

О КОНЦЕПЦИИ МНОГОУРОВНЕВОГО КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОГО НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ТУРБИН

К.т.н. Гаев А.В.¹ (ОАО «НПО ЦКТИ»), к.т.н. Гаев В.Д.² (ОАО «Силовые машины»)

АННОТАЦИЯ. Представлен метод многоуровневого конечно-элементного моделирования пространственного напряженно-деформированного состояния деталей энергооборудования; приведены примеры апробации и верификации разработанного метода для решения задач динамики прочности деталей турбин; корректность полученных результатов подтверждается экспериментальными данными и сходимостью с эталонными решениями.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: компьютерное моделирование, метод конечных элементов, паровая турбина, рабочая лопатка, динамика и прочность энергетического оборудования.

Современные турбины являются технически сложными изделиями, к надежности и безопасности эксплуатации которых предъявляются повышенные требования.

На ГЭС наиболее нагруженным элементом гидроагрегата являются грузонесущие металлоконструкции, воспринимающие осевые усилия и весовую нагрузку. Величина суммарного усилия на грузонесущие элементы может достигать 1700 т и более.

В современных паровых турбинах ТЭС и АЭС наиболее нагруженными деталями являются рабочие лопатки (РЛ) последних ступеней. Их длина изменяется в широких пределах: например, длина РЛ последних ступеней турбин производства ОАО «ЛМЗ» составляет 960 – 1500 мм и зависит от мощности турбины, частоты вращения валапровода. При этом, внешний диаметр диска рабочего колеса составляет 1500 – 2000 мм и более. Для быстроходных паровых турбин (60 Гц) величина центробежной силы, действующей на РЛ, достигает 100 т и более. Конструкции РЛ последних ступеней характеризуются наличием таких элементов как бандажные полки, демпферные проволочки и хвостовые соединения. Взаимодействие РЛ между собой, а также с демпферными проволочками и диском характеризуется наличием множества зон пространственного (3-D) контактного взаимодействия с трением (их число может достигать 30-ти и более для одной РЛ) с неизвестными заранее формами, размерами и контактными напряжениями.

Принимая во внимание конструктивную сложность, высокую нагруженность и наличие множества зон контактного взаимодействия, на этапе проектирования необходимо проводить детальные экспериментальные и расчетные исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей энергооборудования.

Экспериментальные методы позволяют исследовать

с высокой степенью точности практически все особенности работы конструкции. Некоторые задачи виброндежности (например, исследование автоколебаний) с необходимой степенью достоверности можно решить лишь с проведением экспериментальных исследований. Однако их отличают техническая сложность осуществления, высокая стоимость, значительные временные затраты.

В связи с этим наиболее актуальным для инженерной практики является развитие и совершенствование расчетных методов. При разработке и освоении паровых турбин необходимо использовать математические модели, обладающие высокой степенью адекватности реальным деталям, эффективные вычислительные методы, алгоритмы и методики инженерных расчетов, позволяющие получать новые результаты, находящиеся в соответствии с экспериментальными данными [5].

Среди расчетных численных методов в первую очередь используется метод конечных элементов (МКЭ). Его достоинством является принципиальная возможность получения с высокой степенью точности решения практически любых задач механики деформируемого твердого тела.

В настоящее время при создании конкурентоспособной продукции широко применяют различные конечно-элементные (КЭ) модели, методы и методики, позволяющие с различной степенью точности выполнять компьютерное моделирование и расчетное обоснование изменений конструкции деталей и сборочных единиц, вносимых в изделие с целью улучшения его характеристик.

Метод многоуровневого моделирования

Как правило, при разработке КЭ моделей используются два различных по своей сути подхода: «академический» анализ; инженерный анализ.

