

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Филимонов Сергей Анатольевич

**ГИБРИДНЫЙ МЕТОД СОВМЕСТНОГО РЕШЕНИЯ
МНОГОМЕРНЫХ И СЕТЕВЫХ ЗАДАЧ ГИДРОДИНАМИКИ И
ТЕПЛООБМЕНА**

05.13.18 — Математическое моделирование, численные методы
и комплексы программ

Диссертация на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук
Дектерев А.А.

Красноярск — 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. ОБЗОР МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В ОБЪЕКТАХ, СОСТОЯЩИХ ИЗ «КОМПАКТНЫХ» И ПРОТЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.....	12
ГЛАВА 2. ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ ГИБРИДНОГО МЕТОДА.....	25
2.1. Сетевые методы.....	25
2.1.1. Дискретизация уравнений движения сплошной среды в сетевой модели	25
2.1.2. Гидравлическое сопротивление участка сети	29
2.1.3. Теплообмен в сетевой задаче	36
2.1.4. Граничные условия.....	38
2.2. Пространственные методы.....	39
2.2.1. Основные уравнения	39
2.2.2. Дискретизация уравнений сохранения.....	40
2.2.3. Тепловая задача	46
2.2.4. Граничные условия.....	46
2.3. Сопряжение сетевых и многомерных (CFD) моделей гидродинамики и теплообмена.....	49
2.3.1. Способ хранения данных.....	49
2.3.2. SIMPLE-подобная процедура.....	52

2.3.3. Методы расчета теплообмена в разномасштабной модели при совместном решении многомерных и сетевых задач. Подмодель «гибридного теплообменника».....	56
ГЛАВА 3. ТЕСТИРОВАНИЕ ГИБРИДНОГО МЕТОДА И ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ.....	60
3.1. Тестирование метода гидродинамического сопряжения разномасштабных моделей	60
3.1.1. Течение в гладкой трубе	60
3.1.2. Ламинарное течение жидкости по системе каналов.....	65
3.1.3. Турбулентное течение жидкости по системе каналов.....	69
3.2. Тестирование модели теплообмена между разномасштабными элементами.....	74
3.2.1. Тестирование метода расчета теплообмена в разномасштабной модели гидродинамики.	74
3.2.2. Верификация модели «гибридного теплообменника»	77
3.2.3. Расчет кожухотрубчатого теплообменника	80
3.2.4. Сопряженный теплообмен в прямоугольном канале.....	83
ГЛАВА 4. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАЧ.....	86
4.1. Моделирование системы газоудаления	86
4.2. Моделирование теплообмена в блоке микроканалов.....	101
ГЛАВА 5. АРХИТЕКТУРА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА SIGMAFLOW. ИНТЕГРАЦИЯ МОДУЛЯ NETFLOW.	109
5.1. Основные элементы программного комплекса SigmaFlow	109
5.2. Архитектура расчетного модуля SigmaFlow.....	115

5.3. Интеграция программного модуля NetFlow в расчетный модуль SigmaFlow 118

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	123
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	125
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	138
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	143

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире численное моделирование практически незаменимо при изучении природных систем, а также при проектировании технических объектов. При решении задач гидродинамики, в зависимости от типа объекта (системы, устройства и так далее), используются разные подходы моделирования. Если объект можно представить в виде набора протяжённых элементов, в которых соотношение характерных размеров отличается в 10-1000 раз, например: трубопроводы, каналы, газоходы и др., то обычно используется сетевое – гидравлическое моделирование [1], [2], [3], [4]. При этом расчёт искомых характеристик такой системы (давление, скорость, температура и так далее) осуществляется методами теории гидравлических цепей (ТГЦ) [1]. Гидравлическая цепь состоит из набора узлов и ветвей (простой ориентированный граф [5]). В узлах обеспечиваются законы сохранения массы и энергии (законы Кирхгофа). На ветвях обеспечивается закон количества движения, который описывает зависимость перепада давления по длине ветви от расхода.

При необходимости получить пространственное распределение характеристик течения и теплообмена в «компактных» объектах, то есть в объектах, отношение характерных размеров которых отличаются в 1-10 раз, применяют методы вычислительной гидродинамики (CFD) [6], [7], [8], [9], [10]. В основе данных методов лежит численное решение уравнений Навье-Стокса. В результате расчёта получают поля характеристик исследуемого объекта, распределённые по объёму, например: скорость, давление, температура, концентрации, турбулентные характеристики и др.

Каждый из этих подходов моделирования обладает своими достоинствами и недостатками. Несомненным достоинством сетевого моделирования является относительная простота построения топологии модели и небольшие вычислительные затраты. К недостаткам можно отнести сильную зависимость модели от эмпирических данных, характеризующих свойства элемента (узла,

ветви) и возможность получения только осредненных по элементу сети характеристик системы.

Сильной стороной пространственного CFD моделирования является возможность моделирования объекта сложной геометрии с описанием детальной структуры потока, меньшая зависимость модели от эмпирических данных, однако, такое моделирование требует значительных вычислительных затрат.

Оба подхода моделирования нашли широкое применение при решении практических задач. Однако, возникают случаи, когда моделирование объекта исследования в рамках одного подхода затруднительно. Тогда необходимо построение разномасштабной модели, которая позволяет описывать объекты, состоящие из «компактных» и протяженных элементов. Примеры таких объектов моделирования можно обнаружить в различных областях жизни:

- кровеносная система, состоящая из сердечной мышцы, аорты, крупных артерий и вен, с одной стороны, и сети мелких кровеносных сосудов и капилляров с другой;
- система тепло- и водоснабжения, содержащая длинные участки трубопроводов и сложные регулирующие, раздающие и собирающие устройства;
- системы природных водоемов, включающие русла рек с протоками и дельтой, гидротехнические сооружения.

В настоящей работе представлен гибридный метод решения такого рода задач, который объединяет в себе оба подхода моделирования в рамках единого расчетного алгоритма.

В основе предложенного гибридного метода лежит объединение сетевого и CFD методов расчета с использованием процедуры аналогичной хорошо известному SIMPLE алгоритму, предложенному Патанкаром и Сполдингом [6] для CFD методов. Особенностью предложенного в данной работе метода является построение единого уравнения на поправку давления для всей области

исследуемой системы как для протяженной – сетевой, так и для «компактной» – пространственной части, т.е. получение непрерывного поля давления.

Предложенный метод реализован на базе программного CFD комплекса SigmaFlow. SigmaFlow предназначен для решения широкого спектра задач гидродинамики и теплообмена. В функционале программного комплекса добавлена возможность решения сетевых моделей, организовано взаимодействие между пространственными и сетевыми элементами разномасштабной модели, реализован предложенный метод решения уравнений для получения единого непрерывного поля давления.

Цель работы:

Разработка и реализация численного метода для моделирования задач гидродинамики и теплообмена гидравлических систем, содержащих протяженные и «компактные» элементы.

В соответствии с целью работы были поставлены следующие **задачи:**

1. Разработать гибридный метод, основанный на объединении сетевого и CFD методов при решении задач гидродинамики для объектов, состоящих из «компактных» и протяженных элементов.
2. Разработать метод расчета теплообмена в разномасштабной модели при совместном решении многомерных и сетевых задач.
3. На основе предложенных методов построить алгоритм расчета гидродинамики и теплообмена разномасштабных моделей. Реализовать алгоритм расчета в виде программного модуля.
4. Провести тестирование разработанных численных методов и проверку адекватности алгоритма расчета на основе: аналитических решений; данных эксперимента; результатов полностью пространственного CFD моделирования.
5. Применить разработанную методику к решению прикладных задач.

Научная новизна изложенных в диссертационной работе результатов заключается в следующих положениях.

1. **Впервые** предложен эффективный численный метод сопряжения сетевых и пространственных моделей гидродинамики и теплообмена в одну общую разномасштабную модель, с использованием стыковочных ветвей.
2. Предложен метод расчета и алгоритм его реализации, основанный на объединении сетевого и CFD методов расчета с использованием **оригинальной** процедуры коррекции давления, позволяющий получить непрерывное поле давления для всей гидродинамической разномасштабной модели, которая описывает «компактные» и протяженные элементы.
3. Предложена **оригинальная** модель “гибридного теплообменника” для расчета сопряжённого теплообмена, основанная на формировании источниковых членов в уравнениях сохранения энергии для моделирования теплового взаимодействия между сетевой и CFD частями модели.
4. **Впервые** при расчетном исследовании теплообменных систем используется сочетание модели “гибридного теплообменника” и разномасштабной модели гидродинамики для компактных и протяженных элементов.

Практическая значимость работы:

Предложенные модели, методы и алгоритмы, реализованные в программном модуле NetFlow комплекса программ SigmaFlow, являются эффективными инструментами для решения широкого класса задач гидродинамики и теплообмена, и позволяют при достаточной точности результата расчетов значительно сократить вычислительные затраты при моделировании в сравнении с использованием существующих CFD методов.

С помощью разработанного комплекса программ решены разнообразные методические и практические задачи гидродинамики и теплообмена. Проведены исследования системы газоудаления от электролизных ванн алюминиевого

производства (Красноярский алюминиевый завод) [11]. Выполнена адаптация программного модуля для расчета микроканальных теплообменников (ООО «ТОРИНС») и в рамках проекта РНФ [12].

Разработанный программный комплекс может использоваться для решения технологических задач газоудаления, вентиляции, тепло- и водоснабжения, проектирования и оптимизации теплообменного, энергетического оборудования и систем смазки механизмов [13], решения задач гемодинамики практической медицины.

Учебная версия программного комплекса SigmaFlow с программным модулем NetFlow внедрена в учебный процесс и широко используется в СФУ для выполнения студентами вычислительных лабораторных работ, а также для проведения научных исследований в рамках бакалаврской и магистерской подготовки.

На защиту выносятся следующие результаты, соответствующие трём пунктам паспорта специальности 05.13.18 — «Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ» по техническим наукам:

1. Численный метод расчета сетевых и пространственных моделей гидродинамики и теплообмена, объединенных в одну общую разномасштабную модель с использованием стыковочных ветвей.

2. Метод расчета непрерывного поля давления разномасштабной модели, состоящей из «компактных» и протяженных элементов, моделируемых CFD и сетевыми методами соответственно.

3. Математическая модель “гибридного теплообменника” для расчета теплового взаимодействия между сетевой и CFD частями модели.

4. Результаты тестовых расчетов, демонстрирующих достоверность и эффективность предложенных моделей, методов и алгоритма расчета.

5. Результаты применения разработанного программного обеспечения NetFlow для решения практических и научных задач.

Обоснованность и достоверность результатов обеспечивается:

использованием математической модели, основанной на фундаментальных законах сохранения массы, импульса и энергии в потоке жидкости или газа; всесторонним тестированием разработанного кода на ряде модельных задач путем сравнения получаемых результатов с аналитическими решениями, эталонными расчетами и экспериментальными данными других авторов.

Личный вклад автора заключается в разработке математических моделей и метода расчета, реализации и апробации гибридного алгоритма, а также в проведении численных экспериментов. Автор участвовал в постановке задачи и анализе полученных результатов. Основное содержание диссертационной работы и её результатов полностью отражено в 19 научных публикациях автора. В материалах совместных публикаций личный вклад автора является определяющим.

Апробация работы:

Основные результаты диссертации докладывались на следующих научных мероприятиях:

1. Всероссийский семинар кафедр вузов по теплофизике и теплоэнергетике. (Красноярск 2009, Кемерово 2011).
2. Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» (Томск 2010).
3. Всероссийская конференция «XXIX Сибирский теплофизический семинар» (Новосибирск 2010).
4. XIII, XIV, XV Всероссийский семинар с международным участием «Математические модели и методы анализа и оптимального синтеза развивающихся трубопроводных и гидравлических систем» (Ялта 2010, Белокуриха 2014, Иркутск 2016).

5. Конференция молодых учёных по математическому моделированию и информационным технологиям (Красноярск. 2010).
6. Международная конференция, посвященная 90-летию со дня рождения Н.Н. Яненко (Новосибирск 2011).
7. XII, XIII Всероссийская конференция молодых ученых по математическому моделированию и информационным технологиям (Новосибирск 2011, Новосибирск 2012, Новосибирск 2016).
8. Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием (Томск 2011).
9. XII Всероссийская научно-практическая конференция (Красноярск 2011).
10. XXXI Сибирский Теплофизический семинар (Новосибирск 2014).
11. Cfd Weekend 2015/2016, Москва, Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН.
12. II Всероссийская научная конференция "Теплофизика и физическая гидродинамика" с элементами школы молодых ученых. (Ялта 2017)

Публикации:

По теме диссертации опубликовано 20 печатных работ, из них 6 - статьи в изданиях, рекомендованных ВАК, и 14 - в материалах международных и российских конференций.

Структура и объём диссертации:

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы. Объём диссертации составляет 137 страниц, включая 70 рисунков и 11 таблиц. Библиография состоит из 104 наименований.

ГЛАВА 1. ОБЗОР МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В ОБЪЕКТАХ, СОСТОЯЩИХ ИЗ «КОМПАКТНЫХ» И ПРОТЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.

Разномасштабные методы моделирования в основном используются при изучении сложных природных и технологических систем, которые одновременно содержат протяженные гидравлические элементы (в основном трубы и каналы), обычно моделируемые методами теории гидравлических цепей (ТГЦ, сетевые методы) и «компактные» элементы, требующие пространственных CFD методов расчета. Такие системы, а, следовательно, и задачи по их моделированию, представлены в самых разных областях: энергетика, машиностроение, медицина, природопользование и так далее.

Один из наиболее ярких примеров применения разномасштабных методов – это задача моделирования течения крови. Различные способы представления кровеносной системы предложены на рисунке 1.1. Представление кровеносной системы в виде графа (набор узлов и ветвей) обусловлено её топологией [14]. Однако, моделирование кровяного потока средствами ТГЦ позволяет получить только интегральные характеристики элементов системы (расход, перепад давления, концентрацию веществ). Тогда как при изучении отдельного исследуемого участка (например: аорты; сосудов, пораженных аневризмом; сосудов с имплантатом и др.) этой информации явно недостаточно. Расчет же отдельного участка кровеносной системы только CFD методами без учета влияния всей кровеносной системы также не всегда является корректным. Параметры кровотока на данном участке могут сильно зависеть от состояния других элементов кровеносной системы, расположенных выше и ниже по потоку, а расчет кровеносной системы в полностью пространственной постановке требует слишком больших вычислительных затрат. Естественным выходом из

сложившейся ситуации является построение разномасштабных моделей. Причем разномасштабные методы связывают не только 1D – 3D модели, а зачастую и другие сочетания масштабов модели [15]. В работе [16] авторами представлен пример разномасштабной модели, состоящей из 0D, 1D, 3D элементов (рисунок 1.2). В этом примере одномерное течение в аорте и трехмерное течение крови в зоне бифуркации артерии сопряжены с 0-мерной моделью кровеносной системы в целом. Это дает возможность автоматически получить корректные краевые условия на границах аорты и зоны бифуркации, и в тоже время исследовать ответную реакцию различных участков кровеносной системы на процессы, происходящие в этих областях. Обзоры моделей, с использованием различных по размерности элементов для моделирования кровеносного течения представлены в работе Е.В. Астраханцевой и других [17].

Разработкой разномасштабных моделей кровеносной системы занимается широкий ряд зарубежных [18] [16] [19] и отечественных ученых [20].

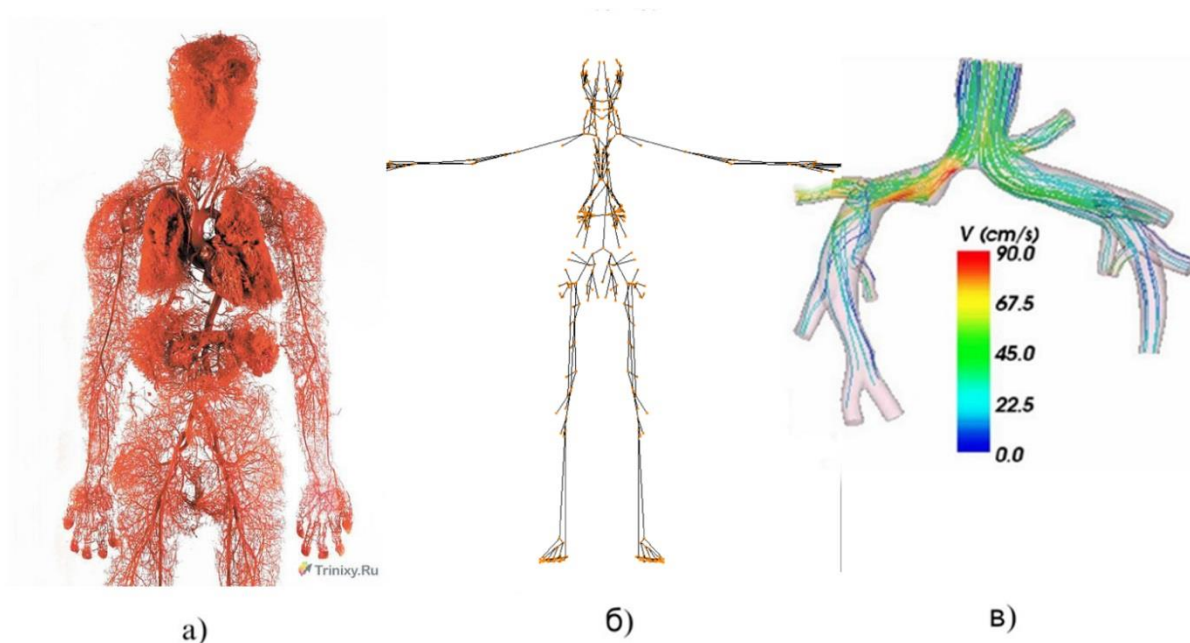


Рисунок 1.1. Различные варианты отображения кровеносной системы: а) фотография, б) в виде графа (1-но и 0- мерные модели) [21], в) – пространственная модель участка кровеносной системы [22]

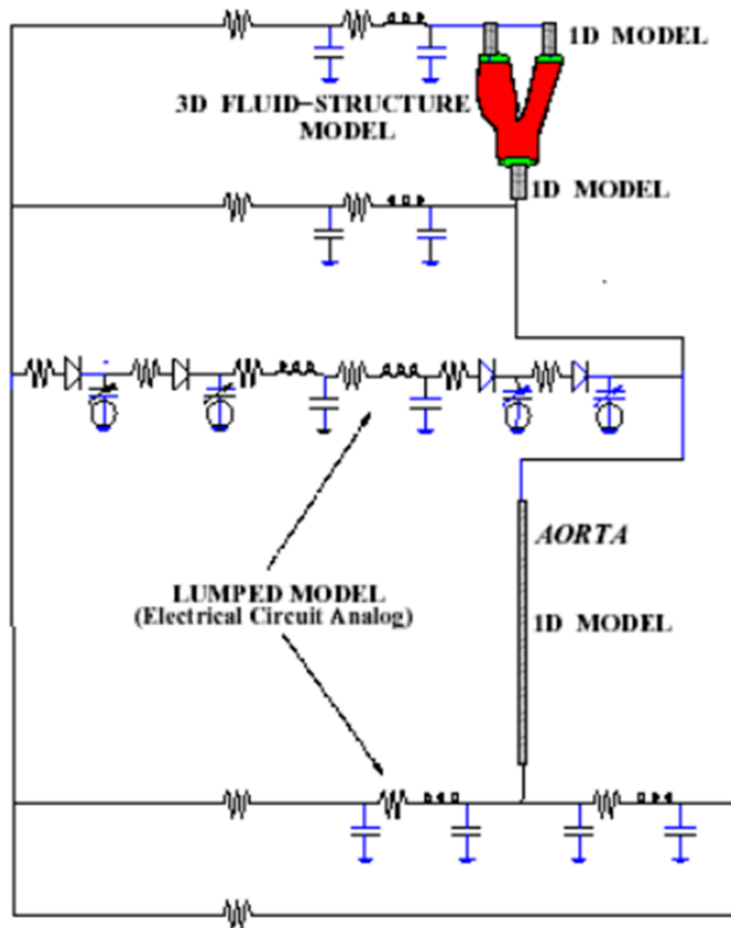


Рисунок 1.2. Пример разномасштабной модели кровеносной системы [16]

При этом стоит отметить, что, как правило, расчет трехмерной и одномерной частей задачи происходит методом расчёта различных по масштабу частей модели отдельными решателями с обменом граничными условиями в области стыковки. Например, в работе [20] (рисунок 1.3) сопряжение между различными областями осуществляется по следующему алгоритму:

1. По заданному расходу производится расчет в области Ω_{1D}^{up} (граничные условия: a – условие Дирихле, b – условие Неймана).
2. Передаются значения расчетных параметров (площади сечения, скорости и направленных в область характеристик инвариантов Римана) из области Ω_{1D}^{up} в точке b в область Ω_{3D} .

3. По полученным данным производится расчет в области Ω_{3D} (граничные условия: b – условие Дирихле, d – условие Неймана).
4. Передаются значения расчетных параметров (площади сечения, скорости и направления в область характеристик инвариантов Римана) из области Ω_{3D} в точке b в область Ω_{1D}^{down} .
5. По полученным данным производится расчет в области Ω_{1D}^{down} (граничные условия: d – условие Дирихле, e – условие Неймана).
6. Продолжение расчета в следующей расчетной области.

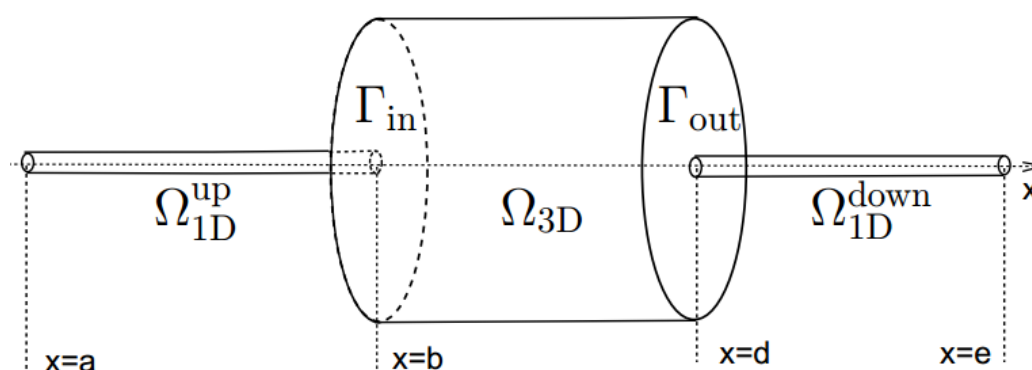


Рисунок 1.3. Расчетная область для 1D-3D-1D задачи

Такой подход удобен только при решении последовательных задач - одна область следует за другой, или при ветвлении расчетной схемы по типу дерева. Однако для завязанных/закольцованных задач (например, результат расчёта в области Ω_{1D}^{down} влияет на входные параметры в области Ω_{1D}^{up}) данный подход может привести к существенному снижению сходимости задачи.

Интересный пример совмещения разномасштабных моделей в области моделирования крови приведен в работе D'Angelo и Quarteroni [23]. В данной работе представлен способ моделирования повреждений живых тканей. При этом поврежденная область (объект с большой системой капилляров) представлена в виде трехмерной пространственной модели пористого тела, а крупные сосуды, проходящие через неё, в виде одномерной сетевой модели (рисунок 1.4). При этом

в пространственной области поверхности сосудов представлены твердыми стенками, а сами сосуды моделируются отдельно. Связь между 3D и 1D областями осуществляется следующим образом. Во-первых, задаются источники/стоки крови в одномерной задаче и в ячейках на границе сосудов в трехмерной. Во-вторых, выравнивается давление на границе сосудов с давлением внутри них. Примером использования такого подхода является моделирование сосудов внутри головного мозга (рисунок 1.5).

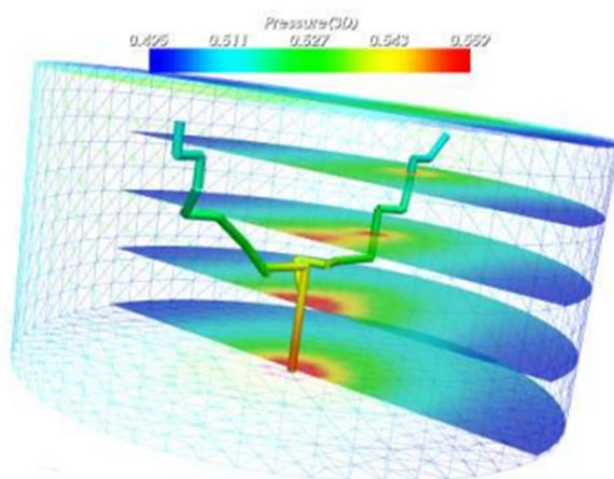


Рисунок 1.4. Пример моделирования поврежденной ткани при помощи разномасштабной модели [23]

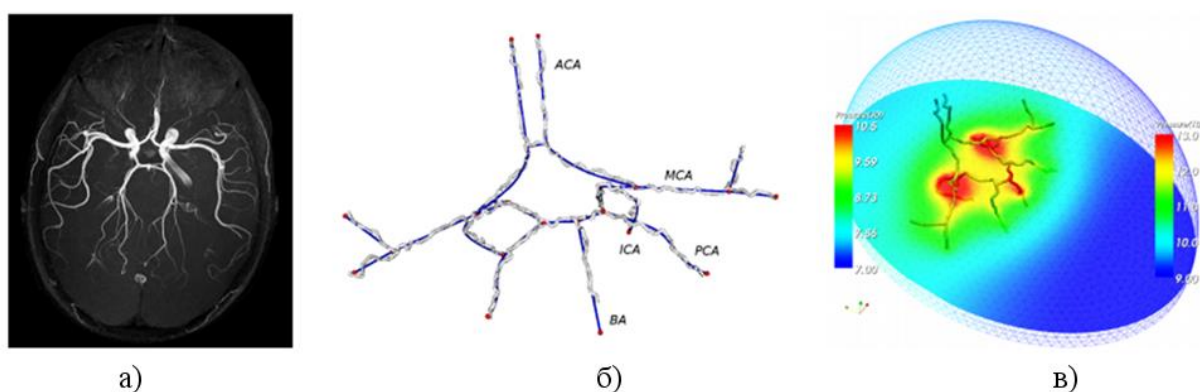


Рисунок 1.5. 1D-3D моделирование течения крови в Круге Уиллиса и перфузии головного мозга: а) ангиография головного мозга (геометрия Круга Уиллиса), б) 1D модель Круга Уиллиса, в) результат разномасштабного моделирования (поле давления в Круге Уиллиса и окружающей его ткани) [24]

Другой естественной областью применения разномасштабных моделей является моделирование природных водоёмов (рек, озёр, морей и океанов). Изучение и прогнозирование поведения природных водоемов имеет фундаментальное значение для экологических и промышленных исследований. В связи с этим задача моделирования рек и каналов в одномасштабной постановке (1D, 2D) достаточно хорошо изучена [25], [26], [2]. Однако возможности применения одномасштабных методов зачастую имеют существенные ограничения. Так, значительная протяженность рек (равно как и сложная форма русла) не позволяет построить полностью пространственную модель, однако данных, необходимых для расчёта в сетевой постановке, также бывает недостаточно. Например, место стоков рек в большой водоем. В данных местах нельзя уже ограничиться одномерным представлением об осреднённом течении воды, так как оно значительно более сложное. Соответственно, для аккуратного изучения данных областей развиваются методы с применением разномасштабных моделей [27], [28], [29].

Примером применения такой модели является работа по изучению стока реки Жемчужная (Pearl) в Южно-Китайское море [30], [31]. Авторы статей представляют прибрежную область устья реки в виде трёхмерной модели, а основное русло реки (с притоками) - одномерной сетевой моделью. При этом прибрежная область рассчитывалась в программном пакете Delft3D-FLOW [32], а одномерная часть модели - в программном пакете SOBEK [33]. На каждом временном шаге был выполнен обмен граничными условиями: из одномерной области в пространственную передавалась величина расхода (стока) воды. В обратном направлении передавался уровень воды.

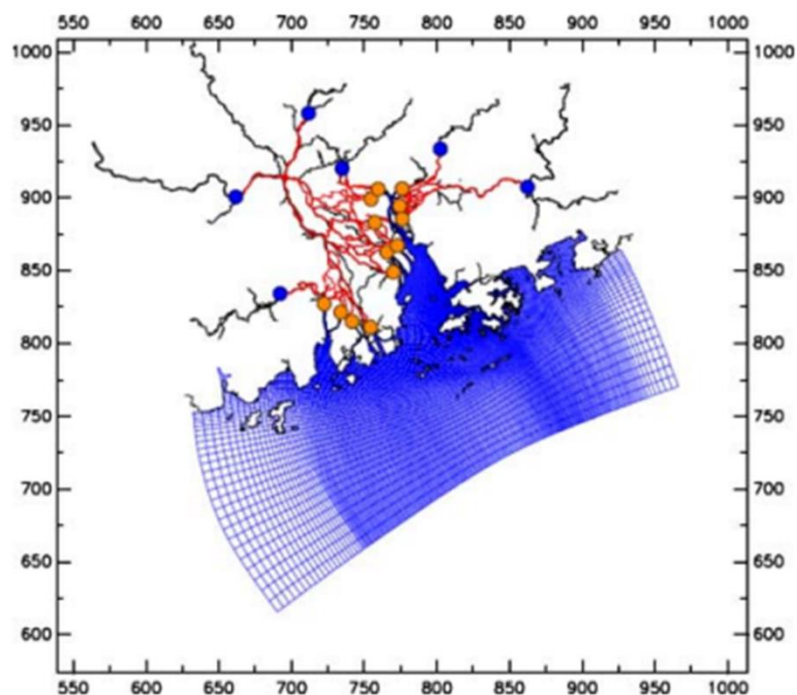


Рисунок 1.6. Разномасштабная (1D, 3D) модель дельты реки Жемчужная

Другим примером применения модели с разномасштабными элементами является моделирование изменения глубины дамбы Маркольсхаим реки Рейн, расположенной на границе Германии и Франции [34]. Как и в большинстве приведенных примеров, разные по масштабу модели решаются при помощи различных программных продуктов (одномерная часть при помощи MASCARET [35], а двумерная часть - TELEMAC2D [36]), что приводит к необходимости передачи краевых условий из одного программного продукта в другой и может вести к уменьшению устойчивости решения и скорости сходимости расчета.

Река Рейн

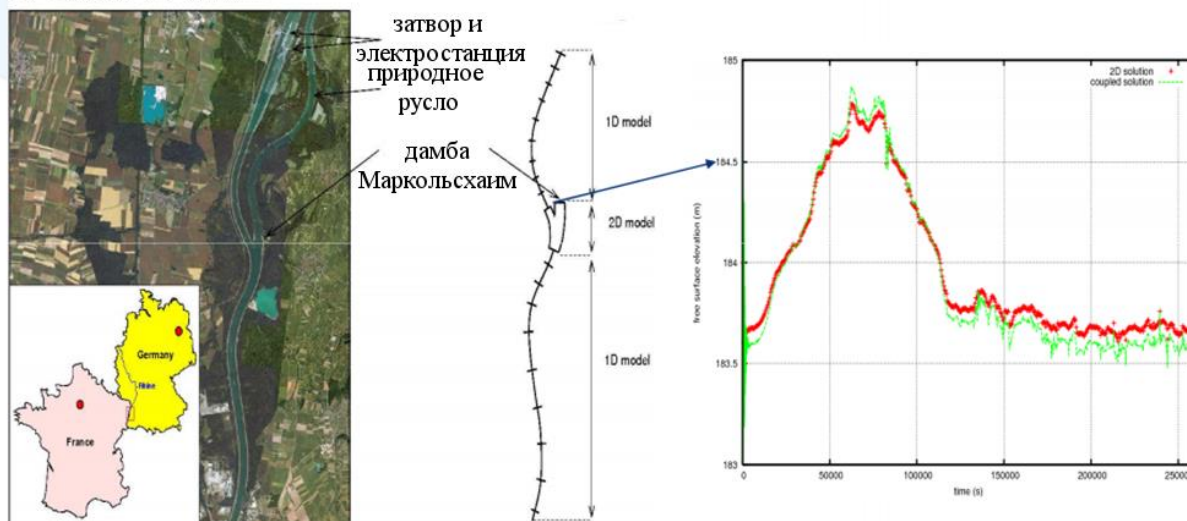


Рисунок 1.7. Применение разномасштабной модели для расчета уровня воды в дамбе Маркольсхаим (река Рейн, Германия, Франция) [34]

Ещё одним интересным примером использования разномасштабных моделей является метод моделирования зон затопления, предложенный коллективом авторов в работе [37]. Одномерные гидродинамические модели достаточно эффективны применительно к моделированию больших рек и каналов. Однако при моделировании наводнений их точность и целесообразность снижается. Для этого случая были разработаны квазидвумерные модели, в которых область затопления разбита на сеть виртуальных речных ветвей, связанных с основным руслом. Хотя такой подход успешно используется в исследованиях различных наводнений, в целом вычислительные затраты и точность решения зависит от метода и степени дискретизации затопленной территории. Несмотря на успешное применение двумерных моделей для моделирования затопленных областей, этот метод плохо подходит для моделирования основного русла реки из-за больших вычислительных затрат. Одномерные приближения требуют меньше информации и вычислительных затрат. Двумерные модели дают более точные результаты, при этом они требуют значительно больше вычислительных затрат и количества топографических данных. Поэтому логичным подходом является создание разномасштабных моделей.

В этой работе дискретизация модели на разномасштабные элементы осуществляется не только поперек потока (как в предыдущем примере, рисунок 1.7), а непосредственным выделением разномасштабных элементов в модели вдоль русла. Такой подход оправдан тем, что форма дна, с одной стороны, играет существенную роль в уравнениях на глубину русла. С другой стороны, в области, где уровень воды всегда больше нуля, форма дна постоянна и её вклад в уравнения является константой, что собственно и позволяет вывести одномерные уравнения. В области затопления/пересыхания русла форма дна меняется и поэтому эту область разбивают на двухмерные ячейки, расчет в которых запускается при условии достижения их уровнем воды. Схема такого способа объединения представлена на рисунке 1.8.

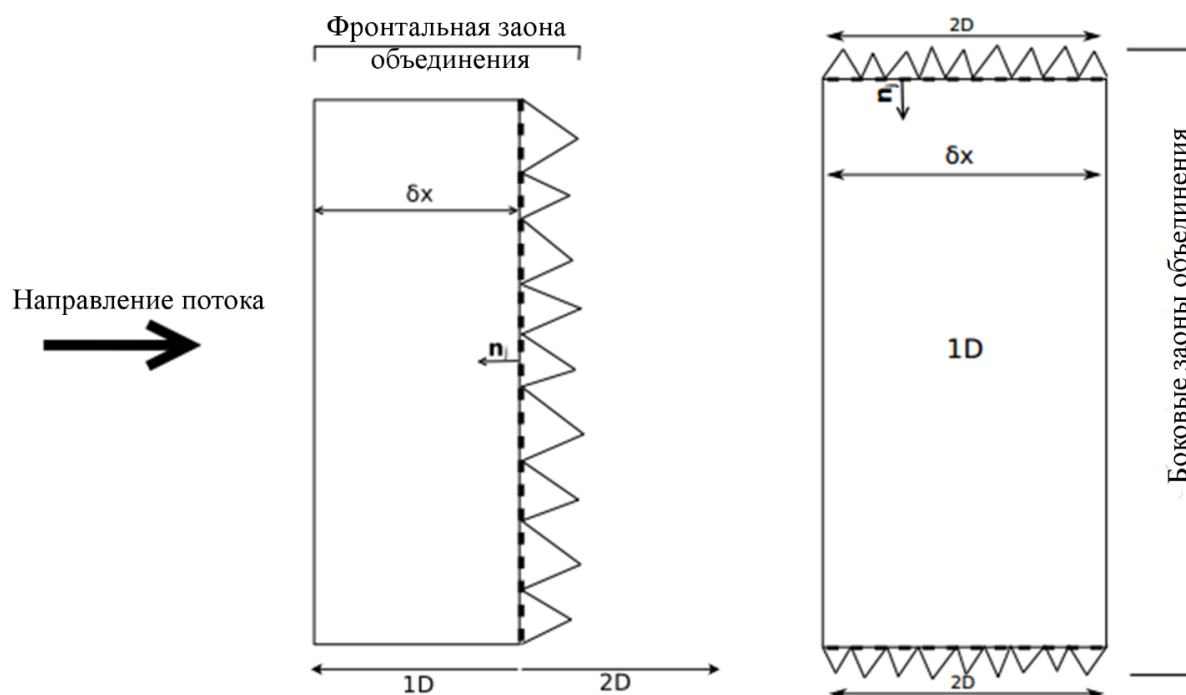


Рисунок 1.8. Схема фронтального и бокового объединения одно- и двухмерных элементов при моделировании глубины русла

Примером практического использования такого подхода является моделирование зоны затопления участка реки Эбро (Испания) (рисунок 1.9).

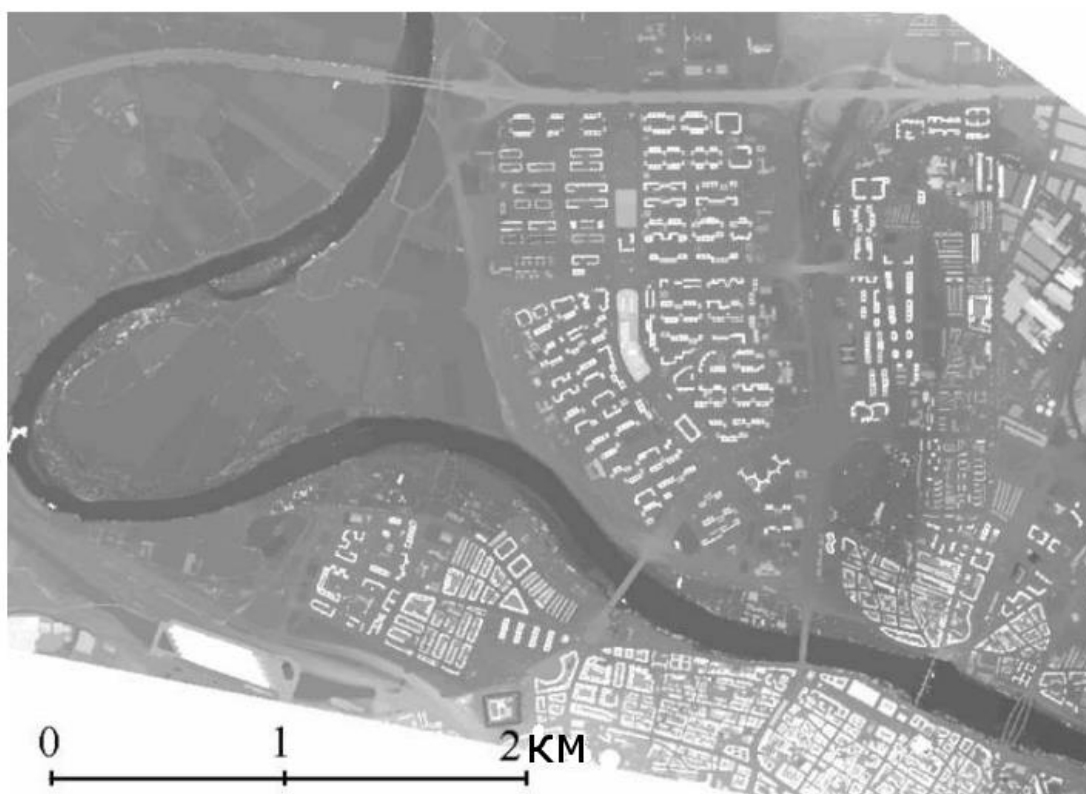


Рисунок 1.9. Река Эбро (Испания), зона моделирования [37]

Для прогнозирования зоны затопления были построены две модели (рисунок 1.10): полностью двумерная (2D) и разномасштабная (1D-2D). Полностью двумерная модель состояла из 200000 неструктурированных треугольных ячеек, тогда как разномасштабная включала в себя 112 одномерных элементов и 46000 треугольных ячеек. Для каждой модели было выполнено два варианта расчёта: стационарный и нестационарный. Авторами работы отмечено существенное сокращение времени расчета, которое в случае для стационарного варианта составило 273,09 раза, и 114,97 раза - для нестационарного.

