

На правах рукописи

Золотаревич Валерий Павлович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И АЛГОРИТМОВ РАСЧЕТА
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ**

Специальность: 01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург — 2009

Работа выполнена в Северо-Западном государственном заочном техническом университете

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Югов Николай Васильевич

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук
Бессонов Николай Михайлович

кандидат технических наук
Нейгебауэр Игорь Николаевич

Ведущая организация: «Научно-производственное объединение
по исследованию и проектированию
энергетического оборудования им.
И.И. Ползунова» (НПО ЦКТИ)

Защита состоится «03» декабря 2009 г. в 14.00 на заседании диссертационного совета Д 002.075.01 при Учреждении Российской академии наук Институте проблем машиноведения РАН по адресу: 199178, Санкт-Петербург, Васильевский остров, Большой проспект, 61.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью организации, просим высылать по адресу: 199178, Санкт-Петербург, Васильевский остров, Большой проспект, 61, Институт проблем машиноведения РАН, ученому секретарю диссертационного совета Д 002.075.01

С диссертацией можно ознакомиться в ОНТИ ИПМаш РАН

Автореферат разослан «22» октября 2009 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

В. В. Дубаренко

ОБЩАЯ ХАРКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Создание нового конкурентноспособного энергетического оборудования является актуальной проблемой, необходимость разработки новых подходов к решению которой обусловлена тенденцией к ужесточению технических требований и эксплуатационных характеристик оборудования, предъявляемых к нему на мировом рынке. В свою очередь, построение новых конструктивно-компоновочных схем энергетического оборудования с более совершенными техническими и эксплуатационными характеристиками базируется, как правило, на методах экспериментального и математического моделирования. Методы математического моделирования являются экономически более перспективными и требуют меньше времени на принятие тех или иных решений по сравнению с методами экспериментального (физического) моделирования. К ним относятся: аналитические, полуэмпирические и численные методы математического моделирования.

Определение гидродинамических характеристик оборудования является важнейшей научной задачей на всех стадиях его проектирования. Знание гидродинамических характеристик энергетического оборудования позволяет перейти к расчету прочностных и тепловых характеристик оборудования.

До появления электронной вычислительной техники в 70-х годах прошлого столетия в работах И.Н. Вознесенского, А.Ф. Лесохина, Л.А. Симонова, Н.Е. Кочина, Г.Ю. Степанова, С.В. Валлендера развивались методы, основанные на аналитических подходах. Появление достаточно мощных вычислительных машин позволило перейти к решению осесимметричных (Заболотный Ф.Т.), и трехмерных задач течения в проточных частях элементов энергетического оборудования на основе методов вычислительной гидродинамики. Среди последних работ, в которых рассматриваются задачи расчета трехмерных течений в турбомашинах, следует отметить работы Новосибирского математического института и шведского исследователя Нельсона.

В последнее время на рынке появились мощные коммерческие программные комплексы, основанные на численном решении уравнений Навье-Стокса методом конечных объемов. Следует отметить такие программы как: CFX, FLUENT, STAR-CD и т.д. Эти программные комплексы имеют большое количество параметров, с помощью которых варьируется состояние турбулентных течений. Физико-математический смысл указанных параметров в публикациях и фирменной документации отсутствует. С учетом таких факторов, как непомерная стоимость одной инсталляции (100–200 тыс. долларов), а также закрытость кода, указанные программы превращаются в недоступный аппарат решения задач. Это можно понять, поскольку такие комплексы являются коммерческими, и вся технология их создания, отработки и верификации является ноу-хау фирм разработчиков.

Целью работы является разработка основных принципов физико-математических моделей течений и алгоритмов расчета гидродинамических характеристик проточных частей и прочностных характеристик элементов энергетического оборудования.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие задачи:

- построение физико-математических моделей течений с учетом особенностей проточных частей гидротормоза с гладкими дисками и радиально-осевой гидротурбины и определение их гидродинамических характеристик;
- разработка алгоритмов расчета гидродинамических характеристик проточных частей энергетического оборудования;
- реализация алгоритмов расчета гидродинамических характеристик проточных частей в виде программных модулей;
- оценка применимости методов расчета прочностных характеристик элементов энергетического оборудования.

Методы исследований диссертационной работы опираются на современные информационные технологии, включающие адекватные физико-математические модели изучаемых явлений (трехмерные уравнения Навье-Стокса), эффективные вычислительные алгоритмы (метод конечных объемов, метод конечных элементов), принципы создания проблемно-ориентированных программных комплексов.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Принципы построения физико-математических моделей проточных частей энергетического оборудования: общее построение осредненных уравнений с учетом дискретизации; обоснование выбора граничных условий на входе и выходе проточных частей; определение приемлемой модели турбулентности; формирование аппроксимирующих функций и сеточного разбиения в пристеночной зоне течений.

2. Методы и алгоритмы расчета гидродинамических характеристик проточных частей энергетического оборудования: способы генерации сеточной модели; общий алгоритм дискретизации осредненных уравнений Навье-Стокса; алгоритм решения дискретизированной системы уравнений Навье-Стокса.

3. Программный комплекс ACSTFLA расчета гидродинамических характеристик: модуль вычисления матриц конвективных и диффузионных слагаемых для метода совместного решения уравнений Навье-Стокса с переобуславливанием; модуль реализации алгоритма совместного решения системы уравнений Навье-Стокса с применением процесса переобуславливания разрешающей системы уравнений; интерфейсный модуль передачи конечно-элементных сеток в формате MSC.NASTRAN; интерфейсный модуль передачи результатов расчета в постпроцессор MSC.PATRAN.

4. Результаты исследования гидродинамических характеристик радиально-осевой гидротурбины РО-230 и гидротормоза с гладкими дисками,

а также прочностных характеристик элементов малой гидроэнергетики и турбинных лопаток.

Достоверность научных результатов основывается на строгом математическом описании разработанных математических алгоритмов, сопоставлении результатов численных расчетов с данными экспериментов и результатами, полученными другими авторами.

Личный вклад автора заключается в постановке задачи, концепции исследования, разработке программного обеспечения, выполнении расчетов и анализе полученных данных.

Практическая ценность полученных результатов заключается в том, что разработанные методы и алгоритмы расчета гидродинамических и прочностных характеристик энергетического оборудования и его элементов используются при решении новых научно-исследовательских, инженерных и проектных задач. Разработанные программные модули позволяют без проведения дорогостоящих экспериментов получать интегральные и локальные гидродинамические и прочностные характеристики энергетического оборудования и его элементов.

Апробация работы. Основные результаты работы представлены на III Всероссийской научно-практической конференции аспирантов, молодых ученых и преподавателей (Санкт-Петербург, 2008); XVI Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (Алушта, 2009); 23-ей международной конференции «Математическое моделирование в механике деформируемых тел и конструкций. Методы граничных и конечных элементов» (Санкт-Петербург, 2009).

Внедрение результатов работы осуществлено в проектных исследованиях ЦИАМ г. Москва, ОАО «МНТО ИНСЭТ» г. Санкт-Петербург, а также в учебном процессе ГОУВПО «СЗТУ».

Публикации. Основное содержание работы отражено в 11 научных публикациях, из которых 4 — в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК РФ для опубликования результатов исследований диссертационной работы.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы. Основное содержание работы изложено на 179 страницах, включая 80 рисунков и 12 таблиц. Список литературы включает в себя 67 источников.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** дано обоснование актуальности темы диссертации. Выполнен анализ существующих методов расчета гидродинамических и прочностных характеристик энергетического оборудования. Указана цель и задачи диссертации, приведена ее общая структура.

В **первой** главе выполнена систематизация особенностей и проблем в математическом моделировании гидродинамических и прочностных

характеристик энергетического оборудования. На основе проведенного анализа показано, что на ранних стадиях проектирования (предэскизный и эскизные проекты) аналитические и полуэмпирические методы могут служить основой для разработки подходов к численному моделированию гидродинамических процессов внутри проточных частей энергетического оборудования. На стадиях технического и рабочего проектирования необходимо использовать подход, основанный на численном решении осредненных уравнений Навье-Стокса, для которого приведены физико-математические модели турбулентности, граничные условия, а также методы моделирования пристеночных течений. Также показано, что в основе численного метода определения гидродинамических характеристик проточных частей энергетического оборудования лежит метод конечных объемов, а для определения прочностных характеристик — метод конечных элементов совместно с методом конечных объемов.