«Академический» анализ предполагает использование сложных полномасштабных расчетных

¹191167, С-Петербург, ул. Атаманская, д 3/6; тел. (812) 578-87-24

²195009, С-Петербург, ул. Ватутина, д 3, лит.А, тел. (812) 336-24-75

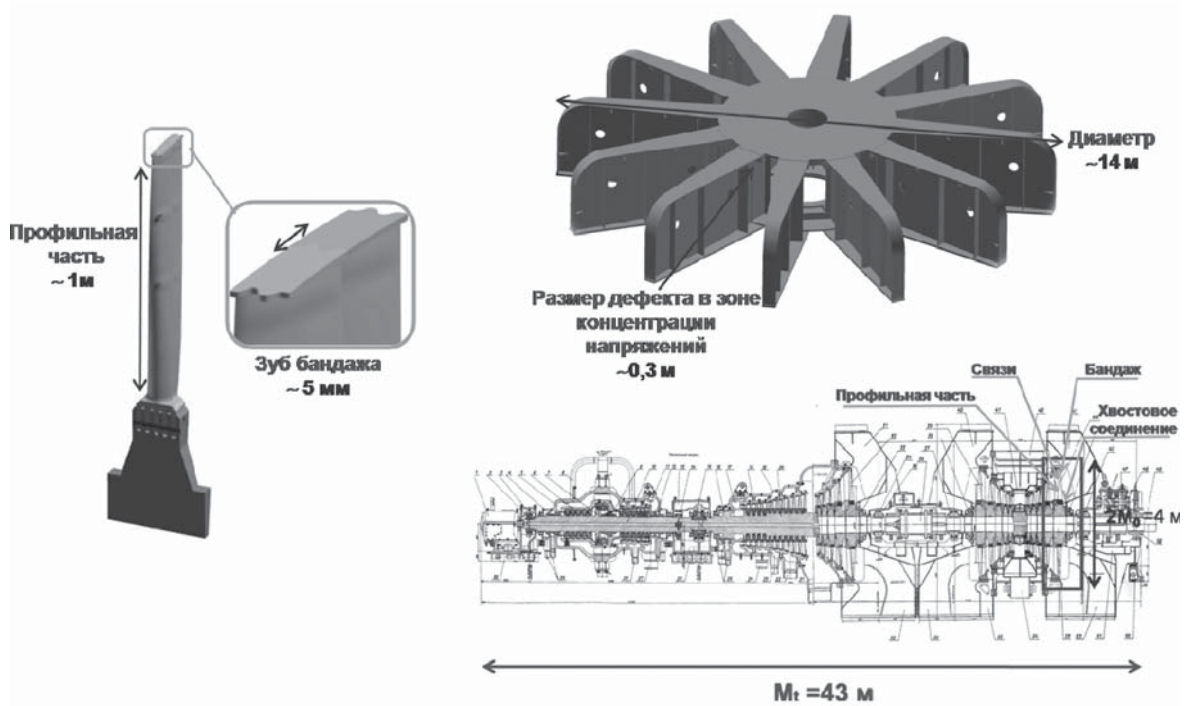


Рис. 1. Геометрические размеры элементов энергооборудования

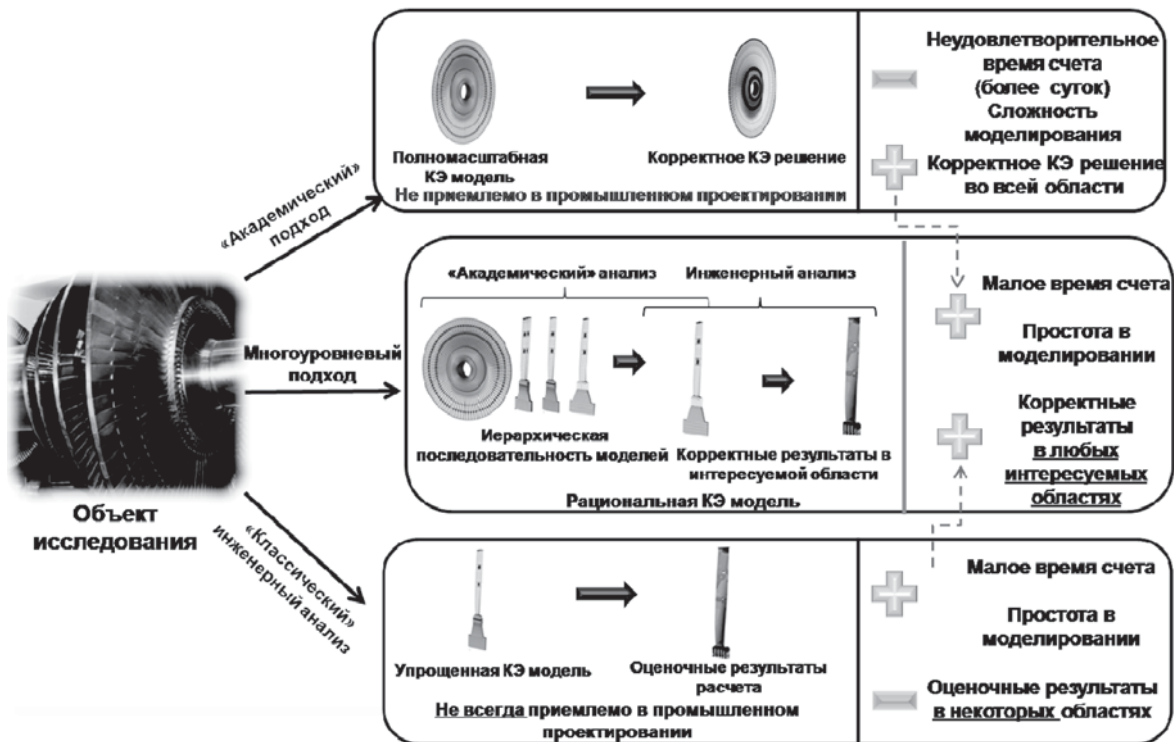


Рис. 2. Концепция многоуровневого подхода

моделей, учитывающих все основные сборочные единицы и детали конструкции изделия. Основным преимуществом указанного подхода является возможность