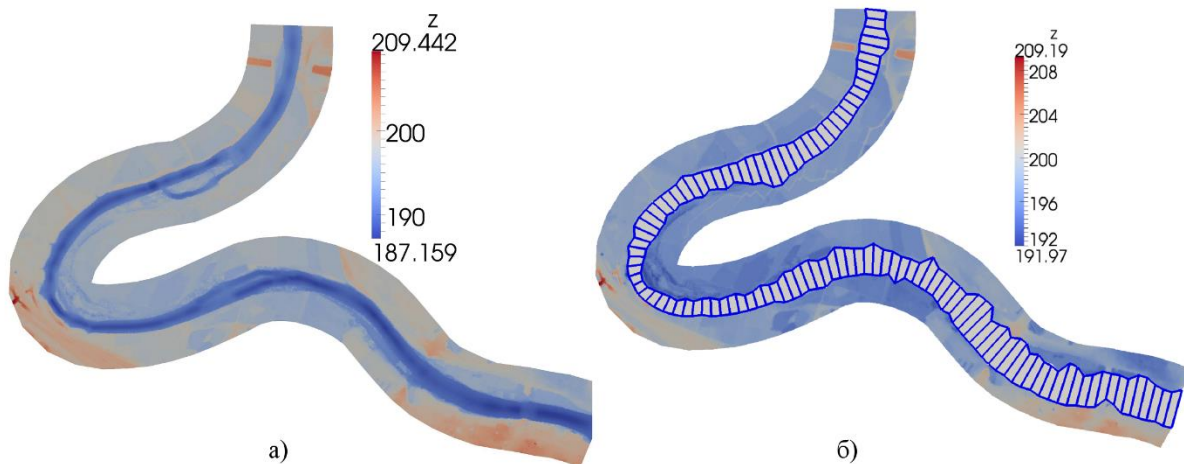


Рисунок 1.10. Два варианта модели реки Эбро: а) полностью двухмерная модель (2D), б) разномасштабная 1D-2D модель [37]

Следующая область применения разномасштабных моделей – энергетика. Значительная часть энергетических установок основана на использовании движения жидкости/пара/газа. Причем жидкость может являться как рабочим телом (вода в гидро- или паро-турбинах и т. п.), так и участвовать во вспомогательных системах (нагрев/охлаждение или смазка рабочих элементов). Естественно, для изучения и проектирования различных энергетических установок необходимо четко понимать, какие физические процессы в них происходят (течение жидкостей, теплообмен, горение и т. п.) и как их моделировать.

Сложность энергетических установок зачастую не позволяет строить их модели полностью в пространственной постановке. Например, при моделировании всех элементов атомного реактора в полной пространственной постановке потребуется нерационально много вычислительных затрат. Путем выхода из сложившейся ситуации является разделение общей модели энергетической установки на отдельные, разные по масштабу подмодели. Примером являются работы по моделированию реакторной установки [38], [39]. Процессы, происходящие в основных её элементах, пространственно неоднородны, что не позволяет применять методы сетевого моделирования. А моделирование циркуляционного контура пространственными методами требует

неоправданно больших трудовых и вычислительных затрат. В обеих работах [38], [39] расчет на разномасштабной модели выполнен путём её «разбиения» на отдельные по масштабу элементы с последующим расчётом в различных программных пакетах. В отечественной литературе [38] есть пример решения данной задачи при помощи ЛОГОС (3D) [40] и РАСНАР/КОРСАР (1D) [41] (рисунок 1.11). А в зарубежной [39] - при помощи ANSYS CFX (3D) [42] и TRACE V5.0 (1D) [43].

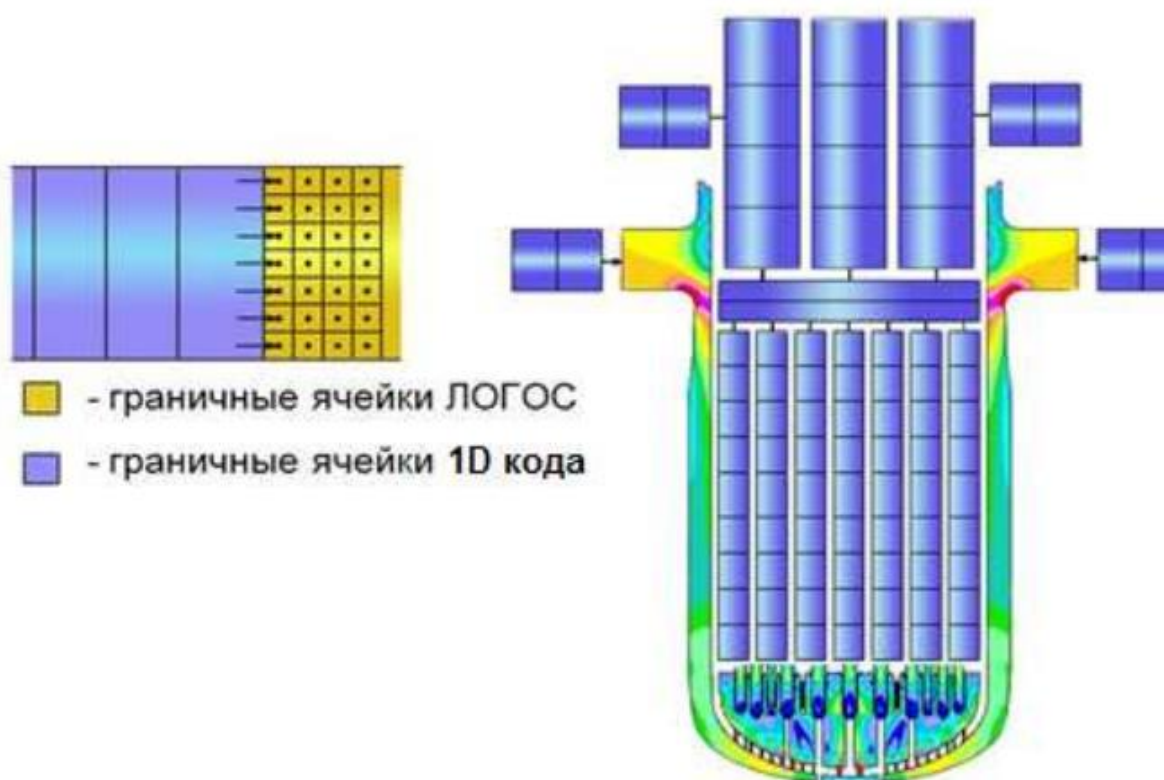


Рисунок 1.11. Моделирование реакторной установки с применением разномасштабных элементов

Примером применения разномасштабных моделей для моделирования нестационарных (переходных) трехмерных турбулентных течений в гидротурбинах электростанций является работа [44]. Переходные режимы в гидротурбине вызваны изменением открытия направляющего аппарата при переводе гидротурбины из одного установившегося режима работы в другой или изменением полезной нагрузки на рабочее колесо. Большинство таких режимов являются нестационарными и связаны с сильным изменением параметров

течения. Значительные изменения расхода приводят к динамическому изменению давления в проточном тракте. В указанной работе моделирование переходного режима течения в длинном водоводе описывается одномерной моделью «упругого» гидроудара (рисунок 1.12), а течение в гидротурбинном блоке – пространственной 3D моделью.

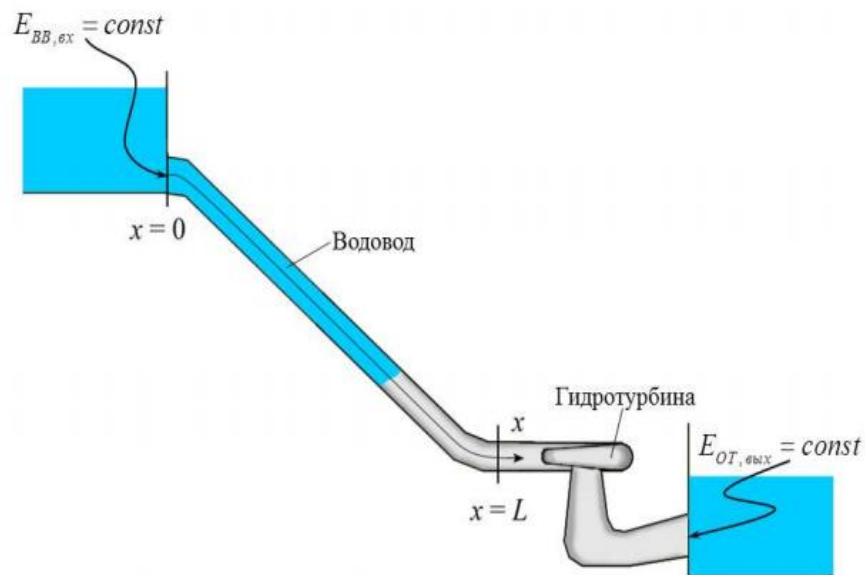


Рисунок 1.12. Пример построения разномасштабной модели гидравлической турбины

Как видно из представленных выше примеров, применение разномасштабных моделей широко используется в самых различных природных и промышленных областях. Однако, проведенный обзор показал, что решение задач с использованием разномасштабных моделей, как правило, происходит с применением разных программных продуктов с обменом данными на границах расчетных подобластей, что может привести к существенному снижению устойчивости решения. Поэтому разработка гибридного метода расчета и реализация его в одном программном комплексе является актуальной задачей.

ГЛАВА 2. ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ ГИБРИДНОГО МЕТОДА

Построение гибридного метода основано на использовании разных по масштабу методов моделирования потокораспределения в гидродинамических системах, а именно: на методе контрольного объема для пространственной части модели и балансовых сетевых методов ТГЦ - для гидравлической, с последующим объединением их в общий алгоритм на базе единой системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) на поправку давления. Ниже приведены описание данных методов и способ их объединения.

Алгоритм реализации гибридного метода выполнен в виде программного модуля на базе программного пакета SigmaFlow [45], предназначенного для решения широкого спектра задач гидродинамики. Функционал пакета был расширен: добавлена возможность решать полностью сетевые и разномасштабные (пространственно-сетевые) модели [46], [47].

2.1. Сетевые методы

Реализация сетевых методов основана на математической модели, описанной в работах Елгина Б. А. [48], [49], [50].

2.1.1. Дискретизация уравнений движения сплошной среды в сетевой модели

Фундаментальной базой описания процессов движения сплошной среды внутри сложной гидродинамической цепи являются законы сохранения массы, импульса и энергии, позволяющие получить систему уравнений, где неизвестные функции (плотность, температура, скорость и давление) определяются в каждой точке континуума. Для замыкания системы уравнений используется зависимость

плотности от состояния среды (давления, температуры, компонентного состава). Построение и решение такой системы уравнений основано на Теории Гидравлических Цепей [1]. Гидравлическая цепь состоит из двух основных элементов - узлов и соединяющих их ветвей, в которых обеспечиваются законы сохранения массы, импульса и энергии. Каждая ветвь сети характеризуется своей зависимостью, связывающей перепад давления на данной ветви с расходом газа через ее сечение. Таким образом, общая система уравнений, описывающая гидродинамическое состояние системы, основана на соблюдении адаптированных к данному типу задач постулатов Кирхгофа.

Представление гидравлической цепи выполнено на основе ориентированного графа [5] (рисунок 2.1), для которого введены следующие обозначения: множество узлов N и множество ветвей (труб) U .

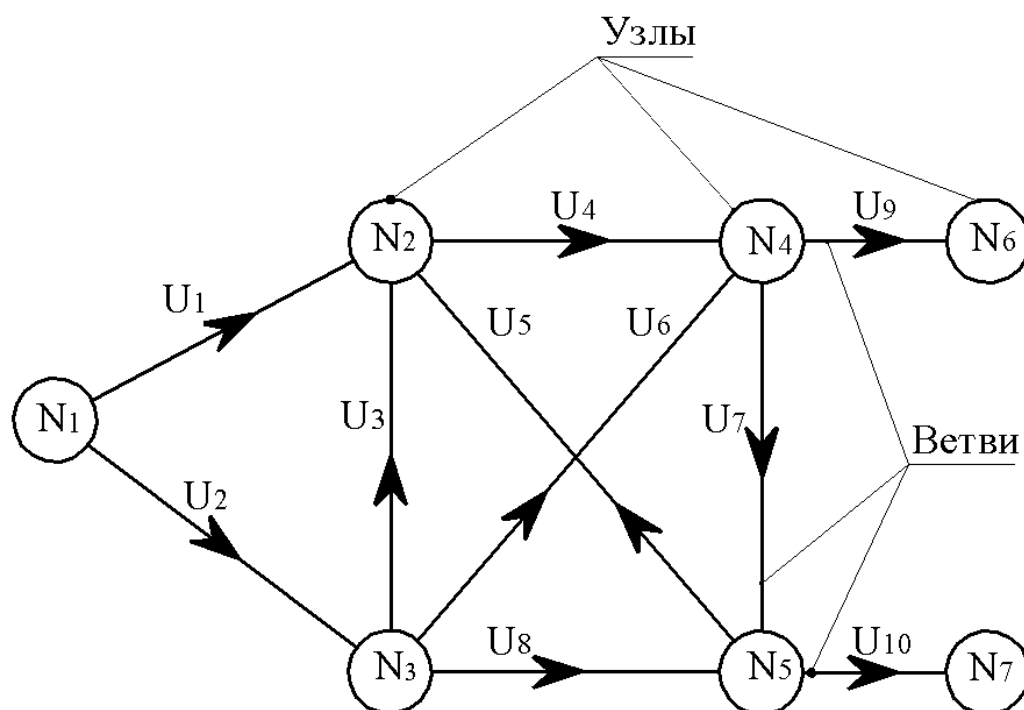


Рисунок 2.1. Пример графа

Пусть, I_i является подмножеством ветвей, начинающихся в i -м узле, а O_i - подмножеством ветвей, заканчивающихся в i -м узле. Соответственно, с каждой ветвью соотносится пара узлов, для которых принято обозначение N_{in} - начальный и N_{out} - конечный. На множества I_i и O_i налагаются ограничения, с

помощью которых исключаются из рассмотрения графы, не соответствующие физическому смыслу. В частности, для исключения замкнутых на себя ветвей (петли) следует проверить выполнение равенств $I_i \cap O_i = \emptyset$, для всех $i \in N$. Объединение множеств $U_i \equiv I_i \cup O_i$, для любого $i \in N$, обозначает множество входящих или исходящих ветвей данного узла. Эти множества непустые, и поскольку первичным является список ветвей, порождающий множество узлов, то для каждого узла во множестве U всегда найдется ветвь, для описания которой данный узел является начальным или конечным. Пересечение множеств $U_{ij} \equiv U_i \cap U_j$, для пары узлов $i, j \in N$ выделяет из всего множества ветвей подмножество ветвей, связывающих между собой данные узлы. В типичном случае, для данной пары узлов, подмножество U_{ij} либо пусто, т.е. нет ветви соединяющей данные узлы, либо содержит единственную ветвь. С точки зрения построения расчетного алгоритма, нет причин исключать из рассмотрения случаи параллельного соединения узлов, когда подмножества U_{ij} могут состоять из нескольких ветвей, однако для большей наглядности построенной схемы будем придерживаться выше описанного условия. Также стоит отметить, что в общем случае большинство узлов в сети между собой не связаны – в среднем на каждый узел приходится две-четыре ветви. Следовательно, из всего множества ветвей $U_{ij}, i, j \in N$ необходимо выделить только сравнительно небольшой список непустых подмножеств $U_{ij} \neq \emptyset, i, j \in N$ и всю необходимую вычислительную работу проводить в пределах данного списка.

Приведенное описание ориентированного графа служит основой для рассмотрения процессов потокораспределения. Направление ветви задается от начального узла к конечному узлу: соответственно величина расхода (q_i) и скорости (u_i) на ветви может принимать как положительное значение (течение жидкости совпадает с направлением ветви), так и отрицательное (рисунок 2.2).

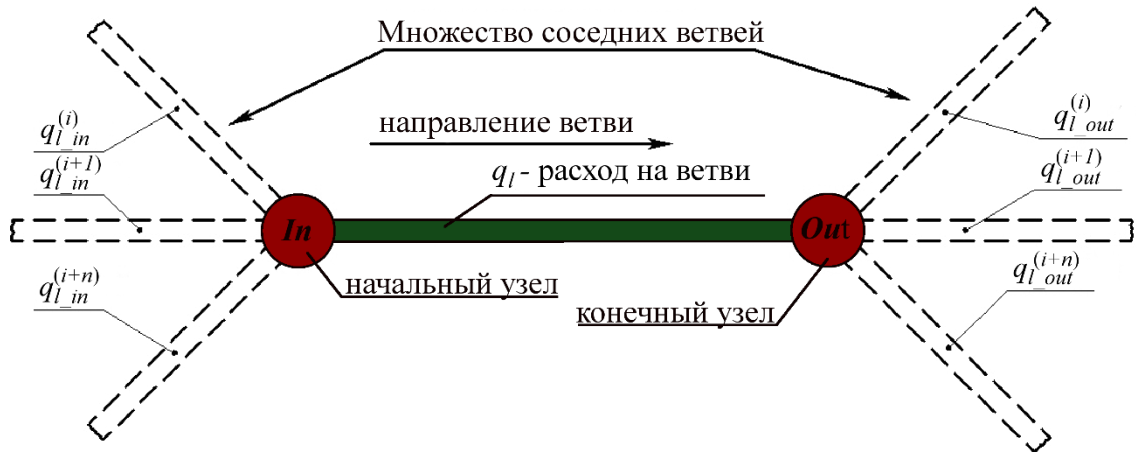


Рисунок 2.2. Дискретизация сетевого элемента

Множество $I_i(q)$ выделяет подмножество ветвей, на которых поток направлен из i -го узла. На остальных ветвях, соответствующих множеству $O_i(q)$, поток направлен в i -й узел. Объединение множеств $U_i(q) \equiv I_i(q) \cup O_i(q)$, для любого $i \in N$, совпадает с множеством ветвей, относящихся к данному узлу: $U_i(q) = U_i$. Структура списка непустых множеств $I_i(q), O_i(q), i \in N$ динамична и зависит от сложившихся потоков на графе. Однако, поскольку множества $I_i(q), O_i(q), i \in N$ всегда являются подмножествами множеств U_i , то для эффективной работы следует всю необходимую вычислительную работу проводить в пределах списка непустых множеств $U_i, U_{ij} \neq \emptyset, i, j \in N$, имеющих неизменную структуру.

Элементарные вычисления показывают, что для множеств $U_{ij}, i, j \in N$ справедливо альтернативное представление в виде

$$U_{ij} = (I_i \cap O_j) \cup (I_j \cap O_i).$$

Оно интересно тем, что в нем содержится информация об ориентации ветви. Такой подход позволяет задать матрицу связей для всего графа в виде (2.1). Используя выражение (2.1), задачу потокораспределения в сети можно свести к сочетанию закона сохранения массы в узле (2.2) и закона количества движения в трубе в трубе (2.3).

$$D_{il} = \begin{cases} 1, \text{ если } l \in O_i \\ -1, \text{ если } l \in I_i, \\ 0, \text{ иначе} \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\sum_{l \in U_i} D_{il} q_l = Q_i, i \in N, \quad (2.2)$$

$$s_l |q_l| q_l = \sum_{i \in N} D_{il} \cdot p_{Di} + H_l, l \in U, \quad (2.3)$$

где q_l – массовый несущий поток на ветви, Q_i – источник несущего потока, существующий в узле, p_{Di} – давление в узле, H_l – действующий на ветви напор, s_l – коэффициент гидравлического сопротивления.

В ТГЦ для решения систем уравнений (2.1) и (2.2) обычно применяются методы контурных расходов и узловых давлений [1], однако для нашего случая данные методы неприменимы. Для последующего сопряжения с пространственной задачей необходимо выбрать метод, который позволяет рассчитывать уравнения сохранения в обеих частях модели, таким методом была выбрана SIMPLE – процедура [6] (и её модификации). Подробно алгоритм данной процедуры описан в параграфе 2.3.2.

2.1.2. Гидравлическое сопротивление участка сети

Гидравлическое сопротивление (коэффициент s_l в уравнении (2.3)) является основополагающей величиной в построении модели гидравлической цепи. От корректности его задания зависит распределение давления, а, следовательно, и распределение потоков в случае разветвленной системы. Поэтому рассмотрим данную величину более подробно. Согласно справочнику [51] под коэффициентом гидравлического сопротивления понимается отношение потерянной на ветви (l) полной энергии (мощности) к кинетической энергии (мощности) в принятом сечении (например, в начале ветви) или (что то же)

отношение потерянному на ветви полному давлению к динамическому давлению в принятом сечении.

$$\xi_{\text{полн}} = \frac{\Delta P_{\text{общ}}}{\rho \cdot v_l^2 / 2}, \quad (2.4)$$

где $\Delta P_{\text{общ}}$ – полный перепад давления по длине ветви, ρ – плотность, v_l – средняя скорость потока в сечении ветви, к которому относится сопротивление.

Различают два вида гидравлических сопротивлений (потерь полного давления):

1. Сопротивление трения – $\xi_{\text{тр}}$. Данное сопротивление обусловлено гидравлическим трением, которое вызывается вязкостью (как молекулярной, так и турбулентной) реальных жидкостей и газов.
2. Местное сопротивление – $\xi_{\text{м}}$. Местные потери полного давления возникают при местном нарушении нормального течения: отрыве потока от стенок (образование вихрей), интенсивном турбулентном перемешивании потока в местах изменения конфигурации трубопровода или при встрече и обтекании препятствий. Эти явления усиливают обмен количеством движения между частицами жидкости (т.е. трение), повышая диссипацию энергии. К местным потерям давления относятся также потери динамического давления при выходе жидкости из гидродинамической цепи в другой объем или окружающую среду.

Сопротивление трения, рассчитываемого участка цепи, выражается через коэффициент гидравлического сопротивления трению:

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{г}}}, \quad (2.5)$$

здесь $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения, $d_{\text{г}}$ – гидравлический диаметр ветви, l – длина ветви.

Используя принцип наложения потерь, при котором берут арифметическую сумму потерь на трение и местных потерь (2.6), а также формулы (2.4) и (2.5), получим выражение для определения перепада полного давления на участке цепи более известное как закон Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{полн}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}}, \quad (2.6)$$

$$\Delta P_{\text{полн}} = \left(\frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot l}{d_{\text{г}}} + \xi_{\text{м}} \right) \frac{\rho \cdot v_l^2}{2}. \quad (2.7)$$

Или переходя к обозначению в формуле (2.3):

$$s_l = \left(\frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot l}{d_{\text{г}}} + \xi_{\text{м}} \right) \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot f^2}, \quad (2.8)$$

где f – площадь сечения трубы, $\xi_{\text{м}}$ – коэффициент местного сопротивления.

Рассмотрим способы определения коэффициентов сопротивления трения и местного сопротивления более подробно.

Коэффициент сопротивления трения зависит от режима течения жидкости и формы сечения трубы. Ниже представлены формулы для трубы круглого сечения. Для труб некруглого сечения коэффициент сопротивления трения рассчитывается по другим формулам, которые можно найти в справочной литературе, например [51] и [52], или учебниках по гидравлике [53], [54].

Режим течения в трубе определяется по значению числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (2.9)$$

где d – характерный размер (для трубы круглого сечения – это диаметр) и ν – кинематическая вязкость.

В зависимости от значения числа Рейнольдса выделяют три режима течения:

$$\begin{cases} Re < 2000 \text{ ламинарный} \\ 2000 \leq Re \leq 4000 \text{ переходный} \\ Re > 4000 \text{ турбулентный} \end{cases}$$

и, соответственно, необходимо выбрать три основные формулы расчета коэффициента сопротивления трения.

При ламинарном режиме течения в трубе круглого сечения уравнения движения имеют аналитическое решение [55]:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{Re}. \quad (2.10)$$

При переходном и турбулентном режиме течения аналитического решения нет, поэтому коэффициент сопротивления трения определяется эмпирическим путем. Наиболее известная работа по обработке эмпирических данных - это [56]. Результаты обработки данных сведены в одну диаграмму, на которой представлена зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и шероховатости трубы - рисунок 2.3.

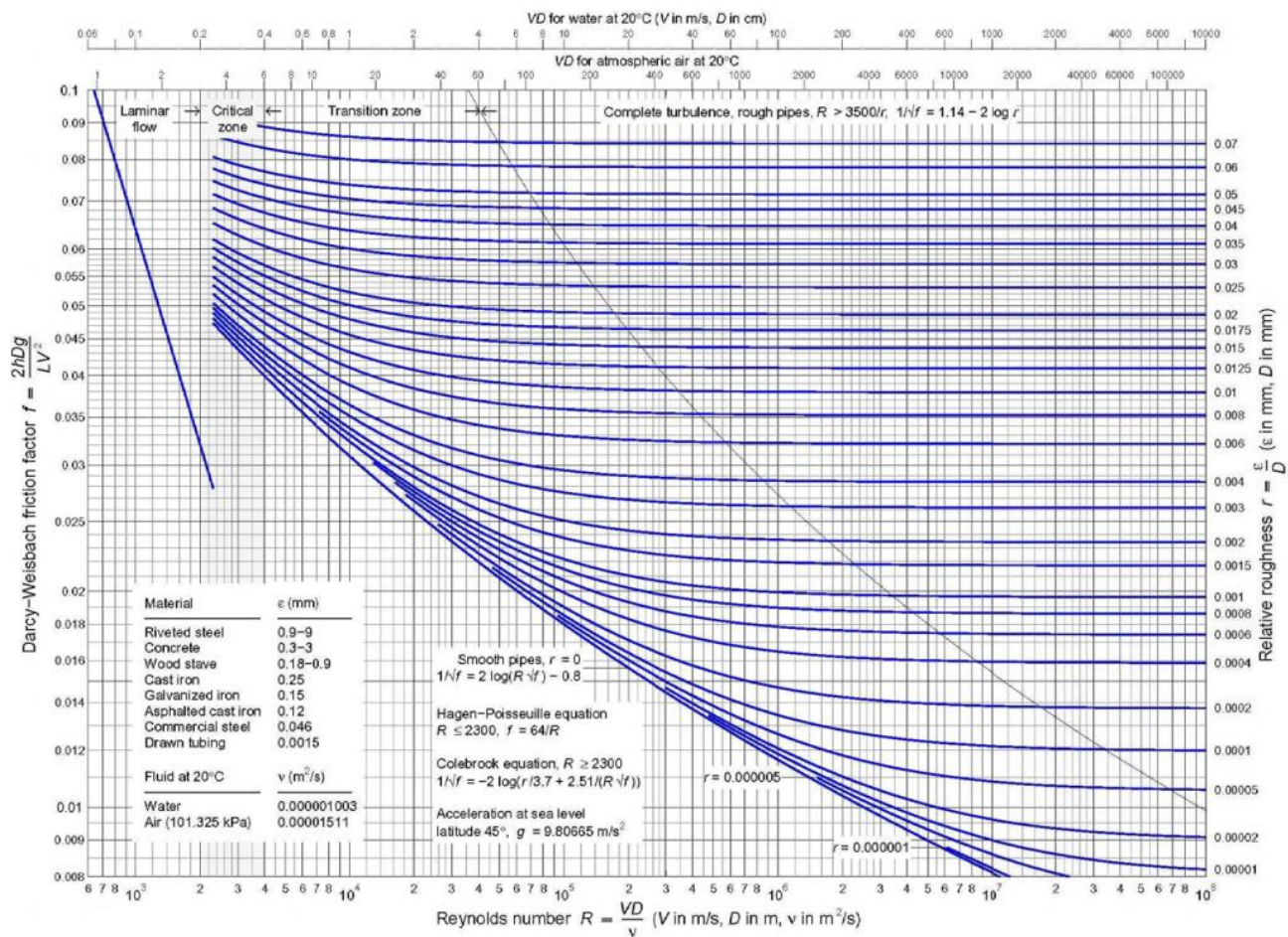


Рисунок 2.3. Диаграмма Moody: зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и шероховатости поверхности трубы

Для переходного режима в нашей работе применяется кубическая интерполяция Moody диаграммы из работы [57].

$$\lambda_{\text{тр}} = \left(X1 + R(X2 + R(X3 + X4)) \right),$$

$$R = \frac{\text{Re}}{2000},$$

$$X1 = 7FA - FB,$$

$$X2 = 0,128 - 17FA + 2,5FB,$$

$$X3 = -0,128 + 13FA - 2FB,$$

$$X4 = R(0,032 + 3FA + 0,5FB),$$

$$FA = (Y3)^{-2},$$

$$FB = FA \left(2 - \frac{0,00514215}{(Y2)(Y3)} \right),$$

$$Y2 = \frac{\delta}{3,7d} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}},$$

$$Y3 = -0,86859 \text{Ln} \left(\frac{\delta}{3,7d} + \frac{5,74}{4000^{0,9}} \right),$$
(2.11)

где δ – эквивалентная шероховатость поверхности трубы.

В случае турбулентного течения коэффициент сопротивления трения рассчитывается по формуле А. Д. Альтшуля [58]:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \left(\frac{\delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}.$$
(2.12)

Для гладких труб формула (2.12) вырождается в зависимость Блазиуса [55]

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (2.13)$$

Описанные выше формулы (2.10) - (2.13) по расчёту коэффициента сопротивления трения применяются для очень широкого класса задач и вида жидкостей, поэтому при реализации программного кода их достаточно один раз прописать в виде функции, зависимой от числа Рейнольдса и шероховатости трубы. Тогда при построении сетевой модели пользователю нет необходимости каждый раз заботиться о задавании коэффициента сопротивления трения.

При работе же с местными гидравлическими сопротивлениями необходимо задавать соответствующий коэффициент для каждого элемента отдельно (кроме нуля). Коэффициенты местного сопротивления определяются для любого элемента сети эмпирическим путём и, в большинстве случаев, информация о его значении для стандартизованного элемента (гиб, тройник, диафрагма и т.д.) находится из соответствующего справочника. Сложности возникают при использовании новых – нестандартных элементов или если стандартные элементы расположены так, что оказывают сильное влияние друг на друга (например, диффузор находится непосредственно сразу за коленом). Тогда при построении сетевой модели гидравлической цепи, пользователю, чтобы определить значение коэффициента местного сопротивления, необходимо проводить эксперименты самостоятельно. Также стоит учесть, что в общем случае, коэффициент местного сопротивления зависит от режима течения, следовательно, необходимо получить зависимость перепада давления от числа Рейнольдса. В последнее время распространены численные эксперименты, в результате которых по полученной зависимости при помощи формулы (2.4) можно восстановить значение полного сопротивления. В зависимости полного сопротивления от расхода выделяют линейную и квадратичную части. Линейная часть – это вклад сопротивления трения, а квадратичная - местного сопротивления. Таким образом, практически

любой элемент сети можно представить в виде ветви (или набора ветвей) с заданной длиной и местным сопротивлением. В статье [59] показана корректность такого подхода по определению коэффициента местного сопротивления для дисковой заслонки. Практическое применение этого метода автором показано в работе о моделировании системы смазки редуктора экскаватора [13].

2.1.3. Теплообмен в сетевой задаче

При моделировании потока локальных характеристик среды, таких как энтальпия, концентрации компонент и т.п., методами ТГЦ учитывается только конвективный перенос данных характеристик по ветвям вниз по потоку и их источники (стоки) в узле. В такой постановке втекающие в узел потоки, смешиваются, и полученное “среднее” значение характеристики среды сносится вниз по потоку на нижележащие ветви и узлы. Уравнение сохранения такой характеристики для i -го узла выглядит следующим образом:

$$\sum_M (q_M \cdot \eta_i) = \sum_L (q_L \cdot \eta_L) + Q_i^+ \cdot \eta_q + S_i, \quad (2.14)$$

где M – индекс ветвей, по которым поток вытекает из i -го узла, индекс L – обозначает ветви, по которым поток входит в i -й узел, η – величина компоненты, Q_i^+ – источник массового потока в узле (знак + обозначает что это именно источник массы в узле, в случае стока Q_i^- является одним из слагаемых суммы $\sum_M (q_M \cdot \eta_i)$), η_q – величина компоненты в массовом источнике, S_i – источник компоненты в узле (например в результате химической реакции). Выражая из правой части уравнения величину характеристики в i -м узле, получим следующее значение:

$$\eta_i = \frac{\sum_L (q_L \cdot \eta_L) + Q_i^+ \cdot \eta_q + S_i}{\sum_M q_M}, \quad (2.15)$$

или, учитывая баланс массы в узле

$$\eta_i = \frac{\sum_L (q_L \cdot \eta_L) + Q_i^+ \cdot \eta_q + S_i}{\sum_L q_L + Q_i^+}. \quad (2.16)$$

Если в качестве характеристики η принять энтальпию h и вместо источника компоненты S_i принять тепловой источник S_{h_i} , то уравнение (2.14) преобразуется в уравнение сохранения энергии для i -го узла.

$$\sum_M (q_M \cdot h_i) = \sum_L (q_L \cdot h_L) + Q_i^+ \cdot h_q + S_{h_i}. \quad (2.17)$$

Тепловой источник S_{h_i} может иметь разный физический смысл. Во-первых, это может быть тепло, выделяющееся непосредственно в узле (например, в результате химической реакции). Во-вторых, это может быть снос теплового потока, который передается в ветвь (снимается с ветви). В большинстве случаев, причиной такого потока является теплообмен с окружающей средой.

$$S_{h_i} = -k \cdot F \cdot (T^{\text{CP}} - T^{\text{BH}}), \quad (2.18)$$

здесь k – коэффициент теплопередачи от жидкости в окружающую среду, F – площадь стенки трубы, T^{CP} – средняя температура потока в трубе и T^{BH} – температура окружающей среды. Особенность реализации тепловой модели при дискретизации её на графе в том, что, в общем случае, среднюю температуру на ветви некорректно представлять в виде среднеарифметического или среднелогарифмического значения в начальном и конечном узлах, поэтому T^{CP} – определяется итерационным методом:

$$T^{\text{CP}} = T^{\text{BH}} + \frac{Q^h}{k \cdot F} (T^M - T^{\text{BH}}) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{k \cdot F}{Q^h}\right) \right), \quad (2.19)$$

здесь Q^h – тепловой поток на ветвь с предыдущей итерации, T^M – температура в узле, из которого течет поток. Более подробно описание тепловой и многокомпонентной сетевой модели потока распределения представлено в работе [60].

2.1.4. Граничные условия

Граничные условия для сетевой модели задаются при помощи особых типов узлов, а именно: «атмосферные» и «источники» узлы. В атмосферных узлах задается условие первого рода для давления температуры и концентрации компонент:

$$P_i = const; T_i = const; \eta_i = const; \quad (2.20)$$

С учётом того, что поле давления является относительным (система линейных уравнений на давление решается с точностью до константы), в построенной сетевой модели гидравлической цепи должен существовать хотя бы один «атмосферный» узел.

Что касается «источника», то данный узел характерен ненулевым источником/стоком массы.

Также стоит отметить следующее обстоятельство – если узел является граничным, то это не означает, что ему инцидентна только одна ветвь. Однако, в случае с узлом, который не является граничным (базовый), требование количества инцидентных ветвей 2 и более обязательно.

2.2. Пространственные методы

2.2.1. Основные уравнения

В пространственной части модели решается стационарное течение несжимаемой среды. Уравнения сохранения массы и импульса будут записаны в виде уравнений Навье-Стокса:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0, \quad (2.21)$$

$$\rho(\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\nabla p + \nabla(\hat{\tau}^m + \hat{\tau}^t) + \mathbf{F}, \quad (2.22)$$

где p – давление, \mathbf{v} – вектор скорости, \mathbf{F} – вектор объемных сил, $\hat{\tau}^m$ – тензор вязких напряжений и $\hat{\tau}^t$ – тензор турбулентных напряжений Рейнольдса:

$$\tau_{ij}^m = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right),$$

$$\tau_{ij}^t = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k,$$

где v_i – компоненты вектора скорости, μ , μ_t – вязкость и турбулентная вязкость жидкости, δ_{ij} – символ Кронекера, k – удельная кинетическая энергия турбулентных пульсаций. Для замыкания уравнений при турбулентном режиме течения использовалась модель k - ω SST [61]. Стоит отметить, что работа гибридного метода не зависит от модели турбулентности пространственной части.

2.2.2. Дискретизация уравнений сохранения

Дискретизация пространственной части выполнена методом контрольного объема. Для этого общее уравнение сохранения запишем в виде:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \Phi) = \nabla \cdot (\Gamma_{\Phi} \nabla \Phi) + S_{\Phi} . \quad (2.23)$$

Определяя значения коэффициентов Φ , Γ_{Φ} и источник S_{Φ} , можно получить уравнение сохранения для нужной переменной [55]. В таблице 2.1 приведены варианты значений коэффициентов для получения из (2.23) уравнений сохранения компонент скорости и энергии. Для переменных, отвечающих за турбулентные характеристики, значения коэффициентов зависят от модели турбулентности, и в данной таблице не представлены (так как выбор модели турбулентности не влияет на работу гибридного метода). В таблице используется обозначение $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$ для эффективной вязкости (где μ молекулярная и μ_t турбулентная вязкость соответственно) и σ_h – число Прандтля. Запись уравнений в обобщенном виде удобна в том отношении, что какой-либо разработанный метод решения для этого уравнения может быть применен для многих уравнений подобной структуры, но различного физического наполнения.

Таблица 2.1. Значения коэффициентов для получения соответствующего уравнения сохранения.

Φ	Γ_{Φ}	S_{Φ}
u	μ_{eff}	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \frac{2}{3} \rho \frac{\partial k}{\partial x} + S_u$
v	μ_{eff}	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial y} \right) - \frac{2}{3} \rho \frac{\partial k}{\partial y} + S_v$
w	μ_{eff}	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{2}{3} \rho \frac{\partial k}{\partial z} + S_w$
h	$\mu + \mu_t / \sigma_h$	S_{Φ}

Дискретизация общего уравнения сохранения осуществлена методом контрольного объема [6], [8], [7]. Суть данного метода сводится к следующему: расчетную область разбивают на некоторое число непересекающихся контрольных объемов (КО). В общем случае, для неструктурированной сетки КО представляет из себя полиэдральную ячейку с произвольным количеством граней. Искомые поля скорости, давления и пр. ищутся в виде набора соответствующих значений в центрах контрольных объемов, а дифференциальные уравнения заменяются на системы линейных алгебраических уравнений (сеточных уравнений), связывающих значения в центрах КО.

Рассмотрим контрольный объем, показанный на рисунке 2.4. Его геометрический центр находится в точке P . Он имеет общую грань f с соседним контрольным объемом с центром в точке S . Точки P и S заданы своими радиус-векторами \mathbf{r}_P и \mathbf{r}_S . Грань f задается вектором площади \mathbf{A} , направленным по внешней нормали к контрольному объёму P . Сеточные уравнения получаются путём интегрирования исходного дифференциального уравнения по контрольному объёму [103]. Используя теорему Гаусса, получим:

$$\int_A (\rho \mathbf{v} \phi) \cdot d\mathbf{A} = \int_A (\Gamma \nabla \phi) \cdot d\mathbf{A} + \int_\Omega S_\phi d\Omega,$$

где Ω – объём ячейки, A – площадь поверхности контрольного объёма, $d\mathbf{A}$ – вектор площади (направленный вдоль внешней нормали к поверхности).

