

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ КЫРГЫЗСКОЙ
РЕСПУБЛИКИ**

ОШСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА «ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ И ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ
ФИЗИКА»**

На правах рукописи
УДК:532.542.4

Абдимуталипова Зейнура Каныбековна

Численное моделирование струйных турбулентных течений

Специальность 01.02.05. – Механика жидкости, газа и плазмы

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата физико-математических наук

Научный руководитель:
доктор физико-математических наук,
профессор **Курбаналиев А.Ы.**

Бишкек– 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ | 4 |
| ВВЕДЕНИЕ | 5 |
| ГЛАВА 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ | 12 |
| 1.1 Полезность падающих струй | 12 |
| 1.2 Теория столкновения струй | 13 |
| 1.2.1 Теплообмен одиночной круглой струи, падающей на плоскую пластину | 14 |
| 1.3 Исследования | 16 |
| 1.4 Описание движения жидкости | 22 |
| 1.4.1 Сохранение энергии | 23 |
| Выводы к главе 1 | 24 |
| ГЛАВА 2. МЕТОДОЛОГИЯ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ | 25 |
| 2.1 Моделирование турбулентности | 25 |
| 2.2 Модели турбулентности | 27 |
| 2.2.1 $k - \varepsilon$ модель | 27 |
| 2.2.2 $k - \omega$ модель Ментера | 28 |
| 2.2.3 $k - \omega SST$ модель | 30 |
| 2.3 Метод конечного объема | 31 |
| 2.4 Алгоритм PISO | 33 |
| 2.5 Алгоритм SIMPLE | 34 |
| 2.6 Обзор программных продуктов | 35 |
| 2.6.1 Пакет OpenFOAM | 37 |
| 2.6.2 Кейс решателя OpenFOAM | 40 |
| Выводы к главе 2 | 42 |
| ГЛАВА 3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРУЙНЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ | 43 |
| 3.1 Численное моделирование плоской турбулентной пристенной струи. | 43 |

| | | |
|-----|--|-----|
| 3.2 | Численное моделирование охлаждения нагревательной пластины импактной струей. | 55 |
| 3.3 | Моделирование влияния интенсивности турбулентности входной струи на движение воздуха в модели помещения. | 66 |
| 3.4 | Численное моделирование возраста воздуха в помещении | 74 |
| 3.5 | Моделирование движения воздуха в модели инфекционной палаты | 81 |
| 3.6 | Моделирование нестационарного движения воздуха в модели инфекционной палаты | 92 |
| | Выводы к главе 3 | 106 |
| | ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 107 |
| | ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ | 108 |
| | СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ | 116 |
| | Приложение 1 – Акты о внедрении | 113 |
| | Приложение 2 – Создание сетки | 117 |
| | Приложение 3 – Листинг программы для численного моделирования плоской турбулентной пристенной струи в пакете OpenFOAMv7 | 121 |
| | Приложение 4 – Авторское свидетельство | 128 |
| | Приложение 5 – Сертификаты участия в различных конференциях | 130 |

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ

CFD – Вычислительная гидродинамика (Computational Fluid Dynamics)

SIMPLE – полуявный метод для связи уравнений через давление (SemiImplicit Method for Pressure linked Equations)

СЛАУ – Система линейных алгебраических уравнений

OpenFOAM – Open Field Operation and Manipulation-- это программный пакет на базе C++, включающий мультифизические численные решатели и дополнительные утилиты

DNS – прямое численное моделирование (Direct Numerical Simulation);

LES – моделирование крупных вихрей (Large Eddy Simulation);

RANS – моделирование на базе осредненных уравнений Рейнольдса (Reynolds Averging based Numerical Simulation);

SST – перенос сдвиговых напряжений (Shear Stress Transport);

k – турбулентная кинетическая энергия;

R_e – число Рейнольдса;

S_{ij} – компоненты тензора скоростей деформации;

u, u_i – вектор скорости, компоненты скорости.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации. Моделирование физических процессов, происходящих в природе и применяемых в технических разработках, становится все более популярным в научных исследованиях и практике благодаря развитию вычислительной техники. Турбулентные струйные течения широко используются в различных технических приложениях и народном хозяйстве: системы охлаждения, распыление топлива в камерах сгорания, струи поливальных установок и пожаротушения. В настоящее время компьютерное моделирование струйных турбулентных течений жидкости и газа широко применяется на практике. Основной математической моделью в приближении к сплошной среде является система уравнений Навье-Стокса [1,2].

Струйное течение в проветриваемом помещении обычно представляет собой совокупность нескольких струй: свободной струи, набегающей струи, пристенной струи, плавучей струи и т. д. Струи в проветриваемых помещениях характеризуются тремя различными режимами течения: ламинарным, переходным и турбулентным, что создает значительные сложности при моделировании и проведении измерений. Первыми научными публикациями о турбулентных струях являются наблюдения Юнга [3], который показал, что внутренний угол турбулентной струи не зависит от скорости струи. Значительная часть данной диссертации посвящена исследованию удара струи о пластину (стену) и пристенным струям, с целью глубокого понимания явлений столкновения и использования данных о настенной струе и её поведении в воздушном потоке помещения. Несмотря на значительный интерес и изучение струй в различных промышленных приложениях, их поведение в замкнутом пространстве, например, в помещении с механической вентиляцией, изучено недостаточно [4].

Эта работа посвящена моделированию турбулентных двумерных и трехмерных течений. Рассматриваются ситуации, характерные для

вентилируемых объемов; осесимметричные и плоские струи в тупиковых и проточных помещениях при разных значениях параметров поперечного и продольного течения. То есть варьируется отношение поперечных размеров приточного отверстия и помещения, а также дальность действия струи и протяженности помещения. Исследуется также влияние взаиморасположения отверстий для подачи и удаления воздуха.

Основы теории турбулентных струй изложены в работах Абрамовича Г.Н. (2011), Белова И.А.(2001), Гиневского А.С. (1969), Купера Д.(1993), Фрик П.Г.(2003), Юн А.А.(2010), Свейна Б.(2019).

Проблемы оптимизации вентиляции и движения воздуха в инфекционных помещениях рассмотрены в работах Suhendi(2024), Вшивкова А.П.(2024), Хуссейн З.К.(2024), Т. L. Le (2022), S. L. Miller (2021), Hyung-Eun-Park(2024) и др.

В настоящее время наиболее актуальным является принцип комплексного решения вопросов определения воздухообмена и расчета теплообмена на базе закономерностей струйных течений и приближенных математических моделей тепло - массообменных процессов в вентилируемых больничных палатах. Современные системы кондиционирования воздуха в медицинских учреждениях играют важную роль, поскольку обеспечивают соблюдение гигиенических норм и защиту от вредных выбросов или переносимых по воздуху патогенных материалов для пациентов и медицинского персонала. В этих целях используется ламинарный поток воздуха[5]. Естественная вентиляция не способна полностью обеспечить здоровый микроклимат в больницах, так как она не очищает воздух, что критически важно для большинства медицинских направлений. Для определения закономерностей формирования скоростных и температурных полей в вентилируемом помещении применяются численные методы решения системы уравнений, включающей уравнение Навье-Стокса, уравнение энергии, массопереноса и диссипации турбулентной кинетической энергии.

Численные эксперименты с использованием различных вычислительных комплексов были проведены такими исследователями, как P.V. Nilsen, A. Restivo, J.H. Whitelaw и Taghi Karimipannah.

В данной работе рассмотрено моделирование турбулентных струйных течений с использованием пакета OpenFOAM. Исследуется турбулентное течение воздуха в моделях больничных палат, а также моделируется влияние взаимного расположения отверстий для подачи и удаления воздуха. Выше изложенное подтверждает актуальность данной диссертационной работы.

Связь темы диссертации с приоритетными научными направлениями, крупными научными программами (проектами), основными научно-исследовательскими работами, проводимыми образовательными и научными учреждениями. Работа выполнена на основе личной инициативы.

Целью исследования является развитие метода моделирования струйных турбулентных течений в рамках прикладного пакета OpenFOAM на примере движения воздуха в помещении.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Проведение аналитического обзора существующих методов численного моделирования турбулентных струйных течений и определение возможных путей их дальнейшего усовершенствования.
2. Проверка адекватности используемой математической модели путем численного моделирования пристеночной турбулентной струи.
3. Моделирование влияния числа Рейнольдса падающей турбулентной импактной струи на охлаждение нагревательной пластины.
4. Моделирование влияния интенсивности турбулентности входной струи на движение воздуха в модели помещения.
5. Моделирование влияния отрицательного выходного граничного условия для давления на движение воздуха в модели инфекционной палаты с учетом теплообмена.

Научная новизна полученных результатов работы.

1. Показано, что при моделировании процесса охлаждения нагревательной пластины с увеличением числа Рейнольдса импактной струи от 8 000 до 48 000 повышается вычислительная эффективность численных расчётов при заданной точности. В частности, количество итераций уменьшается на 27.93 %, а время расчёта сокращается на 27.82% для buoyantkEpsilon модели турбулентности.

2. Кроме того, численное моделирование выявило неравномерное распределение средней температуры течения в средней горизонтальной плоскости расчётной области.

3. Получено подобие течений в моделях палат с размерами $3 \times 1 \times 1$ и $9 \times 3 \times 1$ в двух геометрически подобных вертикальных сечениях. Показано, соответствие между экспериментальными данными и численным расчётом для модели $k-\omega$ SST является наилучшим при интенсивности 5%.

4. Проведено численное моделирование влияния выходного граничного условия для давления на организацию движения воздуха в модели инфекционной палаты с отрицательным давлением. Установлено, что профиль средней скорости увеличивается на 6% и 24 % при отрицательных значениях выходного давления -8Па и -16Па соответственно, по сравнению с нулевым выходным давлением.

5. Показано, что предложенная схема вентиляции инфекционной палаты с размещением неподвижных пациентов обеспечивает необходимый скоростной комфорт – скорость воздуха не превышает значения 0.2м/с.

Практическая значимость полученных результатов. Полученные результаты данной диссертационной работы вносят определенный вклад в метод математического моделирования турбулентных струйных течений. Результаты исследования внедрены в деятельность инфекционного отделения Карасуйской территориальной больницы “Курманжан Датка”.

Также можно их использовать в учебном процессе в качестве специального курса для студентов старших курсов, магистрантов и аспирантов соответствующих специальностей.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

- Результаты моделирования пристеночной струи и охлаждения нагревательной пластины.
- Результаты моделирования струйного течения в инфекционной палате больницы.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций обеспечивается: корректной постановкой задачи, обоснованным использованием методов математического моделирования и программирования, применением численных методов и достижений современной вычислительной техники, достаточным объемом проведенных вычислительных экспериментов и сравнением полученных численных результатов с экспериментальными и расчетными данными.

Личный вклад соискателя заключается в том, что диссертация представляет собой результат самостоятельных исследований, выполненных автором. Личный вклад автора включает в себя постановку и определение целей работы, выбор методов для достижения поставленных целей, проведение исследований, анализ полученных результатов и формулирование выводов, а также публикацию научных статей. В обсуждении результатов принимали участие научный руководитель, доктор физико-математических наук, профессор Курбаналиев А. Ы., и доктор физико-математических наук, профессор Ташполотов И.

Апробация результатов исследования:

Полученные в ходе выполнения данной диссертационной работы результаты докладывались на следующих международных, республиканских конференциях и семинарах:

- 8th Computational Methods in Systems and Software 2024, CoMeSySo 2024. Vsetin, Czech Republic, October 25-28, 2024.
- Международная практическая конференция «Вызовы науки», посвященная 75-летию проф., доктора Багдаулета Кенжалиева, Алматы, Казакстан, 15-16 ноября 2023 года.

- Научно-практическая конференция «Развитие PhD докторантуры и научно-исследовательского потенциала Кыргызстана», Бишкек, Кыргызстан, 3-4 ноября 2022 года.
- XXIV Международная научно-практическая конференция «Наука и образование: проблемы и перспективы» - Россия, Алтайский край, 15-апреля 2022 года.
- II Международная конференция ICMSIT-III 2022: Метрологическое обеспечение инновационных технологий. 3-5 марта 2022, Красноярск - Санкт-Петербург, Россия.
- IV Международная научно-практическая конференция «Информационные технологии в научно-техническом и образовательном пространстве», посвященной 20-летию юбилею Института новых информационных технологий КГУСТА им. Н.Исанова, 29 октября 2021года. Бишкек, Кыргызстан.
- Международная научная конференция «Информационные технологии и математическое моделирование в науке и горно-техническом образовании», посвященной 80-летию академика Национальной академии наук Кыргызской Республики, профессора, доктора физико-математических наук Жайнакова Аманбека, Кыргызстан, Бишкек, 06-08 октября 2021г.
- XVII Международная Азиатской школы-семинара «Проблемы оптимизации сложных систем» - Россия, Новосибирск, 14-17 сентября 2021года.
- XIV -XV Международная Азиатской школы-семинара «Проблемы оптимизации сложных систем». Казакстан, Алматы, 30-31 июля 2018 года; Новосибирск, Россия. 2019 год.
- «Актуальные проблемы и перспективы геологии, горного дела и образования» посвященной 80-летию Геологической службы Кыргызской Республики, Бишкек, 2018.

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях.

Основные результаты исследований опубликованы в 11 научных статьях и 2 авторских свидетельствах, в том числе в научных журналах за пределами Кыргызской Республики, которые входят в базы данных Scopus (1), РИНЦ (3), IF -0.173(1).

Структура и объем диссертации.

Диссертация состоит из введения, 3 глав, заключения, библиографии, приложения. Работа содержит 112 страниц текста, 20 рисунка, 16 таблицы, 67 библиографических ссылок и 5 приложений.

Работа выполнена в Ошского государственного университета. Автор считает своим приятным долгом выразить благодарность руководителю, д.ф.-м.н., профессору А.Ы.Курбаналиеву, и ректору Ошского государственного университета, д.ф.-м.н., профессору К.Г.Кожобекову за создание благоприятных условий для выполнения данной работы и всестороннюю поддержку.

Автор с благодарностью примет любые пожелания и замечания по электронному адресу 1986zeinura@gmail.com

ГЛАВА 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

В данной главе представлен краткий обзор состояния проблемы в области математического моделирования струйных турбулентных течений.

В первом разделе рассматриваются полезность и теория турбулентных струй. В третьем разделе главы представлены работы, посвященные экспериментальным и теоретическим исследованиям взаимодействия турбулентных струй с преградами.

1.1 Полезность падающих струй

Высокие скорости тепло- и массообмена, достигаемые падающими струями, обусловлены значительной турбулентностью и тонким тепловым пограничным слоем, образующимся в таких высокоскоростных потоках жидкости. В контексте теплопередачи, основным преимуществом этого метода является простота создания горячей струи и её направленность на конкретный участок поверхности. По сравнению с другими методами конвективной теплопередачи, такими как естественная конвекция (возникающая из-за разницы плотностей) или параллельный принудительный поток, струи обладают более высоким коэффициентом полезного действия (КПД). В частности, они способны передавать или отводить от поверхности до 500 МВт/м^2 тепловой энергии, что представляет собой значительную плотность передачи тепловой энергии [5]. В рамках данной диссертации акцент будет сделан на скорости массопереноса падающих струй, с изучением таких свойств, как скорость, напряжения сдвига и напряжения Рейнольдса. Результаты однофазных падающих струй имеют решающее значение и служат основой для изучения многофазных струй и их эрозионных эффектов, которые представляют интерес для промышленности.

1.2 Теория столкновения струй

Когда используется термин «падающая струя», на ум автоматически приходит струя жидкости, обрушивающаяся на пластину. Независимо от того, обладают ли две взаимодействующие жидкости (выходящая из струи и неподвижная, в которой струя расширяется) одинаковыми свойствами или нет, струи можно разделить на погруженные (например, вода в воде) и непогруженные (например, вода в воде) воздух. В обоих случаях наблюдаются три основные области, хотя область свободной струи может фактически не существовать, если расстояние между соплом и пластиной соударения меньше 2 диаметров сопла [6]. Эти регионы:

- Область свободной струи, начинающаяся от среза сопла на расстоянии от пластины и состоящая, в свою очередь, из потенциального ядра, развивающейся и полностью развитой области.
- Застойная зона, примыкающая к пластине.
- Пристеночная струйная область, расположенная по обе стороны от застойной зоны.

Для случая затопленной падающей струи, который будет рассмотрен далее и как показано на рисунке 1.1, после истечения из сопла поток попадает в область потенциального ядра, в которой наблюдается зона увеличения толщины. Геометрические границы этой зоны определяются от среза сопла до точки, где средняя продольная скорость U достигает значения $0,99U_0$, где U_0 — осевая продольная скорость на срезе сопла [7]. Там образуется «потенциальный конус», внутри которого поток имеет одинаковые условия с условиями среза сопла по скорости, давлению, температуре, плотности и т. д., а вне конуса скорость уменьшается, чтобы достичь скорости окружающей среды. Указанная область следует за развивающейся областью, в которой осевая скорость быстро затухает из-за больших сдвиговых напряжений на границе струи. Наконец, в последней части области свободной струи имеется полностью развитый профиль

скорости. Затем следует зона застоя/отклонения, представляющая собой область, где струя ударяется о поверхность и поток из аксиально замедляющегося становится радиально ускоряющимся, что приводит к увеличению статического давления. Последняя область характеризуется полным отклонением струи, сильными сдвиговыми силами и пульсациями скорости и является той, в которой течение развивается от застойного к пристеночно-струйному из-за конечной ширины струи и обмена импульсом между околопоточными потоками и пластинами.

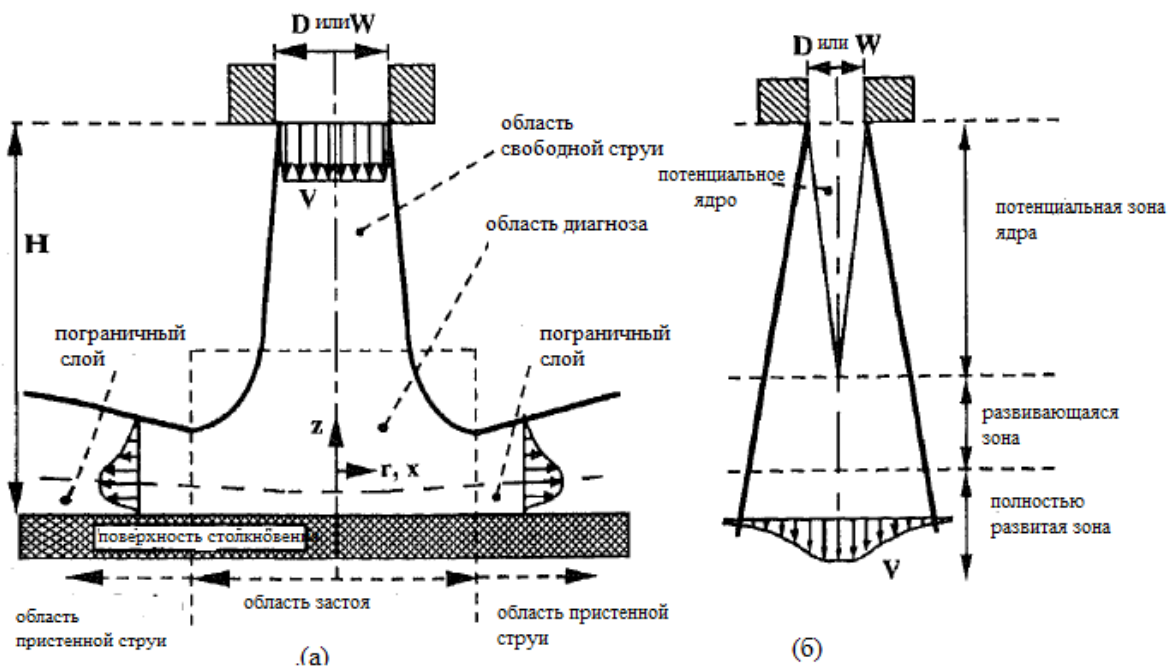


Рисунок 1.1- Различные области струйного набегающего течения

1.2.1 Теплообмен одиночной круглой струей, падающей на плоскую пластину

Коэффициент местной теплоотдачи обычно определяется как:

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_{ref}} \quad (1.1)$$

где q_w - тепловой поток стенки, T_w - температура стенки, T_{ref} - эталонная температура, обычно это либо полная температура струи T_j , либо адиабатическая температура стенки T_{aw} .

Число Нуссельта определяется как

$$N_u = \frac{hD}{k} \quad (1.2)$$

где D - диаметр сопла, а k - теплопроводность жидкости. Распределение местного числа Нуссельта можно усреднить, чтобы получить среднее число Нуссельта.

$$\overline{N_u} = \frac{\int N_u dA}{A} \quad (1.3)$$

для осесимметричной струи среднее число Нуссельта можно записать как

$$\overline{N_u} = \frac{2}{R^2} \int_0^R N_u(r) r dr \quad (1.4)$$

Одна из целей исследования падающей струи - найти разумную эмпирическую корреляцию для локальной точки торможения и усредненного числа Нуссельта. Существует множество различных факторов, влияющих на теплопередачу между твердой пластиной и турбулентной струей. К факторам относятся турбулентность, профиль скорости выходящей струи, геометрия сопла (отверстия), расстояние от сопла до поверхности, кривизна поверхности и т.д. Согласно Эккерт [8], при отсутствии турбулентности набегающего потока безразмерная теплопередача коэффициент Nu в точке торможения на круглом цилиндре или сфере, погруженный в однородный поперечный поток, можно выразить как $Nu/(Re^{1/2}Pr^{1/3}) = \text{constant}$. Вблизи области торможения набегающей струи в пограничном слое преобладает ламинарное течение даже для турбулентных струй. Следовательно, соотношение степенного закона чаще всего используется в качестве эмпирической корреляции для усредненного числа Нуссельта вблизи точки торможения столкновения

$$N_u = C R_e^a P_r^b \quad (1.5)$$

где $a = 1/2$ и $b = 1/3$, значение C изменяется от 0,88 до 1,09 [9], R_e - число Рейнольдса, основанное на скорости струи и диаметре сопла, а P_r - число Прандтля жидкости.

1.3 Исследования

Вышеупомянутые приложения являются результатом тщательных экспериментальных и численных исследований падающих струй, хотя при использовании экспериментальных приложений существуют серьезные недостатки, что является следствием использования методов точечных измерений, таких как анемометрия с горячей проволокой (HWA) и лазерная доплеровская анемометрия. (LDA), которые отнимают много времени и не способны показать мгновенную эволюцию поля течения [10]. Со времени новаторской обзорной статьи Мартина (1973) о тепло- и массопереносе через падающие струи [11] было опубликовано множество дополнительных обзоров [12]. Однако явления набегающих струй еще не до конца изучены из-за их нестационарного характера и больших трудностей, возникающих при проведении как экспериментальных, так и численных исследований, поэтому необходимы дальнейшие исследования [12]. К настоящему времени установлено, что условия течения и скорости переноса в этих струях зависят от ряда факторов, среди которых число Рейнольдса, число Прандтля жидкости, геометрия среза сопла, угол падения, интенсивность турбулентности и расстояние от сопла до пластины [10].

Симионеску и др. [13] провели численное исследование круговой ламинарной воздушной струи, падающей на плоскую стену с гладкой поверхностью, используя пакет CFD FLUENT [14], разработанный Ansys® Academic Research Mechanical, версия 18.1. В рамках исследования был изучен профиль радиальной скорости при различных радиальных положениях и числах Рейнольдса. Исследованы позиции 0.5D, 1.5D, 3D и 6D, где D обозначает диаметр струи, и числа Рейнольдса составили 300, 420, 600 и 1000. Результаты показали, что при более высоких числах Рейнольдса максимальная скорость возникает ближе к стенке, независимо от радиального положения.

Сингх и др. [15] провели эксперимент на круглом цилиндре в фиксированном диапазоне чисел Рейнольдса от 10 000 до 25 000, с отношениями h/d от 4 до 16 и d/D от 0.11 до 0.25, используя три численных модели турбулентности: RNG k - ϵ , Realizable k - ϵ и SST k - ω . Результаты показали, что модель k - ϵ (RNG) демонстрирует лучшие результаты по сравнению с двумя другими моделями турбулентности. С увеличением числа Рейнольдса струи увеличивается скорость теплопередачи. Влияние отношения h/d остается существенным до 900 от критической точки в окружном направлении. Радиус гидравлического скачка возрастает при уменьшении диаметра сопла, что также связано с увеличением числа Рейнольдса и мощности удара.

К. Чоугул и др. [16] провели сравнительное исследование одноструйного и многоструйного соударения, показав, что многоструйное столкновение является более эффективным методом охлаждения по сравнению с одноструйным, благодаря высокому коэффициенту насыщенной конвективной теплопередачи в центральной части струи и в многоточечных точках застоя.

Ву и др. [17] изучили влияние высоты струи и перепада давления на теплообмен со свободной струей. Они установили, что температура стенки мишени снижается с увеличением расстояния между соплом и мишенью, поскольку в зону соударения может поступать больше свежего воздуха для охлаждения пластины-мишени. Этот вывод оказался иным для ограниченной струи в отношении влияния расстояния между соплом и мишенью.

Гильермо Хиральдо [18] исследовал различные расположения выпускных отверстий для снижения риска распространения бактерий. В исследовании также учитывались аспекты температурного комфорта и скорости свежего воздуха внутри больничной палаты. Численный анализ показал, что наилучшее положение выпускного отверстия – рядом с пациентом. В некоторых случаях также наблюдается рециркуляция воздуха

внутри помещения. Рециркуляция допускается только в том случае, если в зоне рециркуляции не участвует загрязненный воздух.

Прасад Махаджан и др. [19] проанализировали стационарные условия в помещении с отрицательным давлением. В рамках исследования была выполнена многофазная симуляция, в которой воздух поступал через входное отверстие, расположенное со стороны ног, и выходил через выпускное отверстие, расположенное рядом с головой пациента. Контуры температуры, скорости, давления и концентрации CO₂ показали, что выдыхаемый CO₂ не распространяется внутри помещения с отрицательным давлением. Моделирование было выполнено с использованием Ansys Fluent, применяющего метод конечных объемов для численного исследования.

Мемарзаде и др. [20] исследовали работу системы вентиляции в типичной палате с использованием CFD-моделирования. Их работа позволила предсказать необходимость использования отопления плинтуса в экстремальных погодных условиях и дала полезные рекомендации по выбору различных моделей диффузоров приточного воздуха для CFD-моделирования.

Эссам [21] изучал баланс между тепловым комфортом и качеством воздуха в медицинских учреждениях с целью оптимизации качества воздуха внутри помещений. Выяснилось, что конструкция системы вентиляции и кондиционирования воздуха играет критическую роль в достижении как оптимального уровня комфорта, так и высокого качества воздуха. Для чувствительных сверхчистых зон и сильно загрязненных помещений рекомендуется располагать выход приточного воздуха на потолке или на прилегающей к потолку боковой стене с периметром или несколькими вытяжными отверстиями у пола. В изоляторе для инфекционных больных койка пациента должна находиться рядом с вытяжными отверстиями, тогда как койка больного с ослабленным иммунитетом должна располагаться со стороны приточного воздуха или рядом с приточными отверстиями.

Borго и др. [22] исследовали роль систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в распространении инфекции, используя моделирование кашля с помощью CFD в детской больнице Бамбино Джезу в Ватикане. Также была оценена потенциальная роль систем вытяжной вентиляции, размещаемых над ртом кашляющего пациента. Хотя удвоение расхода воздуха в системе отопления, вентиляции и кондиционирования значительно снижает концентрацию переносимых по воздуху загрязняющих веществ, оно также приводит к увеличению турбулентного движения воздуха. Это, в свою очередь, способствует более быстрому распространению капель и загрязнителей по помещению. Однако наличие местной вытяжной вентиляции над лицом пациента демонстрирует высокую эффективность в снижении количества капель и загрязненного воздуха, что гарантирует минимизацию риска заражения.

Вшивкова А.П. и др. [23] рассматривали современные данные, отражающие проблему работы вентиляционных систем и загрязнения взвесями микробиологического и химического происхождения воздушной среды крупных стационаров. Освещена роль вентиляции в распространении и сдерживании распространения инфекций, связанных с оказанием медицинской помощи. Представлены различные типы вентиляционных систем и современные методы их очистки. Обобщены актуальные требования к эксплуатации систем вентиляции крупных стационаров.

Х. Зейн и др. [24] изучали скорость воздухообмена, расположение входных и выходных вентиляционных отверстий, а также оценили различные скорости вентиляции и конфигурации выпускных отверстий для снижения риска заражения. Исследование всесторонне охватывало распределение скорости воздуха, динамику кашлевых частиц и риск заражения в зависимости от различных стратегий вентиляции в изоляторах.

Засимова М.А. и др.[25] проводили численного моделирования турбулентного течения воздуха в тестовом помещении на основе вихре разрешающего подхода – метода моделирования крупных вихрей с

пристенным моделированием. Вентиляция помещения осуществляется плоской воздушной струей, подаваемой из расположенного под потолком на торцевой стенке щелевого отверстия, при $Re = 5233$. Задача ставилась в постановке, максимально полно воспроизводящей условия тестовых экспериментов (Nielsen et al., 1978, 1990). Рассмотрены две геометрические конфигурации, отличающиеся шириной входного отверстия. Расчеты в программном пакете ANSYS Fluent выполнены с использованием сетки размерностью 48 млн. ячеек. Показано, что результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными в пристенной струе, однако наблюдается заметное рассогласование результатов расчетов и эксперимента в зоне возвратного течения (обитаемой зоне), характеризующейся малыми скоростями.

Миллер С.Л. и др.[26] измерили давление на месте и выполнили вычислительную гидродинамику и моделирование на основе лагранжевых частиц для проверки сдерживания и возможной степени передачи, учитывая, что изоляционное пространство считается отрицательным, а не отдельными комнатами. Основные выводы: данные о давлении показывают, что в изоляционном пространстве поддерживалось среднечасовое значение перепада давления (стандартное отклонение) $-2,3$ Па ($0,12$ Па) между ним и внешним коридором, соединенным с остальной частью учреждения.

Ле Т. и др.[27] рассматривали концепцию палаты АП, изготовленной из двух транспортных контейнеров, для решения проблемы нехватки больничных коек при распространении заболевания COVID-19 по всему миру. Предлагаемая система состоит из основной изоляционной палаты, вестибюля и туалета, а также других функциональных зон. При оценке эффективности систем вентиляции для удаления загрязняющих веществ из воздуха на основе различных чисел АСН концентрация CO_2 в помещении была снижена до 581 ppm, 477 ppm и 438 ppm в случаях 12 АСН, 24 АСН и 48 АСН соответственно.

Suhendi and R Maulana [28] провели исследование циркуляции воздуха в изоляционных комнатах с отрицательным давлением. Если практиковать напрямую, это потребует больших затрат, поскольку это требует затрат на приобретение пространства и оборудования. Используя технологию виртуальной реальности (VR), эту проблему можно решить, поскольку VR может обеспечить среду погружения, похожую на реальный мир. Пользователи VR смогут ощутить, как требования и как создать, изоляционную комнату с отрицательным давлением похожи на то, как это ощущается в реальном мире. Цель данного исследования - обеспечить удобство для медицинских педагогов и правительства в том, как сделать изоляционные комнаты с отрицательным давлением и необходимость циркуляции воздуха. Этот метод исследования является описательным и количественным, который начинается с обзора литературы, за которым следует анализ потребности в изоляционных комнатах и средах погружения в виртуальную реальность. Процесс внедрения и тестирования приводит к тому, что технология виртуальной реальности может помочь понять изоляционные комнаты с отрицательным давлением для работников здравоохранения.

Hyoung-Eun-Park и др. [29] исследовали внутренний воздушный поток и распределение давления модуля блока, соответствующего infill. Целью исследования было изучение того, сохраняется ли разница давления с соседним помещением, и оценка его эффективности в изоляции загрязненного воздуха. Во-первых, была рассчитана скорость воздушного потока системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в модуле блока, чтобы гарантировать, что она будет соответствовать критериям эффективности палаты с отрицательным давлением. Затем, на основе рассчитанной скорости, исследование оценило воздушный поток и давление в помещении в пределах типичного этажа, охватывающего как модуль блока, так и связанные с ним помещения для сестринского ухода.

Здесь воздушный поток во внешнем коридоре типового этажа был разделен на два случая в соответствии с распределением давления: отрицательное давление и атмосферное давление. Результаты расчетов сравнивались с использованием инструмента вычислительной гидродинамики. Результаты анализа подтверждают, что эффективность воздушной изоляции является адекватной, поскольку разница давления между соседними помещениями в модуле блока и типовом этаже поддерживалась на уровне 2.5 Па. Кроме того, внутренний воздушный поток в изоляционном помещении с отрицательным давлением образовывал стабильный поток с низкой скоростью 0.1–0.2 м/с, что сводило к минимуму возможность загрязнения воздуха снаружи изоляционного помещения.

1.4 Описание движения жидкости

Если предполагается несжимаемое течение, плотность жидкости становится постоянной и тогда выражение принимает вид:

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (1.6)$$

Уравнения количества движения представляют собой не что иное, как так называемые уравнения «Навье-Стокса» и выражение второго закона Ньютона для жидкостей. Уравнения были выведены Навье, Сен-Венаном, Пуассоном и Стоксом между 1827 и 1845 годами [30], и их основное отличие от уравнений неразрывности заключается в том, что величина импульса является вектором, а не скаляром. Это наиболее известные уравнения в области механики жидкости, поскольку, решив их, можно получить профиль скорости и давления заданной геометрии. Однако из-за их сложности получить аналитические решения сложно, наиболее известным из них является то, которое описывает течение жидкости между двумя параллельными пластинами (течение Куэтта). Еще следует отметить, что исходные уравнения Навье-Стокса подходят не для каждого потока. Ньютоновские жидкости – это те, которые подчиняются выражению:

$$\delta_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (1.7)$$

где δ_{ij} : тензор вязких напряжений, μ динамическая вязкость:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho U = -\nabla \cdot [\rho U \times U] - \nabla \cdot \tau - \nabla p + \rho g \quad (1.8)$$

где p -статическое давление, g - ускорение свободного падения, \times - векторное произведение.

1.4.1 Сохранение энергии

Сохранение энергии или, другими словами, первый закон термодинамики гласит, что увеличение полной энергии системы является результатом работы и тепла, добавленных к системе:

$$dE_t = dW + dQ \quad (1.9)$$

где dW – работа, добавленная в систему, dQ – тепло, добавленное в систему.

Вышеприведенное выражение дает:

$$\rho \left[\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla(hV) = -\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla[k\nabla T] + \Phi \right] \quad (1.10)$$

где h – энтальпия, k – теплопроводность, T – температура, Φ - функция диссипации.

Приведенное выше уравнение предсказывает нестационарное поведение и дополнительные источники тепла. Что касается его физического значения, то первый член представляет собой локальное изменение во времени, второй - конвективный, третий - работу давления, за ним следует тепловой поток и, наконец, член, рассеивающий тепло. Уравнение энергии решается, когда предполагается, что потоки зависят от температуры.

Выводы по главе 1.

Результаты рассмотренных работ по теме диссертации продемонстрировали, что на струйные турбулентные течения с преградами и их силовое воздействие на преграду влияют множество факторов. К числу этих факторов относятся: число Рейнольдса на срезе сопла, интенсивность турбулентности, скорость истекающей струи, количество сопел двигательной установки, их взаимное расположение, угол наклона струй к поверхности и другие параметры.

ГЛАВА 2. МЕТОДОЛОГИЯ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Во второй главе изложены методология и методы исследования, а также представлены основные сведения о моделях турбулентности. Рассматриваются следующие аспекты моделирования турбулентности:

- Моделирование турбулентных напряжений в полностью турбулентных областях.
- Моделирование турбулентных тепловых потоков в полностью турбулентных областях.
- Моделирование пристенной турбулентности.

Также проведен краткий анализ компьютерных программ, используемых для решения задач механики сплошной среды, с перечислением их основных достоинств и недостатков.

Объектом исследования являются турбулентные струйные течения потока в моделях палат.

Предметом исследования является численное моделирование влияния отрицательных граничных условий на движение воздуха в модели инфекционной палаты.

2.1 Моделирование турбулентности

Все течения жидкости в природе, включая струйные течения, можно классифицировать на две основные категории: ламинарные и турбулентные. Эти два типа потока впервые описал британский математик Осборн Рейнольдс в 1883 году [31].

Ламинарный поток характеризуется упорядоченным и гладким движением слоев жидкости, в то время как турбулентный поток проявляется хаотическим и сложным движением с образованием вихрей и возмущений. Различия между этими состояниями иллюстрированы на рисунке 2.1. В дальнейшем разделе основное внимание будет уделено турбулентным потокам из-за их частого проявления в природе и актуальности данного исследования для турбулентности в набегающих струях.

Турбулентные потоки можно наблюдать в повседневной жизни в самых различных ситуациях: от простого течения жидкости в трубе до выхода воды из крана, дыма из трубы, обтекания аэродинамического профиля или мотоцикла и т. д.

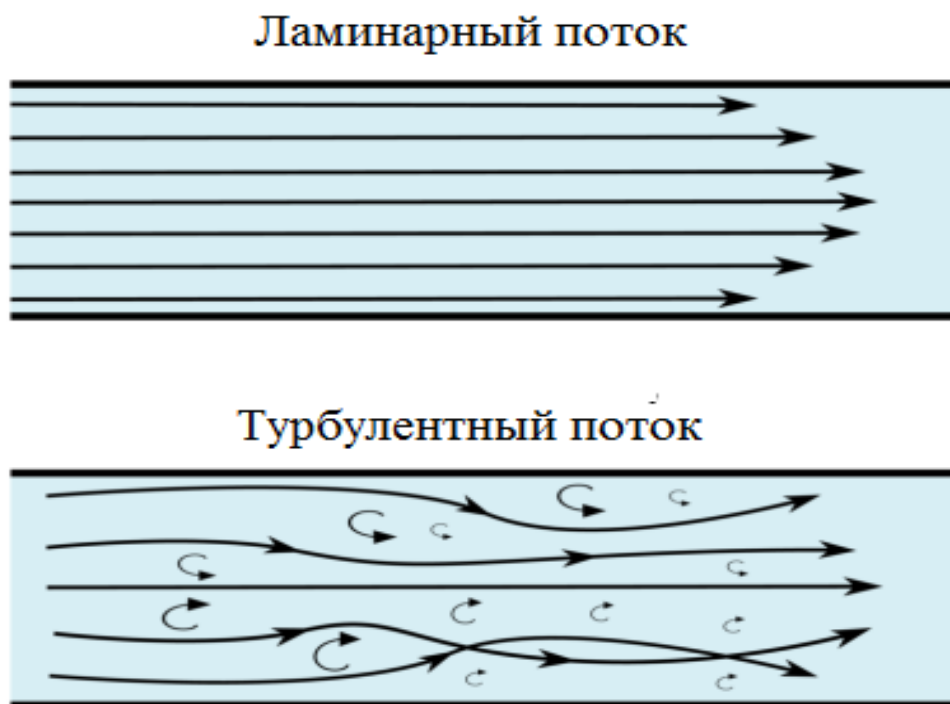


Рисунок 2.1- Разница между ламинарным и турбулентным полем течения

Остается упомянуть, как осуществляется различие между двумя типами потока. Это достигается с помощью безразмерного числа Рейнольдса (Re), диапазон которого определяет тип потока. В частности, число Рейнольдса определяется как:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} = \frac{UL}{\nu} \quad (2.1)$$

где L – характерный масштаб длины, μ – динамическая вязкость, ν – кинематическая вязкость.

Для струйного течения масштаб L заменяется диаметром трубы. Течение считается ламинарным, если число Рейнольдса Re меньше 3500, и турбулентным, если Re больше 4000. Промежуточный диапазон, где Re находится между 3500 и 4000, называется развивающейся областью, и

характеристики течения в этом диапазоне представляют собой смесь свойств ламинарного и турбулентного потоков.

Такие течения обычно возникают при увеличении скорости потока или характерной длины, когда конвективные силы начинают преобладать над силами вязкости. Физический смысл числа Рейнольдса заключается в том, что оно отражает соотношение между инерционными силами и вязкими силами в потоке. При высоких значениях числа Рейнольдса присутствует завихренность, что приводит к высокой диффузии и, следовательно, к быстрому перемешиванию жидкости и эффективной передаче энергии.

2.2 Модели турбулентности

Явления турбулентности требуют чрезвычайных вычислительных ресурсов для полного разрешения. Прежде всего, поле скорости $U(x, t)$ является трехмерным, зависящим от времени и случайным, а его движение зависит от границ геометрии, поскольку наибольшие движения достигают границ. Кроме того, трудности возникают из-за нелинейного конвективного члена уравнений Навье-Стокса и члена градиента давления. Эти трудности решаются с помощью методик, включающих уравнения в частных производных, а иногда и дополнительные алгебраические уравнения, которые в сочетании с соответствующими начальными и граничными условиями решаются численно.

Модели турбулентности обычно классифицируются по числу дифференциальных уравнений, вводимых в дополнение к уравнениям Навье-Стокса. Различают модели «0-уравнений» (алгебраические), «1-уравнение» (модели Себеси-Смита, Болдуина-Ломакса, Спаларта-Аллмараса), «2-уравнений» ($k - \varepsilon$ и $k - \omega$ модели). Рассмотрим наиболее часто используемые турбулентные модели.

2.2.1 $k - \varepsilon$ модель

Модель $k - \varepsilon$ относится к классу моделей турбулентной вязкости. Наиболее популярной моделью с двумя дифференциальными уравнениями

является $k - \varepsilon$ модель, предложенная Чоу (1945) [32] и получившая дальнейшее развитие в исследованиях Лаундера –Джонса (1972) [33].

Уравнение для кинетической энергии турбулентности:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.2)$$

Уравнение для удельной скорости диссипации:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2.3)$$

Динамическая вихревая вязкость

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.4)$$

Турбулентные напряжения Рейнольдса

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} = \rho \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.5)$$

Модельные константы:

$$c_{\varepsilon 1} = 1.44; \quad c_{\varepsilon 2} = 1.92; \quad C_\mu = 0.09; \quad \sigma_k = 1.0; \quad \sigma_\varepsilon = 1.3.$$

2.2.2 Двухслойная $k - \omega$ - модель Ментера

Модели турбулентности типа $k - \varepsilon$ лучше описывают свойства сдвиговых течений, а модели типа $k - \omega$ имеют преимущества при моделировании пристеночных функций.

Основываясь на этом, Ментер (1993) предложил модель [34], сочетающую в себе указанные сильные стороны $k - \varepsilon$ и $k - \omega$ моделей. Для этого $k - \varepsilon$ модель переформулируется в терминах k и ω , а затем в полученные модельные уравнения вводится весовая функция F_1 , обеспечивающая плавный переход от $k - \omega$ модели в пристеночной области к $k - \varepsilon$ модели вдали от стенки. Таким образом, модель Ментера записывается путем суперпозиции моделей $k - \omega$ и $k - \varepsilon$, помноженных соответственно на весовую функцию F_1 и $(1 - F_1)$. Функция F_1

конструируется таким образом, чтобы быть равной единице на верхней границе пограничного слоя и стремиться к нулю при приближении к стенке. Кроме того, Ментер видоизменил стандартную связь между k , ε и турбулентной вязкостью μ_t .

Ниже представлена базовая двухслойная модель Ментера:

Уравнение для кинетической энергии турбулентности:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.6)$$

Уравнение для удельной скорости диссипации:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} & \quad (2.7) \\ & = \gamma \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ & + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned}$$

Динамическая вихревая вязкость

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.8)$$

Турбулентные напряжения Рейнольдса

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} = \rho \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.9)$$

Обозначая обобщенным параметром Φ_1 набор констант оригинальной модели $k - \omega$ с индексами 1 и соответственно Φ_2 аналогичный набор констант трансформированной $k - \varepsilon$ модели, получаем

$$\Phi = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (2.10)$$

Используются следующие константы.

1. Модельные константы $k - \omega$ модели (Вилкокс):

$$\beta^* = 0.09; \quad \beta_1 = 0.075; \quad \sigma_{k1} = 0.5; \quad \sigma_{\omega 1} = 0.5;$$

2. Модельные константы стандартной $k - \varepsilon$ модели:

$$\beta^* = 0.09; \quad \beta_2 = 0.0828; \quad \sigma_{k2} = 1; \quad \sigma_{\omega 2} = 0.856;$$

$$k=0.41; \quad \gamma_2 = \beta_2/\beta^* - \sigma_{\omega 2}k^2/\sqrt{\beta^*}$$

2.2.3 $k - \omega$ SST - модель

Модель турбулентности переноса сдвигового напряжения (SST) $k-\omega$ была впервые предложена Ментером (1994) как модель вихревой вязкости с двумя уравнениями [35]. Это комбинация моделей турбулентности $k-\varepsilon$ и $k-\omega$, в которой используются преимущества обеих. $k-\varepsilon$ представляет собой модель с двумя уравнениями, которая решает две переменные: k , кинетическую энергию турбулентности, и ε , скорость диссипации кинетической энергии турбулентности. В модели $k-\omega$ ε заменяется на ω , удельную скорость диссипации кинетической энергии. В частности, в набегающем потоке она преобразуется в модель $k-\varepsilon$, а вблизи стенок принимает вид модели $k-\omega$. Таким образом, можно избежать ненадежности пристеночных функций демпфирования, которые использует первый, и чувствительности последнего к значениям ω набегающего потока.

Переходя к двум уравнениям модели, они следующие:

Кинетическая энергия турбулентности:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.11)$$

Удельная скорость рассеяния:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 \\ & - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Кинематическая вихревая вязкость:

$$v_T = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)} \quad (2.13)$$

На этом этапе стоит отметить, что изменение между двумя исходными моделями осуществляется с помощью функции смешивания F_1 , которая для значения $F_1=0$ превращает модель в модель k - ε для значения $F_1= 1$, превращает ее в модель k - ω и для промежуточных значений создает плавный переход между двумя моделями в промежуточных ячейках области. Решая приведенные выше уравнения, можно найти k и ω , а затем найти v_T и подставить его в (2.11) по следующим формулам:

$$k = \frac{3}{2}(UI)^2 \quad (2.14)$$

где U – средняя скорость потока, I – интенсивность турбулентности.

$$\varepsilon = C_\mu \cdot \frac{k^{3/2}}{l} \quad (2.15)$$

где C_μ – константа, l – масштаб турбулентной длины.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu \cdot k} \quad (2.16)$$

$$v_T = \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.17)$$

Масштаб турбулентной длины определяется как: $l=0.038D_h$

где, D_h – гидравлический диаметр.

2.3 Метод конечного объема

CFD это - численное решение уравнений в частных производных, которые управляют движением жидкостей. Для их решения существуют три основных метода аппроксимации: метод конечной разности, метод конечного объема и метод конечных элементов. В данной диссертации будет рассмотрен метод конечных объемов. Целью этого метода является решение уравнений сохранения, очевидно, что они имеют существенные общие черты. В частности, путем введения общей переменной ϕ можно получить

консервативную форму всех уравнений потока жидкости, приняв следующий вид:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \nabla(\rho\varphi U) = \nabla(\Gamma\nabla\varphi) + S_\varphi \quad (2.18)$$

где Γ —коэффициент диффузии, S_φ - исходный член [34].

Приведенное выше уравнение представляет баланс потоков в контрольном объеме, и именно это конкретное уравнение дискретизируется, чтобы преобразовать его в алгебраическую систему и решить. Следует отметить, что (1.19) применяется к конечному числу конечных контрольных объемов, которые в сумме составляют всю расчетную область, как показано на рисунке 2.2.

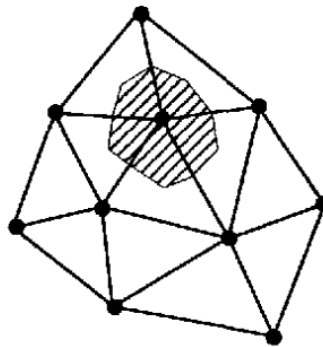


Рисунок 2.2- Расчетная область, в которой имеется конечный управляющий объем (серая область)

Каждый конечный объем состоит из узловых точек, и, как показано на рисунке 2.3, грани объемов расположены посередине между соседними узлами. Узел P — общая узловая точка, которая одновременно представляет собой точку дискретизации, а W , E — ее соседние узлы. Двигаясь дальше, w , e — границы конечного контрольного объема, а длина конечного объема равна $\Delta x = \delta x_{we}$.

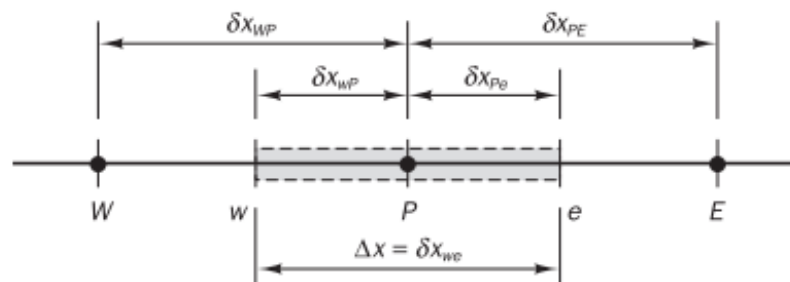


Рисунок 2.3- Конечный контрольный объем и узловые точки

2.4 Алгоритм PISO

Из дискретных уравнений сохранения массы и импульса можно вывести два разностных соотношения для корректировки давления, которые затем используются для вычисления поля давления в алгоритме PISO [37]. В результате решения первого уравнения откорректированные значения скорости удовлетворяют уравнению неразрывности с приемлемой точностью. Однако эта скорость не соответствует нелинейному уравнению переноса импульса, что требует выполнения второй корректировки поля скорости посредством численного решения второго разностного уравнения. Только после того, как оба уравнения, неразрывности и переноса импульса, решены с заданной точностью, можно перейти к следующему шагу по времени.

Для стабилизации итерационных процессов может потребоваться применение нижней релаксации. Несмотря на то, что этот метод требует значительных компьютерных ресурсов, он оказывается более эффективным и быстрым по сравнению с другими методами.

Ключевой особенностью метода PISO является то, что уравнение импульса решается первым. При этом неизвестное поле давления берется из предыдущего временного шага. Этот этап называется предиктором и дает приблизительное поле скорости. Используя новое поле скорости, можно вычислить оператор $H(U)$, что позволяет определить уравнение для давления. Решение этого уравнения предоставляет первую оценку поля давления. Этот

шаг итерационного процесса называется корректором, и на этой стадии производится корректировка поля давления.

-Коррекция в связи с изменением градиента давления $(\frac{1}{a_p})_p \cdot \nabla p$.

-Влияние скоростей в соседних ячейках из-за процесса переноса $\frac{H(U)}{a_p}$

Здесь видно, что коррекция скорости выполняется в явном виде, последняя часть не учитывается. Поэтому необходимо корректировать член $H(U)$, получить новое уравнение для давления и повторить процедуру. Другими словами, алгоритм PISO состоит в неявном предикторе для определения поля давления и явной корректировке скоростей. И это процедура повторяется пока заранее заданная точность не достигается.

В целом процедура PISO состоит из следующих шагов можно представить в таком виде [37]:

1. Определение граничных условий.
2. Получение приблизительных значений скорости путем решения уравнения переноса импульса.
3. Расчет потока массы сквозь рассматриваемые поверхности ячейки.
4. Решение уравнения для поправки давления.
5. Перерасчет потока массы сквозь рассматриваемые поверхности ячейки.
6. Перерасчет поля скорости с использованием нового значения давления.
7. Обновление граничных условий.
8. Повторение шагов 3-6 заданное число раз.
9. Решение дополнительных уравнений переноса.
10. Переход к новому шагу по времени и повторение с начала.

2.5 Алгоритм SIMPLE

SIMPLE ((Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) алгоритм обеспечивает итеративную процедуру решения необходимых уравнений для стационарных течений жидкости и состоит из нижеследующих шагов [38]:

1. Получение приближительного поля скоростей путем решения уравнения импульса;
2. Решение уравнение давления для того, чтобы получить обновленное поле давления;
3. Консервативные потоки вычисляются по формуле (2.34);
4. Поле скоростей явно корректируется по формуле (2.28);
5. Решение дополнительных уравнений (например, турбулентной кинетической энергии и удельной диссипации).
6. На каждом этапе используется нижняя релаксация для стабилизации итераций из-за нелинейности алгоритма решения.
7. Проверка критерия сходимости для всех уравнений. Если система не сошлась, необходимо начать новую итерацию.

2.6 Обзор программных продуктов

В настоящее время при решении задач механики сплошной среды многие исследователи используют различные программные комплексы и специализированные библиотеки. Как правило, они включают в себя различные физико-математические модели и численные методы их решения. Такой подход в исследованиях этих классов задач в разы упрощает и ускоряет процесс получения результатов. Можно отметить следующие:

COMSOL Multiphysics ассоциирует себя как платформа моделирования и имитации физических процессов [39]. Данный программный продукт коммерческий, и включает в себя многие разделы физики (электричество, механика, механика жидкостей, химия) и дополнительные среды для построения геометрии и расчетной сетки.

Fluent – один из распространенных коммерческих продуктов в области расчетов течений. В 2006 году компания была поглощена ANSYS (США, Канонсбург). На данный момент продукт развивается не только введением новых моделей и модулей, но и более тесной интеграцией с другими продуктами ANSYS. Кроме основного кода FLUENT,

дополнительно поставляется программа GAMBIT для создания геометрии и генерирования сетки. Визуализация результатов осуществляется непосредственно в основной программе с помощью дополнительного модуля. FLUENT и GAMBIT имеют обширную документацию с примерами использования программ и подробным описанием имеющихся в коде моделей. Самый популярный из коммерческих продуктов является ANSYS [40]. Это очень большая кроссплатформенная среда, которая включает большое количество численных методов и физико-математических моделей.

CFX – еще один распространенный представитель CFD пакетов. Также как и Fluent компания куплена ANSYS (США, Канонсбург). CFX имеет три блока: препроцессор, основной код и модуль визуализации. Возможности препроцессора в CFX сильно ограничены. Геометрию требуется создавать в отдельной CAD программе. Также ограничены возможности генерирования сетки, возможно только склеивание различных готовых сеток, измельчение сетки и другие некоторые операции над сеткой. Обычно для создания сетки используют другой продукт от ANSYSa ICEM CFD.

Сам CFX 11.0 обладает следующими возможностями:

- расчет 2-х и 3-х мерных конфигураций;
- 2-х мерная сетка в виде треугольников и четырехугольников;
- 3-х мерная сетка в виде гексаэдров, тетраэдров, полиэдров, призм;

Как и Fluent в CFX можно работать под различными операционными системами Windows, Linux и Unix, также поддерживается работа на многопроцессорных компьютерах.

Программа располагает следующими турбулентными моделями:

- $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST, несколько вариантов RSM, алгебраическая модель, LES, DES.

Flow Vision отечественный продукт, часто применяемый в российских машиностроительных компаниях для моделирования турбулентных течений. По функциональным возможностям значительно уступает ведущим зарубежным аналогам, но среди российских разработок является наиболее

передовой программной системой для гидро-газодинамических расчетов. Flow Vision, как и Fluent включает в себя препроцессор, солвер (решатель) и постпроцессор.

Решатель имеет следующие возможности:

- расчет 2-х и 3-х мерных конфигураций;
- моделирование ламинарных и турбулентных течений ($k-\varepsilon$, SST и модель Спаларт-Аллармаса);
- моделирование течений с тепло-массообменом;
- моделирование горения.

2.6.1 Пакет OpenFOAM

Помимо упомянутых выше программных решений, существует множество менее известных программных комплексов, многие из которых имеют схожие методики и физико-математические модели. В этом многообразии стоит выделить OpenFOAM (от англ. Open Source Field Operation And Manipulation) [41]. OpenFOAM, как и многие коммерческие продукты, включает в себя разнообразные численные методы и физико-математические модели. Однако, в отличие от них, он обладает рядом ключевых преимуществ:

- **Кроссплатформенность:** OpenFOAM работает на различных операционных системах, включая Linux, Windows и macOS.
- **Открытый исходный код:** Написанный на языке C++, OpenFOAM предоставляет доступ к своему исходному коду, что позволяет пользователям модифицировать и расширять его.
- **Расширяемая архитектура:** Архитектура OpenFOAM позволяет легко добавлять новые модели и методы.
- **Лицензия GNU GPL:** Эта лицензия обеспечивает свободный доступ и использование программы, а также ее модификацию и распространение.

• **Возможность параллелизации:** OpenFOAM поддерживает вычисления на многопроцессорных системах, что позволяет ускорять расчеты.

• **Совместимость с различными программами и форматами файлов:** Это обеспечивает гибкость в интеграции с другими программными решениями и обмене данными.

Эти особенности делают OpenFOAM мощным инструментом для проведения, как газодинамических расчетов, так и прочностных расчетов. Круг задач, которые можно решать с помощью OpenFOAM, включает:

Моделирование потока жидкости и газа: Расчеты для различных типов течений, включая ламинарные, турбулентные и многокомпонентные потоки.

Теплопередача: Анализ теплопередачи в различных системах, включая конвекцию и теплопроводность.

Механика сплошных сред: Исследование деформаций и напряжений в твердых телах.

Многофазные потоки: Моделирование взаимодействия нескольких фаз в одном потоке, включая капельные и пузырьковые потоки.

Акустические и электромагнитные задачи: Некоторые версии OpenFOAM поддерживают расчет акустических волн и электромагнитных полей.

Таким образом, OpenFOAM предоставляет мощные инструменты для решения широкого спектра задач, что делает его ценным ресурсом в научных исследованиях и инженерной практике.

OpenFOAM работает под управлением операционной системы Linux, однако возможны также параллельные и одиночные вычисления на других платформах. Набор моделей в OpenFOAM превосходит многие коммерческие пакеты. Для расчета турбулентных течений он включает в себя множество двухпараметрических моделей, моделей Рейнольдсовых напряжений, Low-Re

моделей, Large Eddy Simulation (LES), Detached Eddy Simulation (DES) и других.

Программный пакет OpenFOAM использует мощные возможности языка программирования C++. Например, уравнение сохранения количества движения для ньютоновской несжимаемой жидкости без действия массовых сил может быть записано и решено следующим образом:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla(\rho U U) - \nabla(\mu \nabla U) = -\nabla P$$

записывается в коде в удобной и понятной форме как

solve

```
(
  fvm::ddt(rho, U)
+ fvm::div(rho, U, U)
- fvm::laplacian(mu, U)
==
- fvc::grad(p)
);
```

Таким образом, OpenFOAM представляет мощный и удобный программный продукт для моделирования и исследования различных физических процессов. В следующей главе рассмотрены небольшие существующие открытые CFD пакеты.

Ниже дана таблица с адресами сайтов в интернете некоторых разработчиков Open Source программ в области моделирования турбулентных течений.

| Название пакета | Адрес разработчика в интернете |
|-----------------|---|
| OpenFoam | http://www.opencfd.co.uk/openfoam/ |
| OpenFlower | http://openflower.sourceforge.net |
| Overture | https://computation.llnl.gov/casc/Overture/ |
| Gerris Solver | http://gfs.sourceforge.net/wiki/index.php/Main_Page |

| | |
|----------|---|
| Phoenics | http://www.cham.co.uk/ |
| ISAAC | http://isaac-cfd.sourceforge.net/ |
| Salome | http://www.salome-platform.org/ |
| ParaView | http://www.paraview.org/ |

2.6.2 Кейс решателя OpenFOAM

Для проведения расчетов с использованием программ разработанных в среде OpenFOAM необходимо сформировать кейс решателя. Структура кейса решателя OpenFOAM состоит из трех основных директорий, которые схематично продемонстрировано на рисунке 2.6.2.1 и содержит следующие разделы:

1. Начальные и граничные условия;
2. Физические параметры задачи, геометрия и расчетная сетка трехмерной модели;
3. Параметры для управления ходом расчета (шаг по времени, численные схемы, параметры численных схем, методы декомпозиций расчетной области и т.д.).

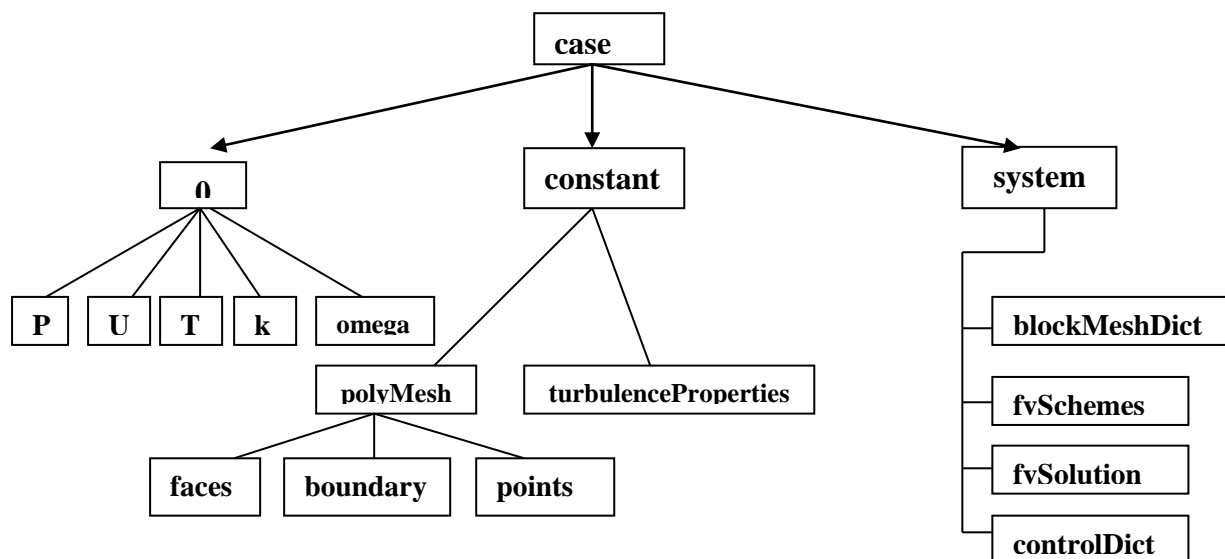


Рисунок 2.6.2.1 – Структура кейса решателя OpenFOAM

В OpenFOAM все решается в размерных переменных системы «СИ». Так строка с «dimensions» несет информацию о размерности переменной. Порядковый номер каждого числа соответствует своей размерности:

[Килограмм Метр Секунда Кельвин Моль Ампер Кандела].

Например: для скорости строка размерности будет соответствовать следующей записи: «*dimensions [0 1 -1 0 0 0 0];*» и т.д.

Строка «*internalField*» – это начальное распределение во всей расчетной области. Причем начальное распределение можно задавать неравномерно. В файле *system/blockMeshDict* хранится информация о создании сетках. Вызов данной функции выполняется командой *setFields*. В разделе «*boundaryField*» назначаются граничные условия. В OpenFOAM реализованы все основные типы граничных условий, при необходимости имеется возможность создания своих граничных условий.

Выводы по главе 2

1. Математическая модель описывает турбулентное трехмерное сжимаемое вязкое течение газа в рамках уравнений Навье-Стокса осредненных по Фавру. Для замыкания уравнений привлекается двухпараметрическая модель турбулентности Ментера $SST k - \omega$.

Рассмотрены численные методы, применяемые для нахождения решения математической модели, описывающей трехмерное и двухмерное сжимаемое вязкое течение газа. Решение пространственной задачи основано на методе контрольных объемов.

2. Приведены основные компьютерные программы, предназначенные для решения задач механики сплошной среды. Анализ их достоинств и недостатков позволил сделать вывод, что для численных исследований поставленных задач данной диссертационной работы, целесообразно использовать программы с открытым исходным кодом.

Построение геометрии двух и трехмерной модели и расчетной области выполнено в среде OpenFOAM с использованием языка программирования C++. Расчетная часть реализована на базе исходного кода программного комплекса OpenFOAM.

ГЛАВА 3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРУЙНЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ

В данной главе представлены результаты собственных исследований по моделированию струйных турбулентных течений. Представлены результаты математического моделирования плоской турбулентной пристеночной струи, падающей импактной струи и движения воздуха в модели инфекционной палаты.

3.1 Численное моделирование плоской турбулентной пристеночной струи

В данной работе предлагается численное моделирование плоской турбулентной пристеночной струи с использованием инструмента CFD с открытым исходным кодом OpenFOAMv7, принимая стандартную модель турбулентности kOmegaSST. «OpenFOAM — это система вычислительной гидродинамики с открытым кодом, используемая в различных областях аэродинамики жидкостей»[41].

Цель данной задачи состоит в численном моделировании полей скоростей турбулентной пристеночной струи.

Постановка задачи. В данной работе проведено математическое моделирование плоской турбулентной пристеночной струи. Проведено сравнение полученных численных расчетов с данными экспериментальной работы [42], взятой из классической коллекционной базы данных турбулентных течений ERCOFTAC[43], случай 55. Схема моделируемой задачи и границы расчетной области, без сохранения масштаба и расчетная сетка приведены на рисунке 3.1 и 3.2 соответственно. Эта работа рассмотрена в работах диссертанта[44,45].

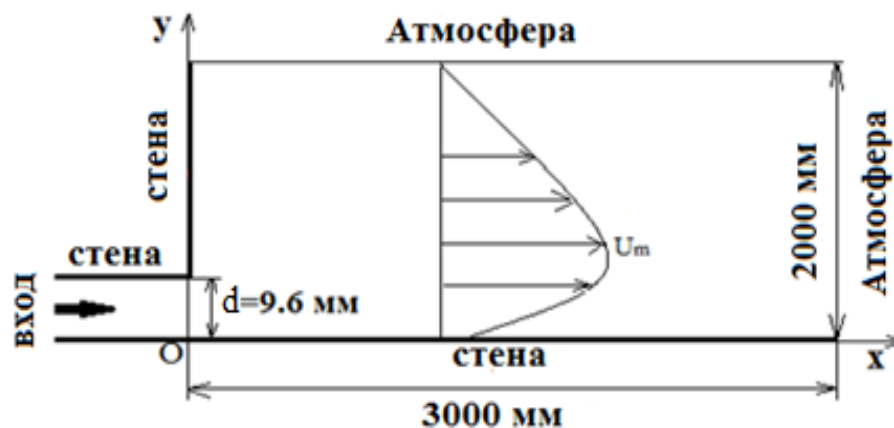


Рисунок 3.1– Геометрия задачи и границы области

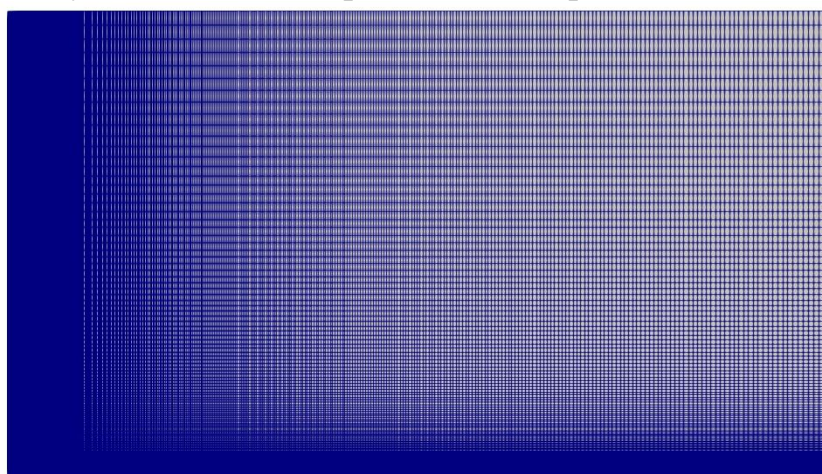


Рисунок 3.2 – Расчетная сетка

В OpenFOAM все вычисления выполняются в размерных переменных. Расчетная длина $l=3$ м, ширина 2 м и высота щели, из которой вытекает равномерная струя воды, 9.6 мм. Число Рейнольдса, определяемое средним значением входной продольной скорости $U_o = 1$ м/с, коэффициентом кинематической вязкости воды $\nu = 10^{-6}$ м²/с и шириной щели $d=0.0096$ м, равно $Re = \frac{U_o d}{\nu} = 9600$ [42].

Математическая модель рассматриваемой задачи основана на осреднённой по Рейнольдсу системе уравнений Навье-Стокса, в которую входят уравнения неразрывности, переноса импульса и энтальпии[46]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla(\rho u u) = -\nabla p + \rho g \beta (T - T_{ref}) + \nabla \left(2\mu_{eff} D(\mathbf{u}) - \nabla \left(\frac{2}{3} \mu_{eff} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \right) \right) \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u h) + \nabla \cdot (\rho u k) = \nabla \cdot (\alpha_{eff} \nabla h) + \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{g} \quad (3.3)$$

$$h = \int_{T_0}^T C_p(T) dT ; \mu_{eff} = \mu + \mu_t ; \mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon ; \quad (3.4)$$

Модель турбулентности. Влияние турбулентных пульсаций на гидродинамику течения учитывается с помощью модели турбулентности k- ω SST[34,47].

Уравнения переноса для турбулентной кинетической энергии k и удельной скорости диссипации ω имеют следующий вид:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ & + 2[1 - F_1] \sigma \omega_2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Кинематическая вихревая вязкость вычисляется по формуле:

$$v_T = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega_1, SF_2)}$$

Коэффициенты и дополнительные соотношения модели равны:

$$\begin{aligned} F_2 = & \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y^1}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right]; \\ P_k = & \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \\ F_1 = & \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_\omega k}{CD_k \omega y^2} \right] \right\}^4 \right\}; \end{aligned}$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10}\right);$$

$$\varphi = \varphi_1 F_1 + \varphi_2 (1 - F_1); \alpha_1 = 5/9, \alpha_2 = 0.44; \beta_1 = 3/40, \beta_2 = 0.0828;$$

$$\beta^* = \frac{9}{100}; \sigma_{k1} = 0.85; \sigma_{k2} = 1; \sigma_{\omega 1} = 0.5; \sigma_{\omega 2} = 0.856;$$

Численная модель. Дискретизация расчетной области произведена методом контрольных объемов[46,48].

В ходе эксперимента измерялись профили скорости нижней части входного профиля скорости для разрешения пограничного слоя и получения информации об уровнях турбулентности. Толщина пограничного слоя, определенная как $U=0.99 U_{\max}$, составляет 1.4 мм. Интенсивность турбулентности в плоской части профиля составляет менее 1%. Первая расчетная сетка располагалась в точке с вертикальной координатой около 1 мм.

Для скорости на верхней границе, обозначенной на рисунке 3.1 «Атмосфера», задается условие `pressureInletOutletVelocity` с нулевым значением модуля скорости. Условие для давления задано в виде `totalPressure`, которое включаетв себя динамическое давление. На стенках расчетной области для скорости задано условие прилипания (скорость равна 0 м/с, что определяется в пакете OpenFOAM граничным условием `noSlip`), для давления задается условие нулевого градиента. Так как задача является двумерной, для передней «front» и задней «back» границ используется специальное граничное условие OpenFOAM «empty». Это условие задается в случаях, когда вычисления в заданном направлении не проводятся.

Влияние турбулентности на течение жидкости – воды, внутри расчетной области учитывается посредством `kOmegaSST` модели турбулентности.

Значение кинетической энергии турбулентности на входе равна $k_{inlet} = 1.5(u')^2 = 0.00015 \text{ м}^2/\text{с}^2$, $\omega_{inlet} = \frac{\varepsilon_{inlet}}{k_{inlet}} = 2.08\text{с}^{-1}$ и соответствующая скорость

диссипации $\varepsilon_{inlet} = (C_\mu)^{0.75} (k_{inlet})^{1.5} / L=0.093 \text{ м}^2/\text{с}^3$, где L – турбулентный масштаб длины, принимаемый равным высоте щели.

Дискретизация расчетной области произведена методом контрольных объемов. Полученная в результате дискретизации уравнений (1-2) решения систем линейных алгебраических уравнений - СЛАУ решена при помощи алгоритма PISO до момента времени 8с с шагом 0.001с. Также была проведено расчёты с применением алгоритма SIMPLE с применением метода нижней релаксации. Коэффициенты нижней релаксации для давления - 0.2, для скорости - 0.5 и для остальных величин - 0.3.

Сведения о применённых в работе граничных условиях, методах дискретизации систем уравнений (3.1–3.2) и методах решения СЛАУ приведены в таблице 3.1, таблице 3.2 и таблице 3.3 соответственно.

Таблица 3.1 – Используемые граничные условия

| Переменная | Скорость, м/с | Давление, Па | k , м ² /с ² | ω , 1/с |
|----------------------|----------------------------------|-----------------|---|--|
| Вход | fixedValue; (1.0, 0, 0) | zeroGradient | fixedValue 0.00015 | fixedValue; 2.08 |
| Атмосфера | pressureInlet OutletVelocity; | totalPressure; | inletOutlet; 0.00015 | turbulentMixingLength DissipationRateInlet; 2.08 |
| стенка | noSlip; | zeroGradient | kqRWallF unction 0.00015 | omegaWallFunction; 2.08 |
| Передняя и задняя | empty | empty | empty | empty |

Таблица 3.2 – Используемые схемы дискретизации

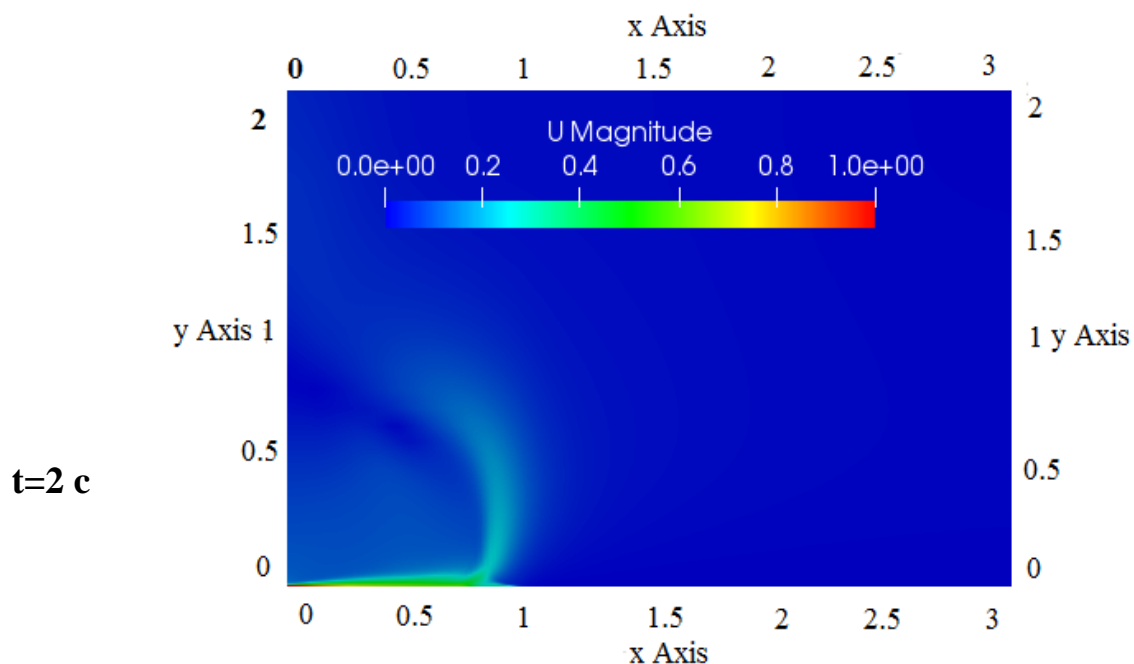
| Слагаемое | Схема | Порядок точности схемы |
|--------------|--------------------------------|------------------------|
| Градиент | cellLimitedGausslinear 1 | Второй |
| Дивергенция | bounded Gauss limitedLinear 1; | Второй |
| Лапласиан | линейная поправка Гаусса; | Второй |
| Интерполяция | линейный | Первый |

Таблица 3.3 – Решатели уравнений для основных переменных

| Переменная | Решатель | Точность |
|----------------|---|----------|
| Давления | GAMG решатель с использованием сглаживателя GaussSeidel | 1e-6 |
| U, k, ε, omega | Smooth Solver решатель с использованием сглаживателя symGaussSeidel | 1e-6 |

Результаты численных расчетов и обсуждение. В эксперименте измерения проводились в разных значениях x вниз по потоку. Продольные координаты 8 сечений, в которых измерены профили скорости, в метрах, были равны $x=0.000\text{м}; 0.048\text{м}; 0.096\text{м}; 0.192\text{м}; 0.384\text{м}; 0.672\text{м}; 0.960\text{м}; 1.440\text{м}$.

На рисунке 3.3а показано поля модуля скорости U в разные моменты времени t полученные с помощью пакета Paraview[49]. Поле вектора скорости не одинаково. Если в момент времени 4с струя достигает до точки 1.5 м, то в момент времени 6с струя достигает до $x=1.7$ м.



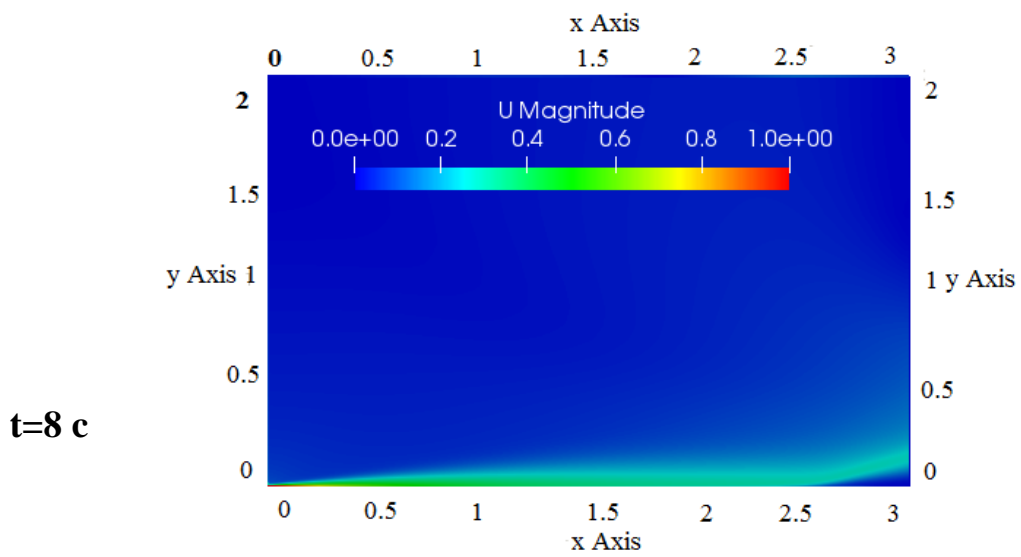
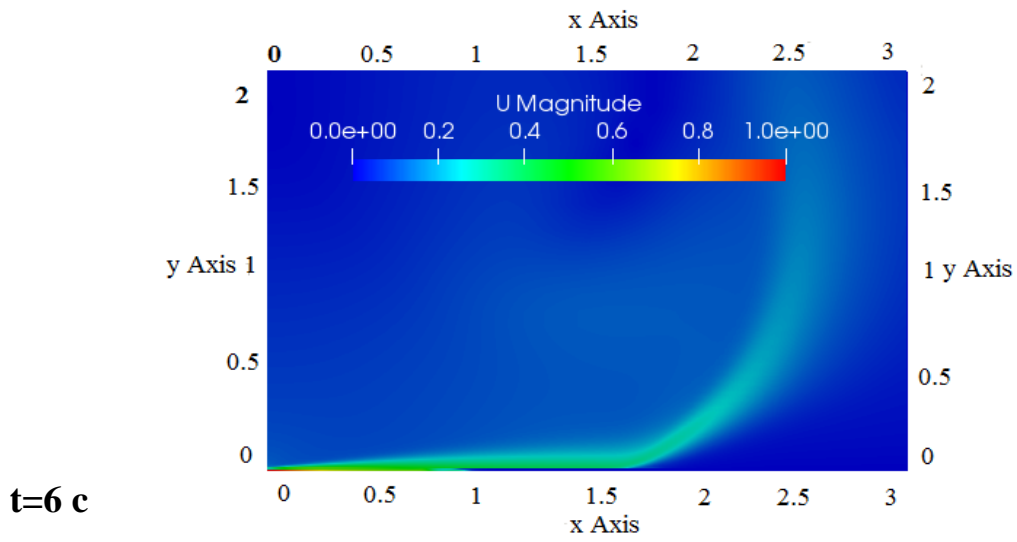
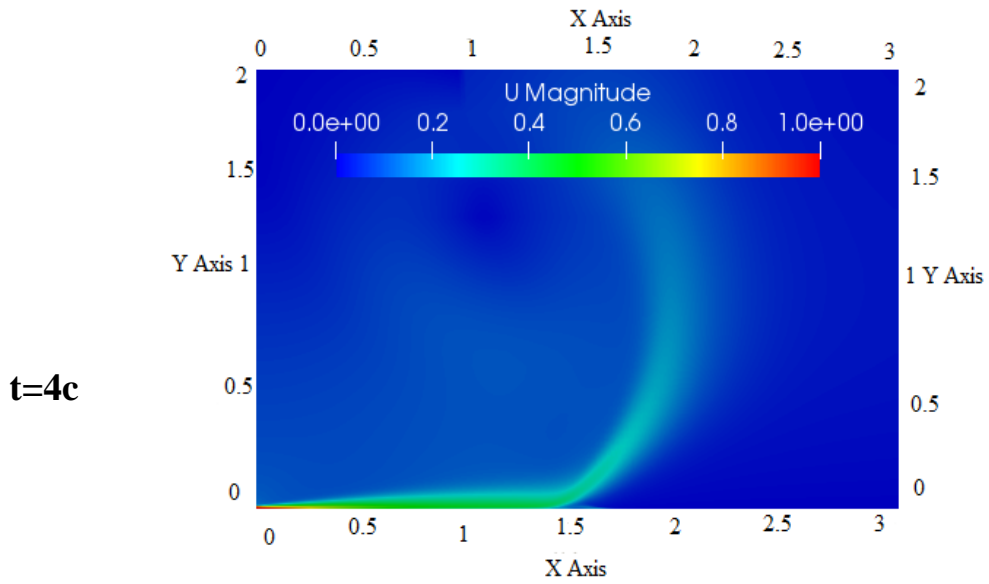


Рисунок 3.3а – Поле модуля скорости

На рисунке 3.3б представлены поля модуля скорости в области нижней сетки расчетной области в разные моменты времени $t = 1\text{с}$, 2с , 3с и 4с последовательно. Из этих рисунков можно заметить волнообразные развитие пристеночной струи. Величины поля модуля скорости показаны в цветной шкале, где красный цвет максимальный скорость входной скорости.

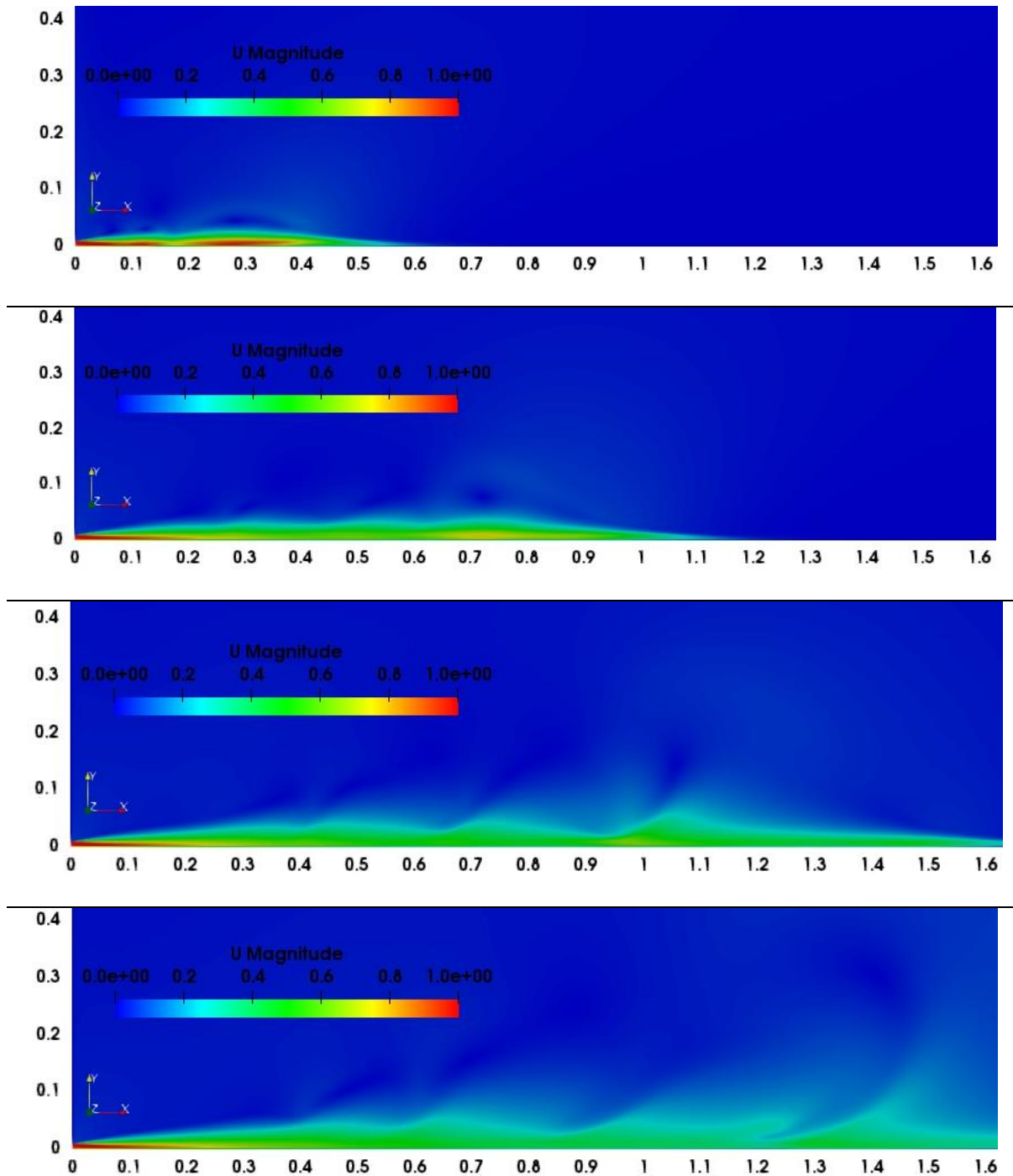
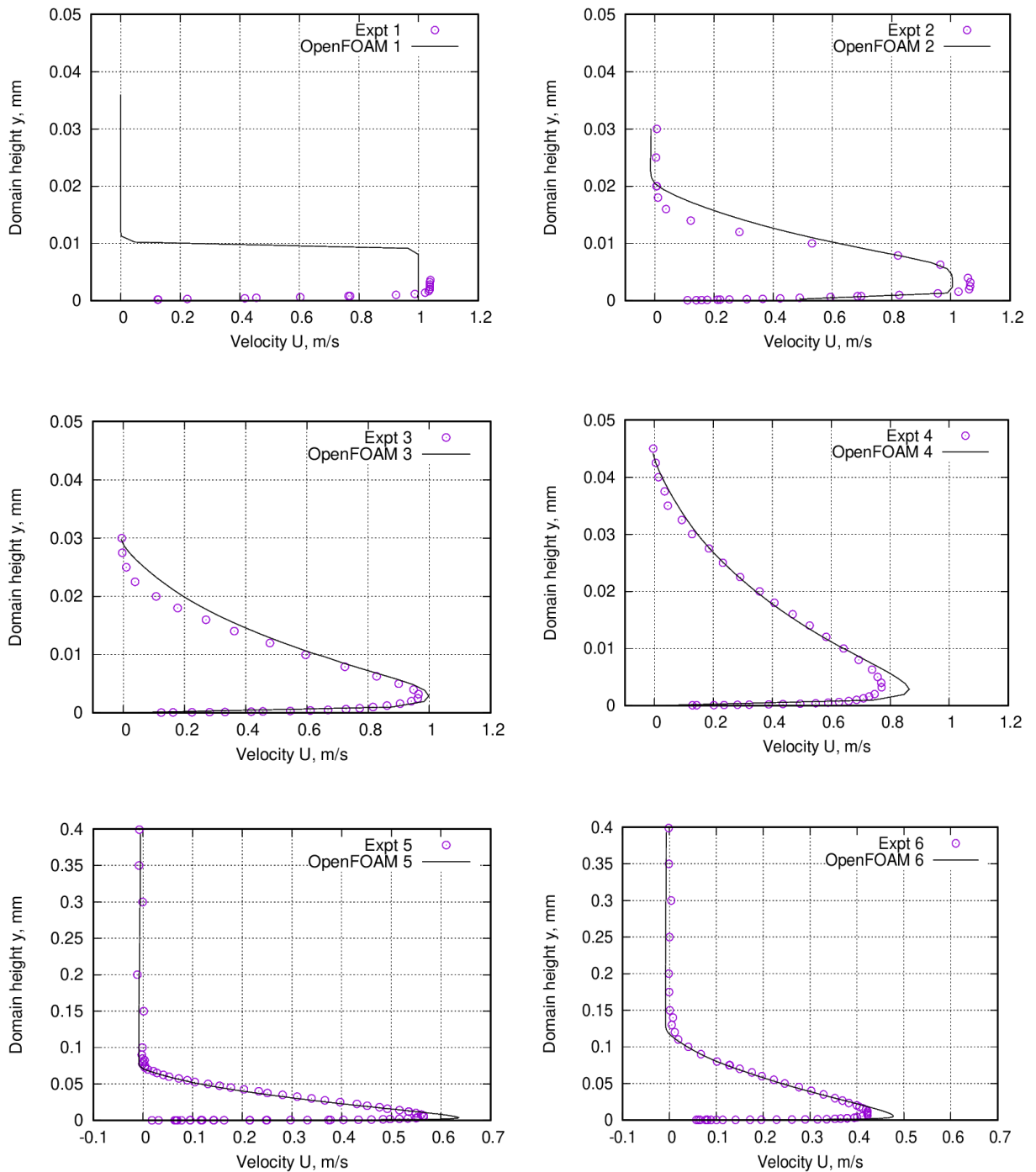


Рисунок 3.3б – Поле модуля скорости вблизи щели

Сравнение вертикальных профилей продольной скорости (рис. 3.4) и поперечной скорости (рис. 3.5) при разных восьми сечениях $x/h = 0, 5, 10, 20, 40, 70, 100, 150$ вниз по потоку с соответствующими экспериментальными данными приведено на рисунках 3.4–3.5. На этих рисунках маркеры соответствуют экспериментальным данным работы [42], сплошная линия - численные результаты данной работы.



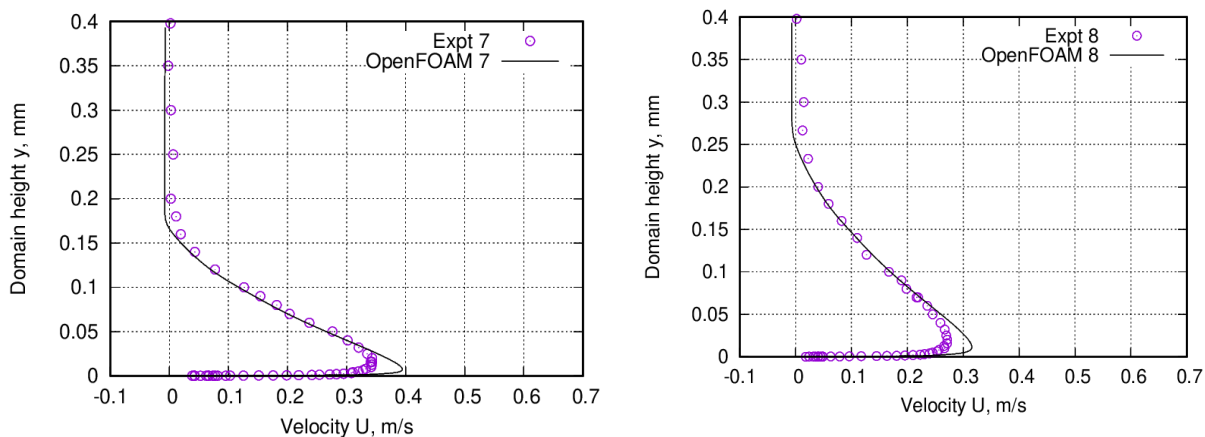


Рисунок 3.4– Вертикальные профили продольной скорости в разных сечениях

Как видно на рисунке 3.4, соответствие между расчётными и экспериментальными данными по поперечным профилям продольной скорости можно признать достаточно хорошим. До сечения $x=0.048\text{м}$, максимальная скорость в расчетах занижена на 8%. В сечении $x=0.096\text{м}$ соответствие хорошее, а далее вниз по течению расчет дает завышенное значения продольной скорости в пределах 9%-13%.

Это видно из таблицы 3.4, где представлены расхождения между результатами численных расчётов и соответствующими экспериментальными данными по поперечным профилям продольной скорости в восьми сечениях.

Таблица 3.4 – Сравнение численных расчетов с экспериментальными данными.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| $x=0\text{м}$ | $x=0.048\text{м}$ | $x=0.096\text{м}$ | $x=0.192\text{м}$ | $x=0.384\text{м}$ | $x=0.672\text{м}$ | $x=0.960\text{м}$ | $x=1.440\text{м}$ |
| 4.7% | 8% | 2% | 13% | 10% | 9% | 11% | 10% |

На рисунке 3.5 представлены поперечные профили скорости в шести сечениях. Как видно, соответствие расчётных и экспериментальных данных можно считать удовлетворительным.

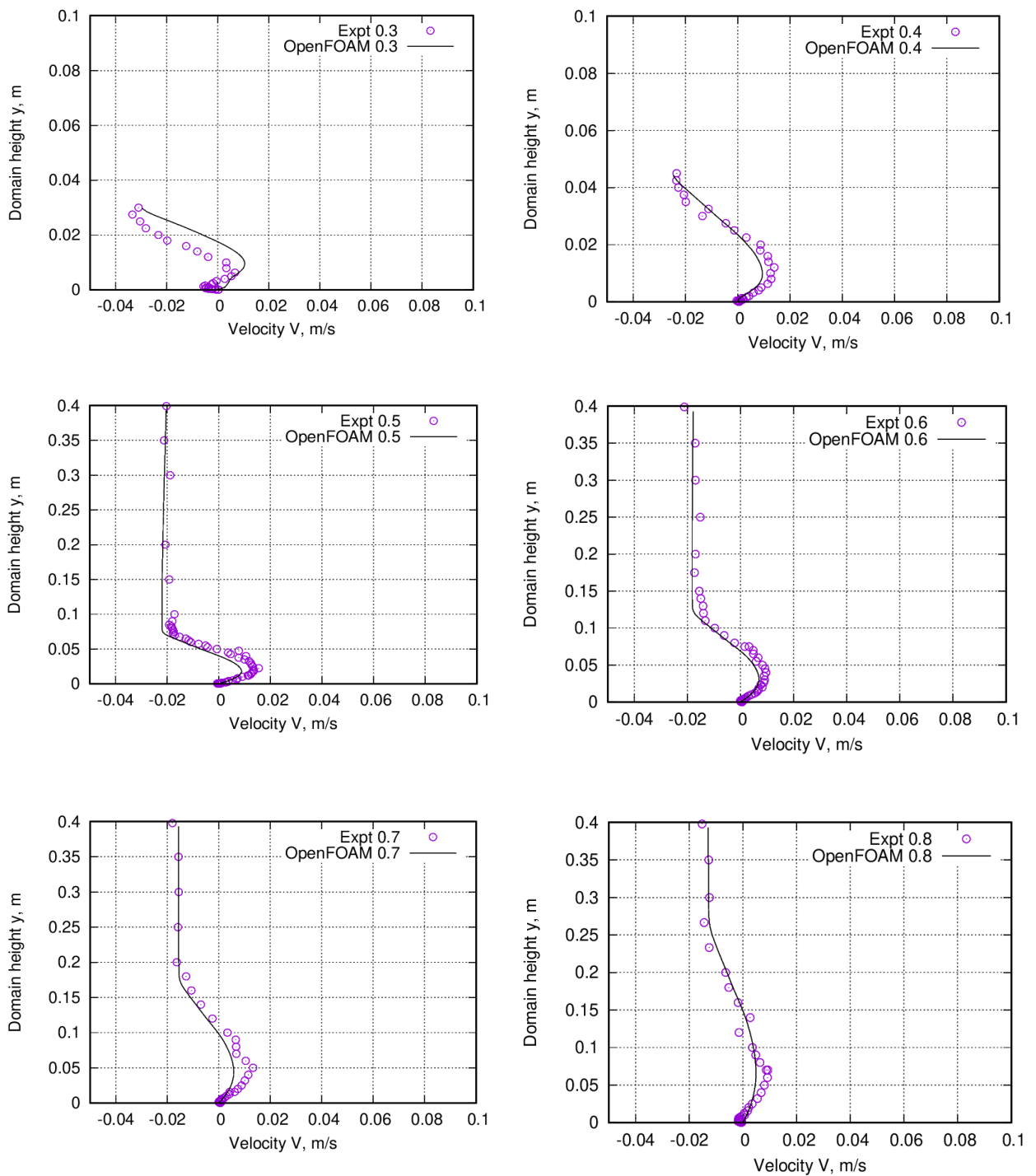


Рисунок 3.5 – Профили поперечной скорости в разных сечениях

На рисунке 3.6 показан продольный профиль изменения максимальной скорости пристеночной струи в различных сечениях вниз по потоку. Расхождение между результатом численных расчётов и соответствующими экспериментальными данными по максимальной скорости пристеночной струи составляет примерно 5%.

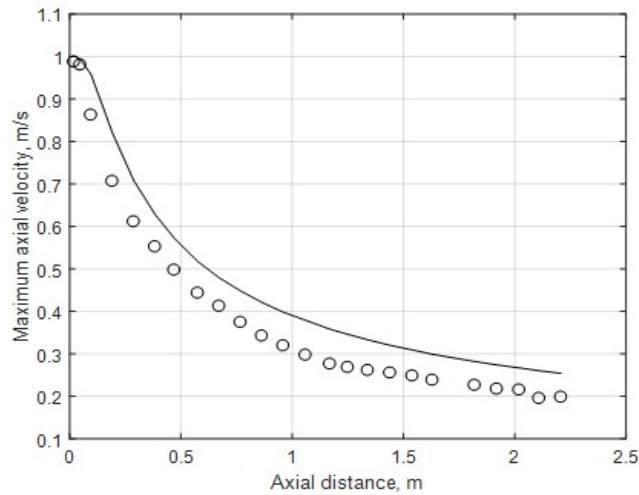


Рисунок 3.6–Продольный профиль максимальной скорости пристеночной струи

Таким образом, численное моделирование плоской турбулентной струи показало, что по вертикальным профилям продольной и поперечной составляющих скорости и продольному профилю максимальной скорости расхождение между численными и экспериментальными данными составляет порядка от 2% до 13% и 5% соответственно. Полученные результаты с достаточно высокой степенью точности указывают на то, что использованная математическая модель является достоверной и может применяться для моделирования движения воздуха в больничной палате струйным течением.

3.2 Численное моделирование охлаждения нагревательной пластины импактной струей.

Целью данной задачи является изучение влияния числа Рейнольдса падающей турбулентной струи воздуха на процесс охлаждения. При этом важным аспектом диссертационной работы является вопрос, проверки адекватности математической модели процесса теплообмена между нагретой пластиной и струей воздуха.

Постановка задач. Схема моделируемой задачи и границы вычисляемой области приведены на рисунке 3.7а и соответствует геометрии

экспериментальной работы[50]. Воздушная струя при температуре 306К втекает в квадратную рабочую область с размером 120 мм × 120 мм через круглую трубу с внутренним диаметром отверстия 10 мм со скоростью 39 м/с, что соответствует числу Рейнольдса 24000. Алюминиевая нагревательная пластина расположена на расстоянии 20 мм от выходного конца круглой трубы. Размеры нагревательной пластины составляют 120×120 мм. Ось симметрии круглой трубы проходит через геометрический центр нагревательной пластины. Использованная расчётная сетка в вертикальном разрезе при $z = 0.1$ м представлена на рисунке 3.7б. Данная работа рассмотрена в работе [51].

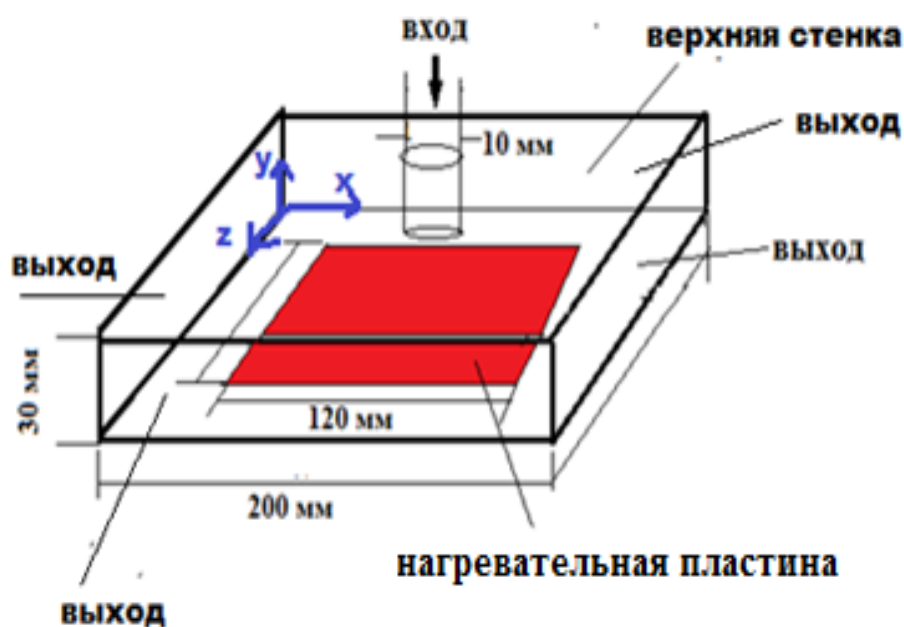


Рисунок 3.7а–Геометрия расчетной области

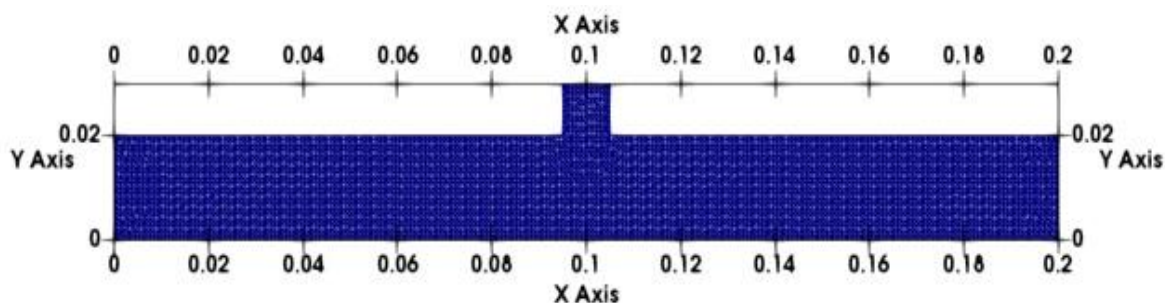


Рисунок 3.7б–Расчетная сетка

Для достижения цели этой задачи, были рассмотрены следующие значения скорости падающей струи – 13м/с, 19.5м/с, 26м/с, 39м/с,

52м/с, 58.5м/с, 78м/с, что соответствуют числам Рейнольдса 8000, 12000, 16000, 24000, 32000, 36000, 48 000.

Математическая модель. Рассматриваемая задача основана на уравнениях (3.1-3.4) без учета производных по времени, поскольку она является стационарной. Учет влияния турбулентных пульсаций на среднюю скорость потока осуществлялся с использованием моделей турбулентности `buoyantkEpsilon`, `kEpsilon`, `kOmega`, `kOmegaSST` и `RNGkEpsilon`.

Численная модель. По условию эксперимента круглая струя подается через вертикальную трубу со скоростью 39м/с, а после удара от нагретой пластины выходит из расчетной области через 4 боковые грани области. Для всех искомых величин, кроме температуры граничные условия задаются аналогично предыдущей задаче. Интенсивность турбулентности была установлена равной 5% для всех вариантов расчетов. Граничное условие для температуры на нагревательной пластине задаётся следующим образом.

Согласно [52], среди существующих моделей турбулентности `kOmegaSST` является предпочтительной моделью турбулентности для расчета процессов теплопередачи при столкновении турбулентных струй с препятствием. Однако, на наш взгляд, для решения этой проблемы необходимо изучить применимость других моделей, хотя бы потому, что существует `buoyantkEpsilon`, специально разработанная для случаев, когда следует учитывать зависимость плотности от температуры. Поэтому в дополнение к ним использовались `kEpsilon` и `RNGkEpsilon`.

Перед экспериментом стояла задача охлаждения нагревательной пластины, которая производит постоянный равномерный тепловой поток мощностью 3472.22 Вт/м². Для учёта граничного условия такого рода в пакете OpenFOAM предусмотрена возможность его задания при помощи постоянного градиента – `fixedGradient`. Для вычисления постоянного градиента вспомним связь между тепловым потоком и градиентом температуры: $q = \lambda \cdot |\nabla T|$, где λ – коэффициент теплопроводности алюминия.

Откуда $\nabla T = q/\lambda = 3472.22/0.02699298 = 128634.09 \text{ К/м}$. На входе и выходе заданы фиксированные значения температуры, а остальных трех стенках условие zeroGradient, что физически означает отсутствие теплообмена через них – условие адиабатичности стенок. В таблице 3.5 приведены граничные условия, используемые при моделировании этой задачи.

Таблица 3.5– Используемые граничные условия

| Переменная | к | ε | ω | ρ | U | T |
|-------------------------|--|--|--|----------------------------------|---|---|
| Граница | | | | | | |
| Вход | fixedValue valueuniform 0.0094 0.0213 0.0379 0.0853 0.1517 0.1919 0.3413 | fixedValue valueuniform 0.0152 0.0512 0.1213 0.4095 0.9706 1.3819 3.2756 | fixedValue valueuniform 1.5998 2.3997 3.1996 4.7994 6.3992 7.1991 9.5988 | zeroGradient | fixedValue value uniform (0 -13.0 0) (0 -19.5 0) (0 -26.0 0) (0 -39.0 0) (0 -52.0 0) (0 -58.5 0) (0 -78.0 0) | fixedValue valueunifor m 306 |
| Выход | zeroGradient | zeroGradient | zeroGradient | fixedValue value uniform 0 | zeroGradient | fixedValue valueunifor m 306 |
| Нагревательная пластина | kqRWallFunction | epsilonWallFunction | omegaWallFunction | zeroGradient | fixedValue valueunifor m 0 | fixedGradient uniform 128634.1726 |
| Нижняя стенка | kqRWallFunction | epsilonWallFunction | omegaWallFunction | zeroGradient | fixedValue valueunifor m 0 | zeroGradient |
| Верхняя стенка | kqRWallFunction | epsilonWallFunction | omegaWallFunction | zeroGradient | fixedValue valueunifor m 0 | zeroGradient |
| Труба | kqRWallFunction | epsilonWallFunction | omegaWallFunction | zeroGradient | fixedValue valueunifor m 0 | zeroGradient |

Дискретизация расчетной области произведена помощью метода контрольных объемов, а дискретизация уравнений выполнена аналогично предыдущей задаче и сведения о них приведены в таблице 3.6.

Таблица 3.6- Используемые схемы дискретизации

| Слагаемое | Схема | Порядок точности схемы |
|-------------|--------------------------|------------------------|
| Градиент | Gausslinear | Второй |
| Дивергенция | Gaussupwind; | Второй |
| Лапласиан | Gauss linear orthogonal; | Второй |

| | | |
|--------------|--------|--------|
| Интерполяция | linear | Первый |
|--------------|--------|--------|

Предполагается, что сходимость итераций с использованием процедуры SIMPLE достигается, когда значения погрешностей для давления и энтальпии становятся ниже 1×10^{-2} , а значения погрешностей для остальных величин (U, k, omega, epsilon) будут ниже 1×10^{-3} .

Методы решения систем линейных алгебраических уравнений, полученных в результате дискретизации с использованием процедуры SIMPLE, приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7- Решатели уравнений для основных переменных

| Переменная | Решатель |
|-------------------|---|
| Давление | GAMG решатель с использованием сглаживателя DICGaussSeidel |
| U, h, k, ε, omega | Solver решатель с использованием сглаживателя PBiCGStabDILU |

Результаты численных расчетов и обсуждение. Для исследования эффекта насыщения расчетной сетки были проведены расчеты для пяти различных сеток с разным числом контрольных объемов: 368 672, 556 470, 830 320, 1 261 230 и 1 856 720. Из этих пяти сеток, наиболее подходящей по времени вычислений и приемлемой точности численных решений оказалась расчетная сетка с общим числом 1 261 230 ячеек. Представленные ниже численные результаты соответствуют именно этой расчетной сетке.

Достоверность полученных численных значений поля температуры проверяется двумя способами. Во-первых, путем проверки условия симметричности профилей температуры на средней высоте рабочей области — в силу симметричной постановки задачи соответствующие профили температуры должны быть симметричными относительно точки $x=0.1$ м.

На рисунке 3.8 приведено изменение температуры вдоль линии на средней высоте, параллельной оси Oх, соединяющая точки с координатами (0, 0.015, 0.1) и (0.2, 0.015, 0.1) при различных значениях (13м/с, 26м/с, 39м/с) числа Рейнольдса падающей турбулентной струи 8000, 16000, 24000.

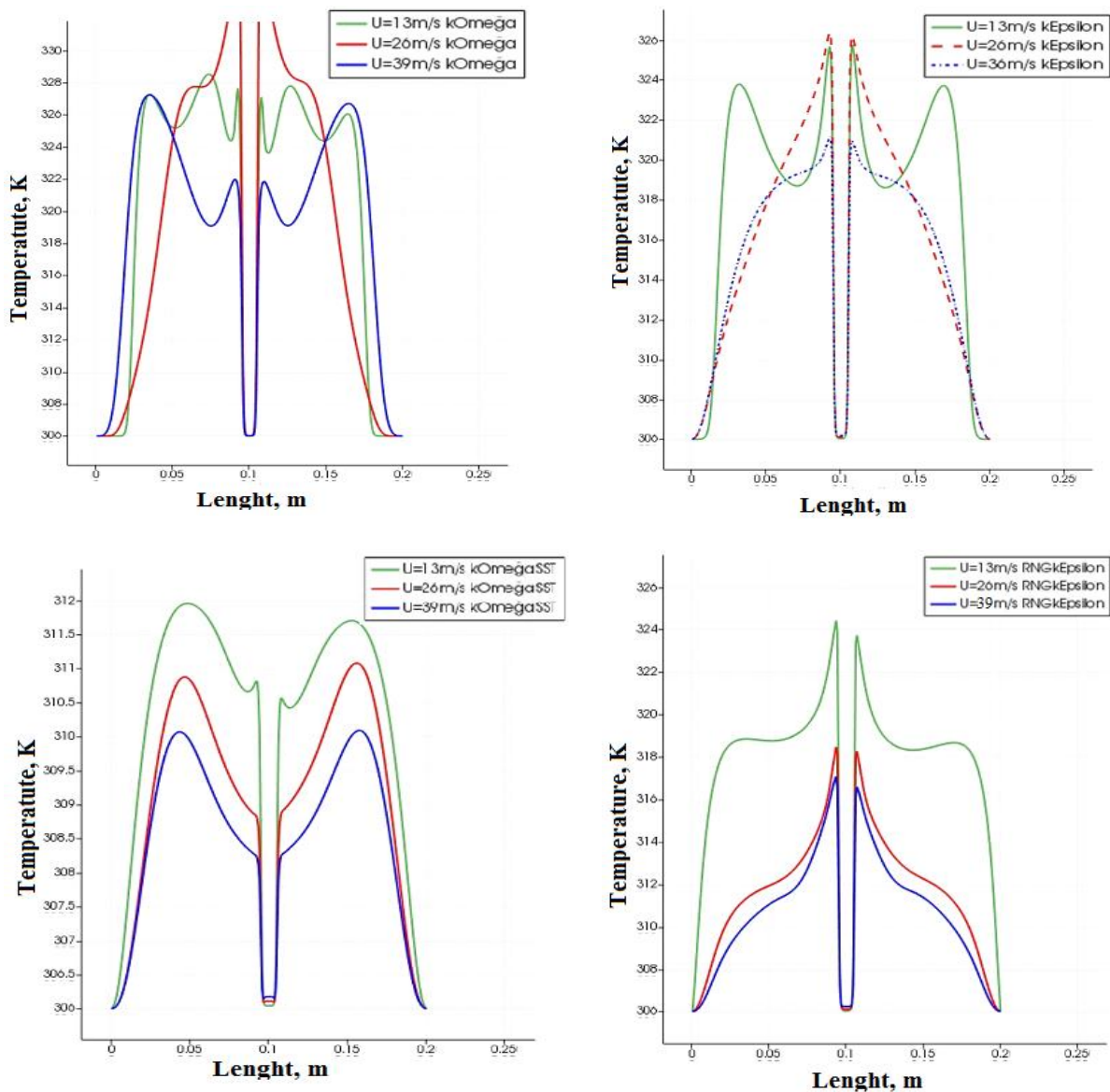


Рисунок 3.8—Распределения поля скорости для четырех моделей турбулентности

Видно, что точка с минимальной температурой $T = 306 \text{ K}$ соответствует зоне торможения струи. Струя падает на нагревательную пластину и отклоняется почти симметрично в обоих направлениях от точки $x = 0.1 \text{ м}$, где образуется зона торможения. Это хорошо видно на рисунке 3.9, где изолинии модуля скорости показаны в вертикальной плоскости при $z = 0.1 \text{ м}$.

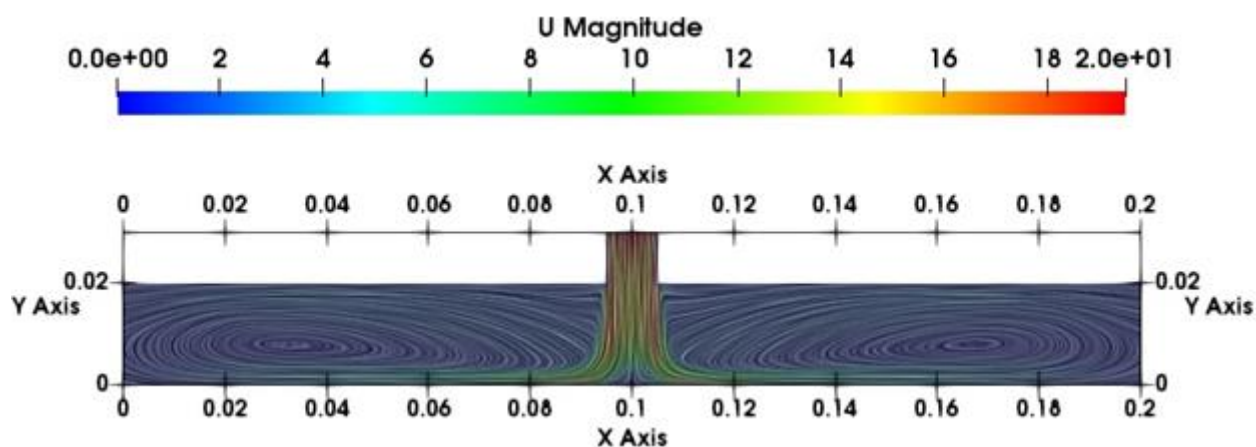


Рисунок 3.9 – Изолинии модуля скорости в плоскости $z=0.1\text{м}$

На этом рисунке показано образование двух симметричных вихрей относительно точки $x = 0.1$ м, которые вращаются в противоположных направлениях. Центры вихрей ($x \approx 0.035$ м и $x \approx 0.165$ м) расположены примерно на расстоянии $x \approx 0.065$ м по обе стороны от точки $x = 0.1$ м, что подтверждает симметричность структуры вихрей относительно данной точки. Визуализация изолиний модуля скорости демонстрирует, что вихри имеют одинаковую интенсивность и распределение, что указывает на корректность численного моделирования и соответствует ожиданиям для данной конфигурации потока. Эти результаты помогают лучше понять динамику потока и характер образования вихрей в исследуемой области.

За счет увеличения скорости струи в этой зоне скорость теплообмена будет максимальной, так как модуль температурного градиента вблизи точки $x=0.1$ велик, что, в свою очередь, приводит к увеличению теплообмена в зоне застоя. По мере удаления зоны скопления с обеих сторон скорость передачи тепла от нагревательной пластины к воздуху постепенно уменьшается по мере уменьшения импульса струи, что также может привести к отрыву тока от поверхности нагревательной пластины.

Во-вторых, достоверность полученных численных значений температурного поля проверяется путем сравнения их с соответствующими экспериментальными данными. В таблице 3.6а приведены координаты датчиков температуры, с помощью которых проводились экспериментальные

измерения температуры нагревательной пластины. В то же время для всех датчиков $y = 0$.

А в таблице 3.6б приведено сравнение численных значений температуры с экспериментальными данными, измеренными в 21 точке на поверхности нагревательной пластины (при $y=0$) для рассмотренных пяти моделей турбулентности –buoyantkEpsilon, kEpsilon, kOmega, kOmegaSST, kEpsilonRNG для значения числа Рейнольдса $Re = 24\ 000$.

Таблица 3.6б–Сравнение численной температуры с экспериментом в разной 21 точке.

| № | Эксперимент | buoyantkEpsilon | kEpsilon | kOmega | kOmegaSST | kEpsilonRNG |
|----|-------------|-----------------|----------|---------|-----------|-------------|
| 1 | 384.072 | 387.1 | 387.102 | 379.05 | 377.403 | 396.208 |
| 2 | 376.619 | 377.862 | 377.891 | 374.504 | 372.174 | 375.912 |
| 3 | 384.634 | 387.741 | 387.676 | 379.131 | 377.41 | 394.746 |
| 4 | 377.961 | 380.9 | 380.9 | 373.246 | 372.102 | 384.252 |
| 5 | 371.736 | 373.101 | 373.12 | 372.022 | 364.983 | 370.353 |
| 6 | 377.152 | 381.308 | 381.257 | 373.349 | 372.1 | 383.207 |
| 7 | 366.583 | 367.532 | 367.536 | 368.948 | 364.983 | 365.885 |
| 8 | 369.575 | 372.814 | 372.784 | 370.431 | 367.022 | 371.887 |
| 9 | 372.227 | 373.12 | 373.101 | 372.019 | 368.645 | 370.379 |
| 10 | 363.485 | 365.192 | 365.196 | 366.239 | 363.632 | 364.225 |
| 11 | 361.08 | 364.508 | 364.508 | 364.677 | 364.441 | 363.824 |
| 12 | 363.279 | 365.189 | 365.184 | 366.301 | 363.637 | 364.208 |
| 13 | 372.369 | 373.094 | 373.097 | 372.168 | 368.65 | 370.238 |
| 14 | 370.473 | 372.784 | 372.814 | 370.286 | 367.028 | 371.902 |
| 15 | 365.941 | 367.507 | 367.51 | 368.976 | 364.992 | 365.856 |
| 16 | 377.982 | 381.257 | 381.308 | 373.287 | 372.109 | 383.181 |
| 17 | 372.365 | 373.097 | 373.094 | 372.093 | 368.657 | 370.252 |
| 18 | 377.741 | 380.907 | 380.907 | 373.373 | 372.116 | 383.679 |
| 19 | 384.456 | 387.603 | 387.666 | 379.09 | 377.414 | 394.765 |
| 20 | 376.37 | 377.885 | 377.879 | 374.583 | 372.171 | 375.727 |
| 21 | 384.017 | 387.216 | 387.211 | 379.124 | 377.423 | 395.299 |

Относительная ошибка расхождения численных значений температуры с соответствующими экспериментальными данным, вычисленная согласно формуле: $E = \frac{|T_{\text{экс}} - T_{\text{чис}}|}{T_{\text{экс}}} \times 100\%$ для каждой 21 точки и 5 модели турбулентности приведена в табл.3.6в.

Таблица 3.6в–Относительные ошибки сравнения температуры

| № | Экспери | buoyantkEп | kEpsilon | kOmega | kOmegaSST | kEpsilon |
|---|---------|------------|----------|--------|-----------|----------|
|---|---------|------------|----------|--------|-----------|----------|

| | мент | silon | | | | RNG |
|---------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------|
| 1 | 384.072 | 0.78839384 | 0.78891458 | 1.30756733 | 1.736393 | 3.159824 |
| 2 | 376.619 | 0.33004177 | 0.33774186 | 0.56157549 | 1.180238 | 0.187723 |
| 3 | 384.634 | 0.8077809 | 0.79088172 | 1.43071075 | 1.878149 | 2.628993 |
| 4 | 377.961 | 0.77759346 | 0.77759346 | 1.24748321 | 1.55016 | 1.664457 |
| 5 | 371.736 | 0.36719607 | 0.37230723 | 0.07693632 | 1.816612 | 0.372038 |
| 6 | 377.152 | 1.10194298 | 1.08842058 | 1.00834677 | 1.339513 | 1.605454 |
| 7 | 366.583 | 0.25887725 | 0.25996841 | 0.64514721 | 0.436463 | 0.190407 |
| 8 | 369.575 | 0.87641209 | 0.86829466 | 0.2316174 | 0.690793 | 0.625583 |
| 9 | 372.227 | 0.23990737 | 0.23480296 | 0.05587988 | 0.962316 | 0.496471 |
| 10 | 363.485 | 0.46962048 | 0.47072094 | 0.75766538 | 0.040442 | 0.203585 |
| 11 | 361.08 | 0.9493741 | 0.9493741 | 0.99617813 | 0.930819 | 0.759942 |
| 12 | 363.279 | 0.5257667 | 0.52439034 | 0.83186752 | 0.098547 | 0.255726 |
| 13 | 372.369 | 0.19469934 | 0.195505 | 0.05397871 | 0.99874 | 0.572282 |
| 14 | 370.473 | 0.62379715 | 0.6318949 | 0.05047601 | 0.929892 | 0.385723 |
| 15 | 365.941 | 0.42793784 | 0.42875764 | 0.82936867 | 0.259331 | 0.023228 |
| 16 | 377.982 | 0.86644338 | 0.87993608 | 1.24212264 | 1.553778 | 1.375462 |
| 17 | 372.365 | 0.19658131 | 0.19577565 | 0.07304661 | 0.995797 | 0.567454 |
| 18 | 377.741 | 0.83814042 | 0.83814042 | 1.15634787 | 1.489116 | 1.571977 |
| 19 | 384.456 | 0.81855921 | 0.834946 | 1.39573839 | 1.831679 | 2.681451 |
| 20 | 376.37 | 0.40252943 | 0.40093525 | 0.47479874 | 1.115657 | 0.170843 |
| 21 | 384.017 | 0.83303604 | 0.83173401 | 1.27416234 | 1.717111 | 2.937891 |
| Средняя ошибка | 0.604506 | 0.604811 | 0.747667 | 1.121502 | 1.068405 | |

Из данной таблицы 3.6в видно, что, вопреки утверждениям[52]о том, что среди существующих моделей турбулентности модель kOmegaSST является предпочтительной для расчётов теплопередачи при столкновении турбулентных струй с преградой, среди использованных моделей оказалась самой наилучшей buoyantkEpsilon, а наихудшей оказалась kOmegaSST модель турбулентности.

Проведенные систематические расчеты (при одинаковой точности численных решений) для разных значений числа Рейнольдса падающей турбулентной струи показали, что с увеличением числа Рейнольдса от 8 000 до 48 000 время расчетов (см. табл. 3.7а) и число итераций (см. табл.3.7б) уменьшаются для всех 5 моделей турбулентности.

Таблица 3.7а– Время расчетов для разных числах Рейнольдса

| Модели | buoyant kEpsilon | kEpsilon | kOmega | kOmegaSST | RNGkEpsilon |
|-----------------------------|-----------------------------|------------------|------------------|------------------|--------------------|
| Число Рейнольдса | Время расчета | Время расчета | Время расчета | Время расчета | Время расчета |

| | | | | | |
|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 8 000 | 5704 | 6054 | 4945 | 11405 | 11088 |
| 12 000 | 4870 | 4838 | 4089 | 4369 | 4879 |
| 16 000 | 4475 | 4419 | 3947 | 4270 | 4765 |
| 24 000 | 4257 | 4242 | 3418 | 4224 | 4751 |
| 32 000 | 4197 | 4106 | 3272 | 4215 | 4450 |
| 36 000 | 4122 | 4106 | 3266 | 4244 | 4423 |
| 48 000 | 4117 | 4122 | 3265 | 4414 | 4633 |
| | 27.82% | 31.91% | 33.97% | 61.30% | 58.21% |

Здесь следует отметить, что для числа Рейнольдса 8 000 использование моделей kOmegaSST и RNGkEpsilon приводит к постоянному значению погрешности итераций примерно чуть больше чем заранее заданное малое число.

Таблица 3.7б– Число итераций для разных числах Рейнольдса

| Модели | buoyant kEpsilon | kEpsilon | kOmeg a | kOmegaSS T | RNGkEpsi lon |
|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------|
| Число Рейнольдса | Число итераций | Число итераци й | Число итерац ий | Число итераций | Число итераций |
| 8 000 | 1536 | 1536 | 1335 | 3000 | 3000 |
| 12 000 | 1320 | 1320 | 1091 | 1086 | 1330 |
| 16 000 | 1198 | 1198 | 1057 | 1051 | 1286 |
| 24 000 | 1154 | 1154 | 919 | 1037 | 1306 |
| 32 000 | 1136 | 1136 | 875 | 1043 | 1200 |
| 36 000 | 1116 | 1116 | 868 | 1047 | 1197 |
| 48 000 | 1107 | 1107 | 845 | 1061 | 1187 |
| | 27.93% | 27.93% | 36.70% | 64.63% | 40.43% |

Как показано, из табл. 3.7а и 3.7б с увеличением числа Рейнольдса импактной струи от 8 000 до 48 000 повышается вычислительная эффективность численных расчётов при заданной точности. В частности, для модели турбулентности buoyantkEpsilon количество итераций уменьшается на 27.93 %, а время расчёта сокращается на 27.82%. Для kOmegaSST модели турбулентности эти показатели составляют 61.30% и 64.63% соответственно.

В таблице 3.8 приведены сведения о времени, затраченном на одну итерацию для 5 моделей турбулентности при различных входных граничных условиях скорости импактной струи, заданных числах Рейнольдса.

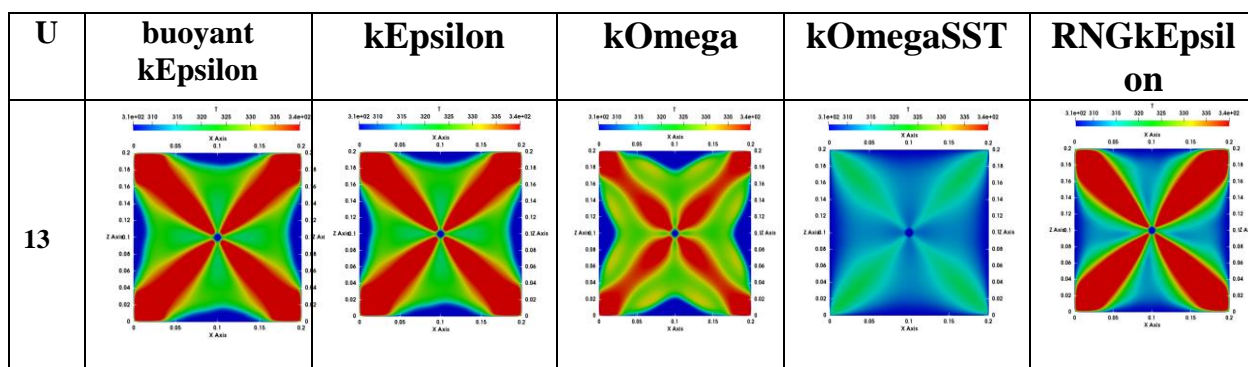
Таблица 3.8– Время затраченное на одну итерацию при разных числах Рейнольдса

| Модели | buoyant kEpsilon | kEpsilon | kOmega | kOmegaSST | RNGkEpsilon |
|------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Число Рейнольдса | Время расчета/число итераций | Время расчета/число итераций | Время расчета/число итераций | Время расчета/число итераций | Время расчета/число итераций |
| 8 000 | 3.71 | 3.9 | 3.70 | 3.8 | 3.69 |
| 12 000 | 3.68 | 3.67 | 3.71 | 4.02 | 3.67 |
| 16 000 | 3.73 | 3.68 | 3.73 | 4.06 | 3.7 |
| 24 000 | 3.68 | 3.67 | 3.71 | 4.07 | 3.6 |
| 32 000 | 3.69 | 3.61 | 3.73 | 4.04 | 3.7 |
| 36 000 | 3.69 | 3.67 | 3.76 | 4.05 | 3.7 |
| 48 000 | 3.72 | 3.72 | 3.86 | 4.16 | 3.9 |

Как видно из этой таблицы, 4 модели из рассмотренных 5 моделей затрачивают примерное одинаковое время на одну итерацию, однако, а для kOmegaSST модели турбулентности — это время слегка больше.

Таким образом, в этой задаче изучения влияния граничного условия для скорости на процесс охлаждения нагревательной струи, обнаруженное повышение вычислительной эффективности численных расчетов вероятно, связано с доминирующей ролью инерционных сил над силами вязкого трения и плавучести при увеличении входной скорости импактной струи.

На основе проведенных систематических расчетов, получено неравномерное распределение поля температуры воздуха на плоскости средней высоты рабочей области (рис. 3.10).



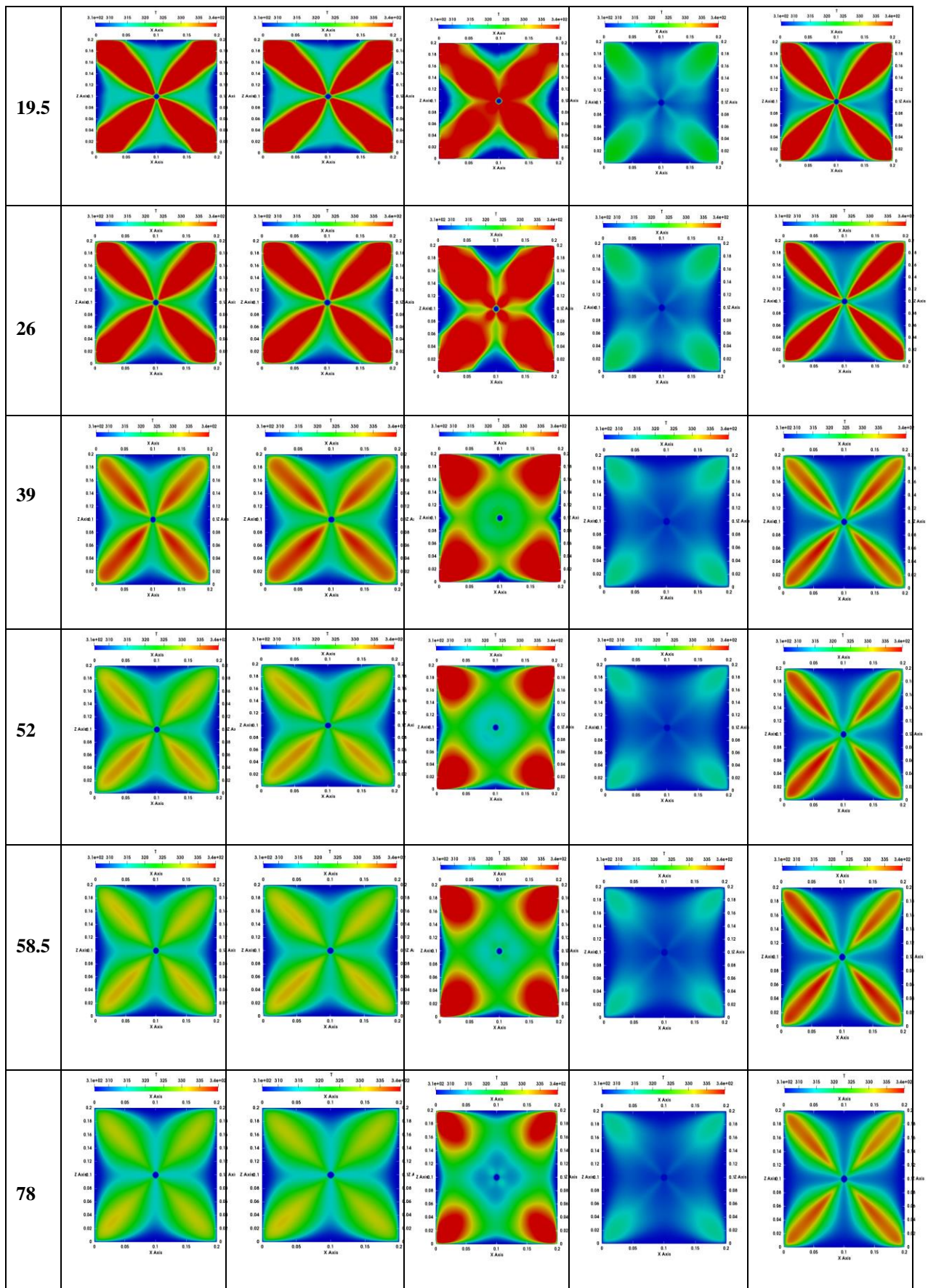


Рисунок 3.10–Распределение температурного поля на поверхности при разных скоростях

Из рассмотренных моделей четыре дают примерно одинаковое поле температуры, а **kOmegaSST** дает другой результат – завышенный теплообмен между нагревательной пластиной и струей.

Таким образом, в результате моделирования этой задачи получено достаточно точное совпадение численных значений средней температуры с соответствующими экспериментальными данными в 21 точке с точностью не более 1.12%, что свидетельствует об адекватности тепловой модели этой задачи и о возможности её применения в задаче моделирования движения воздуха в модели больничной палате.

3.3. Моделирование влияния интенсивности турбулентности входной струи на движение воздуха в модели помещения.

Целью данной задачи являются изучение влияния степени интенсивности турбулентности входной струи на поле течения в двух геометрически подобных моделях помещения с размерами 3м×1м×1м и 9м×3м×1м.

Проведенный аналитический обзор существующих методов численного моделирования турбулентных струйных течений показал, что существенное влияние на численное решение имеет входные граничные условия для турбулентных характеристик струи (скорость диссипации кинетической энергии турбулентности ϵ , и её частота диссипации ω), так как не существуют единых эмпирических соотношений по вычислению их значений.

Постановка задач. Рассматривается изотермическое движение воздуха, описываемое моделью газа с постоянными физическими свойствами: плотностью $\rho=1.204$ кг/м³, коэффициентами динамической $\mu = 1.82 \times 10^{-5}$ Па·с и кинематической $\nu = 1.51 \times 10^{-5}$ м²/с вязкости. Турбулентный поток воздуха входит в модели помещения со скоростями $u_0=1.3$ м/с (рис. 3.11а) и $u_0=0.455$ м/с (рис. 3.11б). Данная задача рассмотрена в работе [53].

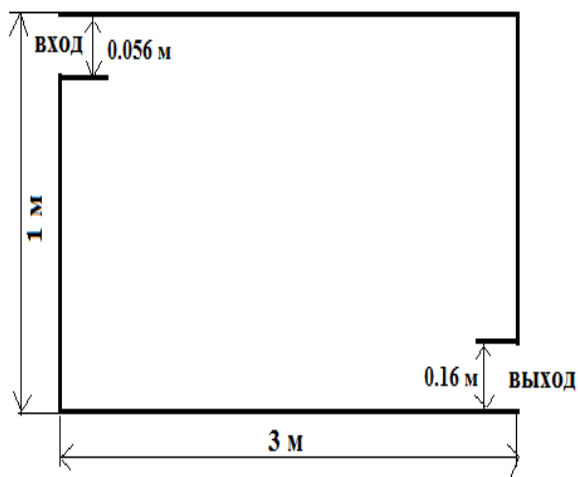


Рисунок 3.11а-Геометрия модели
3м×1м×1м

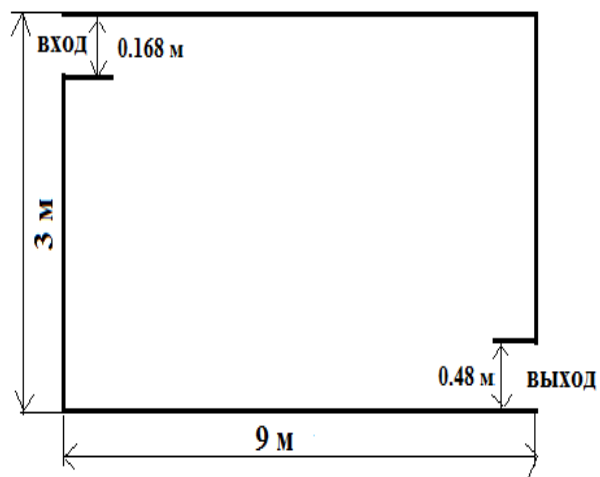


Рисунок 3.11б-Геометрия модели
9м×3м×1м

Высота первой модели $H=1\text{м}$, во второй модели $H=3\text{м}$, а длины моделей равны 3м и 9м соответственно. Высота входной щели, расположенной в левом верхнем углу расчетной области, равна $h = 0.056H$, высота выхода, расположенного около нижнего угла правой стенки, равна $0.16H$. Геометрические размеры расчетной области соответствует экспериментальной работе[54]. Начало систем координат расположен в левом нижнем углу левой стенки, ось Ox направлена слева направо, а ось Oy вертикально вверх.

Число Рейнольдса, рассчитанное через коэффициент кинематической вязкости воздуха $\nu = 1.51 \times 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ при температуре 20°C , входную скорость ($u_0 = 1.3 \text{ м/с}$, $u_0 = 0.455 \text{ м/с}$) и высоте входной щели ($h = 0.056\text{м}$, $h = 0.168\text{м}$) для рассматриваемых двух геометрических подобных моделей палаты равно приблизительно 5000.

Математическая модель задачи состоит из уравнений (3.1-3.2), которые дополняются соответствующими моделями турбулентности $kEpsilon$, $kOmega$, $kOmegaSST$, $kEpsilonRNG$.

Численная модель. На входе в расчётную область заданы экспериментальные значений входной продольной скорости. На выходной границе был задан нулевой продольный градиент для всех искомым

переменных. Остальные границы расчётной области представляют собой сплошные стенки, на которых заданы условия прилипания для скорости, а турбулентные характеристики вычисляются при помощи аппарата пристеночных функций.

Сведения об использованных в работе граничных условиях приведены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Использованные граничные условия

| Переменная | Скорость, м/с | Давление, Па | k , м ² /с ² | ω , с ⁻¹ | ε , м ² /с ⁻³ |
|-------------------|---|---------------------------|---|--|---|
| Граница | | | | | |
| Вход | fixedValue; uniform (1.3 0 0); (0.455 0 0) | zeroGradient | fixedValue; uniform 0.006308284; | fixedValue; \$internalField; | fixedValue; uniform 0.020031953; |
| выход | zeroGradient; | fixedValue; uniform 0; | zeroGradient | zeroGradient; | zeroGradient; |
| стенка | noSlip; | zeroGradient | kqRWallFunction; uniform 0.006308284; | omegaWallFunction; \$internalField; | epsilonWallFunction; uniform 0.020031953; |
| Передняя и задняя | empty | empty | empty | empty | empty |

Дискретизация вычислительной области и основных уравнений.

Расчетная область была разделена на 46 875 гексагональных ячеек. Дискретизация системы уравнений движения была выполнена по методу контрольных объемов в декартовой системе координат, которые задаются схемы аппроксимации для каждого члена уравнений исходной математической модели, указанных в файле fvSchemes. Сведения об использованных в работе методах дискретизации приведены в таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Использованные схемы дискретизации

| Слагаемое | Схема | Порядок точности схемы |
|-------------|------------------|------------------------|
| Время | Эйлер | Первый |
| Градиент | Gausslinear | Второй |
| Дивергенция | Limited Linear 1 | Второй |

| | | |
|--------------|------------------|--------|
| Лапласиан | linear corrected | Второй |
| Интерполяция | linear | Первый |

Численное решение результирующих систем линейных алгебраических уравнений вместе с начальными и граничными условиями решается с помощью известного решателя PISO, в котором необходимо указать количество внутренних поправок для полей скорости и давления. Сведения о методах решении систем линейных алгебраических уравнений приведены в табл. 3.11.

Таблица 3.11 – Решатели уравнений для основных переменных

| Переменная | Решатель | Точность |
|----------------|--|----------|
| Давления | GAMG решатель с использованием сглаживателя GaussSeidel | 1e-6 |
| U, k, ε, omega | SmoothSolver решатель с использованием сглаживателя symGaussSeidel | 1e-5 |

Результаты численных расчетов и их обсуждение. Структура течения воздуха представлена на рисунке 3.12, на котором показаны изолиния модуля скорости для каждой турбулентной модели при одинаковых моментах времени. Сетка во всех трех случаях одинакова, что позволяет объяснить разницу в потоке моделями турбулентности, используемыми для прогнозирования двумерного потока и интенсивности турбулентности при 1%, 5% и 10%. Как видно, турбулентная струя воздуха ударяется о правую стенку, опускается вниз, затем часть струи выходит из области, а основная часть движется в сторону левой стенки.

В результате расчетов был определен продольный профиль скорости u вдоль вертикальной оси для различных моделей. Можно наблюдать сходство между моделями $k - \varepsilon$ и RNG $k - \varepsilon$.

1%

5%

10%

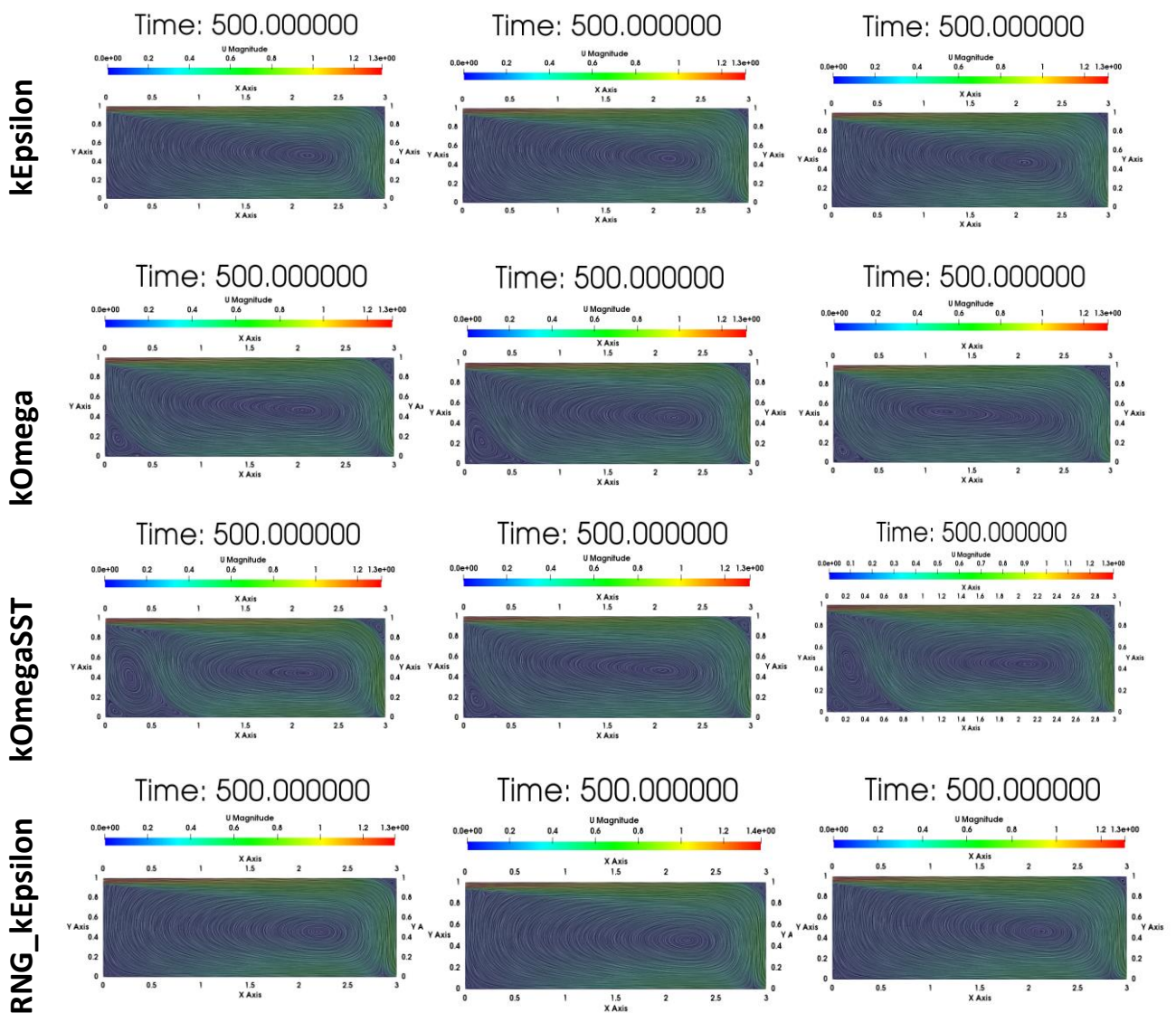
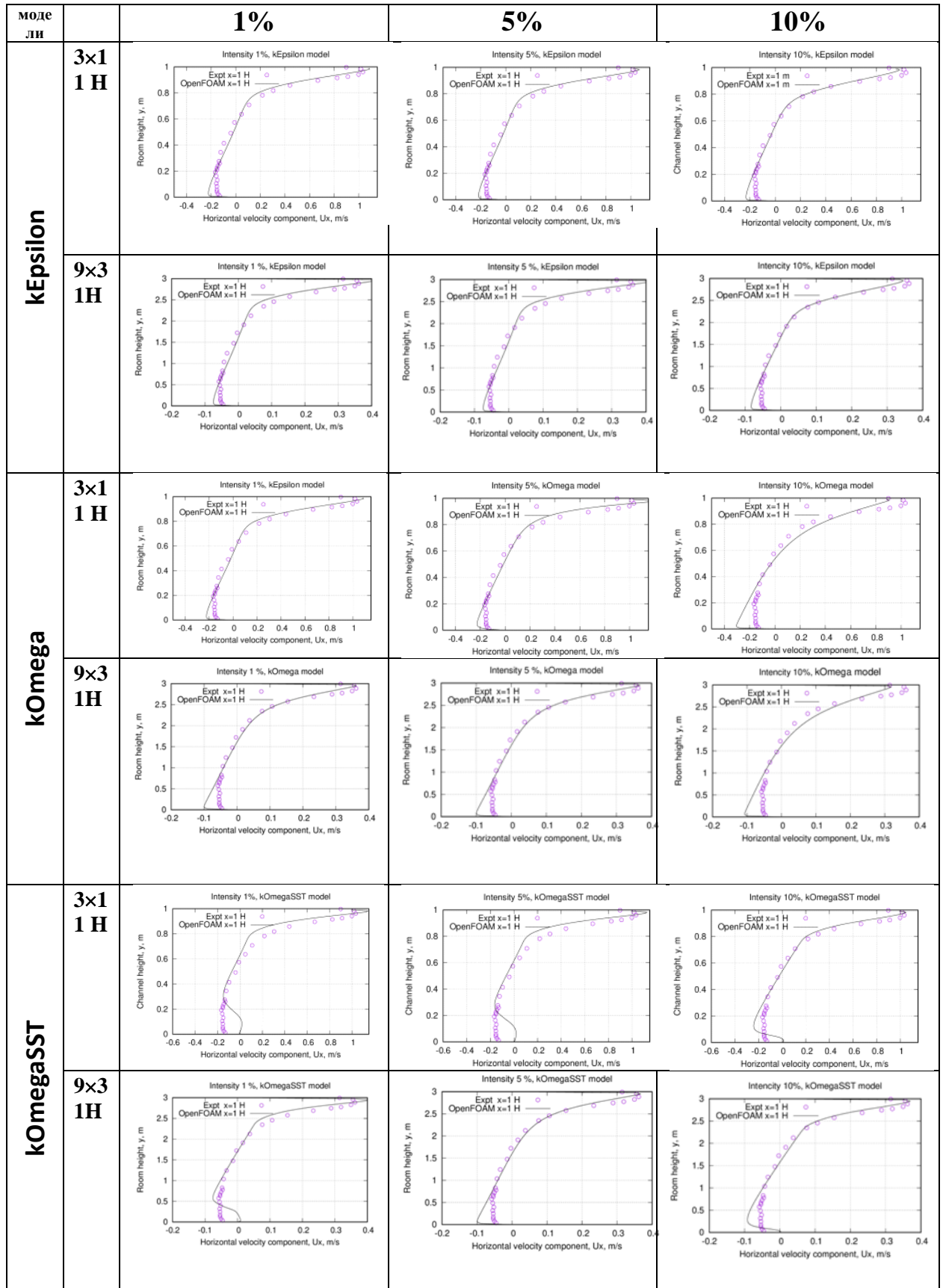


Рисунок 3.12 - Изолинии модуля скорости для разных моделей и с разной интенсивностью

По нашему исследованию, около потолка образуется пристенный турбулентный воздушный поток, который почти симметричен относительно центральной части помещения. Когда струя распространяется от входного отверстия к противоположной стене, значение скорости уменьшается примерно наполовину. После столкновения с противоположной стеной струя разворачивается, и в нижней части помещения образуется вторичный поток со скоростью менее 0,1 м/с.

На следующих рисунках показано сравнение вертикальных продольных профилей скоростей в двух диапазонах $x = 1$ Н (рис. 3.13) и $x = 2$

H (рис. 3.14) при трех значениях интенсивности турбулентности входного струя.



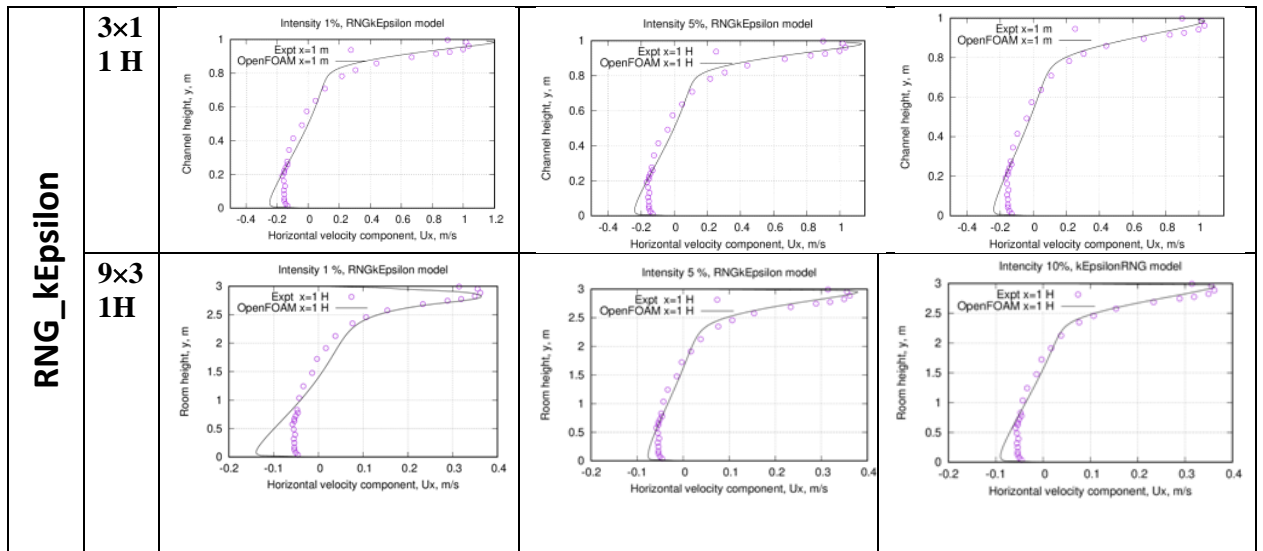
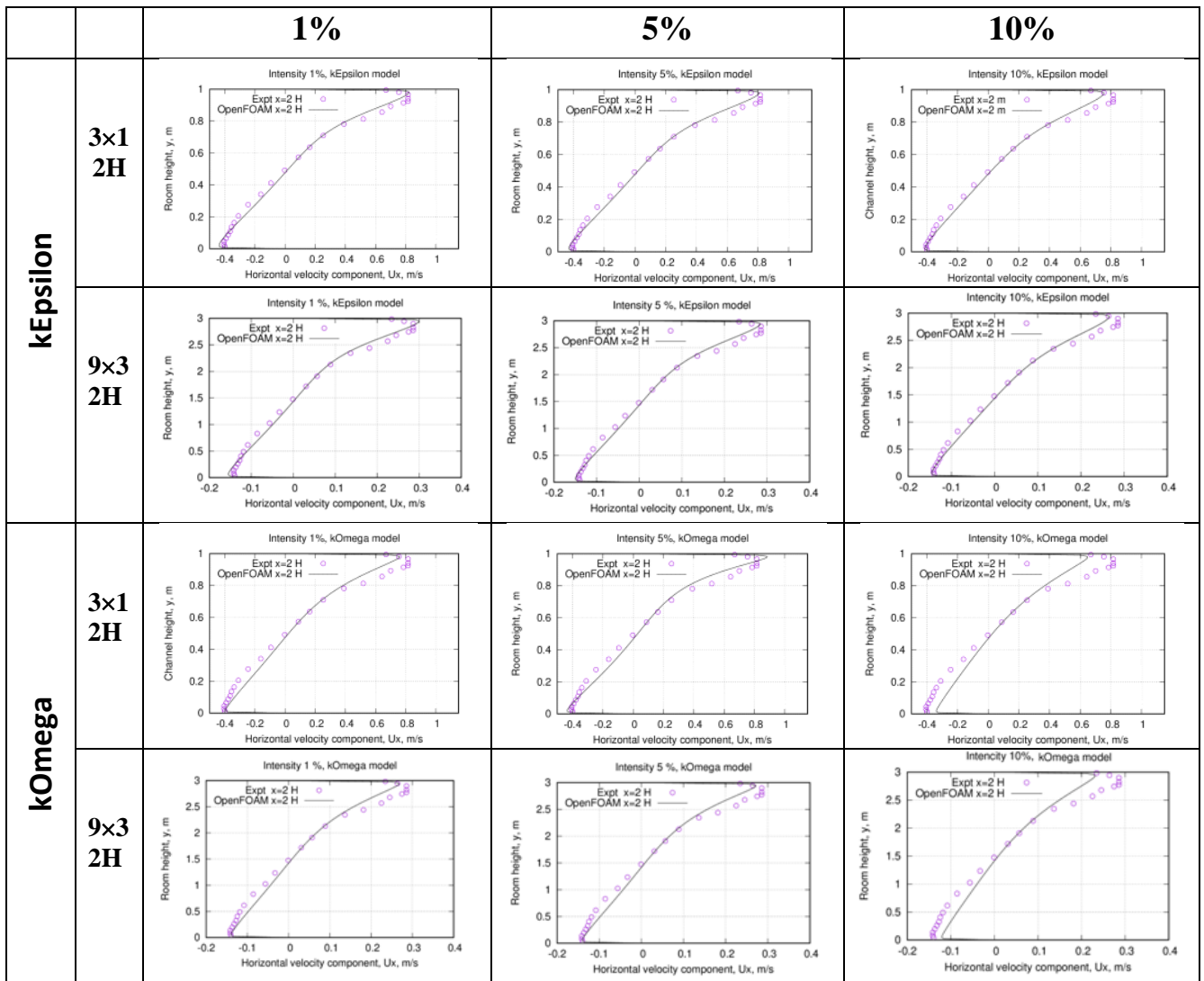


Рисунок 3.13–Вертикальные профили средней скорости в сечении 1H.



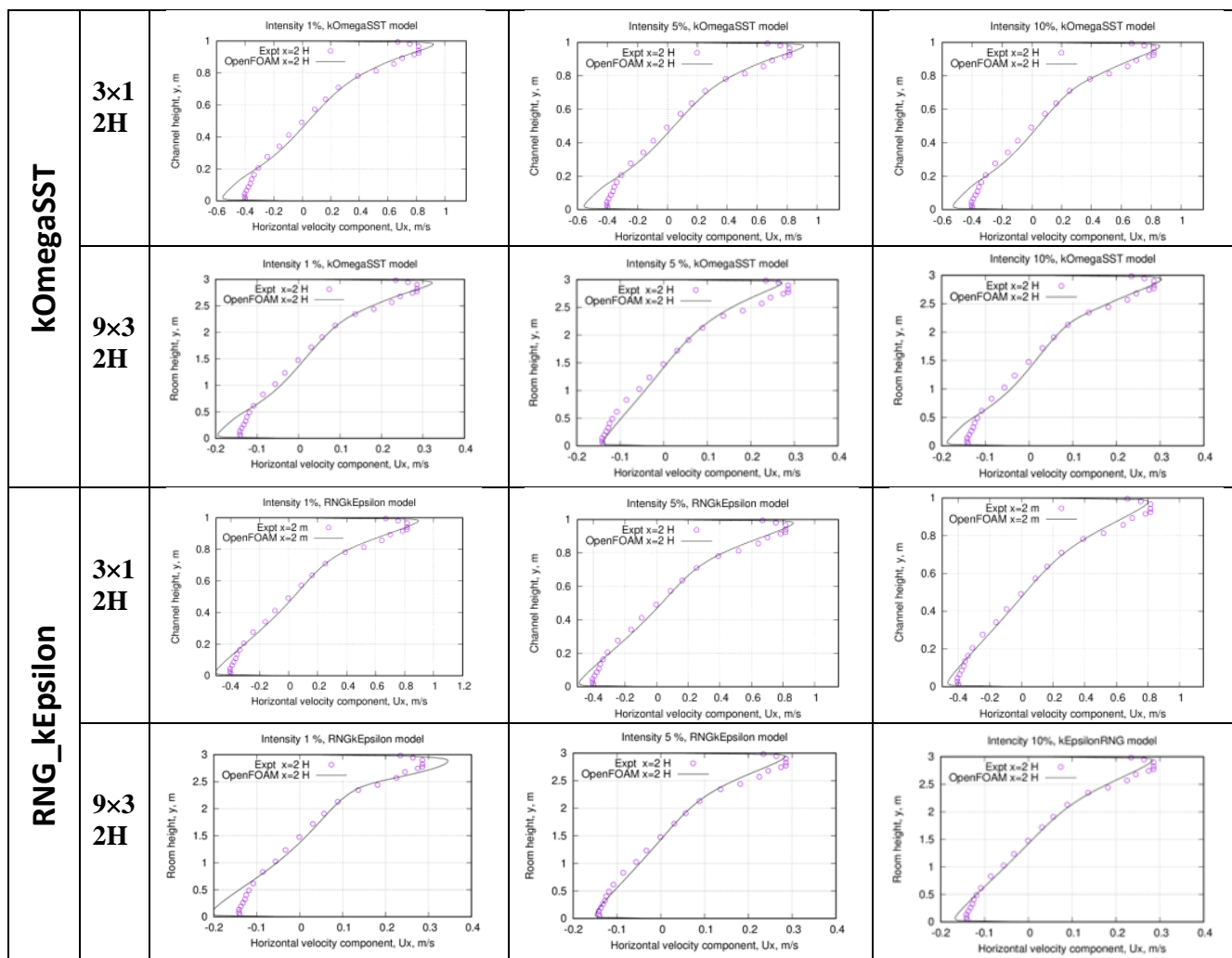


Рисунок 3.14–Вертикальные профили средней скорости в сечении $x = 2H$.

Как показано на этих рисунках, интенсивность турбулентности входной струи существенно влияет на поле средней скорости течения вблизи твёрдых стенок расчётной области. В целом совпадение между численными и экспериментальными данными можно считать хорошим.

Соответствие между экспериментом и численным расчётом ухудшается при использовании модели $k-\omega$ SST при интенсивности 5%. В наших расчётах соответствующая погрешность составила 9.4%.

3.4 Численное моделирование возраста воздуха в помещении

Целью данной задачи является численное исследование влияния методов дискретизации конвективного члена в уравнении переноса импульса на качество воздушного потока в помещении.

Постановка задачи. Рассматривается задача моделирования движения воздушного потока в прямоугольной комнате размерами $4.2 \text{ м} \times 3.6 \text{ м} \times 3.0 \text{ м}$

(рис.3.15). Приточное отверстие размером 0.3 м × 0.2 м расположено на левой стене, с нижним краем на высоте 2 м от пола. Центр прямоугольного входа расположен в точке с координатами (0, 1.8, 2.15) (см. рис.3.16, слева). Выходное отверстие прямоугольной формы расположено на потолке ближе к правой стенке и имеет размеры 0.3м×0.2м. Центр прямоугольного выхода имеет координаты (4.05, 1.8, 3.0). Адекватность используемой математической модели и достоверность численных результатов проверяется путем сравнения с экспериментальными данными работы [55].

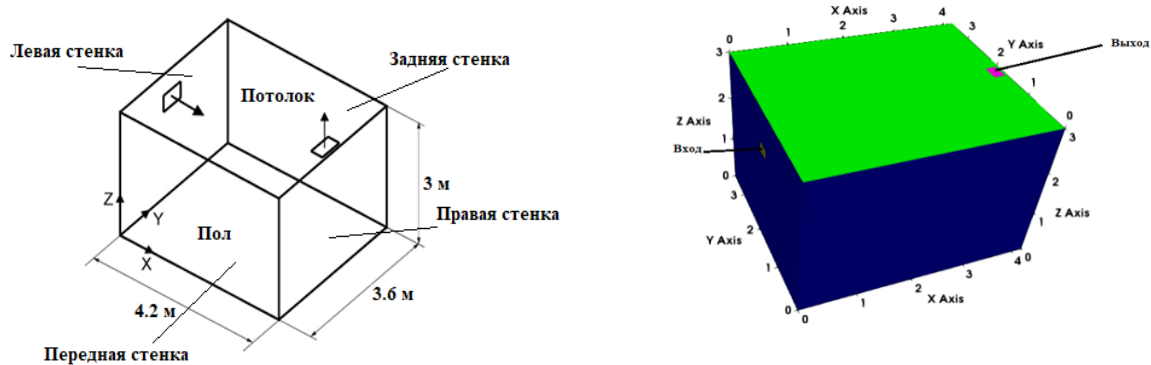


Рисунок 3.15– Гексаэдральная модель помещения (слева) и расчетная область (справа).

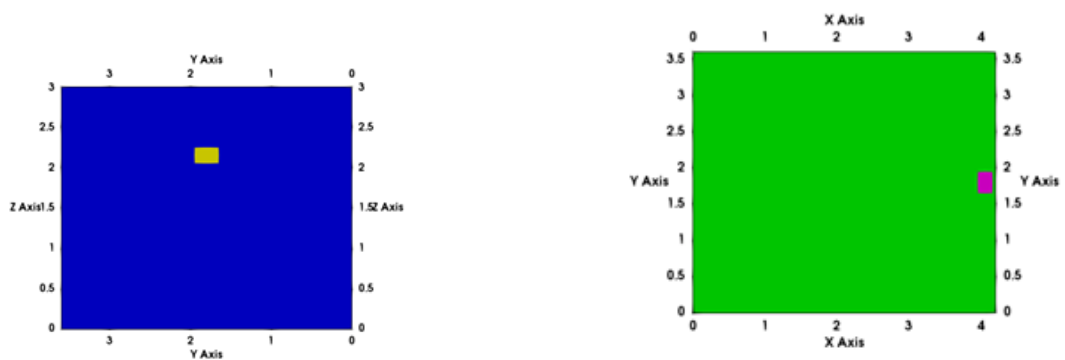


Рисунок 3.16–Схемы расположения входного (слева) и выходного (справа) отверстий.

Средняя скорость подачи воздуха составляет 1.68 м/с, а его температура равна 23°C. Объемный расход воздуха поступающий в расчетную область, рассчитанный через входную скорость и площадь входа равен $Q = U_{in} * S = 1.68 * 0.3 * 0.2 = 0.1008 \text{ м}^3/\text{с}$. Объем расчетной области составляет 45.36 м^3 .

Математическая модель. Моделирование движения воздуха в помещении основывается на системе уравнений (3.1-3.4) с дополнением

соответствующими моделями турбулентности kEpsilon (3.5-3.6) и следующего уравнения для возраста воздушного потока:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tau) + \nabla(\mathbf{u}\tau) - \nabla \cdot \left(\frac{\rho\mu_{eff}}{\sigma_{eff}} \nabla\tau \right) = 1 \quad (3.7)$$

где τ – возраст воздуха, измеряемый в секундах, σ_{eff} – эффективное число Шмидта, μ_{eff} – эффективная вязкость, а ρ – плотность воздуха.

Численная модель. Дискретизация основных уравнений (3.1-3.7) проведена с использованием метод конечных объемов аналогично предыдущей задаче. Полученные при этом СЛАУ решаются итерационным методом SIMPLE.

Для исследования эффекта насыщения расчетной сетки расчеты были проведены для 4 разных сеток, с разными числами контрольных объемов: 210000, 420000 и 840000. Сравнение профилей модуля скорости для трех расчетных сеток приведены на рис.3.17.

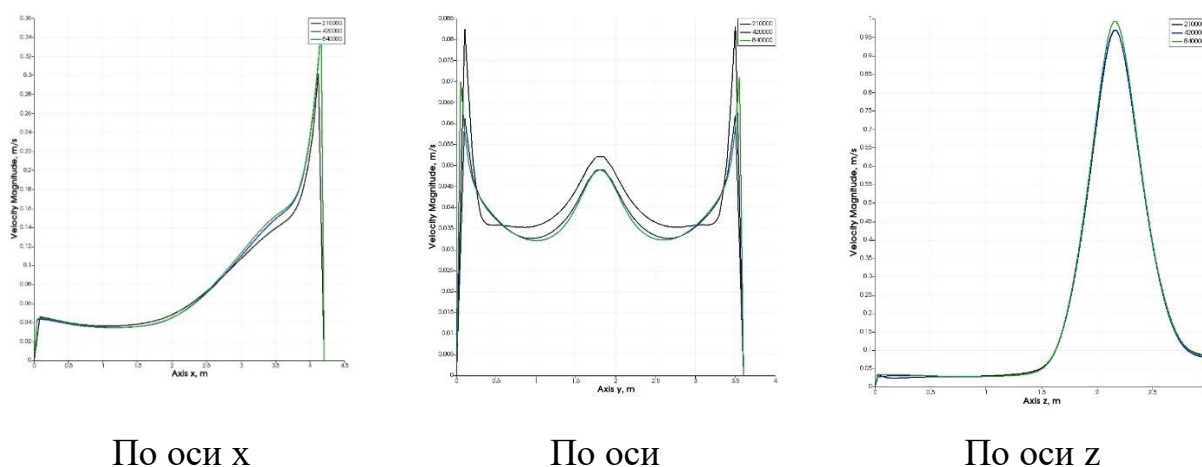


Рисунок 3.17– Сравнение профилей модуля скорости.

Из использованных 3 сеток, по времени вычислений и приемлемой точности численных решений, наиболее подходящей оказалась расчётная сетка с общим числом 840000 ячеек, и представленные ниже численные результаты соответствуют этой расчётной сетке.

Результаты численных расчетов и обсуждение. Распределение поля модуля скорости воздуха показано на рисунке 3.18аб, с указанием вертикальных линий $x=1.13$ м и $x=3.2$ м, в некоторых точках которых экспериментально измерены усреднённые локальные значения возраста воздуха.

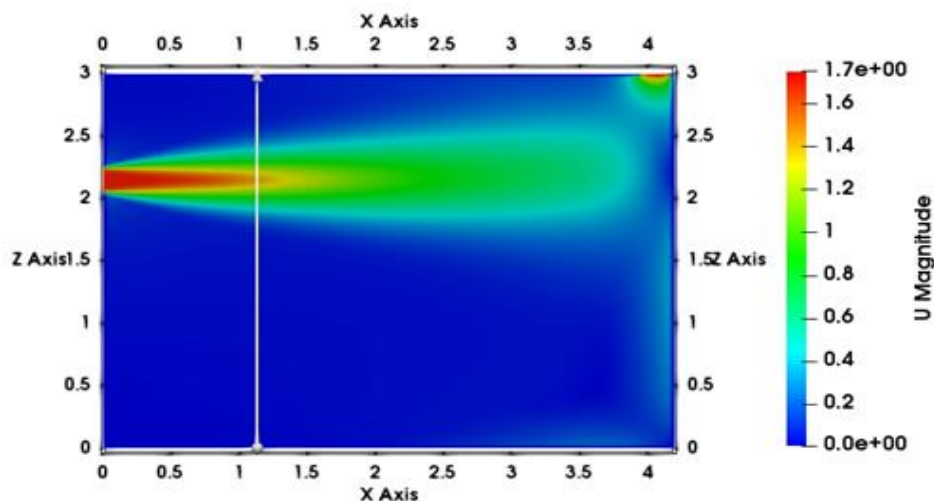


Рисунок 3.18а. Вертикальная линия $x = 1.13$ м.

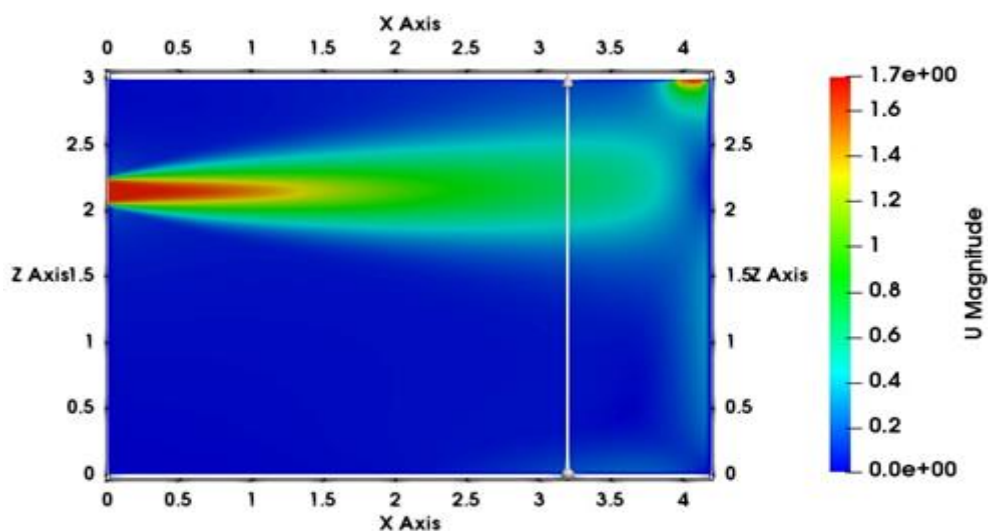


Рисунок 3.18б. Вертикальная линия $x = 3.2$ м.

Распределение модуля скорости, представленное на рисунке 3.18, показывает важные особенности воздушного потока в помещении. По мере

приближения к правой стенке помещения ближе в вертикальной линии $x=3.2$ м. наблюдается заметное смещение вверх максимального значения модуля скорости струи воздуха. Это смещение связано с изменением направления потока, происходящим под воздействием взаимодействий потока воздуха с стенками помещения и выходным вентиляционным отверстием.

Процесс смещения струи вверх при движении в сторону выхода объясняется изменением соотношений давления и скорости внутри потока. При движении воздуха в помещении, особенно вблизи стен и других препятствий, часто возникают локальные турбулентности, которые могут изменять траекторию потока. В частности, по мере того как воздух движется в сторону правой стенки, эти турбулентности усиливаются, что приводит к подъему струи в направлении потолка и выходного отверстия. Это явление является следствием взаимодействия струи с ограничениями помещения, а также отражает влияние геометрической симметрии и размещения вентиляционных отверстий на динамику воздушных потоков.

Кроме того, важным наблюдением является уменьшение максимальной скорости струи в сечении $x=3.2$ м, где она оказывается в два раза меньше по сравнению с максимальной скоростью на сечении $x=1.13$ м (рис. 3.19).

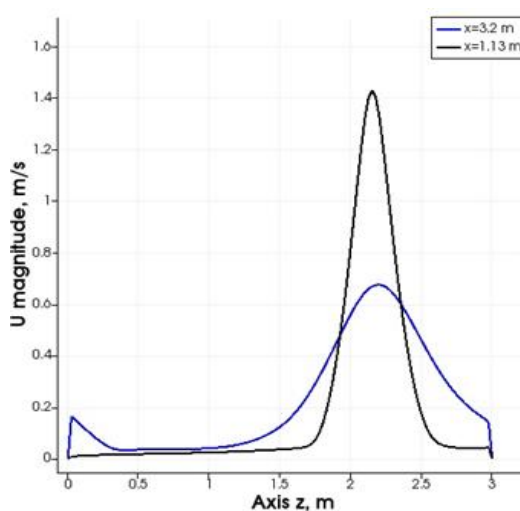


Рисунок 3.19– Вертикальные профили модуля скорости струи в двух сечениях вниз по потоку

Это снижение скорости связано с потерей энергии потока по мере его распространения через помещение. Воздух, поступающий в помещение через входное вентиляционное отверстие, постепенно теряет кинетическую энергию из-за трения с поверхностями, турбулентности и перераспределения потоков. Поэтому на выходе из помещения наблюдается уменьшение модуля скорости, что соответствует типичной картине замедления движения воздушных масс в более удаленных от вентиляционных отверстий.

Интересным эффектом является повышение скорости около пола ($z=0$ м) и потолка ($z=3$ м) в сечении $x=3.2$ м. Увеличение скорости в этих областях может быть объяснено перераспределением воздушных потоков, где более низкие слои воздуха вблизи пола и верхние слои возле потолка испытывают ускорение. Это явление часто связано с эффектами "поверхностного" воздушного потока, когда частицы воздуха, двигаясь по направлению к стенкам и потолку, ускоряются из-за уменьшения турбулентности и увеличения плотности потоков в этих зонах. Также стоит отметить, что вблизи пола и потолка обычно наблюдаются более низкие скорости потока, что связано с ограниченной циркуляцией воздуха в этих областях. Однако в месте сечений $x=3.2$ м, с увеличением скорости на этих уровнях, может наблюдаться активизация движения воздуха, что способствует улучшению циркуляции и качеству воздухообмена.

После соударения с правой стенкой часть воздушного потока направляется вверх в сторону выхода, расположенного на потолке, а другая часть движется вниз вдоль правой стенки (см.рис.3.20). Достигнув пола, этот поток изменяет направление влево, формируя крупное рециркуляционное течение с центром в точке примерно ($x = 3.6$ м, $y = 1.8$ м, $z = 0.5$ м). Это свидетельствует о наличии зон застоя и турбулентности, что может существенно повлиять на качество воздуха в помещении. Результаты моделирования подчеркивают важность оптимального размещения вентиляционных элементов для минимизации рециркуляционных зон и обеспечения равномерного воздухообмена.

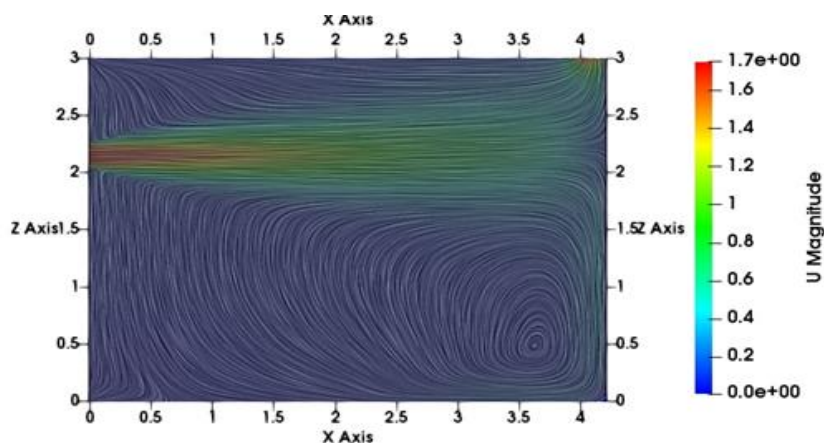


Рисунок 3.20–Изолинии модуля скорости в плоскости $y=1.8$ м.

Сравнение результатов численного моделирования возраста воздуха с экспериментальными данными, представленными в следующей таблице 3.8 показывает достаточно хорошее совпадение. Наименьшее расхождение получается для двух схем дискретизации - linearUpwinf и QUICK. Относительная ошибка при этом составляет около 12%. Наихудшей схемой в этой задаче является vanLeerV – соответствующая относительная ошибка равно 19.96%. Все остальные схемы дискретизации дают примерно одинаковую точность порядка 13.5%, что косвенно указывает на достоверность полученных численных результатов и адекватность используемой математической модели.

Таблица 3.8 Сравнение численного возраст воздуха с экспериментальными данными

| | Experiment | Centered schemes | | | NVD | | TVD schemes | | | | Upwinded convection schemes | | | |
|----|------------|------------------|---------|----------|---------|---------|----------------|--------|--------|----------|-----------------------------|---------------|--------|---------|
| | | cubic | linear | midPoint | Gamma | SFCD | limited Linear | minmod | MUSCL | vanLeerV | filtered Linear 2 | linear Upwind | QUICK | upwind |
| 1 | 453.6 | 472.70 | 472.709 | 472.708 | 474.098 | 474.738 | 476.3 | 475.61 | 473.94 | 611.908 | 472.709 | 486.41 | 486.41 | 611.908 |
| 2 | 459.7 | 470.98 | 470.981 | 470.98 | 472.311 | 473.715 | 474.31 | 474.60 | 472.49 | 615.76 | 470.981 | 489.07 | 489.07 | 615.76 |
| 3 | 443.3 | 471.32 | 471.327 | 471.326 | 472.671 | 474.141 | 474.67 | 475.03 | 472.87 | 616.639 | 471.327 | 489.90 | 489.90 | 616.639 |
| 4 | 291.5 | 236.67 | 236.673 | 236.673 | 237.371 | 237.858 | 237.85 | 238.19 | 236.49 | 304.696 | 236.673 | 245.77 | 245.77 | 304.696 |
| 5 | 180.6 | 126.15 | 126.153 | 126.152 | 126.456 | 125.813 | 126.42 | 126.19 | 125.14 | 160.634 | 126.153 | 129.12 | 129.12 | 160.634 |
| 6 | 443.3 | 460.80 | 460.801 | 460.801 | 462.217 | 463.463 | 463.44 | 463.92 | 461.98 | 586.931 | 460.801 | 477.23 | 477.23 | 586.931 |
| 7 | 432.55 | 425.77 | 425.774 | 425.774 | 427.035 | 427.624 | 429.02 | 428.46 | 426.66 | 553.803 | 425.774 | 436.61 | 436.61 | 553.803 |
| 8 | 461.43 | 439.20 | 439.201 | 439.201 | 440.783 | 441.771 | 443.00 | 442.73 | 440.34 | 576.642 | 439.201 | 453.63 | 453.63 | 576.642 |
| 9 | 275.44 | 236.42 | 236.428 | 236.428 | 236.437 | 236.389 | 236.78 | 236.90 | 235.81 | 303.493 | 236.428 | 244.03 | 244.03 | 303.493 |
| 10 | 446.46 | 411.82 | 411.822 | 411.823 | 413.327 | 413.543 | 415.68 | 414.62 | 412.88 | 539.366 | 411.822 | 422.72 | 422.72 | 539.366 |
| 11 | 497.43 | 428.86 | 428.862 | 428.863 | 430.551 | 431.26 | 432.98 | 432.35 | 430.01 | 563.529 | 428.862 | 442.44 | 442.44 | 563.529 |

| | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|---------|---------|--------|--------|------|
| 12 | 342.49 | 301.02 | 301.022 | 301.022 | 301.34 | 301.875 | 302.01 | 302.39 | 301.11 | 389.125 | 301.022 | 312.07 | 312.07 | 389. |
| 13 | 454.61 | 409.73 | 409.731 | 409.732 | 411.309 | 412.183 | 413.39 | 412.95 | 411.15 | 527.991 | 409.731 | 425.29 | 425.29 | 527. |
| 14 | 538 | 361.52 | 361.527 | 361.527 | 362.428 | 363.105 | 363.62 | 363.63 | 362.39 | 467.481 | 361.527 | 375.18 | 375.18 | 467. |
| 15 | 318 | 227.44 | 227.447 | 227.447 | 227.343 | 227.175 | 227.57 | 227.61 | 226.70 | 291.38 | 227.447 | 234.49 | 234.49 | 291. |
| 16 | 390 | 296.77 | 296.779 | 296.779 | 297.048 | 297.549 | 297.65 | 298.05 | 296.81 | 576.642 | 296.779 | 307.54 | 307.54 | 383. |
| 17 | 529 | 439.20 | 439.201 | 439.201 | 440.783 | 441.771 | 443.00 | 442.73 | 440.34 | 563.29 | 439.201 | 453.63 | 453.63 | 576. |
| 18 | 566 | 428.74 | 428.744 | 428.744 | 430.433 | 431.121 | 432.87 | 432.21 | 429.88 | 489.273 | 428.744 | 442.21 | 442.21 | 563. |
| 19 | 426.38 | 374.59 | 374.595 | 374.596 | 375.658 | 376.722 | 377.21 | 377.43 | 375.63 | 488.775 | 374.595 | 390.68 | 390.68 | 489. |
| 20 | 426.38 | 374.12 | 374.122 | 374.122 | 375.145 | 376.264 | 376.65 | 376.94 | 375.22 | 529 | 374.122 | 390.45 | 390.45 | 488. |
| 21 | 489.88 | 414.75 | 414.752 | 414.755 | 416.333 | 416.584 | 417.45 | 416.77 | 415.13 | 408 | 414.752 | 419.25 | 419.25 | 529. |
| 22 | 458.13 | 414.88 | 414.882 | 414.883 | 416.463 | 416.595 | 417.67 | 416.76 | 415.21 | 529.848 | 414.882 | 419.49 | 419.49 | 529. |
| 23 | 439.99 | 390.62 | 390.629 | 390.63 | 391.784 | 393.283 | 393.13 | 393.8 | 391.62 | 507.346 | 390.629 | 405.86 | 405.86 | 507. |
| 24 | 421.84 | 390.67 | 390.679 | 390.678 | 391.79 | 393.253 | 393.12 | 393.76 | 391.76 | 507.724 | 390.679 | 406.11 | 406.11 | 507. |
| средняя ошибка, % | | 13.506 | 13.5068 | 13.5067 | 13.3640 | 13.3051 | 13.18 | 13.204 | 13.477 | 19.9615 | 13.5068 | 11.943 | 11.943 | 16.8 |

3.5 Моделирование движения воздуха в модели инфекционной палаты

Изолированные палаты используются во многих инфекционных больницах для лечения тяжелобольных пациентов. Важной особенностью этих палат является то, что они поддерживают отрицательное давление, которое помогает удерживать загрязняющие вещества в палате и предотвращает их распространение за пределы палат.

Цель данной задачи заключается в изучении влияния отрицательного выходного давления воздушного потока на поле скорости воздуха в инфекционной палате.

Постановка задач. Исследовано движения воздуха трехмерной модели инфекционного помещения длиной 6 м, шириной 4 м и высотой 2,6 м (см. Рис. 3.21 а, б).

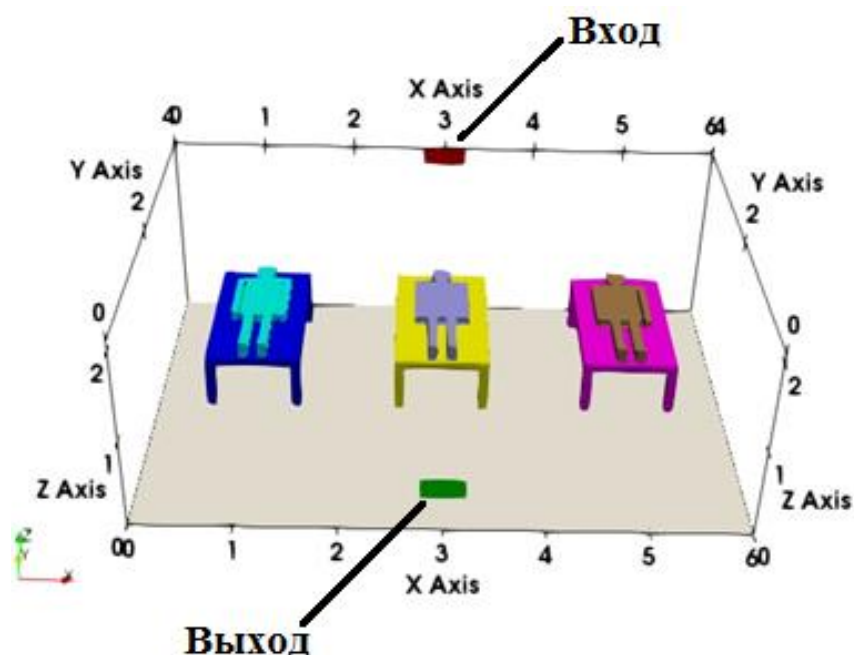


Рисунок 3.21а– Модель инфекционной палаты с тремя пациентами

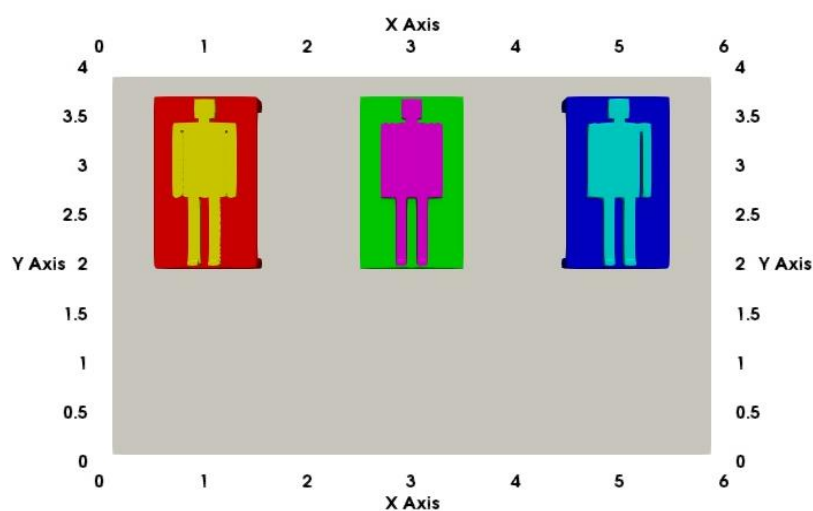


Рисунок 3.21б–Схема расположения пациентов

Начало систем координат расположен в ближнем нижнем углу левой стенки. Ось Ox направлении слева на право, а ось Oy направлен от передней стенки в сторону задней стенки. Ось Oz направлена вертикально вверх. Выходное и входное отверстие представляют собой прямоугольник размерами $0.5\text{м} \times 0.2\text{м}$.

Таблица 3.13–Геометрия модели палат с кроватью и пациентом

| Название | Длина в | Ширина в | Высота по |
|----------|---------|----------|-----------|
|----------|---------|----------|-----------|

| | направлении x,м | направлении y,м | оси z,м |
|--------------|-----------------|-----------------|---------|
| Модель палат | 6 | 4 | 2.6 |
| Вход | 0.5 | 0 | 0.2 |
| Выход | 0.5 | 0 | 0.2 |
| Кровать | 1 | 1.75 | 0.6 |

Геометрический центр входного отверстия находится на задней стенке в точке с координатами (3, 4, 2.2), а центр выходной границы находится на передней стенке в точке с координатами (3, 0, 0.5). Поток атмосферного воздуха с температурой 295.15 К входит в расчетную область с минимальной скоростью и выходит ее также с минимальной скоростью. Начальная температура потока в палате равна температуре на входе, а теплофизические свойства воздуха приведены в таблице 3.12.

Таблица 3.12–Теплофизические характеристики воздуха

| Свойство воздуха | Значение |
|--|---|
| Температура воздуха | 295.15К |
| Плотность воздуха, ρ | 1.194 кг/м ³ |
| Удельная теплоемкость при постоянном давлении, C_p | 1005 Дж/(кг·К) |
| Динамическая вязкость, ν | $1.825 \cdot 10^{-5}$ Па·с |
| Кинематическая вязкость, μ | $1.528 \cdot 10^{-5}$ м ² /с |
| Коэффициент теплопроводности, λ | 0.0259 Вт/(м·К) |
| Коэффициент теплового расширения, β | 0.0034 К ⁻¹ |
| Число Прандтля, Pr | 0.7039 |

Используя приведенные свойства, можно рассчитать характерную скорость естественной конвекции за счет эффекта плавучести, рассчитываемую как

$$U_0 = \sqrt{g\beta H\Delta T} = 5 \text{ м/с.}$$

Трехмерная модель инфекционной палаты представляет собой шестиугольник размером $6 \times 4 \times 2.6$ м³, в котором расположены три койки для трех стационарных пациентов.

Математическая модель задачи. Основу модели составляют система уравнений (3.1-3.4).

Численная модель. Дискретизация расчётной области выполнена с использованием стандартных утилит *blockMesh* и *snappyHexMesh* открытого пакета *OpenFOAM*. Дискретизация системы основных уравнений, описывающих законы сохранения массы, импульса и энергии, осуществлена методом контрольных объёмов. Теплообмен между телом пациента и окружающим воздушным потоком в палате осуществляется аналогично задаче 2с использованием граничного условия *externalWallHeatFluxTemperature* из пакета *OpenFOAM* при постоянном тепловом потоке мощностью 56,52 Вт/м².

Использованные граничные условия, схемы дискретизации и методы решения приведены в таблицах 3.14, 3.15 и 3.16.

Таблица 3.14 – Граничные условия для основных переменных

| Граница | u, м/с | p, Па | p_rgh, Па | T, К |
|-----------------------------|--------------|------------|--|--|
| Вход | zeroGradient | calculated | totalPressure $P_0 = 4.5 * 10^{-5}$ | fixedValue 295.15K |
| Выход | zeroGradient | calculated | fixedValue 0, -4, -8, -12, -16 | zeroGradient |
| Кровать | noSlip | calculated | fixedFluxPressure | zeroGradient |
| Пациент | noSlip | calculated | fixedFluxPressure | externalWallHeatFluxTemperature flux 56.52B/ m ² |
| Стены, потолок и пол | noSlip | calculated | fixedFluxPressure | zeroGradient |

Таблица 3.15 – Используемые схемы дискретизации

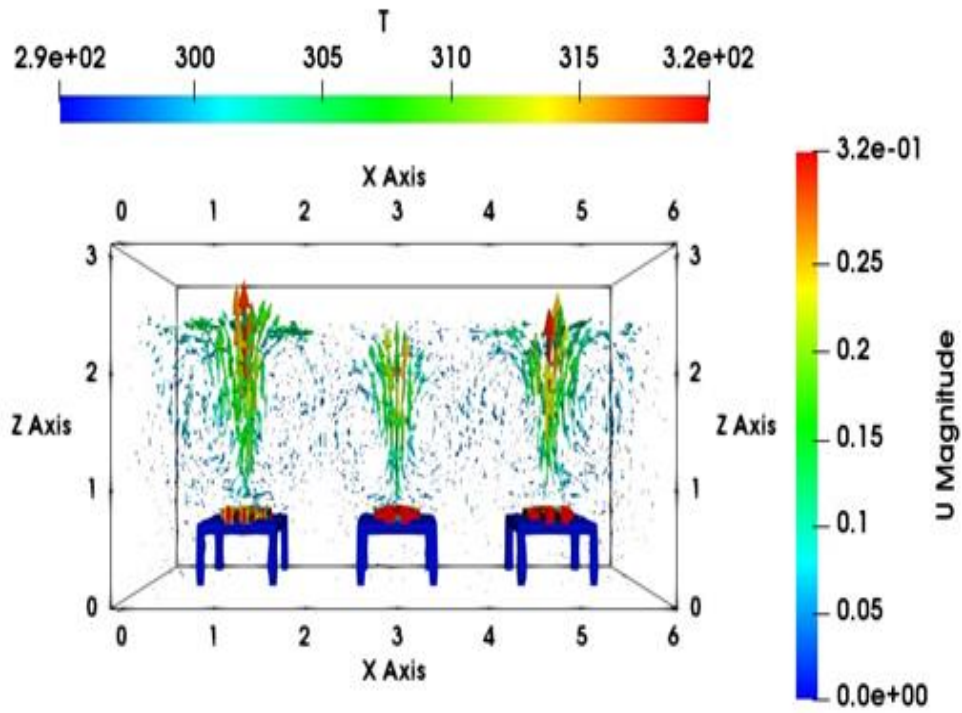
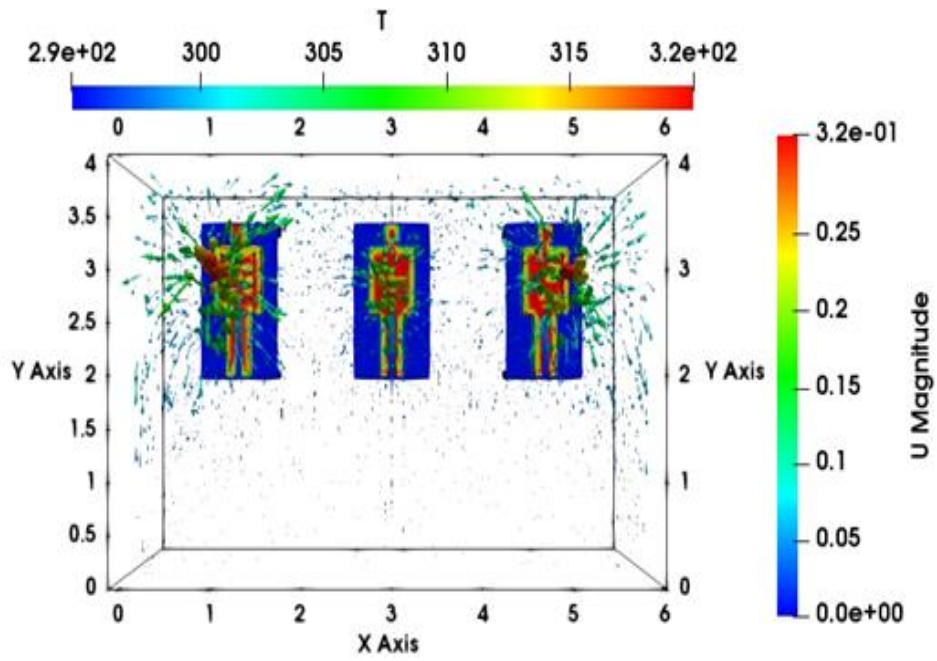
| Слагаемое | Схема аппроксимации в | Порядок точности |
|-----------|-----------------------|------------------|
|-----------|-----------------------|------------------|

| | пакете OpenFOAM | схемы |
|--------------|--------------------------|--------|
| Градиент | Gauss linear; | Второй |
| Дивергенция | bounded Gauss upwind; | Второй |
| Лапласиан | Gauss linear orthogonal; | Второй |
| Интерполяция | linear; | Первый |

Таблица 3.16 – Методы решение разностных уравнений

| Переменная | Решатель | Точность |
|------------|--|-----------|
| Давления | метод сопряженных градиентов PCG с использованием предобуслователя DIC | $1e^{-8}$ |
| U, e, k, ε | PBiCGStab с использованием предобуслователяDILU | $1e^{-7}$ |

Результаты численных расчетов и обсуждение. Поток атмосферного воздуха с температурой 295.15К входит через входное отверстие с определенной скоростью и вытекает из модели через выходное отверстие, где задано отрицательное давление. На рисунках 3.22-3.23 приведены поле вектора скорости при двух значениях выходного давления $P_{out}= 0$ Па (рис.3.22) и $P_{out}= -4$ Па (рис. 3.23). Уменьшение граничного условия для давления от $P_{out}=0$ Па до $P_{out} = - 4$ Па приводит к существенному изменению всей картины течения в модели палаты.



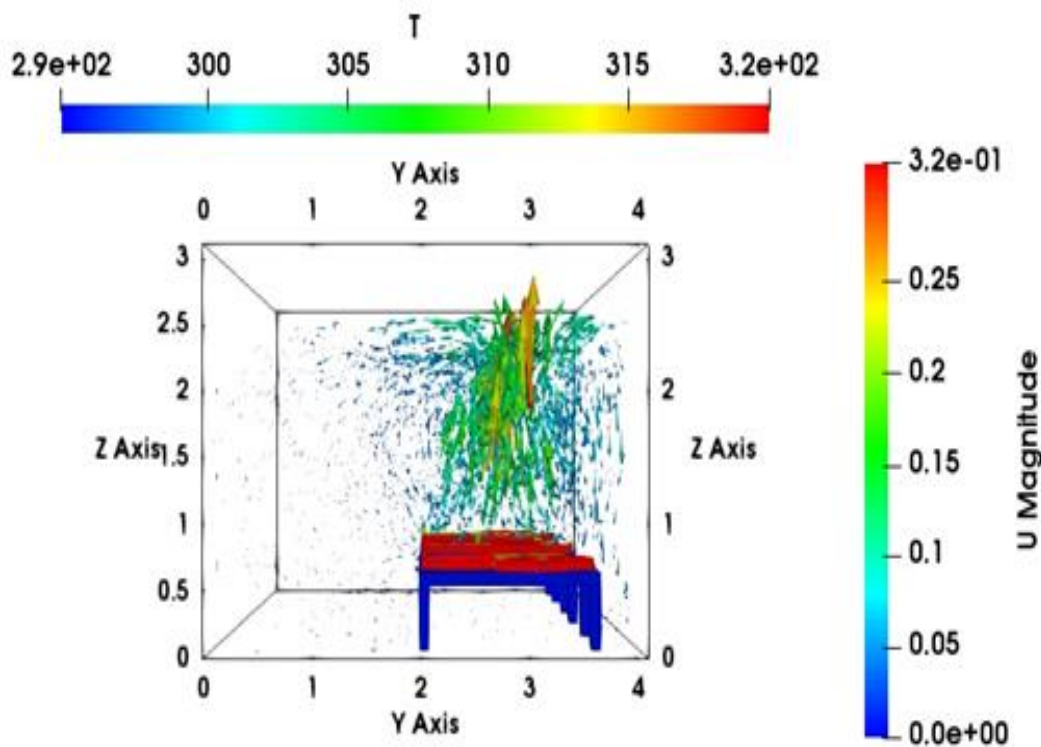
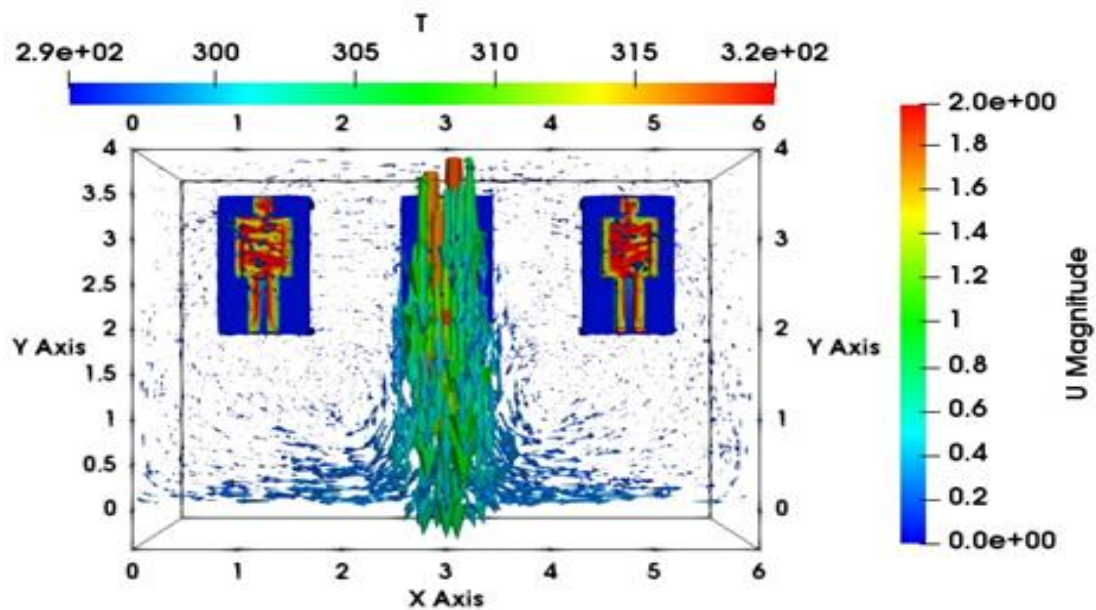


Рисунок 3.22 -Поле вектора скорости при давлении $P_{out} = 0$ Па в плоскости XOY (слева), XOZ (в центре) и YOZ (справа).



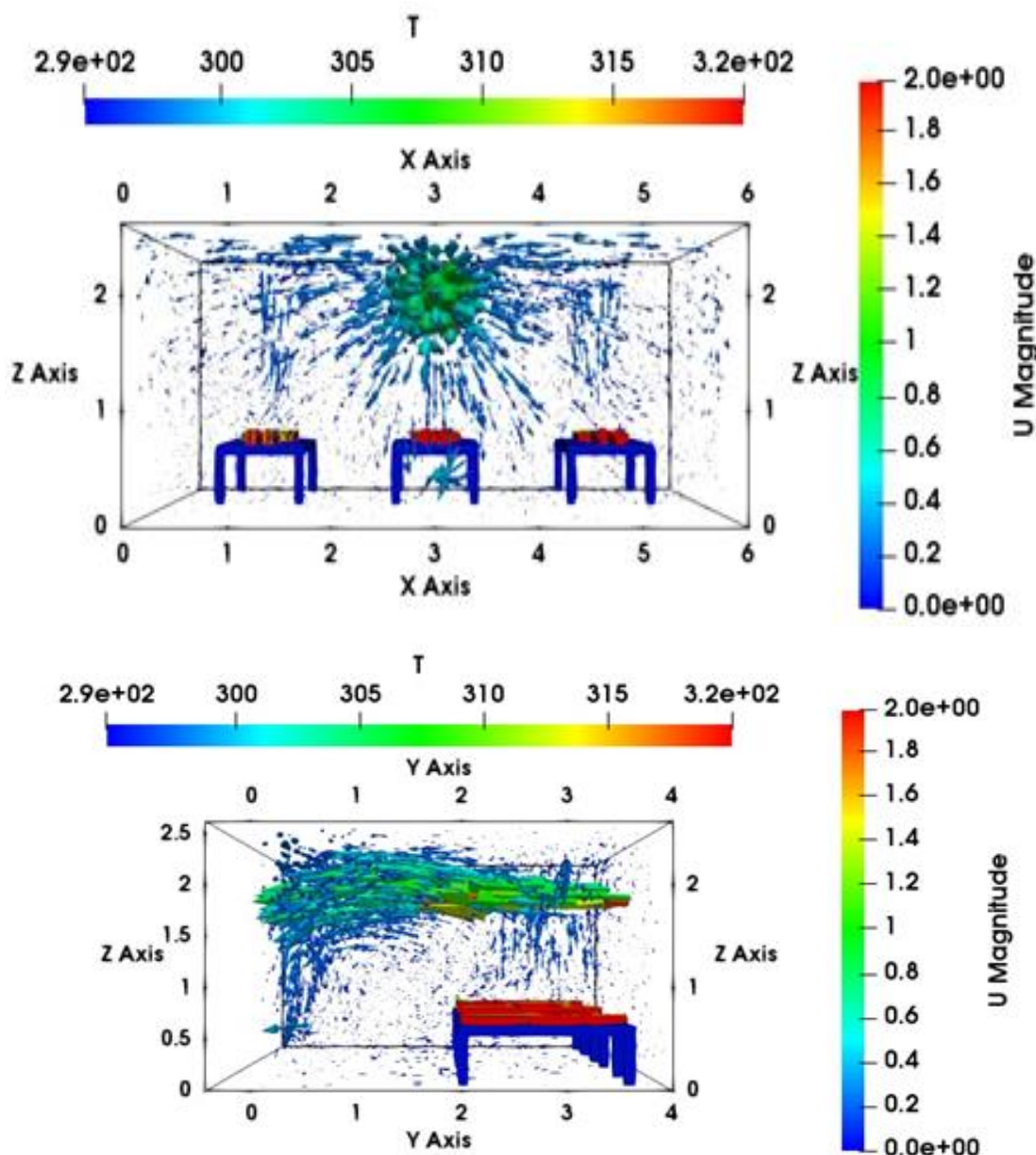
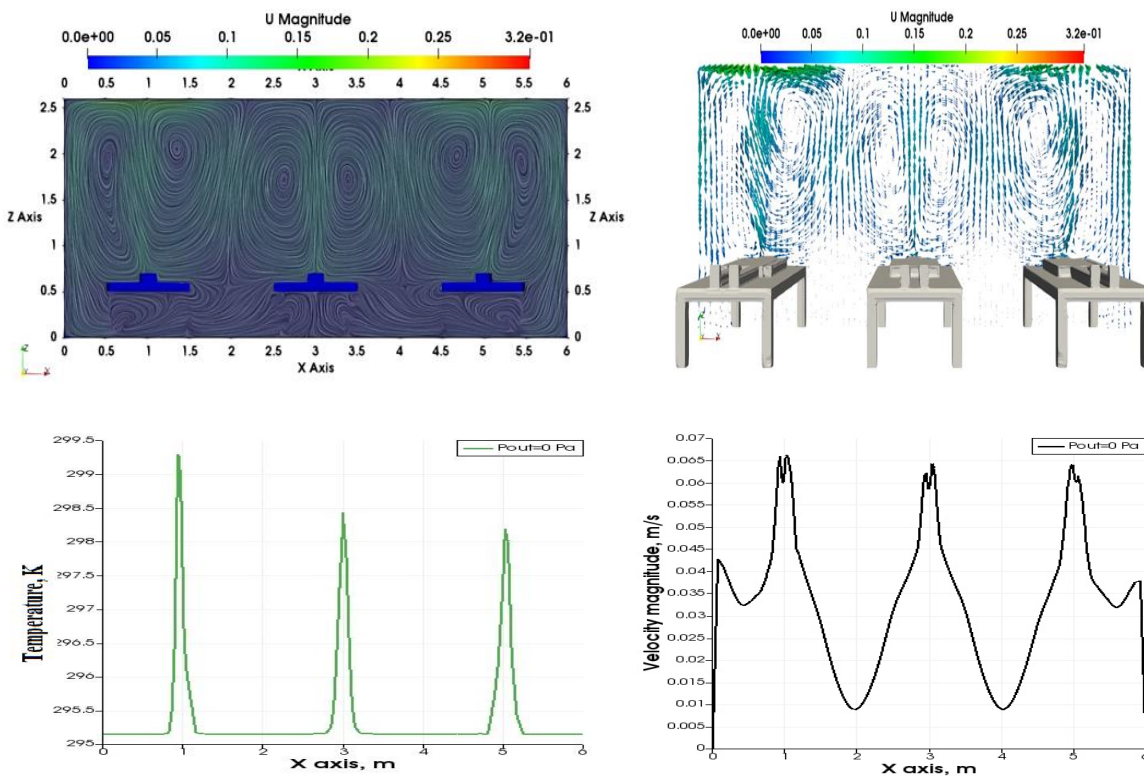


Рисунок 3.23-Поле вектора скорости при давлении $P_{out} = -4$ Па в плоскости XoY (слева), XoZ (в центре) и YoZ (справа).

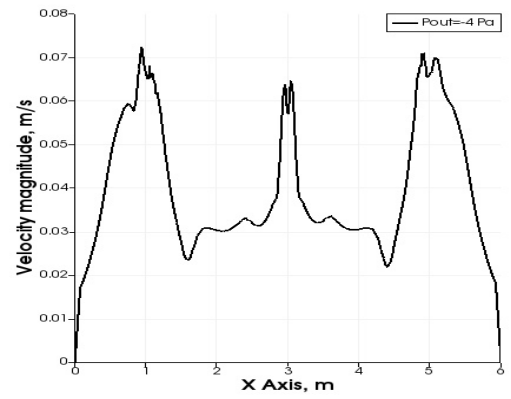
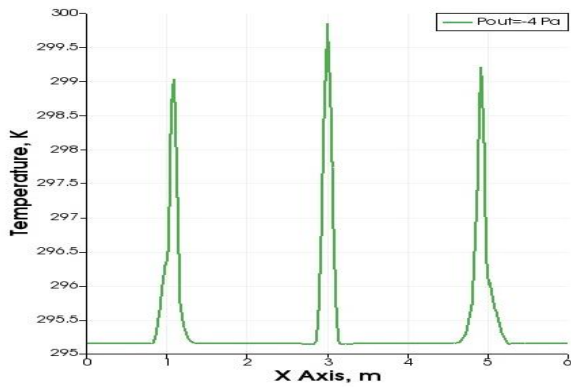
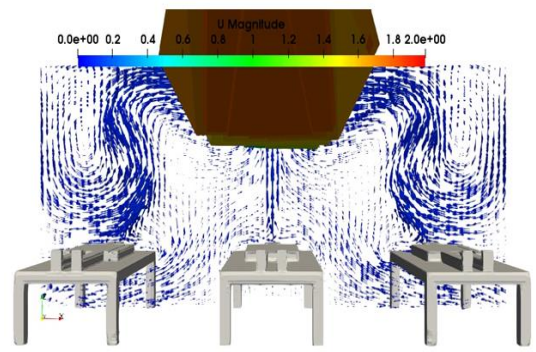
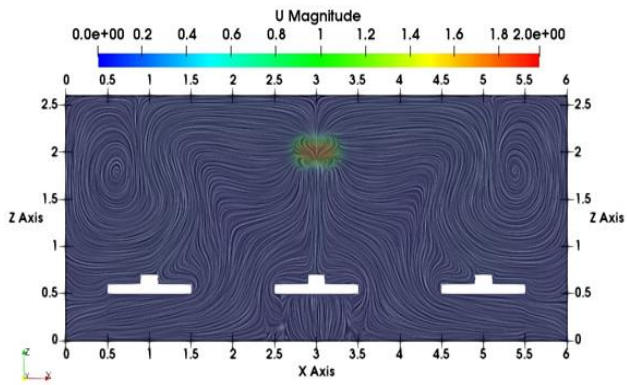
Видно, что по всей палате происходит перестройка картины течения — от свободной конвекции с максимальной скоростью 0.32 м/с до 1.8 м/с. При этом наблюдается интенсификация процесса конвекции: свободная конвекция переходит во вынужденную. Это отчётливо видно на рис. 3.23, где представлены изолинии модуля скорости, поле векторов скорости, а также горизонтальные профили температуры и скорости на средней высоте палаты.

Получен симметричный продольный профиль температуры и модуля средней скорости (вдоль оси Ox) с максимальной ошибкой 2.69% и 5.67%

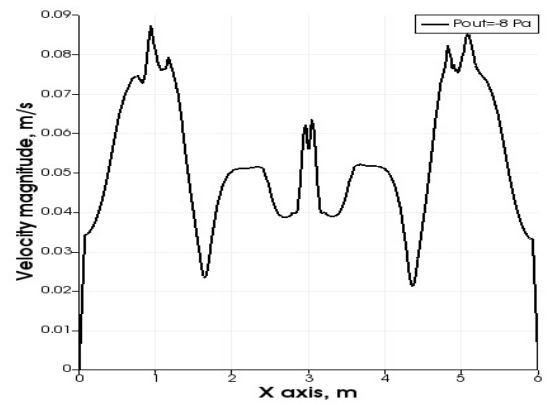
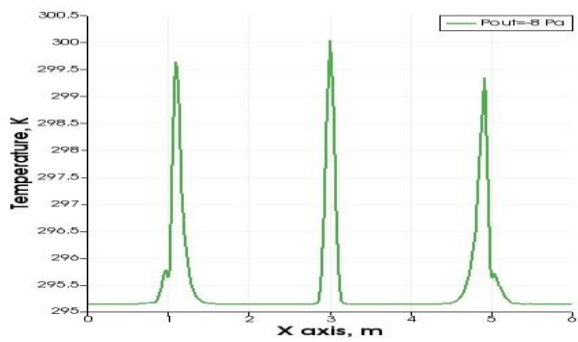
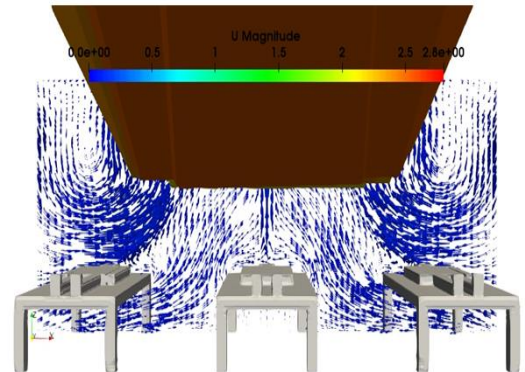
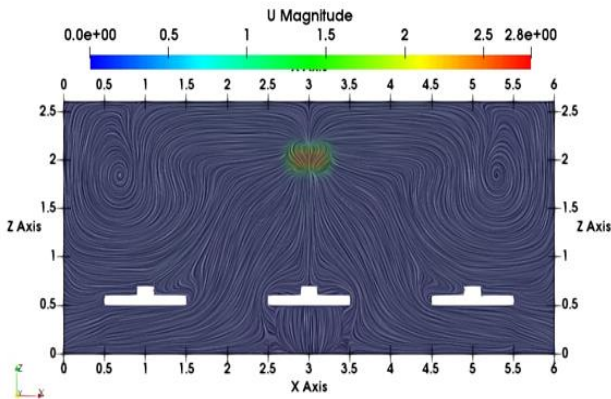
соответственно, что видно на рис. 3.24. При $P_{out}=0$ Па наблюдается образование конвективных ячеек Рэлей-Бенара.



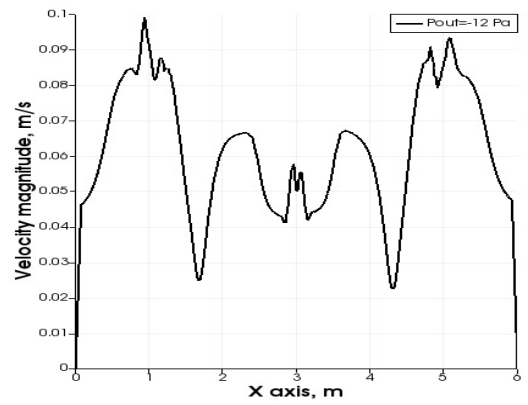
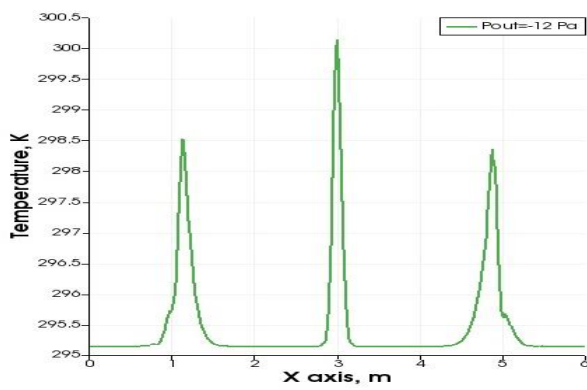
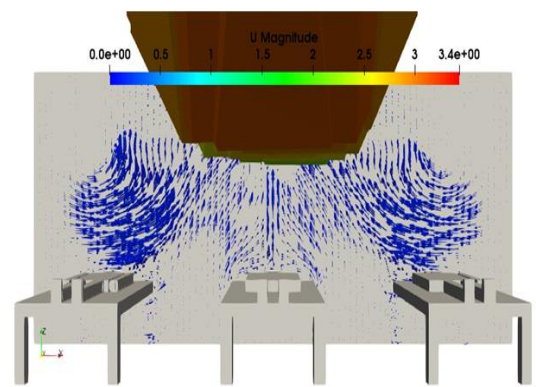
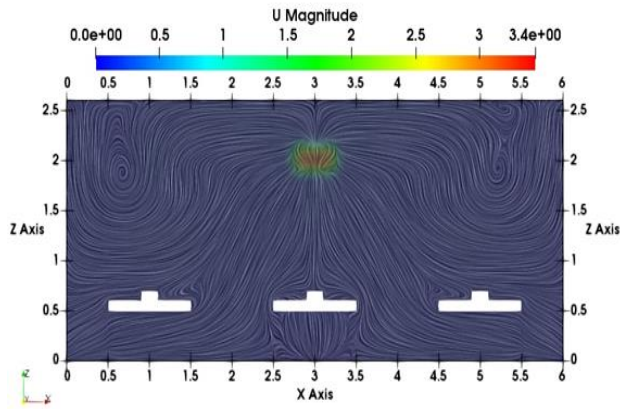
$P_{out} = 0$ Па



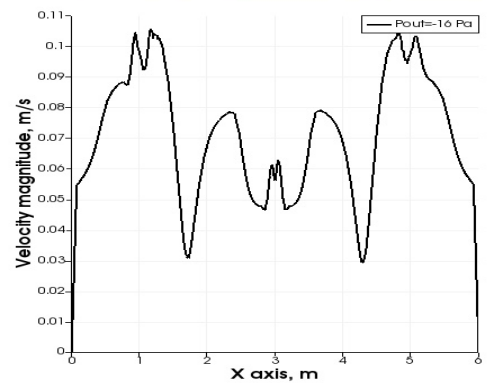
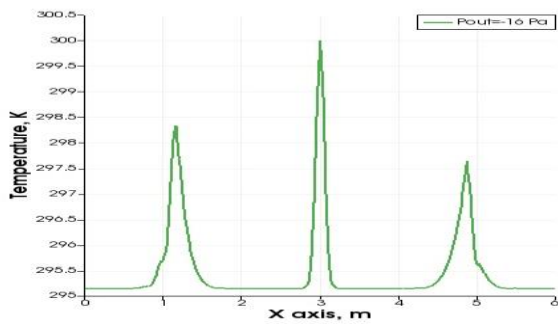
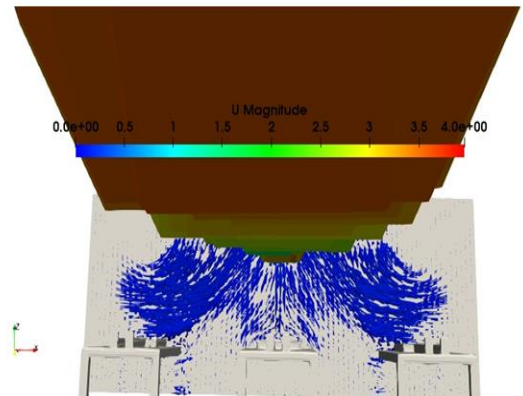
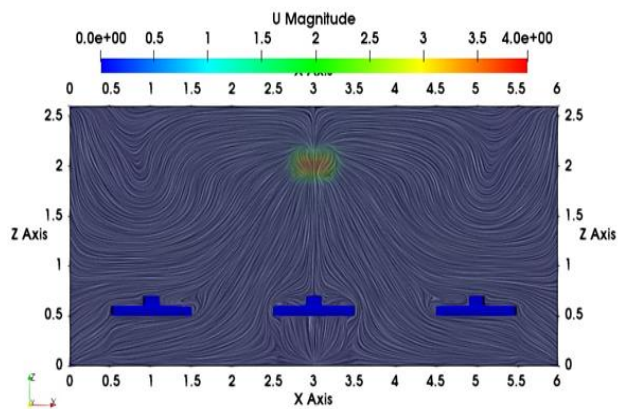
Pout = -4 Pa



Pout = -8 Pa



Pout = -12 Па



Pout = -16 Па

Рисунок 3.24 – Изолинии и поле скорости, профили температуры и скорости.

Сравнение этих графиков показывает смещение максимумов температуры потока около левых и правых стенок в сторону центральной части палаты по сравнению с случаем чистой свободной конвекции ($P=0$ Па). При этом величина смещения увеличивается с ростом отрицательного выходного давления.

Как известно, в пакете OpenFOAM уравнение для энергии можно записать через энтальпию и внутреннюю энергию. Для проверки адекватности используемой математической модели и достоверности полученных результатов были проведены расчёты для двух термодинамических моделей, основанных на уравнениях переноса энтальпии и внутренней энергии, для расчёта температуры.

На рисунках 3.25–3.26 приведено сравнение результатов расчёта продольных профилей температуры и скорости для двух термодинамических моделей, где синий цвет соответствует внутренней энергии, а чёрный — энтальпии. Профили взяты вдоль горизонтальной линии, параллельной оси Ox и проходящей через геометрический центр палаты.

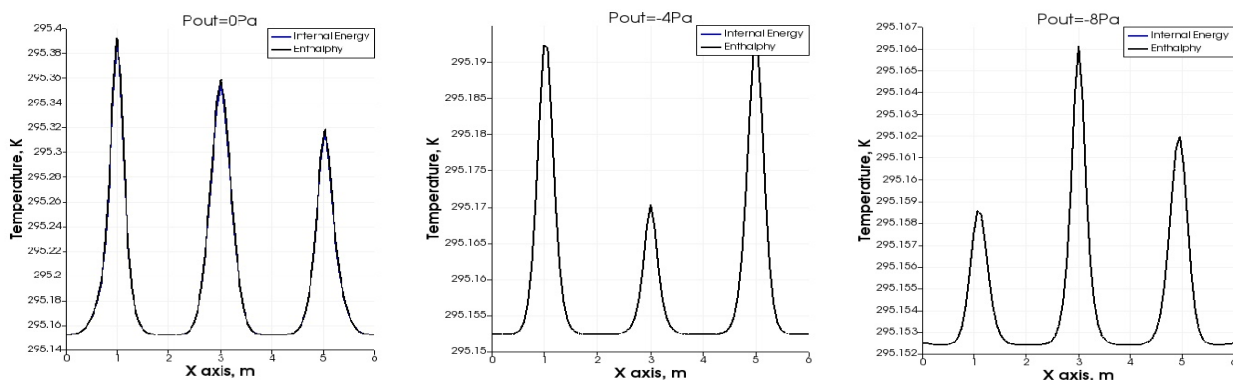


Рисунок 3.25- Профиль температуры при разных давлениях

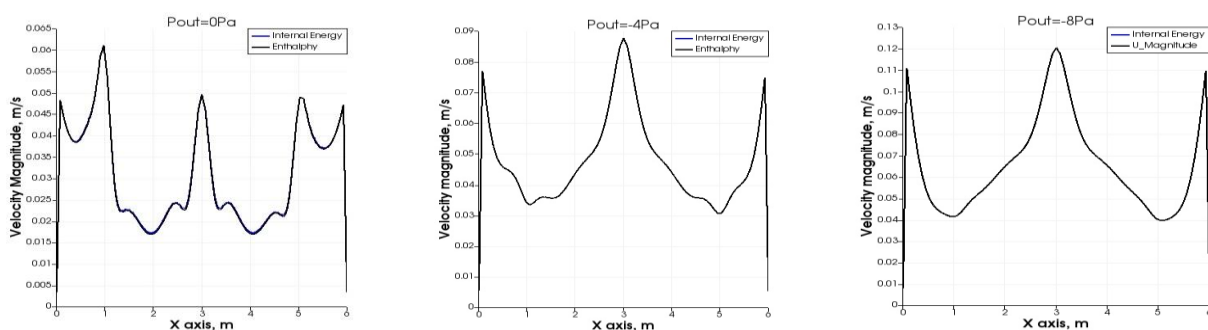


Рисунок 3.26- Профиль модуля скорости при разных давлениях

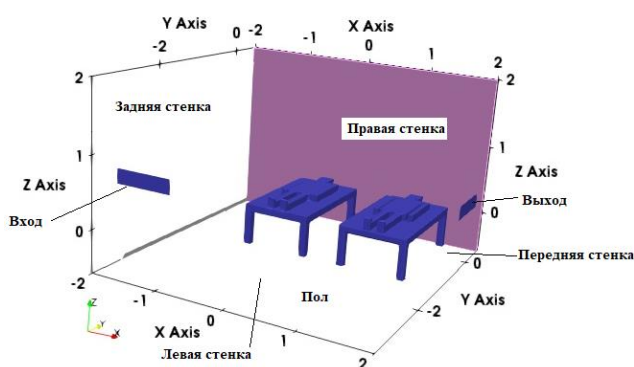
Проведено исследование влияния отрицательного выходного граничного условия для давления на гидродинамические характеристики течения воздуха в модели инфекционной палаты. Обнаружено, что уменьшение граничного условия для давления с $P_{out}=0$ Па до $P_{out}=-8$ Па приводит к существенным изменениям всей картины течения в модели палаты.

Сравнены две термодинамические модели для вычисления температуры воздушного потока в пакете OpenFOAM. Одна из моделей основана на энтальпии, другая — на внутренней энергии. Синий цвет соответствует внутренней энергии, а чёрный — энтальпии. В целом совпадение между моделями достаточно хорошее, однако небольшие отличия, не превышающие 1.8%, наблюдаются в сечениях $x=0.5$ м, $x=2$ м, $x=4$ м и $x=5$ м.

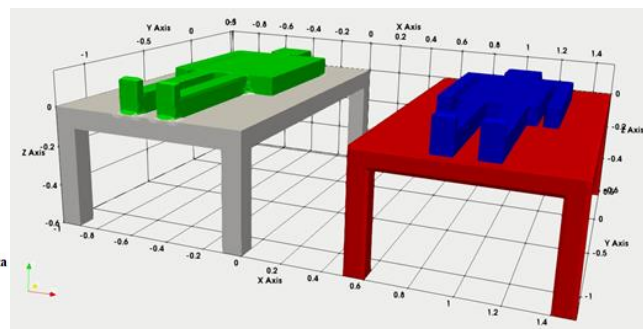
Видно, что модуль скорости превышает 0.2 м/с до передней стенки. Поэтому пациенты должны располагаться дальше от передней стенки: расстояние от пациента до передней стенки должно быть больше 1 м, а у нас это расстояние равно 2 м. Входная струя воздуха, не теряя импульса, доходит до стенки, ударяется об неё и направляется вниз, к полу палаты. Модуль скорости около этой стенки составляет более 0.45 м/с. Поэтому пациенты должны располагаться дальше от передней стенки. При выбранной схеме расположения трёх пациентов предложенная схема инфекционной палаты обеспечивает необходимый скоростной комфорт.

3.6 Моделирование нестационарного движения воздуха в модели инфекционной палаты

Цель данной задачи заключается в изучении влияния выходного граничного давления на поле скорости нестационарного воздушного течения в модели инфекционной палаты размера $4 \times 4 \times 2.6$ м (см. рис. 3.28).



а)



б)

Рисунок 3.28– Геометрия задачи (а) и пациенты с кроватью (б).

Постановка задачи. Входное и выходное отверстия имеют форму прямоугольника размерами $0.8 \text{ м} \times 0.2 \text{ м}$, а выходное отверстие расположено на правой стенке. Поток атмосферного воздуха, поступающего в расчётную область, имеет температуру 295.15 К . Требуется определить качество нестационарного процесса вентиляции помещения путем сравнения полей модуля скорости и возраста воздуха в двух точках с координатами $(-0.5 \ 0.4 \ 0.1)$ и $(1.0 \ 0.4 \ 0.1)$, находящихся около лиц двух пациентов.

Математическая модель задачи. Основу модели составляют система уравнений (3.1-3.4) дополненная с уравнением (3.7).

Численная модель. Начальные значения полей модуля скорости и давления заданы равными нулю, температура потока в расчетной области равна 295.15 К , Начальное значение возраста воздуха полагается равным некоторому большому числу, так как в начале вентиляция помещения отсутствовала. Значения давления на входе полагались равным $4.5 \times 10^{-5} \text{ Па}$, а на выходе $4.5 \times 10^{-5} \text{ Па}$, -4 Па , -8 Па , -12 Па и -16 Па . Температура на входе 295.15 К , а на выходе, на кровати и на стенках помещения для температуры задано условие адиабатичности - отсутствие переноса тепла через границы. Граничные условия для температуры на поверхности пациента задается аналогично задаче-2, с учетом постоянного равномерного теплового потока мощностью 56.52 Вт/м^2 , выделяемый телом пациента в окружающий воздух помещения. Остальные граничные условия, методы дискретизации и

решения СЛАУ аналогичны задаче-4. Для дискретизации нестационарного члена систем уравнений (1-7) использовался метод Эйлера. Для обеспечения устойчивости итерационного процесса число Куранта-Фридрихса и Леви не превышало 1.

Результаты численных расчетов и обсуждение. Поле модуля скорости воздушно потока вдоль горизонтальной плоскости $z=0.7\text{м}$ приведены на следующих рисунках. Это плоскость проходит через нижний край входного отверстия. Здесь четко видно разделение нижнего края прямоугольной струи для значения давления на выходной границе в -4 Па .

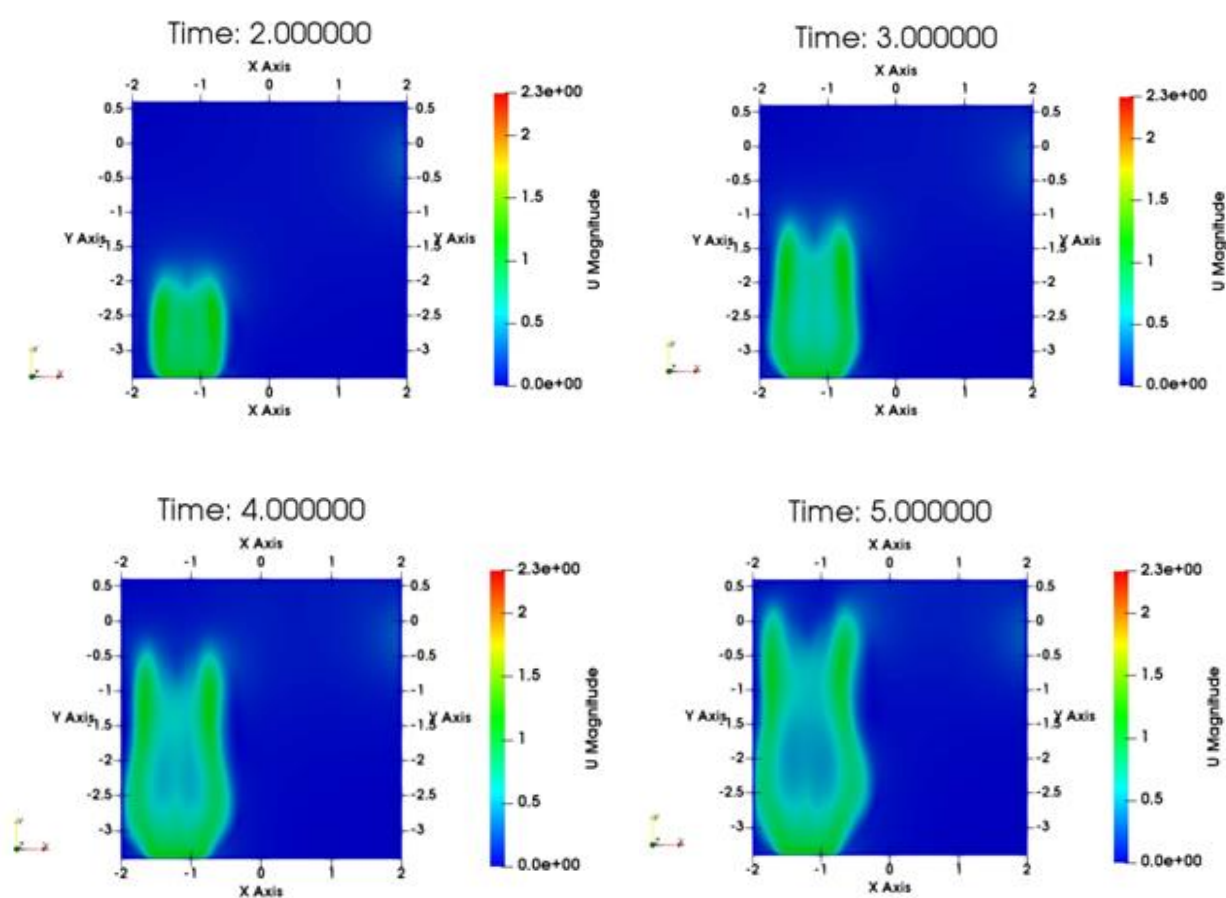


Рисунок 3.29– Поле модуля скорости на плоскости $z=0.7\text{м}$ для $P_{out} = -4\text{ Па}$.

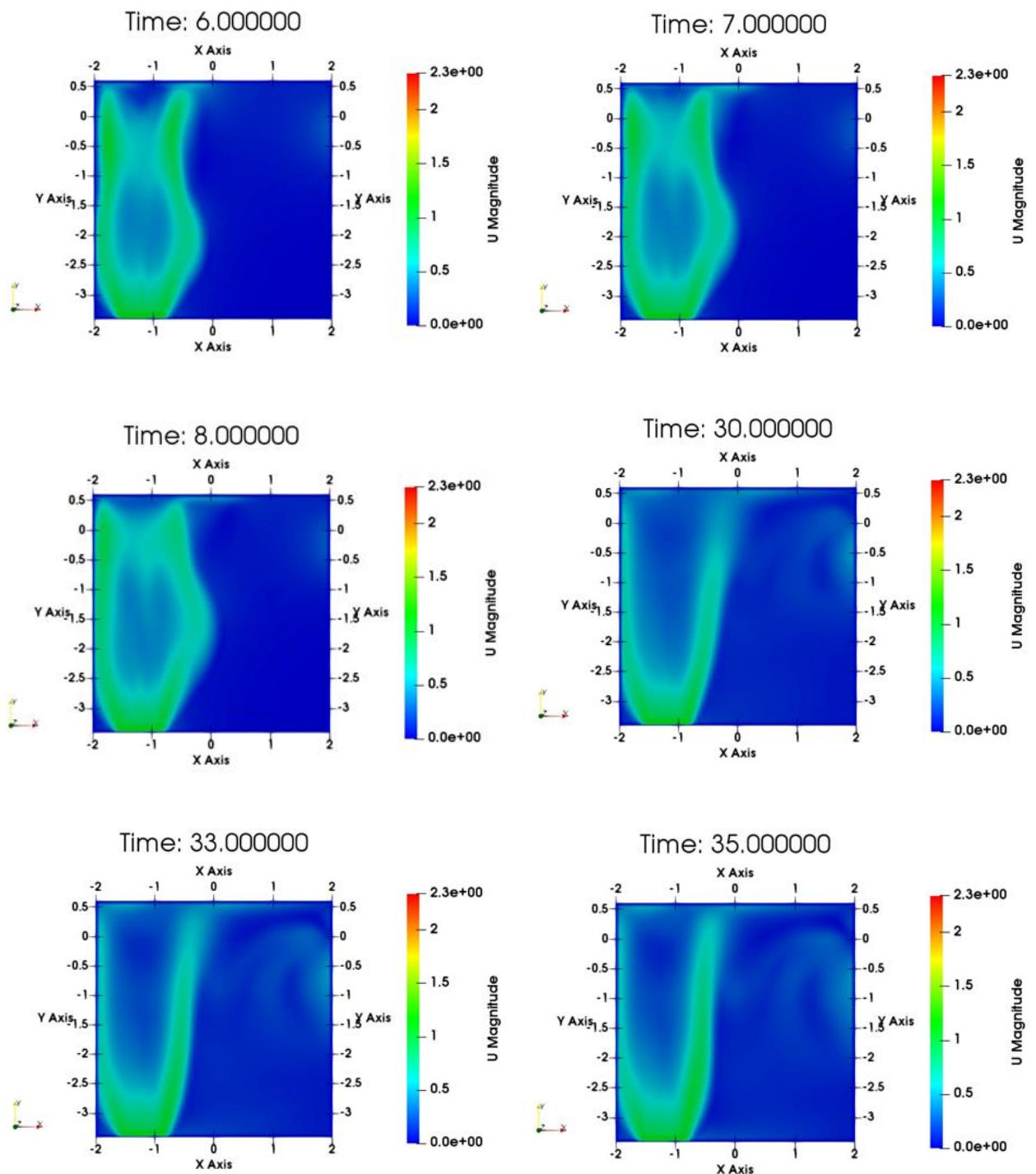


Рисунок 3.30 – Поле модуля скорости на плоскости $z=0.7\text{м}$ для $P_{\text{out}} = -4\text{ Па}$.

За время в 6 с от начала входа в помещение, струя доходит до правой стенки, и нижняя граница струи заметно расширяется в свободную от стенки сторону. Такое же поведение нижнего края прямоугольной струи наблюдается и для моментов времени от 30 с до 35с.

Такое поведение нижнего края струи наблюдается и для моментов времени от 3 с до 5 с, в течении которого струя достигнув правую стенку

отражается от нее (момент времени 6с), что отчетливо видно на следующем рисунке 3.31.

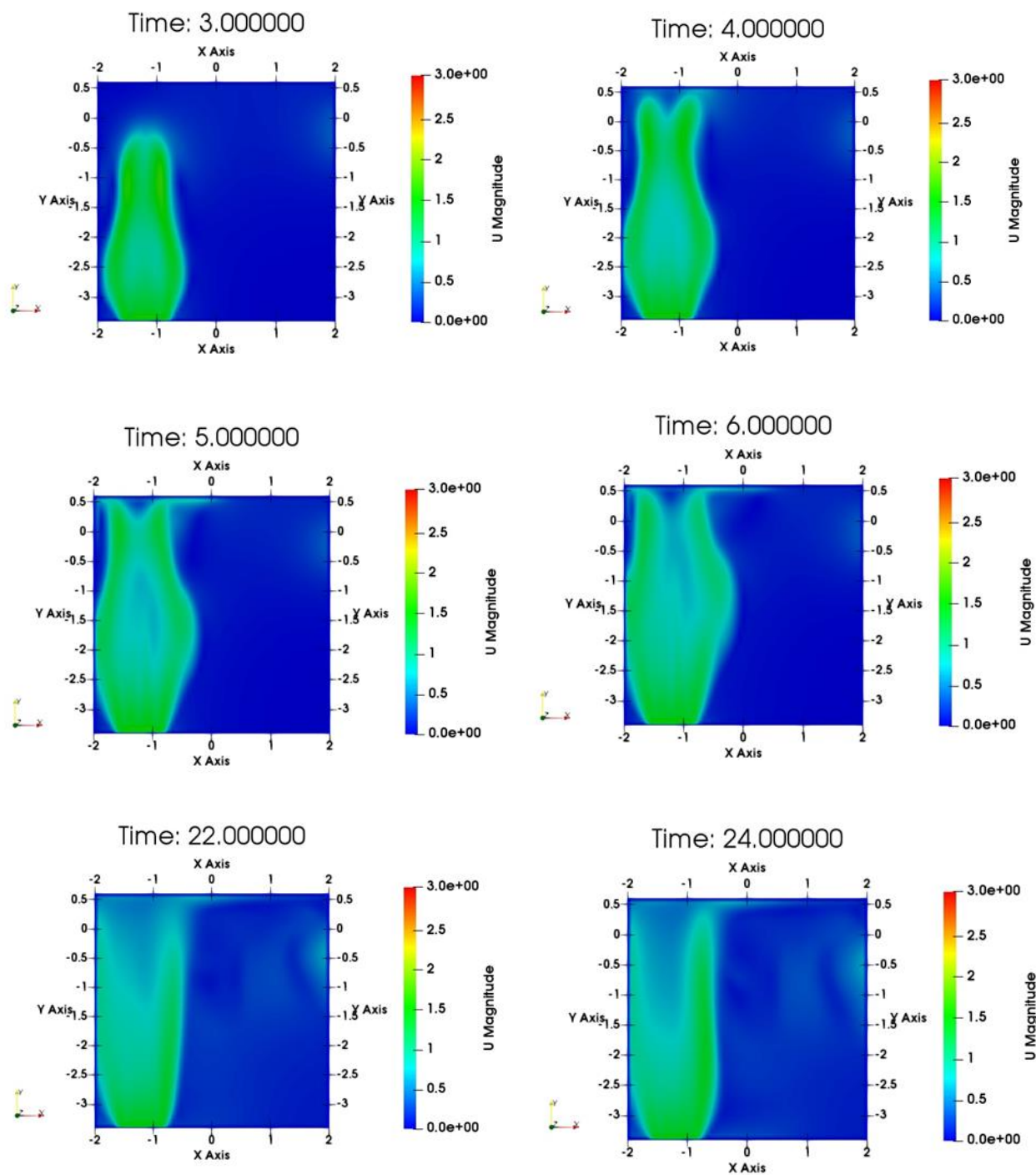
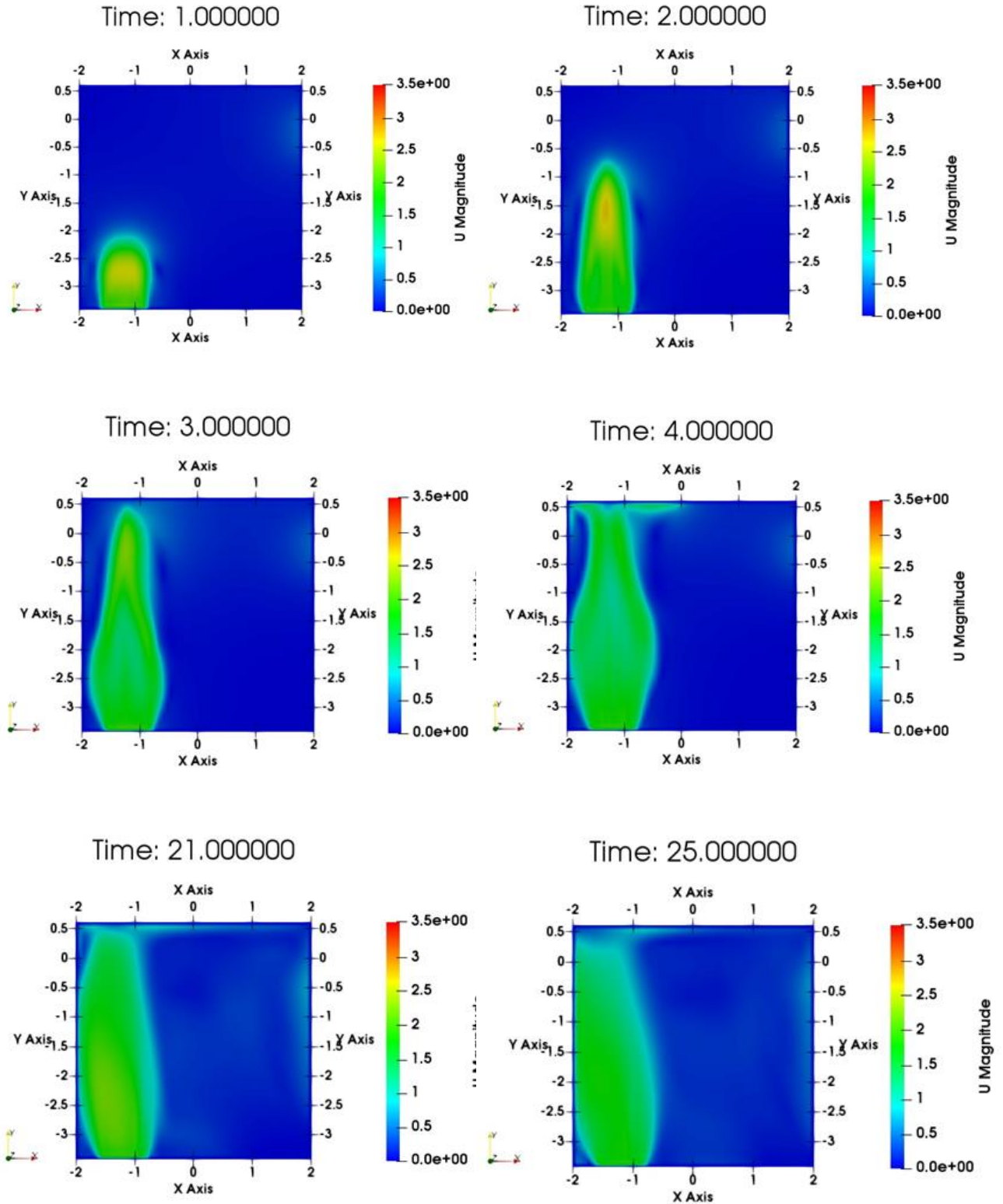


Рисунок 3.31– Поле модуля скорости на плоскости $z=0.7\text{м}$ для $P_{\text{out}} = -8\text{ Па}$.

Разделение переднего фронта нижнего края струи еще наблюдается для моментов времени от 22с до 30 с, что имеет место чуть раньше, чем для случая, когда выходное давление было равно -4 Па.

Для случая, когда выходное давление равно -12Па , картина течения совсем другая – здесь отсутствует разделение переднего фронта нижнего края струи. Из-за относительно большой скорости струи, ее форма остается почти симметричной, что отчетливо показывает рис.3.32.



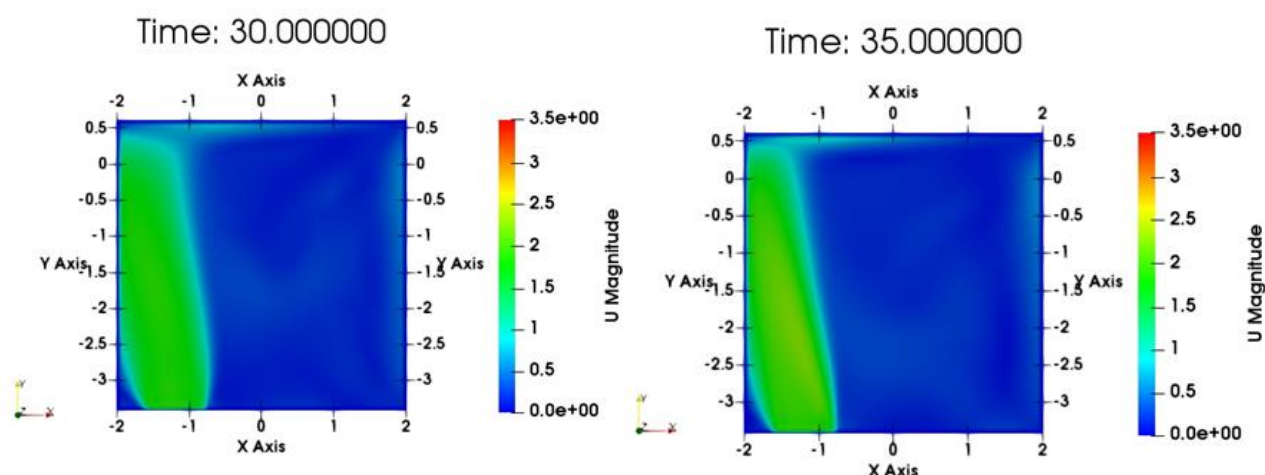


Рисунок 3.32 – Поле модуля скорости на плоскости $z=0.7$ и для $P_{out} = -12$ Па.

Передний фронт струи достигает правой стенки примерно за три с лишним секунд, а в момент времени 4с струя начинает терять свою симметрию. Здесь, начиная от момента времени 21с до момента времени 35с наблюдается смещение потока в сторону задней стенки, что является образованием большого вихревого течения права от струи (со стороны передней стенки). Такое же поведение имеет место и для случая $P_{out} = -16$ Па.

На следующих рисунках отчетливо видны зоны рециркуляции, интенсивность которой растет с увеличением модуля отрицательного выходного граничного условия для давления, которая приводит к отклонению потока в сторону задней стенки помещения.

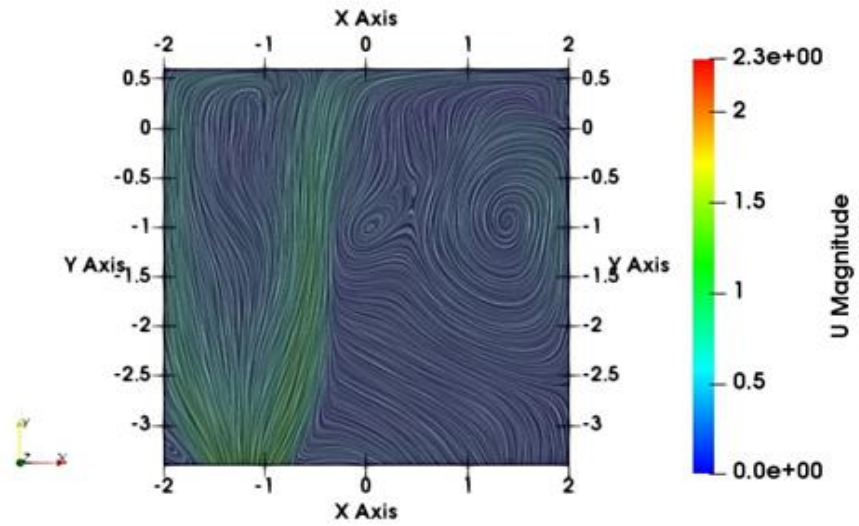


Рисунок 3.33- Изолинии модуля скорости на плоскости $z=0.7\text{м}$ для $Re_{out}=4\text{Па}$.

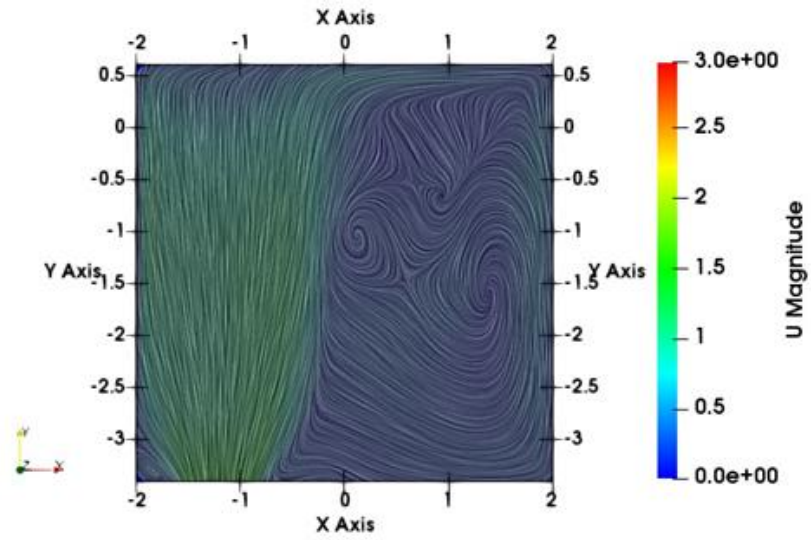


Рисунок 3.34- Изолинии модуля скорости на плоскости $z=0.7\text{м}$ для $Re_{out}=8\text{Па}$.

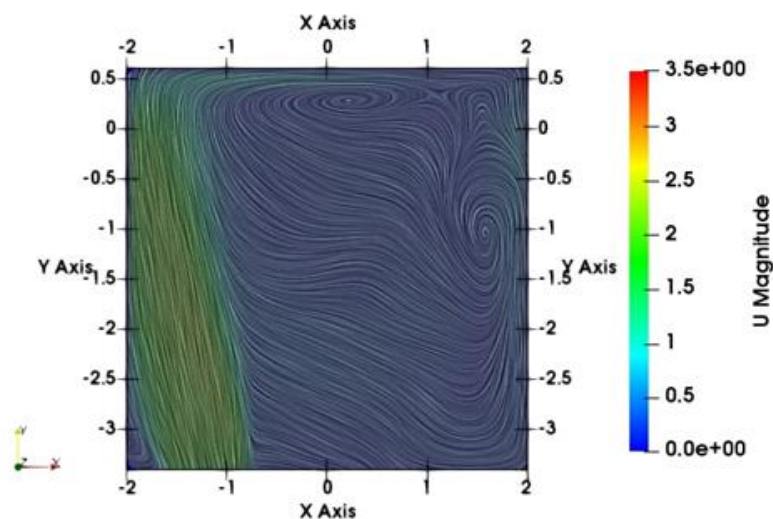


Рисунок 3.35 - Изолинии модуля скорости на плоскости $z=0.7\text{м}$ для $P_{\text{out}}=12\text{Па}$.

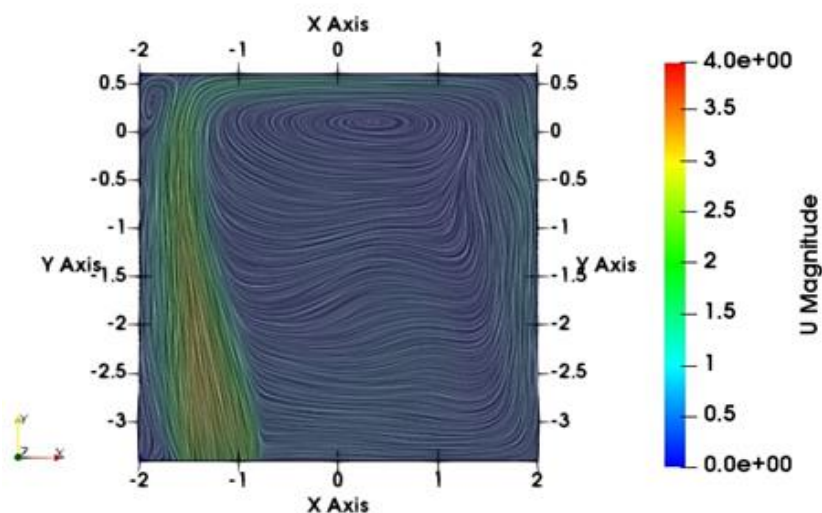
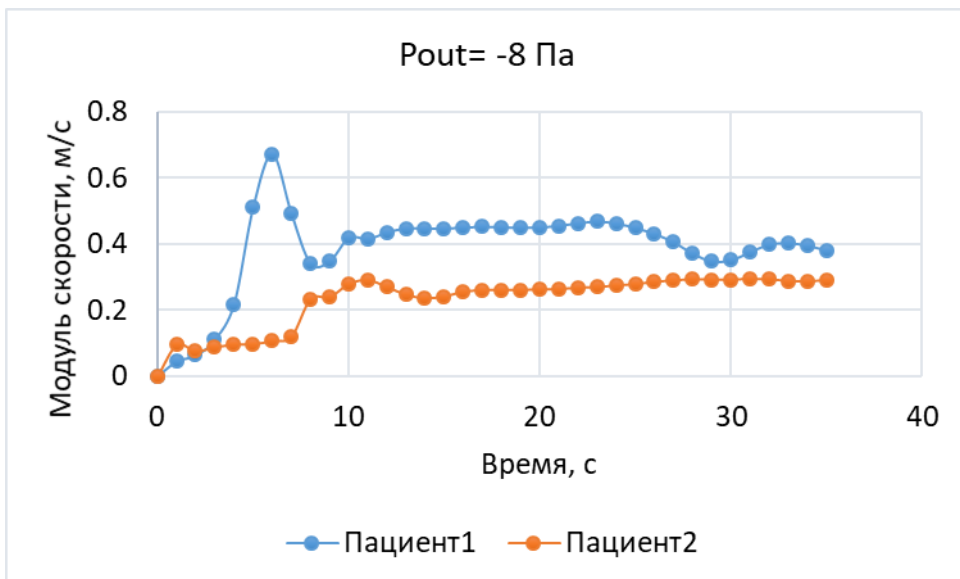
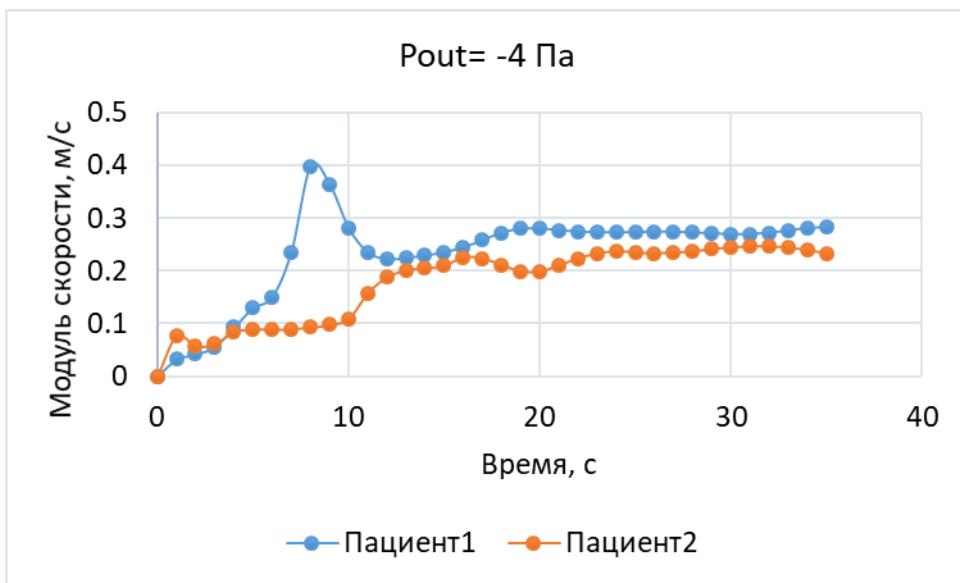
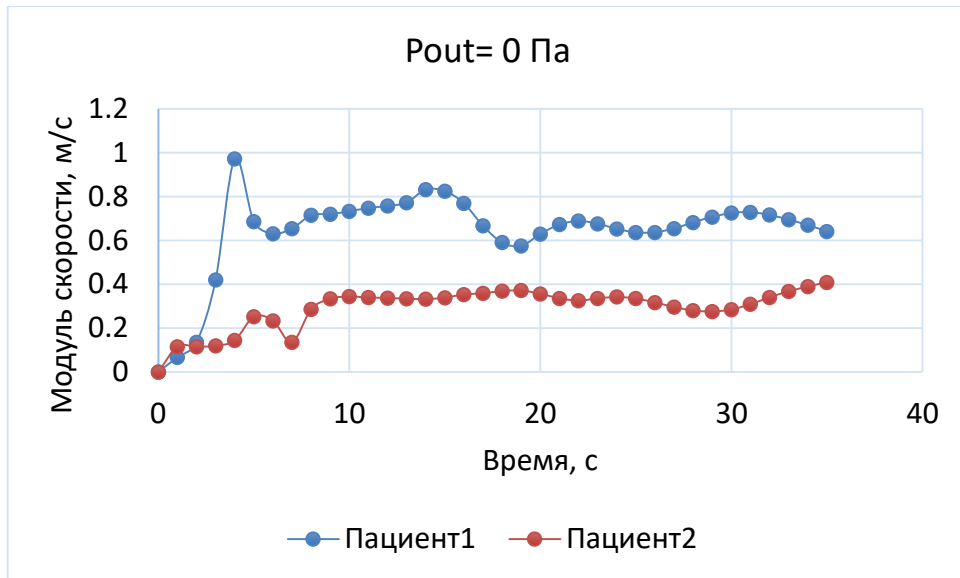


Рисунок 3.36- Изолинии модуля скорости на плоскости $z=0.7\text{м}$ для $P_{\text{out}}=16\text{Па}$.

Численные результаты по модулям скорости и возраста воздуха в точках около лиц двух пациентов представлены на следующих рисунках 3.37 и 3.38 соответственно.



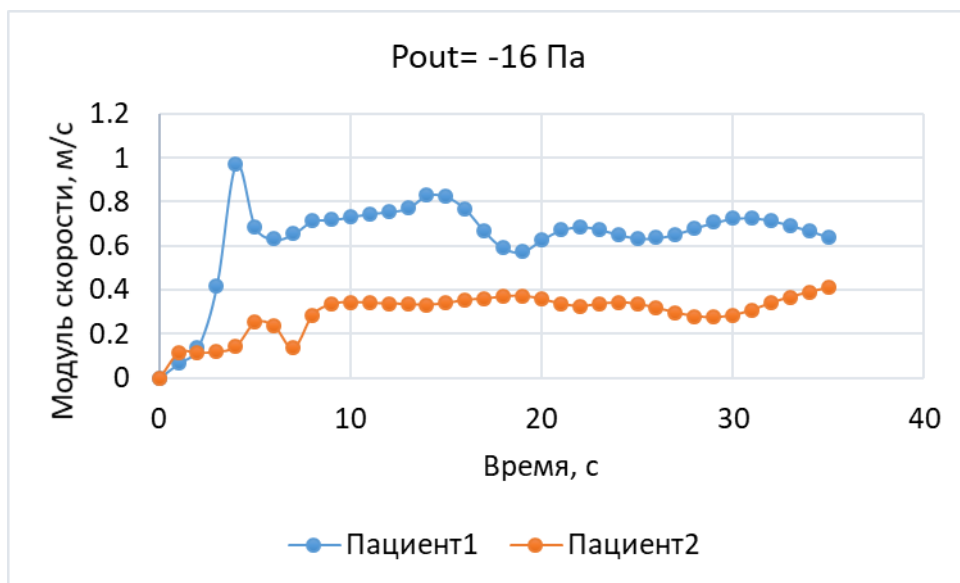
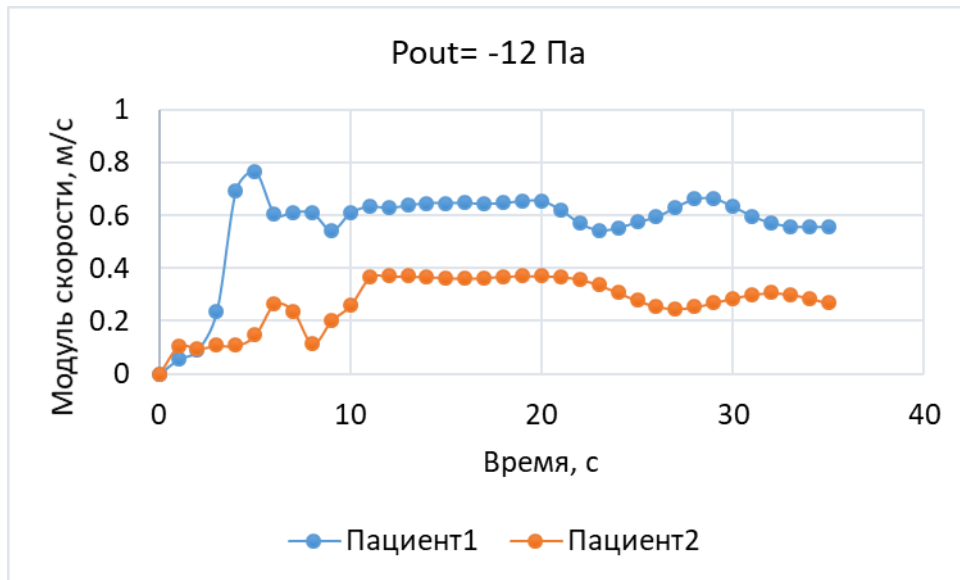
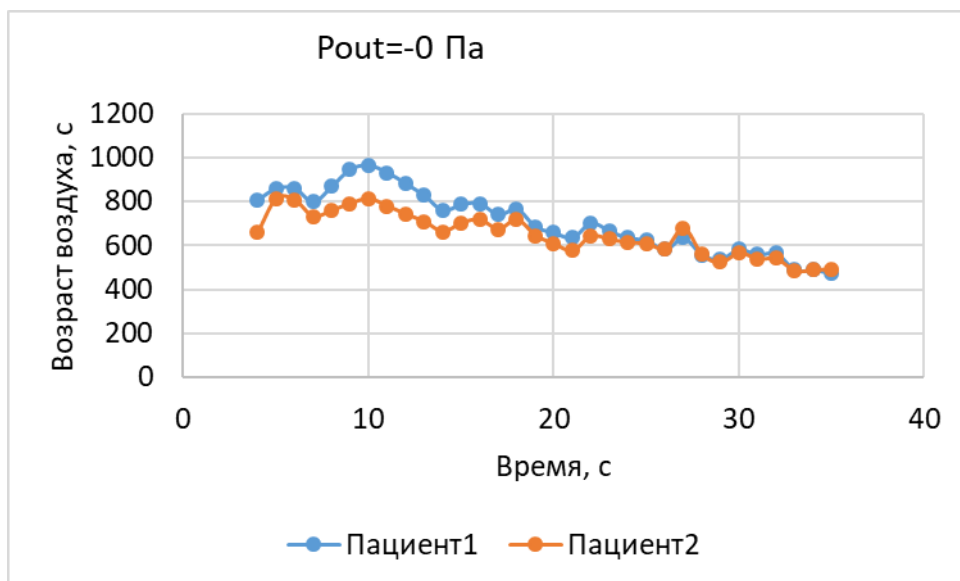
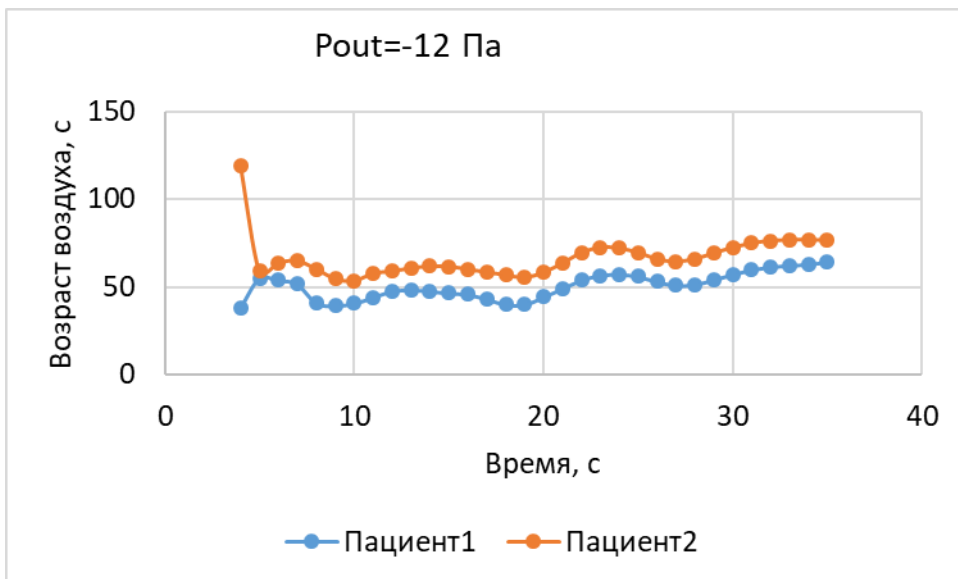
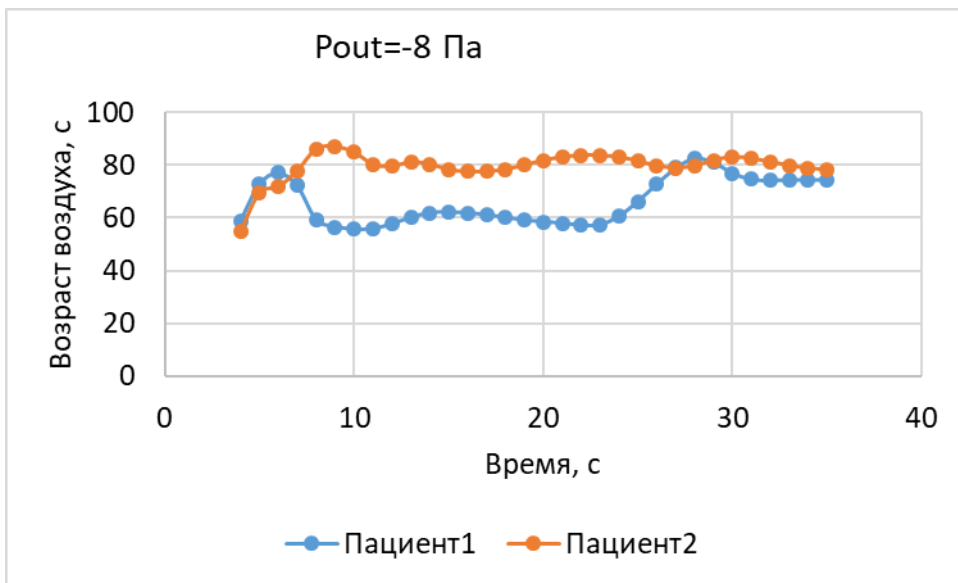
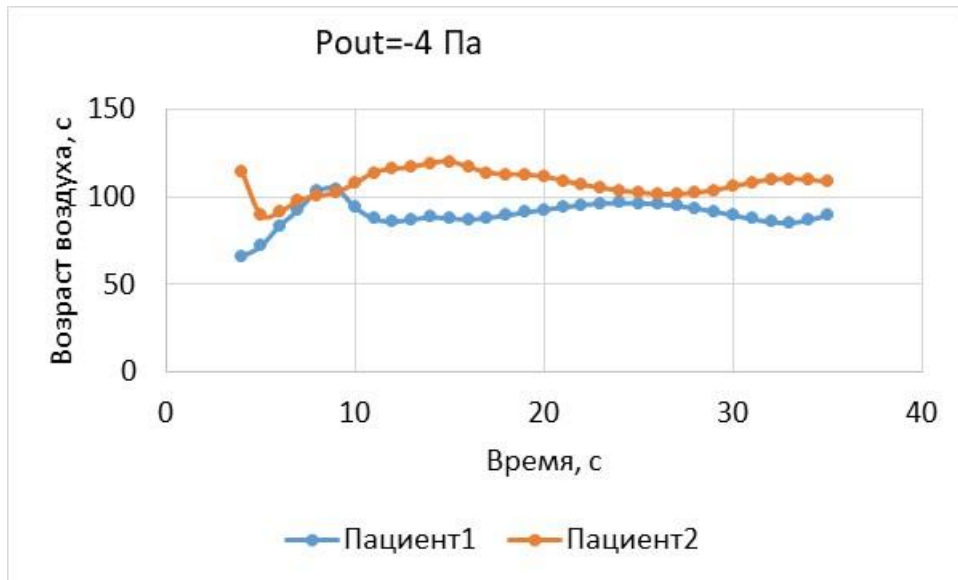


Рисунок 3.37 - График зависимости модуля скорости воздуха от времени





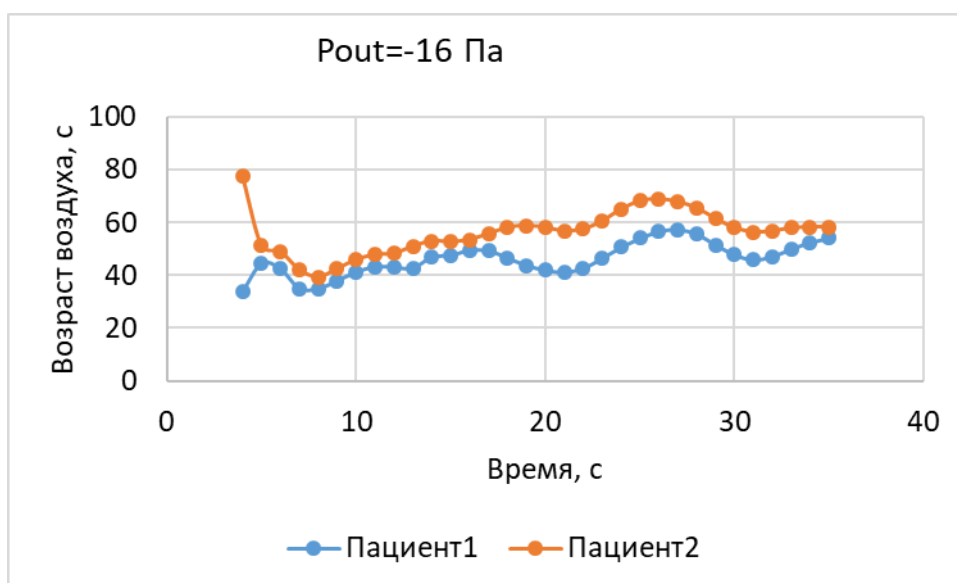


Рисунок 3.38- График зависимости возраста воздуха от времени

Сравнение этих рисунков показывает, что в случае естественной конвекции, когда $P_{out}=0$ Па, условия комфортности по скорости воздуха для обоих пациентов практически одинаковые, кроме моментов времени примерно от 4с до 18с. После времени от 20с модуль скорости в точке около лиц двух пациентов равно примерно 0.07м/с и согласно требованиям международного стандарта по эргономике помещений скоростной режим является комфортным, отсутствует ощущение сквозняка. С ростом абсолютного значения отрицательного выходного давления разница в значениях скоростей увеличивается, причем скорости воздуха у второго пациента меньше чем у первого и он находится более выгодном положении – ощущение сквозняка у него меньше.

Результаты численных расчетов значений возраста воздуха в секундах и модуля скорости около лицевой части двух пациентов при разных выходных давлениях для момента времени 35с приведены в следующей табл. 3.36. Как видно из этой таблицы, увеличение абсолютного значения выходного отрицательного давления приводит к уменьшению возраста воздуха, что благоприятно влияет на улучшение процесса вентиляции в помещении при использованной схеме. Однако, это в свою очередь приводит к росту модулю скорости больше чем 0.2 м/с, что вызывает появление

ощущения сквозняка у пациентов (согласно международному стандарту по эргономике помещений).

Таблица 3.9 - Сравнение возраста и модуля скорости при разных давлениях.

| Давление, Па | Пациент 1 | | Пациент 2 | |
|--------------|--------------------|----------------------|--------------------|----------------------|
| | Возраст воздуха, с | Модуль скорости, м/с | Возраст воздуха, с | Модуль скорости, м/с |
| 0 | 473.3110 | 0.0719 | 493.4690 | 0.0712 |
| -4 | 89.7817 | 0.2834 | 108.309 | 0.2331 |
| -8 | 74.4209 | 0.3802 | 78.3139 | 0.2910 |
| -12 | 64.1823 | 0.5569 | 76.5528 | 0.3683 |
| -16 | 54.0439 | 0.6411 | 58.3630 | 0.4089 |

Таким образом численно исследовано влияние выходного отрицательного давления на два взаимоисключающих параметра течения – скорости потока и возраста воздуха в помещении. Обнаружено, что увеличение абсолютного значения отрицательного давления на выходе в качестве граничного условия приводит к улучшению проветривания помещения. Однако, это в свою очередь приводит к росту модулю скорости больше чем 0.2 м/с, что вызывает появление ощущения сквозняка у пациентов

Выводы к главе 3

В данной главе проведено численное моделирование струйных турбулентных течений. Исследовано влияние числа Рейнольдса падающей турбулентной импактной струи на охлаждение нагревательной пластины, а также влияние интенсивности турбулентности входной струи на процесс движения воздуха в модели помещения. Обнаружено неравномерное распределение средней температуры течения в средней горизонтальной плоскости расчетной области.

Впервые проведено численное моделирование влияния выходного граничного условия для давления на организацию движения воздуха в модели инфекционной палаты с отрицательным давлением Карасуйской территориальной больницы. Установлено, что профиль средней скорости увеличивается на 6% и 24 % при отрицательных значениях выходного давления -8Па и -16Па соответственно, по сравнению с нулевым выходным давлением.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты диссертационной работы состоят в следующем:

1. Показано, что при моделировании процесса охлаждения нагревательной пластины с увеличением числа Рейнольдса импактной струи от 8 000 до 48 000 повышается вычислительная эффективность численных расчётов при заданной точности. В частности, количество итераций уменьшается на 27.93 %, а время расчёта сокращается на 27.82% для buoyantkEpsilon модели турбулентности.

2. Кроме того, численное моделирование выявило неравномерное распределение средней температуры течения в средней горизонтальной плоскости расчётной области.

3. Получено подобие течений в моделях палат с размерами $3 \times 1 \times 1$ и $9 \times 3 \times 1$ в двух геометрически подобных вертикальных сечениях. Показано, соответствие между экспериментальными данными и численным расчётом для модели $k-\omega$ SST является наилучшим при интенсивности 5%.

4. Проведено численное моделирование влияния выходного граничного условия для давления на организацию движения воздуха в модели инфекционной палаты с отрицательным давлением. Установлено, что профиль средней скорости увеличивается на 6% и 24 % при отрицательных значениях выходного давления -8Па и -16Па соответственно, по сравнению с нулевым выходным давлением.

5. Показано, что предложенная схема инфекционной палаты с размещением трёх пациентов обеспечивает, необходимый скоростной комфорт – скорость воздуха не превышает значения 0.2м/с, что соответствует требованиям международного стандарта эргономики помещений.

ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Результаты данного исследования могут быть предложены для внедрения и использования в инфекционном отделении Карасуйской районной больницы с целью организации движения воздуха с отрицательным давлением.

Часть материалов диссертации используется в учебном процессе Института математики и информационных технологий, в рамках курса "Теоретическая механика", для старшекурсников, магистрантов и аспирантов по специальностям 510100 Математика и 510200 Прикладная математика и информатика Ошского государственного университета.

Данная работа позволит студентам развить навыки решения актуальных научных и технических задач с использованием современных программных комплексов и информационных технологий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика [Текст]/ Г.Н.Абрамович. – М.: Наука, 1969.-190 с.
2. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст]/ Л.Г.Лойцянский.– М.: Наука, 1987.– 840 с.
3. Karimipannah, T. TURBULENT JETS IN CONFINED SPACES, Centre for Built Environment, Royal Institute of Technology, Box 88, S-801 02 Gävle, Sweden, 1996.
4. Bandana Swain, Shebaz A Memon, A. Madhusudan Achari, Vishal Mehta (2019). A Review On Analysis And Modelling Of Impinging Jets. Journal of Mechanical Engineering Research & Developments.,42(4):43-51
5. <https://zamena-sustava.ru/poleznaya-informaciya/laminar-flow-system/>
6. D. T. New and S. C. Yu, Vortex Rings and Jets: Recent Developments in Near-Field Dynamics, Springer, 2015.
7. Liu, Quan, "Study Of Heat Transfer Characteristics Of Impinging Air Jet Using Pressure Andn Temperature Sensitive Luminescent Paint". Electronic Theses and Dissertations, 2006.– pp. 34-35,
8. S. Ashforth-Frost, K. Jambunathan and C. F. Whitney, "Velocity and Turbulence Characteristics of a Semiconfined Orthogonally Impinging Slot Jet," Experimental Thermal and Fluid Science , no. 14, 1997.– pp. 60-67.
9. Eckert, E.R.G., and Livingood, John N. B, Method for calculation of laminar heat transfer in air flow around cylinders of arbitrary cross section. NASA Rep. 1118, 1953, 1953.
10. Livingood, J.N.B., Hrycak, P., Impingement heat transfer from turbulent air jets to flat plates—a literature survey. NASA TR I-2778, 1973.

11. K. J. Hammad and I. M. Milanovic, "Flow Structure in the Near - Wall Region of a Submerged Impinging Jet," Fluids Engineering Division Summer Meeting, vol. 1, 2009.– pp. 14-18.
12. M. Holger, "Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces," Advances in Heat Transfer, vol. 13, 1977.– pp. 1-60.
13. N. Ilinca and B. Florin, "Impinging jets - a short review on strategies for heat transfer enhancement," EENVIRO 2017 workshop - Advances in Heat and Mass Transfer in Build Environment, vol. 32, p. DOI: 10.1051/e3sconf/20183201013, 2018.
14. S.M. Simionescu, N.O. Tanase, D. Broboana and C. Balan, "Impinging Air Jets on Flat Surfaces at Low Reynolds Number," Science Direct, no. 112, 2017. pp. 194-203,
15. "ANSYS," [Online]. Available: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>. [Accessed 14 January 2023].
16. Dushyant Singh, B. Premachandran, Sangeeta Kohli, Experimental and Numerical Investigation of Jet Impingement Cooling of a Circular Cylinder, International Journal Of Heat And Mass Transfer, (2013), 60, Pp.672-688.
17. N. K. Chougule, G.V. Parishwad, C.M. Sewatkar, Numerical Analysis of Pin Fin Heat Sink with a Single and Multi Air Jet Impingement Condition, International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT) Volume 1, Issue 3, March 2012.
18. Wu, S., Mai, J., Tai, Y. C. and Ho, C. M., Micro Heat Exchanger by Using MEMS Impinging Jets, IEEE, pp. 171-176, 1999.
19. Guillermo Giraldo, How to use cfd to simulate airflow in an operating room, <https://www.simscale.com/blog/2018/12/cfd-airflowoperating-room/>, (accessed: July 15, 2020).
20. Prasad Mahajan, Arun Saco S, R. Dinesh Kumar, and Thundil Karuppa Raj R., Airflow simulation of an isolation room using cfd technique, International Journal of Pure and Applied Mathematics, 2018, 4261–4269.

- 21.F. Memarzadeh, A. Manning, Thermal comfort, uniformity, and ventilation effectiveness in patient rooms: performance assessment using ventilation indices, *ASHRAE Transactions* 106 (2), 2000, pp. 748– 761.
- 22.Essam E. Khalil, “Air-Conditioning Systems Developments in Hospitals: Comfort, Air quality, and Energy Utilization”, 2006.
- 23.Borro, L.; Mazzei, L.; Raponi, M.; Piscitelli, P.; Miani, A.; Secinaro, A. The role of air conditioning in the diffusion of Sars-CoV-2 in indoor environments: A first computational fluid dynamic model, based on investigations performed at the Vatican State Children’s hospital. *Environ. Res.* 2021, 193, 110343.
- 24.Вшивкова А.П., Кириченко Л.В. Проблема вентиляции и очистки воздушной среды многопрофильных больниц. *Тихоокеанский медицинский журнал.* 2024;(4):15-20. <https://doi.org/10.34215/1609-1175-2024-4-15-20>
25. Zein H.K.; Almhafdy A. Numerical modelling of ventilation strategies for mitigating cough particles transmission and infection risk in hospital isolation rooms. Volume 33, Issue 5. 2024
- 26.Засимова М.А., Иванов Н.Г., Марков Д.Численное моделирование циркуляции воздуха в помещении при подаче из плоской щели. II. LES-расчеты для помещения конечной ширины//физико-математические науки. 2020.Т.13.№3.С.75-92. DOI:[10.18721/JPM.13306](https://doi.org/10.18721/JPM.13306)
- 27.S. L. Miller, D. Mukherjee, J. Wilson, N. Clements, and C. Steiner, “Implementing a negative pressure isolation space within a skilled nursing facility to control SARS-CoV-2 transmission,” *American Journal of Infection Control*, vol. 49, no. 4, pp. 438–446, 2021.
28. [Le T.](#), [Nguyen T.T.](#), [Kieu T.T.](#) A CFD Study on the Design Optimization of Airborne Infection Isolation Room. *Mathematical Problems in Engineering.* Volume 2022, <https://doi.org/10.1155/2022/5419671>

- 29.Suhendi and R Maulana. Design of Immersive Information Simulation of Negative Pressure Isolation Room for Covid-19 Infection Patients Using Virtual Reality. *Journal of Physics Conference Series* 2734(1):012028. 2024. DOI:[10.1088/1742-6596/2734/1/012028](https://doi.org/10.1088/1742-6596/2734/1/012028)
- 30.Park H-E, Go S, Song Y-H. Airflow and Pressure Design Review of Modular Negative Pressure Wards. *Buildings*. 2024; 14(6):1623. <https://doi.org/10.3390/buildings14061623>
- 31.Ландау Л. Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. – 736с.
- 32.S. P. Pope, "Introduction," in *Turbulent Flows*, Cambridge, 2000, pp. 3-9.
- 33.Chou P.Y. On the Velocity Correlations and the Solution of the Equations of Turbulent Fluctuation. [Текст]/ *Quart. Appl. Math.* , Vol. 3, p.
- 34.Launder B.E., Reece G.J. and Rodi W. Progress in the development of a Reynolds – stress turbulence closure. *J. Fluid Mech.* 68:537-566. 1975
- 35.Menter F.R. Zonal two Equation $k - \omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows. [Текст]/ A/AA 93-2906.
- 36.F. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598-1605, 1994 .
- 37.H. K. Versteeg and W. Malalasekera, "Forms of the general transport equations," in *An introduction to COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS - The finite volume method*, New Jersey, Pearson Education (US), 2007, pp. 25-34.
- 38.OpenFOAM guide/The PISO algorithm in OpenFOAM. http://openfoamwiki.net/index.php/The_PISO_algorithm_in_OpenFOAM
- 39.OpenFOAM guide/The SIMPLE algorithm in OpenFOAM. https://openfoamwiki.net/index.php/OpenFOAM_guide/The_SIMPLE_algorithm_in_OpenFOAM.
- 40.COMSOL Multiphysics [Электронный ресурс] // Официальный сайт COMSOL – Электрон. дан. – [Б. м.], 2017. – URL: <https://www.comsol.ru> (дата обращения 29.09.2017).

41. ANSYS [Электронный ресурс] // Официальный сайт ANSYS – Электрон. дан. – [Б. м.], 2017. – URL: <http://ansys.com> (дата обращения 29.09.2017).
42. <http://www.opencfd.co.uk/openfoam/>
43. Eriksson J; Karlsson RI; Persson J/ An Experimental Study of a Two-Dimensional Plane Turbulent Wall Jet. *Exp Fluids* 25:1998.p. 50-60.
44. ERCOFTAC "Classic Collection" Database. Case p 55 (edited on 5 January 2022) 2D Plane Turbulent Wall Jet Retrieved from: <http://cfd.mace.manchester.ac.uk/ercoftac/>
45. A. Y. Kurbanaliev, Z. K. Abdimutalipova, S. S. Aknazarova [et al.] / Numerical simulation of a flat turbulent near-wall jet in the OpenFOAMv7 package // *Journal of Physics: Conference Series* : III International Conference on Metrological Support of Innovative Technologies (ICMSIT-III-2022), Krasnoyarsk, 03–05 марта 2022 года. Vol. 2373. – Krasnoyarsk: IOP Publishing Ltd, 2022. – P. 22019. – DOI 10.1088/1742-6596/2373/2/022019. – EDN YJXRCC.
46. Абдимуталипова З.К. Численное моделирование плоской турбулентной пристенной струи в пакете OpenFOAMv7 [Текст] / Абдимуталипова З.К., Курбаналиев А.Ы. // Кыргыз патент. Авторское свидетельство. Программа для ЭВМ. 2022г., №738, 15.03.2022
47. Patankar S. V. *Numerical Methods for Solving Problems of Heat Exchange and Fluid Dynamics (Translated from English)* (Moscow: Energoatomizdat) 152
48. Wilcox D. C., “One-equation and two-equation models,” in *Turbulence modeling for CFD*, [Текст]/ pp. 107 – 229, DCW Industries, 2006.
49. Ferziger J. H., Peric M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Berlin: Springer Verlag, 2002. – 423p.
50. Paraview. <https://www.paraview.org/>. Accessdata05.01.2022.

51. E. Baydar, Y. Ozmen An experimental investigation on flow structures of confined and unconfined impinging air jets, *Heat and Mass Transfer* 42 (4) (2006) 338–346
52. Абдимуталипова, З. К. Моделирование методом крупных вихрей воздушно-струйного теплообмена при умеренных числах Рейнольдса / З. К. Абдимуталипова, А. Ы. Курбаналиев // Проблемы оптимизации сложных систем: Труды XV Международной Азиатской школы-семинара, Новосибирск, 26–30 августа 2019 года. – Новосибирск: Институт вычислительной математики и математической геофизики Сибирского отделения РАН, 2019. – С. 3-9. – DOI 10.24411/9999-018A-2019-10001. – EDN LTJSRH.
53. N. Zuckerman, N. Lior Impingement Heat Transfer: Correlations and Numerical Modeling, *Journal of Heat Transfer* 127(5), 2005.
54. Abdimutalipova Z.K., Kurbanaliev A.Y. Numerical simulation of turbulent airflow in a room using the OpenFOAM package. *Challenges of Science*. Issue VI, Almaty, Kazakhstan. Issue VI, -2023. pp. 145-150.
55. Restivo, A M. Turbulent Flow in Ventilated Rooms, PhD thesis, Imperial College, London. 1979.
56. Bartak, M., Cermak, M., Clarke, J. A., Denev, J., Drkal, F., Lain, M., Macdonald, I. A., Majer, M., & Stankov, P. Experimental and numerical study of local mean age of air. In *Proceedings of the 7th International Building Performance Simulation Association Conference*. -2001.
57. Horikiri K., Yao Y., Yao J. Numerical Simulation of Convective Airflow in an Empty Room, *International Journal of Energy and Environment*, vol. 5, issue 4. 2011.
58. Cooper, D., Jackson, D.C., Launder, B.E., Liao, G.X., 1993. Impinging jet studies for turbulence model assessment—I. Flowfield experiments. *Int. J. Heat Mass Transfer* 36, 2675–2684.
59. Abramovich G N 2011 *Theory of Turbulent Jets (Reprint of the 1960 edition)* (Moscow: EKOLIT) p 720, p190

60. Rostamy N, Bergstrom D J, Sumner D and Bugg J D 2011 An experimental study of a turbulent wall jet on smooth and transitionally rough surfaces. *Transactions of the ASME Journal of fluids engineering* **133** 111207:1-111207:8
61. Курбаналиев А. Ы. Математическое моделирование внутренних и внешних одно- и двухфазных турбулентных течений на основе метода контрольных объемов [Текст]: Курбаналиев А. Ы. дис. д-ра физ. мат. наук: 01.02.05 – Кызыл-Кыя, 2014. - 206 с.
62. Курбаналиев А. Ы. Моделирование внутренних и внешних турбулентных течений. Монография. - Бишкек, 2013. – 153с.
63. Калбекова М. Ж. Численное моделирование естественного конвективного течения в воздушных полостях [Текст] /Калбекова М.Ж., Курбаналиев А.Ы., Жайнаков А.Ж.// В сборнике: Проблема «Оптимизации сложных систем».Материалы Международной школы-семинар.2019г.с.33-38.
64. Курбаналиев А. Ы. Численное моделирование падающей из круглого сопла струи с использованием OpenFOAM [Текст] / Абдимуталипова З.К., Курбаналиев А. Ы. // в сборнике: Проблемы оптимизации сложных систем материалы XVII Международный Азиатской школы-семинар.2021г. Издательство: Институт информационных и вычислительных технологий СО РАН 2021г. 5-9 с.
65. Абдимуталипова З.К. Программа для численного моделирования распространения пассивного скаляра в горизонтальном струйном течении [Текст] / Курбаналиев А. Ы., Абдимуталипова З.К. // Кыргыз патент. Авторское свидетельство. Программа для ЭВМ. 2022г., №737, 15.03.2022.
66. Калбекова М.Ж. Моделирование турбулентной естественной конвекции в прямоугольных полостях [Текст] / Калбекова М.Ж., Курбаналиев А. Ы. // Горный журнал. Кыргызский государственный

- университет геологии, горного дела и освоения природных ресурсов имени академика У. Асаналиева. Бишкек 2021.с. 151-158.
67. Мазо А.Б. Моделирование турбулентных течений несжимаемой жидкости. [Текст]/ Учебное пособие. – Казань: КГУ, 2007. – 106 с.
68. Рычков А.Д. Математическое моделирование газодинамических процессов в каналах и соплах. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1988,- 220с.
69. Wilcox D. C., “One-equation and two-equation models,” in Turbulence modeling for CFD, [Текст]/ ch. 4, pp. 107 – 229, DCW Industries, 2006.
70. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидродинамика и теплообмен. Т.2.-М.: Мир, 1990.-392с.
71. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. - М.: Мир, 1980. –616с.
72. Uddin, N., Neumann, S. O., Weigand B., Younis, B. A., Large-Eddy Simulations and Heat-Flux Modeling in a Turbulent Impinging Jet, Numerical Heat Transfer, Part A, vol. 55, pp. 906–930, 2009.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1(А)-Акт о внедрении

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по научной работе
Ошского государственного университета,



к.ф.-м.н., доцент Р.Н.Арапбаев

15.03. 2024г

**Акт внедрения результатов научно-исследовательских, научно-технических работ,
результатов научной и научно-технической деятельности**

1. Автор внедрения: соискатель Абдимуталипова Зейнура Каныебековна

2. Наименование научно-исследовательских, научно-технических работ, результатов научной и научно-технической деятельности: Диссертация на тему «Численное моделирование струйных турбулентных течений», на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук по специальности 01.03.05-механика жидкости, газа и плазмы.

3. Краткая аннотация: В настоящее время наиболее актуальным является принцип комплексного решения вопросов определения воздухообмена и расчета воздуха распределения на базе закономерностей струйных течений и приближенных математических моделей тепло - массообменных процессов механических вентилируемых больничных палат. Цель является развитие метода моделирования струйных турбулентных течений в рамках прикладного пакета OpenFOAM на примере вентиляции инфекционной палаты Карасуйской территориальной больницы.

1. Эффект от внедрения: Проведено численное моделирование влияния числа Рейнольдса импактной струи на процесс охлаждения нагревательной пластины. Показано, с ростом числа Рейнольдса импактной струи от 8 000 до 48 000 повышается вычислительная эффективность численных расчетов с наперед заданной точностью, а именно число итераций уменьшается на 27.93 % и время расчета уменьшается на 27.82% для buoyantkEpsilon модели турбулентности. Обнаружено не равномерное распределение средней температуры течения в средней горизонтальной плоскости расчетной области.

4. Место и время внедрения г.Ош , Ленина 331,ОшГУ,ИМФТИТ, 15.03.2024.

5. Форма внедрения: результаты внедрены в образовательную программу по дисциплинам математики, физики, техники и информационной технологий в качестве специального курса для студентов старших курсов, магистрантов и аспирантов Ошского государственного университета.

Представитель организации, в которую внедрена разработка

Б.А.Азимов - к.ф.-м.н., доцент, директор института математики, физики, техники и информационных технологий

Представитель организации, из которого исходит внедрение

А.М.Токторбаев - к.ф.-м.н., доцент, заведующий кафедрой информационных систем и программирование Ош ГУ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 (Б)-Акт о внедрении

«Утверждаю»
Главный врач филиала
Карасуйской территориальной
больницы «Курманжан-Датка»
А.К.Маматаирова



2024г.

Акт внедрения результатов научно-исследовательских, научно-технических работ, результатов научной и научно-технической деятельности

- 1. Автор внедрения:** соискатель Абдимуталипова Зейнура Каныбековна
- 2. Наименование научно-исследовательских, научно-технических работ, результатов научной и научно-технической деятельности:** Диссертация на тему «Численное моделирование струйных турбулентных течений», на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук по специальности 01.03.05-механика жидкости, газа и плазмы.
- 3. Краткая аннотация:** В настоящее время наиболее актуальным является принцип комплексного решения вопросов определения воздухообмена и расчета воздухораспределения на базе закономерностей струйных течений и приближенных математических моделей тепло - массообменных процессов механических вентилируемых больничных палат. Цель является развитие метода моделирования струйных турбулентных течений в рамках прикладного пакета OpenFOAM на примере вентиляции инфекционной палаты Карасуйской территориальной больницы.
- 4. Эффект от внедрения:** Впервые было проведено численное моделирование вентиляции инфекционной палаты с отрицательным давлением Карасуйской территориальной больницы. Профиль средней скорости увеличивается на 6% и 24 % при -8Па и -16Па отрицательных значениях выходного давления. Результаты наших методических расчетов показывает, что при предложенной схеме вентиляции инфекционной палаты из трех пациентов обеспечивается нужный скоростной комфорт - скорость не превышает значения 0.2м/с.
- 5. Место и время внедрения** Ош, Кыргыз-Чек, Алайчы уулу Сыдыка 90, Курманжан-Датка.
- 6. Форма внедрения:** Результаты исследования могут быть рекомендованы к внедрению в организации деятельности инфекционного отделения Карасуйской территориальной больницы с целью организации вентиляции инфекционной палаты с отрицательным давлением.

Главный врач:

А.К.Маматаирова

ПРИЛОЖЕНИЕ 2- создание сетки

```

/*-----*-----*-----*-----*-----*-----*-----*-----*-----*
-----*\
=====
  \ \      /  F i e l d           |   OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
  \ \      /  O p e r a t i o n    |   Website:  https://openfoam.org
  \ \      /  A n d                 |   Version:   7
  \ \      /  M a n i p u l a t i o n |
-----*-----*-----*-----*-----*-----*-----*-----*-----*
-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    object       blockMeshDict;
}
// * * * * *
* * * //
convertToMeters 0.001;
vertices
(
    ( 0 0 -0.5) //vertice # 0
    (3000 0 -0.5) //vertice # 1

    ( 0 9.6 -0.5) //vertice # 2
    (3000 9.6 -0.5) //vertice # 3

    ( 0 2000 -0.5) //vertice # 4
    (3000 2000 -0.5) //vertice # 5

    ( 0 0 0.5) //vertice # 6
    (3000 0 0.5) //vertice # 7

    ( 0 9.6 0.5) //vertice # 8
    (3000 9.6 0.5) //vertice # 9

    ( 0 2000 0.5) //vertice # 10
    (3000 2000 0.5) //vertice # 11

);

blocks
(
    hex (0 1 3 2 6 7 9 8) (150 10 1) simpleGrading (10 1 1)
    hex (2 3 5 4 8 9 11 10) (150 50 1) simpleGrading (10 150 1)

);

edges
(
);

boundary
(
    inlet

```



```

    {
        type patch;
        faces
        (
            (0 6 8 2)
        );
    }

front
{
    type empty;
    faces
    (
        ( 6 7 9 8)
        ( 8 9 11 10)
    );
}

back
{
    type empty;
    faces
    (
        (0 2 3 1)
        (2 3 5 4)
    );
}

atmosphere
{
    type patch;
    faces
    (
        ( 4 2 8 10)
        (10 11 5 4)
        (11 5 3 9)
        (9 3 1 7)
    );
}

wall
{
    type wall;
    faces
    (
        (0 1 7 6)
    );
}

);

mergePatchPairs
(
);
//
*****
*** //

```

ПРИЛОЖЕНИЕ 3 – Листинг программы для численного моделирования плоской турбулентной пристенной струи в пакете OpenFOAMv7

А) задание расчетной сетки, схем дискретизации и решения систем линейных уравнений и контроля процесса численного решения

```

/*-----*- C++ -*-----
-----*\
=====
  \ \ / / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
  \ \ / / O p e r a t i o n | Website: https://openfoam.org
  \ \ / / A n d | Version: 7
  \ \ / / M a n i p u l a t i o n |
\*-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    object       blockMeshDict;
}
// * * * * *
* * * //
convertToMeters 0.001;
vertices
(
    ( 0 0 -0.5) //vertice # 0
    (3000 0 -0.5) //vertice # 1

    ( 0 9.6 -0.5) //vertice # 2
    (3000 9.6 -0.5) //vertice # 3

    ( 0 2000 -0.5) //vertice # 4
    (3000 2000 -0.5) //vertice # 5

    ( 0 0 0.5) //vertice # 6
    (3000 0 0.5) //vertice # 7

    ( 0 9.6 0.5) //vertice # 8
    (3000 9.6 0.5) //vertice # 9

    ( 0 2000 0.5) //vertice # 10
    (3000 2000 0.5) //vertice # 11
);
blocks
(
    hex (0 1 3 2 6 7 9 8) (200 10 1) simpleGrading (10 1 1)
    hex (2 3 5 4 8 9 11 10) (200 150 1) simpleGrading (10 100 1)
);

```

```

edges
(
);
boundary
(
    inlet
    {
        type patch;
        faces
        (
            (0 6 8 2)
        );
    }
    front
    {
        type empty;
        faces
        (
            (6 7 9 8)
            (8 9 11 10)
        );
    }
    back
    {
        type empty;
        faces
        (
            (0 2 3 1)
            (2 3 5 4)
        );
    }
    atmosphere
    {
        type patch;
        faces
        (
//            (4 2 8 10)
            (10 11 5 4)
            (11 5 3 9)
            (9 3 1 7)
        );
    }
    wall
    {
        type wall;
        faces
        (
            (0 1 7 6)
            ( 4 2 8 10)
        );
    }
);
mergePatchPairs
(
);

```

```

//
*****
*** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    object       fvSchemes;
}
// * * * * *
* * * //
ddtSchemes
{
    // For transient, replace steadyState, e.g. with Euler
    default      steadyState;
}
gradSchemes
{
    default      Gauss linear;

    limited      cellLimited Gauss linear 1;
    grad(U)      $limited;
    grad(k)      $limited;
    grad(omega)  $limited;
}
divSchemes
{
    default      none;
    // For transient, remove "bounded"
    div(phi,U)   bounded Gauss linearUpwind limited;

    // For transient, remove "bounded"
    turbulence   bounded Gauss limitedLinear 1;
    div(phi,k)   $turbulence;
    div(phi,omega) $turbulence;
    div(phi,epsilon) $turbulence;
    div((nuEff*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
    div(phi,v2)  bounded Gauss limitedLinear 1;
}
laplacianSchemes
{
    default      Gauss linear corrected;
}
interpolationSchemes
{
    default      linear;
}
snGradSchemes
{
    default      corrected;
}
wallDist
{
    method meshWave;
}

```

```

//
*****
*** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    object       fvSolution;
}
// * * * * *
* * * //
solvers
{
    p
    {
        solver          GAMG;
        smoother        GaussSeidel;
        tolerance        1e-6;
        relTol           0.1;
    }
    "(U|k|omega|epsilon|f|v2)"
    {
        solver          smoothSolver;
        smoother        GaussSeidel;//symGaussSeidel;
        tolerance        1e-6;
        relTol           0.1;
    }
    pFinal
    {
        $p;
        relTol           0;
    }
    "(U|k|omega|epsilon)Final"
    {
        $U;
        relTol           0;
    }
}
"(PIMPLE|PISO)"
{
    nOuterCorrectors 1;
    nCorrectors       2;
    nNonOrthogonalCorrectors 1;
    pRefCell          0;
    pRefValue         0;
}
SIMPLE
{
    residualControl
    {
        p              1e-4;
        U              1e-4;
        "(k|omega|epsilon|v2|f)" 1e-4;
    }
    nNonOrthogonalCorrectors 0;
    consistent yes;
    pRefCell            0;
}

```

```

        pRefValue          0;

    }
    potentialFlow
    {
        nNonOrthogonalCorrectors 10;
    }
    relaxationFactors
    {
        fields
        {
            p                0.3;
        }
        equations
        {
            U                0.7;
            omega            0.7;
            "(k|epsilon|v2|f)" 0.7;
        }
    }
}
// *****

Б) задание начальных и граничных условий

/*-----*- C++ -*-----
-----*\
=====
\\      /  F ield          | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
\\      /  O peration      | Website:  https://openfoam.org
\\      /  A nd            | Version:   7
  \\    /  M anipulation   |
\*-----*/

FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volVectorField;
    object       U;
}
// * * * * *
* * * //
inlet          (1.0 0 0);

dimensions     [0 1 -1 0 0 0 0];

internalField  uniform (0 0 0);

boundaryField
{
    inlet
    {
        type          fixedValue;
        value          uniform $Uinlet;
    }
    atmosphere
    {
        type          pressureInletOutletVelocity;
    }
}

```


ПРИЛОЖЕНИЕ 4- Авторское свидетельство



КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫ



КЫРГЫЗПАТЕНТ

ЭЭМ үчүн программага

КУБӨЛҮК

№ 737

Аталышы: *Горизонталдык струялык агымда пассивдүү скалярдын таралышын сандык моделдөө программасы*

Автору (авторлору): *Курбаналиев Абдикерим Ырысбаевич
Абдимуталипова Зейнура Каныбековна (KG)*

Укук ээси (ээлери): *Курбаналиев Абдикерим Ырысбаевич
Абдимуталипова Зейнура Каныбековна (KG)*

KYRGYZPATENT

Алгачкы жарыяланган датасы, орду: *05.02.2022-ж., KG*

Өтүнмөнүн № *20220014.6*

Кыргыз Республикасынын ЭЭМ үчүн программаларынын мамлекеттик реестринде катталган: *15.03.2022-ж.*



Директор

Р. Керимбаева

ПРИЛОЖЕНИЕ 5-Сертификаты

IMOB SATBAYEV UNIVERSITY TEKNOMEKANIK IJASSE

VI International Practical Internet Conference on "Challenges of Science",
dedicated to the 75th Anniversary of Prof., Dr. Bagdaulet Kenzhaliyev

CERTIFICATE

This certificate is proudly awarded to
Abdimutalipova Zeynura Kanybekovna
as a presenter of research work titled
**Numerical simulation of the turbulent flow
of indoor air using the openfoam package**

Dr. Meiram M. Begentayev
Chairman of the Board
Satbayev University

Prof., Dr. Bagdaulet K. Kenzhaliyev
General Director of the IMOB JSC
Satbayev University

Dr. Uzakh K. Zhapbasbaev
Doctor of Technical Sciences,
Satbayev University

15-16 November, 2023
Almaty, Kazakhstan



Четырнадцатая Международная Азиатская Школа-семинар «Проблемы оптимизации сложных систем»
20-31 июля 2018 Кыргызская Республика, оз. Иссык-Куль

СЕРТИФИКАТ

НАСТОЯЩИМ СЕРТИФИКАТОМ ПОДТВЕРЖДАЕТСЯ, ЧТО

З. К. Абдимуталипова

ПРОШЕЛ(А) НАУЧНУЮ СТАЖИРОВКУ ПО ПРОГРАММЕ ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ В ОБЪЕМЕ 72 ЧАСОВ В РАМКАХ ЧЕТЫРНАДЦАТОЙ
МЕЖДУНАРОДНОЙ АЗИАТСКОЙ ШКОЛЫ-СЕМИНАРА «ПРОБЛЕМЫ
ОПТИМИЗАЦИИ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ» И ВЫСТУПИЛ(А) С ДОКЛАДОМ:
МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСЕСИММЕТРИЧНОГО СТРУЙНОГО ТЕЧЕНИЯ

ИНСТИТУТ ИНФОРМАЦИОННЫХ
И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ
КН МОН РК

Генеральный директор ИИВТ МОН РК,
академик НАН РК

Директор ИВМИГ СО РАН,
член-корр. РАН

М.Н.Калимолдаев
С.И.Кабанихин