Во **второй** главе представлена структура программного комплекса для определения гидродинамических характеристик энергетического оборудования ACSTFLA (рис 1).

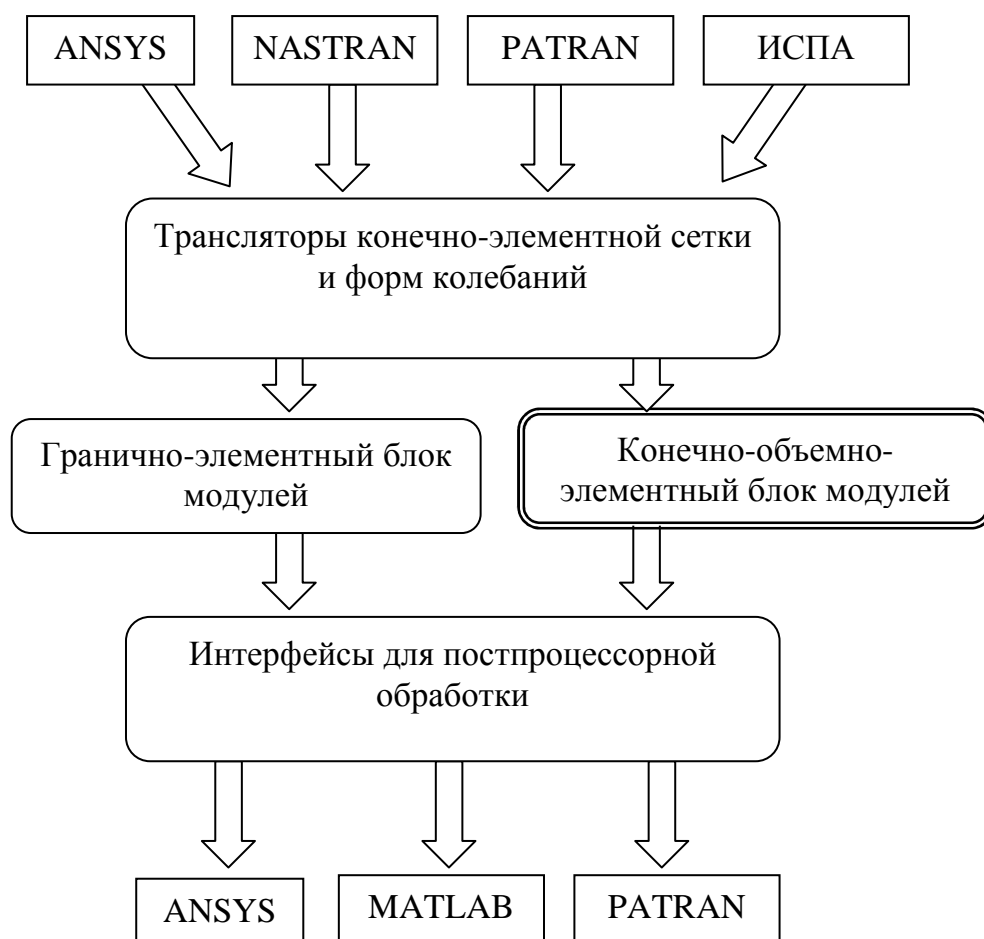


Рис. 1. Структура программного комплекса ACSTFLA

На рис. 1 выделен конечно-объемно-элементный блок модулей, являющийся одной из целей настоящей диссертационной работы. Автор является также одним из разработчиков программных модулей на основе

непрямого и прямого метода граничных элементов с использованием аппарата функций форм акустического гранично-элементного блока модулей программного комплекса ACSTFLA. Опыт исследований с помощью методов конечных и граничных элементов позволил перейти к разработке и реализации более сложных алгоритмов с использованием метода конечных объемов. Автором впервые в указанный программный комплекс был интегрирован гидродинамический блок, позволяющий рассчитывать гидродинамические характеристики проточных частей различных конструкций энергетического оборудования.

Приведены алгоритмы дискретизации конвективных и диффузионных слагаемых системы осредненных уравнений Навье-Стокса на основе метода конечных объемов. Алгоритм дискретизации конвективных слагаемых основан на использовании схемы с разностями против потока, а диффузионных слагаемых — на использовании схемы центральных разностей.

В программном комплексе реализованы алгоритмы последовательного и совместного решения дискретизированной системы уравнений Навье-Стокса. В алгоритме последовательного решения используется хорошо известная итерационная процедура SIMPLE. Алгоритм совместного решения основан на применении метода установления с переобуславливанием системы уравнений Навье-Стокса.

Разработанные алгоритмы дискретизации и решения системы уравнений Навье-Стокса были реализованы на основе построения модулей программного комплекса с использованием библиотеки OpenFOAM.

В **третьей** главе с целью подтверждения разработанного расчетного аппарата исследуются гидродинамические характеристики гидротормоза с гладкими дисками (рис. 2) и радиально-осевой гидротурбины РО-230 (рис. 3).

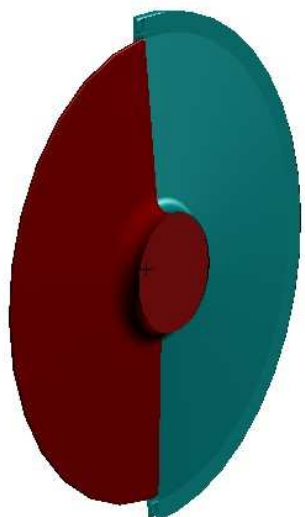


Рис. 2. Один модуль дискового гидротормоза

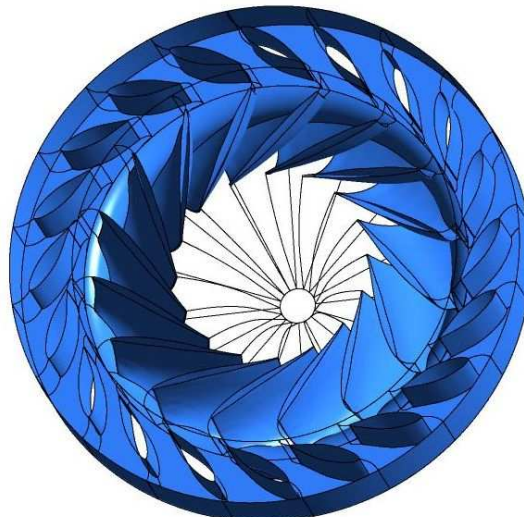


Рис. 3. Общий вид проточной части радиально-осевой турбины в трехмерном представлении

В результате исследований получено хорошее совпадение рассчитанной поглощаемой мощности гидротормоза с экспериментальными данными (рис. 4).