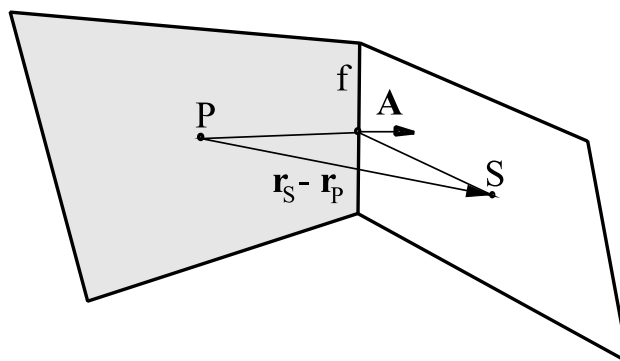


Рисунок 2.4. К описанию контрольного объема

Дискретизация состоит в замене интегралов соответствующими произведениями величины в средней точке на меру области интегрирования. Таким образом, интегралы по объёму заменяются на произведение величины контрольного объёма, Ω на значение переменной в центре контрольного объёма. Аналогично, интегралы по поверхности аппроксимируются суммой произведений площадей граней на значение переменной в центрах граней. В результате получим сеточное уравнение для контрольного объёма P:

$$\sum_f (\rho \mathbf{v} \cdot \phi)_f \cdot \mathbf{A}_f = \sum_f (\Gamma \cdot \nabla \phi)_f \cdot \mathbf{A}_f + (S_\phi)_P \Omega_P.$$

Индексом P обозначены величины в центре контрольного объёма P, а индексом f – в центре грани f . Суммирование проводится по всем граням контрольного объёма. Для построения системы сеточных уравнений необходимо выразить значения величин на гранях через значения в центрах контрольных объёмов. Для этого используется линейная зависимость:

$$\phi_f = \phi_p(1 - \lambda_f) + \phi_s \lambda_f, \quad (2.24)$$

где весовая функция λ_f рассчитывается исходя из расстояния от центра грани до центров контрольных объёмов:

$$\lambda_f = \frac{|\mathbf{r}_f - \mathbf{r}_p|}{|\mathbf{r}_f - \mathbf{r}_p| + |\mathbf{r}_f - \mathbf{r}_s|}.$$

В случае ортогональной сетки приведённая зависимость переходит в обычную линейную интерполяцию между узлами сетки.

Другой проблемой является вычисление градиентов величин. Градиент величины ϕ в центре контрольного объёма можно определить по теореме Гаусса:

$$\int_{\Omega} \nabla \phi dV = \int_A \phi d\mathbf{A} \Rightarrow (\nabla \phi)_P = \frac{1}{\Omega_P} \sum_f \phi_f \cdot \mathbf{A}_f.$$

Дискретизация диффузионного члена

Зная градиенты в центрах контрольных объёмов, можно, с помощью интерполяции (2.24), найти значения градиента на грани:

$$\overline{(\nabla \phi)}_f = (\nabla \phi)_P (1 - \lambda_f) + (\nabla \phi)_S \lambda_f.$$

Однако использование такой формулы приводит к расширению разностного шаблона – в сеточном уравнении появляются значения переменной в центрах контрольных объёмов, не являющихся соседними для объёма P. Чтобы упростить решение системы сеточных уравнений на неструктурированной сетке, необходимо выделить из диффузионного члена часть, отвечающую за связь между соседними контрольными объёмами P и S. Эта связь будет учитываться неявно, т.е. войдёт в левую часть сеточного уравнения. Оставшаяся часть, содержащая значения в центрах других КО, переносится в правую часть и учитывается итерационно. Для этой цели из производной по нормали \mathbf{n} к грани f выделяется производная по направлению $\mathbf{r}_S - \mathbf{r}_P$, соединяющему центры соседних КО (рисунок 2.4), которое будем обозначать ξ :

$$(\nabla \phi)_f \cdot \mathbf{A}_f = \left(\frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right)_f A_f + \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial \mathbf{n}} \right)_f - \left(\frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right)_f \right]^{\text{old}} A_f. \quad (2.25)$$

Первое слагаемое в формуле (2.25) выражает связь между соседними КО и учитывается в левой части разностного уравнения. Второе слагаемое (с индексом old) выражает неортогональность расчётной сетки и учитывается в правой части, причём значения величин берутся с предыдущей итерации расчётного SIMPLE-подобного алгоритма.

Производная по направлению ξ аппроксимируется разностным выражением:

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial\xi}\right)_f A_f = \frac{\phi_s - \phi_p}{|\mathbf{r}_s - \mathbf{r}_p|} = a \cdot (\phi_s - \phi_p),$$

где

$$a = \frac{A_f}{|\mathbf{r}_s - \mathbf{r}_p|}. \quad (2.26)$$

В итоге формула (2.25) примет вид

$$(\nabla\phi)_f \cdot \mathbf{A}_f = a \cdot (\phi_s - \phi_p) + \overline{(\nabla\phi)_f} \cdot (\mathbf{A}_f - a \cdot (\mathbf{r}_s - \mathbf{r}_p)). \quad (2.27)$$

На ортогональной сетке второе слагаемое обнуляется, а оставшееся выражение приводит к центрально-разностной аппроксимации диффузионного члена. Второе слагаемое в формуле (2.27) отвечает за неортогональность расчётной сетки, содержит расширенный разностный шаблон и учитывается в правой части сеточного уравнения итерационно.

Вообще говоря, коэффициент a можно выбрать произвольным образом, пропорционально величине (11). Более предпочтительным вариантом является следующий коэффициент ([62], [63]):

$$a = \frac{A_f^2}{(\mathbf{r}_s - \mathbf{r}_p) \cdot \mathbf{A}_f},$$

отличающийся от (2.26) косинусом угла между направлением нормали и направлением $\mathbf{r}_s - \mathbf{r}_p$.

Дискретизация конвективного члена

Запишем конвективный член в следующем виде:

$$(\rho\mathbf{v} \cdot \phi)_f \cdot \mathbf{A}_f = \dot{m}_f A_f,$$

где $\dot{m}_f = \rho\mathbf{v}_f$ – массовый поток через грань f .

При дискретизации конвективного члена скорость на грани находится с помощью линейной интерполяции (2.24):

$$\mathbf{v}_f = \mathbf{v}_P(1 - \lambda_f) + \mathbf{v}_S \lambda_f.$$

Схема дискретизации конвективного члена задаётся путём выбора искомой величины на грани контрольного объёма. В общем виде их можно записать следующим образом:

$$\dot{m}_f \cdot \phi_f = \dot{m}_f^+ \phi_f^+ + \dot{m}_f^- \phi_f^-, \quad (2.28)$$

где

$$\begin{cases} \dot{m}_f^+ = \max(\dot{m}_f, 0), & \left\{ \begin{array}{l} \phi_f^+ = \phi_P + \frac{1}{2} \Psi(\gamma_f^+) (\phi_S - \phi_P) \\ \phi_f^- = \phi_P + \frac{1}{2} \Psi(\gamma_f^-) (\phi_P - \phi_S) \end{array} \right. \\ \dot{m}_f^- = \min(\dot{m}_f, 0) \end{cases}$$

В основе дискретизации лежит устойчивая противопоточная схема, получаемая из (2.28) при $\Psi = 0$. Соответствующие слагаемые учитываются в сеточном уравнении неявно, т.е. входят в левую часть. Функция-ограничитель $\Psi(\gamma)$ строится таким образом, чтобы, с одной стороны, давать высокий порядок аппроксимации, а с другой – гарантировать выполнение критерия ограниченности разностной схемы. Аргументы функции $\Psi(\gamma)$ на неструктурированной сетке имеют вид:

$$\begin{cases} \gamma_f^+ = \frac{2(\nabla\phi)_P(\mathbf{r}_S - \mathbf{r}_P)}{(\phi_S - \phi_P)} - 1 \\ \gamma_f^- = \frac{2(\nabla\phi)_S(\mathbf{r}_S - \mathbf{r}_P)}{(\phi_S - \phi_P)} - \end{cases}.$$

Как видно, повышение порядка аппроксимации происходит за счёт расширения разностного шаблона. При расчётах член с функцией-ограничителем учитывается итерационно за счёт переноса в правую часть (а значения берутся с предыдущей итерации).

В программном комплексе SigmaFlow используются следующие распространённые схемы: противопоточная схема первого порядка (UDS: Upwind Differencing Scheme), схема Леонарда (QUICK: Quadratic Upwind Interpolation for

Convective Kinematics, [64]). Реализация данных схем для программного комплекса SigmaFlow подробно описана в [65].

2.2.3. Тепловая задача

Уравнение сохранения энергии для контрольного объёма представлено выражением (2.29):

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v} h) = \nabla (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \nabla h \right) + S_h, \quad (2.29)$$

где h – энтальпия, λ – коэффициент теплопроводности, T – температура, μ_t – турбулентная вязкость, Pr_t – турбулентное число Прандтля, S_h – объемная плотность внутренних источников тепла (приток/отток энергии в процессе химического реагирования, излучения, или каких-либо других процессов).

2.2.4. Граничные условия

Грань, смежная только с одним контрольным объёмом, называется граничной, и на ней задается один из следующих типов граничных условий: твёрдая стенка, вход, выход, область симметрии. Также, в случае разномасштабной модели, добавляется ещё один тип граничных условий – область объединения.

Ниже описаны граничные условия для каждого типа зон.

Твёрдая стенка:

На твёрдой стенке ставятся условия прилипания для уравнений Навье-Стокса

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_{wall},$$

где \mathbf{v}_{wall} – скорость движения стенки (в подавляющем большинстве случаев $\mathbf{v}_{wall} = 0$).

Для определения турбулентных характеристик вблизи стенки используется метод пристеночных функций [62].

Граничные условия уравнения сохранения энергии на стенке можно задать тремя способами:

1. задание постоянной температуры на стенке:

$$T_{wall} = T_{set};$$

2. задание теплового потока:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = S_{h_set};$$

3. и комбинация первого и второго – теплоотдачи на стенке:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha \cdot (T_{wall} - T_{\infty}) + S_{h_set},$$

где T_{wall} – температура на стенке, T_{set} – заданная температура, T_{∞} – температура внешней среды, S_{h_set} – заданный тепловой поток через стенку, α – коэффициент теплоотдачи.

Выход:

В качестве граничного условия на выходе задаётся массовый расход. Для всех величин, кроме давления, на выходе используются «мягкие» граничные условия, то есть значения на границе экстраполируются из внутренней области (условия Неймана):

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = 0.$$

При этом на каждой глобальной итерации значение величины на границе корректируется: умножается на отношение заданного и фактического на данной итерации массового расхода:

$$\Phi_i^{\text{cor}} = \Phi_i \cdot \frac{G_\Phi}{\int_A \Phi_i dA}, \quad (2.30)$$

где i – номер грани, расположенной на выходе, Φ_i^{cor} – значение величины Φ после коррекции, G_Φ – заданный на границе расход величины Φ и A – площадь выхода.

Вход:

На входе задается либо фиксированное значение скорости, либо массовый расход. Если задан расход, то компоненты скорости u , v , w в каждом входе рассчитываются по заданному массовому расходу, углу наклона оси входного потока к осям координат и по доли потока, заданного для данного входного «окна». Например, компонента u_{in} на входе определяется следующим образом:

$$u_{in} = \frac{Q \cdot \cos(\alpha)}{\rho \cdot A},$$

где Q – массовый расход жидкости на входе, A – площадь сечения входного окна, α – угол между осью OX и осью входного потока. Также на входе задается фиксированное распределение скорости и турбулентных характеристик и энтальпии.

Область симметрии:

Данный тип границы означает равенство нулю нормальной к границе составляющей скорости, а также градиентов всех величин:

$$v_n = 0, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial n} = 0,$$

здесь n – вектор нормали к границе.

Такой тип граничных условий удобен для постановки двумерных (плоских) задач. Для этого боковые грани, параллельные плоскости течения, объявляются зонами симметрии.

Граница в области объединения:

В месте объединения разномасштабных элементов в пространственной части модели задаются условия аналогичные граничному условию «**ВЫХОД**», с той лишь разницей, что значение заданного расхода (G_{Φ} в уравнении (2.30)) для каждой границы определяется с учетом расхода в сетевом элементе (параграф 2.3.2).

2.3. Сопряжение сетевых и многомерных (CFD) моделей гидродинамики и теплообмена

При создании разномасштабной модели необходимо выполнить несколько задач.

1. Задать единообразный способ хранения пространственных и сетевых элементов, в котором наличествует связь между ними.
2. Разработать алгоритм, который позволяет «связать» разные модели между собой гибридным методом, позволяющим получить непрерывное поле давления. Полученный алгоритм должен состоять из двух основных частей: обмен данными на границе двух моделей и способа формирования единой системы уравнений на поправку давления.
3. Реализовать метод решения системы линейных алгебраических уравнений для поправки давления.

2.3.1. Способ хранения данных

Основой любого программного продукта является способ хранения данных. Так как модели гидродинамики оперируют разреженными матрицами, то и способ хранения данных должен быть соответствующий. Для пространственной части модели был выбран способ, основанный на представлении матрицы данных в виде графа [66]. Переменные модели (например, давление, компоненты скорости,

температура и так далее), а также геометрические параметры контрольного объема (например, координаты центра, вершины) хранятся в виде линейных массивов – ячейках (вершины графа). Размер данных массивов NGALL состоит из двух частей: внутренние ячейки NGCELLS плюс граничные NBOUND. Однако в отличие от способа, предложенного в [66], ребра графа задаются не в виде линейного массива, а в виде массива структур FACE количеством NGFACE, которые содержат помимо прочих параметров значения позиций смежных с ними ячеек (*idp* и *ids*). Массив граничных граней BOUND – количеством, равным количеству граничных граней, у которых только одна смежная ячейка. Такой подход позволяет легко реализовать метод контрольного объема, основанный на балансе потоков, то есть, выбрав грань, относительно легко получить градиент нужной переменной и рассчитать поток через грань.

Аналогичным образом задаются массивы матрицы и векторов системы линейных уравнений. Вектора неизвестных *PHI*, правой части *Q* и диагональных элементов матрицы *Ap* задаются в соответствии с индексами ячеек. Массивы недиагональных элементов матрицы *FACE_APS*, *FACE_ASP* и списки сопряженных с ними узлов (*FACE_IDP* – с одной стороны грани и *FACE_IDS* – с другой) задаются в соответствии с индексами граней. То есть, зная индекс грани, легко получить информацию о смежных ячейках и недиагональном элементе матрицы. Отсюда относительно легко реализовать алгебраические операции с матрицей.

Для эффективного добавления к пространственной задаче сетевых элементов необходимо чтобы они хранились подобным же образом. Для этого было создано два списка структур: узлы *NODES* – аналог пространственной ячейки и ветви *TUBE* – аналог грани. Так же, как и в пространственной части модели, в ветвях содержится информация о смежных узлах. В отличие от пространственной части модели, дискретизация в сетевой части осуществляется на разнесенной сетке, то есть ряд искомым переменных (например, расход) содержится непосредственно в структуре ветви.

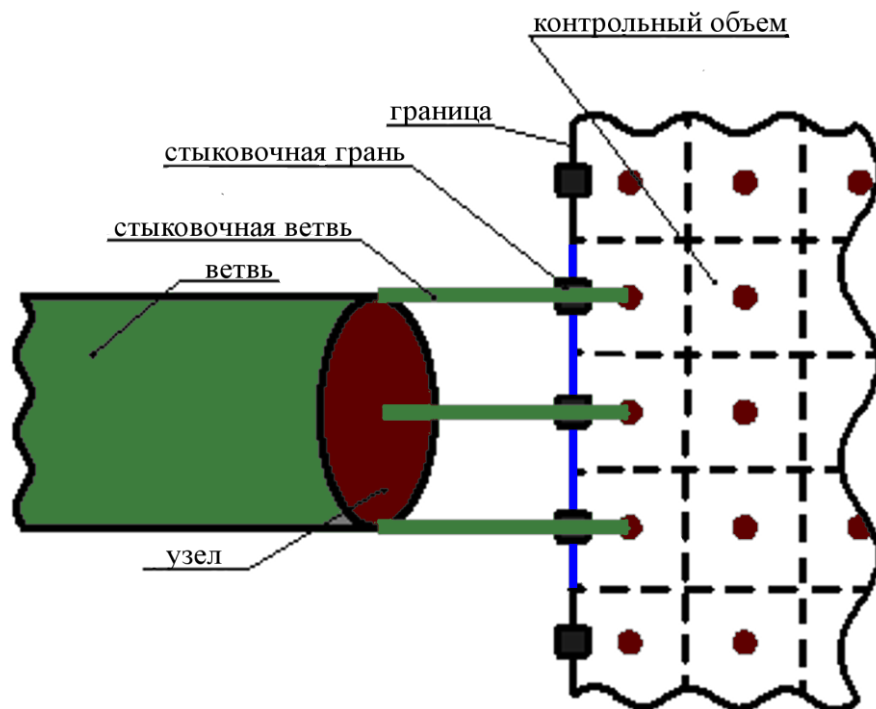


Рисунок 2.5. Объединение пространственной и сетевой частей модели

Объединение пространственной и сетевой части модели происходит при помощи стыковочных ветвей (рисунок 2.5). Для этого в соответствие каждой внутренней ячейке, смежной со стыковочной гранью, создаётся фиктивный узел, а в стыковочной ветви вместо индекса этого узла записан индекс ячейки. Таким образом, общий размер массива узлов получается равным $NNODES = NBASENODE + NADDNODE$. Аналогично задается и размер массива ветвей: $NTUBES = NBASETUBE + NADDTUBE$.

Следующим шагом является расширение массивов матрицы системы линейных уравнений. Так как фиктивные узлы в расчете не участвуют, то вектора PNI , Q и Ap задаются размером $NGALL + NBASENODE$, а массивы $FACE_APS$, $FACE_ASP$, $FACE_IDP$ и $FACE_IDS$ задаются размером $NGFACE + NTUBES$. При таком расширении векторов и массивов сохраняется общая структура хранения данных, и описание алгебраических операций с полученной матрицей претерпевает лишь незначительные изменения.

2.3.2. SIMPLE-подобная процедура

Гидродинамическое объединение разномасштабных моделей предложено осуществить с использованием SIMPLE-подобной процедуры [6], [9]. В первую очередь задается приближенное поле давления p^* , затем итерационно приближаемся к точному решению при помощи следующего выражения:

$$p = p^* + p', \quad (2.31)$$

где p' – поправка давления.

Представим уравнения (2.3) и (2.22) в общем виде для одной компоненты скорости v_i (далее в описании алгоритма индекс i опускается), для сетевой части модели v – это скорость на ветви:

$$A_p \cdot v_p = \sum (A_n \cdot v_n) + b - \nabla p, \quad (2.32)$$

здесь A_p – диагональный коэффициент системы линейных уравнений, A_n и v_n – недиагональные коэффициенты (для сетевой части модели, $A_p = s_l \cdot |q_l| \cdot \rho \cdot f$ и $A_n = 0$). При подстановке в выражение (2.32) приближенного поля давления p^* получим поле скорости (для сетевой части - распределение расходов по ветвям сети), в общем случае не удовлетворяющее уравнению неразрывности:

$$A_p \cdot v_p^* = \sum (A_n \cdot v_n^*) + b - \nabla p^*. \quad (2.33)$$

Аналогично (2.31) введем понятие поправки компоненты скорости:

$$v = v^* + v', \quad (2.34)$$

и вычитая (2.33) из (2.32) получим:

$$A_p \cdot v'_p = \sum (A_n \cdot v'_n) - \nabla p'. \quad (2.35)$$

Пренебрегаем выражением в левой части $\sum(A_n \cdot v'_n)$ (данная операция не приводит к погрешности решения, см. параграф 5.7 в [6]). Выражение для коррекции скорости имеет следующий вид:

$$v'_p = -\tau \cdot \nabla p', \quad (2.36)$$

здесь τ – псевдо-временной схемный параметр, который зависит от характеристик течения в данном контрольном объеме и имеет пространственное распределение. В зависимости от вида τ получаются различные модификации SIMPLE алгоритма. Значение τ в пространственной части модели получают методами, описанными в [62], а в сетевой – следующим выражением:

$$\tau = \frac{1}{Ap} = \frac{1}{s_l \cdot |q_l| \cdot \rho \cdot f}.$$

Отсюда уравнение (2.34) получаем в виде:

$$v = v^* - \tau \cdot \nabla p'. \quad (2.37)$$

Подставив полученное выражение в уравнения неразрывности (2.2) и (2.21), получим систему уравнений на поправку давления для каждой из частей модели (2.38) для пространственной части и (2.39) для – сетевой.

$$\nabla(\tau_{cfd} \cdot \nabla p') = \nabla \cdot (\rho v^*) + q, \quad (2.38)$$

и

$$\sum_{l \in U} D_{jl}(\tau_{net} \cdot \sum_{i \in N} D_{il} p') = q_j - \sum_{l \in U} D_{jl} q_l^*. \quad (2.39)$$

Как видно, в правой части уравнений стоит баланс расходов для каждого контрольного объема или узла, что позволяет объединить между собой разномасштабные части модели в одну.

Систему уравнений (2.38) и (2.39) для каждого контрольного объема пространственной части модели и узла сетевой можно представить в матричном виде:

$$Ap' = \Delta q, \quad (2.40)$$

где A – матрица коэффициентов, p' – вектор искомых поправок давления и Δq – вектор невязок расходов, или если расписать:

$$\begin{pmatrix} A_{1,1}^{cfd} & A_{1,2}^{cfd} & \dots & A_{1,j} & \dots & A_{1,N-1}^{net} & A_{1,N}^{net} \\ A_{2,1}^{cfd} & A_{2,2}^{cfd} & \dots & A_{2,j} & \dots & A_{2,N-1}^{net} & A_{2,N}^{net} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ A_{i,1}^{cfd} & A_{i,2}^{cfd} & \dots & A_{i,j} & \dots & A_{i,N-1}^{net} & A_{i,N}^{net} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ A_{N-1,1}^{cfd} & A_{N-1,2}^{cfd} & \dots & A_{N-1,j} & \dots & A_{N-1,N-1}^{net} & A_{N-1,N}^{net} \\ A_{N,1}^{cfd} & A_{N,2}^{cfd} & \dots & A_{N,j} & \dots & A_{N,N-1}^{net} & A_{N,N}^{net} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{p}_1^{cfd} \\ \dot{p}_1^{cfd} \\ \vdots \\ \dot{p}_i \\ \vdots \\ \dot{p}_{N-1}^{net} \\ \dot{p}_N^{net} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta q_1^{cfd} \\ \Delta q_2^{cfd} \\ \vdots \\ \Delta q_i \\ \vdots \\ \Delta q_{N-1}^{net} \\ \Delta q_N^{net} \end{pmatrix}, \quad (2.41)$$

здесь $A_{i,j}, i = j$ – диагональные элементы матрицы, $A_{i,j}, i \neq j$ – недиагональные коэффициенты, связанные с влиянием совместных конвективных и диффузионных процессов на гранях контрольного объема и ветвях сети, $i, j \in N = N_{cell} + N_{nod}$ – суммарное количество контрольных объемов и узлов в модели. Верхние индексы *cfd* и *net* показывают какой части модели принадлежит расчетный узел, переменные без индекса ($A_{i,j}, \dot{p}_i$ и Δq_i) обозначают, что данный элемент может принадлежать как пространственной, так и сетевой части модели.

Граничный узел сети связывается с граничными контрольными объемами пространственной модели при помощи стыковочных ветвей нулевой длины. Тип граничного узла сети задается как внутренний узел сети. А на границе пространственной области задаются условия Неймана с суммарным расходом, который меняется на каждой итерации до достижения сходимости. Такой подход обеспечивает корректный расход в области стыковки, при этом мягкие граничные условия в пространственной части задачи, позволяют восстановить профиль скорости на входе/выходе адекватный текущему состоянию системы.

При интерполяции расхода между пространственной и сетевой частями модели необходимо избежать на входе в пространственную часть ударного профиля скорости, и, соответственно, потери давления на его восстановление. Для этого форма профиля скорости определяется решением уравнения сохранения импульса в пространственной модели, а значение скорости для каждой стыковочной грани умножается на соотношение среднего расхода в сетевой и пространственной частях модели и суммарного расхода через границу стыковки. Таким образом, процедура интерполяции определена в следующем виде:

$$q_{interface_i}^k = q_{interface_i}^{k-1} \cdot \frac{(Q_{net}^* + Q_{cfd}^*)}{2} \cdot \frac{1}{Q_{cfd}^*}, \quad (2.42)$$

здесь $q_{interface_i}$ - расход через стыковочную грань, аналогичный расходу через соответствующую стыковочную ветвь, Q_{net}^* и Q_{cfd}^* - расход через подводящую ветвь и суммарный расход на стыковочных гранях соответственно. В выражении (2.42) символ * означает, что значения получены в результате расчётов уравнения сохранения импульса для пространственной (2.22) и количества движения в сетевой (2.3) части модели, для приближённого значения p^* .

Также, значение давления и поправки давления на стыковочной грани задается средним арифметическим между данными значениями в граничном узле и граничном контрольном объеме.

$$p_{interface_i} = \frac{p_{net} + p_{cfd_i}}{2},$$

$$p'_{interface_i} = \frac{p'_{net} + p'_{cfd_i}}{2}. \quad (2.43)$$

Таким образом, получаем SIMPLE-подобную процедуру гибридного метода в следующем виде:

1. Задание поля давления p^* .

2. Решение уравнений сохранения импульса (2.3) и (2.21) для получения \mathbf{v}^* и x_l^* .
3. Расчет расхода на стыковочных ветвях (2.42).
4. Решение общей системы уравнения (2.38) и (2.39).
5. Расчет p из уравнения (2.31) путем добавления p' к p^* .
6. Расчет давления и поправки давления на стыковочных гранях (2.43).
7. Корректировка компонент скорости при помощи выражения (2.37).
8. Решение уравнений сохранения энергии.
9. Представление скорректированного давления p как нового p^* .
10. Проверка критериев сходимости. В случае неудовлетворительного результата, возвращение к пункту 2 и повторение всей процедуры.

2.3.3. Методы расчета теплообмена в разномасштабной модели при совместном решении многомерных и сетевых задач.

Подмодель «гибридного теплообменника»

Сопряжение теплообмена между двумя частями модели реализовано двумя способами.

В области, где поток жидкости протекает из одной части модели в другую, передача значения температуры осуществляется сносом вниз по потоку. Так, если поток направлен из сетевой части модели в пространственную, то значение температуры из граничного узла сети - T_{nod} передается на соответствующие стыковочные грани пространственной части модели $-T_{cfd}$ (рисунок 2.6) и участвует в качестве граничных условий уравнения (2.29). В противном случае значения температуры с граничной грани $-T_{cfd}$ передается в узлы стыковочных ветвей $-T_{net}$, и записываются в правую часть уравнения сохранения энергии (2.17).

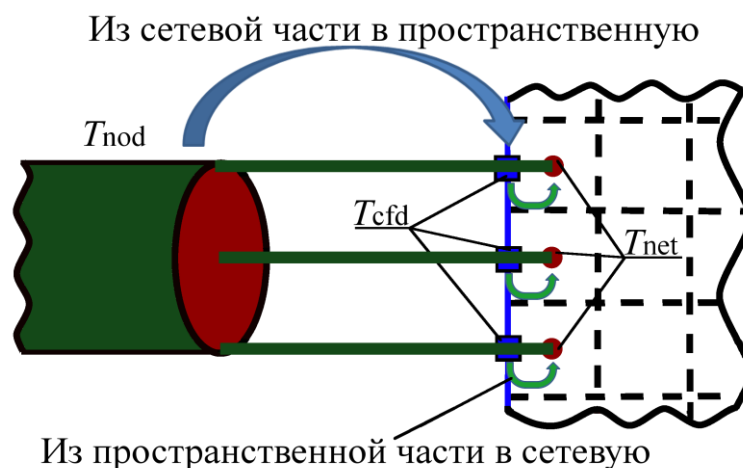


Рисунок 2.6. Снос температуры вниз по потоку в области объединения двух частей модели

Вторым способом является модель «гибридного теплообменника», названная по аналогии с кожухотрубчатый теплообменником. В этой подмодели сетевой элемент «проходит» сквозь объем пространственной части модели (рисунок 2.7). Течение теплоносителя по трубам (или по одной трубе) моделируется в виде сетевого элемента, а пространство вокруг труб (одной трубы) моделируется пространственными методами. В такой постановке элементу сети присваивается список контрольных объемов, расположенных в области теплообменника. Тепловой источник для каждого контрольного объема S_i пространственной части теплообменника определялся следующим образом:

$$S_i = K \cdot F \cdot (T_{net}^{mid} - T_{cfd_i}), \quad (2.44)$$

здесь K – коэффициент теплопередачи, T_{net}^{mid} – среднеарифметическая температура на ветви, T_{cfd_i} – температура в i -ом контрольном объеме, F – площадь поверхности теплообменника в ячейке. Сумма тепловых источников в пространственной части с обратным знаком является источником для сетевого элемента.

$$S_{net} = - \sum_i S_i \quad (2.45)$$

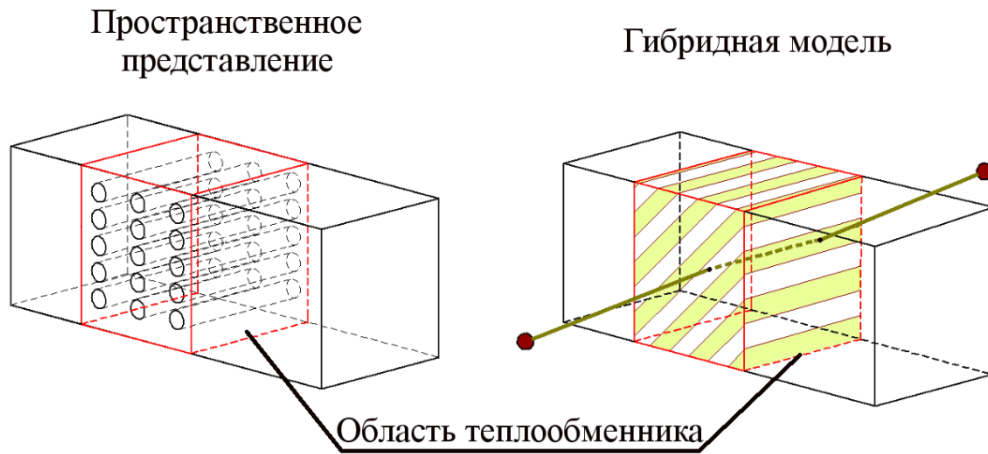


Рисунок 2.7. К описанию модели гибридного теплообменника

При использовании подмодели «гибридного теплообменника» стоит отметить несколько обстоятельств:

а) обтекание пучка труб (одной трубы) может быть осуществлено как построением полного варианта геометрии (каждая труба учитывается при формировании расчётной сетки), так и при помощи упрощённых моделей (например, модели пористого тела),

б) среда вокруг пучка труб может быть, как в жидком, так и в твердом состоянии.

Суммируя все выше сказанное, итоговый алгоритм гибридного метода представлен в виде блок-схемы на рисунке 2.8:

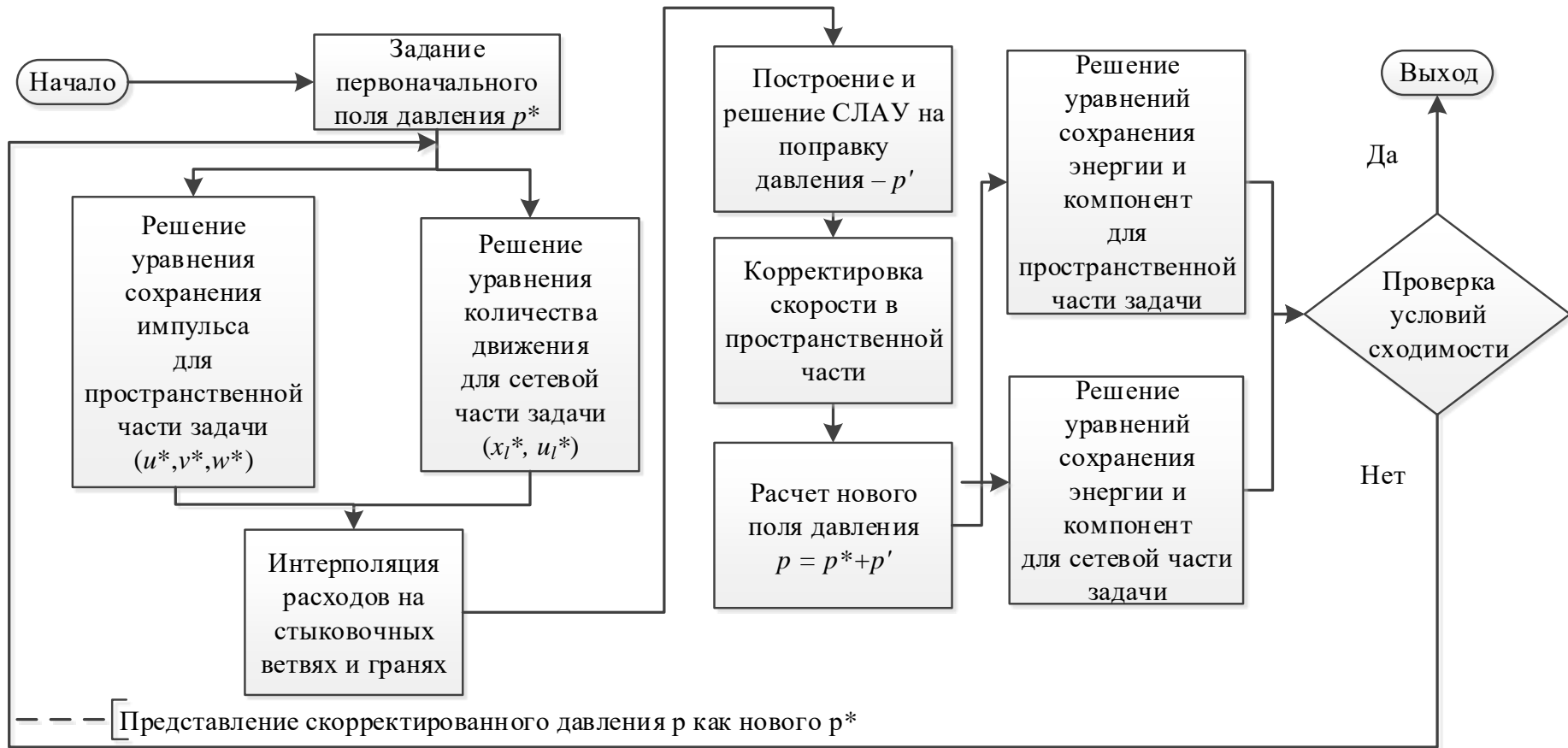


Рисунок 2.8. Блок-схема алгоритма гибридного метода

ГЛАВА 3. ТЕСТИРОВАНИЕ ГИБРИДНОГО МЕТОДА И ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ

Настоящий раздел посвящен тестированию разработанных численных методов и проверке адекватности алгоритма расчета. Реализация алгоритма гибридного метода была выполнена в виде программного модуля NetFlow, который расширяет функционал программного комплекса SigmaFlow, путем добавления возможности решения сетевых моделей и сопряжениями между пространственными и сетевыми элементами разномасштабной модели.

3.1. Тестирование метода гидродинамического сопряжения разномасштабных моделей

3.1.1. Течение в гладкой трубе

Самым простым и естественным тестом для проверки предложенного гибридного метода расчета течений в разномасштабных моделях является задача о движении жидкости в гладкостенной трубе круглого диаметра для ламинарного и турбулентного режимов течения. Такой тест очень удобен потому, что течение в трубах хорошо изучено экспериментально и теоретически.

Перепад давления по длине трубы для установившегося течения определяется следующим выражением:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho u_{\text{ср}}^2}{2},$$

здесь λ – коэффициент сопротивления трения, l – длина трубы, d – диаметр трубы, ρ – плотность жидкости и $u_{\text{ср}}^2$ – средняя скорость.

Для ламинарного течения в круглой трубе коэффициент сопротивления трения имеет аналитическое решение [55]:

$$\lambda = \frac{64}{Re'}$$

где Re – число Рейнольдса.

В случае переходного и турбулентного режимов течения аналитического решения нет, однако эти режимы также хорошо изучены экспериментально (параграф 2.1.2) и с помощью численного моделирования.

Тестирование проводилось на трубе круглого сечения диаметром $d = 1$ м и длиной $l=10$ м. Гибридная модель состояла из пространственной и сетевой частей длиной по 5 м (рисунок 3.1б). В качестве эталонного решения использовались результаты, полученные с помощью полностью пространственной модели (рисунок 3.1а). В ходе дискретизации полностью трехмерной модели расчетную область разбили на гексагональную неструктурированную сетку, состоящую из 20000 ячеек (рисунок 3.1а). В разномасштабном варианте половину трубы заменили сетевым элементом, сократив, таким образом, число ячеек сетки до 10000 (рисунок 3.1б). Через трубу протекает жидкость со следующими свойствами: плотность задана равной $\rho = 1$ кг/м³ и динамическая вязкость – $\mu = 0,04$ Па · с. Расход через трубу варьировался для разных режимов течения. Для разномасштабной модели рассматривались два варианта, в первом поток сначала поступает в пространственную часть, а потом движется по сетевой, во втором наоборот - сначала идет сетевая часть модели, потом пространственная. На торцах трубы для давления и скорости были заданы граничные условия Неймана, что позволяет сразу получить развитый профиль течения по всей длине трубы и соответствует режиму развитого потока.

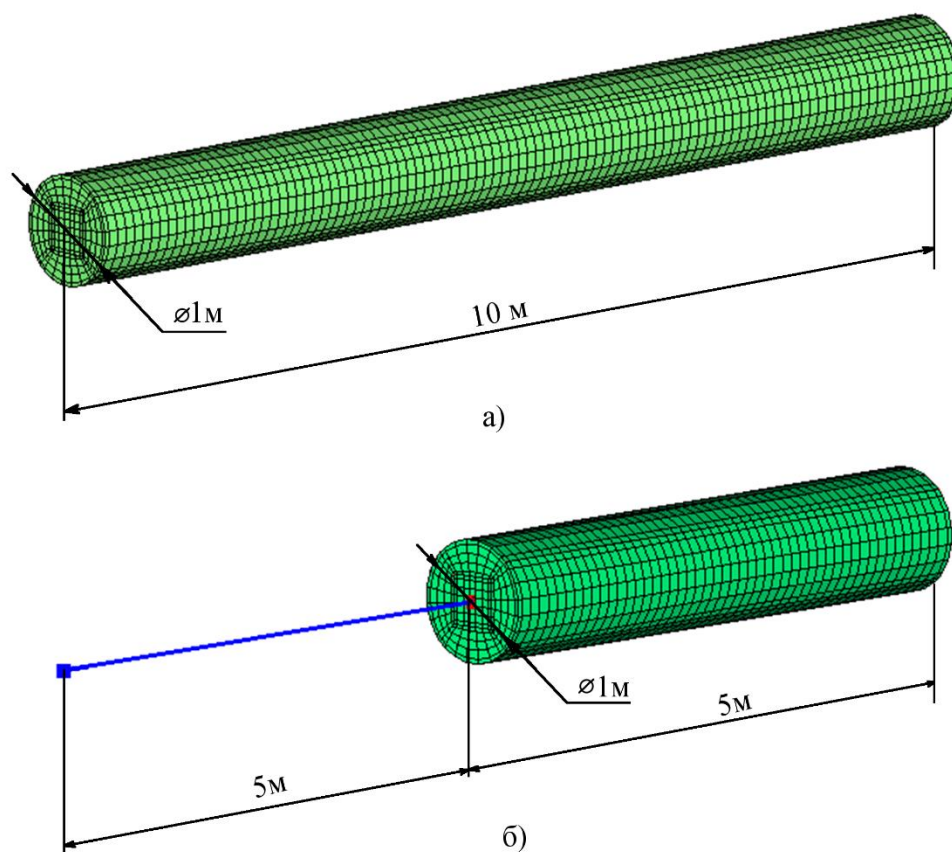


Рисунок 3.1. Модель и сетка круглой трубы: а) полностью трехмерная модель, б) разномасштабная модель

В ламинарном случае расход задавался равным $Q = 3.1416$ кг/с, таким образом, число Рейнольдса для задачи было равно 100. На рисунке 3.2 представлено векторное поле скорости для пространственной и гибридной разномасштабной моделей. Как видно из рисунка 3.2, поля скоростей в полностью пространственной задаче и пространственном элементе практически совпадают (погрешность по максимальному значению скорости мене 2%). Это логично, так как поле скорости в данной постановке определяется только заданным расходом.

