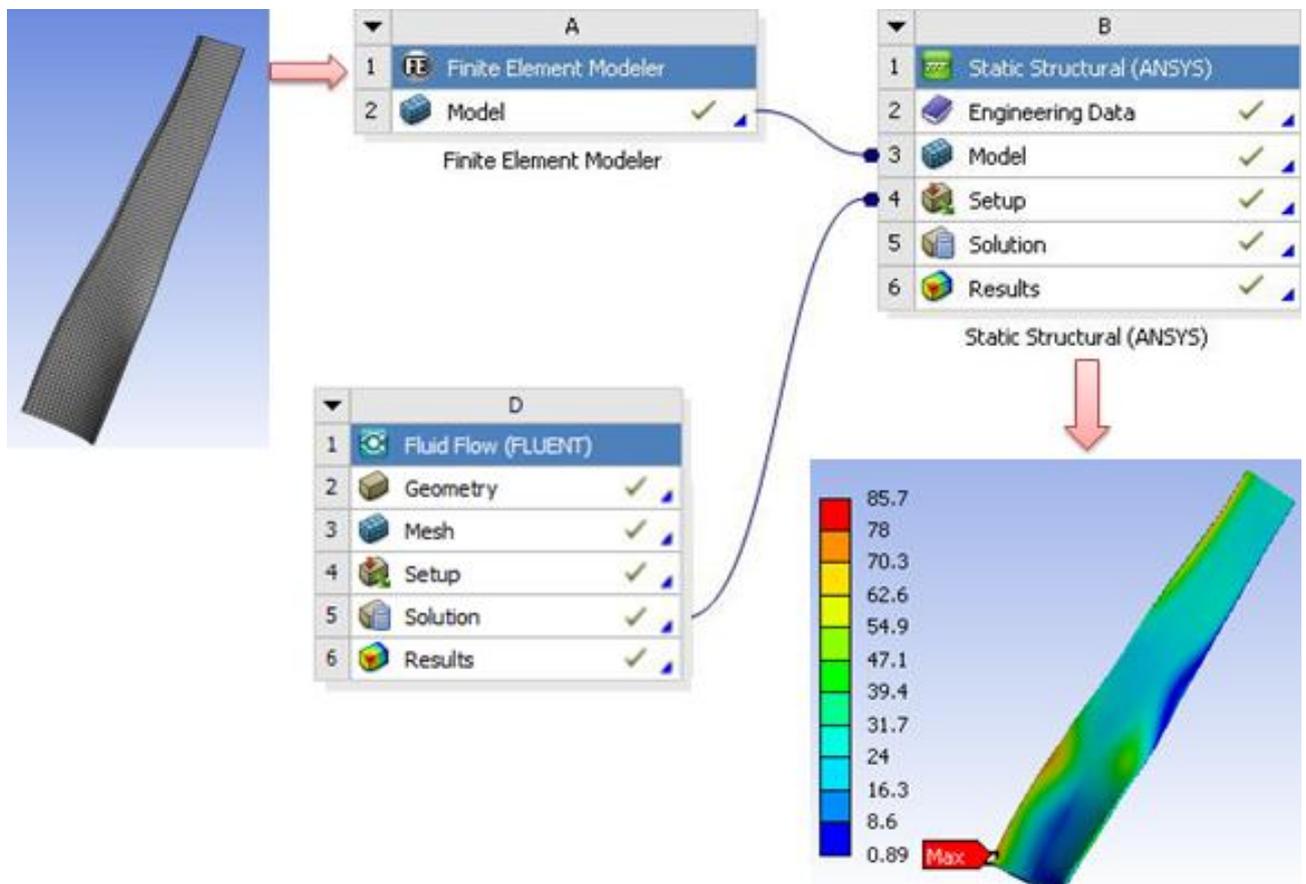


Рис. 6. Структурная схема для определения изгибающих напряжений.

Результаты расчетов двумя методами показали хорошее совпадение, погрешность не превышает 2% при максимальных напряжениях. Участки максимальной концентрации напряжений совпадают.

В заключение на рис.7 приведены результаты расчетов статической прочности рабочей лопатки предельной длины 1760 мм, выполненной из титанового сплава ВТ-6 для тихоходной турбины насыщенного пара К-1200-6,8/25. Для этого случая получены результирующие напряжения 361,5 МПа, коэффициент запаса составляет $n = 2,4$. Максимум напряжений расположен примерно на расстоянии $0,25 \div 0,3 l$ от корня лопатки.

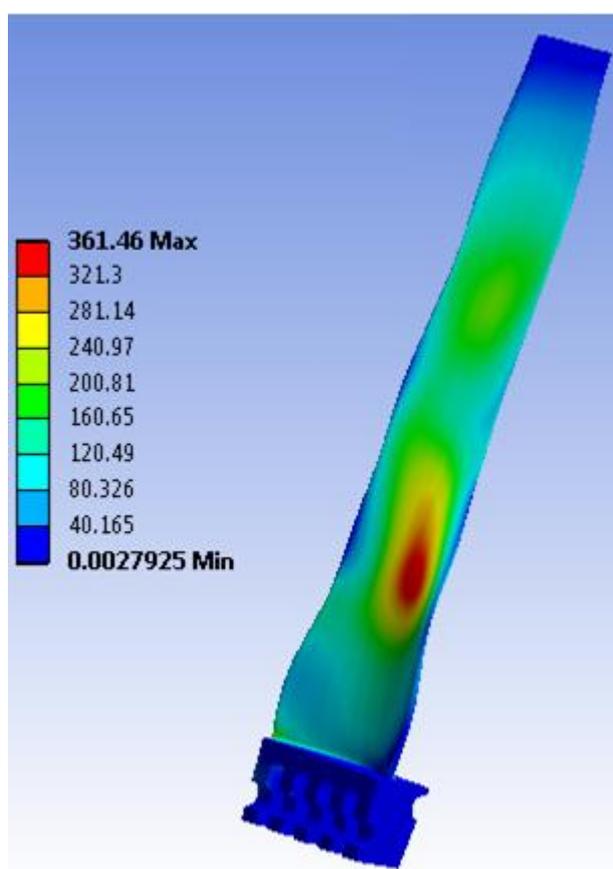


Рис.7. Результирующие напряжения для титановой лопатки 1760 мм тихоходной ступени

Применение пакета Ansys-Workbench вместе с газодинамическим блоком Fluent упрощает и формализует трудоемкие вычисления при определении статических напряжений в рабочих лопатках предельной длины. Его использование позволяет также учитывать напряжения кручения, возникающие под влиянием аэродинамических сил. Сопоставление

результатов расчета с известными методами дает хорошее совпадение, как по величине результирующих напряжений, так и по месту их максимальной концентрации.

Библиографический список

1. Симою Л. Л., Лисянский А. С., Лагун В. П., Иванов С. А., Пурыгина Г. Г. Основные принципы формирования проточной части низкого давления паровых турбин // Электрические станции. 2010. № 5. С. 51-55.
2. Костюк А.Г. Некоторые насущные проблемы проектирования и модернизации паровых турбин // Теплоэнергетика. 2005. № 4. С. 16 – 27.
3. Богомолова Т.В. Последние ступени паровых турбин: учебное пособие. М.: Издательство МЭИ, 2008. 68 с.
4. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин.- 3-е изд. М.: Издательство МЭИ, 2007. 476 с.