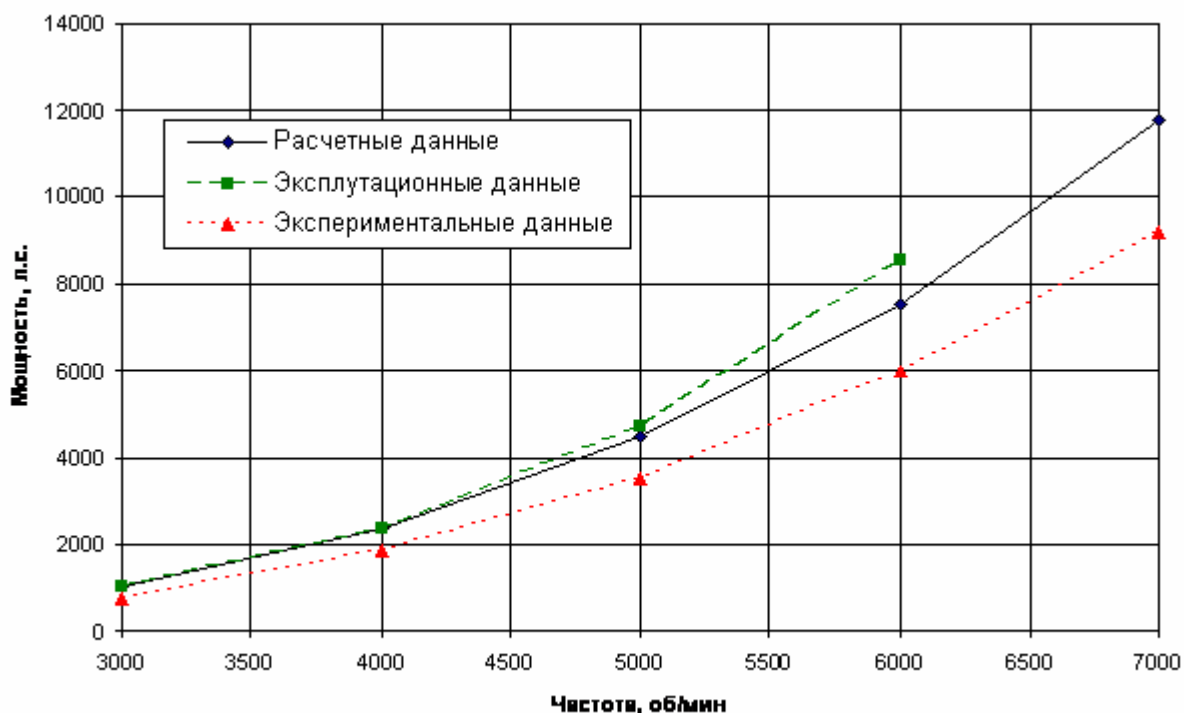


Рис. 4. Расчетная и экспериментальная характеристика дискового гидротормоза

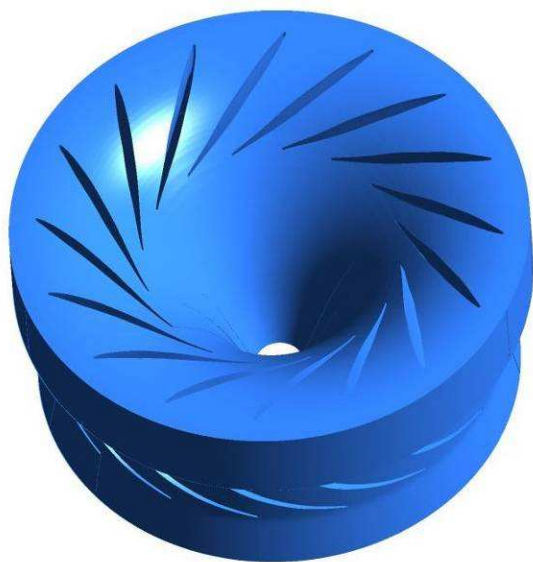


Рис. 5. Проточная часть турбины в районе рабочего колеса



Рис. 6. Сетка одного проточного канала радиально-осевой гидротурбины РО-230 в районе направляющего аппарата и рабочего колеса

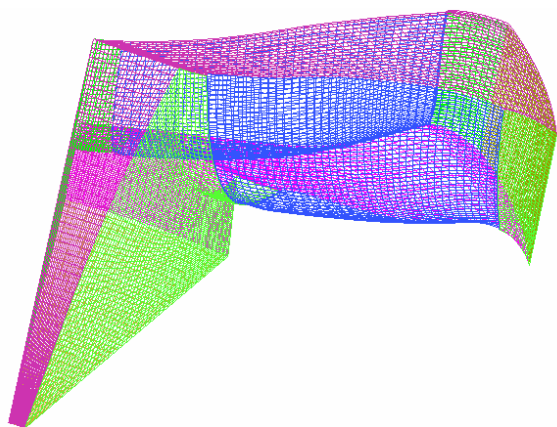


Рис. 7. Гексагональная сетка проточной части рабочего колеса для топологии Н-типа

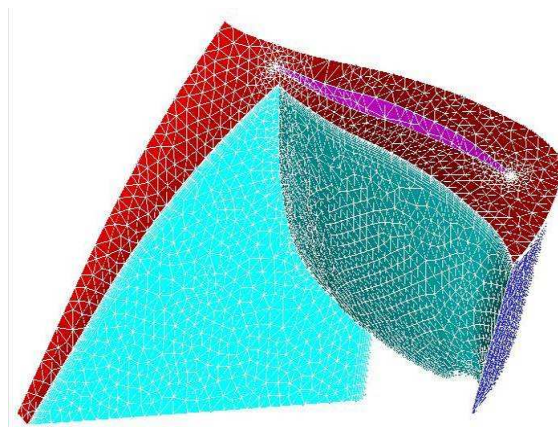


Рис. 8. Тетраэдральная сетка проточной части рабочего колеса для топологии О-типа

В процессе исследования гидродинамических характеристик радиально-осевой турбины РО-230 были разработаны алгоритмы построения геометрии проточной части радиально-осевой гидротурбины в районе рабочего колеса (рис. 5) и направляющего аппарата (рис. 6) в циклосимметричной постановке. Топология расчетной области может быть представлена в виде двух типов: Н-типа, когда расчетная область определяется каналом между выпуклой поверхностью одной лопасти и рабочей поверхностью соседней лопасти, и О-типа, когда в расчетной области происходит обтекание лопасти (рис. 7 и 8). Названия Н- и О- связаны с тем, что форма проточных частей напоминает искаженные начертания соответствующих букв. Для обоих типов расчетных областей получены гексагональные и тетраэдральные конечно-объемные сетки в районе рабочего колеса и направляющего аппарата.

Расчет гидродинамических характеристик радиально-осевой гидротурбины выполнялся в стационарной постановке. Одним из ключевых моментов такого подхода является выбор модели взаимодействия между вращающейся (роторной) и неподвижной (статорной) частями проточного тракта. Интерфейс между областью проточной части направляющего аппарата и областью проточной части рабочего колеса описывался таким образом, что параметры течения усредняются в окружном направлении на границе раздела этих областей (в совпадающих частях роторных и статорных областей).

При несовпадении шага угла периодичности роторных и статорных лопаток, т.е. когда число лопаток направляющего аппарата не совпадает с числом лопастей рабочего колеса, на интерфейсной границе задается коэффициент изменения шага периодичности, который определяется, как отношение площадей интерфейса со стороны ротора и статора. Задание этого коэффициента позволяет пересчитывать массовый расход таким образом, чтобы выполнялся закон сохранения массы во всей проточной части. Обычно, коэффициент изменения шага периодичности стремятся сделать, как можно ближе к единице. Для гидротурбины РО-230 число лопаток направляющего аппарата равно 20, а число лопастей рабочего колеса — 16,

поэтому коэффициент изменения шага периодичности был принят равным 1.25.

В качестве граничных условий на входе в направляющий аппарат задавался массовый расход 500 кг/с, а на выходе задавалось давление в 1 атмосферу. На границах цикличности проточной части ставилось условие периодичности. На остальных границах проточной части использовались граничные условия прилипания жидкости к стенке. Скорость вращения лопастей рабочего колеса была принята равной 69 об/мин.

Для построенной физико-математической модели были проведены расчеты гидродинамических параметров проточной части: крутящего момента, распределения радиальной, осевой и окружной скоростей, давлений.

Исследование различных вариантов сеточного разбиения показало, что базовую конечно-элементную сетку проточной части необходимо строить на основе гексагональных конечно-объемных элементов. Однако в случае проточной части сложной геометрической формы возможно применение тетраэдрального разбиения. Размер конечного элемента следует выбирать менее $0.01D$, где D — характерный размер области.

Сопоставление полученных расчетных данных с результатами расчета в осесимметричном приближении (рис. 9) показало их хорошее соответствие. Расчеты в осесимметричном приближении, в свою очередь, согласуются с экспериментом. Аксиальные составляющие скоростей для различных моделей достаточно хорошо совпадают качественно. Аналогичный результат имеет место и для радиальной составляющей, кроме области лопаток направляющего аппарата, где радиальная составляющая скорости возрастает по абсолютной величине, будучи отрицательной. В трехмерной постановке имеет место учет стеснения потока в проточной части направляющего аппарата в отличие от осесимметричной постановки, где это неучтено. При этом из физических соображений также следует, что проекция радиальной скорости при проходе через эту область должна значительно возрасти по абсолютной величине вследствие сужения канала, а после прохода лопаточного аппарата имеет место расширение канала и кривые в трехмерной и осесимметричной постановках снова качественно совпадают. Кривые зависимости абсолютной окружной скорости от координаты средней линии меридионального сечения проточной части для различных расчетных сеток качественно совпадают всюду, кроме выхода с рабочего колеса, т.е. поток не до конца передает момент количества движения рабочему колесу. В осесимметричном приближении поток раскручивается полностью, что соответствует оптимальному режиму работы турбины с максимальным КПД. Именно это несовпадение объясняет отличие расчетного значения момента на одну лопасть 33 Н·м с экспериментальным значением в 39 Н·м.