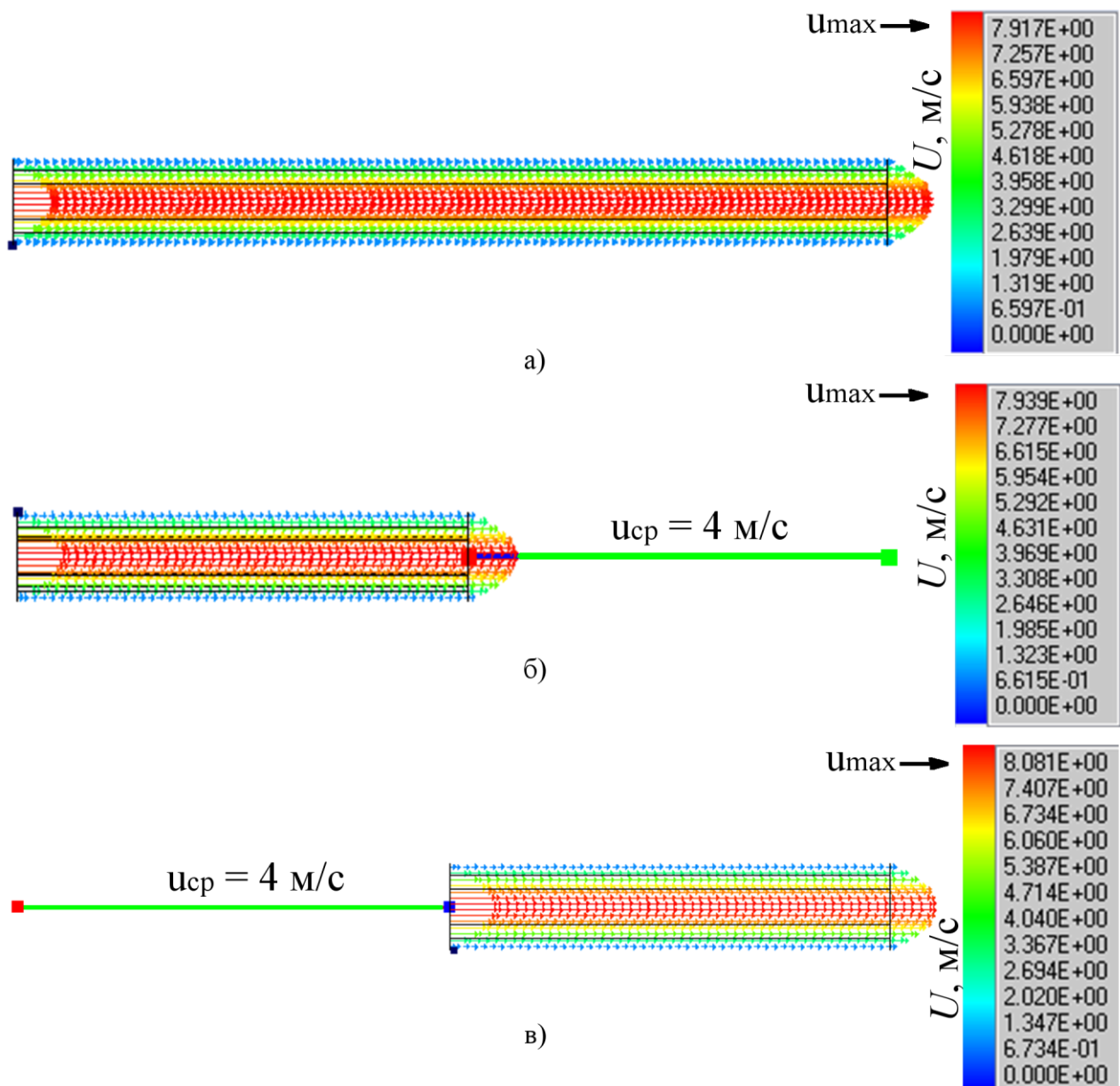


Рисунок 3.2. Векторное поле скорости ($Re = 100$): а) полностью трехмерная модель, б) разномасштабная модель, поток направлен из пространственной части в сетевую, в) разномасштабная модель, поток направлен из сетевой части в пространственную

На следующем рисунке (рисунок 3.3) представлено распределение давления. Общий перепад давления по длине трубы совпадает для всех моделей (полностью пространственной или разномасштабной), давление в области стыковки соответствует половине перепада давления для всей трубы независимо от направления потока. Результат сравнения показал, что распределение давления и скорости в пространственной части разномасштабной модели практически такое

же, как и в полностью пространственной постановке, что говорит о несущественном влиянии области стыковки.

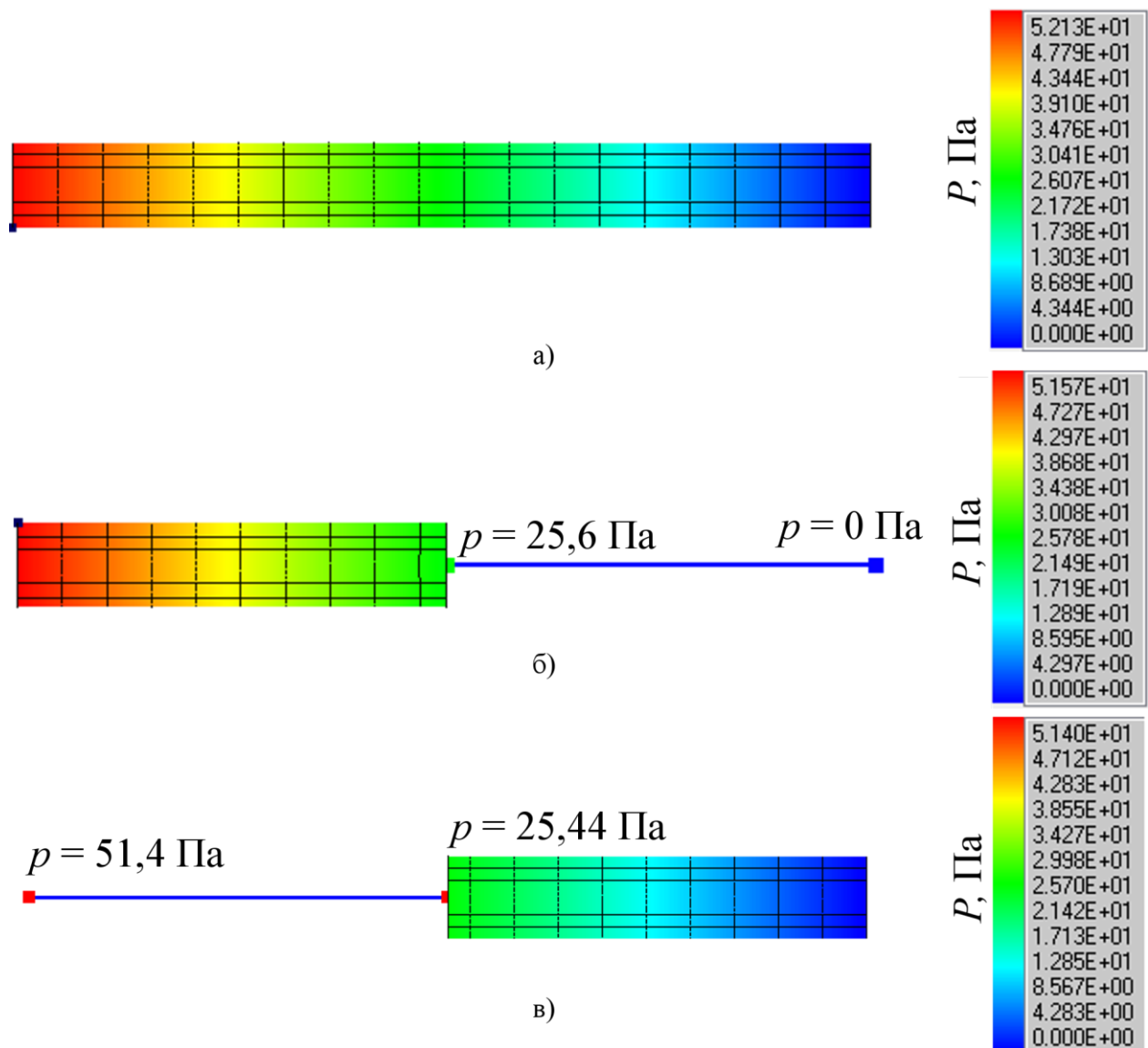


Рисунок 3.3. Поле давления ($Re = 100$) для двух вариантов модели: а) полностью трехмерная модель, б) разномасштабная модель.

Далее была исследована зависимость сопротивления трения λ_{fr} для разных режимов течения в разномасштабной модели трубы. Число Рейнольдса варьировалось от 100 до 10^5 . Значение λ_{fr} определялось по следующей формуле:

$$\lambda_{fr} = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d}{l \cdot \rho \cdot u_{cp}^2},$$

где Δp – перепад давления между входом и выходом в трубе, u_{cp} – средняя скорость потока.

Результат сравнения полученных и известных данных представлен на рисунке 3.4. Из рисунка видно, что в области ламинарного режима течения значение коэффициента трения совпадает с аналитическим решением (2.10), а в области турбулентного режима - с кривой Блазиуса (2.13). Такое совпадение в обоих режимах течения показывает, что потери на трение, т.е. перепад давления в гибридной модели, как в пространственной и сетевой областях, так и в зоне их сопряжения рассчитывается корректно, следовательно, можно говорить о применимости данного метода.

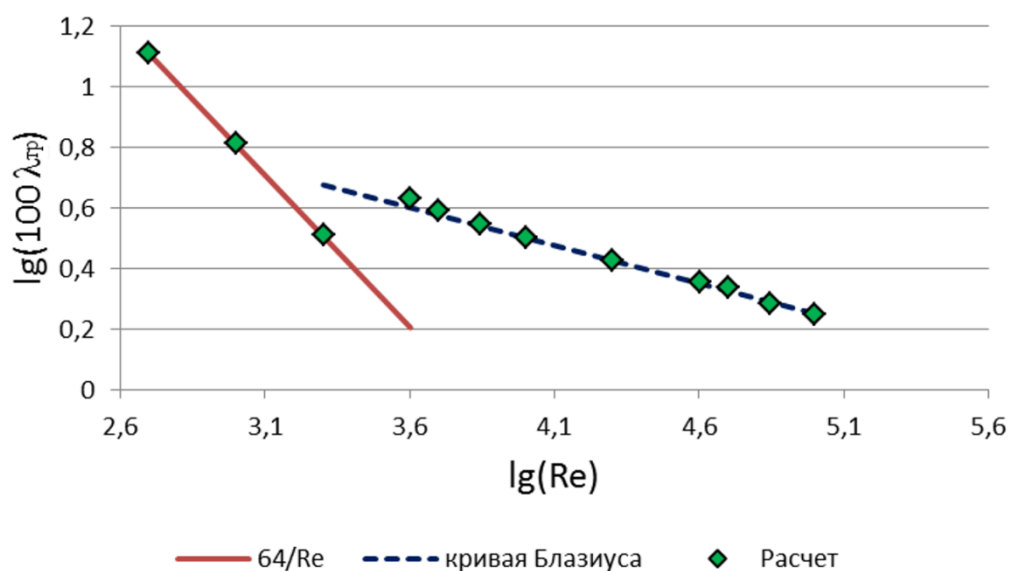


Рисунок 3.4. Коэффициент сопротивления трения для течения в гладкой трубе круглого сечения в зависимости от числа Рейнольдса, рассчитанный по гибридной модели.

3.1.2. Ламинарное течение жидкости по системе каналов

В качестве более сложного теста была решена задача о течении ламинарной жидкости по разветвляющимся каналам, геометрия теста представлена на рисунке 3.5. Сравнивались две модели: система каналов рассчитывается в полностью пространственной постановке и разномасштабная гибридная модель, в которой

вся система кроме одного тройника представлена в виде сети (рисунок 3.6). На ветвях сетевой части модели заданы коэффициенты местного сопротивления для учета влияния тройников и гибов. Трехмерная модель состояла из 450000 расчетных ячеек. Такая детализация расчетной сетки была обоснована предварительными расчетами на различных сетках. Дискретизация разномасштабной модели выполнена следующим образом: трехмерный элемент содержал 100000 ячеек (шаг сетки равный 0,05м, аналогичный размеру в полностью пространственной задаче), сетевая часть содержала 11 узлов и 10 ветвей. Тест проводился для числа Рейнольдса равного 10, определенного по ширине входного канала.

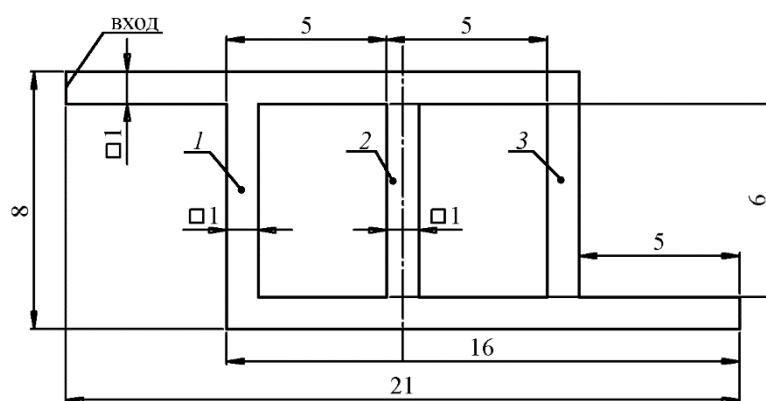


Рисунок 3.5. Геометрия теста «Течение по трем каналам»: размеры указаны в метрах, символ $\square 1$ – обозначает квадратное сечение со стороной 1 метр.

Сравнение двух моделей проводилось по следующим параметрам: полный перепад; поле давления в системе; профиль скорости в разных сечениях тройника, который остался пространственным в разномасштабной модели, и в аналогичном ему тройнике полностью пространственной модели. Коэффициенты гидравлического сопротивления на ветвях сетевой части модели задавались исходя из обработки результатов пространственного моделирования. Распределение расходов по каналам для моделей приведено в таблице 3.1, нумерация каналов считается от входа (рисунок 3.5).

Таблица 3.1. Распределение расходов каналам

№ канала	Расход, кг/с	
	Разномасштабная модель	Полностью трехмерная модель
1	0,379	0,378
2	0,225	0,226
3	0,396	0,396

На рисунке 3.6 показано поле давления (Па) для обеих моделей. Как видно из данного рисунка, отличие полного давления между двумя моделями составляет менее 2%. Также видно совпадение по распределению давления. В сетевой части задачи давление представлено в одной точке-узле, а в пространственной части (и соответственно в полностью пространственной модели) в виде непрерывного континуума. Видно, что изолинии со значением давления, соответствующим давлениям в узлах, располагаются в области достаточно точно близкой геометрическому положению данных узлов.

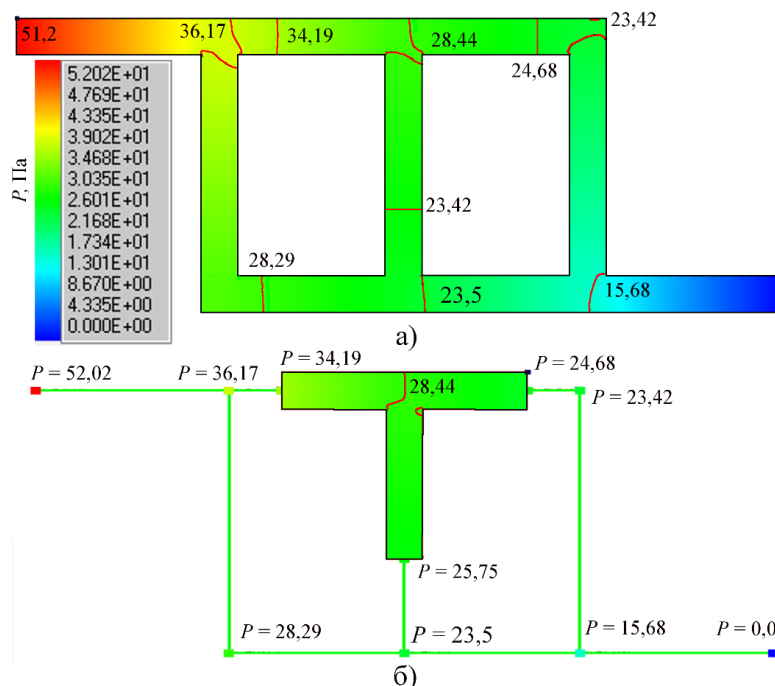


Рисунок 3.6. Течение по трем каналам, поле давления: а) трехмерная модель, б) разномасштабная модель.

Далее, сравниваем распределение профилей скорости вдоль различных сечений (рисунок 3.7). Результат сравнения приведён на рисунке 3.8. Из этого рисунка видно, что наблюдается практически полное совпадение профилей для всех сечений, из чего можно сделать вывод, что при корректном распределении расходов и давления в разномасштабной модели влияние области стыковки на результат решения в пространственной части незначительный.

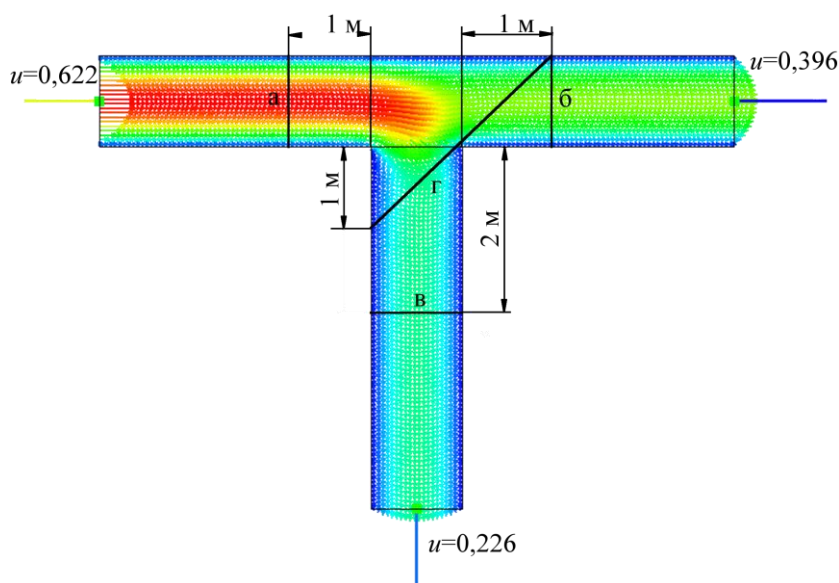


Рисунок 3.7. Сечения в тройнике, в которых проводилось сравнение.

Так как количество расчетных ячеек в полностью пространственной модели в 4,5 раза больше, чем в разномасштабной модели, то можно предположить, что и время, потраченное на расчет, будет также в 4,5 раза больше. Реальное ускорение расчета составило 3,8 раза, что соответствует ожидаемым результатам. Аналогичные расчёты при числах Рейнольдса 50 и 100 дали следующие результаты: для задачи с числом $Re = 50$ ускорение составило 3,3 раза, для $Re = 100$ – 8,6 раз.

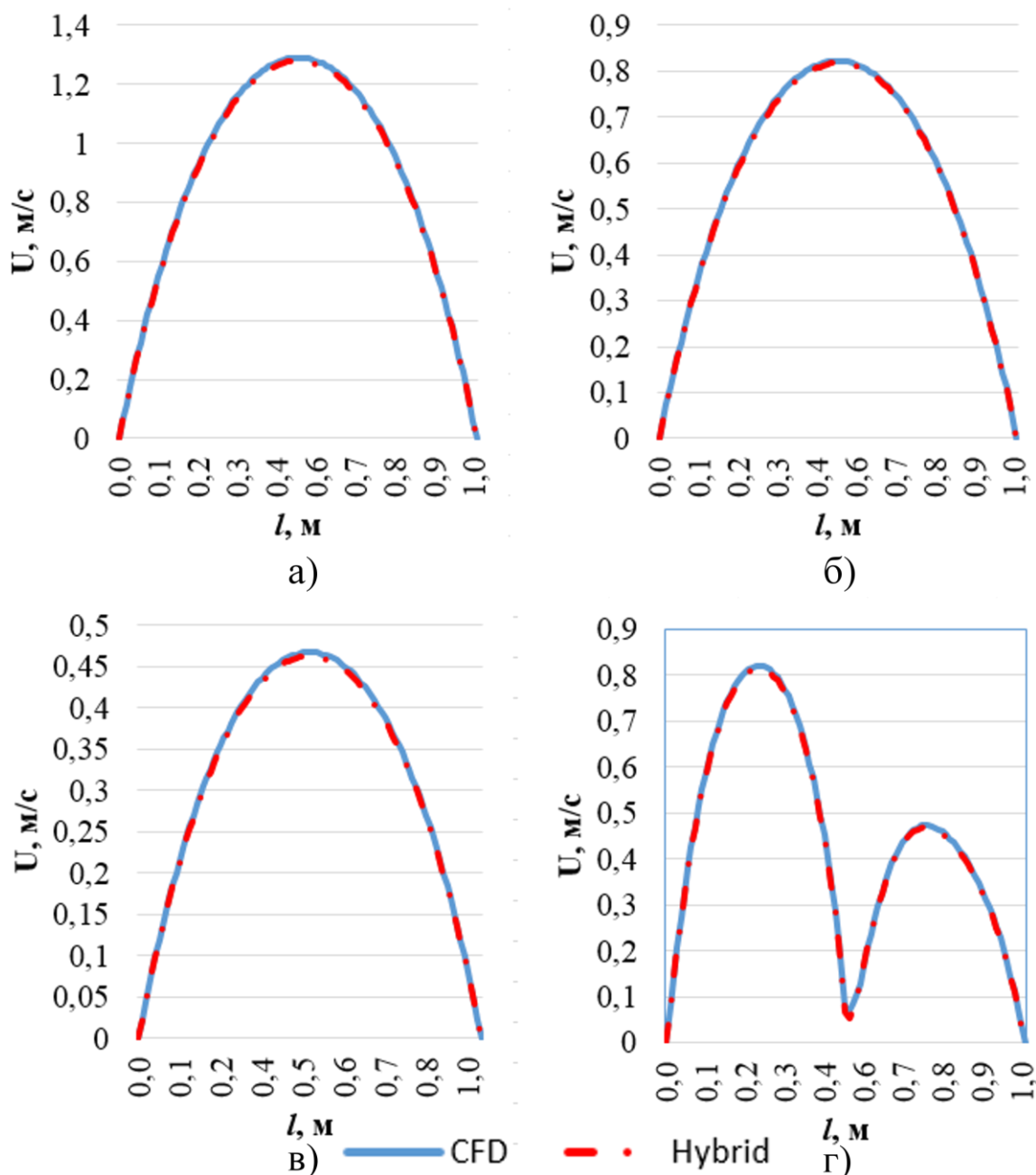


Рисунок 3.8. Сравнение профилей скорости в центральном тройнике системы каналов: а), б), в), г) - номера сечений (обозначения рисунок 3.7)

3.1.3. Турбулентное течение жидкости по системе каналов

Для тестирования алгоритма в случае турбулентного режима течения была построена модель, в которой рассчитывалось течение жидкости по двум каналам (рисунок 3.9), содержащим пережимающие канал вставки. Число Рейнольдса относительно входа задавалось 10000. Использовалось два вида вставок: диафрагма (рисунок 3.10 а) и конфузorno-диффузорная вставка (рисунок 3.10 б).

Разномасштабная модель состоит из двух тройников (156000 ячеек) и двух сетевых элементов (труб). Для получения эталонного решения построена полностью пространственная модель (рисунок 3.9 а), состоящая из 560000 ячеек.

Местные сопротивления в разномасштабном варианте расчета определялись по справочнику Идельчика [51], согласно которому, местное сопротивление диафрагмы равно 2,5 (диаграммы 4-15, 5-26), конфузорно-диффузорной вставки 6,6 (диаграмма 5-25), для колена - местное сопротивление равно 0,15 (диаграмма 6-1).

Для различных вариантов расчета в таблице 3.2 представлено сравнение расходов в прямом и боковом канале и полного перепада давления. Для варианта со вставкой в виде диафрагмы получено хорошее совпадение по перепадам давления и расходам между полностью пространственным и разномасштабным расчетом. Однако при использовании конфузорно-диффузорной вставки совпадения получено не было. Причиной этого оказалось различное местное сопротивление вставки на прямом и боковом каналах. Из результатов полностью пространственного расчета был определен коэффициент местного сопротивления вставки (методика расчета описана в работе [59]). Для прямого канала он равен 4,6, а для бокового 6,7. Эта разница связана с различием профилей скорости на входе во вставку (рисунок 3.11). После подстановки полученных коэффициентов местного сопротивления в разномасштабную модель она также показала хорошее совпадение с полностью пространственной моделью (таблица 3.2).

Локальные характеристики потока проверялись сравнением поперечной компоненты скорости в сечении, расположенном через 2 калибра после сборного тройника (рисунок 3.12). Из рисунка видно, что для диффузорных вставок профили скорости в разномасштабном и 3D вариантах расчета очень близки. Неполное совпадение связано с различными профилями скорости на входах в сборный тройник. При этом профили скорости 3D расчетов обоих вариантов

вставки почти совпадают. Это связано со схожими профилями скорости и расходами на входах в сборный тройник.

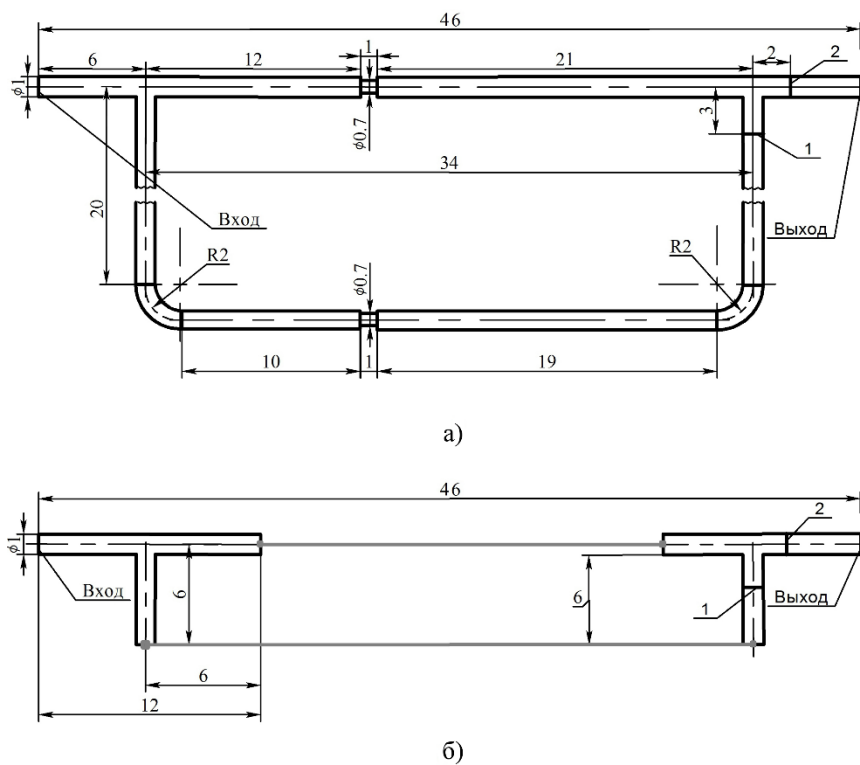


Рисунок 3.9. Объект с двумя вставками (размеры указаны в метрах): а) 3D модель, б) разномасштабная модель

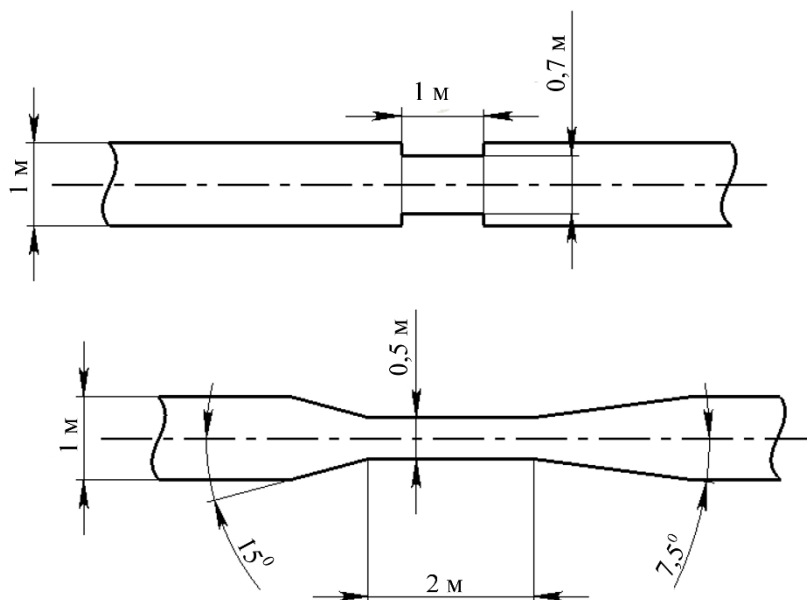


Рисунок 3.10. Конструкция вставки: а) диафрагма, б) конфузорно-диффузорный переход

Таблица 3.2. Результаты моделирования вставки

Вариант вставки	варианты модели	расход, м ³ /сек		потеря давления
		прямой	боковой	
диафрагма	3-х мерная	0,496	0,289	1,094
	разномасштабная	0,498	0,287	1,107
конфузорно-диффузорный переход	3-х мерная	0,493	0,292	1,322
	разномасштабная по справочнику	0,441	0,344	1,899
	разномасштабная расчетное местное сопротивление	0,491	0,294	1,345

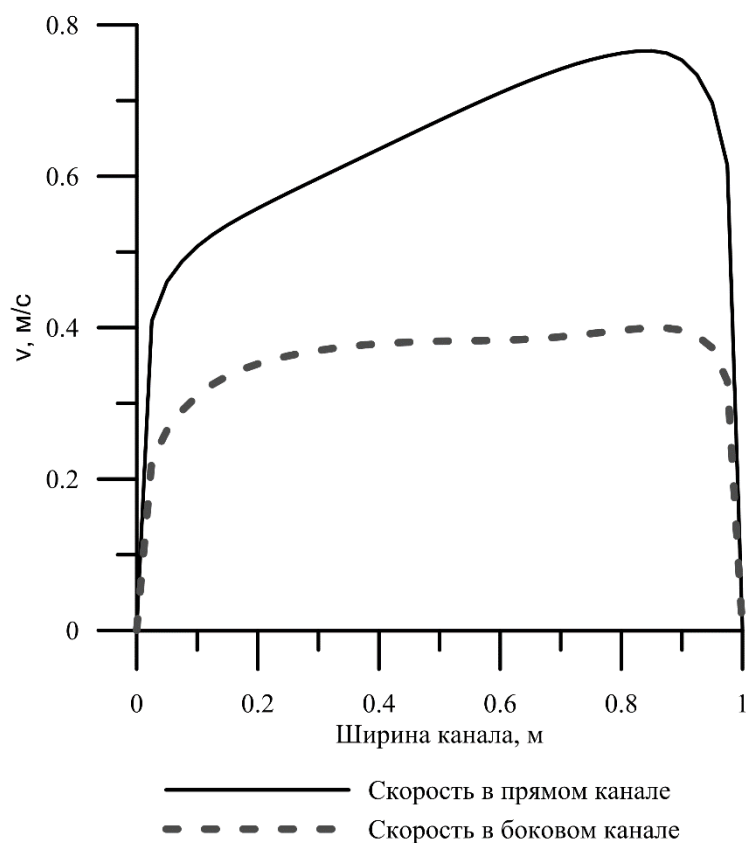


Рисунок 3.11. Профили скорости на расстоянии в 1 калибр перед вставкой

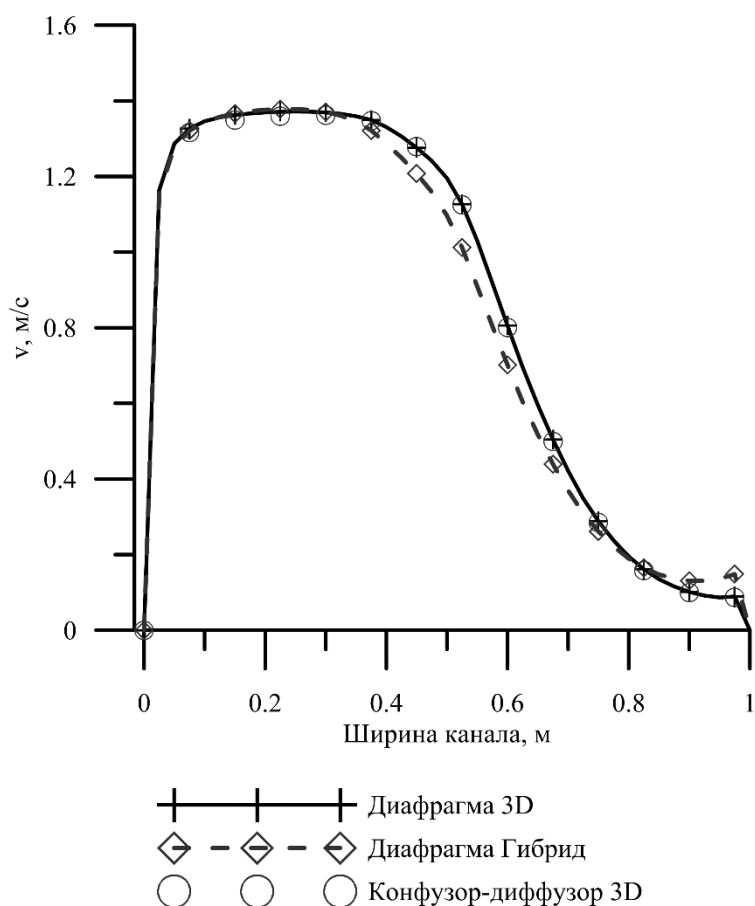


Рисунок 3.12. Профили скорости на расстоянии в 2 метра за сборным тройником

Результат тестирования показал адекватность применения гибридного метода для задач с турбулентным режимом течения. При этом стоит отметить следующие обстоятельства:

1. Существенное сокращение времени расчета разномасштабной модели по сравнению с расчётом в полностью пространственной постановке (в среднем в 8 раз).
2. При изменении геометрии задачи (разные вставки), в разномасштабном варианте достаточно поменять только коэффициент местного сопротивления.

3.2. Тестирование модели теплообмена между разномасштабными элементами

3.2.1. Тестирование метода расчета теплообмена в разномасштабной модели гидродинамики.

Для проведения теста по расчету теплообмена гибридным методом были построены три модели трубы длиной $l = 20\text{м}$. Одна модель была выполнена в полностью пространственной постановке (эталонное решение), а две другие – в разномасштабной. Разномасштабные модели отличались между собой направлением потока жидкости: в первом случае поток из трехмерной области поступал в сетевую область, а во втором - наоборот. Температура воды на входе задавалась равной 20°C . На внешней стенке была задана температура 100°C , рабочей жидкостью была вода ($C_p = 4183 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$). Рассматривался ламинарный режим потока с разными числами Рейнольдса. В сетевой части модели были заданы: наружная температура (также 100°C) и коэффициент теплоотдачи, который рассчитывался по формуле:

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{Nu} \cdot \lambda}{d},$$

где $\bar{\alpha}$ – усредненный по длине участка трубы коэффициент теплоотдачи, \bar{Nu} – усредненное по длине участка трубы число Нуссельта, λ – коэффициент теплопроводности, d – диаметр трубы. Число \bar{Nu} было получено путем осреднения локального значения для числа Нуссельта на начальном участке трубы, на основании [67]:

$$Nu \approx 1.03 \left(\frac{1}{Pe} \cdot \frac{x}{d} \right)^{-1/3},$$

здесь Pe - число Пекле, x - расстояние от входа в трубу. Осреднение для первой половины трубы проводилось следующим образом:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{l/2} \int_0^{l/2} 1.03 \left(\frac{1}{Pe} \cdot \frac{x}{d} \right)^{-1/3} dx \quad (3.1)$$

а для второй соответственно:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{l/2} \int_{l/2}^l 1.03 \left(\frac{1}{Pe} \cdot \frac{x}{d} \right)^{-1/3} dx \quad (3.2)$$

Коэффициенты теплоотдачи для разных чисел Рейнольдса, рассчитанные по формулам (3.1) и (3.2), приведены в таблице 3.3.

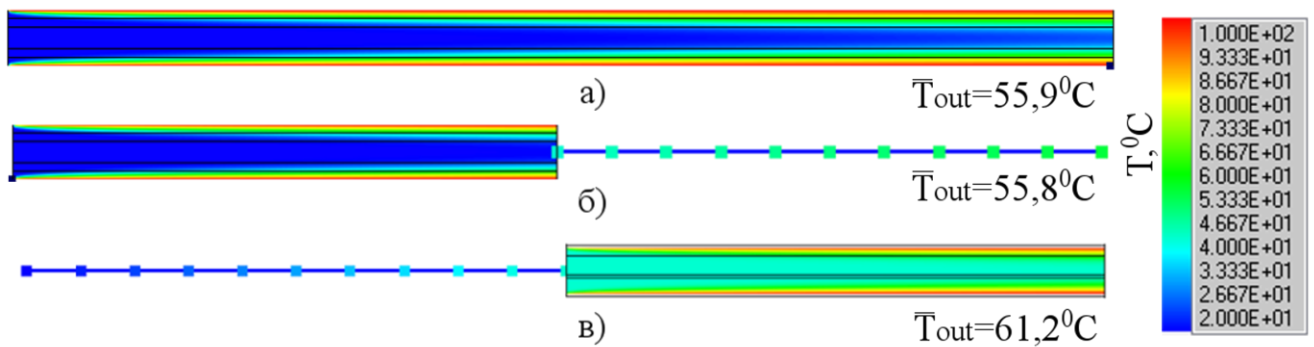


Рисунок 3.13. Поле температуры в центральном сечении трубы для разных вариантов расчёта при $Re = 100$: а) полностью пространственная постановка, б) разномасштабный вариант, в котором поток направлен из пространственной части в сетевую, в) разномасштабный вариант, в котором поток направлен из сетевой части в пространственную

Таблица 3.3. Результаты расчета теплового теста

Число Рейнольдса	T_{center}^{3D} , °C	T_{out}^{3D} , °C	α (3.1), $\frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}$	α (3.2), $\frac{Вт}{(м^2 \cdot К)}$	$T_{out}^{разн}$, °C	Ускорение счета, раз
100	44,51	55,92	3,82	2,244	55,78	2,48
500	29,2	34,14	6,533	3,837	34,06	2,12
1000	20,6	29,31	8,231	4,835	29,22	2,06
2000	24,01	26,04	10,37	6,091	26,01	2,06

На рисунке 3.13 представлено поле температуры в центральном сечении трубы для разных вариантов расчёта для $Re = 100$. Для всех трёх вариантов показана среднемаховая температура на выходе из трубы. Как видно из данного рисунка, в первых двух случаях результаты практически совпадают ($55,9/55,8^\circ\text{C}$), а в третьем - температура выше ($61,2^\circ\text{C}$). Это связано с тем, что при переходе из сетевой части модели в пространственную на границе можно восстановить только равномерное поле температуры, и пограничный слой формируется заново. Следовательно, на этом участке он тоньше, чем в полностью пространственном варианте, а значит и поток тепла, который передаётся от стенки к жидкости, больше. Эта проблема характерна только для начальных участков трубы, что не так сильно сказывается на результате в практических задачах. Поэтому, для тестирования и адаптации гибридного метода в различных режимах течения было выбрано только направление потока, ориентированное из пространственной части в сетевую. В таблице 3.3 представлены результаты расчёта для разных чисел Рейнольдса. Во втором и третьем столбцах приведена среднемаховая температура в центре и на выходе из трубы, взятая из полностью пространственного варианта. В четвёртом и пятом столбцах записаны коэффициенты теплоотдачи для обоих вариантов разномасштабной модели. В

шестом показана температура воды на выходе из трубы в разномасштабной модели. Если соотнести значения третьего и шестого столбцов, то видно, что отклонения по нагреву воды для всех вариантов не превышают 1%. В последнем столбце показано ускорение времени расчёта разномасштабной модели в сравнении с полностью пространственным вариантом. Как видно из последнего столбца, ускорение времени счета для ламинарной задачи практически не зависит от режима течения.