получения корректных результатов во всей расчетной области. Существенными недостатками являются: сложность моделирова-

ния, длительное время счета, высокая требовательность к вычислительным ресурсам. Следует отметить, что основные недостатки, присущие “академическому” анализу, являются следствием того, что полномасштабные модели энергооборудования имеют широкий диапазон геометриче-

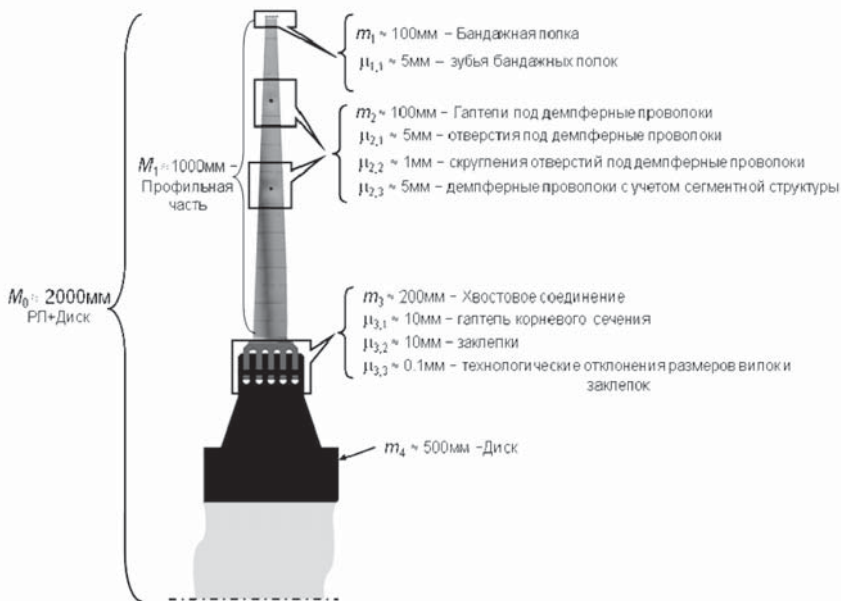


Рис. 3. Полномасштабная модель рабочего колеса паровой турбины

ских размеров составных частей, которые необходимо учесть в модели.