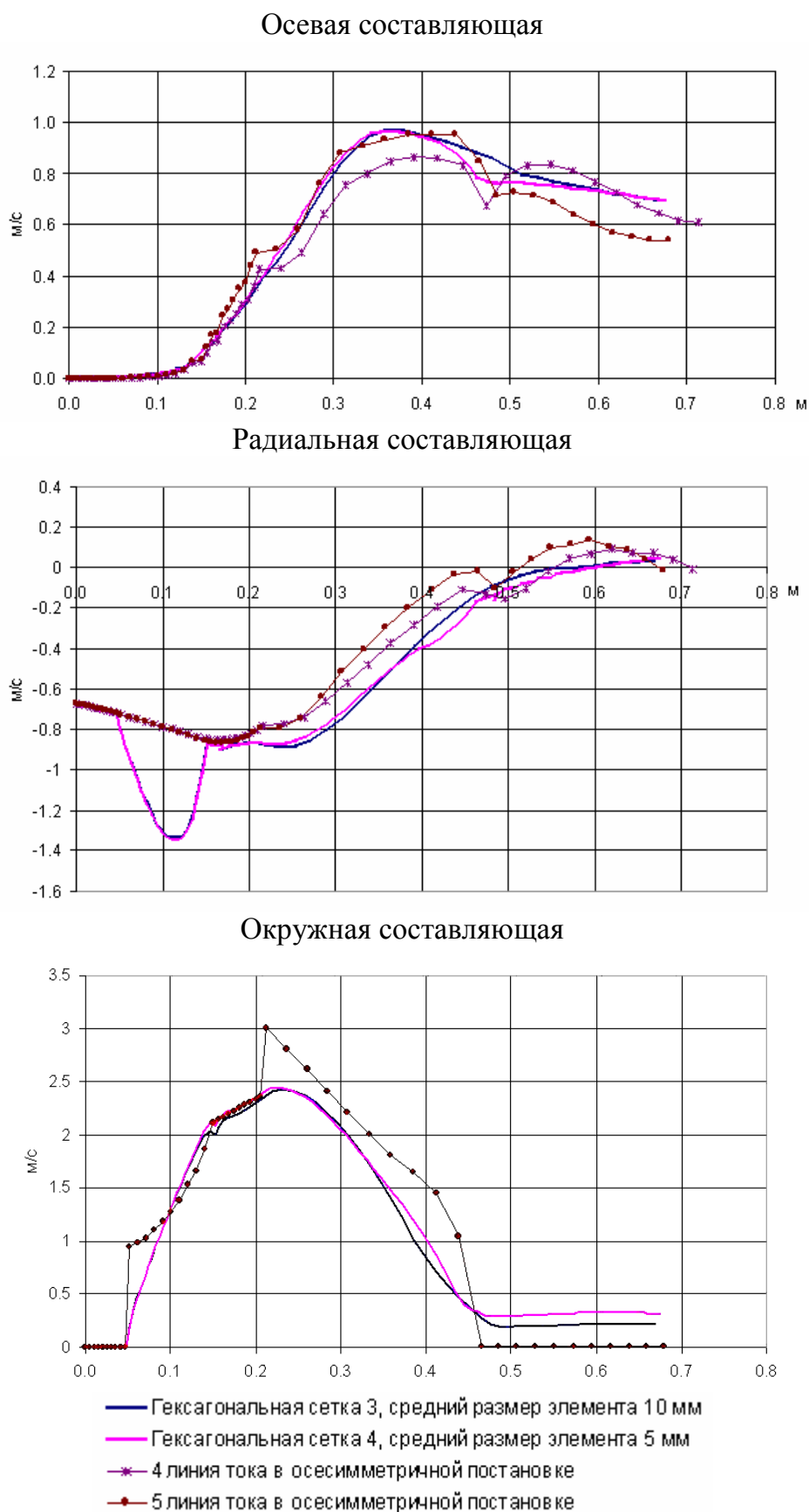


Рис. 9. Сравнение результатов расчета зависимости компонент абсолютной скорости от длины средней линии меридионального сечения в осесимметричной и трехмерной постановках

Полученные результаты показали, что разработанная трехмерная конечно-объемно-элементная модель проточной части турбины позволяет

получить расчеты гидродинамических характеристик потока, которые в основном хорошо согласуются с данными, как для осесимметричной задачи, так и с экспериментом, за исключением создаваемого потоком вращательного момента, который определяется величиной скорости в окружном направлении (закруткой потока). В связи с этим дополнительно было исследовано влияние граничных условий на величину крутящего момента. Кроме того, была выдвинута гипотеза о переходе на полномасштабную модель гидротурбины (переход от приведенной модели с диаметром 1 м и напором 1 м к натурным величинам). Однако полученные результаты расчета снова не совпали с экспериментальными данными вращательного момента, но полностью согласуются с предыдущими расчетными результатами гидродинамических характеристик потока.

В целях выяснения причин расхождения значения крутящего момента на лопасти, определенного на основе трехмерного моделирования и экспериментальных данных, был уточнен алгоритм генерации расчетной сетки. В частности, показано, что для получения наиболее точных результатов расчета по отношению к экспериментальным данным необходимо использовать информацию о геометрии лопасти, полученную напрямую из программы ее проектирования, без применения различных систем САД проектирования (в том числе САТИА) в качестве промежуточного шага. Полученный для новой геометрии момент на одну лопасть составил величину 35.3 Н·м, что отличается от экспериментального значения 39 Н·м на величину в 10%.

На начальных стадиях разработки конструкции приходится для первого приближения использовать данные по гидродинамическим характеристикам рабочего колеса без учета направляющего аппарата. При расчетах проточной части рабочего колеса без учета направляющего аппарата одной из проблем является необходимость корректно задать граничные условия на входе в рабочее колесо. В зарубежных публикациях, посвященных численному моделированию потоков в проточных частях гидротурбин, для задания граничных условий на входе в рабочее колесо обычно используются экспериментальные данные. В связи с отсутствием экспериментальных данных было решено использовать для этого результаты осесимметричной задачи.

Переход к расчету гидродинамических характеристик рабочего колеса без учета направляющего аппарата позволил рассчитать неоптимальные режимы работы турбины. В этом случае нет необходимости перестраивать каждый раз сетку направляющего аппарата.

По результатам расчета осесимметричной задачи были получены аппроксимации в виде полиномов для радиальной, осевой и окружной абсолютной скорости в зависимости от координаты z (ось z направлена от верхнего к нижнему ободу проточной части гидротурбины). В табл. 1 приведены результаты расчета моментов на одной лопасти рабочего колеса для четырех режимов. Из таблицы следует, что величины моментов практически идеально согласуются с экспериментом для 1 и 2 режимов. Для

режимов 3 и 4 имеется большее рассогласование, поскольку они находятся далеко от оптимальной зоны работы турбины согласно универсальному семейству характеристик гидротурбины РО-230.

Таблица 1. Результаты расчета крутящего момента на лопасти рабочего колеса для неоптимальных режимов работы турбины

Режим	Расход	Частота	Крутящий момент	
			Расчет	Эксперимент
1	0.46 м ³ /с	67 об/мин	36.3 Н·м	36.8 Н·м
2	0.39 м ³ /с	85 об/мин	24 Н·м	23.2 Н·м
3	0.59 м ³ /с	67 об/мин	51 Н·м	46 Н·м
4	0.565 м ³ /с	85 об/мин	37 Н·м	33 Н·м

Для режимов 1 и 2 имелись экспериментальные данные по давлению на лопастях рабочего колеса. На рис. 10 приведено сравнение экспериментальных и расчетных данных для режима 1 турбины, а на рис. 11 — для режима 2 турбины. Давление на рисунках указано в приведенных относительных единицах давления, которые определяются по следующей формуле:

$$[p] = \frac{p - p_0}{\rho g H},$$

где p — давление; g — ускорение свободного падения; p_0 — атмосферное давление; H — приведенный напор, равный 1 м.

Из рисунков видно, что экспериментальные и расчетные данные хорошо согласуются между собой.

