

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО»

Карташов Сергей Владимирович

Научный доклад, выполненный по результатам научно-исследовательской  
работы «Методика проведения численного эксперимента методами  
вычислительной газодинамики для малорасходных ступеней центробежных  
компрессоров»

Направление подготовки (направленность): 15.06.01 – «Машиностроение»  
(15.06.01\_10 – «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы»)

Группа: 33261501/51001

Научный руководитель:  
кандидат технических наук,  
доцент Ю.В. Кожухов

Санкт-Петербург

2020

## Содержание

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ .....	3
ВВЕДЕНИЕ .....	5
1 Критерии и требования, предъявляемые к численной модели, служащей основой расчётного способа исследований .....	7
2 Подготовка численной модели .....	11
2.1 Способы и основные инструменты создания численной модели.....	11
2.2 Общий алгоритм создания первичной численной модели турбомашин с использованием коммерческих продуктов вычислительной газодинамики .....	13
2.2.1 Построение геометрической модели и определение расчетной области .....	13
2.2.2 Генерация сеточной модели .....	14
2.2.3 Препроцессинг .....	18
2.2.4 Вычисление уравнений .....	21
2.2.5 Постпроцессинг .....	21
2.3 Пример разработки численной модели ступени ЦК .....	22
2.3.1 Объект исследования и его особенности .....	22
2.3.2 Создание геометрической модели и определение расчетной области .....	24
2.3.3 Создание и настройка параметров сеточной модели, выбор модели турбулентности .....	27
2.3.4 Первичная валидация модели .....	31
2.3.5 Учет шероховатости стенок .....	32
2.3.6 Учет теплообмена газа с ограничивающими поверхностями .....	34
2.3.7 Результат разработки модели .....	37
3 Заключение .....	39

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

### Условные обозначения

$c_p$  – изобарная теплоемкость;

$c$  – абсолютная скорость;

$D$  – диаметр;

$h$  – напор;

$\dot{m}$  – массовый расход;

$M$  – число Маха;

$p$  – давление;

$R$  – радиальная координата, газовая постоянная;

$Re$  – число Рейнольдса;

$T$  – температура по шкале Кельвина;

$u$  – окружная скорость;

$w$  – относительная скорость;

$y^+$  – безразмерная пристенная координата;

$\beta_{пр}$  – коэффициент внутренних протечек;

$\beta_{тр}$  – коэффициент дискового трения;

$\psi_t$  – коэффициент теоретического напора;

$\psi_i$  – коэффициент полного напора;

$\varphi$  – коэффициент расхода;

$\Phi$  – условный коэффициент расхода;

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

$\mu$  – динамическая вязкость;

$\nu$  – кинематическая вязкость;

$\delta$  – зазор;

$\rho$  – плотность;

$\zeta$  – коэффициент потерь.

### Сокращения

БЛД – безлопаточный диффузор;

ГДХ – газодинамическая характеристика;

КПД – коэффициент полезного действия;

РК – рабочее колесо;

ОНА – обратно-направляющий аппарат;

ПЧ – проточная часть;

РО – расчетная область;

ЦК – центробежный компрессор;

CAE – computer-aided Engineering;

CFD – computational fluid dynamics;

RANS – Reynolds averaged Navier-Stokes;

Сокращения могут относиться к подстрочным (надстрочным) индексам

### **Подстрочные индексы**

0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 – индексы контрольных сечений

вх – вход;

вых – выход;

д – динамический;

л – лопаточный;

м – модель;

п – политропный;

р – расчетный;

ср – средний;

т – теоретический;

і – внутренний;

### **Надстрочные индексы**

\* – относится к параметрам торможения

<sup>-</sup> – величина, отнесенная к соответствующему характерному масштабу

## ВВЕДЕНИЕ

Современное состояние вопроса проектирования проточных частей (ПЧ) центробежных компрессоров (ЦК) в Российской Федерации сформировано несколькими фундаментальными школами: Невский завод им. Ленина (НЗЛ), Ленинградский политехнический институт (ЛПИ), Казанский национальный исследовательский технический университет (КНИТУ) и др [1-5]. Методики расчета, представленные данными школами, базируются на глубокой теоретической базе и подкрепляются множеством экспериментальных исследований. Более десятка тысяч компрессорных машин, созданных с помощью представленных методик, работают на предприятиях постсоветского пространства.

В настоящее время потребители – эксплуатирующие организации предъявляют все более жесткие требования к параметрам работы новых компрессоров, что затрагивает не только обеспечение параметров назначения (производительность, конечное давление), но и эффективность работы, а также диапазон устойчивой работы. Постоянное ужесточение требований объясняется стремлением предприятий к оптимизации работы, снижению энергетических затрат, возрастанием конкуренции как эксплуатирующих организаций между собой, так и производителей оборудования, что позволяет потребителю значительно существеннее влиять на условия поставки оборудования. Для проектных организаций предъявляемые требования становятся причиной необходимости разработки индивидуального проекта почти на каждый новый запрос. Разработка индивидуального проекта компрессора в свою очередь является задачей высокой сложности. Уровень развития методик проектирования предоставляет возможность оценки компоновки и расчета основных параметров проточной части, но не позволяет гарантировать обеспечение предъявляемых технических требований. Большинство новых проектов компрессоров при таких условиях являются некоторыми переделками уже готовых проектов с зачастую минимальными изменениями. В целом, такой подход обеспечивает параметры назначения машины, так как по сути в основе

нового проекта лежит опытный образец, но вопросы эффективности и диапазона рабочих режимов остаются без должного внимания. В конечном итоге, отклонение параметров машины от гарантийных, закрепленных техническим заданием, обременяет поставщика штрафными санкциями и необходимостью исправления недостатков, приведения параметров работы к гарантийным. Таким образом, проектирование принципиально новых машин, соответствующим передовому мировому уровню, в условиях роста требований и конкуренции упирается в развитие существующих методик проектирования, требующих эволюционного скачка, и необходимость разработки новых.

В настоящее время с высокой уверенностью можно сказать, что развитие методик проектирования должно строиться на комбинировании экспериментального, расчетного и теоретического способов. Первый способ – экспериментальный, очевидно, является первоочередной истиной, но только при соблюдении методики постановки и проведения, обеспечения повторяемости и только для конкретных условий работы. Второй способ – расчетный, базируется на моделировании пространственного течения с помощью программ вычислительной газодинамики [6-11]. Способ является численным аналогом реального эксперимента с рядом допущений и особенностей и позволяет проводить множество расчетов в короткий промежуток времени без существенных финансовых затрат. Третий способ – теоретический объединяет и объясняет с физической точки зрения результаты, полученные первыми двумя способами, позволяет создавать математические модели, интерполировать, экстраполировать и прогнозировать соответствующие результаты. Собственно, третий способ, помимо возможности проведения самостоятельных исследований, и является инструментом создания и развития методик проектирования.

Существующие методики построены на основе теоретического и экспериментального методов. Проведено бесчисленное количество опытных исследований, результаты которых систематизированы, имеют корреляцию с физическими принципами газодинамики и отражены в методах одномерного

проектирования. Однако, как говорилось выше, данные методики достаточно хорошо позволяют оценить и рассчитать основные геометрические и газодинамические параметры проточной части, но не являются универсальными, а надежность проектирования в некоторых случаях не отвечает современным требованиям.

Сегодня, с развитием компьютерных технологий и вычислительных систем, в процесс создания методик проектирования добавляется расчетный способ, с помощью своей доступности и информативности призванный исправить недостатки и усовершенствовать методики [12, 13]. Вместе с тем расчетный способ в этой цепочке является наиболее слабым звеном [14, 15] и требует крупных исследований и приложенных усилий для достижения удовлетворительного результата.

#### **Цель работы:**

Формирование и обобщение основ методологии разработки численной модели, применяемой в качестве источника данных для научно-технических исследований.

#### **Задачи работы:**

1. Обобщение подходов к созданию численной модели центробежного компрессора, представленных в отечественной и зарубежной литературе.
2. Поиск путей снижения погрешности результатов численного эксперимента.
3. Демонстрация создания численной модели для экспериментальной ступени центробежного компрессора с малым коэффициентом расхода.

### **1 Критерии и требования, предъявляемые к численной модели, служащей основой расчётного способа исследований**

Суть расчетного способа заключается в определении взаимосвязей и степени влияния параметров на основании численной модели, прошедшей верификацию и валидацию, и последующем выводе соответствующих соотношений с помощью математического аппарата. Поэтому основным

предметом расчетного способа является численная модель, а для получения обоснованного результата для численной модели должны выполняться по меньшей мере следующие условия:

1. Результаты численной модели соответствуют физическим основам протекающих процессов.
2. Результаты численной модели коррелируют с опытными данными.
3. Результаты численной модели обладают свойствами повторяемости и полноты.
4. Условия численного и натурального эксперимента являются характерными для исследуемой области.

Рассмотрим основы алгоритма создания и применения численной модели в расчетном способе исследований.

#### 1. Оценка возможности применения численной модели

Первый и базовый этап, которым определяется объективность применения расчетных данных как основы для крупных исследований.

Далеко не все параметры могут быть исследованы с помощью вычислительной газодинамики. Поэтому самый первый вопрос, решаемый исследователем – в целом допустимость исследования в каждом отдельном случае и объективность получаемых результатов. Например, методы вычислительной газодинамики в общем случае позволяют качественно и количественно рассчитывать основные параметры классической ступени центробежного компрессора – коэффициент расхода, коэффициенты напора, мощность и коэффициент полезного действия. Но, например, малорасходные ступени, транс- и сверхзвуковые ступени требуют значительных усилий для получения адекватного результата. Такие объекты можно отнести к категории сложно моделируемых и для возможности какого-либо использования результатов в исследованиях необходима обширная и информативная валидационная опора. Иначе результаты, получаемые расчетным способом, не могут считаться надежными.

В любом случае, результаты, получаемые с помощью моделирования и используемые для вывода соотношений и выражений, претендующих на разряд методических, так или иначе должны опираться на надежные экспериментальные данные.

Тогда основными критериями возможности применения расчетного способа с использованием численной модели можно выделить:

– Возможности математической модели соответствуют целям ее применения, а исследуемые параметры могут быть однозначно определены по результатам расчета.

– Исследуемые параметры, закономерности и эффекты надежно описаны в математическом аппарате численной модели.

– Существует достаточная опорная валидационная база в виде экспериментальных данных, позволяющих оценить погрешность получаемых модельных результатов и провести настройку численной модели.

2. Формирование перечня входных параметров, исследуемых с помощью численной модели.

На данном этапе определяется необходимый набор параметров, подлежащих исследованию, а также пути получения результатов с помощью численной модели. Без аккуратного планирования исследования численная модель может обеспечить хороший результат для конкретного случая, но оказаться бесполезной по причине трудоемкости изменения входных параметров.

Математическая модель, созданная с помощью программ вычислительной газодинамики, позволяет изменять входные геометрические параметры и граничные условия. Следует помнить, что, например, для центробежного компрессора изменение одного геометрического параметра может влиять на множество газодинамических. Таким образом оценка сепарационного влияния газодинамических параметров подразумевает изменение комбинации геометрических параметров для обеспечения неизменности остальных газодинамических параметров.