На рис. 1 приведены примеры сборочных единиц энергетического оборудования и соотношения их геометрических размеров. Такое соотношение геометрических размеров при определении напряженно-деформированного состояния каждой из деталей конструкции изделия требует особого подхода при расчетном исследовании.

Указанные особенности “академического” анализа позволяют проводить комплексный анализ прочности конструкции, однако в процессе многовариантного промышленного проектирования использование такого анализа практически неприменимо ввиду высокой сложности и трудоемкости реализации.

В противоположность сложному “академическому” анализу классический инженерный подход подразумевает использование упрощенных расчетных моделей для получения оценочных результатов расчета лишь в некоторых областях или элементах исследуемого объекта. Преимуществом данного подхода является малое время счета и простота моделирования.

В настоящей работе предложено объединить преимущества “академического” подхода и классического инженерного анализа. Для этой цели разработан многоуровневый подход решения сложных задач механики конструкций (рис. 2).

Введем следующие определения: “эталонное” КЭ решение – пространственное НДС, полученное с помощью полномасштабной модели. Число степеней свободы полномасштабной модели $NDF > 3\,000\,000$, время счета превышает сутки.

Иерархическая последовательность 3-D КЭ моделей – серия 3-D КЭ моделей для субконструкций, отличающихся различной степенью учета от-

дельных элементов исследуемого объекта.

Рациональная КЭ модель – модель, которая удовлетворяет требованию – высокая степень адекватности реальному объекту (отличие от эталонного решения не превышает 10%) при минимальном времени решения задачи (менее часа).

Рассмотрим алгоритм решения статических задач с помощью многоуровневого подхода на примере полномасштабной модели рабочего колеса последней ступени паровой турбины (рис.3).

1. Строим полномасштабную 3-D КЭ модель рабочего колеса M_0 с характерным размером ~ 2000 мм. Эта модель учитывает все основные элементы конструкции – субконструкции (субмодели): профильная часть лопатки M_1 (~ 1000 мм); бандажная полка – m_1 (~ 100 мм) с зубьями $\mu_{1,1}$ (~ 5 мм); зоны галтелей под демпферные проволоки – m_2 (~ 100 мм) с отверстиями $\mu_{2,1}$ (~ 5 мм), скруглениями их кромок $\mu_{2,2}$ (~ 1 мм) и демпферными проволоками с учетом их сегментной структуры $\mu_{2,3}$ (~ 5 мм); хвостовое соединение – m_3 (~ 200 мм) с галтелью в зоне корневого сечения $\mu_{3,1}$ (~ 10 мм), заклепками $\mu_{3,2}$ (~ 10 мм) и технологическими отклонениями размеров заклепок и вилок $\mu_{3,3}$ (~ 0.1 мм); диск – M_2 (~ 500 мм).

2. Строим иерархическую последовательность 3-D КЭ моделей для субконструкций m_i . Каждая из этих субмоделей отличается различной степенью учета отдельных элементов конструкции с характерными размерами $\mu_{i,j}$. Для каждой из моделей решаем соответствующую 3-D задачу упругопластичности с учетом пространственных контактных взаимодействий.

3. По результатам анализа из иерархической последовательности моделей выбираем рациональные КЭ модели, которые удовлетворяют следующим требованиям: адекватность модели реальному объекту при минимальном времени решения задачи.

При необходимости уточнения НДС в субмоделях m_i и зонах концентрации напряжений используем метод многоуровневого субмоделирования [4].