3.2.2. Верификация модели «гибридного теплообменника»

Для верификации предложенной модели «гибридного теплообменника» была рассмотрена задача о подогреве воздуха дымовыми газами (рисунок 3.14) в кожухотрубчатом теплообменнике. Решение данной задачи осуществлялось двумя способами: по эмпирическим формулам и при помощи разномасштабной модели. Входные параметры (расход и температура) теплоносителей варьировались (таблица 3.4), а выходные параметры определялись путем расчета. Ниже описана геометрия задачи.

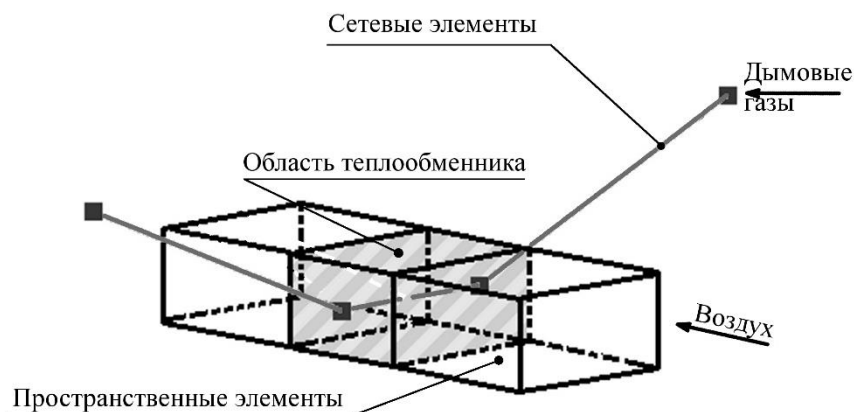


Рисунок 3.14. Модель «гибридного теплообменника»

Воздух движется по каналу прямоугольного сечения 2,6х5,4 метра. Дымовые газы (N_2 76%, 13% CO_2 , 11% H_2O) движутся внутри стальных труб

диаметром $d_1/d_2 = 50/53$ мм и длиной 5,4м. Трубы расположены в шахматном пучке с шагом $s_1 = s_2 = 1,3 d_2$, количество труб равно 2160 штук ($n_1 = 38, n_2 = 58$).

Таблица 3.4. Начальные данные.

Номер расчета	G_{air} , кг/с	t'_{air} , °С	G_{gaz} , кг/с	t'_{gaz} , °С
1	21,5	30	19,6	380
2	21,5	50	19,6	380
3	21,5	50	19,6	190
4	21,5	30	10	380
5	21,5	30	30	380
6	10	30	19,6	380
7	30	30	19,6	380

Построенная разномасштабная модель состоит из двух блоков: трехмерная область, в которой движется воздух, и сетевая область – трубы, по которым протекают дымовые газы. Так как сетевые и пространственные части модели взаимодействуют между собой только в тепловой части задачи, то гидродинамическая часть решалась для каждого блока по отдельности.

Коэффициент теплопередачи определялся по эмпирическим формулам [67]. При этом для определения свойств теплоносителей брались средние значения температуры.

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к внутренней стенке трубы определяется выражением:

$$Nu_{ж1} = 0,0021 \cdot Re_{ж1}^{0,8} \cdot Pr_{ж1}^{0,43},$$

$$\alpha_{ж1} = Nu_{ж1} \frac{\lambda_{ж1}}{d_1},$$

где $Re_{ж1}$ – число Рейнольдса для дымовых газов, $Pr_{ж1}$, – число Прандтля для дымовых газов, $\lambda_{ж1}$ – теплоёмкость дымовых газов.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к внешней поверхности труб (при поперечном обтекании пучка труб):

$$Nu_{ж2} = 0,41 \cdot Re_{ж2}^{0.6} \cdot Pr_{ж2}^{0.33} \cdot \varepsilon_s,$$

$$\alpha_{ж2} = Nu_{ж2} \frac{\lambda_{ж2}}{d2},$$

где $Re_{ж2}$ – число Рейнольдса для воздуха, $Pr_{ж2}$ – число Прандтля для воздуха, $\lambda_{ж2}$ – теплоёмкость воздуха, ε_s – поправочный коэффициент, учитывающий геометрические свойства пучка труб.

Отсюда находим коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{ж1} + \delta/\lambda_c + 1/\alpha_{ж2}}.$$

Числовые значения температуры воздуха и дымовых газов на выходе из теплообменника показаны на рисунке 3.15.

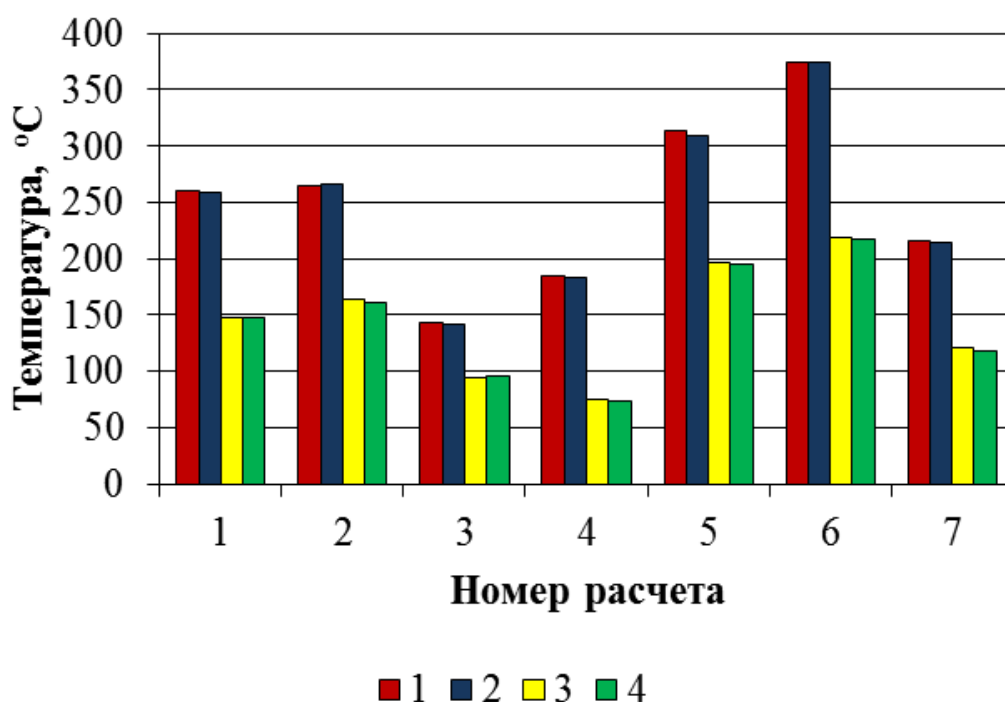


Рисунок 3.15. Распределение температур воздуха и дымовых газов на выходе из теплообменника: 1 – воздух, расчет по эмпирическим формулам; 2 – воздух, разномасштабная модель; 3 – дымовые газы, расчет по эмпирическим формулам; 4 – дымовые газы, разномасштабная модель. Параметры вариантов расчёта приведены в таблице 3.4

Из рисунка 3.15 видно, что температуры теплоносителей на выходе из теплообменника в модели практически совпадают с расчётными температурами, погрешность составляет не более 1,5%. Такая погрешность связана с точностью расчета теплоемкости среды: в эмпирическом решении берется средняя теплоемкость, а в разномасштабном варианте теплоемкость рассчитывается для каждого контрольного объема в зависимости от температуры. Это позволяет сделать вывод о корректности предложенной модели.

3.2.3. Расчет кожухотрубчатого теплообменника

Все выше описанные тесты проводили сравнение разномасштабной модели с полностью пространственной-эталонной моделью, следующий тест демонстрирует расчет на основе модели «гибридного теплообменника» экспериментальной установки воздухооохладителя центробежного компрессора [68] (рисунок 3.16). Экспериментальная установка состоит из канала сложной формы, в который подаётся воздух с заданным расходом и температурой. В качестве охлаждающей жидкости использовалась вода, которая протекает по трубке (змеевидный теплообменник). Особенности геометрии данной установки обуславливают затруднительность использования стандартных эмпирических методов. В модели каждый проход трубки через воздушный канал рассчитывался как отдельный элемент теплообменника. Трубка имеет каплевидную форму и покрыта ребрами. При проведении эксперимента варьировались расходы воздуха и воды, а также температура воздуха (таблицу 3.5). Сравнение результатов расчета с экспериментом проводилось по перепаду температуры воздуха.

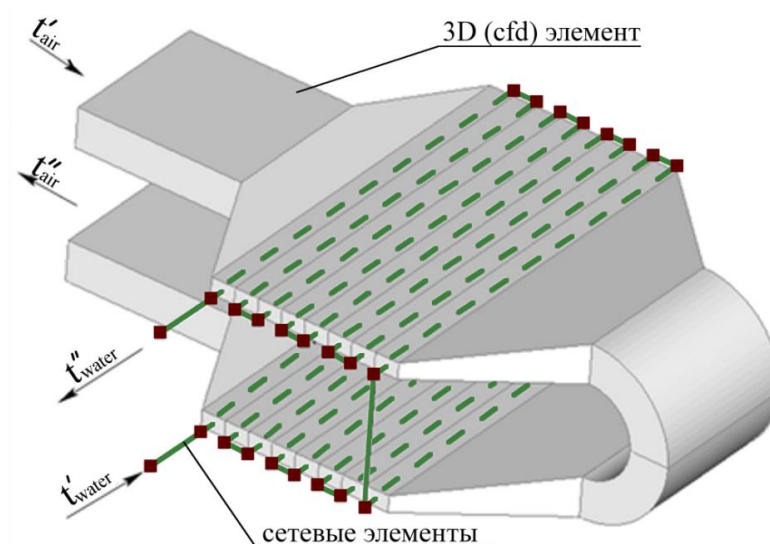


Рисунок 3.16. Модель экспериментальной установки

В работе [68] отсутствует подробное описание формы трубы и типа оребрения, что приводит к невозможности расчета коэффициента теплопередачи с использованием эмпирических формул. По этой причине в расчете использовался средний коэффициент теплопередачи, полученный в эксперименте (таблица 3.5).

Таблица 3.5. Начальные данные эксперимента

Номер эксперимента	G_{air} , кг/с	t'_{air} , °C	G_{water} , кг/с	t'_{water} , °C	α , Вт/(м ² °C)
1	0,2981	85,7	0,475	9,7	119,3
2	0,4415	66	0,475	9,7	133,9
3	0,4785	65	0,507	9,7	144,5
4	0,2956	85,3	0,72	9,7	129,5
5	0,44	65,5	0,704	9,7	138,4
6	0,4712	64,3	0,590	9,7	146,9
7	0,2816	85,8	0,75	9,7	125,3
8	0,5174	65,8	0,75	9,7	183,1
9	0,4814	63	0,75	9,7	157,1

На рисунке 3.17 представлено поле температур в различных сечениях для эксперимента №1. Как видно из этого рисунка, поле температуры очень неравномерное, что затрудняет применение стандартных эмпирических зависимостей.

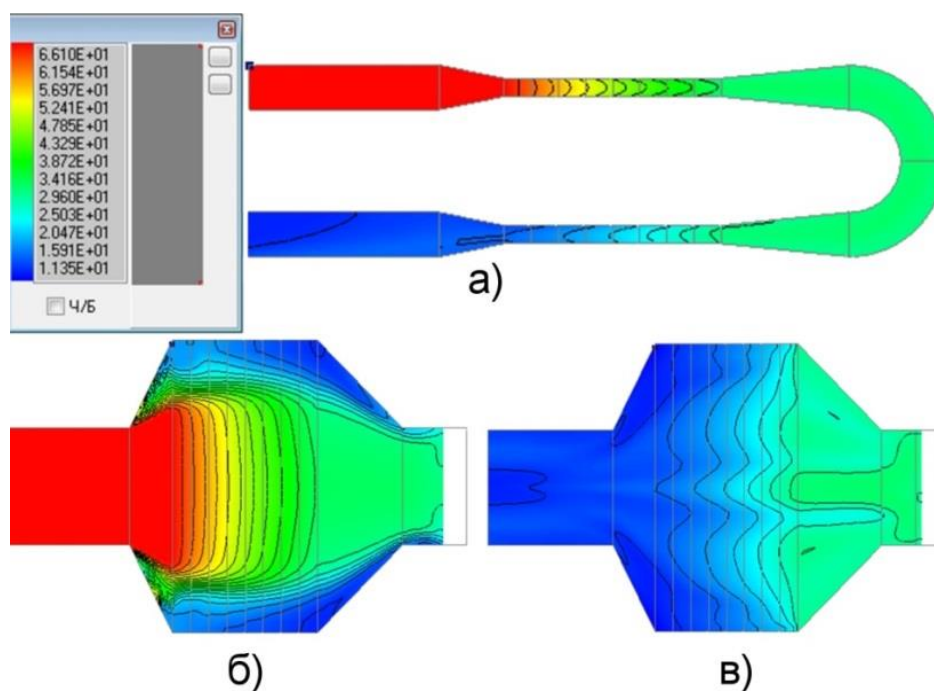


Рисунок 3.17. Распределение температуры по теплообменнику в различных сечениях: а) в центральном сечении, б) в верхней части, в) в нижней части

Результаты расчета представлены в таблице 3.6, а абсолютные отклонения перепада температур теплоносителей и теплового потока представлены на рисунке 3.18. Расчетная температура воздуха анализировалась в центральной точке выходного сечения. Это связано с тем, что в эксперименте замеры проводились также в этой точке.

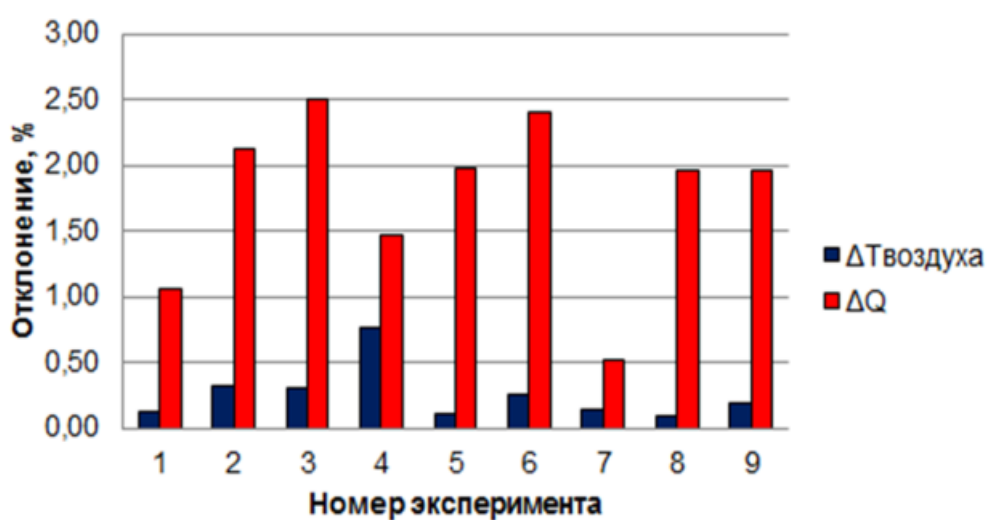


Рисунок 3.18. Отклонения эксперимента от расчета: 1 – перепад температуры воздуха; 2 – количество теплоты

Видно хорошее совпадение эксперимента с расчетом по перепаду температуры воздуха, отклонение не более 1%. По количеству переданной теплоты наблюдается отклонение порядка 2,5%. Данное обстоятельство возможно связано с тем, что при обработке эксперимента количество теплоты определялось при постоянном значении теплоемкости воздуха. Тогда как в расчете количество теплоты определялось путем суммирования передачи тепла от каждой расчетной ячейки теплообменника, с учётом зависимости свойств воздуха от локальной температуры.

Таблица 3.6. Сравнение расчета с экспериментом

Номер эксперимента	Q^{exp} , Вт	Q^{calc} , Вт	$t_{\text{air}}^{\text{exp}}$, °C	$t_{\text{air}}^{\text{calc}}$, °C	$t_{\text{water}}^{\text{exp}}$, °C	$t_{\text{water}}^{\text{calc}}$, °C
1	21301	21584	11,7	11,8	20,81	20,56
2	22107	22350	13,7	13,53	21,33	20,94
3	23458	23671	13,7	13,54	21,29	20,84
4	21315	21432	10,9	11,47	17,01	16,81
5	22240	22477	12,8	12,74	17,58	17,33
6	23072	23286	13,1	12,97	19,48	19,20
7	20502	20778	10,8	10,91	16,44	16,32
8	26766	26988	12	11,95	18,58	18,29
9	23339	23616	12,4	12,3	17,47	17,22

3.2.4. Сопряженный теплообмен в прямоугольном канале

Для тестирования комплексной модели теплообмена, т.е. модели гидродинамического переноса тепла и «гибридного теплообменника», была рассмотрена задача о протекании жидкости по каналу в охлаждаемом твердом теле. Характерные параметры задачи взяты из работы Xiang-Qi Wang и др. [69]. Расчетная модель представляет собой параллелепипед, выполненный из кремния (теплопроводность $\lambda = 126$ Вт/(м² К) и теплоёмкость $C_p = 678$ Дж/(кг · К)) размером 2,33×20×4,5 мм. На нижней стенке задан тепловой поток равный $q = 10^5$ Вт/м², на остальных гранях задано условие нулевого теплового потока. Внутри параллелепипеда находится прямоугольный микроканал сечением

330×500 мкм длиной 20 мм (рисунок 3.19а). По центральному каналу протекает охлаждающая жидкость – вода. Расход воды задан равным $G = 0,1$ г/с, температура воды на входе равнялась $T_{in} = 300$ К. При разномасштабной постановке задачи половина внутреннего микроканала была заменена на сетевой элемент (рисунок 3.19б).

Для тестирования метода было решено три варианта модели: в программном пакете Fluent (1) в полной пространственной постановке, аналогичное по постановке решение в программе SigmaFlow (2) и разномасштабная постановка в SigmaFlow (3). Для расчета использовалась неструктурированная гексагональная сетка, состоящая из 13000 ячеек. В случае разномасштабной постановки сетка оставалась прежней, только в районе сетевого элемента свойства области были заменены на свойства твердого тела. Коэффициент теплоотдачи для разномасштабной модели определялся как плотность теплового потока, отнесенная к разности температур между стенкой твердого тела и средней по вычислительному объему температурой жидкости ($\alpha = 5900$ Вт/(м²К)).

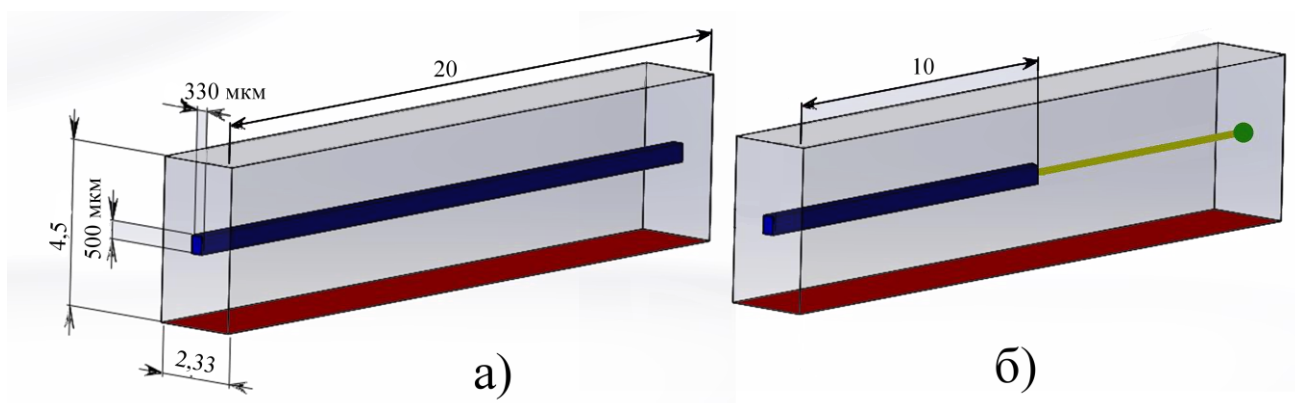


Рисунок 3.19. Вынужденная конвекция в прямоугольном канале (неуказанные размеры в мм):
а) пространственный вариант, б) разномасштабный.

Количественная верификация проводилась по перепаду температур на входе и выходе из микроканала, значение которого получается из уравнения теплового баланса $\Delta T = qF / (G \cdot C_p)$, здесь F — площадь нижней стенки и C_p — теплоемкость воды.

Были получены следующие перепады температур: при балансовом расчете $11,1^\circ$ расчет в Fluent дал $11,1^\circ$; расчет SigmaFlow в пространственной постановке — $11,2^\circ$, расчет SigmaFlow в разномасштабной постановке — $11,0^\circ$. Наблюдается достаточно хорошее согласие между всеми вариантами расчета.

На рисунке 3.20 приведено сравнение температуры с эталонным решением. Здесь представлены поля температуры в центральном сечении микроканала. Как видно, имеется хорошее качественное согласие между тремя вариантами. Количественное сравнение проводилось по температуре вдоль вертикальной линии в центральном сечении (пунктирная линия на рисунке 3.20).

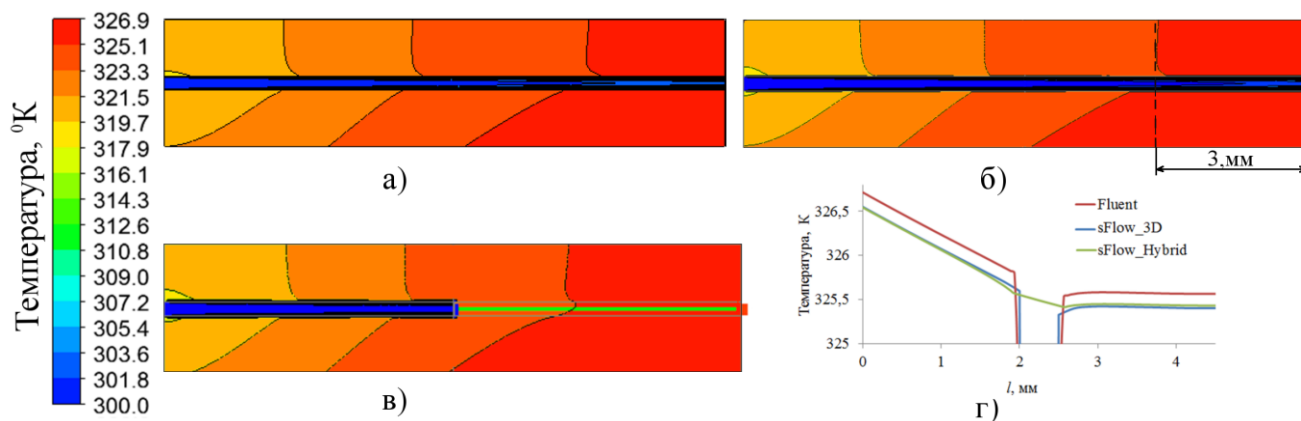


Рисунок 3.20. Поля температур для разных вариантов модели: а) Fluent, б) расчет SigmaFlow, пространственная постановка, в) расчет SigmaFlow, разномасштабная постановка, г) сравнение распределения температуры вдоль сечения

Проведенная верификация показывает, что предложенный гибридный метод подходит для решения задач с сопряженным теплообменом.

ГЛАВА 4. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

4.1. Моделирование системы газоудаления

В качестве примера практической задачи рассматривается система межкорпусных газоходов алюминиевого завода.

В России на долю технологии Содерберга приходится около 85 % производимого алюминия [70]. Данная технология характеризуется более низкой себестоимостью производимого алюминия и более высокими, по сравнению с производством на обожженных анодах, удельными выбросами загрязняющих веществ. Высокие выбросы являются следствием того, что система сбора, эвакуации и очистки анодных газов не всегда обеспечивает их обезвреживание до уровня, определенного нормами предельно допустимых выбросов (ПДВ) и предельно допустимых концентраций (ПДК) [71] загрязняющих веществ. Удаляемые от электролизеров газы содержат мелкодисперсную пыль, которая может приводить к зарастанию газоходов и, как следствие, резкому ухудшению их работы. Качественный состав анодных газов и пыли, образующихся при электролитическом производстве алюминия, приведён в таблице 4.1 [72].

Таблица 4.1. Качественный состав пылегазовой смеси, выделяющейся при производстве алюминия

Газообразные компоненты	Твердые частицы
Фторид водорода HF	Углеродная сажа C
Тетрафторид углерода CF ₄	Оксид алюминия Al ₂ O ₃
Дикарбонгексафторид C ₂ F ₆	Криолит Na ₃ AlF ₆
Тетрафторид кремния SiF ₄	Хиолит Na ₅ Al ₃ F ₁₄
Диоксид серы SO ₂	Эльпозолит K ₂ NaAlF ₆
Трехокись серы SO ₃	Фторид алюминия AlF ₃

Сероводород H_2S	Фторид кальция CaF_2
Сероуглерод CS_2	Фторид магния MgF_2
Карбонилсульфид COS	Смолистые вещества (углеводороды)
Диоксид углерода CO_2	
Монооксид углерода CO	
Вода H_2O	
Смолистые вещества (углеводороды)	

Обычно система удаления анодных газов состоит из следующих элементов:

1. Газосборный колокол электролизера, в котором собираются анодные газы (рисунок 4.1), располагается непосредственно над электролизной ванной по периметру анода.

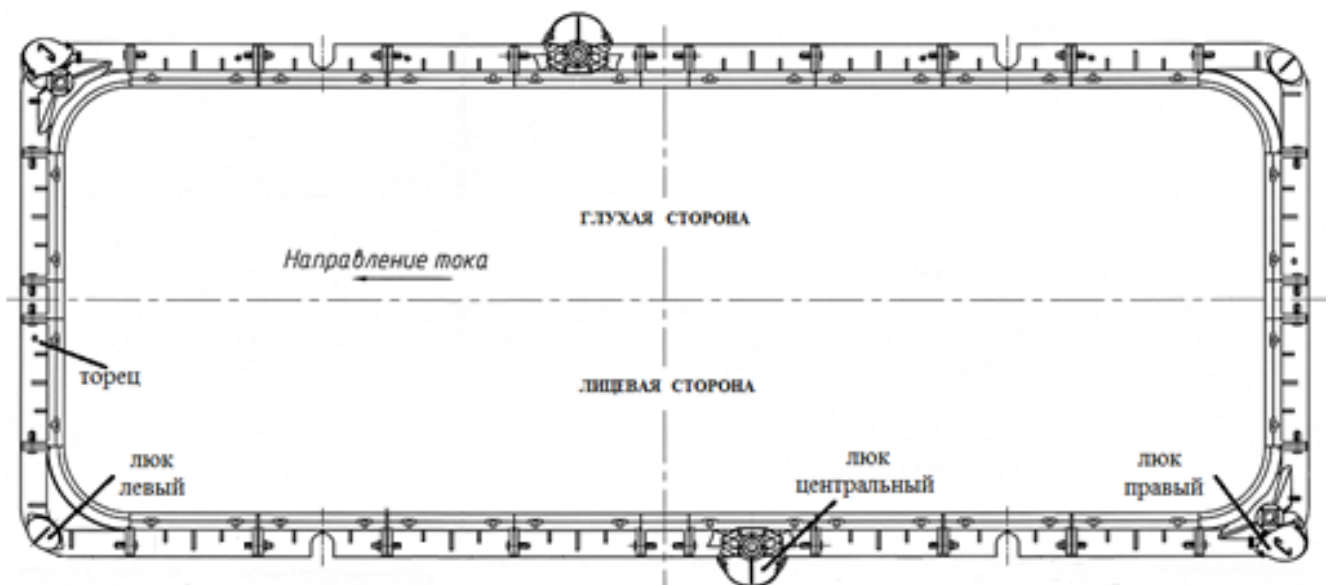


Рисунок 4.1. Газосборный купол электролизера

2. Горелочные устройства для дожигания горючих компонентов анодного газа, находящиеся, как правило, на угловых диагонально расположенных секциях газосборного колокола электролизера. В качестве примера на рисунке 4.2

приведена фотография щелевой горелки.



Рисунок 4.2. Щелевая горелка ванны электролизёра алюминиевого производства

3. Система подкорпусных газоходов, собирающая анодные газы со всего корпуса.
4. Общая система газоочистки: как правило, это электрофилтры, абсорберы и адсорберы.
5. Дымосос.

В работе [73] указано три ключевых направления сокращения выбросов анодных газов в атмосферу:

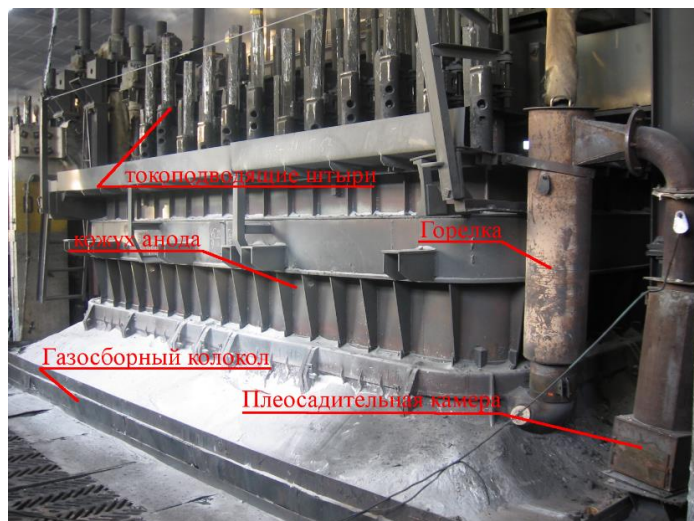
1. Сокращение удельного количества загрязняющих веществ, выделяющихся из электролизеров в виде газа и пыли (первичные выделения).
2. Повышение эффективности очистки газов в газоочистных установках.
3. Увеличение доли загрязняющих веществ, улавливаемых укрытием электролизера и направляемых в газоочистные установки.

Выполнение первых двух пунктов связано, в основном, с технологической частью процесса, например, с применением высококачественного сырья: гранулированного глинозема и фтористых солей в технологии электролиза, или применением более современных газоочистных установок и технологий очистки.

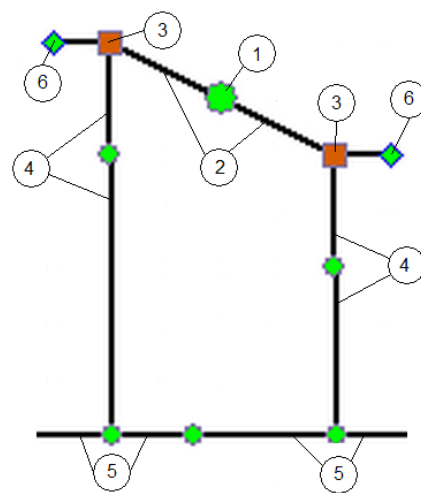
Тогда как выполнение третьего пункта сильно зависит от работоспособности системы газоходов, предназначенных для транспортировки анодных газов от электролизной ванны до системы отчистки.

Всю систему газоходов можно разбить на несколько подуровней:

1. Обвязка ванны электролизера (рисунок 4.3), в которую входят горелки и опускаемые газоходы.



а)



б)

Рисунок 4.3. Обвязка электролизной ванны: а) фотография, б) сетевая модель: 1 - источник анодных газов, 2 – газосборный колокол электролизера, 3 – горелочные устройства, 4 - опускаемые газоходы, 5 - подкорпусной газоход, 6 - атмосфера вблизи горелок

2. Подкорпусные газоходы: сборный газоход переменного сечения, который собирает газ (полученный после дожигания в горелках) с одной бригады (обычно 20-26 ванн).

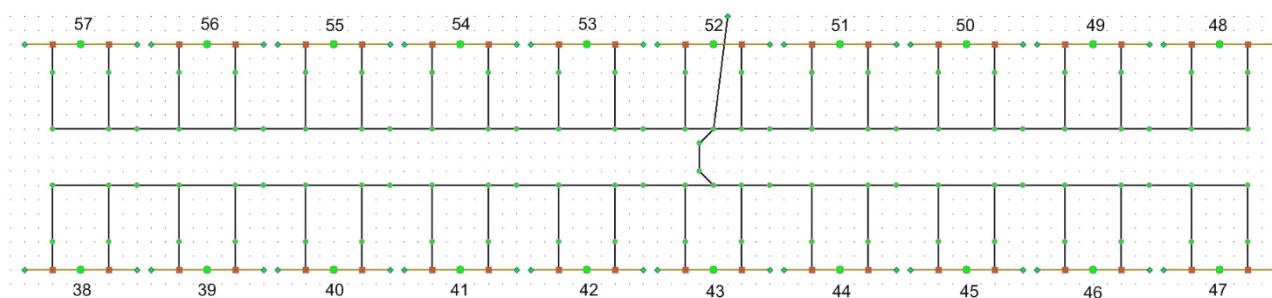


Рисунок 4.4. Сетевая модель системы подкорпусных газоходов одной бригады электролизных ванн

3. Выносной газоход, который собирает газы от нескольких бригад и направляет непосредственно в очистные сооружения.



Рисунок 4.5. Сетевая модель отвода от бригад к системе газоочистки

Как видно из рисунков 4.3 - 4.5, топология системы удаления анодных газов представлена в виде сильно разветвленного дерева протяжённостью ~2 км [74]. Основные проблемы, возникающие при их эксплуатации, – сложность обеспечения равномерности объемов газоотсоса от бригад и отдельных электролизеров в бригаде, а также образование в газоходах отложений, занимающих значительную часть их «живого» сечения. Объемы газоотсоса от горелок, наиболее и наименее удаленных от поперечного подкорпусного газохода, могут отличаться в 2-3 раза (рисунок 4.6). Это приводит к низкой эффективности работы горелок или к их погасанию, так как обеспечение требуемого значения газоотсоса от каждой из них служит важным условием стабильности горения. Так на удаленных ваннах бригады (на рисунке 4.6 ванны 1b, 1a, 2b, 12b, 12a) разрежение настолько низкое, что возможно выбивание анодных газов непосредственно в цех. Тогда как в центральной части бригады (ванны 5a, 6b, 6a) большое разрежение образует слишком большие присосы воздуха в горелку, что может привести к срыву пламени.

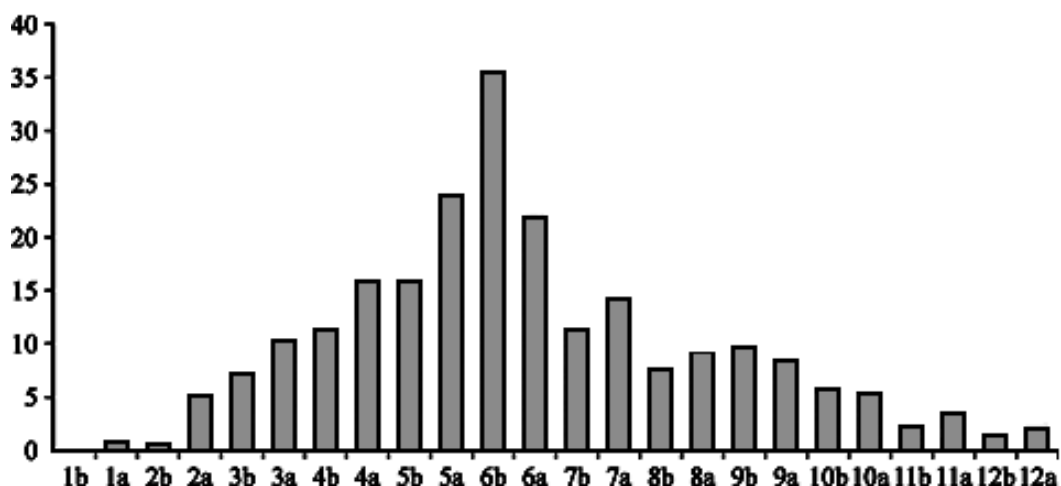


Рисунок 4.6. Разрежение в горелках одного звена электролизного корпуса, в Па. [75]

Предприятия Российской алюминиевой промышленности регулярно проводят работы по уменьшению концентрации анодного газа внутри корпусов и общему сокращению вредных выбросов в атмосферу [70], [72], [73], [74], [75], [76].

Одной из таких работ было решение задачи о модернизации узла сбора анодных газов от нескольких бригад 19-го корпуса Красноярского алюминиевого завода. Основной целью работы было определение возможности регулирования расходов от каждой бригады корпуса, исходя из условия, чтобы расход от одной ванны находился в диапазоне от 800 до 900 н.м.³/ч. Электролизные ванны 19-го корпуса разделены на четыре бригады (рисунок 4.7). На каждую бригаду приходится разное количество ванн: 1-я и 2-я бригады – 24 ванны, 3-я бригада – 26 ванн и 4-я – 20 ванн. Выравнивание расходов предполагается осуществить с помощью регулирующих заслонок.

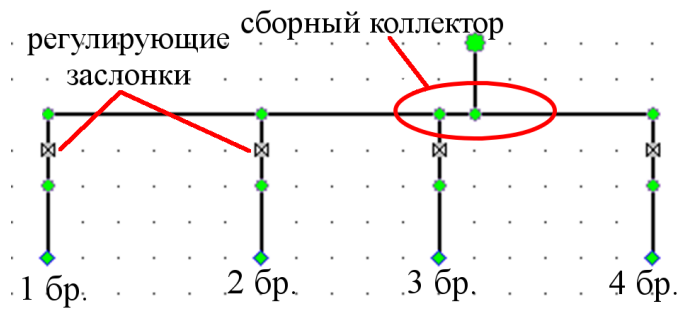


Рисунок 4.7. Схема сбора анодных газов от бригад 19-го корпуса

Главной особенностью данного выносного газохода является наличие центрального сборного коллектора (пространственная часть на рисунке 4.8), потери давления в котором составляют примерно половину от общей потери давления в исследуемой части системы. В общем случае моделирование такой задачи в рамках одного из основных подходов (полностью 3D или полностью ТГЦ) невозможно. Размер расчётной сетки для построения полностью пространственной модели всего корпуса будет слишком велик, так как длины некоторых участков больше 100м. В то время как при построении полностью сетевой модели необходимо определить гидравлическое сопротивление коллектора для разных режимов его работы, что также является достаточно трудоёмкой задачей. Конструктивные элементы (отвод от третьей бригады, сборный тройник и диффузор) находятся слишком близко (3-5 калибров) и оказывают влияние друг на друга, что делает невозможным расчет их гидравлического сопротивления по справочным данным. Однако построение разномасштабной модели позволяет устранить эти недочеты: протяженные элементы представлены в виде сети, а сборный коллектор в виде пространственного элемента (рисунок 4.8).