После выбора исследуемых эффектов и параметров следует обозначить инструменты, с помощью которых будут изменяться параметры численной модели. Так как программы вычислительной газодинамики и модели, создаваемые на их основе, это достаточно крупные проекты с 3 основными этапами: подготовка модели (куда входит создание геометрической модели, сетки, файла расчетного проекта), вычисление и обработка результатов, то изменение каких-либо параметров в самом начале иногда оказывается весьма трудоемко. То есть, например изменение, какого-либо геометрического параметра потребует изменение исходного файла геометрической модели, перенос данных в сеточный генератор и построение сетки, создание нового файла проекта с заданием всех настроек модели, непосредственно вычисление и обработку результатов. Процесс внесения изменения может занимать колоссальное время в зависимости от сложности и автоматизации проекта. Поэтому следует заранее выбрать и адаптировать инструменты, принять упрощения для снижения трудоемкости будущих исследований.

Менять входные параметры можно двумя способами: ручным или автоматическим. В первом случае исследователь вручную вносит изменения и обновляет численную модель, во втором случае исследователь пишет программные алгоритмы для автоматизации процесса, либо пользуется встроенными в программы инструментами автоматизации.

### 3. Подготовка численной модели

Производится создание численной модели с учетом требований прошлого пункта. Настройка численной модели – наиболее сложный процесс во всей цепочке и требует длительной и осмысленной подготовки для удовлетворения основным критериям информативности, точности, надежности и рациональности. Кроме того, с точки зрения точности и надежности численная модель должна пройти валидацию по меньшей мере на одном объекте. После валидации численной модели также требуется оценить адекватность отклика на изменение основных параметров модели и параметров, выбранных в качестве целевых.

#### 4. Использование численной модели для проведения исследований

В случае, если удалось достичь необходимой точности и надежности численной модели, она используется для проведения исследований. В целях надежности следует совершать периодическую проверку результатов моделирования в ходе исследования.

Если разработанная модель не удовлетворяет заложенным требованиям, а путей уточнения исчерпаны или нерациональны, то представляется правильным произвести оценку погрешностей и возможности их обобщения. После чего принять решение о возможности использования такой модели и надежности результатов с учетом погрешности.

## **2 Подготовка численной модели**

### **2.1 Способы и основные инструменты создания численной модели**

Наиболее важным этапом можно считать подготовку численной модели, так как в большей мере результаты определяются ее точностью и достоверностью.

Численные модели по способу создания условно можно разделить на две группы: создаваемые собственно исследователями под собственные задачи и коммерческие программные продукты, разрабатываемые коллективами компаний-разработчиков. Первая группа обладает зачастую низкой универсальностью и степенью проработанности, зато исследователь может быть полностью уверен в физических моделях, заложенных в программный код. Очевидно, что разработка пользовательских кодов сопряжена со значительными временными затратами и является эффективным средством в случае относительно простых, зачастую двумерных задач. Вторая группа – коммерческий продукт, но почти всегда имеет в своем корне научную школу и развиваются под руководством квалифицированных ученых. Отсюда, коммерческие продукты хоть и обладают закрытым кодом, но это компенсируется проработанностью, множественной валидацией и работой по улучшению продукта. Кроме того, большинство программ позволяет

использовать пользовательские физические модели и обеспечивают возможность взаимодействовать с существующими.

Выбор способа создания численной модели остается за исследователем. С научной точки зрения идеальный вариант – собственный функциональный и высоковалидированный код, а с научно-практической, рациональной и реалистичной – модель, созданная на основе коммерческого программного продукта и прошедшая множественную валидацию [16, 17].

Из наиболее популярных коммерческих программных продуктов можно выделить: ANSYS Fluent, ANSYS CFX [18,19], Star CCM+, OpenFOAM [20], FlowVision [21], Comsol, Numeca [22]. Из наиболее функциональных и продвинутых в области газодинамики лопаточных машин – Numeca.

Одна из наиболее широких областей эффективного применения численных методов – расчет газодинамики потоков в турбомашинах. Поэтому применительно к задачам, требующих высокую точность, рассмотрим функционал программы Numeca.

Основной функционал обеспечивается следующими модулями: IGG, Autogrid; Fine/Turbo, Autoblade, CFView, TabGen.

IGG – модуль для создания структурированных сеток для объектов произвольной геометрии в ручном режиме с помощью размещения, комбинирования и ассоциации сеточных блоков.

AutoGrid – модуль для автоматического создания трехмерных структурированных сеток для проточных частей турбомашин с помощью встроенных топологических шаблонов.

Autoblade – модуль параметризации и подготовки геометрических моделей элементов ПЧ.

Fine/Turbo – препроцессор для определения физических моделей, граничных условий и схемы решения. В препроцессор интегрирован явный решатель уравнений Euranus.

CFView – постпроцессор со стандартным функционалом для обработки и визуализации параметров потока.

TabGen – генератор свойств смесей газов.

Вышеперечисленные модули составляют основной функционал создания численной модели на основе коммерческих продуктов вычислительной газодинамики.

## **2.2 Общий алгоритм создания первичной численной модели турбомашин с использованием коммерческих продуктов вычислительной газодинамики**

Рассмотрим стандартный путь создания базовой модели на примере ступени центробежного компрессора в программном комплексе Numeca.

### **2.2.1 Построение геометрической модели и определение расчетной области**

Первично для объекта, на основании которого строится численная модель, строится геометрическая трехмерная модель. Для газодинамических расчетов геометрическая модель представляет собой газовую область проточной части, в которой происходит течение. Такой способ построения связан с тем, что именно газовая часть тракта заменяется твердотельной моделью с последующей дискретизацией на расчетные объемы (создание сеточной модели). Впрочем, в большей части современных программных продуктов реализован встроенный функционал [23] применительно к лопаточным турбомашинам с возможностью автоматического построения расчетной области по меридиональному сечению и инструментами создания лопаток по распределению угла средней линии и толщины в зависимости от нескольких вариантов координат.

В момент создания геометрической модели проточной части первично решается вопрос о выборе расчетной области [24, 25], т.е. элементов подлежащих моделированию. В зависимости от преследуемых целей и задач расчетная область может значительно изменяться. Например, если исследователя интересует вычисление только коэффициента потерь обратно-направляющего аппарата, то в большинстве случаев нет необходимости моделировать течение во всей ступени. Достаточно определить входную границу в диффузоре либо поворотном колене и задать на ней распределение параметров в качестве граничного условия. А если исследователя интересуют

только параметры рабочего колеса и последующее течение не представляет интереса, то расчетная область может быть закончена непродолжительным участком безлопаточного диффузора.

Здесь следует сделать замечание, что такой подход имеет право в случае быстрых оценочных расчетов. В случае валидации численной модели и проведения масштабных исследований расчетная область должна соответствовать критериям корректности, адекватности и рациональности, а возможность перехода к упрощенной области обоснована. То есть, например, численное исследование течения в диффузоре, определение соотношений, с объективной точки зрения должно осуществляться при учете предшествующего рабочего колеса, так как оно является одним из существенных параметров работы диффузора. Переход к упрощенной модели, включающий изолированный диффузор с заданным профилем параметров на входной границе, обосновывается по меньшей мере идентичностью получаемых результатов с полной моделью. То же самое, но в меньшей мере, касается и расчета изолированного РК – численное моделирование для исследования влияния параметров возможно в случае отсутствия существенного обратного влияния диффузора на течение в РК.

Каждая отдельная задача предъявляет собственные требования к расчетной области. Общая закономерность заключается в повышении вычислительной сложности в угоду большей корректности модели и, соответственно, результатов.

Иногда на начальном этапе проблематично оценить потребность в некоторых элементах расчетной области. В таком случае следует проводить дополнительные исследования влияния элементов расчетной области на результаты моделирования.

### **2.2.2 Генерация сеточной модели**

Сеточная модель для проточной части создается в модуле AutoGrid в автоматическом режиме. Импорт геометрической модели проточной части реализуется через окно импорта CAD-геометрии (рисунок 1): для определения

проточной части достаточно импортировать втулочный и периферийный обводы в виде двумерных линий, ориентированных в плоскости параллельной оси вращения, и трехмерные боковые поверхности лопатки, которые в проекции на меридиональное сечение несколько удлинены за линии его ограничивающие. Для наложения и адаптации топологического шаблона требуется также определить кривые входных и выходных кромок лопаток. Процедура может быть выполнена в автоматическом или ручном режиме. В ручном режиме линия, лежащая на поверхности лопаток, задается аналогично через окно импорта. А для автоматического определения входной кромки используется инструмент Wizard LE/TE, который в соответствии с меридиональными ограничивающими линиями рассекает лопатку несколькими сечениями и определяет краевые точки лопатки на каждом, после чего точки соединяются кривой.