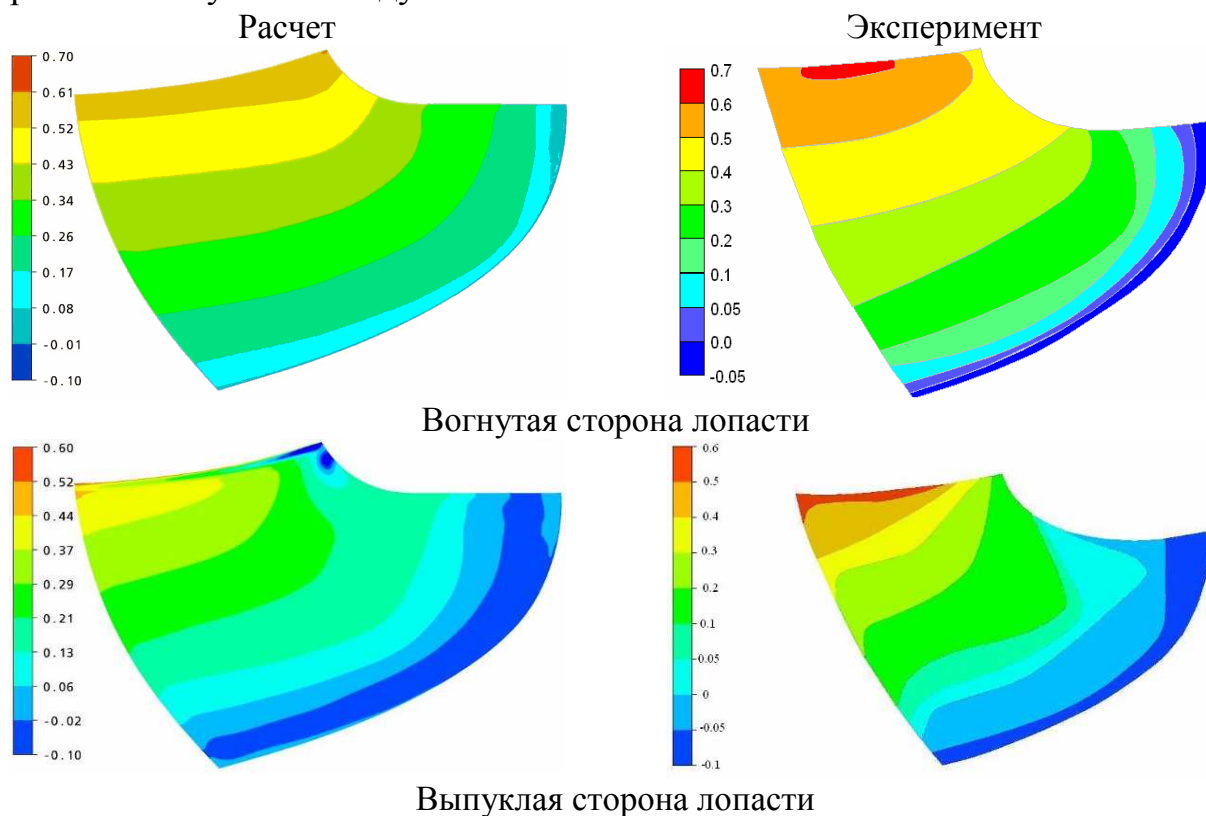


Рис. 10. Коэффициент давления для режима 1 турбины

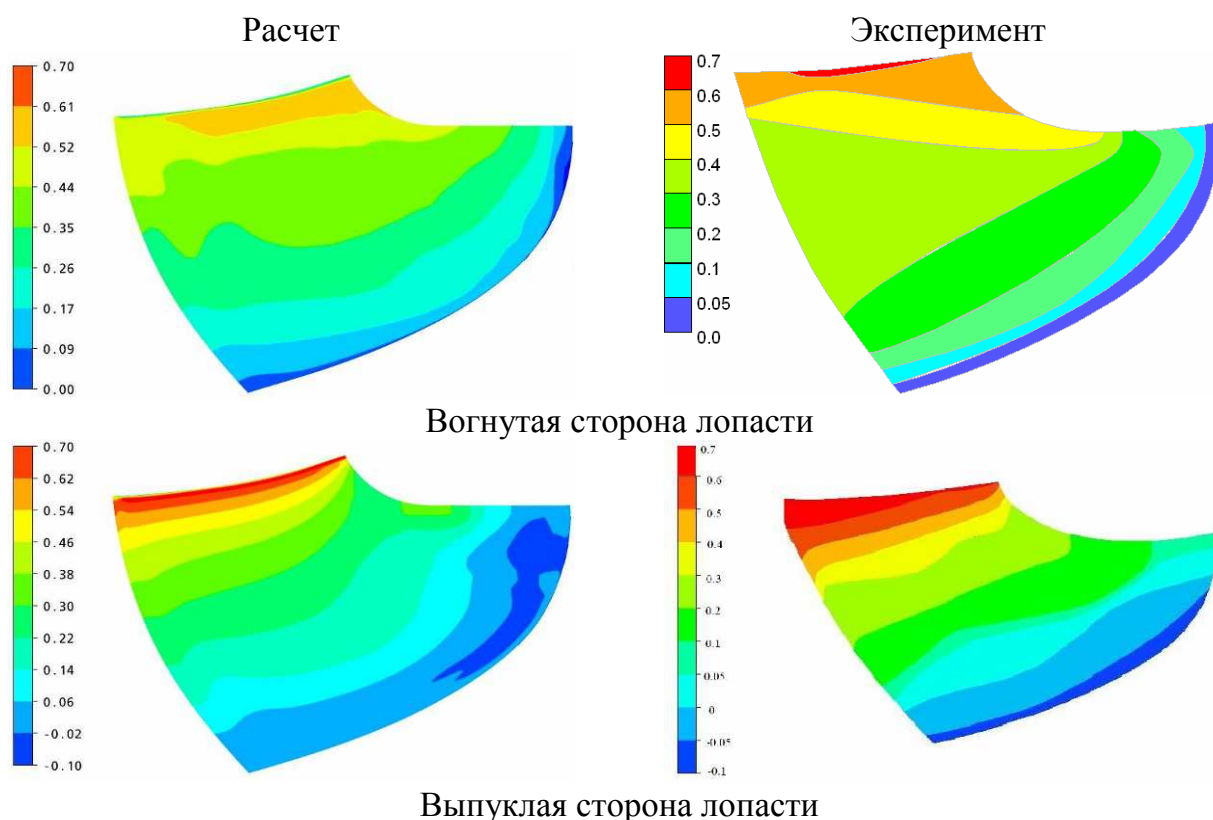


Рис. 11. Коэффициент давления для режима 2 турбины

На основе проведенных исследований был разработан окончательный алгоритм построения расчетных моделей для исследования гидродинамических характеристик проточных частей радиально-осевых гидротурбин. Алгоритм позволяет получать гидродинамические характеристики рабочего колеса на всех этапах проектирования новых изделий.

В процессе отработки математических моделей проточных частей дискового гидротормоза и радиально-осевой гидротурбины РО-230 показано:

1. Базовую конечно-элементную сетку проточной части необходимо строить на основе гексагональных конечных элементов. Однако в случае проточной части сложной геометрической формы возможно применение тетраэдрального разбиения. Размер конечного элемента следует выбирать менее $0.01D$, где D — характерный размер области.

2. Расчеты следует в первом приближении проводить для k - ϵ модели турбулентности. В случае наличия областей с сильно развитыми отрывными течениями необходимо переходить к k - ω модели турбулентности.

3. Для удовлетворительного моделирования пограничного слоя необходимо располагать в промежутке между стенкой и областью развитого потока не менее 10 узлов базовой конечно-элементной сетки. Причем первый узел необходимо поместить таким образом, чтобы безразмерное расстояние до него было величиной порядка 30.

4. В случае наличия статорных и роторных областей расчета, обладающих циклосимметрией, но с разным шагом по углу циклосимметричности, необходимо добиваться отношения площадей интерфейсных областей, как можно ближе к единице.

В **четвертой** главе рассматривается применение разработанного программного комплекса к конструкциям, либо не имеющих прототипов (лопастной гидротормоз, сильфонный компенсатор), либо находящихся в доработке (угольная мельница).

На основе построенной модели лопастного гидротормоза (рис. 12) были рассчитаны зависимости максимального крутящего момента гидротормоза и максимальной поглощаемой мощности от числа оборотов ротора. Из результатов расчетов следует, что для лопастного гидротормоза максимальная поглощаемая мощность на половину рабочего колеса лежит в диапазоне от 4000 л.с. до 140000 л.с. при изменении частоты вращения ротора от 3000 об/мин до 16000 об/мин, что позволяет использовать его в составе проектируемого стенда испытаний двигателей летательных аппаратов.