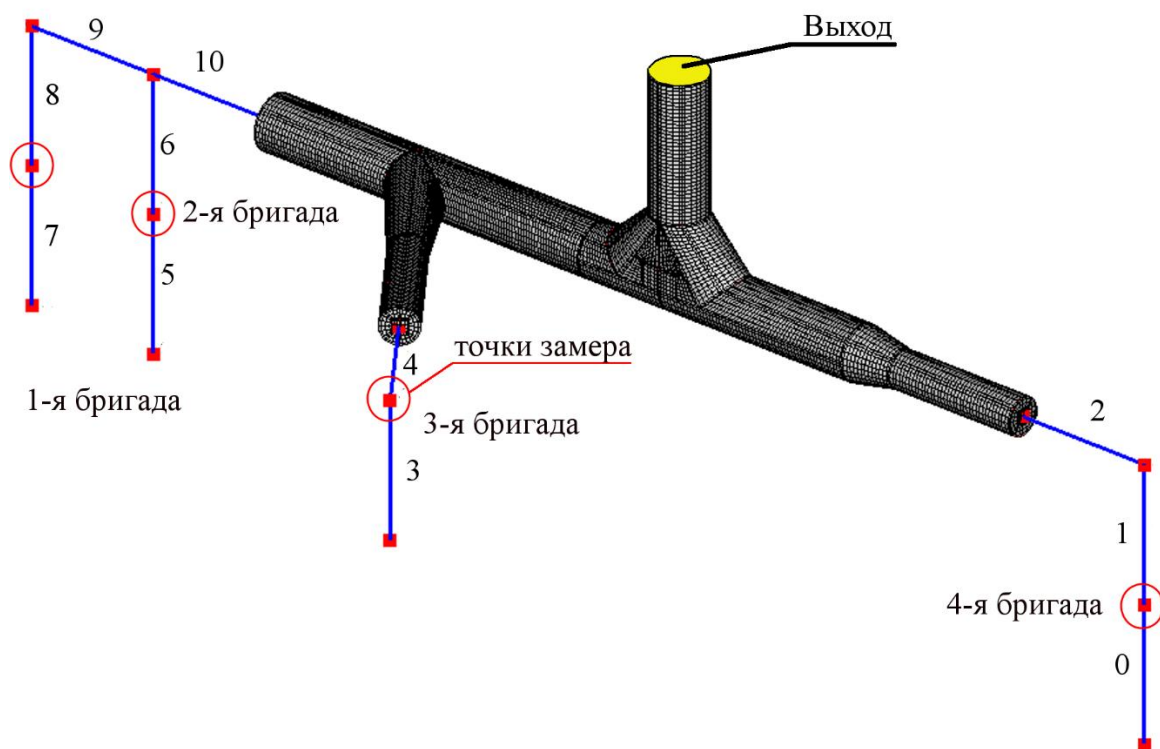


Рисунок 4.8. Разномасштабная модель системы выносных газоходов 19-го корпуса

Сетевые элементы модели можно разбить на три группы:

1. Ветви, параметры которых задаются исходя из геометрических характеристик (ветви 2, 9, 10).
 2. Ветви, моделирующие область с регулирующей заслонкой (ветви 1, 4, 6, 8).
 3. Ветви, описывающие бригаду подкорпусного газохода (ветви 0, 3, 5, 7).
- Способ определения параметров этих ветвей описан ниже.

В таблице 4.2 приведены основные параметры сетевых элементов модели. Шероховатость поверхности труб задавалась равной 1мм согласно справочным данным [51].

Для выбора степени детализации расчетной сетки пространственной части модели была проведена проверка сетки на насыщение: при сетке 230000 ячеек отличие от модели с грубой сеткой по перепаду давления в пространственной части составило менее 4%. Серия расчетов выполнялась на расчетной сетке, состоящей из 85000 гексагональных ячеек (рисунок 4.8).

Таблица 4.2. Параметры сетевых элементов разномасштабной модели

№ ветви	№ группы	Диаметр, м	Длина, м	Коэфф. местного гидравлического сопротивления
0	3	0,82	1	11,37
1	2	0,82	1	0,34
2	1	0,82	135	1,61
3	3	0,82	1	5,75
4	2	0,82	1	0,34
5	3	0,82	1	7,83
6	2	0,82	1	0,34
7	3	0,82	1	7,73
8	2	0,82	1	0,34
9	1	0,82	149	1,63
10	1	1,22	171	4,1

Для верификации разномасштабной модели был проведен ряд замеров на выходе выносных газоходов бригад из-под корпуса. Для измерения статического давления p и динамического напора Δp в газоходах использовался дифференциальный манометр цифровой ДМЦ-01М с трубкой НИИОГАЗ и автоматической температурной коррекцией, температуры газов измерялись хромель-алюмелевой термопарой. Замеры проводились согласно общепринятым методикам [77] на прямых участках газоходных трактов. При выполнении замеров теплотехнических параметров газовых потоков проводился анализ неравномерности профиля скорости и температуры по сечению газоходного тракта,

для чего сечение газохода условно разбивалось на несколько комплементарных площадей (рисунок 4.9). Число колец, на которые разбивалось сечение газохода, зависело от характера распределения скоростей газа по сечению. С уменьшением симметричности и равномерности распределения скоростей, а также с увеличением диаметра газохода число колец увеличивалось. Средняя скорость газа в газоходе определялась по формуле:

$$w_{\text{cp}} = \frac{1}{n} (w_{x1} + w_{x2} + \dots + w_{xn}),$$

где n — число точек, в которых производились измерения; $w_{x1}, w_{x2}, \dots, w_{xn}$ — скорости газа в этих точках, м/с.

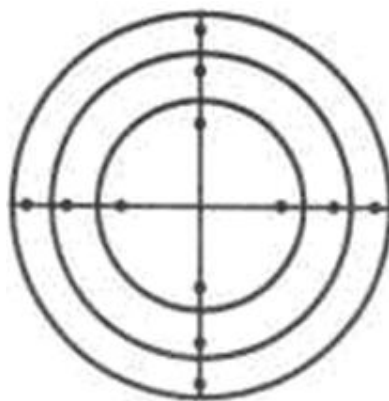


Рисунок 4.9. Разбивка круглого сечения газохода на комплементарные площади и точки замера

Расход газов определялся через площадь поперечного сечения газохода и среднюю скорость потока по формуле:

$$Q_{\Gamma} = w_{\text{cp}} \cdot F \cdot 3600$$

здесь Q_{Γ} — объемный расход газа в рабочих условиях, м³/ч; F — площадь сечения газохода, м².

Для корректного сопоставления результатов объем удаляемых газов приводился к нормальным условиям (0°С; 101,3 кПа):

$$Q^{\text{н.у}} = Q_{\Gamma} \cdot \frac{273,15}{273,15 + T} \cdot \frac{p}{101,3}$$

где T — температура газов в замерном сечении, °С; p — реальное атмосферное давление, кПа.

Результаты замеров представлены в таблице 4.3

Таблица 4.3. Результаты замеров сборных газоходов бригад

Точка замера	Δp , Па	p , Па	T , °С	w , м/с	Q , тыс нм ³ /ч
1-я бригада	129,3	590,0	94,0	12,6	16,1
2-я бригада	214,0	988,0	101,0	16,4	20,6
3-я бригада	454,3	1542,0	110,0	24,1	29,6
4-я бригада	156,5	1050,0	127,0	14,5	17,0

По приведенным в таблице 4.3 данным, каждую бригаду можно приближенно представить в виде ветви минимальной длины с заданным коэффициентом местного сопротивления, который определялся по формуле:

$$\xi_i = \frac{2 \cdot p_i}{\rho_i \cdot w_i^2}$$

здесь i – номер бригады, p_i – давление на выходе из нее, ρ_i – плотность газа, w_i – скорость газа на выходе из этой бригады. Из-за большого коэффициента избытка воздуха в горелках [72] и его присосов в тракте подкорпусных газоходов, свойства газа сопоставимы со свойствами воздуха. Тогда плотность газа принимается как для воздуха со средней температурой 100 °С – $\rho = 0,946$ кг/м³.

Для расчёта были заданы следующие граничные условия: в крайних узлах сетевых элементов (узлы 1, 5, 8 и 11 на рисунке 4.8) задано условие фиксированного давления, а на выходе - суммарный расход 83,3 тыс нм³/ч (≈ 85 м³/ч).

На рисунке 4.10 показано сравнение расходов, полученных в расчёте и экспериментально. Максимальное отклонение наблюдается для четвертой

бригады и составляет примерно 6%, что меньше, чем требуемая основная погрешность средств измерения объемного расхода $\pm 10\%$ (см РД 52.04.59-85 [78]).

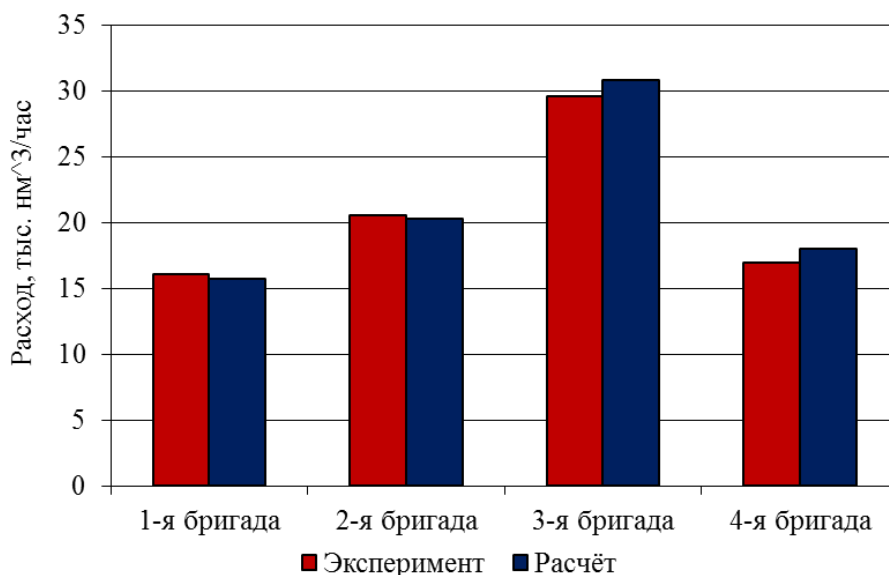


Рисунок 4.10. Сравнение расходов по бригадам, полученных в результате расчета, с данными эксперимента

На рисунке 4.11 показано поле давления в горизонтальном и вертикальном сечениях коллектора, а также на ветвях сетевой части модели. Разрежение на выходе из коллектора равно 2416 Па. Проанализировав данный рисунок, приходим к выводу, что разрежение в узлах после ветвей, имитирующих бригады, коррелирует с данными из таблицы 4.3. Следовательно, разномасштабная модель системы газоудаления пригодна для дальнейшей работы.

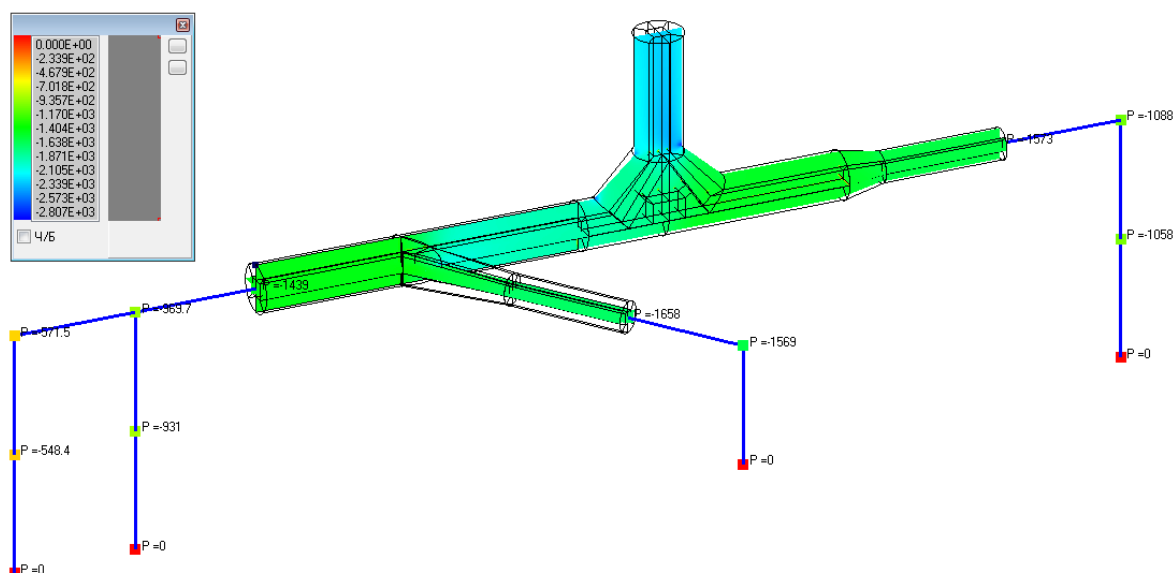


Рисунок 4.11. Поле давления в центральном сечении сборного коллектора

После подтверждения корректности модели была решена задача о выравнивании расходов. Так как выравнивание предполагается осуществлять при помощи регулирующих заслонок, то задача сводится к определению сопротивления заслонок. При этом также важно проанализировать изменение общего разрежения в системе. Для определения дополнительного сопротивления граничные условия в модели были изменены: в граничных узлах (бригадах) был задан расход, соответствующий среднему расходу на ванну ($850 \text{ н.м.}^3/\text{ч}$), а на выходе было задано условие фиксированного давления. По разнице между максимальным давлением в одном граничном узле и давлением в других граничных узлах определяется избыток давления, который надо компенсировать заслонкой. По формуле (2.4) при условии незначительной длины ветви вычисляем значения сопротивления. Результаты расчёта представлены на рисунке 4.12 и в таблице 4.4.

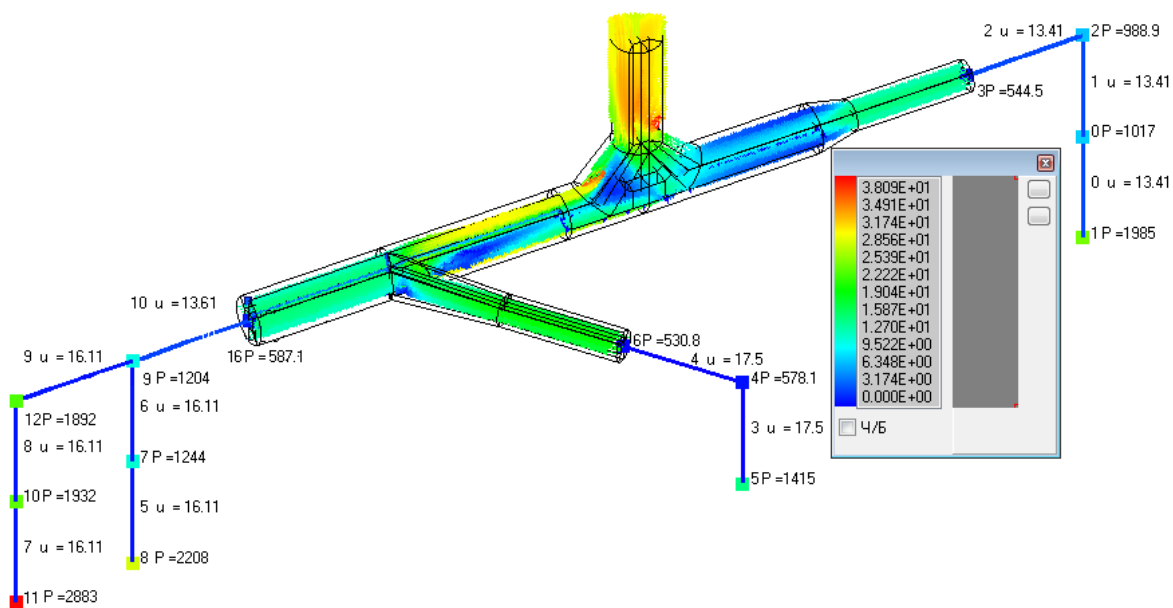


Рисунок 4.12. Поле скоростей в пространственной части модели (цветовая шкала – [м/с]) и распределение поля давления [Па] и скорости [м/с] в сетевой части.

Таблица 4.4. Результаты расчёта и значение сопротивления заслонок

Номер бригады	Расход, н.м. ³ /ч	Давление в граничном узле, Па	Избыточное давление, Па	Средняя скорость, м/с	Добавочное сопротивление
1-я бригада	20,4	2883	0	16,11	0
2-я бригада	20,4	2208	675	16,11	5,5
3-я бригада	22,1	1415	1468	17,5	10,1
4-я бригада	17	1985	898	13,4	10,6

На рисунке 4.13 показано распределение расходов по бригадам до и после выравнивания. Задав нужное сопротивление на ветви, эмитирующее заслонки, и вернув прежние граничные условия, был проведен контрольный расчёт, результаты которого показали совпадение с требуемыми расходами с точностью до 2%. При этом полное разряжение в системе выросло с 2416 Па до 2868 Па, то

есть на $\approx 20\%$. В связи с этим, перед принятием решения о выравнивании расходов нужно убедиться в достаточной мощности дымососов.

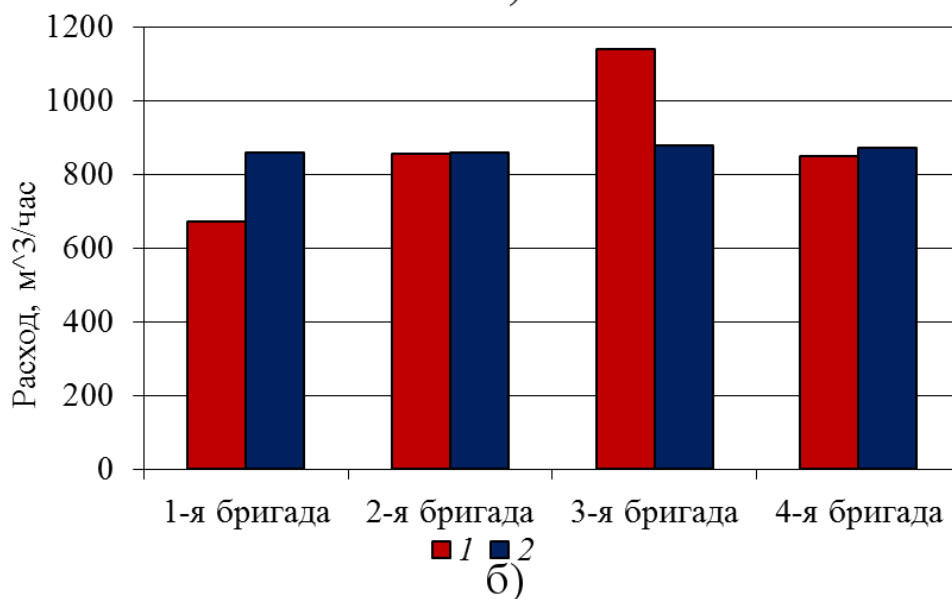
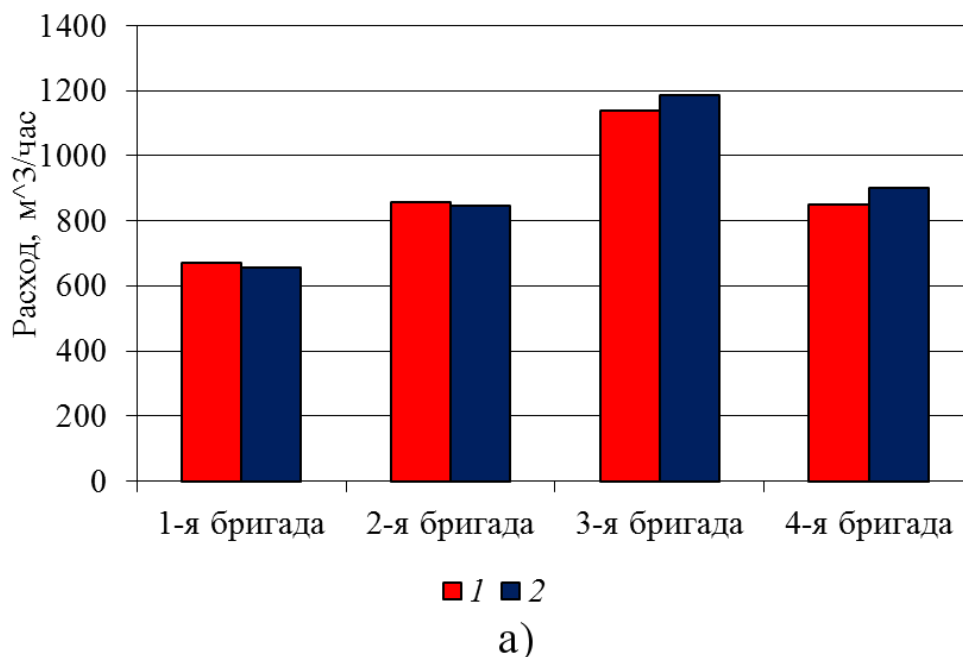


Рисунок 4.13. Распределение расходов по бригадам 19-го корпуса: 1 - до выравнивания, 2 - после выравнивания; а) по бригаде в целом, б) приведено к одной ванне

Выводы

Для решения задачи о выравнивании расходов в отводах от бригад электролизных ванн 19-го корпуса Красноярского алюминиевого завода была построена разномасштабная модель. Сравнение результатов расчётов с

экспериментальными данными доказало корректность построенной модели. На основании полученной модели был проведён подбор сопротивления, которое необходимо выставить регулируемыми заслонками на отводе от каждой бригады. Также расчёт показал, что по сравнению с текущей ситуацией, для выровненной схемы разрежение в системе необходимо повысить на 20%.

4.2. Моделирование теплообмена в блоке микроканалов

В рамках одной из работ с ООО «ТОРИНС» необходимо было провести моделирование процессов, происходящих в микроканальных теплообменниках методами вычислительной гидродинамики. В процессе выполнения данной работы было выдвинуто предположение о том, что такого рода процессы удобно и выгодно (с точки зрения вычислительных затрат) моделировать при помощи разномасштабных моделей. Данное предположение основано на топологии геометрии микроканальных теплообменников: жидкость при помощи сложной формы коллектора распределяется по достаточно протяженным элементам, теплообмен в которых можно описать стандартными формулами. Ниже приведены два примера использования программного модуля NetFlow для моделирования гидродинамики и теплообмена в микроканальных теплообменниках. В первом изучается теплообмен в прямых микроканалах, во втором – в системе разветвленных микроканалов, с учетом теплообмена между ними в твердой подложке. Целью изучения была проверка корректности применения разномасштабного подхода моделирования для такого рода задач (корректность распределения параметров системы: перепад давления, расходов и температуры) и его целесообразность с точки зрения вычислительных затрат (сравнение времени расчета в полностью пространственном и разномасштабном вариантах).

4.2.1 Теплообмен в блоке прямых микроканалов

В следующей задаче было рассмотрено моделирование теплообмена в микротеплообменнике, состоящем из 15-ти микроканалов прямоугольного сечения. Размеры микроканалов были следующими: высота канала – 772 мкм, ширина – 1100 мкм, длина – 5000 мкм, количество микроканалов в блоке – 15 штук. Схематично геометрия рассматриваемого теплообменника представлена на рисунке 4.14. Охлаждающая вода подается через круглый канал диаметром 5мм (расположенный на рисунке 4.14 сверху). Затем подается в раздающий коллектор размерами 30 мм x 15 мм и высотой 2,5 мм. Далее вода движется по микроканалам, нижняя стенка которых касается охлаждаемой поверхности. После этого нагретая вода поступает в собирающий коллектор и отводится через круглый канал. Площадь охлаждаемой поверхности такого теплообменника примерно равна 30 мм x 50 мм, что соответствует размерам типичных элементов микросхем. Поэтому такие системы удобно использовать, например, при охлаждении процессоров ЭВМ.

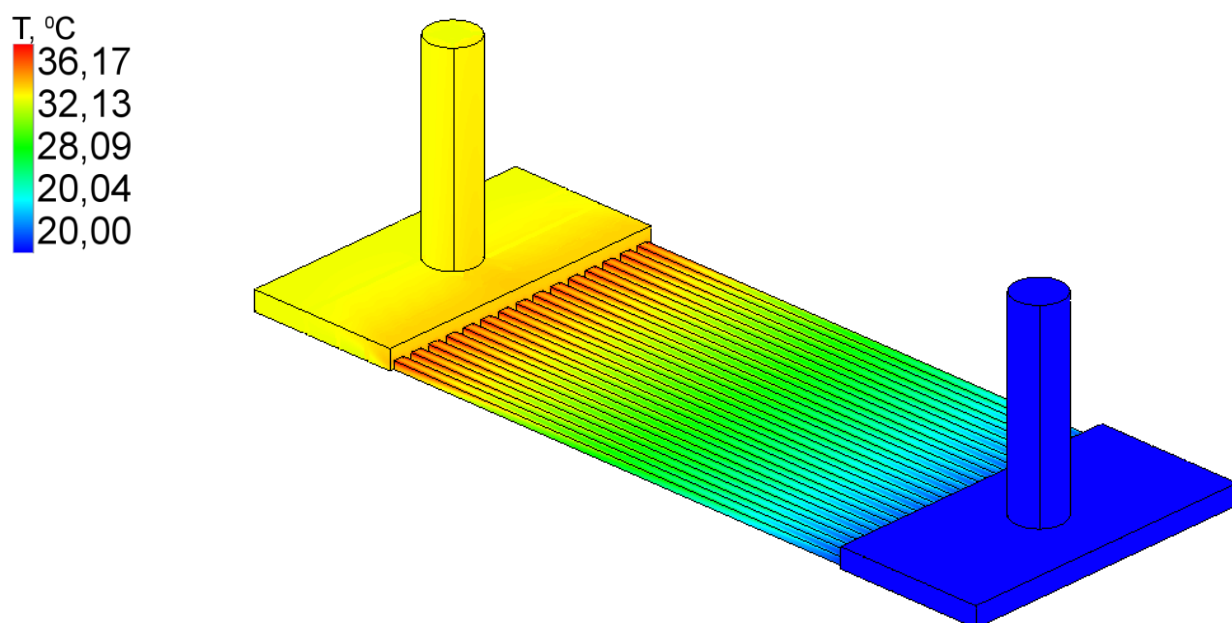


Рисунок 4.14. Распределение температуры на стенках микротеплообменника

Экспериментальное исследование микротеплообменника проведено в работе [79]. В нашей работе проведено численное исследование этого устройства. Детально эта задача в пространственной постановке была исследована в работе [80]. В нашей работе была проведена серия расчётов, в которых число Рейнольдса варьировалось в диапазоне от 100 до 800. Рассматривалось только стационарное течение. Число Рейнольдса определялось через расход воды на входе в теплообменник и диаметр подводящего канала. Исследуемой величиной являлось падение давления между входом и выходом в теплообменник и нагрев воды в теплообменнике. Температура воды на входе в теплообменник задавалась равной 27°C. В каждом микроканале на нижней стенке задавалась постоянная плотность теплового потока, равная 10 кВт/м². Остальные стенки рассматривались как адиабатические. Было выполнено два варианта расчета - в полной пространственной постановке (рисунок 4.14) и разномасштабной постановке (рисунок 4.15). Для расчета пространственной части модели использовалась неструктурированная гексагональная многоблочная сетка, состоящая из 480000 узлов. Такая детализация была подобрана из предварительных методических расчетов. В разномасштабном варианте часть микроканалов была заменена сетевыми элементами, с оставлением части канала в области входа и выхода для учета корректного установления профиля скорости. Таким образом, количество узлов в сетке уменьшилось до 400000. Полученные расчётные данные сравнивались с экспериментальными [79] и между собой. На рисунке 4.16 а представлено сопоставление результатов численного моделирования с экспериментом. Сравнение проведено по величине перепада давления между входом и выходом в теплообменник и величиной нагрева воды (см. рисунок 4.16).

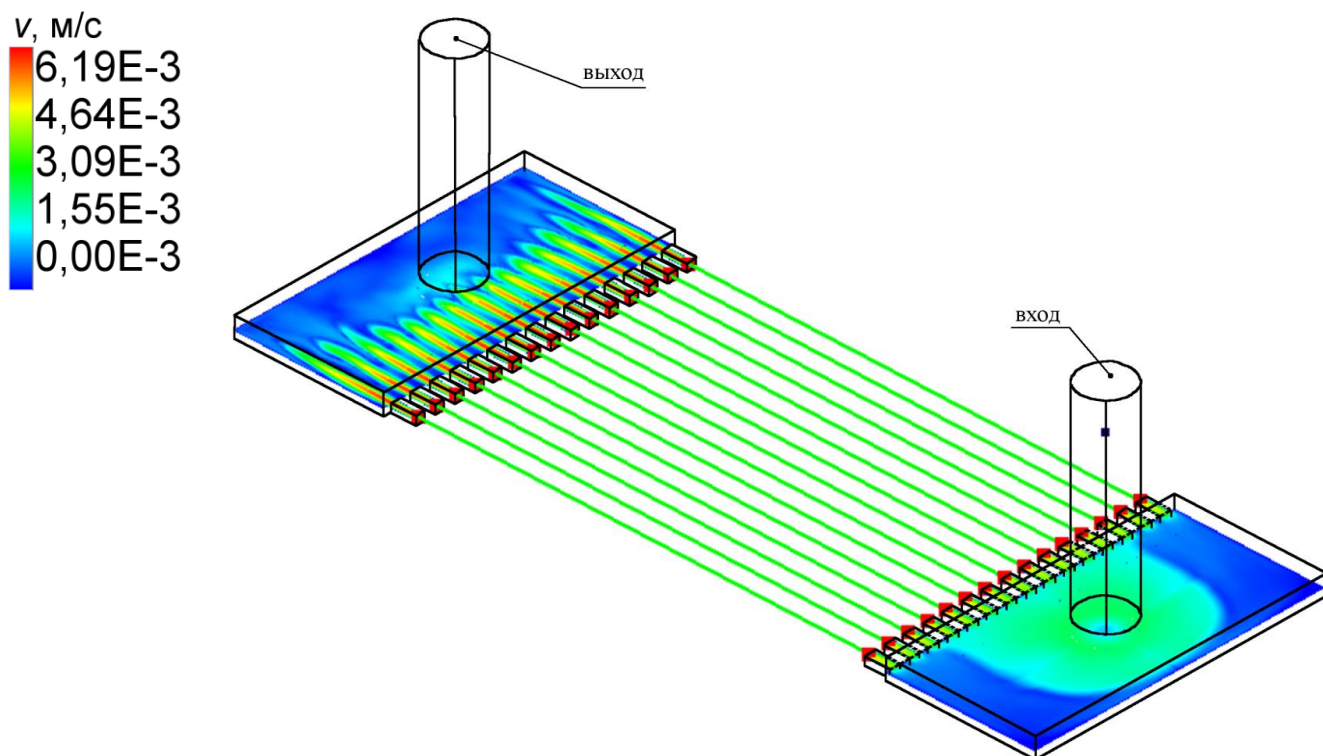


Рисунок 4.15. Разномасштабная модель микротеплообменника (поле скорости в центральном сечении)

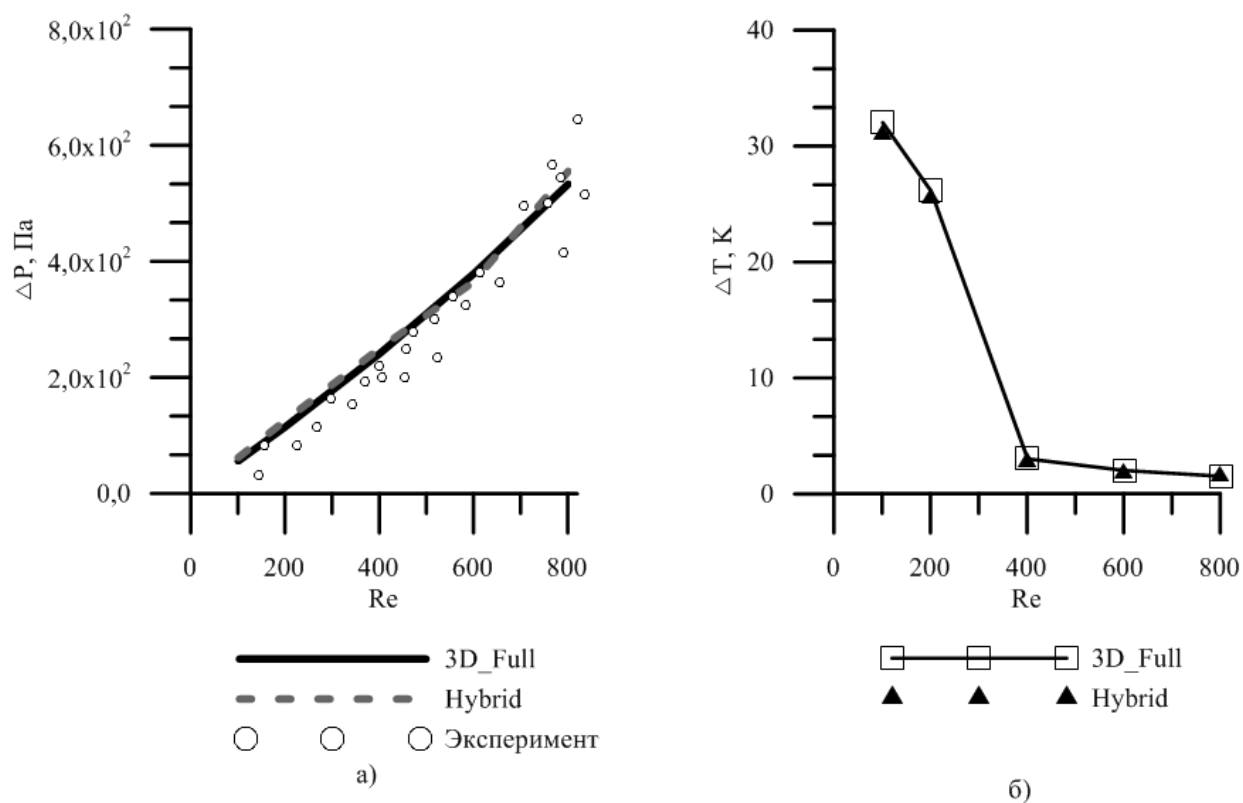


Рисунок 4.16. Зависимость перепада давления (а) и перепада температуры (б) от числа Рейнольдса. Точки- экспериментальные данные [79]

Сравнение результатов расчетов в различных постановках с экспериментом показывает, что расчет в целом хорошо описывает поведение эксперимента во всем рассматриваемом диапазоне чисел Рейнольдса. Анализ временных затрат показал, что расчет в рамках разномасштабной постановки в целом примерно на 20% быстрее аналогичного расчета в пространственной постановке. Такой относительно небольшой выигрыш обусловлен тем, что данный теплообменник состоит из относительно небольшого числа каналов. С увеличением числа ветвей теплообменника выигрыш по времени будет возрастать.

4.2.2 Моделирование теплообмена при охлаждении электронного чипа с древовидной системой микроканалов

В микроэлектронике вопрос о температурных режимах работы устройств является определяющим. В последнее время одной из тенденций является охлаждение электронных чипов при помощи системы микроканалов [69] в виде древовидной структуры. Такой подход дает равномерное распределение температуры в чипе и повышает надежность устройства. Для изучения различных вариантов структуры микроканалов применяется численное моделирование. Моделирование такой разветвлённой системы позволяет оценить выигрыш по вычислительным затратам гибридного метода. Для примера расчёта был выбран вариант древовидной структуры микроканалов для охлаждения электронного чипа из работы [69]. Чип представляет собой пластину размером $20 \times 20 \times 4,5$ мм. В центре пластины находится древовидная система микроканалов высотой 0,5 мм, ширина и длина которых зависит от порядка ветвления: 800×7800 ; 400×5200 ; 300×3600 ; 200×2700 мкм (см. рисунок 4.17). На нижней стенке пластины задан тепловой поток плотностью $q = 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$, на остальных гранях задано условие адиабатичности. По каналам протекает вода, суммарный расход которой равен $G = 1 \text{ Г/с}$. Число Рейнольдса, определённое по размеру большого канала, равнялось 119, температура воды на входе задана равной $T_{in} = 300 \text{ К}$.

Было построено два варианта: пространственный и разномасштабный. Сопротивление трения в сетевой части модели было задано по закону Пуазейля $\frac{64}{Re}$, местное гидравлическое сопротивление не учитывалось. Коэффициент теплоотдачи для сетевой части модели рассчитывался аналогичным образом (плотность теплового потока, отнесенная к среднему перепаду температур между чипом и водой, $\alpha = 10700 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$).

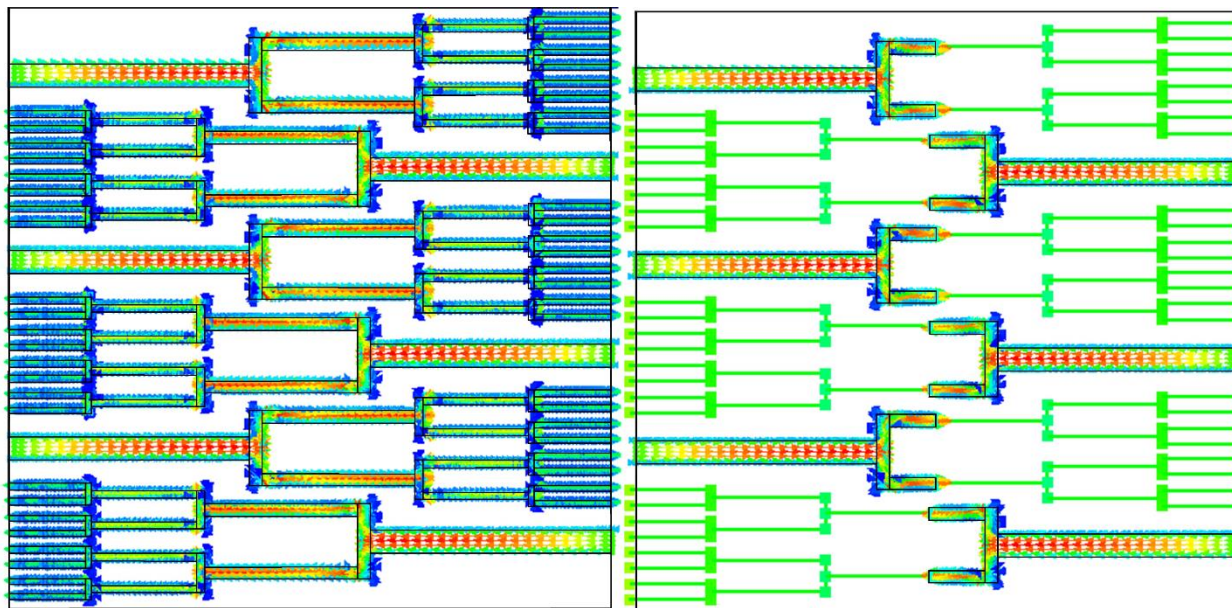


Рисунок 4.17. Схема течения в микроканалах: а) SigmaFlow полностью пространственная модель, б) SigmaFlow разномасштабная модель

Качественное сравнение результатов расчета с работой [69] приведено на рисунке 4.18 а, б, в. Как видно из рисунков, наблюдается хорошее согласие результатов наших расчётов в различных постановках с расчётом из работы [69]. Количественное сравнение приведено на рисунке 4.18г. Сравнение проводилось по распределению температуры вдоль двух линий в центральном сечении на расстоянии 2 и 9 мм от левого края (пунктирные линии на рисунке 4.18в. На графиках приведены данные по температуре внутри твердого тела. Как видно, наблюдается хорошее совпадение значений.