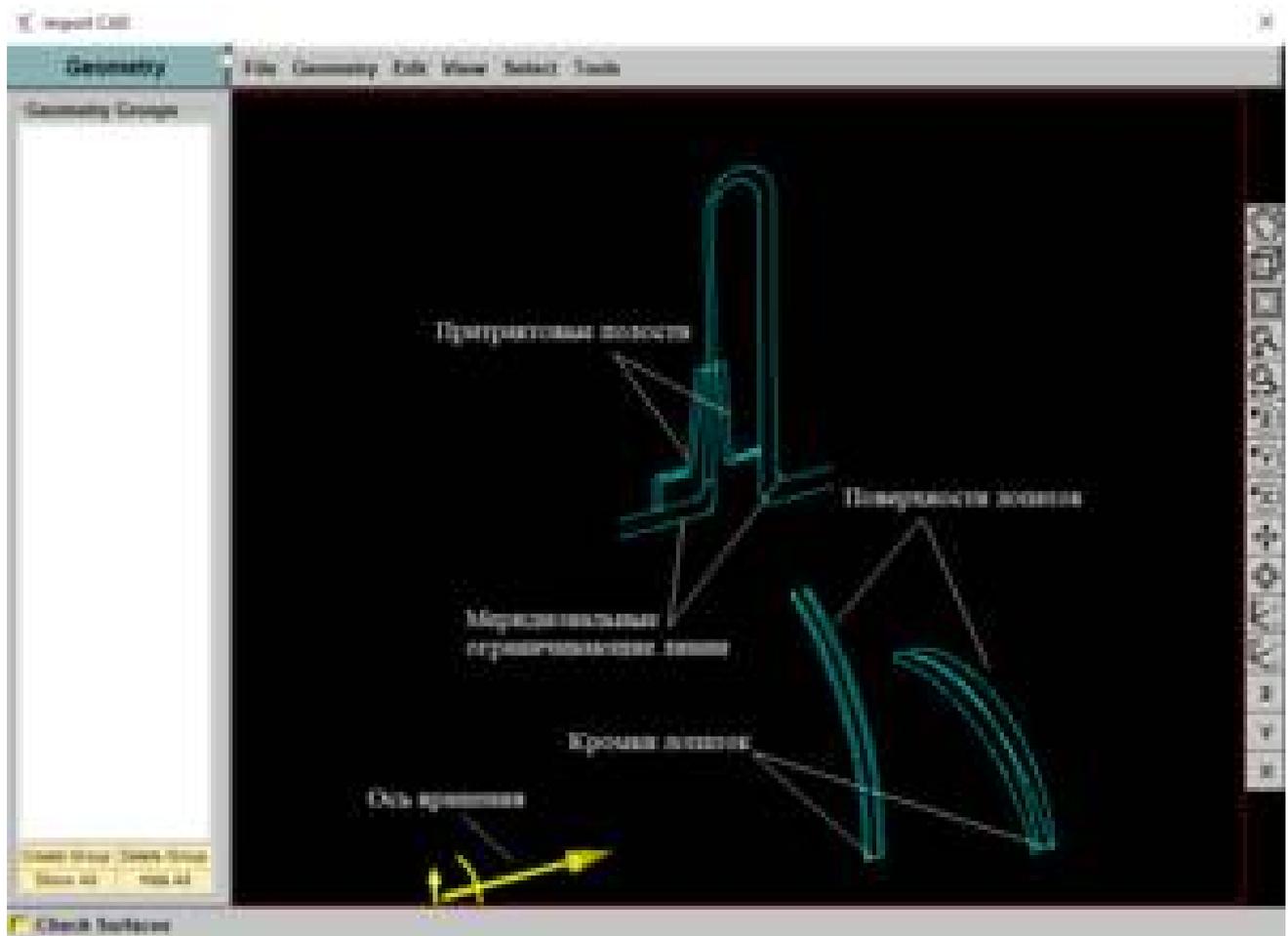


Рисунок 1 – Окно импорта геометрической модели AutoGrid

Внутри сеточной модели в аппарате моделирования с RANS-подходом (Reynolds-averaged Navier–Stokes) присутствуют связи, называемые "интерфейсами" (рисунок 2). Для центробежной ступени интерфейсы представлены 3-мя основными видами: интерфейс между вращающимися и невращающимися областями; интерфейсы, соединяющие между собой несовпадающие сеточные структуры в невращающихся или вращающихся областях, а также интерфейс периодичности. Первый интерфейс часто называют "Rotor-Stator" и в нем заложен механизм передачи параметров из вращающейся области в невращающуюся с помощью нескольких основных методов. Второй интерфейс обеспечивает передачу параметров между блоками, структуры сеточных элементов которых не совпадают между собой. Третий тип интерфейса связывает периодически повторяющиеся области (для лопаточных машин – межлопаточные секторы в окружном направлении).

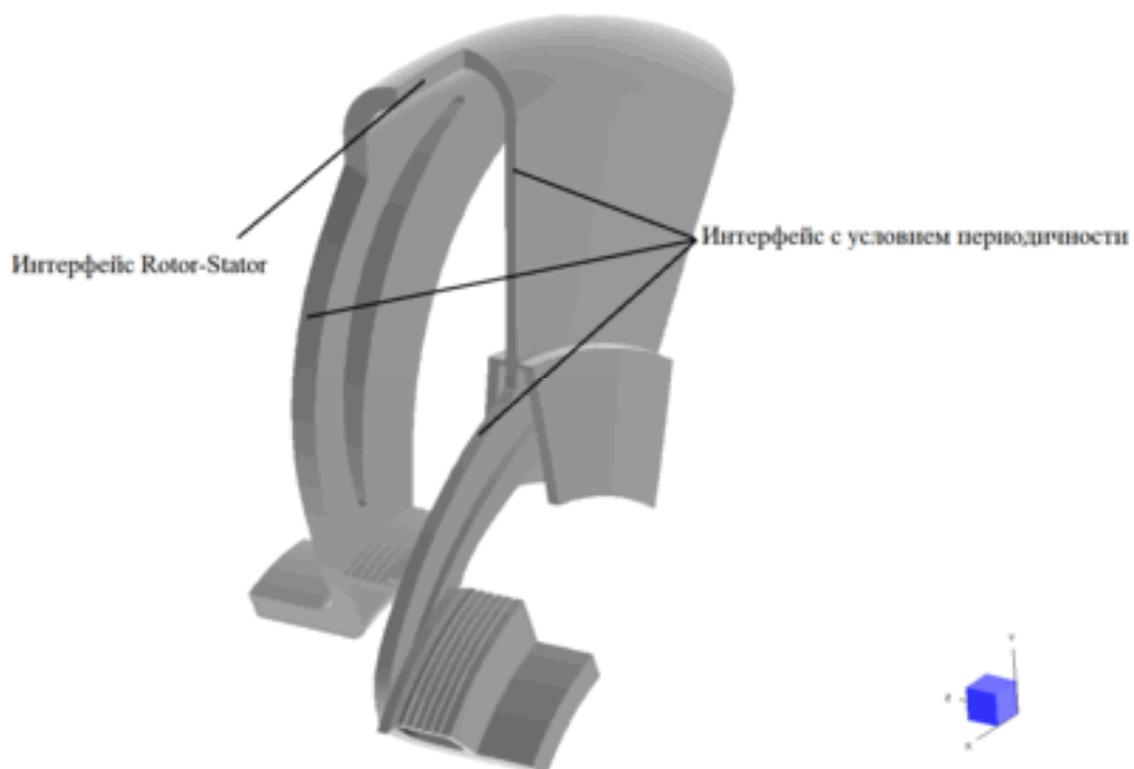


Рисунок 2- Примеры межсеточных интерфейсов

Сеточная модель в автоматическом методе формируется двумерным распределением сеточных линий в меридиональном сечении и двумерными радиальными сечениями канала для каждой меридиональной линии. Трехмерная

сеточная модель образуется путем соединения радиальных сечений. На рисунке 3 приведено типовое распределение сеточных элементов в меридиональном и радиальном сечении.

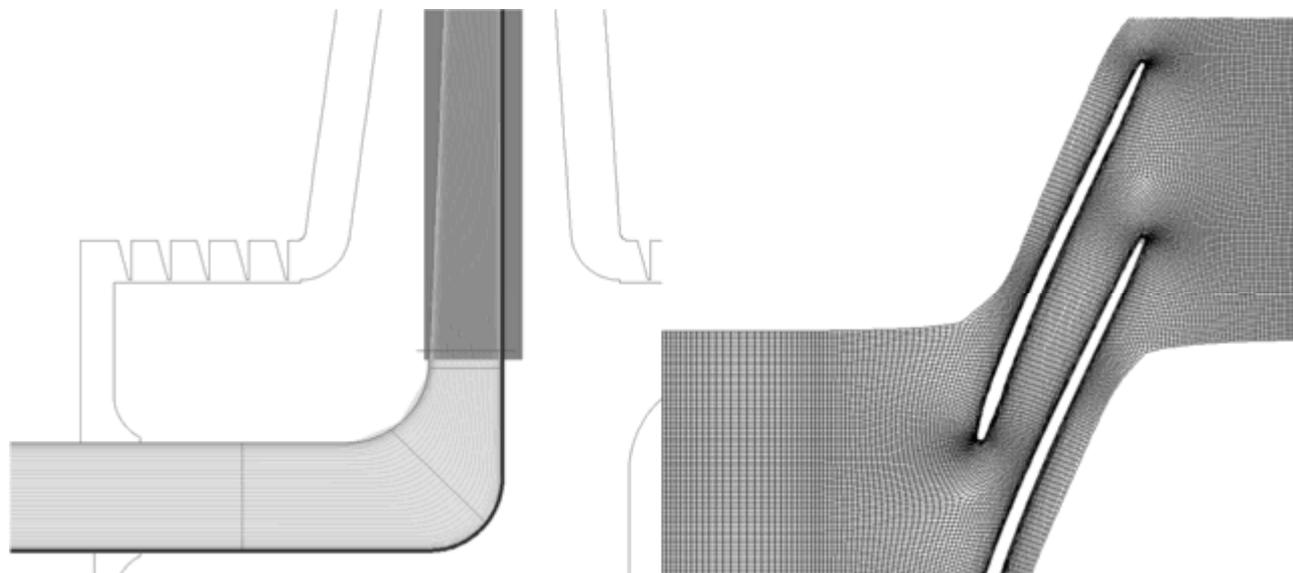


Рисунок 3 – Распределение элементов в меридиональном и радиальном сечении

Основные настройки сеточной модели в меридиональном сечении представлены регулировкой количества сеточных линий в направлении потока, процентом ячеек постоянного размера и размером первой ячейки. Для каждого отдельного случая, в зависимости от геометрических размеров проточной части, газодинамических параметров работы и используемой модели турбулентности, существует собственная оптимальная комбинация сеточных параметров, которая определяется опытным путем и методом итеративных тестовых расчетов.

В радиальном сечении сетка привязывается к конкретной лопаточной решетке. То есть, лопатка образует вокруг себя набор блоков с определенной топологией. Для лопаточных решеток центробежного компрессора предлагается два основных варианта расположения блоков: топология O4H – структура "O"-блока вокруг лопатки с присоединенными четырьмя "H"-блоками по обе стороны в межлопаточном канале и вблизи кромок; для топологии H&I в отличие от O4H характерен только один "H" блок в межлопаточном канале и применяется она в основном для многоярусных лопаточных решеток. Вне зависимости от выбора топологии осуществляется контроль распределения ячеек в блочной структуре, а также размеров сеточных элементов, что позволяет

настроить параметры сетки и обеспечить в процессе расчета так называемую "сеточную независимость решения". Сеточная независимость, то есть независимость результатов расчета от уровня дискретизации расчетной области, уникальна для каждого конкретной задачи и соблюдается только в рамках нее. При значительном изменении граничных условий, модели турбулентности и прочих численных настроек, должна быть выполнена повторная проверка сеточной сходимости.

В общем случае первичная сетка создается без жестких критериев качества на основании общих представлений о решаемой задаче и опыте исследователя. В дальнейшем расчетная сеточная модель может уточняться множество раз для удовлетворения критериев качества, адекватности и рациональности.

### 2.2.3 Препроцессинг

Препроцессор представляет собой модуль, в котором задаются основные физические модели, уравнения, граничные условия, подходы и схемы решения уравнений.

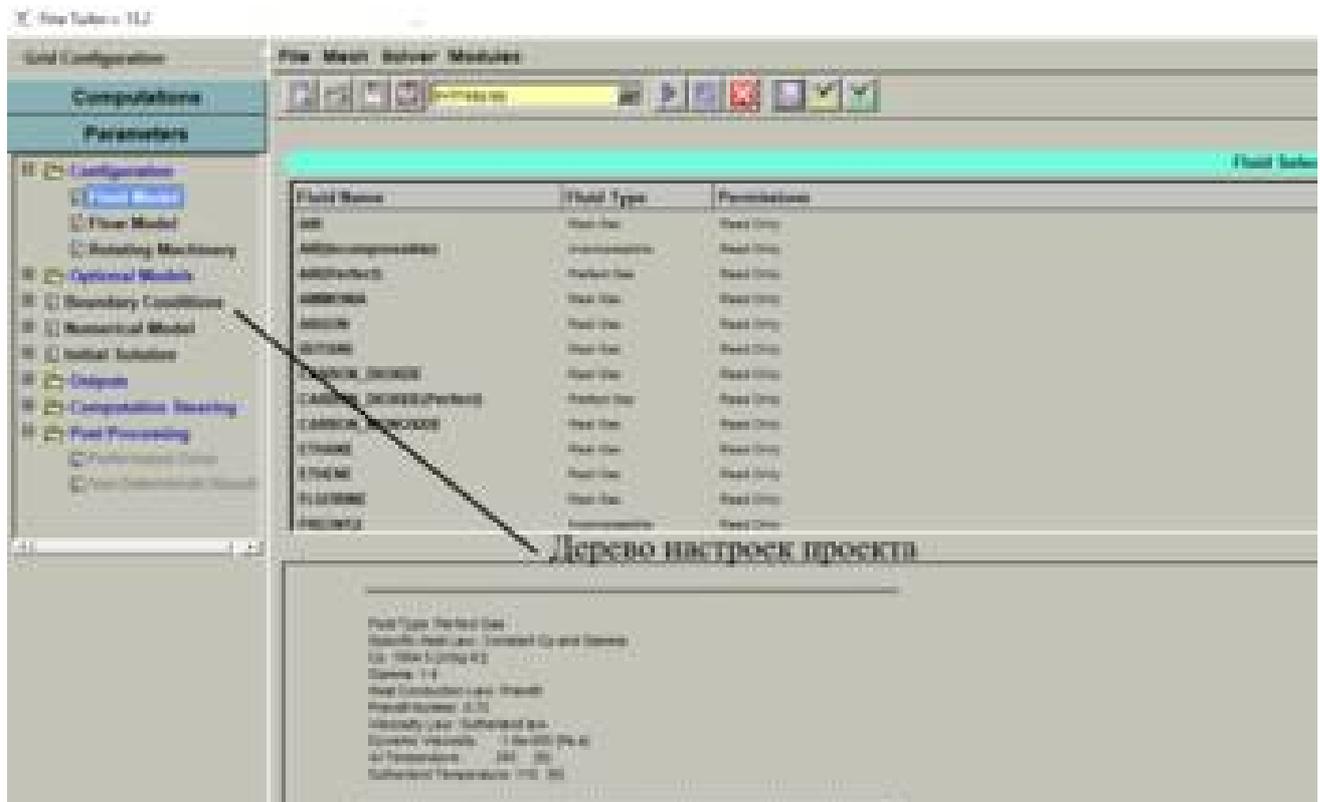


Рисунок 4 – Главное окно препроцессора Fine/Turbo и дерево настроек проекта

В случае препроцессора Fine/Turbo в дереве проекта (рисунок) вкладка Fluid Model отвечает за выбор рабочего тела. Причем в качестве веществ представлены как реальные и идеальные газы, так и жидкости. Также существует возможность создания пользовательского газа со свойствами, описываемыми зависимостями или табличными данными, и импорт свойств из модуля TabGen. Следует отметить, что реальность газа в представленных по умолчанию газах условная, так как все свойства (теплоемкость, динамическая вязкость, теплопроводность) представляются в виде зависимостей только от температуры, но не учитывается коэффициент сжимаемости газа, зависящий и от температуры, и от давления. Зависимость свойств газа от давления является одной из ключевых особенностей компрессоров высокого давления и учитывается при проектировании. Полноценная «реальность» газа обеспечивается генерацией свойств смеси с помощью модуля TabGen.

Вкладка «Flow Model» позволяет выбрать основные настройки физической модели течения:

1. Временная постановка: Стационарная, нестационарная, нелинейный гармонический анализ.
2. Математическая модель: уравнения Эйлера, уравнения Навье-Стокса для ламинарных течений, уравнения Навье-Стокса для турбулентных течений.
3. Учет силы тяжести и опция для низкоскоростных потоков с числом Маха меньше 0,3.

В ней же задаются характерные величины потока для оценки числа Рейнольдса и уточнения первого приближения решения.

Вкладка «Rotating Machinery» отвечает за разделение расчетной области на вращающиеся и стационарные подобласти, а также за настройки интерфейсов Rotor-Stator.

Вкладка «Optional Models» представляет доступ к опциональным физическим моделям, таким как двухфазные потоки [26], кавитация, теплообмен, внутреннее и внешнее охлаждение, статический прочностной анализ, акустические эффекты [27] и прочие.

Во вкладке «Boundary Conditions» задаются граничные условия численной модели. Границы расчетной области определяются на этапе создания сеточной модели, поэтому при импорте в препроцессор никаких дополнительных действий по работе с граничными условиями не требуются. Для расчетов центробежного компрессора вполне стандартная комбинация граничных условий: полные параметры (температура, давление) и вектор направления потока на входной границе и статическое давление, либо массовая производительность в качестве условия выхода. В определенных случаях могут быть применены другие типы граничных условий, но в таком случае возможно существование нескольких решений, а контроль получения необходимого решения затруднен.

Вкладка «Numerical Model» позволяет выбрать численную схему решения и воспользоваться встроенными опциями для ускорения сходимости и получения решения.

Вкладка «Initial Solution» отвечает за первичное приближение итеративного решения и предоставляет несколько опций:

- приближение с уже полученного решения, сеточная модель которого топологически и размерно совпадает с текущей;
- задание осредненных параметров потока (давление, температура, компоненты скоростей в декартовой или цилиндрической системе координат) в каждой сеточной подобласти;
- опция “для турбомашин” имеет специальную схему приближения, требует задания статических давлений на интерфейсах ротор статор и является наиболее простой, удобной и эффективной для большинства типов турбомашин.

Во вкладке «Outputs» определяются величины и параметры, которые будут вычислены и записаны в файл результатов решения.

Вкладка «Computation Steering» определяет критерии сходимости решения (уровень падения невязок), максимальное количество итераций решения уравнений, а также опцию по автоматическому сохранению промежуточных решений.

Вышеперечисленные пункты препроцессора являются обязательными для настройки и составляют базовую настройку численной модели. Обычно результаты первичных расчетов далеки от удовлетворительных, поэтому требуется итеративное уточнение расчетной области, сеточной модели и физической модели до достижения желаемого результата.

#### **2.2.4 Вычисление уравнений**

В препроцессор Fine/Turbo интегрирован модуль-решатель Euranus, в автоматическом режиме производящий вычисление уравнений и сведение итеративного решения. Процесс сходимости решения контролируется визуально и обычно оценивается по нескольким критериям: уровень падения невязок балансовых уравнений, изменение основных параметров работы в ходе решения и разница массовых расходов на входной и выходной границе, которая должна стремиться к 0.

#### **2.2.5 Постпроцессинг**

Постпроцессинг заключается в визуализации результатов решения трехмерного течения, вычисления параметров в интересующих точках, построения распределений и графиков изменения параметров.

Постпроцессор CFView предлагает стандартный набор функций по обработке решения с расширенным функционалом применительно к турбомашинам.

Основные этапы обработки решения заключается в:

- визуализации параметров потока и линий тока в меридиональном сечении, осредненных по окружной координате, а также в радиальных сечениях межлопаточных каналов и на ограничивающих поверхностях;
- вычисления интегральных газодинамических величин в ключевых сечениях ступени (на входе и выходе ступени, РК, диффузора и т.д.);
- построения графических зависимостей распределений параметров относительно декартовых и цилиндрических координат, относительных и размерных длин, меридиональной длины и т.п.

## **2.3 Пример разработки численной модели ступени ЦК**

Выше перечислены базовые понятия создания модели с использованием коммерческих пакетов вычислительной газодинамики. Выполнение пунктов является необходимым минимумом при создании модели и проведении расчетов, но вовсе не гарантирует адекватный результат.

Разработка численной модели включает в себе поиск компромисса между вычислительной сложностью и надежностью. Даже при условии, что используется готовый и отлаженный коммерческий пакет программ, существует не одна сотня факторов и мелочей, влияющих на конечный результат, а для ориентирования в них необходим богатый опыт, накопленный методом проб и ошибок. Ключевой предмет разработки модели – выявить факторы и избежать их принципиального влияния на результат, найти источники погрешности, заложить в модель все необходимые эффекты и удостовериться в корректности их работы. Именно поэтому в процессе разработки надежной модели тестовых расчетов может выполняться в десятки раз больше, чем рабочих.

### **2.3.1 Объект исследования и его особенности**

В качестве примера рассмотрим ступень центробежного компрессора с малым коэффициентом расхода. Ступень является модельной малорасходной, экспериментально отработанной на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ. Соответственно, имеются обширные опытные данные при разных условиях работы, предоставляющие возможность полноценной валидации модели. Эскиз ступени показан на рисунке 5.



физическая модель требует учета шероховатости поверхностей для получения адекватного решения.

Малорасходные ступени – типичные концевые ступени компрессоров высокого давления. Для некоторых промышленных применений конечное давление компрессора может составлять 30 МПа и более. Вследствие чего особенную роль играет отклонение реальных свойств газа от свойств идеального газа. В случае моделирования ступеней при высоких рабочих давлениях формирование зависимостей свойств реального газа – основополагающий этап, без корректного разрешения которого дальнейшая разработка модели почти не имеет практического смысла.

Также малорасходные ступени подвержены влиянию теплообмена и эффекту подогрева основного течения вторичными потоками из областей уплотнений. Значит, учет теплообмена является немаловажным этапом формирования модели.

В совокупности вышеуказанные особенности формируют критерии к точности и возможностям численной модели для ступени с малым коэффициентом расхода по сравнению с классическими среднерасходными ступенями. Для классических ступеней в частных случаях можно пренебречь теплообменом и шероховатостью, не учитывать области зазоров и уплотнений, а для сеточных моделей не предъявлять столь жесткие критерии качества. Однако постановка каждой задачи имеет свои особенности, а разработка численной модели индивидуальна.

### **2.3.2 Создание геометрической модели и определение расчетной области**

Стартовый этап разработки численной модели – создание геометрической модели инструментами САД-программы и определение расчетной области. Геометрическая модель испытательного стенда с модельной ступенью может быть заменена газодинамическим множеством способов (рисунок 6).

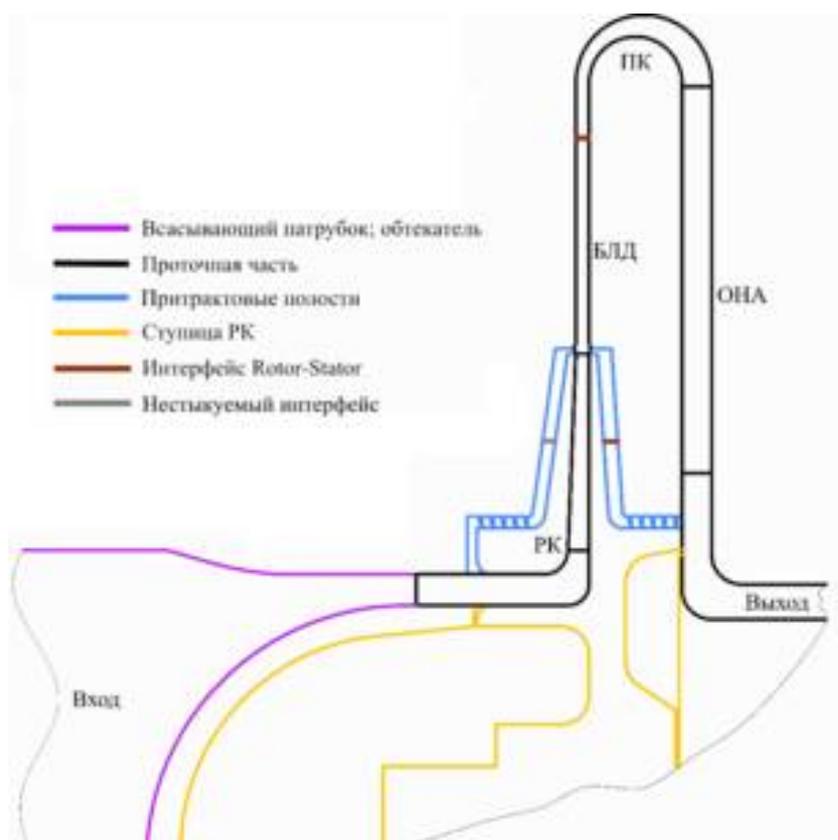


Рисунок 6 – Варианты определения расчетной области

Однако предварительный анализ и постановка цели и задачи разработки модели позволяет заранее обозначить приоритеты и сразу принять в работу расчетную область, учитывающую весь основной канал проточной части и области уплотнений и зазоров, которые полностью соединяются с ПЧ. Необходимость расширения расчетной области элементами обтекателя и массивным основанием рабочего диска обосновывается расчетным способом, так как один из критериев качественной расчетной модели – рациональность. То есть излишнее усложнение модели с возрастанием вычислительной сложности при малом суммарном влиянии на конечный результат не является объективным и необходимым.

На рисунке 7 приведены результаты расчета моделей с различными расчетными областями в виде наиболее показательной рабочей характеристики политропного КПД от условного коэффициента расхода  $\Phi$ . Первый вариант расчетной области (PO1) включает в себя только основной канал (на рисунке 6 выделен черными линиями). Второй вариант (PO2) дополняет первый

всасывающим патрубком и обтекателем (на рисунке 6 выделено фиолетовыми линиями). Третий вариант (PO3) дополняет вариант PO2 притрактовыми полостями (на рисунке 6 выделено синими линиями). Четвертый вариант (PO4) учитывает также ступицу рабочего диска (на рисунке 6 выделено оранжевыми линиями).

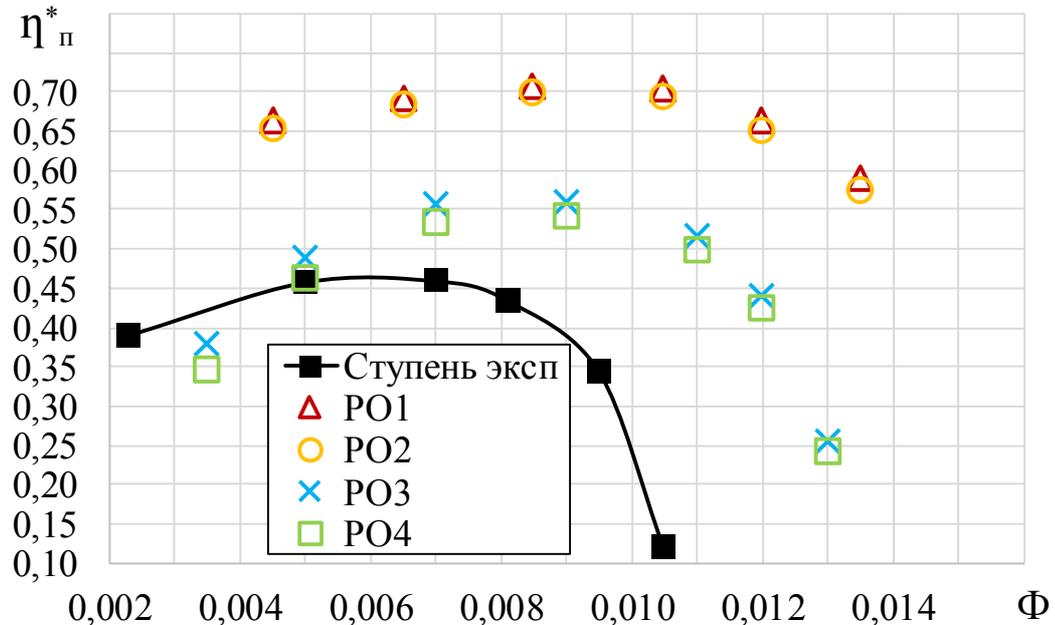


Рисунок 7 – Результаты оценки влияния расчетной области

Можно обозначить малый эффект на результаты расчета от введения в модель входного патрубка и увеличение потерь за счет трения основания рабочего диска, имеющего достаточно большую площадь. Поэтому с целью рационализации модели из расчетной области возможно исключить входной участок и учесть ступицу РК непосредственно в численной модели, либо принять коррекцию результатов на величину влияния. Результат сравнения расчетных областей также показывает обязательность учета протечек через зазоры и лабиринты и соответствующих областей в модели.

Как видно, любая из расчетных характеристик, приведенных на рисунке 7, находится далеко от экспериментальных данных. Однако обеспечение согласования результатов, полученных по модели с экспериментальными – дело последующих этапов настройки и разработки модели. Вариативный расчет на

начальном этапе позволяет оценить влияние и определиться с выбором расчетной области.

### **2.3.3 Создание и настройка параметров сеточной модели, выбор модели турбулентности**

Второй этап – настройка сеточной модели, которая напрямую связана с выбором модели турбулентности. Распространенные модели турбулентности представлены двумя основными типами: модели с пограничным слоем, разрешаемым на сеточном уровне (низкорейнольдсовые) и модели с пограничным слоем, моделируемым предопределенной математической функцией (высокорейнольдсовые модели, модели с функцией стенки). Способ моделирования пограничного слоя прямым образом влияет на размер первого пристенного сеточного элемента. Абстрагируясь, для низкорейнольдсовых моделей размер первой ячейки при стенке должен быть в 30-100 раз меньше, чем для высокорейнольдсовой модели при аналогичных характерных параметрах и условиях численной модели. Выбор модели турбулентности приобретает особое значение для течений с развитыми отрывами потока от стенок и, соответственно, образованием рециркуляционных зон. Аналогично для течений при высоком числе Маха, транс- и сверхзвуковых течений выбор модели турбулентности важен не только с точки зрения корректного разрешения пограничного слоя, но и с точки зрения обеспечения устойчивости решения.

Низкорейнольдсовые модели теоретически обладают большей точностью по сравнению с моделями с пристенными функциями. Однако на практике для умеренных безотрывных течений результаты для двух типов моделей зачастую близки. Модели турбулентности с пристенными функциями обладают меньшей вычислительной сложностью, но предъявляют более принципиальные требования к сеточной модели, что зачастую остается без внимания исследователя. Поэтому в первом приближении для формирования численной модели целесообразно выбрать низкорейнольдсовую версию модели, так как для нее в общем случае легче обеспечить качество сеточной модели, а при необходимости перейти к модели с пристенной функцией.

Для рассматриваемой численной модели проведем сравнение и примем одну из низкорейнольдсовых моделей. Основные рассматриваемые модели: Spalart-Allmaras [28], Shear Stress Transport [29,30],  $k-\omega$ , EARSM [31].

Результаты сравнения представлены на рисунке 8. Для выбранной модельной ступени ЦК отмечается безотрывное течение во всей проточной части, соответственно, все рассмотренные модели показывают близкие результаты расчета. Основные различия наблюдаются в моделировании величины потерь трения ограничивающих поверхностей проточной части. В целом, для данной задачи гипотетически может быть использована любая из рассмотренных моделей, поэтому решающий вес имеет критерий рациональности численной модели. Модель  $k-\omega$  в рамках данной задачи демонстрирует низкую устойчивость решения, а сошедшегося решения удалось достичь только на двух режимах работы вблизи оптимума характеристики. Модель EARSM, имея в своей структуре 7 параметрических уравнений, обладает самой высокой вычислительной сложностью. Выбирая между оставшимися моделями Spalart-Allmaras и Shear Stress Transport по совокупности вычислительной сложности, устойчивости решения и результатов моделирование предпочтение отдано модели Spalart-Allmaras. Модель Spalart-Allmaras – с одним параметрическим уравнением успешно применяется в практике моделирования течения в турбомашинах, что подтверждается богатым опытом ее применения и отражено в литературе.

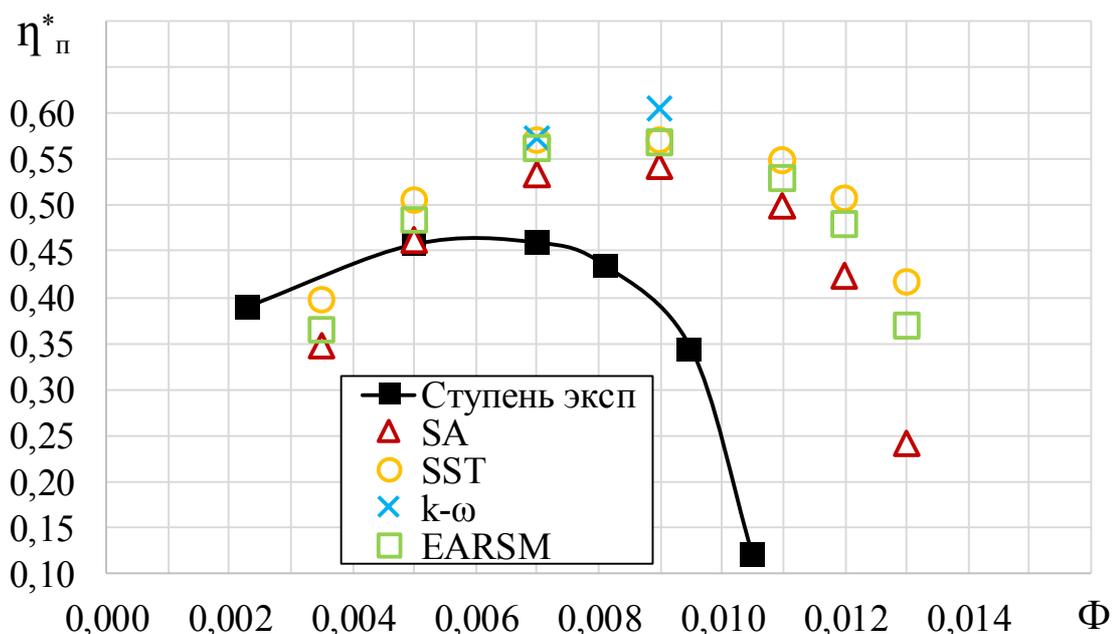


Рисунок 8 – Результаты сравнения моделей турбулентности

Как говорилось ранее, выбор модели турбулентности неразрывно связан с обеспечением качества сеточной модели, поэтому проведем процедуру обеспечения сеточно-независимого решения. Для этого оценим необходимое количество элементов во всей расчетной области и размер первой ячейки у стенки.

Для классической проточной части центробежного компрессора с точки зрения создания численной модели выделяются две основные области: основной тракт проточной части (входные и выходные камеры, РК, диффузор, обратно-направляющий аппарат) и, так называемые, притрактовые полости: зазоры между дисками РК и неподвижными элементами, лабиринтные уплотнения и прочее. Типы течений в данных областях несколько различаются, поэтому и требования к сеточной модели собственные. Логично начать процедуру обеспечения качества сеточной модели с основного тракта: по результатам тестового расчета с выбранной моделью турбулентности корректируются размеры первой пристенной ячейки. Для наглядности приведем результаты расчета для модели Spalart-Allmaras с разным размером первой ячейки и соответствующим сеточным критерием  $y^+$ , который для низкорейнольдсовых моделей принимается меньше 1.

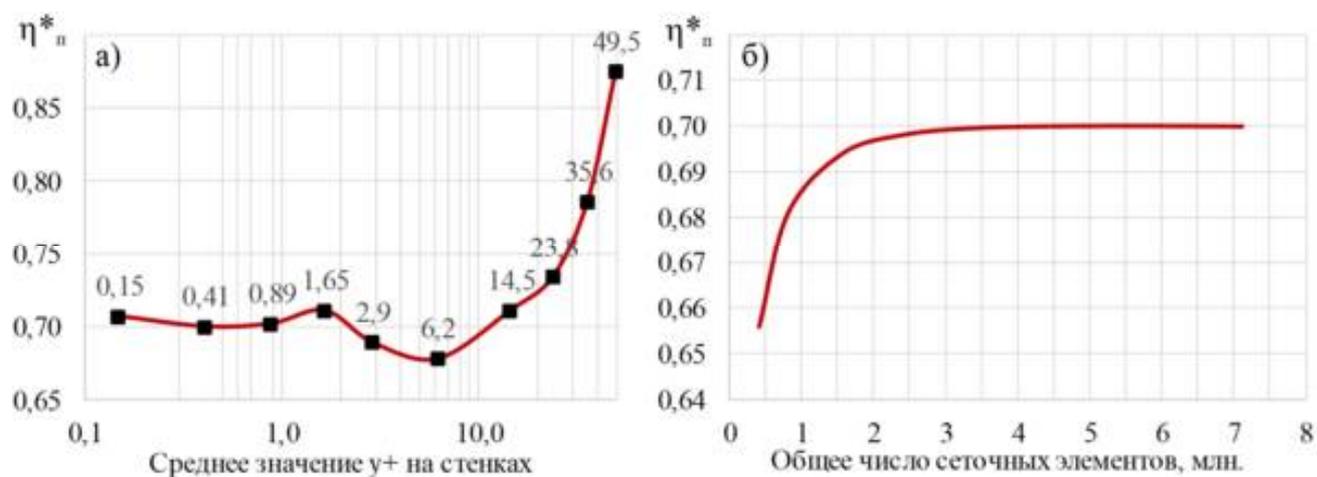


Рисунок 9 – Результаты исследования влияния параметров сеточной модели

Из результатов расчета (рисунок 9а) видно, что область независимого решения для низкорейнольдсовой модели Spalart-Allmaras лежит в диапазоне среднего  $y^+$  от 0,1 до ~1,5. Дальнейший рост размера ячейки у стенки приводит к невозможности корректного описания пограничного слоя и “нефизичным” результатам в области  $y^+ > 20$ . Таким образом, принимается необходимый и достаточный размер ячейки у стенки и производится поверочный расчет для предполагаемых границ рабочих режимов и параметров (для газодинамических характеристик турбомашин – предпомпажный режим и режим “запираания” на правой ветке). По результатам поверочного расчета при необходимости производится дополнительная коррекция размера ячейки.

Следующий этап – определение необходимого и достаточного общего числа элементов сеточной модели. В качестве примера приведем определение общего числа элементов для рассматриваемой ступени с БЛД и ОНА с характерным размером  $D_2=350$  мм и атмосферных условиях всасывания в ступень. На рисунке 9б приведено изменение политропного КПД на оптимальном режиме работы от общего числа сеточных элементов. По результатам подобного исследования выбирается необходимое и достаточное количество сеточных элементов.

Объективно, критерии качества сеточной модели не ограничивается базовыми понятиями о степени дискретизации расчетного объема и размере элементов в особенных областях, например стенки. К критериям качества так же

относят геометрическое качество ячеек и их взаимного расположения, дополнительное разбиение ячеек в областях с большими градиентами параметров и многие другие вопросы. Данные вопросы имеет частный характер и решаются индивидуально для каждой задачи. Например, для малорасходной ступени ЦК принципиальное внимание заслуживает сеточная модель притрактных полостей, т.к. для ступени с малыми коэффициентами расхода характерны большие значения потерь на трение и протечки. Поэтому при разработке модели для притрактных полостей проводится исследование, аналогичное исследованию для основного тракта.

Вышеприведенными этапами (выбор расчетной области, выбор физической модели и модели турбулентности, обеспечение качества сетки) формируется база численной модели. Дальнейшие этапы – частности, зависящие от типа задачи.

#### **2.3.4 Первичная валидация модели**

После настройки базовых этапов численной модели необходимо провести ее первичную валидацию, в лучшем случае, с экспериментальными данными. По результатам валидации определяются и принимаются дальнейшие шаги развития модели.

Для рассматриваемой ступени произведена валидация с экспериментальными данными (рисунок 10), откуда можно увидеть существенное завышение политропного КПД, полного напора, занижение коэффициента трения дисков. Поэтому численная модель подлежит дальнейшей проработке. Анализ результатов и отклонений параметров позволяет сделать вывод о пониженных потерях трения вследствие неучета шероховатости поверхностей, что крайне актуально для малорасходных ступеней ЦК.

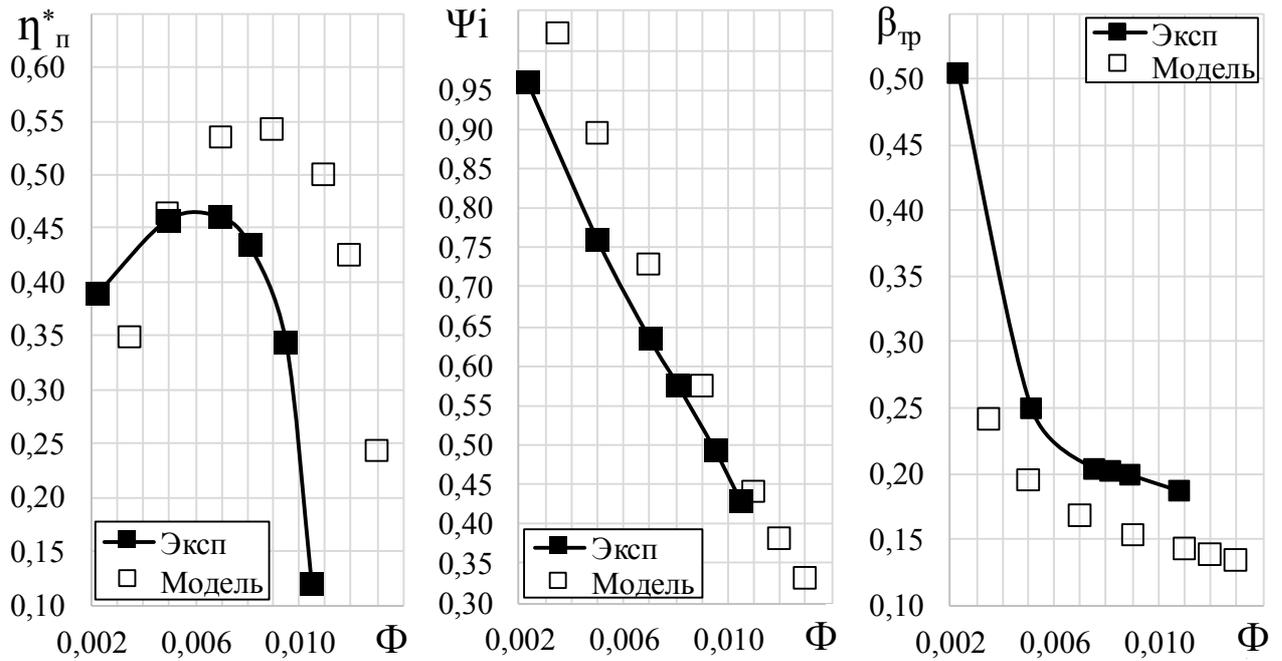


Рисунок 10 – Результаты первичной верификации численной модели

### 2.3.5 Учет шероховатости стенок

Введение в численную модель шероховатости поверхности требует использования модели турбулентности с пристенной функцией, а значит этапы выбора модели турбулентности и обеспечения необходимых параметров сеточной модели следует повторить.

Для рассматриваемой ступени выбрана модель турбулентности Spalart-Allmaras, а точнее произведен переход с низкорейнольдсовой версии на модель с функцией стенки. При переходе обеспечено качество сеточной модели, что для моделей турбулентности с функцией стенки чрезвычайно актуально, так как допустимый диапазон размера ячейки у стенки на порядок уже, чем для низкорейнольдсовых моделей. Соответственно, требуется очень тонкая настройка распределения и размеров сеточных элементов.

Шероховатость в численных газодинамических моделях определяется величиной эквивалентной песочной шероховатости. Вопросы физической модели и поправки на шероховатость, а также методики пересчета шероховатости натурной в эквивалентную песочную являются обширной темой дополнительных исследований и не затрагиваются в текущей работе.

Для исследуемой ступени произведен пересчет натурной шероховатости в песочную, выполнен тестовый расчет. При учете шероховатости закономерно изменяются потери трения и касательные напряжения, что в свою очередь ведет к изменению сеточного параметра  $y^+$  и последующих корректировках параметров сеточной модели. Как видно из результатов расчета (рисунок 11) характеристика КПД после учета шероховатости лежит ниже экспериментальной, а на характеристику внутреннего напора учет шероховатости почти не повлиял. На данном этапе может возникнуть объяснимое желание скорректировать величину песочной шероховатости, воспользовавшись неопределенностью перевода шероховатости натурной в песочную и неуниверсальностью самой модели шероховатости, и тем самым обеспечить хорошее совпадение характеристик. Но такой способ в данном случае не обладает объективностью и корректностью, поэтому доработку модели необходимо продолжить.

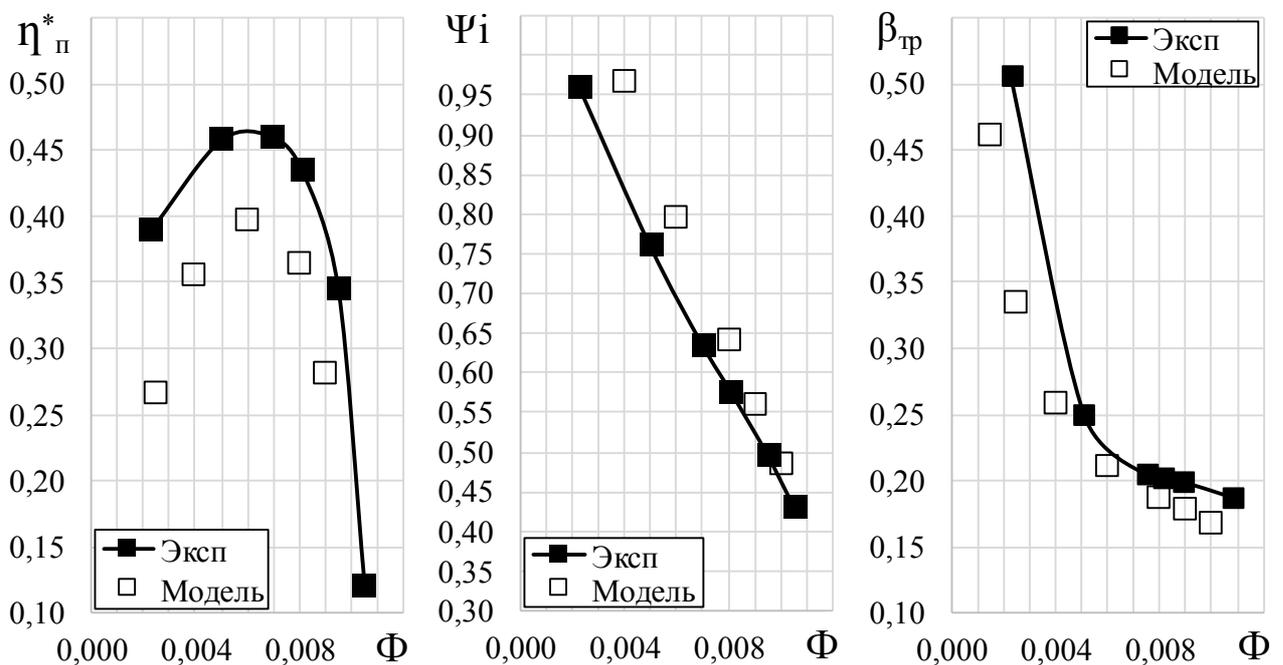


Рисунок 11 – Результаты валидации модели  
с учетом шероховатости поверхностей

### **2.3.6 Учет теплообмена газа с ограничивающими поверхностями**

Более глубокий анализ результатов верификации, оценка параметров потока в ключевых сечениях и областях, позволила определить еще один источник погрешности, связанный с вопросом теплообмена проточной части.

Численные модели ЦК при принятии стенок ПЧ адиабатными имеют существенную погрешность в расчете температурного поля в притрактных полостях, что ощутимо отражается на результатах моделирования малорасходных ступеней с большими внутренними перетечками. На рисунке 12а приведено распределение полной температуры в меридиональном сечении, осредненное по окружной координате, при системе адиабатических стенок. Полная температура потока в притрактных полостях по результатам расчет выше температуры основного потока на 35К для зазора покрывающего диска и на 65К для зазора основного диска. Горячие потоки из притрактных полостей смешиваются с основным потоком, что из-за больших величин относительных протечек является причиной некорректной подогрева газа в основном тракте и, как следствие, повышения конечной температуры ступени.

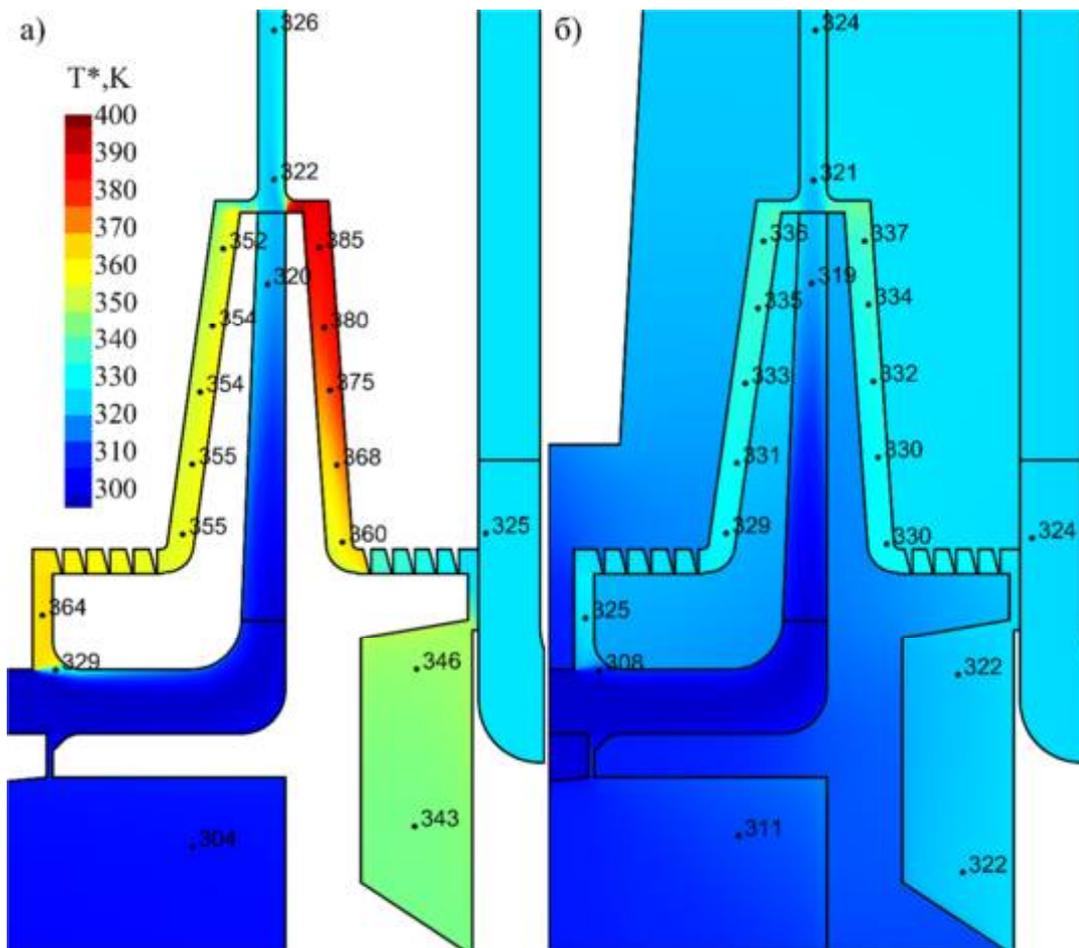


Рисунок 12 – Распределение полной температуры потока в проточной части с адиабатическими стенками (а) и для случая моделирования сопряженного теплообмена (б)

Решение заключается в учете теплообмена проточной части с помощью двух основных методов – непосредственно моделирования теплообмена с твердыми телами либо более простой метод с помощью задания параметров теплообмена на стенках проточной части.

В случае использования дополнительных моделей логично идти по пути усложнения. Однако переход к упрощенному способу моделирования представляется корректным после расчета в полной постановке, т.е. с учетом сопряженного теплообмена. Такая последовательность позволяет оценить влияние теплообмена и служит источником данных для задания граничных условий упрощенного способа, которые изначально неизвестны.

Моделирование сопряженного теплообмена осуществляется путем добавления в расчетную область твердых тел, участвующих в теплообмене с

проточной частью. При этом во время расчета выполняется совместное решение уравнений газодинамики в газовом тракте и уравнений теплофизики в твердых телах, что значительно увеличивает вычислительную сложность. Сравнение температурных полей без учета и с учетом теплообмена приведено на рисунке 12.

Упрощенная постановка задачи теплообмена может быть реализована использованием параметров теплообмена в сопряженной постановке в качестве граничных условий на стенках газодинамического тракта. Такой способ принципиально легче и обладает меньшей вычислительной сложностью, но требует определения методологии задания граничных условий для каждого случая. Опыт разработки численной модели рассматриваемой ступени показывает, что основное влияние на результаты оказывает именно некорректное моделирование температур в притрактных полостях и для получения качественного результата возможно моделировать теплообмен только в этой области. При этом методология задания граничных условий может быть определена путем серии расчетов различных режимов работы рассматриваемого объекта и обобщении результатов.

На рисунке 13 представлены результаты расчета численной модели с адиабатными стенками ПЧ, с моделированием теплообмена в сопряженной постановке, и в упрощенной постановке на основании результатов в сопряженной.

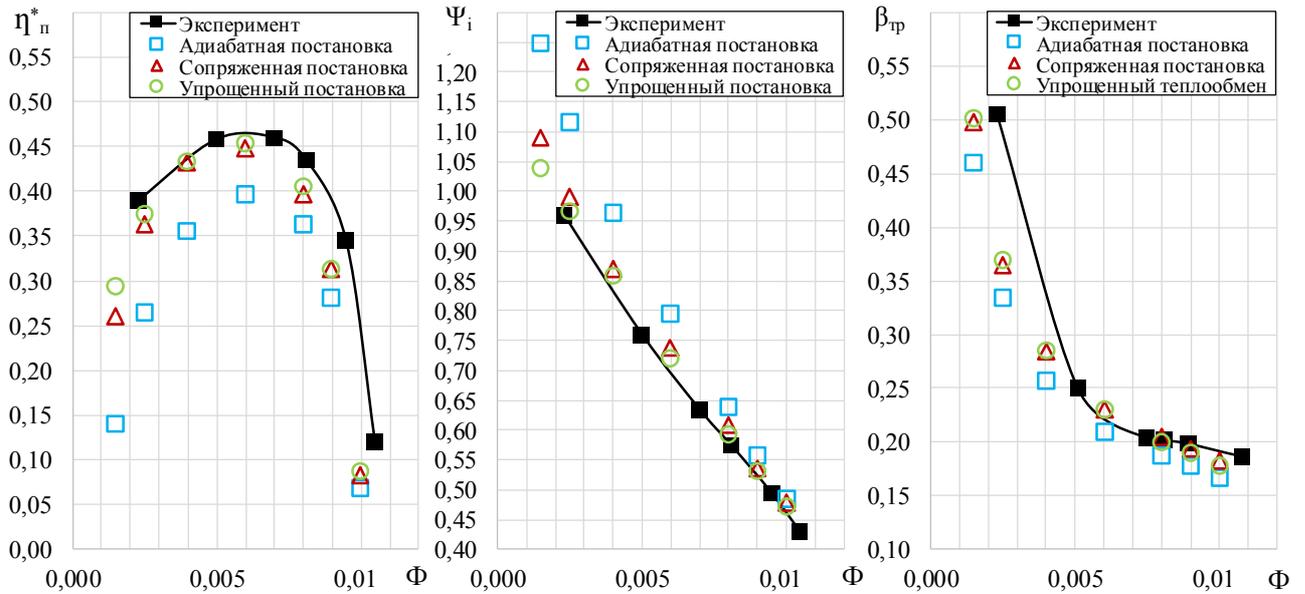
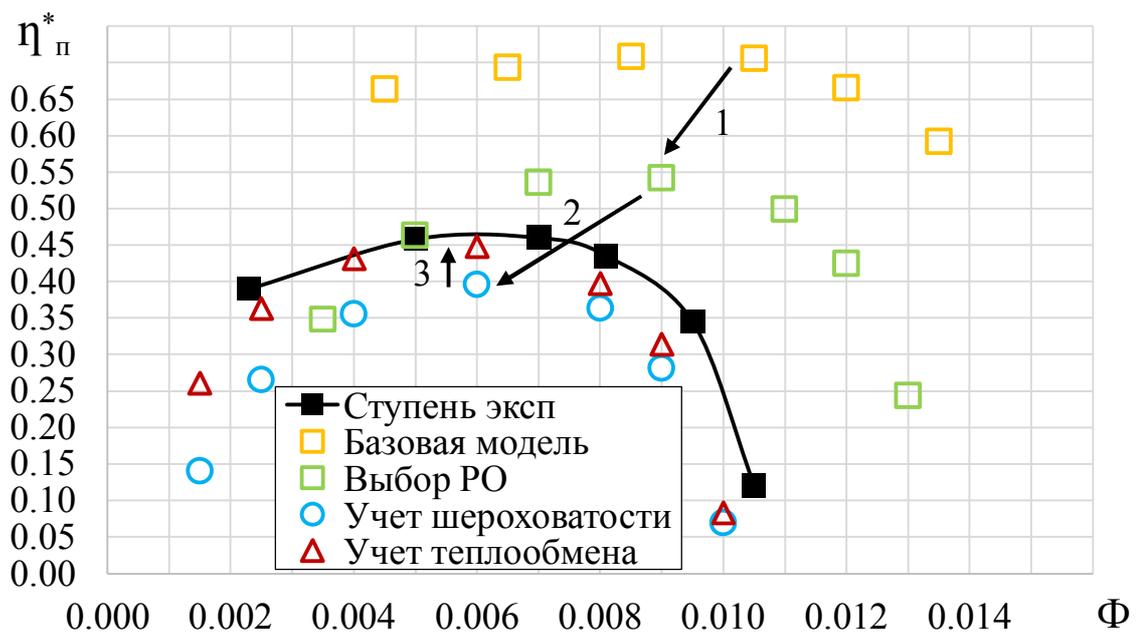


Рисунок 13 – Результаты валидации модели с учетом теплообмена

### 2.3.7 Результат разработки модели

Таким образом, в несколько шагов уточнена численная модель ступени центробежного компрессора с малым коэффициентом расхода. На рисунке 14 приведена история изменения результатов модели в ходе разработки. Безусловно, рисунок иллюстрирует исключительно обобщенное представление о эволюции модели, так как каждый этап включает в себя несколько подэтапов и десятки тестовых расчетов, работу с ошибками как пользовательскими, так и программными.



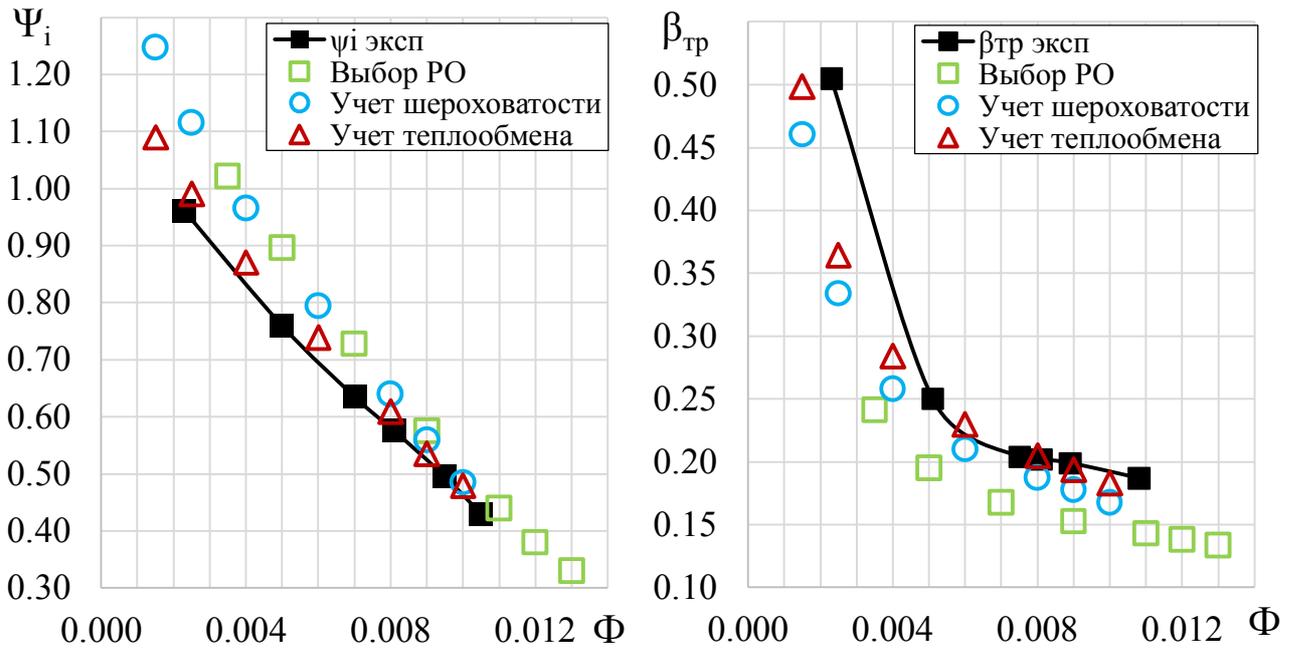


Рисунок 14 – Эволюция результатов численной модели

Первичная модель, включающая только основной тракт ступени без притрактных полостей, без внимания к качеству сетки и модели турбулентности демонстрирует результат, не соответствующий экспериментальным данным и не удовлетворяющий критериям точности и надежности.

При переходе на этап уточнения расчетной области (на рисунке 14 стрелка №1) обеспечено качество сеточной модели, выбрана модель турбулентности и, собственно, произведен рациональный выбор области моделирования течения.

На этапе учета шероховатости поверхности (на рисунке 14 стрелка №2) произведен вынужденный переход к модели турбулентности с функцией стенки, повторено исследование на сеточную независимость решения и выполнена тонкая настройка сеточной модели, настроена физическая модель шероховатости поверхности, оценено влияние шероховатости на отдельные элементы проточной части.

Финальный этап настройки – учет теплообмена поверхности. В качестве опоры произведен расчет сопряженного теплообмена проточной части с ограничивающими элементами (на рисунке 14 стрелка №3). По результатам моделирования сопряженного теплообмена сделано допущение о возможности

использования упрощенного метода моделирования теплообмена в рамках данной задачи и разработан соответствующий алгоритм. Такой подход обеспечивает приемлемую точность решения и значительно увеличивает рациональность модели.

Представленная модель верифицирована и валидирована в процессе настройки модели на базовом объекте разработки. В качестве заключительного этапа модель проходит валидацию на других подобных объектах – модельных ступенях с отличающимися геометрическими и газодинамическими параметрами, испытанными на том же экспериментальном стенде. Таким образом модель кроме непосредственно валидации проходит анализ отклика на изменение основных ее параметров – геометрической модели и условий работы.

### **3 Заключение**

В ходе выполнения работы проанализированы и обобщены подходы моделирования течения методами вычислительной газодинамики, представлены основные критерии и требования к численной модели, результаты которой могут быть использованы при проведении крупных исследований, разработке методик расчета и проектирования и т.п.

Разработка точной, надежной и рациональной численной модели состоит по большей части из поиска и анализа источников погрешности, а также выявления путей их уменьшения. И на гораздо меньшую часть разработка состоит из пользовательских операций и процедур, так как современные программные комплексы вычислительной газодинамики предоставляют богатый инструментарий по подготовке модели, обладают большим набором физических моделей, постоянно развиваются, уточняются и проходят проверку собственными и пользовательскими валидациями.

В качестве примера разработана численная модель ступени центробежного компрессора с малым коэффициентом расхода. Показано влияние выбора модели турбулентности, качества сеточной модели, шероховатости поверхности и теплообмена. Модель разработана на основании результатов экспериментального исследования ступени и дополнительно проверяется на

других аналогичных объектах. По результатам валидации модель отвечает основным преследуемым требованиям по точности и рациональности для рассматриваемой области ее применения.

### Библиографический список

1. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Термогазодинамические расчеты Л.: Машиностроение, 1980. — 232 с.
2. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. - 271 с., ил.
3. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Изд. 2-е перераб. - М. - Л.: Изд. Машиностроение, 1964. - 336 с.
4. Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С., Гузельбаев Я.З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров
5. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет Пер.с нем. / Пер. Фролов Е.С., Захаров Б.Д. - М.: Гос.науч.-техн.изд-во машиностроит.лит., 1959. - 678 с. (в эл. версии 673 с. (без обложки))
6. Satish K., V. V. N. K., Guidotti, E., Rubino, D. T., Tapinassi, L., & Prasad, S. (2013). Accuracy of Centrifugal Compressor Stages Performance Prediction by Means of High Fidelity CFD and Validation Using Advanced Aerodynamic Probe. Volume 6B: Turbomachinery. doi:10.1115/gt2013-95618
7. Roberts, D. A., and Steed, R., 2004, "A Comparison of Steady-State Centrifugal Stage CFD Analysis to Experimental Rig Data," Proceedings of the ANSYS User's Conference, Pittsburgh, PA.
8. Galerkin Y., Voinov I., Drozdov A. Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine/Turbo and ANSYS CFX programs //Conference «Compressors and their Systems». London. 2017. URL: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046>. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012044
9. Gileva, Lyubov & Kartashov, Sergey & Zuev, Anatoliy & Ivanov, Vyacheslav. (2018). Verification of the CFD calculation for the centrifugal

compressor medium flow model stages with the help of supercomputer. MATEC Web of Conferences. 245. 09011. 10.1051/matecconf/201824509011.

10. Bogdanets S. et al. Validation of a CFD model of a single stage centrifugal compressor by local flow parameters //CEUR Workshop Proceedings. – CEUR-WS, 2018. – Т. 2298.

11. Гамбургер Д. М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты //ДМ Гамбургер/СПбГПУ. – 2009

12. Дроздов А. А. Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами. – 2016.

13. Соловьева О.А. Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней.

14. Denton JD. Some Limitations of Turbomachinery CFD. ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C():735-745. doi:10.1115/GT2010-22540.

15. Pinto, R. N., Afzal, A., D'Souza, L. V., Ansari, Z., & Mohammed Samee, A. D. (2016). Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art. Archives of Computational Methods in Engineering, 24(3), 467–479. doi:10.1007/s11831-016-9175-2

16. Singhal, A. (1998). Key elements of verification and validation of CFD software. 29th AIAA, Fluid Dynamics Conference. doi:10.2514/6.1998-2639,

17. Roache, P. J. (1998). Verification of Codes and Calculations. AIAA Journal, 36(5), 696–702. doi:10.2514/2.457.

18. Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S. Engineering Analysis with ANSYS Software. Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2006.

19. Madenci, Erdogan & Guven, Ibrahim. (2015). The finite element method and applications in engineering using ANSYS®, second edition. 10.1007/978-1-4899-7550-8.

20. Jasak, Hrvoje. (2009). OpenFOAM: open source CFD in research and industry. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 1. 89-94. 10.3744/JNAOE.2009.1.2.089.
21. Aksenov, Andrey & A Kharchenko, Sergey & N Konshin, Vladimir & I Pokhilko, Victor. (2004). FlowVision software: Numerical simulation of industrial CFD applications on parallel computer systems. 10.1016/B978-044451612-1/50051-2
22. NUMECA Int., 2000, “Numecca’s Flow Integrated Environment for Turbomachinery and Internal Flows”, User Manual, Numecca Int., Brussels, Belgium
23. Pierret S., Hirsch C. An integrated optimization system for turbomachinery blade shape design. – VRIJE UNIV BRUSSELS (BELGIUM) DEPT OF FLUID MECHANICS, 2003.
24. V Neverov, V & Kozhukhov, Yuri & Yablokov, Aleksey & A Lebedev, A. (2017). Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: the choice of simulation model parameters. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 232. 012037. 10.1088/1757-899X/232/1/012037.
25. Ayhan Nazmi Ilikan, Erkan Ayder. Effect of the Computational Domain Selection on the Calculation of Axial Fan Performance. 16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Apr 2016, Honolulu, United States.
26. Halbe CV, O’Brien WF, Cousins WT, Sishtla V. A CFD Analysis of the Effects of Two-Phase Flow in a Two-Stage Centrifugal Compressor. ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 2C: Turbomachinery ():V02CT42A016. doi:10.1115/GT2015-42534
27. Van Zante, Dale & Envia, Edmane. (2014). Prediction of the Aero-Acoustic Performance of Open Rotors. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2. 10.1115/GT2014-26413
28. Spalart, PR and Allmaras SR (1992). A oneequation turbulence model for aerodynamic flows. *AIAA 30th Aerospace Sciences Meeting & Exhibition*. 6-9 January, Reno, Nevada, USA, AIAA Paper 92-0439

29. Menter, Florian. (1992). Improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows. NASA STI/Recon Technical Report N. 93.

30. Menter, Florian. (2009). Review of the Shear-stress Transport Turbulence Model Experience from an Industrial Perspective. International Journal of Computational Fluid Dynamics - INT J COMPUT FLUID DYNAMICS. 23. 305-316. 10.1080/10618560902773387

31. Menter, Florian & Garbaruk, Andrey & Egorov, Y. (2012). Explicit algebraic Reynolds stress models for anisotropic wall-bounded flows. EUCASS Proceedings Series. 3. 89-104. 10.1051/eucass/201203089