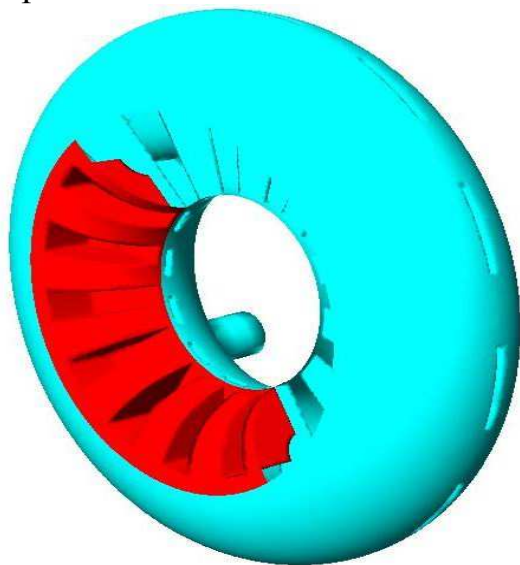


Рис. 12. Половина проточной части лопастного гидротормоза

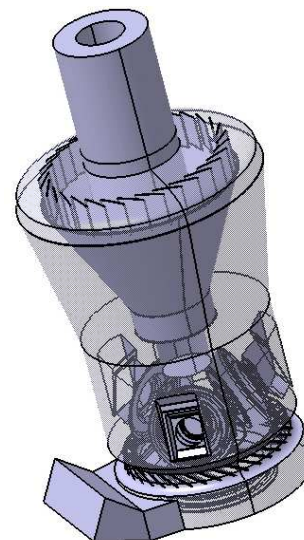


Рис. 13. Модель валковой угольной мельницы

В результате проведенных исследований среднеходной валковой угольной мельницы (рис. 13) была разработана расчетная модель, позволяющая рассчитывать и анализировать газодинамические потоки внутри проточной части с учетом основных физических процессов:

- массопереноса сушильно-вентилирующего агента (горячий воздух), уплотняющего воздуха, неразмолотой руды угля и размолотой угольной пыли;
- теплообмена сушильного агента, уплотняющего воздуха (с влажностью 10%), неразмолотой руды (с влажностью 15%) и угольной пыли (с влажностью 15%) с окружающей средой (стенки мельницы) и внутри мельницы, включая процессы испарения и осушения продуктов размола — угольной пыли.

В результате проведенных расчетов была получена картина движения потока сушильного агента, уплотняющего воздуха, падающего угля и размолотой угольной пыли внутри мельницы (рис. 14). Получены скорости, температуры и давления воздушного потока, а также скорости и температуры угольной пыли, в объеме и на характерных плоскостях внутри конструкции (рис. 15). В частности, получена температура сушильного агента и частиц угольной пыли на выходе угольной мельницы, которая составляет величину 230°C без учета испарения, а с учетом испарения - 130°C. Определен перепад вышеуказанных характеристик на входе и выходе воздушного потока, совпадающий с эксплуатационными характеристиками.

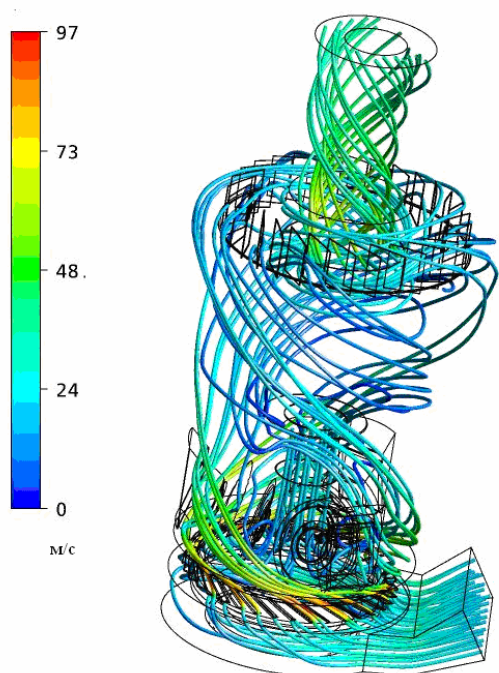


Рис. 14. Распределение скоростей потока сушильного агента и уплотняющего воздуха во внутреннем пространстве мельницы

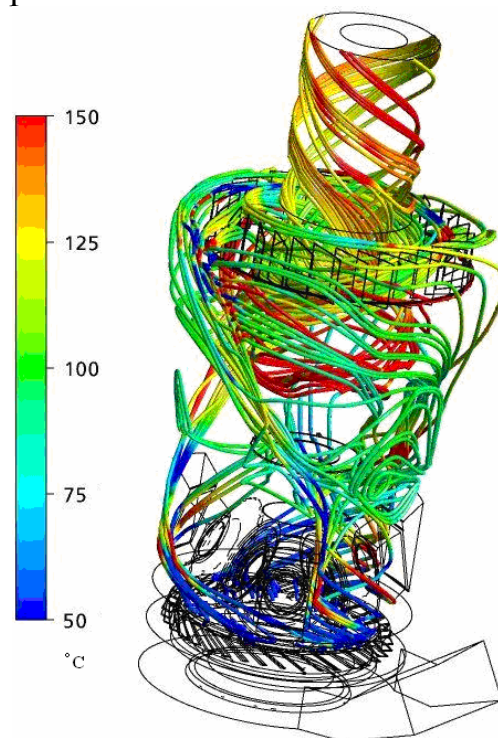


Рис. 15. Распределение температуры частиц угля

Разработанную расчетную схему в дальнейшем можно применить к исследованию таких характеристик мельницы как:

- влияние угла установки направляющих лопаток на газодинамические потоки в мельнице;
- массовые расходы, температура, влажность сушильного агента и уплотняющего воздуха и угля;
- изменение геометрических параметров мельницы и характеристик проточных частей, что позволит перейти к проектированию типоряда мельниц для различных технических характеристик. Возможно, что при этом в процессе построения нескольких моделей типоряда мельниц потребуется опираться на экспериментальные данные в целях полной достоверности построенных моделей.

Также в результате выполненных исследований разработана методология определения температурных полей в сильфонном компенсаторе (СК) от внутреннего газодинамического потока с целью проверки СК на требования вибропрочности. Эта методология показывает, что, несмотря на стремительное развитие численных методов определения свойств конструкции, в конечно-элементный расчет необходимо вводить параметры, которые могут быть определены только на основе традиционных инженерных методов расчета. Это ясно показано на примере расчета температурных полей СК (рис. 15–17), где для задания граничных условий и некоторых свойств модели использовались классические методы расчета коэффициентов теплоотдачи и эквивалентного коэффициента теплопроводности воздушной прослойки. Температура гофрированной поверхности сильфона лежит в диапазоне 510°C – 519°C , что по условиям эксплуатации СК может потребовать дополнительного принудительного внешнего охлаждения.