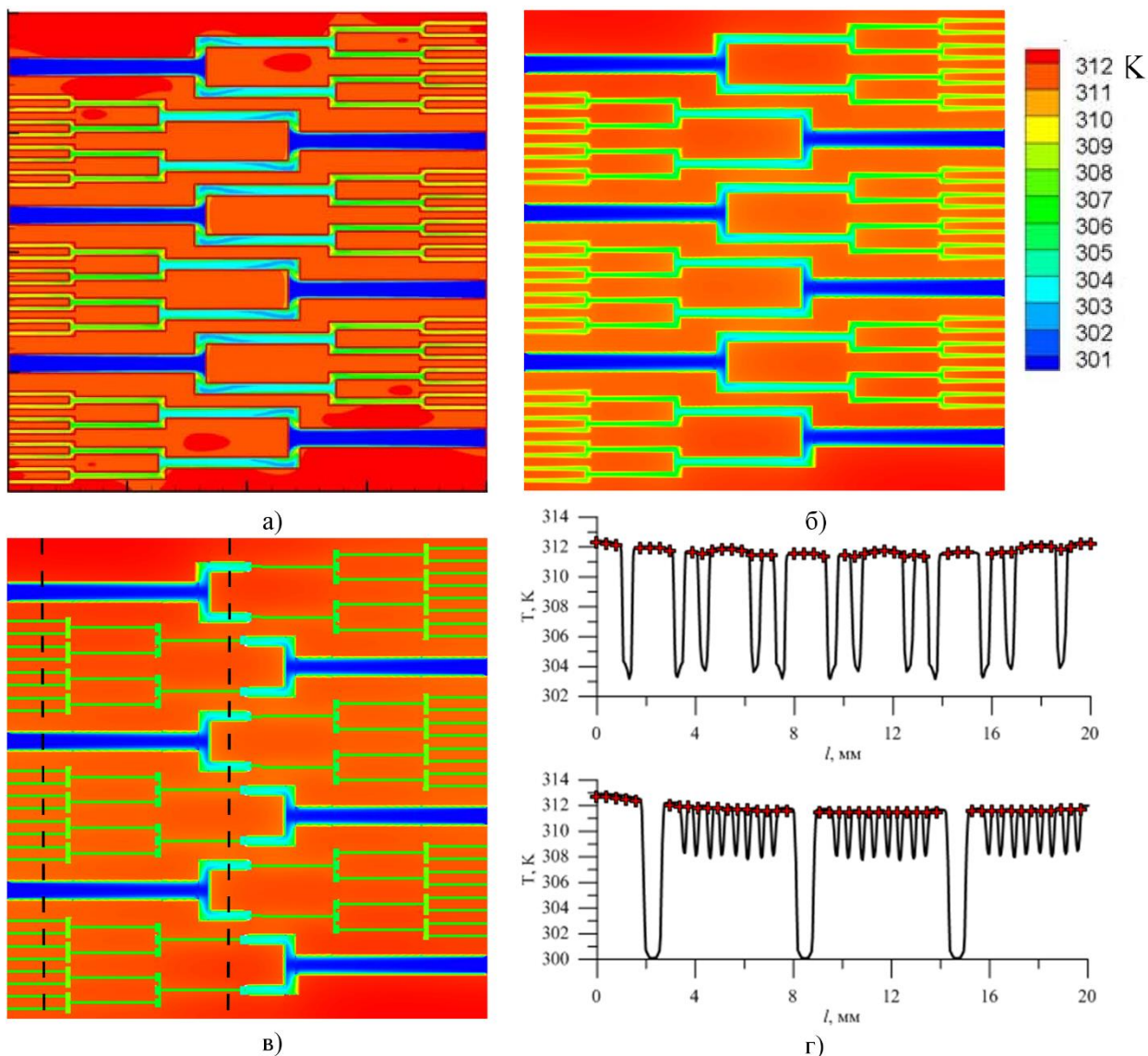


Рисунок 4.18. Сравнение поля температуры в центральном сечении: а) расчет Xiang-QiWang, б) SigmaFlow_3D, в) SigmaFlow_Hybrid; сравнение температуры вдоль линии, г) в сечении 2 мм от левого края, д) в сечении 9 мм от левого края
 (— SigmaFlow_3D, + + + SigmaFlow_Hybrid)

Ниже, на графике (рисунок 4.19), приведен перепад давления в микроканале и величина нагрева воды в зависимости от числа Рейнольдса.

Как видно из рисунка 4.19а, для небольших чисел Рейнольдса результаты расчета полностью совпадают. Однако при увеличении расхода воды перепад давления в полностью пространственной постановке немного больше, чем в разномасштабной. Данное обстоятельство связано с тем, что при больших числах

Рейнольдса более значительную роль играет местное гидравлическое сопротивление, которое в разномасштабной постановке не учтено. При этом на результатах расчета нагрева воды это не отражается (рисунок 4.19б).

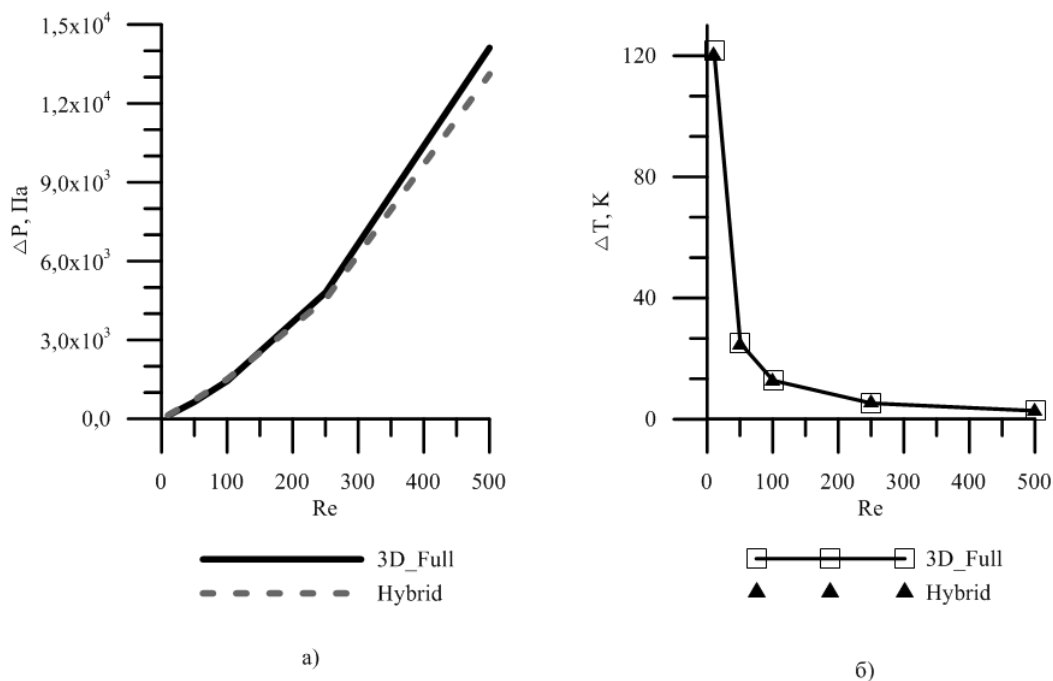


Рисунок 4.19. Перепад давления а) и температуры б) в зависимости от числа Рейнольдса

Для данной задачи было также проведено сравнение времени расчета в различных постановках. В результате было показано, что время расчета в разномасштабной постановке в среднем было на 40% быстрее. Основной выигрыш по времени осуществляется за счёт решения гидравлической задачи, тогда как время решения тепловой части задачи примерно одинаковое.

Выводы

Результаты расчётов микроканальных теплообменников при помощи программного модуля NetFlow доказывают адекватность использования разномасштабных моделей для решения такого рода задач. Относительно небольшое сокращение вычислительных затрат (до 40%) для одного теплообменника приведет к существенному сокращению при моделировании большой системы.

ГЛАВА 5. АРХИТЕКТУРА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА SIGMAFLOW. ИНТЕГРАЦИЯ МОДУЛЯ NETFLOW.

Реализация программного модуля NetFlow выполнена на базе программного комплекса SigmaFlow [81], [82], [83], [84], [85], [86], [45], [87], предназначенного для решения широкого спектра задач гидродинамики. Программный модуль NetFlow расширяет функционал SigmaFlow путем добавления к нему возможности задавать и решать сетевые задачи, а также задавать сопряжения между пространственными и сетевыми частями задачи. После расчета программный модуль позволяет визуализировать результат решения во всей модели с построением цветовой шкалы значений искомых величин, графиков.

5.1. Основные элементы программного комплекса SigmaFlow

Для моделирования задач гидродинамики и теплообмена в программном комплексе SigmaFlow необходимо пройти несколько стандартных стадий работы, (рисунок 5.1а). Первая стадия — это пре-процессинг. На данной стадии собираются основные физические данные о задаче: геометрия моделируемого объекта, свойства среды, которая будет рассчитана, граничные условия и т. п. Также определяются основные ограничения модели и, в соответствии с этим, настраиваются расчетные модули (например, для определения необходимости включения модуля расчета турбулентных характеристик). Помимо физических параметров, для каждого модуля задаются математические параметры, такие как схема аппроксимации, выбор решателя СЛАУ, точность решения СЛАУ и т.п. Математические параметры влияют на точность, скорость и устойчивость решения. Для реализации модуля NetFlow необходимо было модифицировать все три стадии (рисунок 5.1б).

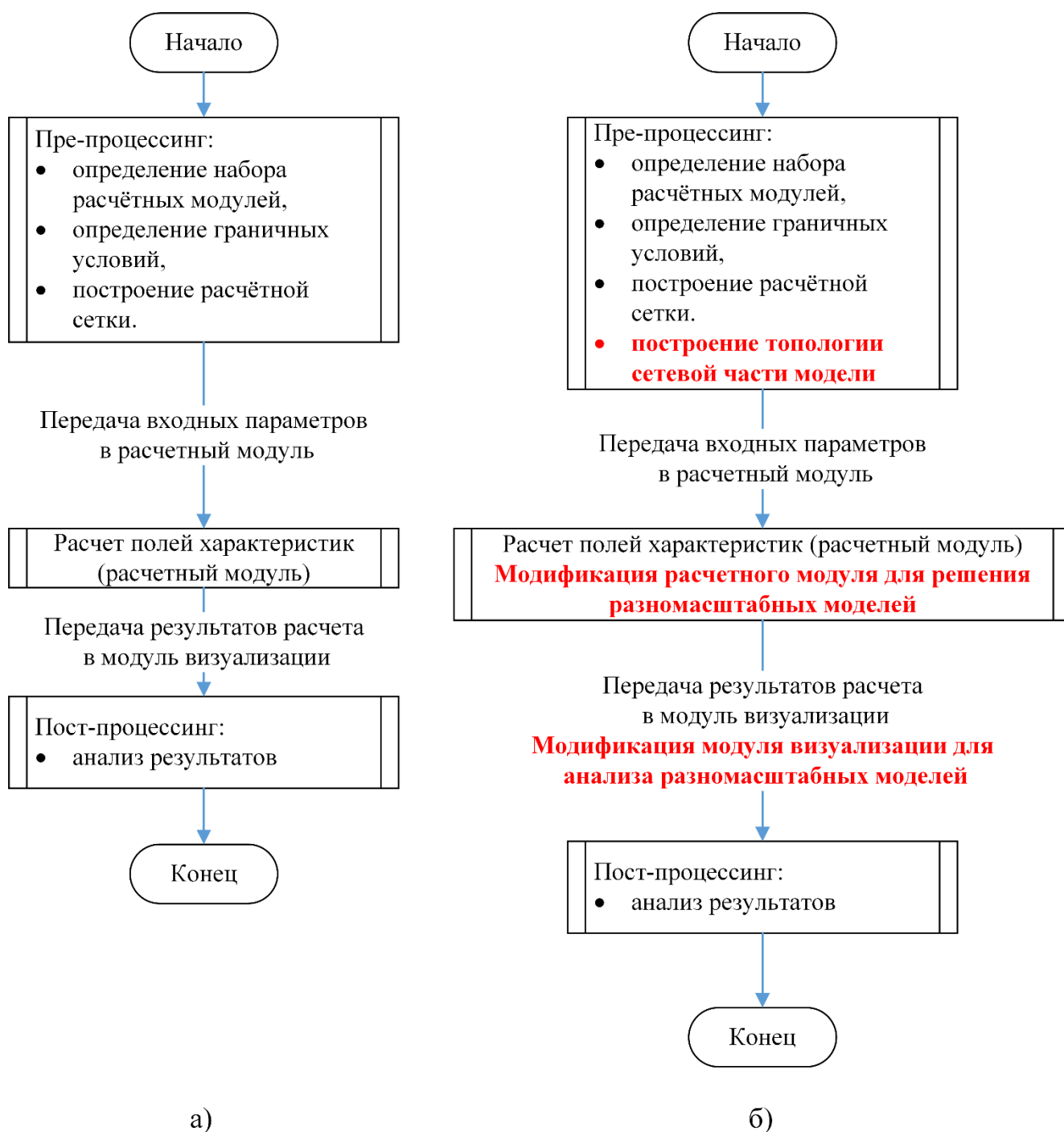


Рисунок 5.1. Три основных стадии работы с программным комплексом SigmaFlow: а) без модуля NetFlow, б) интеграция модуля NetFlow

Все параметры, определенные выше, записываются в *.ini файл определённого формата, работа с которым выполнена при помощи модуля обработки входных данных, представленных на рисунке 5.2.

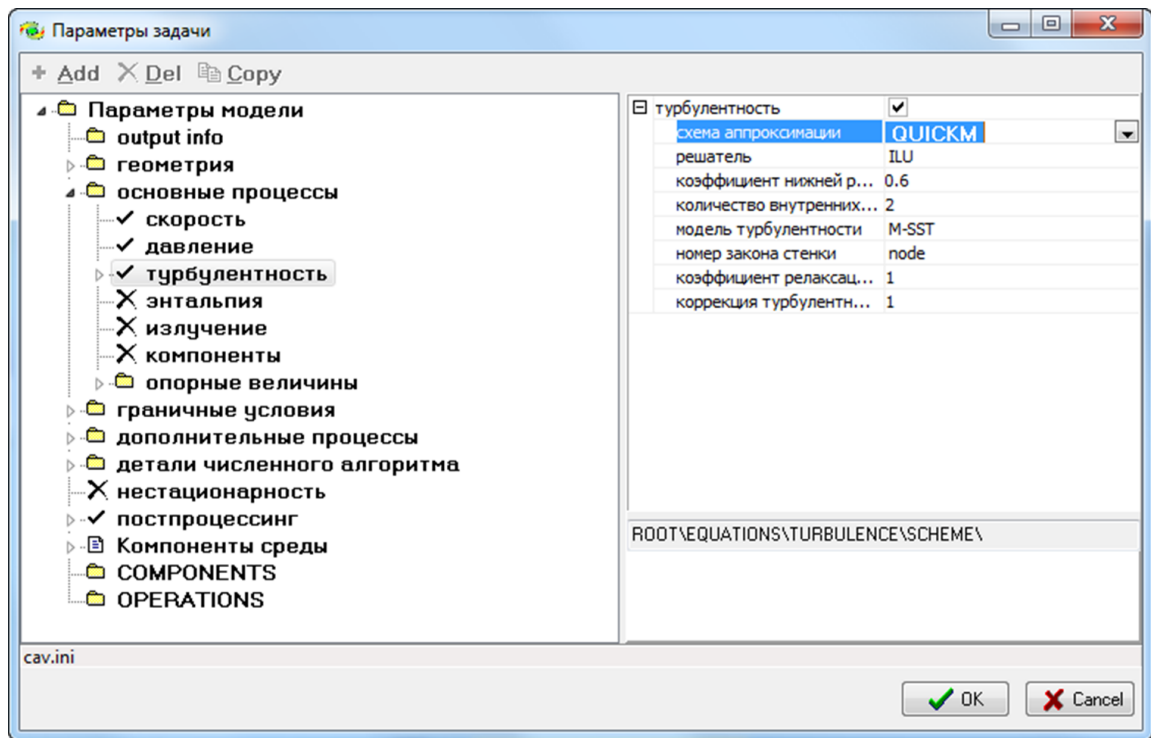


Рисунок 5.2. Модуль обработки входных данных

Для построения расчетной сетки используется программа sGrid. Данная программа позволяет, как строить многоблочные неструктурированные гексагональные сетки для сложной геометрии (рисунок 5.3а), так и импортировать неструктурированные полиэдральные секи из других программ, например, из Ansys Fluent (рисунок 5.3б).

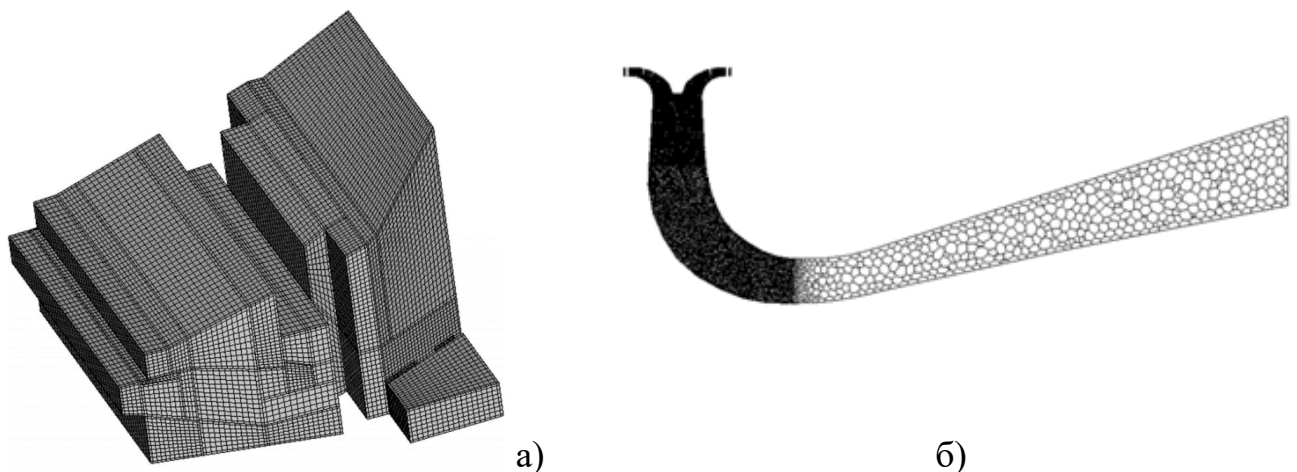


Рисунок 5.3. Пример расчетных сеток, построенных в программе sGrid: а) многоблочная гексагональная сетка здания, б) полигидральная сетка – турбина гидроэлектростанции (импорт из Ansys Fluent)

После завершения работы расчетного модуля результаты расчета передаются в модуль визуализации результатов. В данном модуле вводятся скалярные и векторные поля искомым характеристик, изоповерхности значений какой-либо характеристики, а также строятся графики вдоль изолиний. В качестве примера на рисунке 5.4 представлены поле скорости (рисунок 5.4а), поле давления (рисунок 5.4б) и распределение давления вдоль линии давления (рисунок 5.4в).

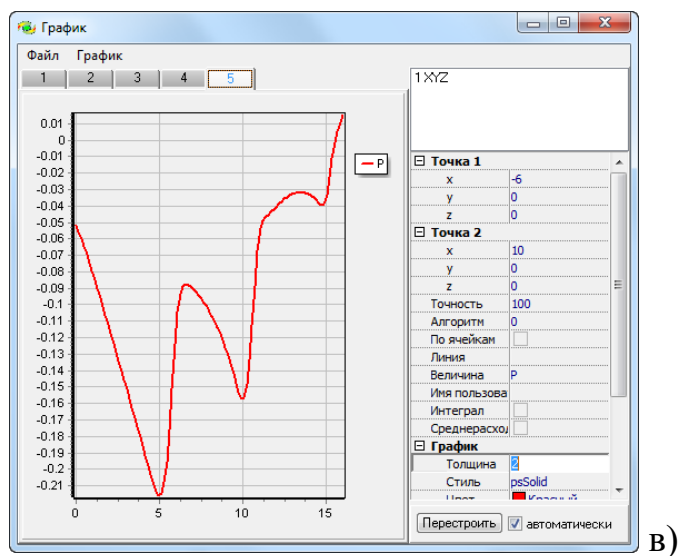
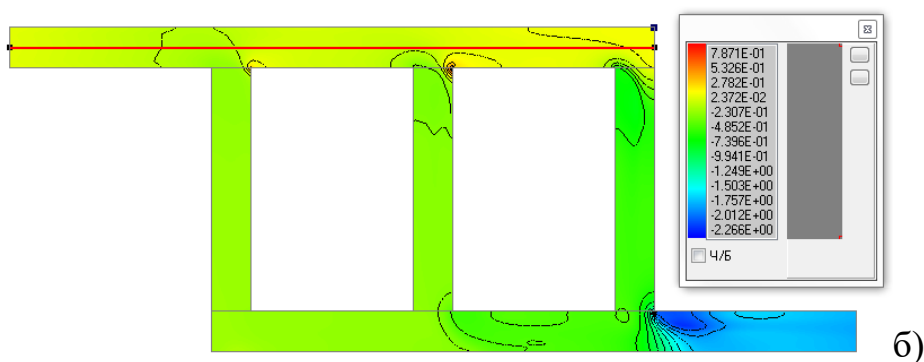
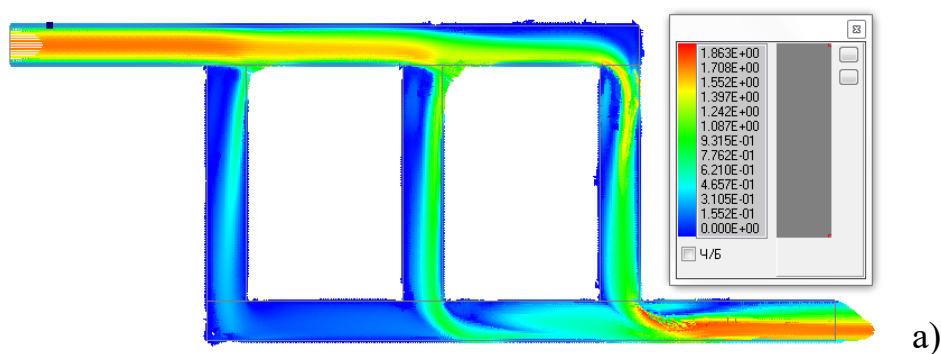


Рисунок 5.4. Возможности модуля визуализации: а) поле скоростей, б) поле давления, в) график распределения давления (см. поле давления)

Как было сказано выше, при построении разномасштабной модели необходимо модернизировать все три стадии выполнения процесса решения задачи. На стадии пре-процессинга необходимо задать геометрические параметры сетевой задачи, а именно: расположение узлов, размеры труб и т. п., а также задать граничные условия. Для реализации этой проблемы автором был разработан формат записи параметров сетевой задачи аналогичный формату записи входных параметров задачи (рисунок 5.5).

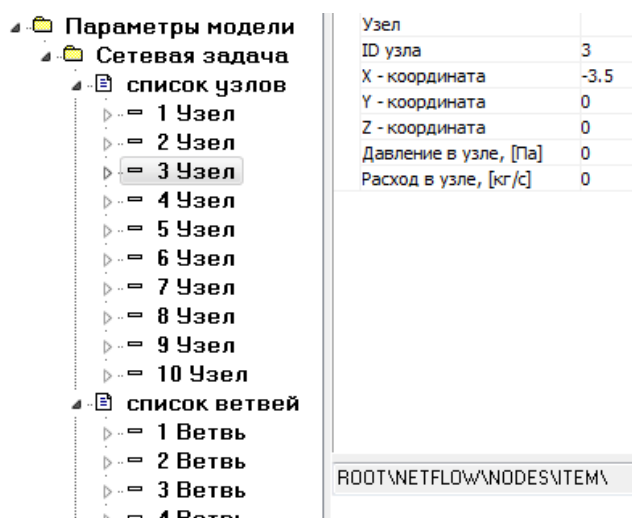
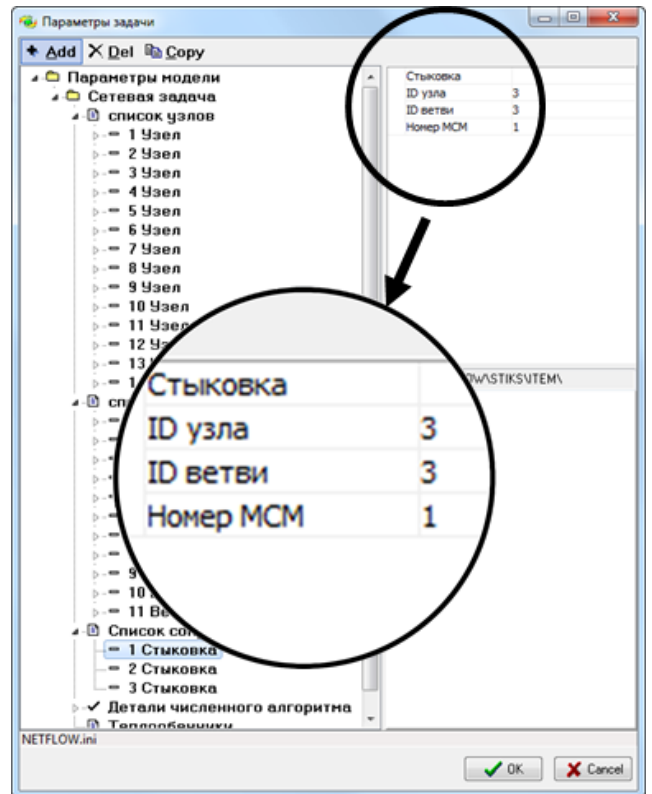
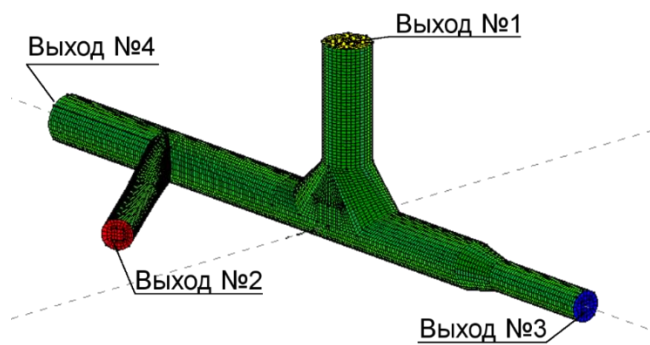


Рисунок 5.5. Задание параметров сетевой части разномасштабной модели

Такой подход позволяет не только пользоваться модулем для обработки входных параметров, но и при необходимости, достаточно легко импортировать топологию модели из другой программы (например, из CAD программы или MS Excel). При этом стоит отметить, что математические параметры, необходимые, например, для расчета поля давления, задаются из модуля обработки входных параметров.

Для последующего объединения двух частей модели в одну на стадии построения расчётной сетки в пространственной части модели необходимо задать номера граней сопряжения, а в сетевой указать, какой узел с какой гранью стыкуется. Пример задания области стыковки представлен на рисунке 5.6.



а)

б)

Рисунок 5.6. Задание областей сопряжения в пространственной (а) и сетевой (б) частях модели

Также для удобной обработки результатов разработчиком модуля визуализации решения была добавлена возможность отображать разномасштабную модель в соответствующем модуле. На рисунке 5.7 приведен пример визуализации результатов расчета разномасштабной модели.

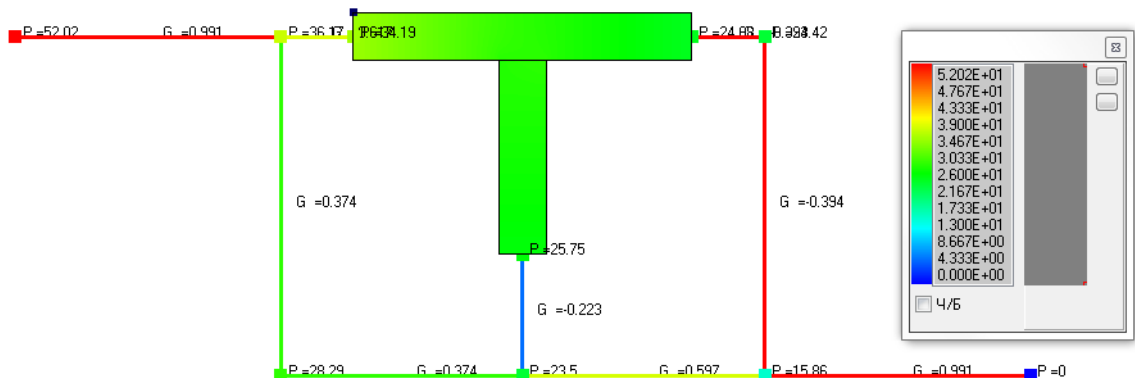


Рисунок 5.7. Пример визуализации разномасштабной модели

5.2. Архитектура расчетного модуля SigmaFlow

Основным ядром программного комплекса SigmaFlow является его расчётный модуль, в котором формируются и рассчитываются уравнения для всех переменных задач. Блок-схема работы расчетного модуля показана на рисунке 5.8. Как видно из данной блок-схемы, работу расчётного модуля можно разбить на три этапа:

1. Считывание расчётной сетки, физических и математических параметров задачи.
2. Основной этап расчета.
3. Запись результатов расчёта.

Основной цикл состоит из двух вложенных друг в друга циклов: цикл шагов по времени и цикл расчета переменных задачи на каждом временном слое. В случае стационарной задачи внешний цикл проходит один раз. Для каждой переменной задачи существует собственный модуль расчета, который можно как включить, так и отключить на стадии задания. Каждый модуль расчета переменной состоит из двух частей: формирование матрицы СЛАУ и её решение.

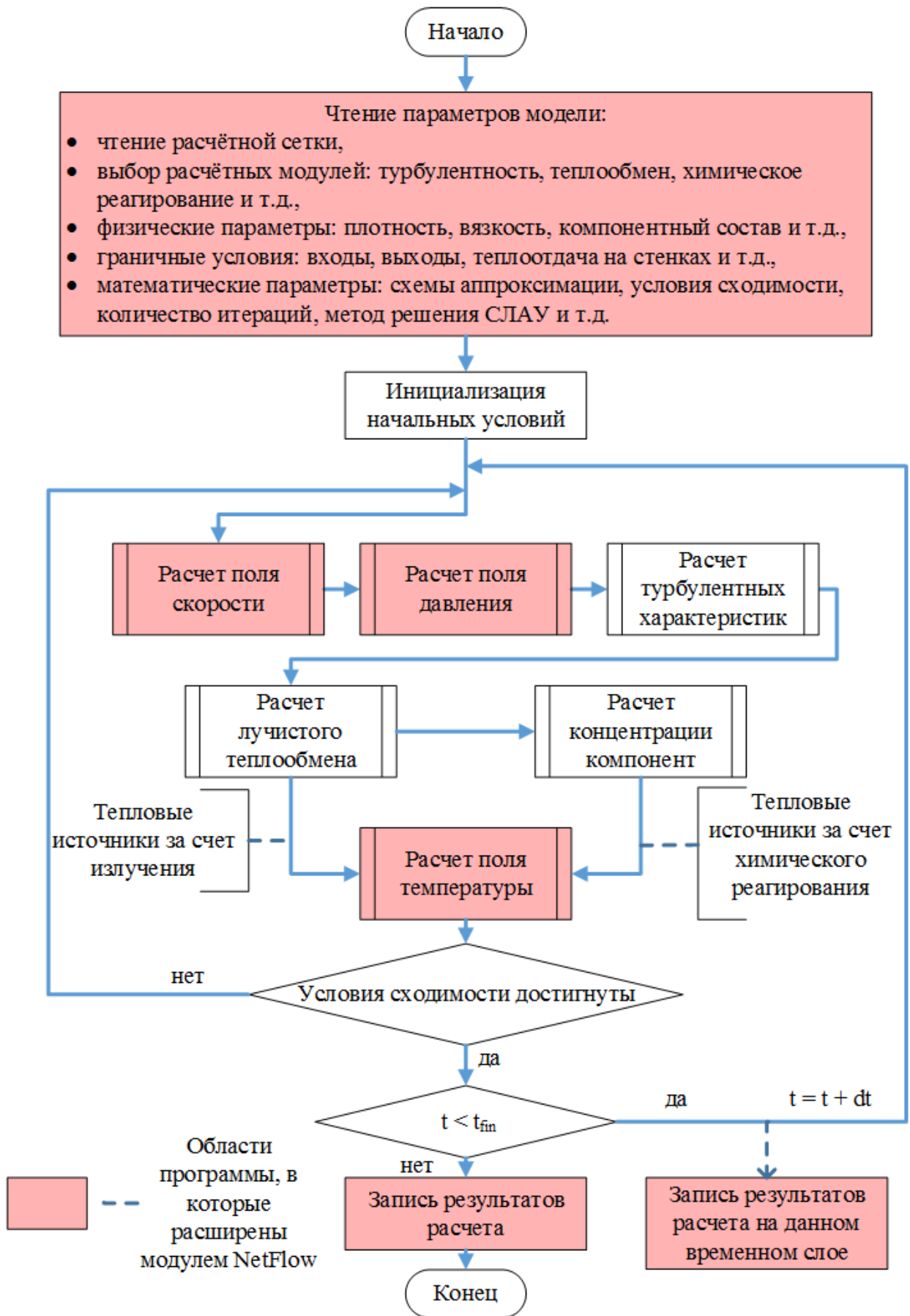


Рисунок 5.8. Блок-схема работы расчётного модуля SigmaFlow

Ниже описаны основные модули расчета переменных:

1. Модуль расчета поля скорости: данный модуль решает уравнение сохранения импульса (2.22) по известному полю давления.
2. Модуль расчета поля давления: в данном модуле при помощи SIMPLE-подобной процедуры, описанной в параграфе 2.3.2, по дисбалансу расхода рассчитывается поправка давления для каждого контрольного объема.
3. Модуль расчета турбулентных характеристик: в случае турбулентного режима течения в данном модуле рассчитываются турбулентные характеристики системы, необходимые для решения уравнения (2.22). Подробно методы расчета турбулентных характеристик описаны в [65].
4. Модуль лучистого теплообмена: в данном модуле происходит расчет процесса теплообмена за счет излучения. В результате работы модуля формируются тепловые источники в уравнении (2.29). Подробно методы расчета лучистого теплообмена описаны в [88].
5. Модуль расчета концентрации компонент: данный модуль предназначен для расчета массообмена в многокомпонентной среде. Концентрация компонент зависит как от перемешивания, так и от химических реакций, происходящих между компонентами. Обычно химическая реакция сопровождается выделением или поглощением тепла. Таким образом, в результате работы данного модуля не только определяется распределение концентрации компонент по расчетной области, но и формируются дополнительные тепловые источники в уравнении (2.29). Подробно методы расчета массообмена и моделирования химического реагирования описаны в [89].
6. Модуль расчета теплообмена: в данном модуле решается уравнение сохранения энергии (2.29), что позволяет рассчитать как теплообмен с окружающей средой, так и теплообмен внутри системы (включая сопряженный теплообмен).

Здесь приведены основные модули расчета, реализованные в программе SigmaFlow. Стоит отметить, что архитектура программного комплекса позволяет

удобно реализовать добавления специфических программных модулей, например, реализацию модуля расчета жидкости со свободной поверхностью [90].

5.3. Интеграция программного модуля NetFlow в расчетный модуль SigmaFlow

Особенностью программного модуля NetFlow является то обстоятельство, что данный модуль взаимодействует с большим количеством областей расчетного модуля (рисунок 5.8). Не будем останавливаться на расширении областей чтения входных параметров и записи результатов расчета, перейдем непосредственно к расчётным модулям.

1. Модуль расчета поля скорости.

Так как поле скорости является векторной величиной, то расчет уравнения сохранения импульса (2.22) проводится для каждой компоненты скорости (рисунок 5.9а). При решении разномасштабной задачи необходимо также решить уравнение количества движения (2.2) для каждой ветви. Но так как расход на ветви однозначно определяется перепадом давления и действующим напором, то нет необходимости составлять СЛАУ для всей сети, а достаточно просто «пройтись» по всем ветвям. После получения полей скоростей и расходов в обеих частях модели проводится процедура интерполяции расходов между ними (2.42). Модифицированный модуль расчета поля скорости представлен на рисунке 5.9б.

2. Модуль расчета поля давления.

Если в расчете поля скорости интеграция NetFlow практически не касается компонентов пространственной части модуля, то в расчете поля давления интеграция затрагивает весь модуль (рисунок 5.10). Это связано с тем, что на данном этапе решается единая СЛАУ для всех частей модели. Таким образом, матрицу системы уравнений размером $N_{Cell} \times N_{Cell}$ (N_{Cell} - количество контрольных объемов) необходимо расширить до матрицы размером $(N_{Cell}+N_{Node}) \times (N_{Cell}+N_{Node})$ (N_{Node} – количество узлов в сети).

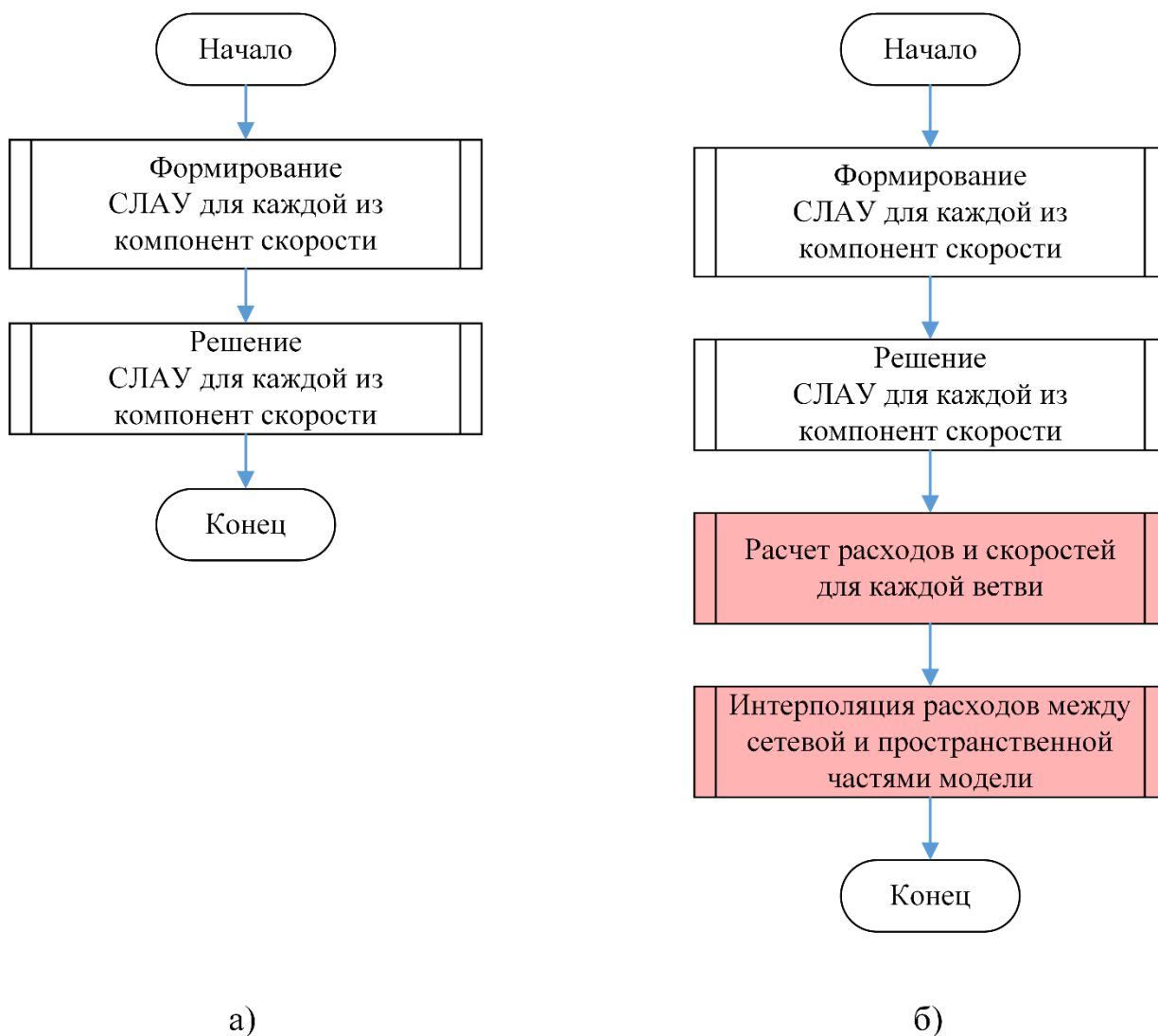


Рисунок 5.9. Модуль расчета поля скорости: а) для полностью пространственного варианта модели, б) для разномасштабного варианта модели. Красным обозначена модификация модуля.

После получения матрицы нужного размера необходимо задать её коэффициенты из уравнений на поправку давления для пространственной (2.38) и сетевой (2.39) частей модели.