В методе многоуровневого субмоделирования после решения задачи для макромоделей M_l (на макроуровне $l = 0$) на каждом последующем уровне l ($l > 1$) решению подлежат 3-D задачи для субмоделей l -го уровня (для указанных на рис. 1 субмоделей m_i мы имеем $l = 1$). Эти задачи могут быть задачами как теории упругости и упругопластичности, так и механики контактного взаимодействия, причем с возможным уточнением микроструктуры субмодели. Выделяя из субмодели $(l-1)$ -го уровня субмодель l -го ($l > 1$) уровня,

необходимо на поверхностях сопряжения субмоделей $S(l-1,l)$ задать кинематические граничные условия, которые представляют собой интерполированные значения перемещений, полученных в результате решения задачи для субмодели $(l-1)$ -го уровня. Такое задание кинематических граничных условий вносит некоторое возмущение типа краевого эффекта в локальное НДС субмодели l -го уровня, но это возмущение возникает лишь в непосредственной близости к поверхностям сопряжения. Если поверхности сопряжения достаточно удалены от интересующей нас зоны концентрации напряжений и обязательно присутствует область совпадения результатов, полученных для субмодели l -го уровня и субмодели $(l-1)$ -го уровня – $U_s(l) \approx U_s(l-1)$, то с помощью метода многоуровневого субмоделирования могут быть получены корректные результаты. Корректность полученных результатов может быть проверена путем сравнения с “эталонным” КЭ решением [4].

Основные результаты

Разработанный метод многоуровневого КЭ моделирования успешно апробирован при исследовании и разработке инженерной методики расчета 3-D НДС элементов рабочих колес последних ступеней паровых турбин (включая хвостовое соединение m_3 с галтелью в зоне корневого сечения $\mu_{3,1}$, заклепками $\mu_{3,2}$ и технологическими отклонениями размеров заклепок и вилок $\mu_{3,3}$ ($\sim 0,1$ мм), а также диск M_2) [1, 3, 6]; для разработки рациональных КЭ моделей, предназначенных для исследования соб-

ственных частот и форм колебаний как отдельной лопатки M_1 , так и лопаточного венца M_0 [2]. Корректность полученных результатов подтверждается сходимостью с экспериментальными данными, а также с эталонными решениями.

Литература

1. Боровков А.И., Гаев А.В. Конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния вильчатого хвостового соединения рабочей лопатки последней ступени паровой турбины. /Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2006. – № 6, т.1. – С. 70 – 76.
2. Боровков А.И., Гаев А.В. Конечно-элементное моделирование и исследование вибрационного состояния рабочей лопатки последней ступени паротурбинной установки /Труды СПбГТУ, № 498. Вычислительная математика и механика. – СПб. Изд-во СПбГПУ. – 2006. – С. 162 – 170.
3. Боровков А.И., Гаев А.В. Разработка новой методики инженерного расчета пространственного напряженно-деформированного состояния узла крепления рабочей лопатки последней ступени мощной паровой турбины. /Фундаментальные исследования в технических университетах: Материалы IX Всеросс. конфер. по проблемам науки и высшей школы. – СПб. Изд-во СПбГПУ. – 2005. – С. 229 – 230.
4. Прикладная механика и реконструкция шпилья Петропавловского сбора. Часть 2. Конечно-элементное исследование проблем механики металлоконструкции шпилья /Боровков А.И., Гиммельман В.Г., Пальмов В.А. и др.// Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб.: Изд. СПбГПУ. – 2003. № 2, С.7 – 28.
5. Фролов К.В. Инновационные технологии в машиностроении /Вестник РАН, т.75. 2005, № 4. – С. 305 – 306.
6. Borovkov A.I., Gaev A.V. 3-D Finite Element Structural Analysis of Attachments of Steam Turbine Last Stage Blades // Proc. 11th Int. ANSYS'2004 Conf. "Profiting from Simulation: Business and Technical Leadership Through Simulation-Driven Design". Pittsburgh, PA, USA. 2004. 16 p.