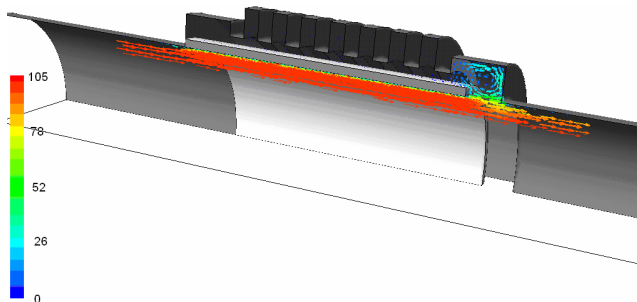


Рис. 15. Распределение скоростей (м/с) внутри трубы

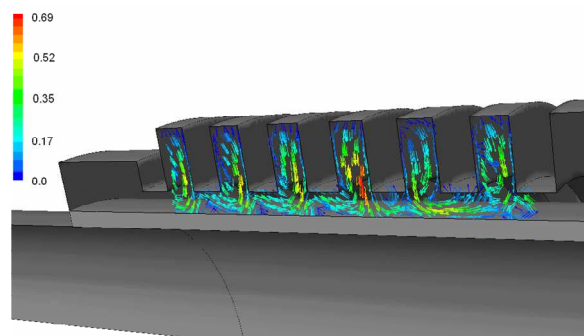


Рис. 16. Распределение скоростей (м/с) между направляющим патрубком и сильфоном

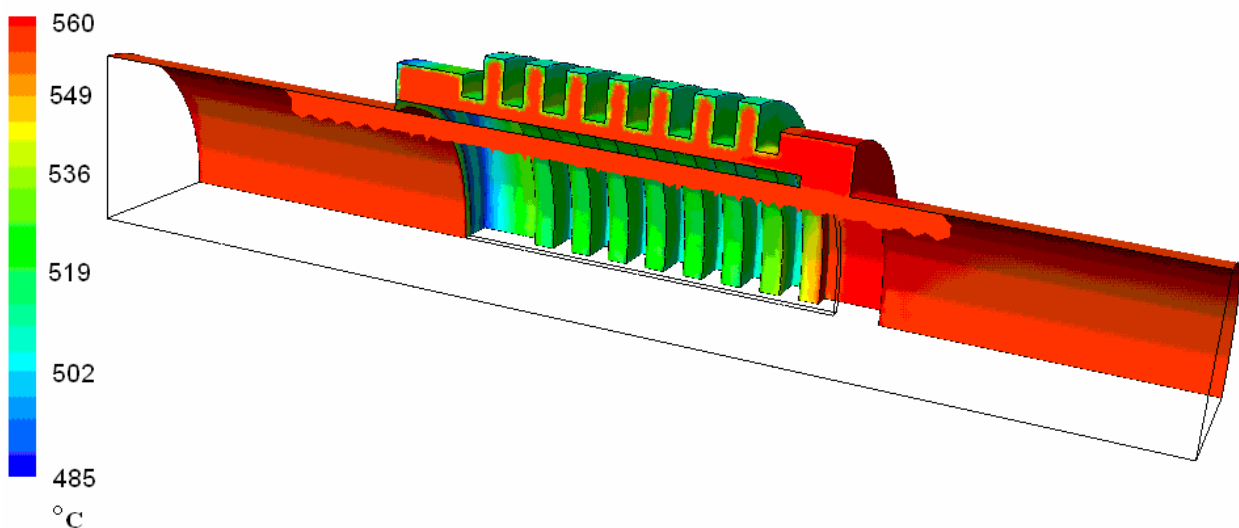


Рис. 17. Распределение температуры на поверхности сильфонного компенсатора

В **пятой** главе на примере исследования прочностных характеристик элементов противоразгонного устройства, встроенного в водовод (для малых ГЭС мощностью от 100 до 5000 кВт), и лопатки газовой турбины показано, что проблема определения гидро-газодинамических характеристик

энергооборудования весьма тесно сопряжена с проблемой определения напряженно-деформированного состояния их элементов. Это обусловлено тем, что значительная часть силовых факторов воздействия на элементы таких конструкций лежит в области проблем гидро-газодинамики.

В результате проведенных исследований был разработан инженерный подход по расчету гидродинамических параметров потока гидроагрегатов после срабатывания противоразгонного устройства для предотвращения разгона генератора при сбросе нагрузки. На основе использования разработанного аппарата удалось определить поправочные коэффициенты в соотношения методики.

Результаты расчетов амплитуды волны гидродинамического удара были использованы при определении прочностных характеристик его элементов: заслонки (рис. 18) и упорного устройства (рис. 19). Проведенные исследования показывают, что в простейших случаях инженеру-проектировщику можно произвести оценку НДС диска заслонки и определить минимально возможную его толщину аналитическими методами без применения ЭВМ. Достоверность результатов, полученных на основе аналитических методов, доказывается путем сравнения с результатами расчетов, выполненных с применением МКЭ. Также в данной главе представлены методические рекомендации по выбору типа конечных элементов в том случае, когда в процессе исследования необходимо обратиться к системам инженерного анализа на основе МКЭ. Преимуществом применения МКЭ может служить возможность расчета НДС в более мелких деталях заслонки (катетах сварных швов, цапфах и т.д.), однако, это потребует усложнение конечно-элементной модели.

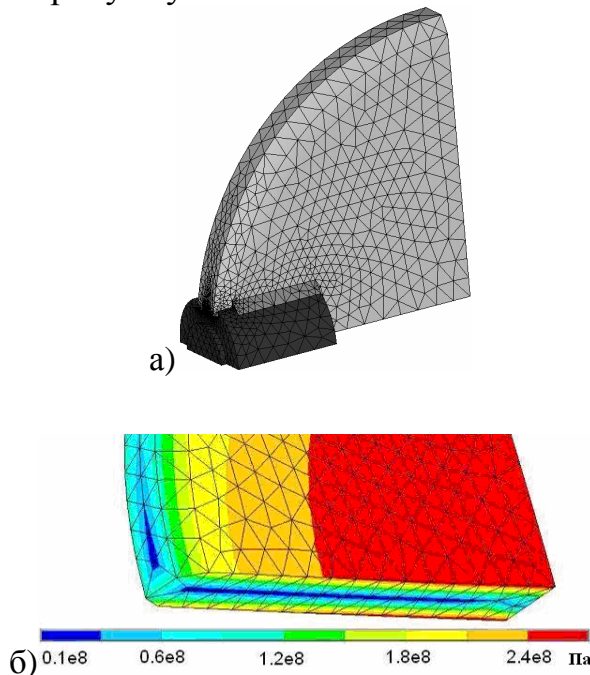


Рис. 18. а) конечно-элементная модель заслонки; б) Распределение эквивалентных напряжений

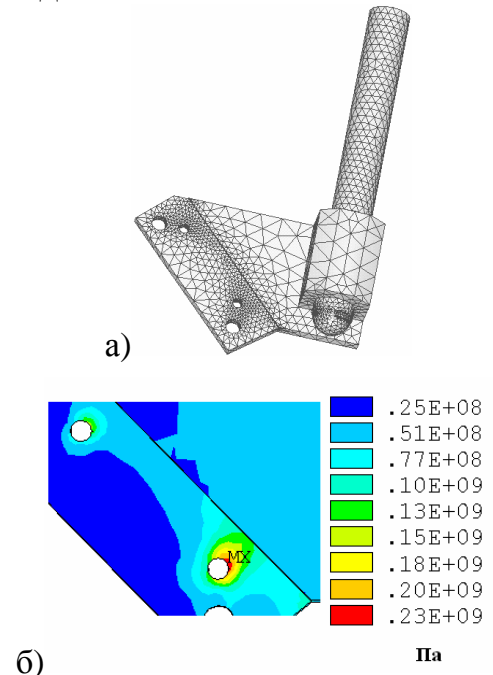


Рис. 19. а) конечно-элементная модель упорного устройства; б) распределение эквивалентных напряжений в пластине кронштейна

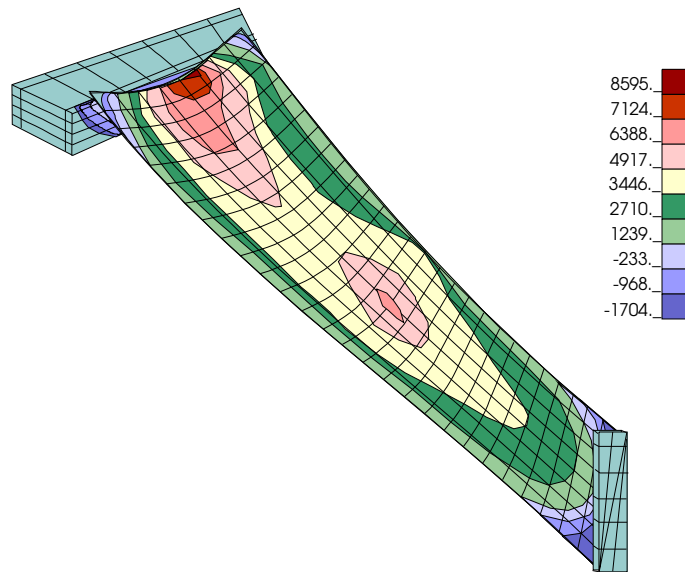


Рис. 20. Распределение напряжений в турбинной лопатке на частоте второго резонанса с учетом центробежных нагрузок

На примере расчета напряженно-деформированного состояния лопатки газовой турбины (рис. 20) показана важность выбора типа конечного элемента, количества конечных элементов по толщине лопатки и граничных условий при расчете напряжений в элементах энергетического оборудования сложной геометрической формы с целью удовлетворительного совпадения результатов расчета с экспериментом.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработаны методы и алгоритмы расчета гидродинамических характеристик проточных частей энергетического оборудования с учетом всех особенностей элементов энергетического оборудования и их проточных частей для различных видов конечно-объемных элементных моделей.

2. Разработан программный комплекс расчета гидродинамических характеристик, в основе которого лежит численное решение системы уравнений Навье-Стокса.

3. В программном комплексе реализован алгоритм совместного решения дискретизированной системы уравнений Навье-Стокса, который использует метод установления совместно с переобуславливанием общей матрицы системы уравнений.

4. В качестве проверки достоверности результатов расчета, выполненных с использованием разработанного программного комплекса, проведено сравнение результатов численного расчета с экспериментальными данными. Сравнение расчетных характеристик гидротормоза с гладкими дисками и радиально-осевой гидротурбины с экспериментальными данными, полученными на экспериментальных стендах, показало их хорошее соответствие, что подтверждает высокую эффективность разработанных методов математического моделирования и программного обеспечения.

5. Разработан алгоритм построения расчетной сетки проточной части радиально-осевой гидротурбины в районе рабочего колеса и направляющего аппарата. В частности показано, что для получения наиболее точных результатов расчета по отношению к экспериментальным данным необходимо использовать информацию о геометрии лопасти, полученную напрямую из программы ее проектирования без применения различных систем САД проектирования в качестве промежуточного шага. Сетку проточной части необходимо строить на основе гексагональных конечных элементов. Однако в случае проточной части сложной геометрической формы возможно применение тетраэдрального разбиения. Размер конечного элемента следует выбирать менее $0.01D$, где D — характерный размер области. Для удовлетворительного моделирования пограничного слоя необходимо располагать не менее 10 узлов базовой конечно-элементной сетки в промежутке между стенкой и областью развитого потока. Причем первый узел необходимо поместить таким образом, чтобы безразмерное расстояние до него было величиной порядка 30.

6. Построена физико-математическая модель проточной части радиально-осевой гидротурбины РО-230 в стационарном приближении. В первом приближении исследовались k - ϵ модели турбулентности. Показано, что в случае наличия областей с сильно развитыми отрывными течениями необходимо переходить к k - ω модели турбулентности. В случае наличия статорных и роторных областей расчета, обладающих циклосимметрией, но с разным шагом по углу циклосимметричности, необходимо добиваться отношения площадей интерфейсных областей, как можно ближе к единице.

7. Для построенной физико-математической модели были проведены расчеты гидродинамических характеристик проточной части: крутящего момента, распределения радиальной, осевой и окружной скоростей, давлений и т.д. Для расчета гидродинамических характеристик рабочего колеса без учета направляющего аппарата был разработан алгоритм задания граничных условий на основе осесимметричной задачи.

8. В результате проведенных исследований среднеходной валковой угольной мельницы была разработана расчетная модель, позволяющая рассчитывать и анализировать газодинамические потоки внутри проточной части с учетом основных физических процессов. В результате проведенных расчетов была получена картина движения потока сушильного агента, уплотняющего воздуха, падающего угля и размолотой угольной пыли внутри мельницы. Получены скорости, температуры и давления воздушного потока, а также скорости и температуры угольной пыли, в объеме и на характерных плоскостях внутри конструкции. В частности, получена температура сушильного агента и частиц угольной пыли на выходе угольной мельницы, которая составляет величину 230°C без учета испарения, а с учетом испарения — 130°C , что соответствует эксплуатационным характеристикам. Разработана методология определения температурных полей в сильфоном компенсаторе от внутреннего газодинамического потока с целью проверки его конструкции на требования вибропрочности.

9. С целью оценки характеристик напряженно-деформированного состояния элементов энергетического оборудования малых ГЭС разработана инженерная методика расчета гидродинамических параметров потока гидроагрегатов после срабатывания противоразгонного устройства (ПРУ) для предотвращения разгона генератора при сбросе нагрузки. Результаты расчетов амплитуды волны гидродинамического удара были использованы при определении прочностных характеристик элементов ПРУ: заслонки и упорного устройства.

10. На примере расчета напряженно-деформированного состояния лопатки газовой турбины показана важность выбора типа конечного элемента, количества конечных элементов по толщине лопатки и граничных условий при расчете напряжений в элементах энергетического оборудования сложной геометрической формы (например, в лопастях рабочего колеса гидротурбины) с целью удовлетворительного совпадения результатов расчета с экспериментом.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

- 1. Золотаревич В.П. Оценка акустических характеристик на основе применения методов конечных и граничных элементов. / В.П. Золотаревич, И.Н. Тисленко, Н.В. Югов. // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. — СПб., 2002. — Вып. 3(107). — С. 192–200.**
- 2. Золотаревич В.П. Расчет собственных частот и форм колебаний на основе применения методов конечных и граничных элементов. / Н.В. Югов, В.П. Золотаревич // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. — СПб., 2002. — Вып. 3(107). — С. 184–191.**
3. Золотаревич В.П. Разработка программных модулей расчета гидродинамических характеристик радиально-осевой гидротурбины РО-230. / В.П. Золотаревич, Н.В. Югов // ВЕМ-FEM, 2009.
4. Золотаревич В.П. Исследование динамических, энергетических и гидродинамических характеристик гидротормозов с облапаченным ротором колеса и гладкими роторными дисками на основе совместного метода конечных элементов и конечных объемов. / В.П. Золотаревич, В.В. Кулаков, Н.В. Югов // Неразрушающий контроль и диагностика окружающей среды, материалов и механических изделий. Межвузовский сборник. — СПб., 2005. — Вып. 11. — С. 41–57.
- 5. Золотаревич В.П. Расчет гидродинамических характеристик рабочего колеса радиально-осевой турбины РО-230. / В.П. Золотаревич, Н.В. Югов. // Научно-технический вестник. — СПб, 2009. — Вып. 4(62). — С. 60–68.**
6. Бляшко Я.И. Расчет гидродинамических характеристик потока при срабатывании противоразгонного устройства гидроагрегата на основе численных и аналитических методов с целью разработки инженерной

методики расчета. / Я.И. Бляшко, В.П. Золотаревич, Н.В. Югов. // Проблемы машиноведения и машиностроения. Межвузовский сборник. — СПб, 2005. — Вып. 34.— С. 24–40.

7. Золотаревич В.П. Исследование процессов теплопередачи в сильфонном компенсаторе методом конечных элементов и конечных объемов в обеспечение его вибропрочности. / В.П. Золотаревич, В.В. Кулаков, Н.В. Югов // Неразрушающий контроль и диагностика окружающей среды, материалов и механических изделий. Межвузовский сборник. — СПб., 2005. — Вып. 11. — С.67–80.

8. Золотаревич В.П. Расчет теплопрочностных характеристик входного устройства турбинного стенда методом конечных элементов. / В.П. Золотаревич, В.В. Кулаков, Н.В. Югов // Неразрушающий контроль и диагностика окружающей среды, материалов и механических изделий. Межвузовский сборник. — СПб., 2005. — Вып. 11. — С. 58–66.

9. Бляшко Я.И. Расчет напряженно-деформированного состояния заслонки противоразгонного устройства гидроагрегата под действием волны давления гидродинамического удара на основе аналитических методов и численного метода конечных элементов. / Я.И. Бляшко, В.П. Золотаревич, Н.В. Югов. // Проблемы машиноведения и машиностроения. Межвузовский сборник. — СПб, 2005. — Вып. 34. — С.16–23.

10. Золотаревич В.П. Диагностика собственных частот и форм колебаний энергоблока малой ГЭС. / В.П. Золотаревич [и др.]. // Проблемы машиноведения и машиностроения. Межвузовский сборник. — СПб, 2005. — Вып. 34. — С.140–148.

11. Золотаревич В.П. Особенности применения инженерных методов расчета при использовании PLM технологий на предприятии. / В.П. Золотаревич, Н.В. Югов. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — СПб, 2009. — №3(80) — С. 178–185.

Золотаревич Валерий Павлович

Разработка методов и алгоритмов расчета гидродинамических и прочностных характеристик энергетического оборудования и его элементов

Автореферат

Подписанов печать 16.10.09

Б.кн.-журн.

Тираж 120 экз.

П.л. 1.0

Формат 60x84 1/16

Б.л. 1

Заказ 324

Отпечатано с готового оригинал-макета
194044, Санкт-Петербург, ул. Литовская, д.10
ООО «Балтияр»