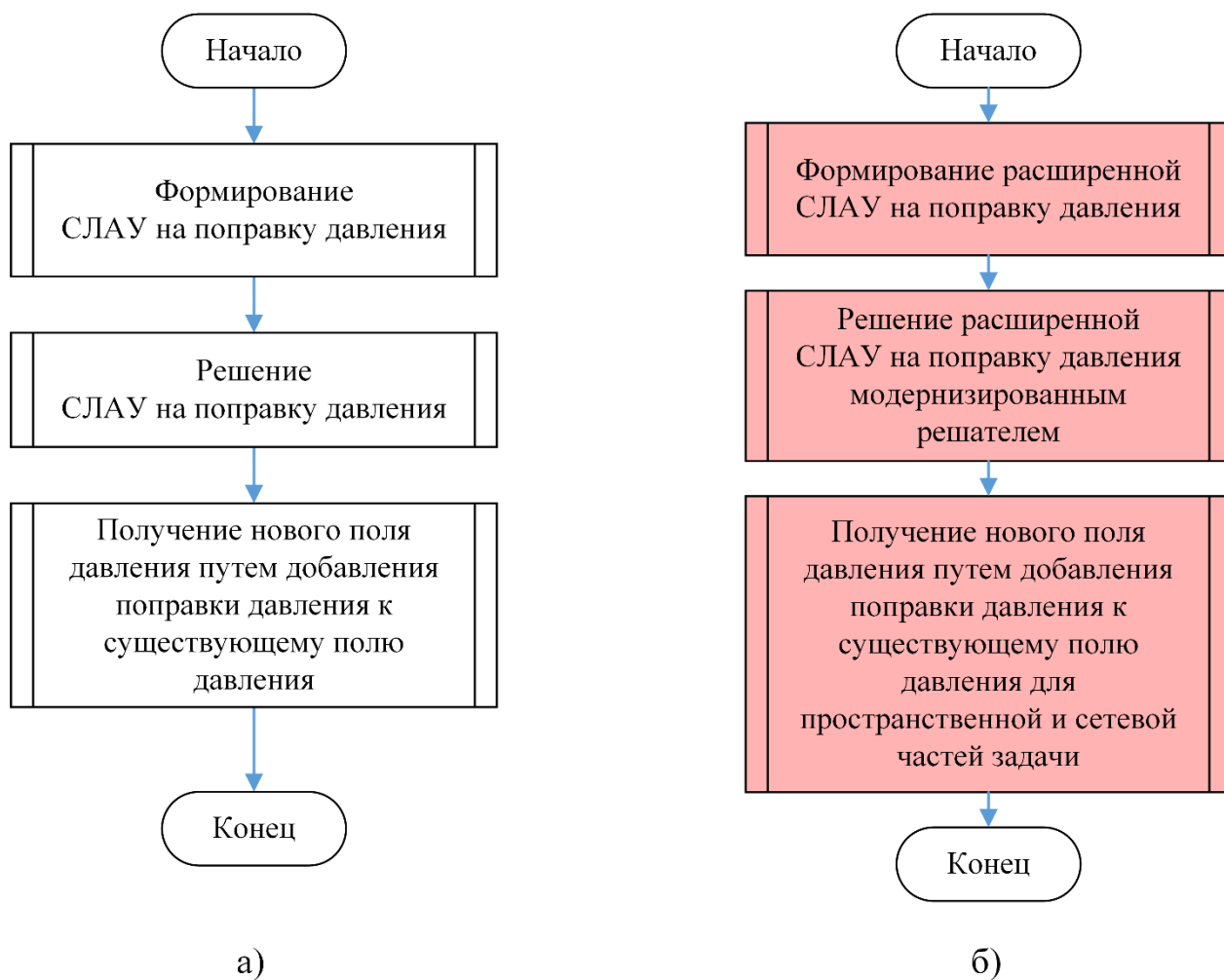
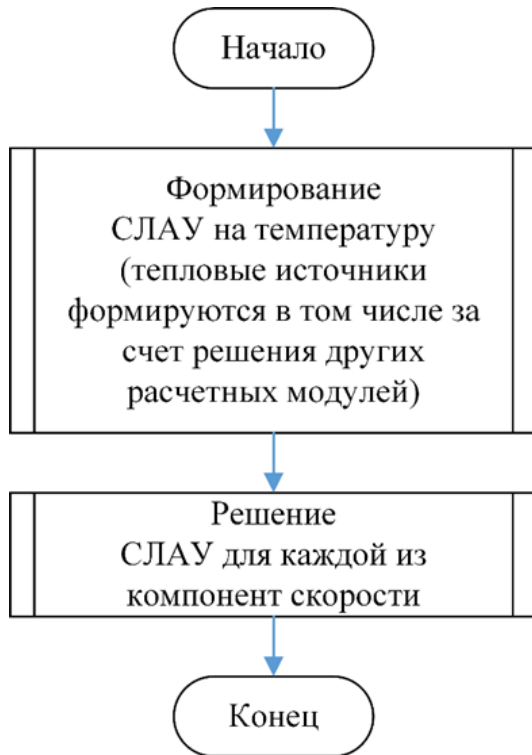


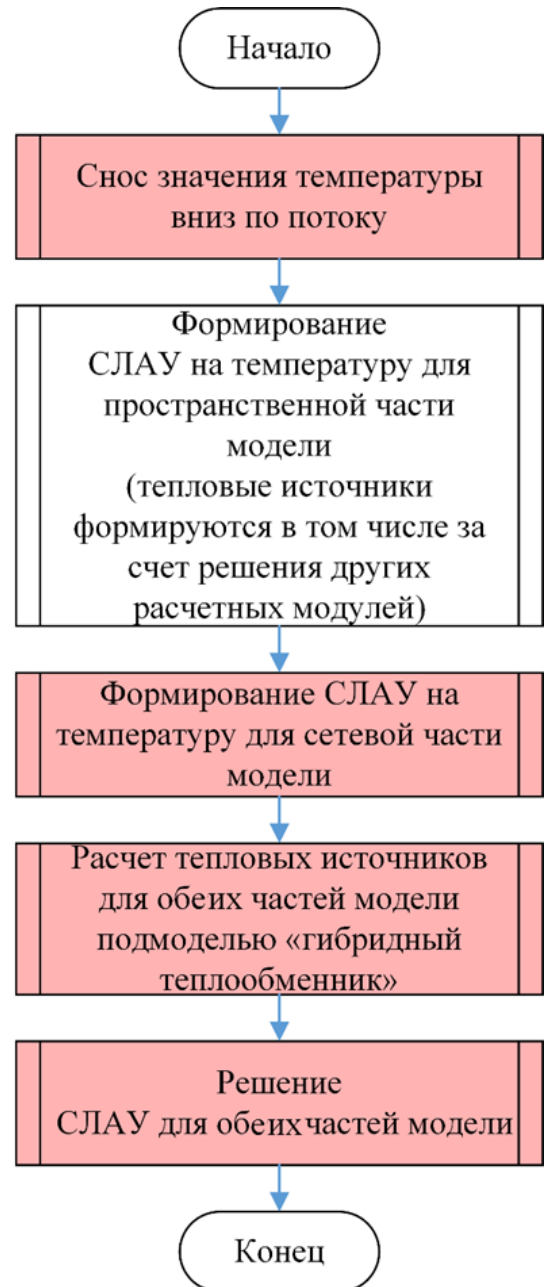
Рисунок 5.10. Модуль расчета поля давления: а) для полностью пространственного варианта модели, б) для разномасштабного варианта модели. Красным обозначена модификация модуля

Для решения полученной СЛАУ вида (2.41) также необходимо модернизировать и решатель, так как реализованные ранее решатели рассчитаны только для расчета внутренней области пространственной модели. После решения СЛАУ на поправку давления необходимо провести процедуру получения нового поля давления (2.31) для всех частей модели: как пространственных, так и сетевых.

3. Модуль расчета теплообмена. Как было сказано выше, в данном модуле решается уравнение сохранения энергии (2.29), и в немодернизированном виде он имеет вид как на рисунке 5.11а.



а)



б)

Рисунок 5.11. Модуль расчета теплообмена: а) для полностью пространственного варианта модели, б) для разномасштабного варианта модели. Красным обозначена модификация модуля

При интеграции в модуль расчета поля теплообмена возможности решать разномасштабные модели была выполнена следующая его модификация:

а) выполняется процедура сноса вниз по потоку значений температуры в области стыковки двух частей разномасштабной модели;

б) формируется система СЛАУ для уравнения сохранения энергии в сетевой части модели (2.17);

в) проводится выполнение работы подмодели «гибридный теплообменник», в результате к источникам в правых частях уравнений (2.29) и (2.17) прибавляется/отнимается соответствующая добавка;

г) решается СЛАУ на температуру для всех частей модели.

Модернизированный таким образом модуль расчета теплообмена представлен на рисунке 5.11б.

Как видно из выше сказанного, для интеграции в SigmaFlow модуля по расчету разномасштабных моделей гидродинамики NetFlow необходимо модернизировать значительную часть основных расчетных модулей переменных. Однако такой подход позволяет получить удобную программу, в которой нет необходимости по-отдельности задавать, рассчитывать и анализировать разные элементы модели.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе представлен гибридный метод, позволяющий объединить в рамках одной разномасштабной модели пространственные и сетевые методы моделирования гидродинамики и теплообмена. Данный метод позволяет решать широкий спектр практических задач в различных областях науки и техники. Решение задачи потокораспределения в сетевых элементах выполняется на базе ТГЦ, решение в пространственной области выполняется методами CFD. Главной особенностью гибридного метода является построение единого уравнения на поправку давления для всей области исследуемой системы, как для протяженной – сетевой, так и для «компактной» – пространственной части, т.е. получение непрерывного поля давления.

По теме диссертации опубликовано 20 печатных работ, из них 6 ([91] [11], [12], [13], [46], [92]) - статьи в изданиях, рекомендованных ВАК, и 14 ([93], [94], [95], [96], [97], [98], [99], [101], [100], [101], [102], [103], [104]) - в материалах международных и российских конференций, а также зарегистрировано два программных продукта: «Программа для численного потокараспределения в системах технологических трубопроводов (SigmaNet)» рег. №2016613273, «Программный модуль для расчёта потокараспределения и теплообмена в гидравлических системах путем построения разномасштабных (1D/3D) моделей гидродинамики (NetFlow)» рег. № 2017611251 и «Программный комплекс моделирования потока газа или жидкости и его взаимодействия с окружающими телами (SigmaFW)» рег. 2017618816 .

По результатам диссертационной работы можно сделать следующие выводы:

1. Предложен эффективный гибридный метод совместного решения многомерных и сетевых задач гидродинамики и теплообмена для систем, в которых одновременно можно выделить протяженные и «компактные»

- элементы. Метод основан на решении единого уравнения на поправку давления, что позволяет получить общее поле давления для всей модели.
2. Предложена оригинальная модель “гибридного теплообменника” для расчета сопряжённого теплообмена, основанная на формировании источниковых членов в уравнениях сохранения энергии для моделирования теплового взаимодействия между сетевой и CFD частями модели.
 3. Проведенные тестовые расчеты продемонстрировали хорошую точность и устойчивость гибридного метода в широком диапазоне параметров течения и характеристик рабочей среды. В сравнении с существующими методами предложенный метод позволяет значительно сократить вычислительные затраты (до 8 раз).
 4. На базе программного комплекса SigmaFlow реализован программный модуль NetFlow, предназначенный для моделирования задач гидродинамики и теплообмена в системах, состоящих из протяжённых и «компактных» элементов. Полученный программный комплекс позволяет решать технологические задачи газоудаления, вентиляции, тепло- и водоснабжения, проектирования и оптимизации теплообменного, энергетического оборудования и систем смазки механизмов, решения задач гемодинамики практической. В частности, при исследовании микроканальных теплообменных систем использование сочетания модели “гибридного теплообменника” и разномасштабной модели гидродинамики позволило эффективно моделировать большие системы с сопряженным теплообменом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Меренков А.П., Хасилев В.Я. Теория гидравлических цепей. М -"НАУКА", 1985.
2. Атавин А. А. Расчет неустановившегося течения воды в разветвленных системах речных русел или каналов // В сб.: Динамика сплошной среды. 1975. № 22. С. 25-36.
3. Сухарев М.Г., Ставровский Е.Р. Оптимизация систем транспорта газа. Т. 6. М.: Недра, 1975. 48-52 с.
4. Todini, E. Unmetodo del gradiente per la verificadelleretiidrauliche // Bollettino degli Ingegneri della Toscana, Vol. 11, 1979. pp. 11-14.
5. Р. Уилсон. Введение в теорию графов. М.: Мир, 1977. 208 с.
6. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. - М. : Энергоатомиздат, 1984.
7. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкости. Т. 1-2. М.: Мир, 1991. 1054 с.
8. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. М.: Мир, 1990. 726 с.
9. J. H. Ferziger, M. Peric. Computational Methods for Fluid Dynamics 3, rev. edition. Springer, 2002.
10. Быстров Ю.А. Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб: Судостроение, 2005. 392 с.
11. Филимонов С.А., Необъявляющий П.А., Михиенкова Е.И. Применение гибридного алгоритма моделирования для исследования системы удаления

- вредных газов алюминиевого производства // Вестн Том. гос. ун-та. Математика и механика, Т. 44, № 6, 2016. С. 64-79.
12. Филимонов С.А., Дектерев А.А., Сентябов А.В., Минаков А.В. Моделирование сопряженного теплообмена в системе микроканалов при помощи гибридного алгоритма // Сиб. журн. индустр. матем., Т. 18, № 3, 2015. С. 86-97.
 13. Бойков Д.В., Филимонов С.А. Моделирование системы смазки редуктора хода экскаватора // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies. 2010. Т. 3. № 4. С. 454–462.
 14. Кошелев В.Б., Мухин С.И., Соснин Н.В., Фаворский А.П. Математические модели квази-одномерной гемодинамики. Москва: МАКС Пресс, 2010. 114 с.
 15. J. Alastruey, K.H. Parker, J. Peir'о, and S.J. Sherwin. Lumped Parameter Outflow Models for 1-D Blood Flow Simulations: Effect on Pulse Waves and Parameter Estimation // Communications in Computational Physics. 2008. Vol. 4. No. 2. pp. 317-336.
 16. Formaggia L., Nobile F., Quarteroni A., Veneziani A. Multiscale modelling of the circulatory system: a preliminary analysis // Computing and Visualization in Science. 1999. No. 2. pp. 75-83.
 17. Астраханцева Е.В., Гидаспов В.Ю., Ревизников Д.Л. Математическое моделирование гемодинамики крупных кровеносных сосудов // Математическое моделирование. 2005. Т. 17. № 8. С. 61-80.
 18. Blanco P.J., Pivello M.R., Urquiza S.A., Feijo' R.A. On the potentialities of 3D–1D coupled models in hemodynamics simulations // Journal of Biomechanics. 2009. Vol. 42. pp. 919-930.
 19. Harvey Ho et al. A Hybrid 1D and 3D Approach to Hemo dynamics Mo delling for

- a Patient-Specific Cerebral Vasculature and Aneurysm // Medical Image Computing and Computer-Assisted Intervention – MICCAI 2009 Lecture Notes in Computer Science Volume 5762. 2009. pp. 323-330.
20. Добросердова Т.К. Численное моделирование кровотока при наличии сосудистых имплантатов или патологий. Автореферат дисс. к.ф-м.н. 05.13.18 – Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ. 2013.
 21. Добросердова Т. К. Численное моделирование кровотока при наличии сосудистых имплантатов или патологий // Материалы XV Всероссийской Конференции-школы молодых исследователей "Современные проблемы математического моделирования". 2013.
 22. I.E. Vignon-Clementel et al. Outflow boundary conditions for 3D simulations of non-periodic blood flow and pressure fields in deformable arteries // Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering. 2010. pp. 1-16.
 23. Carlo D'Angelo, Alfio Quarteroni. On the coupling of 1D and 3D diffusion-reaction equations. Applications to tissue perfusion problems // MOX, Dipartimento di Matematica "F. Brioschi" Politecnico di Milano, Via Bonardi 29 - 20133 Milano (Italy). 2008. No. 28.
 24. C. D'Angelo. Multiscale 1D-3D models for tissue perfusion and applications. // 5th European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering (ECCOMAS 2008). 2008.
 25. Селезнев В.Е., Алешин В.В., Прялов С.Н. Математическое моделирование трубопроводных сетей и систем каналов: методы, модели и алгоритмы / под ред. В.Е. Селезнева. Москва: МАКС Пресс, 2007. 695 с.
 26. Алтунин, В.С. Мелиоративные каналы в земляных руслах. Москва: Колос, 1979. 255 с.

27. Шугрин С.М. Соединение одномерной и двумерной (плановой) моделей течения воды // Водные ресурсы. №5 1987. pp. 5-15.
28. Воеводин А.Ф., Никифоровская В.С. Численное моделирование неустановившихся гидротермических процессов в водных объектах // Международная конференция «Современные проблемы прикладной математики и механики: теория, эксперимент и практика», посвященная 90-летию со дня рождения академика Н.Н. Яненко. 2011.
29. E.D. Fernández-Nieto, J. Marin, J. Monnier. Coupling superposed 1D and 2D shallow-water models: Source terms in finite volume schemes // Computers & Fluids. June 2010. Vol. 39. pp. 1070–1082.
30. Wei Zhang, Shujie Lyu, Yuliang Zhu and Xiaowen Chen. A Coupled Model of the 1D River Network and 3D Estuary Based on Hydrodynamics and Suspended Sediment Simulation // Journal of Applied Mathematics. 2014.
31. Danie L. J. Twigt, Erik D. De Goede, Firmijn Zijl, Dirk Schwanenberg, Alex Y. W. Chiu. Coupled 1D–3D hydrodynamic modelling, with application to the Pearl River Delta // Ocean Dynamics. 2009. Vol. 59. pp. 1077–1093.
32. Gerritsen H et al. Validation document Delft3D-FLOW, WL| [Электронный ресурс] [2003]. URL: <http://delftsoftware.wldelft.nl/index>.
33. Stelling, GS, Verwey A. Numerical flood simulation. In. New York: Wiley, 2005.
34. N. Malleron, F. Zaoui, N. Goutal, T. Morel. On the use of a high-performance framework for efficient model coupling in hydroinformatics // Environmental Modelling & Software. Dec 2011. Vol. 26. No. 12. pp. 1747–1758.
35. Goutal, N., Maurel, F.. A finite volume solver for 1D shallow-water equations applied to an actual river // Int. J. Num. Meth. 2002. Vol. 38. pp. 1-19.
36. Hervouet, J.-M.. Hydrodynamics of Free Surface Flows, Modelling with the Finite

- Element Method. Wiley, 2007.
37. Morales-Hernández M., García-Navarro P., Burguete J., Brufau P. A conservative strategy to couple 1D and 2D models for shallow water flow simulation // *Computers & Fluids*. 2013. Vol. 81. pp. 26-44.
 38. Гребенников А.Н. и др. Адаптация, верификация и использование пакета программ ЛОГОС для решения задач атомной энергетики // *Материалы конференции «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР» ОКБ "ГИДРОПРЕСС"*, 28-31 мая. 2013.
 39. D. Bertolotto, R. Chawla (Dir.). *Coupling a System Code with Computational Fluid Dynamics for the Simulation of Complex Coolant Reactivity Effects*. Vol 5227. EPFL, 2011. 278 pp.
 40. Козелков А.С., Дерюгин Ю.Н., Зеленский Д.К., Глазунов В.А., Голубев А.А., Денисова О.В., Лашкин С.В. Многофункциональный пакет программ ЛОГОС для расчета задач // *Сборник трудов XII Международного семинара «Супервычисления и математическое моделирование»*. 2011. С. 215–230.
 41. Мигров Ю.А., Волкова С.Н., Юдов Ю.В. и др. КОРСАР - теплогидравлический расчетный код нового поколения для обоснования безопасности АЭС с ВВЭР // *Теплоэнергетика*. 2001. № 9. С. 36-43.
 42. ANSYS Inc. *ANSYS CFX Release 11.0 User Manual*. 2006.
 43. Office of Nuclear Regulatory Research. *TRACE V5.0 User's Manual - Volume 2: modeling guidelines*. U.S. Nuclear Regulatory Commission, 2008.
 44. Авдюшенко А.Ю., Черный С.Г. Метод численного моделирования переходных процессов в гидротурбинах. // *XIII Всероссийская конференция молодых ученых по математическому моделированию и информационным технологиям*. г. Новосибирск, 15-17 октября 2012 г.

45. Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Минаков А.В. Современные возможности CFD кода SigmaFlow для решения теплофизических задач // Сборник статей. Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. 2010. Т. 4. № 2. С. 117-122.
46. Филимонов С.А., Дектерев А.А., Бойков Д.В. Численное моделирование кожухотрубчатого теплообменника с помощью гибридного алгоритма. // Тепловые процессы в технике. 2014. № 8.
47. Новицкий Н.Н., Сухарев М.Г., Сарданашвили С.А и др. Трубопроводные системы энергетики: математическое и компьютерное моделирование. Новосибирск: Наука, 2014. 274 с.
48. Елгин Б.А. Модели потокораспределения газовых смесей в трубопроводах // Автореферат. дисс. к.ф.-м.н. 05.13.16 - Применение вычислительной техники, математического моделирования и математических методов в научных исследованиях (по отраслям наук). 1999.
49. Новицкий Н.Н., Сеннова Е.В., Сухарев М.Г. и др. Гидравлические цепи. Развитие теории и приложения. Новосибирск: Наука, Сибирская издательская фирма, 2000. 273 с.
50. Дектерев А.А, Елгин Б.А, Поздяев В.Н. Использование программы для сетевого моделирования при оптимизации газоходных трасс // Использование математического моделирования в котельной технике. 1996. С. 17-19.
51. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 672 с с.
52. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). Москва: Энергоатомиздат, 1984.

53. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. -М.: Стройиздат, 1975. 323 с.
54. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. М.: Наука, 1986. 368 с.
55. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
56. Moody, L. F. Friction factors for pipe flow // Transactions of the ASME, Vol. 66, No. 8, 1944. pp. 671–684.
57. Dunlop, E.J. WADI Users Manual. Local Government Computer Services Board. Dublin, Ireland. 1991.
58. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Недра, 1982. 224 с.
59. Новицкий Н.Н., Сухарев М.Г.,Тевяшев А.Д. и др. Трубопроводные системы энергетики: Методические и прикладные проблемы моделирования. Новосибирск: Наука, 2015. 476 с.
60. Бойков Д.В., Дектерев А.А. Моделирование потокораспределения неизотермических многокомпонентных газовых смесей в сетях. // Комунальне господарство міст (укр. і рос. мовами). Науково-технічний збірник, Випуск 101, Серія: Технічні науки та архітектура. Харківська національна академія міського господарства. 2011. С. с 356-363.
61. F.R. Menter. Zonal two equation k- ω turbulence models for aerodynamic flows // AIAA Paper. 1993. No. №93-2906. P. 21.
62. Гаврилов А.А. Вычислительные алгоритмы и комплекс программ для численного моделирования течений неньютоновских жидкостей в кольцевом канале - Автореферат дисс. к.ф.-м.н.: 05.13.18 – «Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ». Новосибирск. 2014.

63. P. Traoré, Yv. M. Ahipo, C. Louste. A robust and efficient finite volume scheme for the discretization of diffusive flux on extremely skewed meshes in complex geometries // *Journal of Computational Physics*. 2009. Vol. 228. pp. 5148 – 5159.
64. Leonard, B.P. A stable and accurate convective modeling procedure based on quadratic upstream interpolation // *Comp. Math. Appl. Mech. Eng.* 1979. Vol. 19. pp. 59 – 98.
65. Сентябов А.В. Численное исследование низкочастотных пульсаций давления в отсасывающей трубе гидротурбины. Автореферат. дисс. к.ф.-м.н.: 01.02.05 – "Механика жидкости, газа и плазмы". Новосибирск. 2015.
66. С. Писсанецки. Технология разреженных матриц. Москва: Мир, 1988. 416 с.
67. Цветков Ф.Ф., Григорьев, Б.А. «Тепломассообмен» Учебное пособие для вузов. М.: Издательство МЭИ, 2005. 550 с.
68. Талдыкин, Ю.А. Повышение эффективности работы крупных турбокомпрессорных станций алюминиевой промышленности. // Автореферат. дисс. к.ф.-м.н. 05.14.4 - Промышленная энергетика. 1997.
69. Xiang-Qi Wang, Arun S. Mujumdar, Christopher Yip. Thermal characteristics of tree-shaped microchannel nets for cooling of a rectangular heat sink // *International Journal of Thermal Sciences*. 2006. Vol. 45. pp. 1103–1112.
70. Шахрай, С.Г. Повышение эффективности вентиляции корпусов электролизного производства алюминия путем совершенствования системы газоотсоса. // Автореферат. дисс. к.т.н.05.23.03 Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение. 2008.
71. ГН 2.2.5.1313-03. Гигиенические нормативы. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны.
72. Куликов Б.П., Сторожев Ю.И. Пылегазовые выбросы алюминиевых

- электролизеров с самообжигающимися анодами: монография. Красноярск: Сиб. фед. ун-т, 2012. 268 с.
73. Буркат В.С., Друкарев В.А. Сокращение выбросов в атмосферу при производстве алюминия. Санкт - Петербург. 2005. 275 с.
74. Шахрай С.Г. Современное состояние атмосферы корпусов производства алюминия и методы ее нормализации // Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies. 2012. Т. 6. № 5. С. 638-646.
75. Необъявляющий П.А., Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Сторожев Ю.И. Расчетно-экспериментальное исследование горелочного устройства по дожиганию анодного газа // Теплофизика и аэромеханика. 2017. Т. 14. № 1. С. 151-160.
76. Необъявляющий П.А., Дектерев А.А., Литвинцев К.Ю. Исследование сложного теплообмена в многокомпонентных газовых смесях в приложении к устройствам сжигания и транспортировки анодных газов электролизного производства алюминия // Тезисы докладов и сообщений. XIV Минский международный форум по тепломассообмену. 2012. Т. 1. № 1. С. 214-216.
77. Цибульский В.В. и др. Методическое пособие по аналитическому контролю выбросов загрязняющих веществ в атмосферу. Санкт-Петербург. 2012. 56 с.
78. РД 52.04.59-85. Руководящий документ. Охрана природы. Атмосфера. Требования к точности контроля промышленных выбросов. Методические указания.
79. Sameer Khandekar, Gaurav Agarwal, Manoj Kumar Moharana. Thermo-Hydrodynamics of Developing Flow in a Rectangular Mini-Channel Array 2010. pp. 1342-1349.
80. Лобасов А.С., Минаков А.В., Дектерев А.А. Моделирование гидродинамики и конвективного теплообмена в микроканалах // Вычислительная механика

сплошных сред. 2012. Т. 5. № 4. С. С. 481-488.

81. Rudyak, V.Ya; Minakov, A.V.; Gavrilov, A.A.; Dekterev, A.A. Application of new numerical algorithm for solving the Navier-Stokes equations for modelling the work of a vis-cometer of the physical pendulum type. // Thermophysics and Aeromechanics. 2008. Vol. 15. pp. 333-345.
82. Rudyak V.Y., Minakov A.V., Gavrilov A.A., Dekterev A.A. Modelling of flows in micromixers. // Thermophysics and Aeromechanics. 2010. Vol. 17. pp. 565–576.
83. Rudyak, V.Ya; Minakov, A.V.; Gavrilov, A.A.; Dekterev, A.A. Mixing in a T-shaped micromixer at moderate Reynolds numbers. // Thermophysics and Aeromechanics. 2012. Vol. 19. pp. 385–395.
84. Minakov, A.; Rudyak, V.; Dekterev, A.; Gavrilov, A. Investigation of slip boundary conditions in the T-shaped microchannel. // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2013. Vol. 43. pp. 161-169.
85. Gavrilov, A.A.; Minakov, A.V.; Dekterev, A.A.; Rudyak, V.Ya. A numerical algorithm for modeling laminar flows in an annular channel with eccentricity. // J. Applied and Industrial Mathematics. 2011. Vol. 5. pp. 1-12.
86. Минаков А.В. Численный алгоритм решения задач гидродинамики с подвижными границами и его тестирование. // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2014. Т. 54. С. 61–72.
87. Гаврилов А.А., Минаков А.В., Дектерев А.А., Рудяк В. Я. Численный алгоритм для моделирования ламинарных течений в кольцевом канале с эксцентриситетом // Сиб. журн. индустр. матем. 2010. Т. 13. № 4. С. 3-14.
88. Литвинцев К.Ю. Совершенствование методов моделирования лучистого теплообмена и оптических свойств среды применительно к высокотемпературным технологическим процессам и пожарам. Автореферат. дисс. к.ф.-м.н.: 01.04.14 – "Теплофизика и теоретическая теплотехника".

Новосибирск. 2012.

89. Чернецкий М.Ю. Совершенствование моделирования теплообмена в пылеугольных топочных камерах с твердым шлакоудалением. Автореферат. дисс. к.т.н.: 01.04.14 – "Теплофизика и теоретическая теплотехника. Новосибирск. 2012.
90. Минаков А.В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с подвижными границами. Автореферат. дисс. к.ф.-м.н. 05.13.18 – «Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ». Красноярск. 2008.
91. Filimonov, S.A.; Mikhienkova, E.I.; Dekterev A.A.; Boykov D.V. Hybrid methods for simulating hydrodynamics and heat transfer in multiscale (1D-3D) models // Journal of Physics: Conference Series. 2017. Vol. 899. No. 5. P. 052004.
92. Михиенкова Е.И., Филимонов С.А., Дектерев А.А.. Гибридный алгоритм для совместного расчета многомасштабных гидравлических задач с учетом тепловых процессов // Вычислительные методы и программирование: новые вычислительные технологии, Т. 17, № 4, 2016. С. 380-392.
93. Бойков Д.В., Филимонов С.А. Тезисы Всероссийская конференция молодых ученых по математическому моделированию и информационным технологиям. // Определение гидродинамического сопротивления различных устройств. Новосибирск. 2010.
94. Бойков Д.В., Филимонов С.А., Дектерев А.А. Сборник научных трудов Всероссийской научно практической конференции с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» // Комплексное моделирование устройств на примере системы смазки. Томск. 2010.
95. Бойков Д.В., Филимонов С.А., Дектерев А.А. Тезисы Всероссийской

- конференции «XXIX Сибирский теплофизический семинар» // Комплексный подход при исследовании и оптимизации режимов систем газоходов. Новосибирск. 2010.
96. Филимонов С.А., Бойков Д.В. Современные проблемы прикладной математики и механики: теория, эксперимент и практика: Международная конференция, посвященная 90-летию со дня рождения Н.Н. Яненко // Разработка алгоритма для совместного решения многомерных и сетевых задач. Новосибирск. 2011. С. 104-105.
97. Филимонов С.А., Бойков, Д.В. Тезисы VII Всероссийского семинара кафедр вузов по теплофизике и теплоэнергетике // Гибридный алгоритм для совместного решения многомерных и сетевых задач. Кемерово. 2011.
98. Филимонов, С.А. XII Всероссийская конференция молодых ученых по математическому моделированию и информационным технологиям // Разработка гибридного алгоритма для совместного решения многомерных и сетевых задач. Новосибирск. 2011.
99. Бойков Д.В., Гаврилов А.А., Дектерев А.А., Филимонов С.А. Тезисы XIII Всероссийской конференции молодых ученых по математическому моделированию и информационным технологиям // Развитие гибридного алгоритма для совместного решения многомерных и сетевых задач. Новосибирск. 2012.
100. Филимонов С.А., Дектерев А.А. Сборник докладов «XXXI Сибирского Теплофизического семинара» // Возможности гибридного алгоритма для решения моделей одновременно состоящих из пространственных элементов и элементов из теории гидравлических цепей. Новосибирск. 2014. Р. 170.
101. Филимонов С.А., Дектерев А.А., Бойков Д.В. Материалы Шестой Российской национальной конференции по теплообмену // метод расчета

- кожухотрубчатого теплообменника основанный на сочетании пространственного моделирования и модели гидравлических цепей. Москва. 2014. Т. 1. С. 41-42.
102. Бойков Д.В., Филимонов С.А., Дектерев А.А. Труды XIV Всероссийского научного семинара «Математические модели и методы анализа и оптимального синтеза развивающихся трубопроводных и гидравлических систем» // Комплексный анализ систем газопроводов с использованием методов трехмерного моделирования и методов ТГЦ. г.Белокуриха, Алтайский край. 2014. pp. 28-43.
103. Филимонов С.А. Материалы XVII Всероссийской конференции молодых учёных по математическому моделированию // Основные способы построения разномасштабных (1D-3D) моделей потокораспределения в гидродинамических системах, на примере программного комплекса SigmaFlow. Новосибирск. 2016. P. 72.
104. Дектерев А.А., Филимонов С.А., Бойков Д.В., Михиенкова Е.И. Тезисы докладов II Всероссийской научной конференции "Теплофизика и физическая гидродинамика" с элементами школы молодых ученых // Гибридные методы моделирования гидродинамики и теплообмена в разномасштабных (1d-3d) моделях. Ялта. 2017. P. 41.

ООО «КТМ»

660119, Российская Федерация, Красноярский край, Емельяновский район, 20-й км. Енисейского тракта, строение 2.
ИНН 2411019202, ОГРН 1092411000054

СПРАВКА

О внедрении результатов диссертационной работы ФИЛИМОНОВА Сергея Анатольевича.

Филимонов С.А. являлся разработчиком математической модели для расчёта и проектирования модели смазки редуктора хода экскаватора КТМ-405т, проводимой на ООО «КТМ», в виде программного комплекса σ Net. Программный комплекс использовался для расчёта сечений трубопроводов и диаметра регулирующих шайб. В результате внедрения программы было существенно сокращено время на проектирование системы смазки редуктора.

Технический директор

Д.А.Салов

Дата: 22.03.2010 г.





общество с ограниченной ответственностью

**ТЕРРИТОРИАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫЕ
ИНФОРМАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ (ТОРИНС)**

г. Красноярск, Академгородок, 50, стр. 44, к. 501-1
ИНН 2460044794, тел./факс: (391), 249-4726;
E-mail: info@torins.ru; Интернет: http://www.torins.ru/

Справка

об использовании результатов работ Филимонова Сергея Анатольевича
вошедших в диссертационную работу на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Общество с ограниченной ответственностью «Территориально-ориентированные информационные системы» (ООО «ТОРИНС») настоящей справкой подтверждает, что результаты работы Филимонова Сергея Анатольевича вошедшие в его диссертационную работу «Гибридный метод совместного решения многомерных и сетевых задач гидродинамики и теплообмена» использованы ООО «ТОРИНС» при разработке специализированного программного модуля (ПМ), предназначенного для моделирования гидродинамических систем одновременно состоящих из протяженных и «компактных» элементов – «NetFlow» (Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2016613273).

В ПМ «NetFlow» используются следующие результаты работ С.А. Филимонова:

1. Гибридный метод, позволяющий объединить протяженные и «компактные» части системы в единую модель, на основе пространственных и сетевых элементов.
2. Оригинальный способ построения единого уравнения на поправку давления, позволяющий получить непрерывное поле давления для всей расчетной области.
3. Методы теплообмена между пространственными и сетевыми элементами (снос значения температуры вниз по потоку и модель «гибридного теплообменника»).

ПМ используется при выполнении задач НИР и НИОКР, связанных с тепло- и массо- обменом в системах содержащих протяжённые (сетевые) и «компактные» (пространственные) элементы и позволяет существенно сократить время расчёта, по сравнению с полностью пространственными моделями.

Директор
ООО «ТОРИНС»



Пушкарев В. А.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

SIBERIAN
FEDERAL
UNIVERSITY



СИБИРСКИЙ
ФЕДЕРАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Институт инженерной физики и радиоэлектроники
660074, Россия, Красноярск, ул. Ак. Киренского, 28
телефон / факс (391) 291-29-67
http://efir.institute.sfu-kras.ru. e-mail: dir_efir@sfu-kras.ru

12.10.2017 № 005/1587
на № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ:

Директор Института
инженерной физики и
радиоэлектроники

 /Патрин Г. С./

< > 2017г.

СПРАВКА

об использовании результатов диссертационной работы Филимонова Сергея Анатольевича на соискание степени кандидата технических наук по специальности 05.013.18 «Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ» по теме «Гибридный метод для совместного решения многомерных и сетевых задач гидродинамики и теплообмена»

Результаты диссертационной работы Филимонова Сергея Анатольевича внедрены и используются в учебном процессе кафедры Теплофизика Института инженерной физики и радиоэлектроники Сибирского Федерального университета в рамках учебного курса «Математическое моделирование задач гидродинамики и теплообмена». Результаты диссертационной работы реализованы в специальном программном обеспечении «SigmaFlow» (программный модуль «NetFlow», предназначенный для моделирования гидродинамических систем, одновременно состоящих из протяженных и «компактных» элементов) для моделирования потока газа или жидкости и его взаимодействия с окружающими телами.

Зам. директора по учебной работе,

к.ф-м.н.

Лобасова М. С.



09.10.2017
Исх. № 07-10-17

СПРАВКА
об использовании результатов диссертационной работы
Филимонова Сергея Анатольевича
«Гибридный метод для совместного решения многомерных и сетевых задач
гидродинамики и теплообмена»

Дана Филимонову Сергею Анатольевичу в том, что разработанные при его участии программные продукты «**SigmsNet**» (программа, предназначенная для моделирования потока распределения и теплообмена в технологических трубопроводах) и «**NetFlow**» (программный модуль для моделирования гидродинамических систем одновременно состоящих из протяженных и «компактных» элементов) используются в деятельности ООО «Старк Инжиниринг» и имеют практическое значение.

Данные программные продукты использовались:

1. для моделирования, с целью оценки текущего состояния и предложений по оптимизации, системы горячего водоснабжения, системы теплофикации, системы пароснабжения, системы обратного водоснабжения предприятия ОАО «Красноярский завод цветных металлов имени В.Н. Гулидова».
2. при проектировании системы промышленной вентиляции, обеспечивающей минимальное загрязнение воздуха в помещениях, нового лабораторного корпуса ОАО «Красноярский завод цветных металлов имени В.Н. Гулидова», с использованием совместного пространственного и сетевого моделирования.

Подпись _____



ООО СТАРК Инжиниринг»

Директор Грош Л.П.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2016613273

**Программа для численного моделирования
потокораспределения в системах технологических
трубопроводов (SigmaNet)**

Правообладатель: *Общество с ограниченной ответственностью
«Территориально-ориентированные информационные системы»
(RU)*

Авторы: *Бойков Дмитрий Валерьевич (RU), Филимонов Сергей
Анатольевич (RU), Дектерев Александр Анатольевич (RU)*



Заявка № **2016610612**
Дата поступления **28 января 2016 г.**
Дата государственной регистрации
в Реестре программ для ЭВМ **24 марта 2016 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2017611251

«Программный модуль для расчёта потокораспределения и теплообмена в гидравлических системах путем построения разномасштабных (1D/3D) моделей гидродинамики (NetFlow)»

Правообладатель: *Общество с ограниченной ответственностью «Территориально-ориентированные информационные системы» (RU)*

Авторы: *Филимонов Сергей Анатольевич (RU), Харламов Егор Борисович (RU), Дектерев Александр Анатольевич (RU)*

Заявка № 2016660957

Дата поступления 19 октября 2016 г.

Дата государственной регистрации
в Реестре программ для ЭВМ 01 февраля 2017 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Илев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2017618816

«Программный комплекс для моделирования
гидродинамики и теплообмена SigmaFW»

Правообладатели: *Дектерев Александр Анатольевич (RU), Гаврилов Андрей Анатольевич (RU), Харламов Егор Борисович (RU), Литвинцев Кирилл Юрьевич (RU), Филимонов Сергей Анатольевич (RU)*

Авторы: *Дектерев Александр Анатольевич (RU), Гаврилов Андрей Анатольевич (RU), Харламов Егор Борисович (RU), Литвинцев Кирилл Юрьевич (RU), Филимонов Сергей Анатольевич (RU)*

Заявка № 2017615957

Дата поступления 15 июня 2017 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 09 августа 2017 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев