

**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,

доцент **Курбаналиев А.Ы.**

Бишкек– 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ</b>	4
<b>ВВЕДЕНИЕ</b>	5
<b>ГЛАВА 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ</b>	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	18
Выводы к главе 1	20
<b>ГЛАВА 2. МЕТОДОЛОГИЯ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ</b>	21
2.1 Моделирование турбулентности	21
2.2 Модели турбулентности	21
2.2.1 $k - \varepsilon$ модель	21
2.2.2 $k - \omega$ модель Ментера	22
2.2.3 $k - \omega SST$ модель	23
2.3 Метод конечных объемов	25
2.4 Алгоритм PISO	25
2.5 Алгоритм SIMPLE	29
2.6 Обзор программных продуктов	29
2.6.1 Пакет OpenFOAM	29
2.6.2 Кейс решателя OpenFOAM	33
Выводы к главе 2	37
<b>ГЛАВА 3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРУЙНЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ</b>	38
3.1 Численное моделирование плоской турбулентной пристенной струи.	38
3.2 Численное моделирование охлаждения нагревательной	50

пластины импактной струей.	
3.3 Моделирование влияния интенсивности турбулентности входной струи на процесс вентиляции модели помещения.	61
3.4 Моделирование процесса вентиляции модели инфекционной помещении	68
Выводы к главе 3	78
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b>	79
<b>ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ</b>	80
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ</b>	81
<b>Приложение 1 – Акты о внедрении</b>	86
<b>Приложение 2 – Создание сетки</b>	88
<b>Приложение 3 – Граничные условия для моделирования</b>	92
<b>Приложение 4 – Листинг программы для численного моделирования плоской турбулентной пристенной струи в пакете OpenFOAMv7</b>	92
<b>Приложение 5 – Авторское свидетельство</b>	99
<b>Приложение 6 – Сертификаты участия в различных конференциях</b>	101

## 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;

$Re$  – 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, получает все более широкое распространение в научных исследованиях и на практике с развитием вычислительной техники. Турбулентные струйные течения широко распространены в различных технических приложениях и народного хозяйства: системы охлаждения, распыливание топлива в камерах сгорания, струи поливальных установок и пожаротушения. В настоящее время применяется широко на практике моделирование струйных турбулентных течений жидкости и газа с помощью компьютера. 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 имеют три различных режима течения: ламинарный, переходный и турбулентный, что создает трудности при моделировании и измерениях. Первыми публикациями о турбулентных струях являются наблюдения Юнга [3]. Он показал, что внутренний угол турбулентной струи не зависит от скорости струи. Некоторая часть этой диссертации посвящена удару струи о пластину (стену) и пристеночные струи, чтобы лучше понять явления столкновения и использовать данные о настенной струе и ее поведении в воздушном потоке помещения. Хотя струи представляли интерес и изучались во многих промышленных приложениях, их поведение в замкнутом пространстве, например, в помещении с механической вентиляцией, изучено плохо.

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), Гиневский А.С.(1969), Фрик П.Г(2003), Cooper. D.(1993), Bradschaw В.А (1959), Donaldson С.Д(1971).

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. В настоящее время системы кондиционирования воздуха в медицинских учреждениях имеют важное значение, поскольку она обеспечивает гигиены в больницах и защиту от вредных выбросов или переносимых по воздуху патогенных материалов как пациентов, так и медицинских работников. Для этого установлены ламинарный поток воздуха[4]. Естественная вентиляция не способна обеспечить полностью здоровый микроклимат в больницах, поскольку не очищает воздух, что для большинства медицинских направлений весьма критично. Для определения закономерностей формирования скоростных и температурных полей в вентилируемом помещении используются результаты решения численными методами на ЭВМ системы уравнений, включающей уравнение Навье-Стокса, энергии, массопереноса и диссипации турбулентной кинетической энергии[5].

Численные эксперименты с использованием различных вычислительных комплексов проводили P.V. Nilsen, A.Restivo, J.H. Whitelaw, Taghi KarimipanaH.

Эта работа посвящена моделированию турбулентных струйных течений с помощью пакета OpenFOAM. Рассматриваются турбулентное течение воздуха в модели больничных палат, и моделируется также влияние

взаиморасположения отверстий для подачи и удаления воздуха. Вышеизложенные подтверждает актуальность диссертации.

**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 вентиляции больничной палаты инфекционного отделения Карасуйской территориальной больницы.

**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 процесс вентиляции модели помещения.
5. Моделирование влияния отрицательного выходного граничного условия для давления на процессе вентиляции модели инфекционной палаты Карасуйской территориальной больницы с учетом теплообмена.

**Научная новизна полученных результатов работы.**

1. Показано, что при моделировании процесса охлаждения нагревательной пластины 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.

2. Кроме того, численным моделированием обнаружено не равномерное распределение средней температуры течения в средней горизонтальной плоскости расчетной 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 экспериментом и численным расчетом для модели  $k-\omega$  SST является наилучшей при интенсивности 5%.

4. Впервые было проведено численное моделирование влияния выходного граничного условия для давления при организации вентиляции инфекционной палаты с отрицательным давлением Карасуйской территориальной больницы. Обнаружено, что профиль средней скорости увеличивается на 6% и 24 % при -8Па и -16Па отрицательных значениях выходного давления по сравнению с нулевым выходным давлением.

5. Показано, что при предложенной схеме вентиляции инфекционной палаты из трех пациентов обеспечивается нужный скоростной комфорт - скорость 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, численных методов, достижений современной вычислительной системы, достаточным объемом проведенных вычислительных экспериментов и сравнением полученных численных результатов и соответствующими экспериментальными и расчетными данными.

**Личный вклад соискателя.** Диссертация является результатом самостоятельных исследований, выполненных автором. Личный вклад автора состоит в постановке и определении цели работы, выборе методов достижения поставленной цели, проведении исследований, анализе полученных результатов и формулировке выводов, публикации статей. В обсуждении результатов принимали участие научный руководитель д.ф.–м.н., доцент Курбаналиев А. Ы., д.ф.–м.н., профессор Ташполотов И.

#### **Апробация результатов исследования:**

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

- 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.

- 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 \_ страниц текста, \_ рисунка, \_\_ таблицы, \_\_ библиографических ссылок и \_ приложений.

Работа выполнена в Ошского государственного университета. Автор считает своим приятным долгом выразить благодарность руководителю, д.ф.-м.н., доценту А.Б.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](mailto: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 рассматривается полезность и теория турбулентных струй.

В третьем разделе главы рассматриваются работы экспериментальных и теоретических исследований по взаимодействию турбулентных струй с преградами.

## 1.1 Полезность падающих струй

Высокие скорости тепло- и массообмена набегающих струй достигаются благодаря высокой турбулентности и тонкому тепловому пограничному слою, который образуется в таких высокоскоростных потоках жидкости. Что касается теплопередачи, то основным преимуществом этого метода нагрева является простота создания горячей струи и направления ее на определенный участок поверхности. Среди других методов конвективной теплопередачи, таких как естественная конвекция (возникающая в результате разницы плотностей) или параллельный принудительный поток воздуходувкой, такие струи имеют более высокий КПД. В частности, они способны передавать или отводить от тела до  $500 \text{ МВт/м}^2$  тепловой энергии (плотность передачи тепловой энергии) [5]. Однако в этой диссертации акцент будет сделан на скорости массопереноса этих струй, поскольку будут изучены только такие свойства, как скорость, напряжения сдвига и напряжения Рейнольдса. Результаты однофазных падающих струй имеют решающее значение и составляют основу для изучения многофазных падающих струй и их эрозионных эффектов, которые представляют большой интерес в 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, 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.

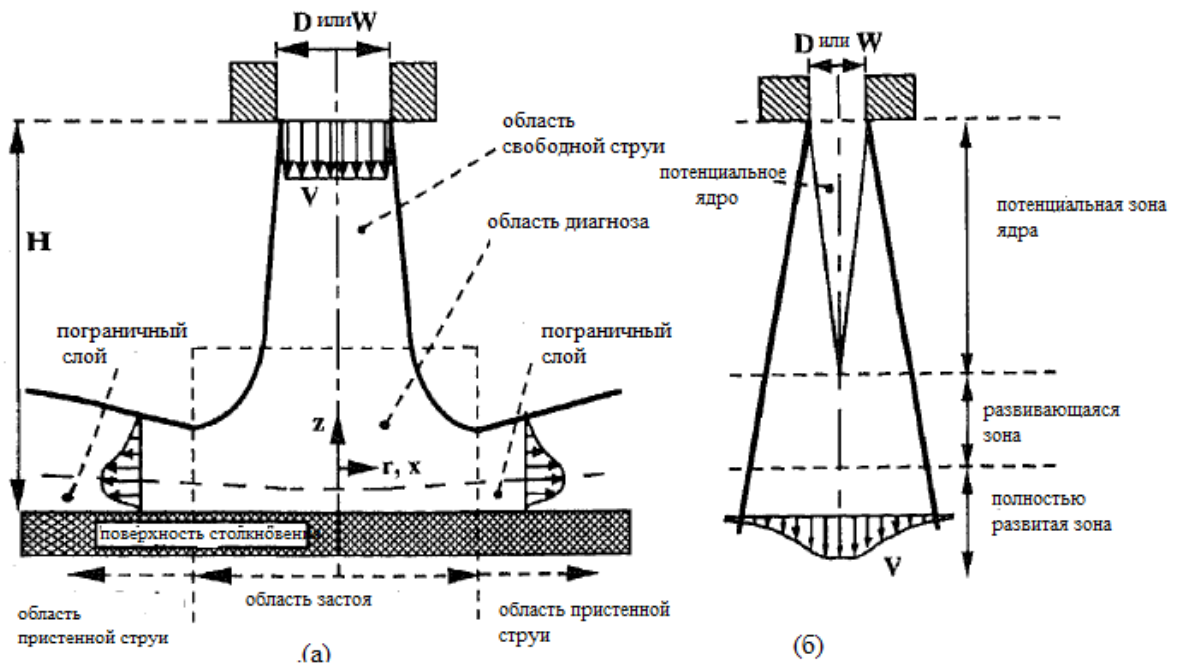


Рисунок 1- Различные области струйного набегающего течения

### 1.2.1 Теплообмен одиночной круглой струи, 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

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

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

$$N_u = C Re_j^a Pr^b \quad (1.5)$$

где  $a = 1/2$  и  $b = 1/3$ , значение  $C$  изменяется от 0,88 до 1,09 [9],  $Re$  - число Рейнольдса, основанное на скорости струи и диаметре сопла, а  $Pr$  - 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 вычислительной гидродинамики (CFD) круговой ламинарной воздушной струи, падающей на плоскую стену с гладкой поверхностью. Для моделирования использовался пакет CFD FLUENT [14], разработанный Ansys® Academic Research Mechanical, версия 18.1, и изучался профиль радиальной скорости при различных радиальных положениях и числах Рейнольдса. Исследовались позиции 0,5D, 1,5D, 3D и 6D, а рассматриваемые числа Рейнольдса составляли 300, 420, 600 и 1000. Результаты показали, что при более высоких числах Рейнольдса максимальная скорость появляется ближе к стенке, независимо от радиального положения.



**Сингх и др.** [15] провели эксперимент на круглом цилиндре с фиксированным диапазоном Рейнольдса от 10 000 до 25 000,  $h/d$  от 4 до 16 и  $d/D$  от 0,11 до 0,25 и состояли из трех числовых моделей, таких как RNG  $k$ -, Realizable  $k$  - и SST  $k$ - модель турбулентности. Таким образом, был сделан вывод, что  $k$ -модель ГСЧ работает лучше, чем две другие турбулентные модели. Число Рейнольдса струи увеличивается, увеличивается и скорость теплопередачи. Влияние  $h/d$  существенно до 900 от критической точки в окружном направлении. Радиус гидравлического скачка увеличивался с уменьшением диаметра сопла и из-за условия числа Рейнольдса увеличения мощности удара.

**К. Шугул и др.** [16] Сравнительное исследование одноструйного и многоструйного соударения показывает, что многоструйное столкновение является наиболее эффективным методом охлаждения, чем одноструйное, из-за высокого коэффициента насыщенной конвективной теплопередачи в центральной части струи и в многоточечных точках застоя.

**Эдвард Райт** [17] провел экспериментальное и численное исследование для изучения ударного охлаждения с помощью ряда из пяти круглых струй, изменяющихся между целевыми положениями, в реалистичной области передней кромки геометрии лопаток газовой турбины.

**Мин Чен**[18] исследовал характеристики потока полузамкнутой круглой трубы, падающей на струю при различных числах Рейнольдса и расстояниях столкновения, были экспериментально исследованы с использованием метода двумерной скорости изображения частиц. Удержание было достигнуто путем размещения пластины параллельно ударяющей пластине на выходе из сопла. Поле усредненной по времени скорости имело рециркуляционную структуру, которая постепенно смещалась вниз по течению с увеличением числа Рейнольдса или расстояния столкновения. Примечательно, что при  $H/d = 2$  сдвиг структуры вниз по потоку сопровождался увеличением интенсивности вихря.

**Ву и др.** [19] в их исследовании было изучено влияние высоты струи и перепада давления на теплообмен со свободной струей. Был сделан вывод, 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 был иным для ограниченной струи в отношении влияния расстояния между соплом и мишенью.

#### 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 [20], 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:

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

где  $\delta_{ij}$ : тензор вязких напряжений,  $\mu$  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,  $\Phi$  -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 показали, что на струйных турбулентных течениях с преградами и на их силовое воздействие на преграду влияют многие факторы. К ним относятся: число Рейнольдса на срезе сопла, интенсивность турбулентности, скорость истекающей струи, число сопел двигательной установки, их разнос между собой, угол натекания струй на поверхность и т.д.

## ГЛАВА 2. МЕТОДОЛОГИЯ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Во второй главе отражены методология и методы исследования, Приведены основные сведения о моделях турбулентности.

Рассмотрены следующие аспекты моделирования турбулентности: моделирование турбулентных напряжений в полностью турбулентных областях, моделирование турбулентных тепловых потоков в полностью турбулентной области и моделирование пристенной турбулентности.

А также краткий анализ компьютерных программ для решения задач механики сплошной среды, перечислены их основные достоинства и недостатки.

**Объект исследования:** турбулентные струйные течения потока модели палат.

**Предметом исследования** является численное исследование влияние модели турбулентности и степени интенсивности турбулентности входной струи на поле течения в двух геометрических подобных моделях помещений.

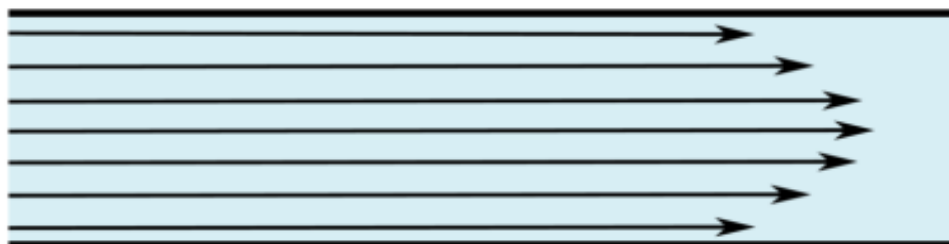
### 2.1 Моделирование турбулентности

Все течения жидкости в природе, точнее струйные течения, делятся на две основные категории: ламинарные и турбулентные течения. Об этих двух типах потока впервые сообщил британский математик Осборн Рейнольдс (1883) [21].

Эти два состояния представляют собой не что иное, как ламинарный и турбулентный поток соответственно, и их разница проиллюстрирована на рисунке 2. В оставшейся части этого раздела акцент будет сделан на турбулентных потоках из-за их частоты в природе и того факта, что эта диссертация посвящена турбулентности в набегающих струях. Говоря о турбулентности, следует отметить, что в повседневной жизни существует множество возможностей наблюдать турбулентные потоки, начиная от самых простых, таких как течение в трубе, и заканчивая случаями, когда вода

выходит из крана, дым из трубы, обтекает аэродинамический профиль или мотоцикл и т. д.

### Ламинарный поток



### Турбулентный поток

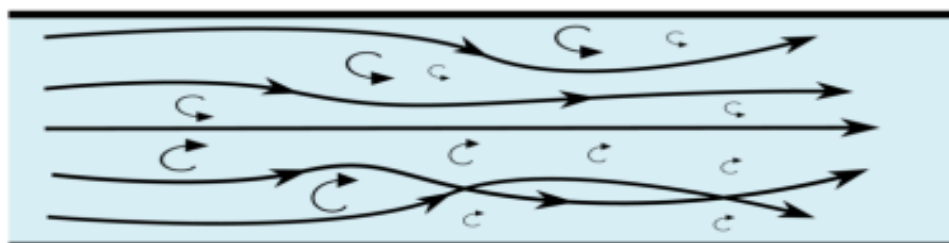


Рисунок 2- Разница между ламинарным и турбулентным полем течения

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,  $\mu$  – динамическая вязкость,  $\nu$  – кинематическая вязкость.

Для струйного течения, масштаб  $L$  заменяется диаметром трубы. Течение считается ламинарным, если  $Re < 3500$ , и турбулентным, если  $Re > 4000$ . Промежуточный диапазон называется развивающейся областью и характеристики течения в нем представляют собой смесь характеристик двух основных типов. Такие течения обычно возникают при увеличении скорости или характерной длины, поэтому конвективные силы в потоке преодолевают силы вязкости. Ведь в этом физический смысл числа Рейнольдса. Кроме того,

присутствует завихренность и, следовательно, высокая диффузия, что приводит к быстрому перемешиванию и высокой 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) [22] и получившая дальнейшее развитие в исследованиях Лаундера - Джонса (1972) [23].

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 [24], сочетающую в себе указанные сильные стороны  $k - \varepsilon$  и  $k - \omega$  моделей. Для этого  $k - \varepsilon$  модель переформулируется в терминах  $k$  и  $\omega$ , 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  $k$ ,  $\varepsilon$  и турбулентной вязкостью  $\mu_t$ .

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  $\Phi_1$  набор констант оригинальной модели  $k - \omega$  с индексами 1 и соответственно  $\Phi_2$  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 [25]. 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  $\varepsilon$ , скорость диссипации кинетической энергии турбулентности. В модели  $k-\omega$   $\varepsilon$  заменяется на  $\omega$ , 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  $\omega$  набегающего потока.

Переходя к двум уравнениям модели, они следующие:

Кинетическая энергия турбулентности:

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

Удельная скорость рассеяния:

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

Кинематическая вихревая вязкость:

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

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  $k-\varepsilon$  для значения  $F_1=1$ , превращает ее в модель  $k-\omega$  и для промежуточных значений создает плавный

переход между двумя моделями в промежуточных ячейках области. Решая приведенные выше уравнения, можно найти  $k$  и  $\omega$ , а затем найти  $\nu_t$  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  $C_\mu$  – константа,  $l$  – масштаб турбулентной длины.

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

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

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  $\phi$  можно получить консервативную форму всех уравнений потока жидкости, приняв следующий вид:

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

где  $\Gamma$ —коэффициент диффузии,  $S_\phi$ - исходный член [26].

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.

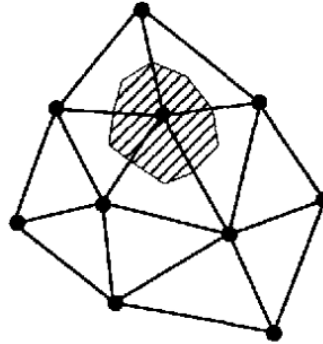


Рисунок 3- Расчетная область, в которой имеется конечный управляющий объем (серая область).

Каждый конечный объем состоит из узловых точек, и, как показано на рисунке 4, 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  $\Delta x = \delta x_{we}$ .

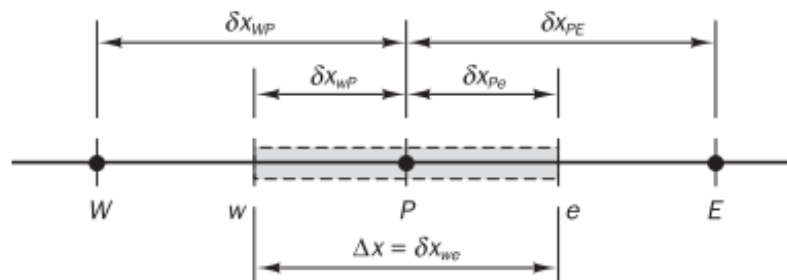


Рисунок 4- Конечный контрольный объем и узловые точки.

## 2.4 Алгоритм PISO

Из дискретных уравнений сохранения массы и импульса следует получить два разностных соотношений для поправки давления, которые в последующем используются для вычисления поля давления в алгоритме PISO [27]. В результате решения первого уравнения, откорректированные значения скорости удовлетворяет уравнение неразрывности с приемлемой точностью. Однако, эта скорость не удовлетворяет нелинейное уравнение переноса импульса, поэтому необходимо выполнение второй корректировки поля скорости путем численного решения второго разностного уравнения. Только тогда, когда оба уравнения неразрывности и переноса импульса решены с заранее определенной точностью, можно переходить к следующему шагу по времени.

При этом для стабилизации итерационных процессов, может потребоваться использование нижней релаксации. Несмотря на то, что этот метод использует относительно большие компьютерные ресурсы, он оказался намного эффективным и быстрым по сравнению с другими методами.

Характерной особенностью этого метода является то, что для него уравнение импульса решается первым. При этом неизвестное поле давления берется из предыдущего временного шага. Этот момент называется предиктором и дает приблизительное поле скорости. Используя новое поле скорости можно вычислить оператор  $H(U)$  тем самым определить уравнение для давления. Решение этого уравнения дает первую оценку поля давления. Этот шаг итерационного процесса называется корректором – на этой стадии делается 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 корректировки скоростей. И это процедура повторяется пока заранее заданная точность не достигается.

В целом процедура PISO состоит из следующих шагов можно представить в таком виде [27]:

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 [28]:

1. Получение приблизительного 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 сошелся, 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 [29]. 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 [30]. 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-Аллараса);
- моделирование течений с тепло-массообменом;



- моделирование горения.

### 2.6.1 Пакет OpenFOAM

Помимо отмеченных выше программ существует еще большое количество менее известных различных программных решений, при этом методики и физико-математические модели сильно не отличаются, а порой вовсе отсутствуют различия между ними. Из всего многообразия программных комплексов следует отметить **OpenFOAM** (англ. Open Source Field Operation And Manipulation)[31]. Он как и многие коммерческие продукты содержит большое количество численных методов, физико-математических моделей и по сравнению с ними отличается кроссплатформенностью, открытым исходным кодом написанным на языке C++, расширяемой архитектурой, лицензией GNU GPL, возможностью параллелизации, совместной работой с различными программами и форматами файлов. Это дает возможность дорабатывать и совершенствовать стандартные физико-математические модели OpenFOAM, что в свою очередь заметно ускоряет процесс получения новых научных результатов.

Кроме газодинамических расчетов программа позволяет проводить и прочностные расчеты, в круг возможных задач входят:

- расчеты на прочность;
- расчет сжимаемых и несжимаемых течений, ньютоновских и неньютоновских вязких жидкостей;
- расчет многофазных течений;
- сопряженные задачи;
- расчеты с горением и химическими реакциями;
- расчет с деформируемыми сетками.

OpenFOAM работает под управлением Linux, также возможно проведение параллельных и одиночных вычислений. По набору моделей пакет превосходит многие коммерческие пакеты. Для расчета турбулентных течений

имеется множество двухпараметрических моделей, моделей рейнольдсовых напряжений, Low-Re моделей, LES, DES и др.

В пакете использованы мощные возможности языка C++. Например, уравнение сохранения количества движения для ньютоновской несжимаемой жидкости без действия массовых сил:

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

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	<a href="http://www.opencfd.co.uk/openfoam/">http://www.opencfd.co.uk/openfoam/</a>
OpenFlower	<a href="http://openflower.sourceforge.net">http://openflower.sourceforge.net</a>
Overture	<a href="https://computation.llnl.gov/casc/Overture/">https://computation.llnl.gov/casc/Overture/</a>
Gerris Solver	<a href="http://gfs.sourceforge.net/wiki/index.php/Main_Page">http://gfs.sourceforge.net/wiki/index.php/Main_Page</a>
Phoenics	<a href="http://www.cham.co.uk/">http://www.cham.co.uk/</a>

ISAAC	<a href="http://isaac-cfd.sourceforge.net/">http://isaac-cfd.sourceforge.net/</a>
Salome	<a href="http://www.salome-platform.org/">http://www.salome-platform.org/</a>
ParaView	<a href="http://www.paraview.org/">http://www.paraview.org/</a>

### 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.).

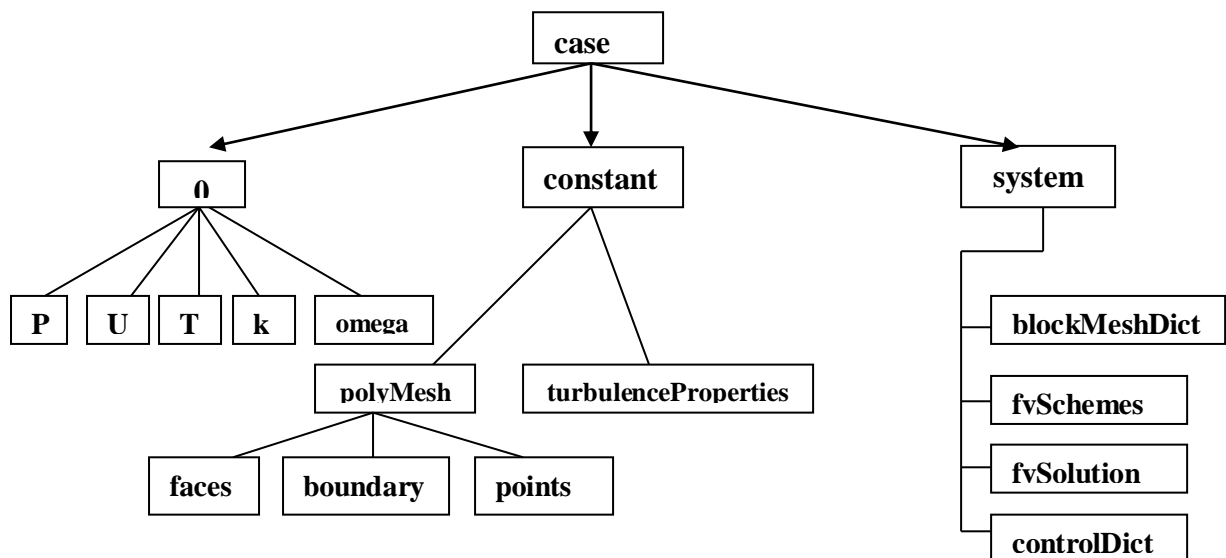


Рисунок 2.6.2.1 – Структура кейса решателя OpenFOAM

В (Приложении 1А) для примера приведено содержание файла кейса решателя для скорости  $0/U$ . 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 создания сетках (Приложение Б). 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 процесс вентиляции модели инфекционной помещений.

### 3.1. Численное моделирование плоской турбулентной пристенной струи

В этой работе предлагается численное моделирование плоской турбулентной пристеночной струи с использованием инструмента CFD с открытым исходным кодом OpenFOAMv7 [31], принимая стандартную модель турбулентности kOmegaSST. OpenFOAM — открытая система вычислительной гидродинамики, используемая в различных областях аэродинамики жидкостей.

**Целью** данной нестационарной задачи является численное исследование полей скоростей турбулентной пристенной струи.

**Постановка задачи.** В данной работе рассмотрено математическое моделирование плоской турбулентной пристенной струи. Полученные численные расчеты сравнивались с экспериментальными данными [32], взятыми из классической коллекции турбулентных течений ERCOFTAC, случай 55[33]. Схема моделируемой задачи и границы расчетной области без сохранения масштаба и расчетной сетки показаны на рисунках 3.1 и 3.2 соответственно. Этот вопрос рассмотрен в работах диссертанта [34,35].

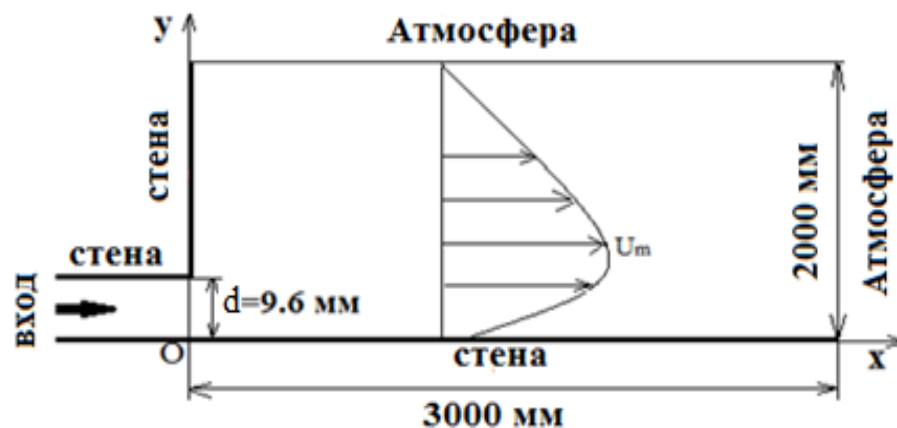


Рисунок 3.1– Геометрия задачи и границы области

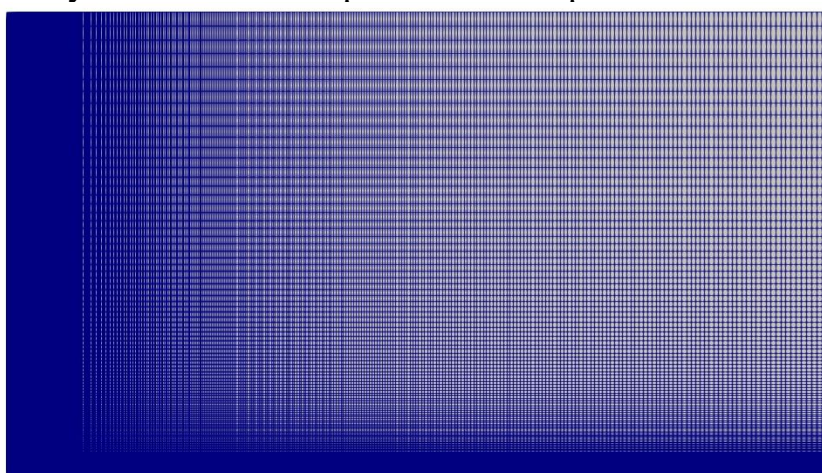


Рисунок 3.2 – Расчетная сетка

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  $U_0 = 1$  м/с, коэффициентом кинематической вязкости воды  $\nu = 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с и шириной щели  $d=0.0096$  м равен  $Re = \frac{U_0 d}{\nu} = 9600$ [32].

**Математическая модель.** Математическая модель рассматриваемой нестационарной задачи основана на осредненной по Рейнольдсу системе уравнений Навье-Стокса, включающей уравнения неразрывности, переноса импульса и энтальпии[36]:

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

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

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

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

Здесь  $\rho$  – плотность,  $u$ - скорость,  $p$ -статическое давление,  $g$ -ускорение свободного падения,  $\mu_{eff}$ - эффективная вязкость,  $\beta$ -коэффициент объемного расширения,  $h$  – энтальпия,  $\mu_t$ -турбулентный вязкость,  $\mu$ -молекулярный вязкость.

**Модель турбулентности.** Учёт влияния турбулентных пульсаций на гидродинамику течения осуществляется при помощи  $k$ - $\omega$  SST модели турбулентности [24,37].

Уравнения переноса для турбулентной кинетической энергии  $k$  и удельной скорости диссипации  $\omega$  имеют следующий вид:

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

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

Кинематическая вихревая вязкость вычисляется по формуле:

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

Коэффициенты и дополнительные соотношения модели равны:



$$F_2 = \tanh \left[ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y^1}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right];$$

$$P_k = \min \left( \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\};$$

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

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

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

**Численная модель.** Расчетная область дискретизируется с использованием метода контрольного объема [36,38].

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.

Условие «общее давление» устанавливается для газодинамических функций на верхнем пределе, указанном на рисунке 3.1 «Атмосфера». Условия для давления аналогичны условиям на входной границе входа. На стенках расчетной области задается условие прилипания для скорости (скорость равна 0 м/с, что определяется граничным условием noSlip в пакете OpenFOAM) и условие нулевого градиента для давления. Поскольку задача двумерная, для передней «передней» и задней «задней» границ используется специальное «пустое» граничное условие OpenFOAM. Это условие выполняется в тех случаях, когда расчеты в определенном направлении не производятся.

Влияние турбулентности на течение жидкости и воды в расчетной области рассматривается с использованием модели турбулентности kOmegaSST.

Значение кинетической энергии турбулентности на входе  $k_{inlet} = 1.5(u')^2 = 0.00015 \text{ м}^2/\text{с}^2$ ,  $\omega_{inlet} = \frac{\epsilon_{inlet}}{k_{inlet}} = 2.08 \text{ с}^{-1}$  и соответствующая скорость диссипации  $\epsilon_{inlet} = (C_\mu)^{0.75} (k_{inlet})^{1.5} / L = 0.093 \text{ м}^2/\text{с}^3$ , где L – масштаб турбулентной длины, равный высоте щели.

Расчетная область дискретизируется с использованием метода контрольного объема. СЛАУ, полученная в результате дискретизации уравнений (3.1–3.2) для решения систем линейных алгебраических уравнений, решалась с использованием нестационарного алгоритма PISO до времени 8 с с шагом шага 0.001 с. Расчеты также проводились по стационарному алгоритму SIMPLE с использованием метода нижней релаксации. Нижние коэффициенты релаксации составляют 0.2 для давления, 0.5 для скорости и 0.3 для остальных величин.

Сведения об использованных в работе граничных условиях, методах дискретизации систем уравнений (3.1–3.2) и методах решения СЛАУ представлены в таблице 3.1, табл. 3.2 и табл. 3.3 соответственно.

Таблица 3.1 – Использованные граничные условия

Переменная	Скорость, м/с	Давление, Па	$k$ , $\text{м}^2/\text{с}^2$	$\omega$ , 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	kqRWallFunction 0.00015	omegaWallFunction; 2.08
Передняя и задняя	empty	empty	empty	empty

Таблица 3.2 – Использованные 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

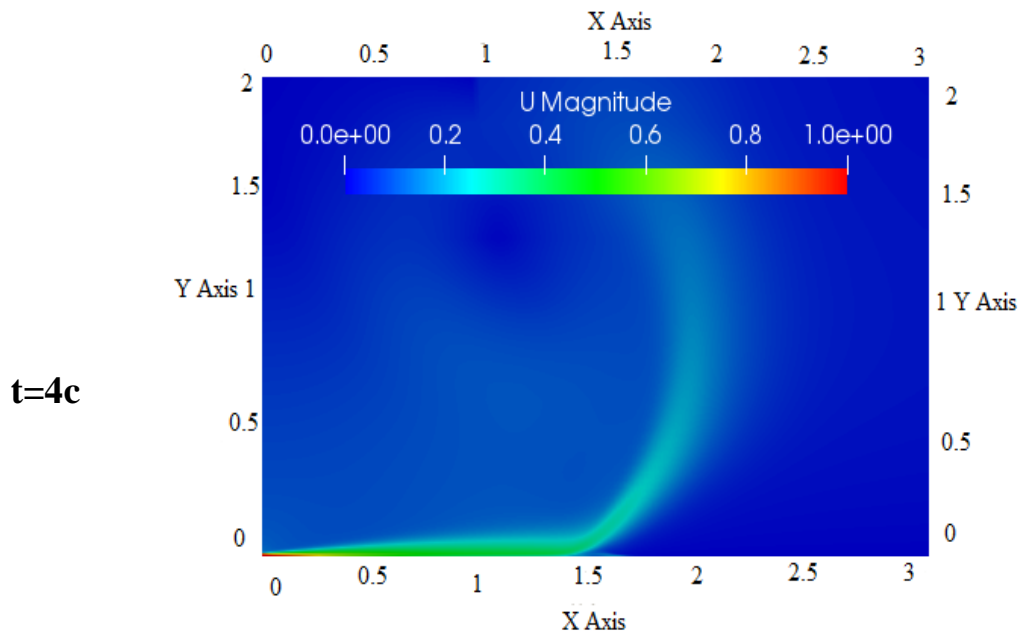
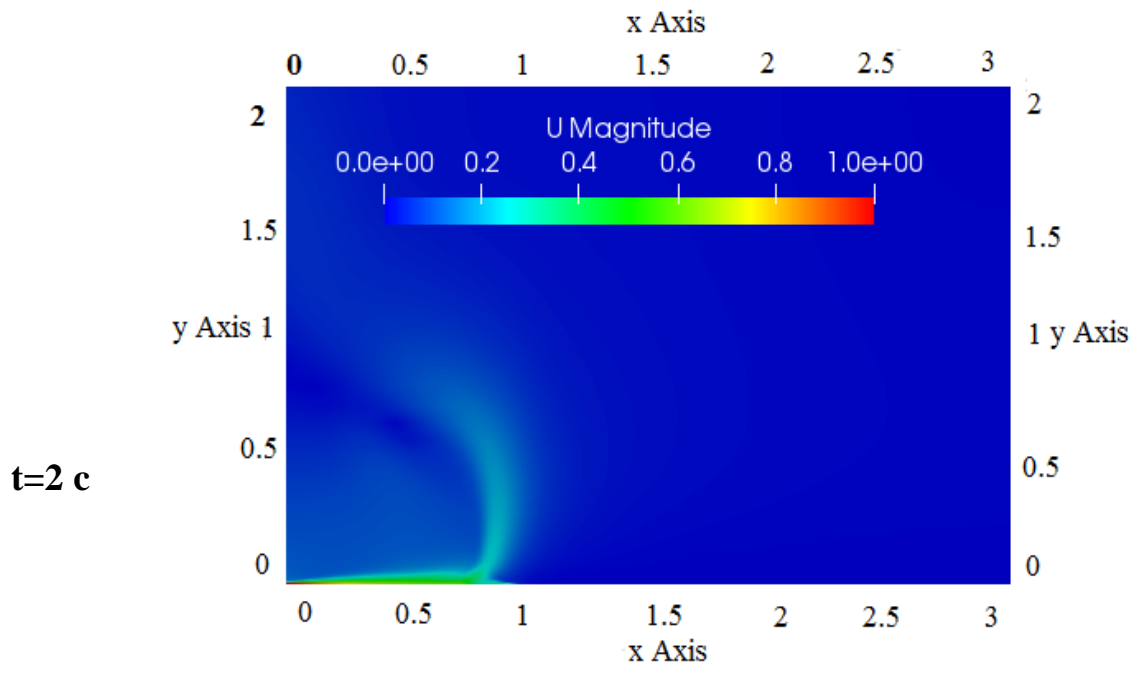
Таблица 3.3 – Решатели уравнений для основных переменных

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. 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.

На рисунке 3.3 показано поле модуля скорости  $U$  в разные моменты времени  $t$  полученные с помощью пакета Paraview [39].



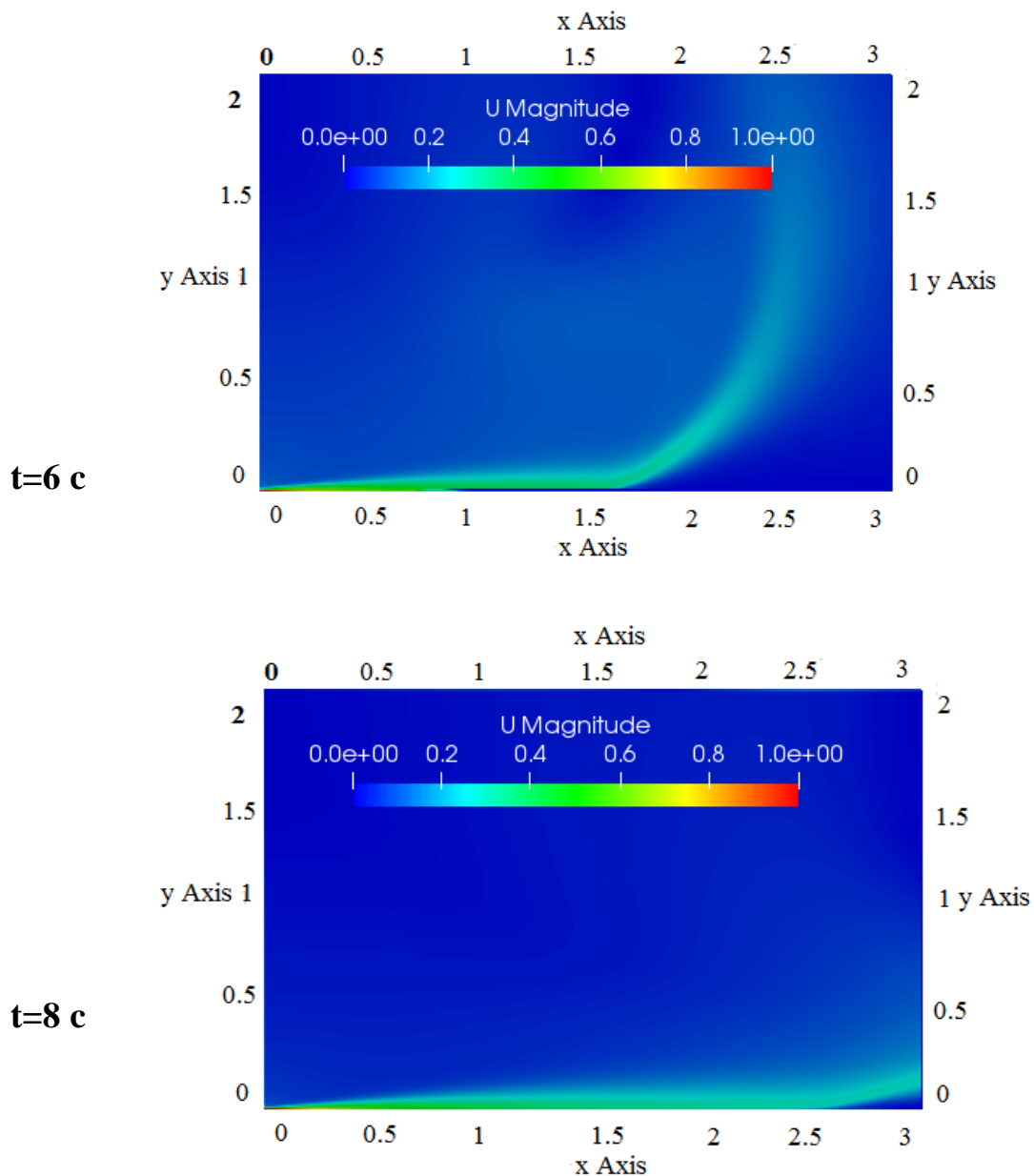


Рисунок 3.3а – Поле модуля скорости

На рисунке 3.3б представлены поля модуля скорости в области нижней сетки расчетной области в разные моменты времени  $t= 1с, 2с, 3с$  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.

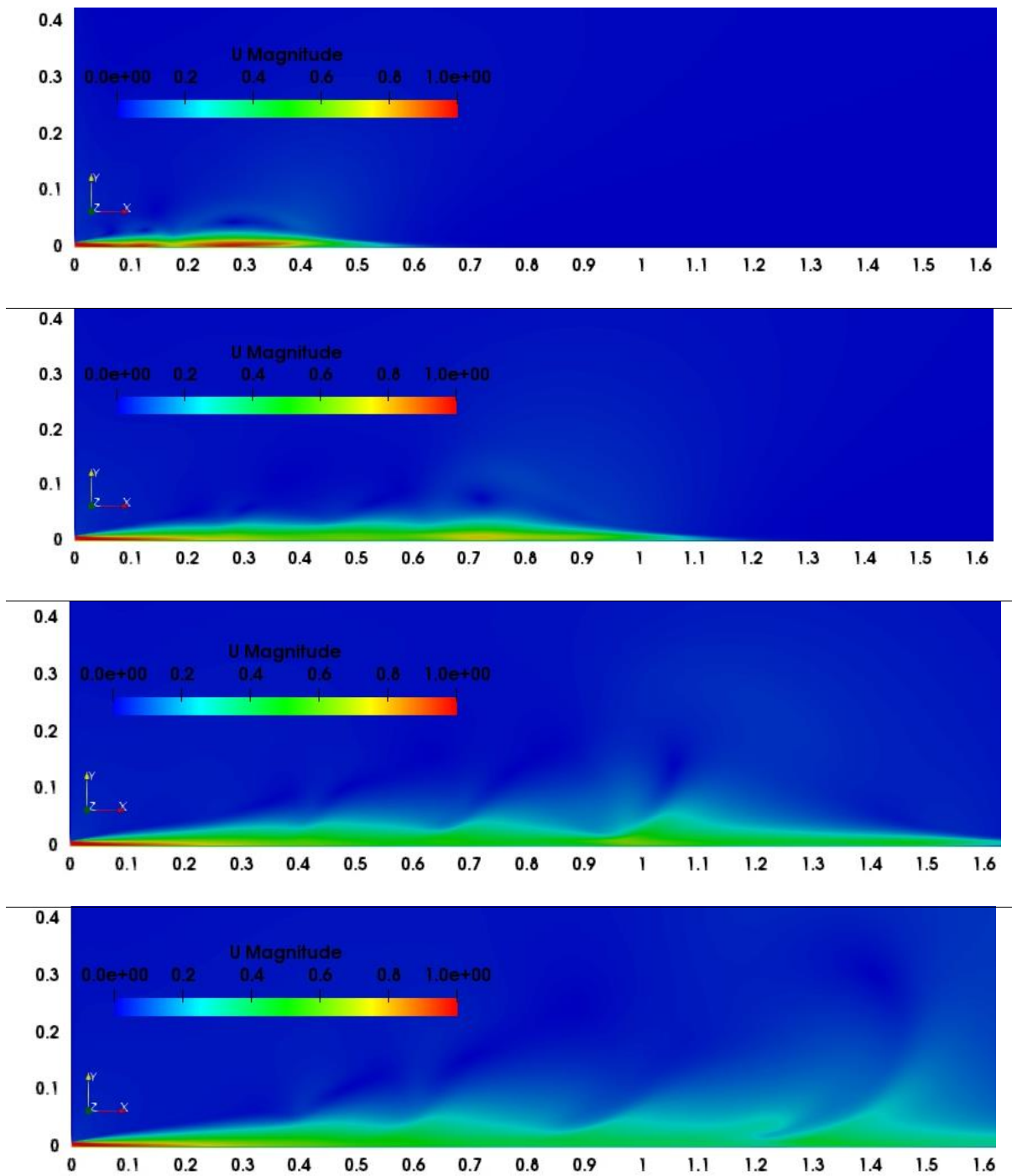
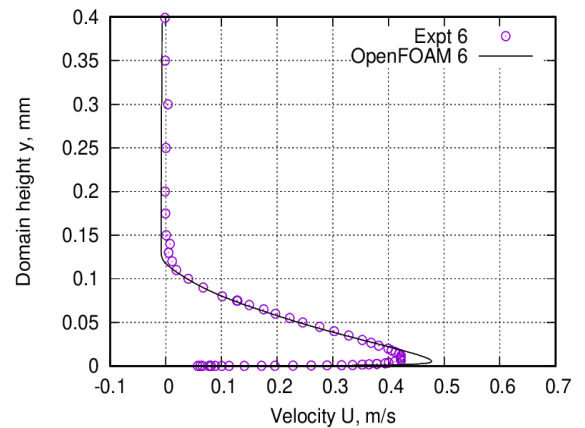
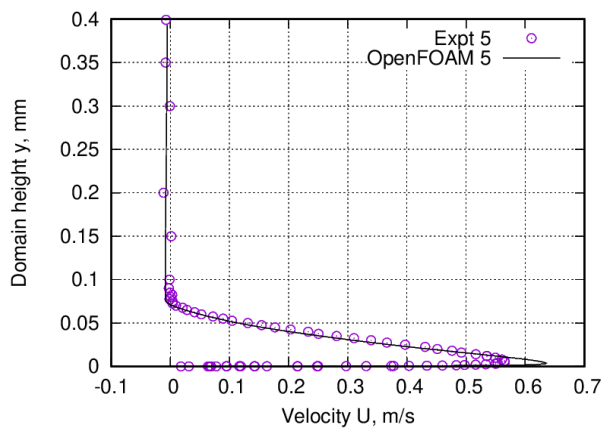
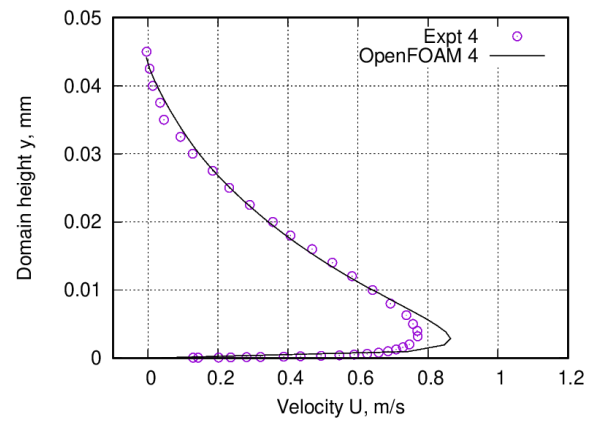
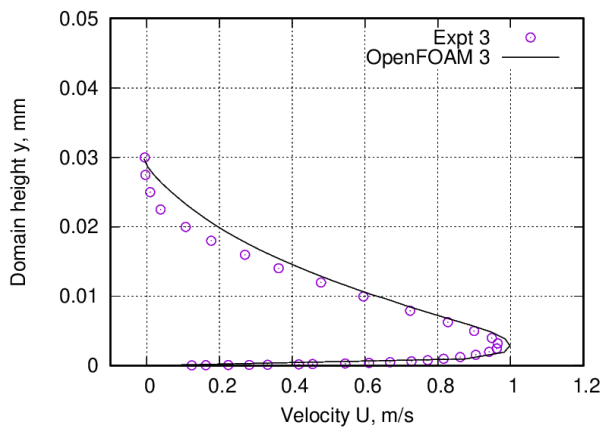
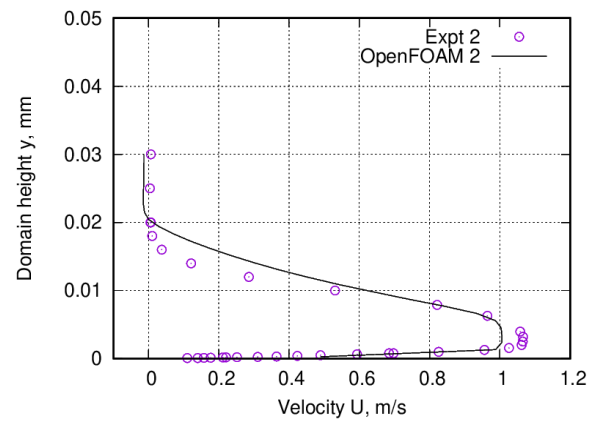
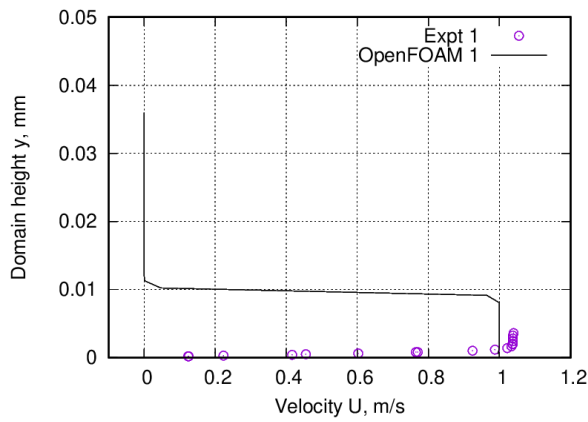


Рисунок 3.3б – Поле модуля скорости вблизи щели

Сравнение вертикальных профилей продольной скорости (рис. 3.4) и поперечной скорости (рис. 3.5) для различных восьми участков  $x/h = 0, 5, 10, 20, 40, 70, 100, 150$  вниз по течению с соответствующими экспериментальными данными показано на рисунках 3.4–3.5. На этих

рисунках маркеры соответствуют экспериментальным данным работы [32], сплошная линия соответствует численным результатам данной работы.



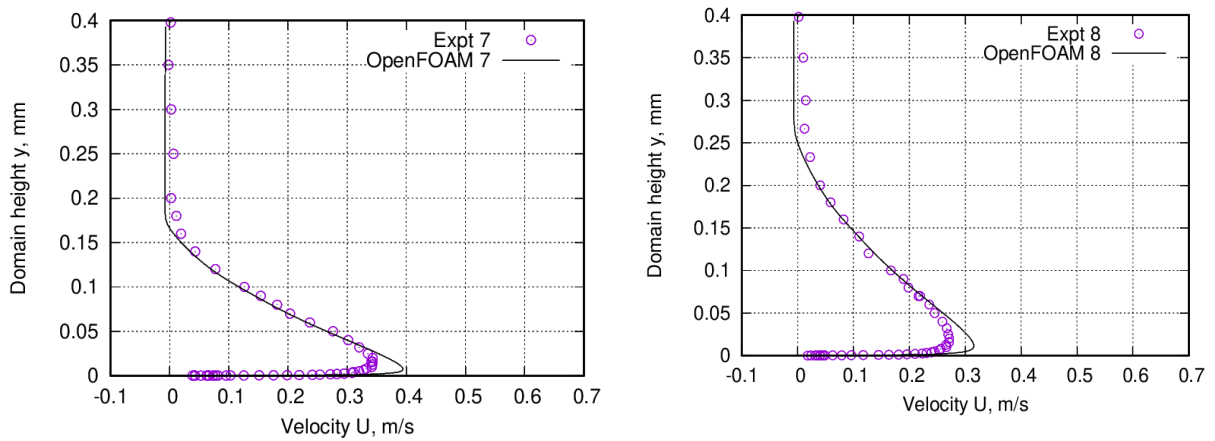


Рисунок 3.4– Вертикальные профили продольной скорости в разных сечениях

Как видно на рисунке 3.4, согласие расчетных и экспериментальных данных по поперечным профилям продольной скорости считается достаточно хорошим. До участка  $x=0.048\text{м}$  максимальная скорость в расчетах занижена на 8%. На участке  $x = 0.096\text{ м}$  согласие хорошее, а далее по течению расчет дает завышение продольной скорости в пределах 9-13%.

Это видно из таблицы 3.4, где показаны расхождения между результатами численных расчетов 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 рис. 3.5 показаны поперечные профили скорости в шести сечениях. Соответствие между расчетом и экспериментом следует признать удовлетворительным.



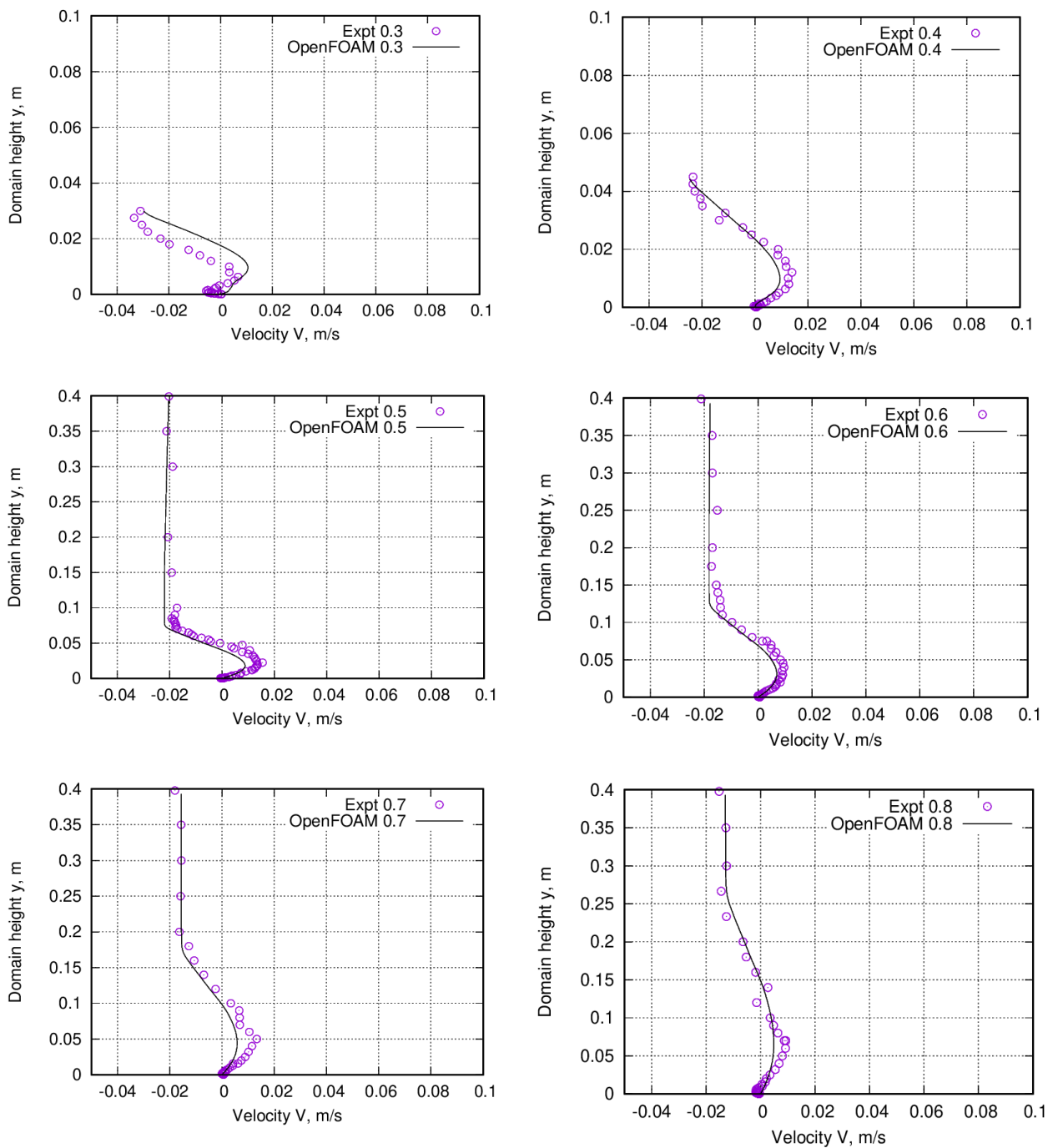


Рисунок 3.5 – Профили поперечной скорости в разных сечениях

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

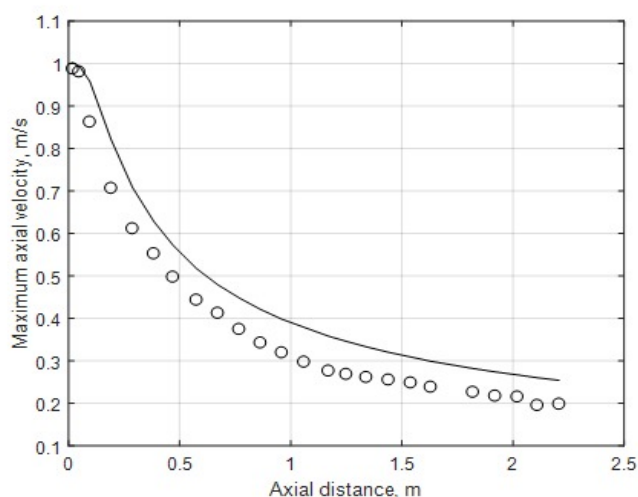


Рисунок 3.6—Продольный профиль максимальной скорости пристеночной струи

Таким образом, численное моделирование плоской турбулентной струи показало, что в вертикальных профилях продольной и поперечной составляющих скорости, а также в продольном профиле максимальной скорости расхождение расчетных и экспериментальных данных составляет около 2–13% и 5%, соответственно. Полученные результаты с относительно высокой степенью точности показывают, что использованная математическая модель достоверным и может быть использована для моделирования процесса вентиляции больничных палат.

### 3.2 Численное моделирование охлаждения нагревательной пластины импактной струей.

**Целью** этой стационарной задачи является изучение влияния числа Рейнольдса подающей турбулентной воздушной струи на процесс охлаждения. В то же время, проверка адекватности математической модели процесса теплопередачи между нагретой пластиной и воздушной струей является очень важным моментом для диссертационной работы.

**Постановка задач.** Схема моделируемой задачи и границы вычисляемой области показаны на рисунке 3.7а и соответствуют геометрии экспериментальной работы [40]. Воздушная струя 306К поступает в квадратную рабочую зону 120 мм × 120 мм через круглую трубку с

внутренним диаметром 10 мм со скоростью 39 м/с, что соответствует числу Рейнольдса, равному 24000. Алюминиевая нагревательная пластина расположена на расстоянии 20 мм от выходного конца круглой трубы. Размеры нагревательной пластины составляют 120×120 мм. Ось симметрии круглой трубки проходит через геометрический центр нагревательной пластины. Используемая расчетная сетка в вертикальном разрезе при  $z = 0.1$  м показана на рисунке 3.7б. Данная работа рассмотрена в работе [41].

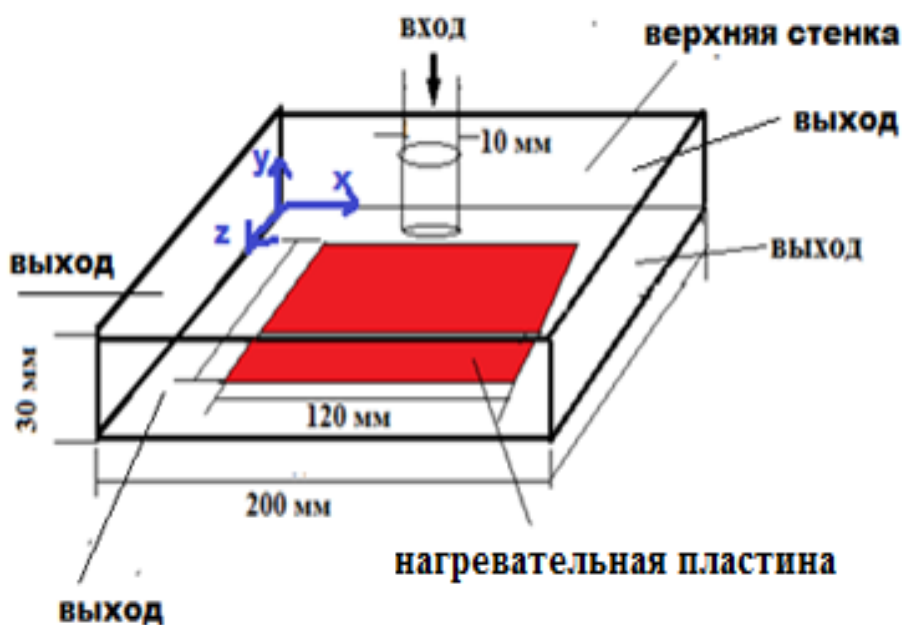


Рисунок 3.7а–Геометрия расчетной области

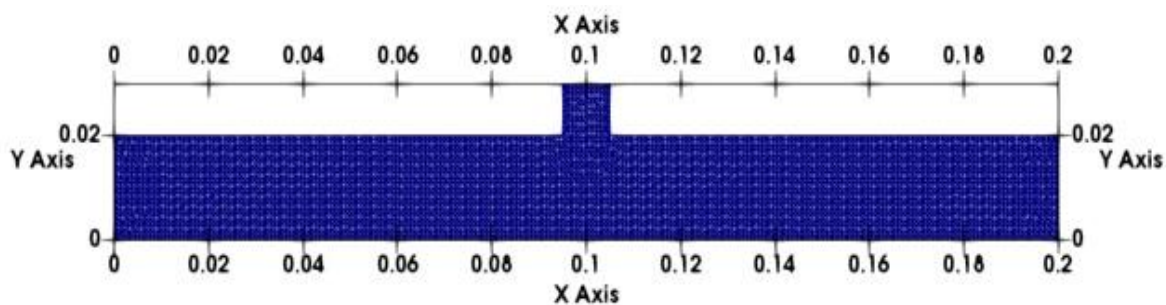


Рисунок 3.7б–Расчетная сетка

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** задачи основана на уравнениях (3.1-3.4) без учета производных по времени, поскольку задача является стационарной. Учет влияния турбулентных пульсаций на среднюю скорость потока был основан на использовании моделей турбулентности `buoyantkEpsilon`, `kEpsilon`, `kOmega`, `kOmegaSST`, `RNGkEpsilon`.

**Численная модель.** В соответствии с условиями испытаний круглая струя пропускается через вертикальную трубу со скоростью 39 м/с и после удара о нагретую пластину выходит из расчетной зоны через 4 боковые поверхности зоны. Для всех требуемых значений, кроме температуры, предельные условия устанавливаются аналогично предыдущей задаче.

Согласно [42], 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`.

Интенсивность турбулентности была установлена равной 5% для всех вариантов расчета. Предельное условие температуры на нагревательной пластине устанавливается следующим образом (Приложение 3).

В ходе эксперимента была поставлена задача охлаждения нагревательной пластины, которая генерирует постоянный, равномерный тепловой поток мощностью 3472.22 Вт/м<sup>2</sup>. Чтобы учесть такое граничное условие, пакет OpenFOAM предлагает возможность установить его с помощью постоянного градиента - `fixedGradient`. Чтобы вычислить постоянный градиент, вспомним соотношение между тепловым потоком и температурным градиентом:  $q = \lambda \cdot |\nabla T|$ , где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности алюминия. Откуда  $\nabla T = q / \lambda = 3472.22 / 0.02699298 = 128634.09 \text{ К/м}$ . Вход и выход имеют фиксированные

значения температуры, а остальные три стенки имеют нулевой градиент, что физически означает, что теплопередача через них отсутствует - состояние адиабатических стенок. В таблице 3.5 приведены граничные условия, используемые при моделировании этой задачи.

Таблица 3.5– Используемые граничные условия

Переменная	$k$	$\varepsilon$	$\omega$	$p$	$U$	$T$
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 valueuniform  306
Выход	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	fixedValue value uniform 0	zeroGradient	fixedValue valueuniform m 306
Нагревательная пластина	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	omegaWallFunction	zeroGradient	fixedValue valueuniform 0	fixedGradient t gradientuniform 128634.1726
Нижняя стенка	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	omegaWallFunction	zeroGradient	fixedValue valueuniform 0	zeroGradient
Верхняя стенка	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	omegaWallFunction	zeroGradient	fixedValue valueuniform 0	zeroGradient
Труба	kqRWallFunction	epsilonWallFunction	omegaWallFunction	zeroGradient	fixedValue valueuniform 0	zeroGradient

Дискретизация расчетной области произведена помощью метода контрольных объемов, а дискретизация уравнений выполнена аналогично предыдущей задаче и сведения о них приведены в табл. 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 достигается, когда значения погрешностей для давления и энтальпии становятся ниже  $1 \times 10^{-2}$ , а значения погрешностей для остальных величин (U, k, Omega, Epsilon) будут ниже  $1 \times 10^{-3}$ .

Методы решения с использованием процедуры SIMPLE систем линейных алгебраических уравнений, полученных в результате, такой дискретизации приведены в следующей 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 расчеты были проведены для 5 разных сеток, с разными числами контрольных объемов: 368672, 556470, 830320, 1 261 230 и 1 856 720. Из использованных 5 сеток, по времени вычислений и приемлемой точностью численных решений, наиболее подходящей оказалась расчетная сетка с общим числом 1 261 230 ячеек, и представленные ниже численные результаты соответствуют именно к этой расчетной сетке.

Достоверность полученных числовых значений поля температуры проверяется двумя способами. Первое, проверкой 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 показано 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.

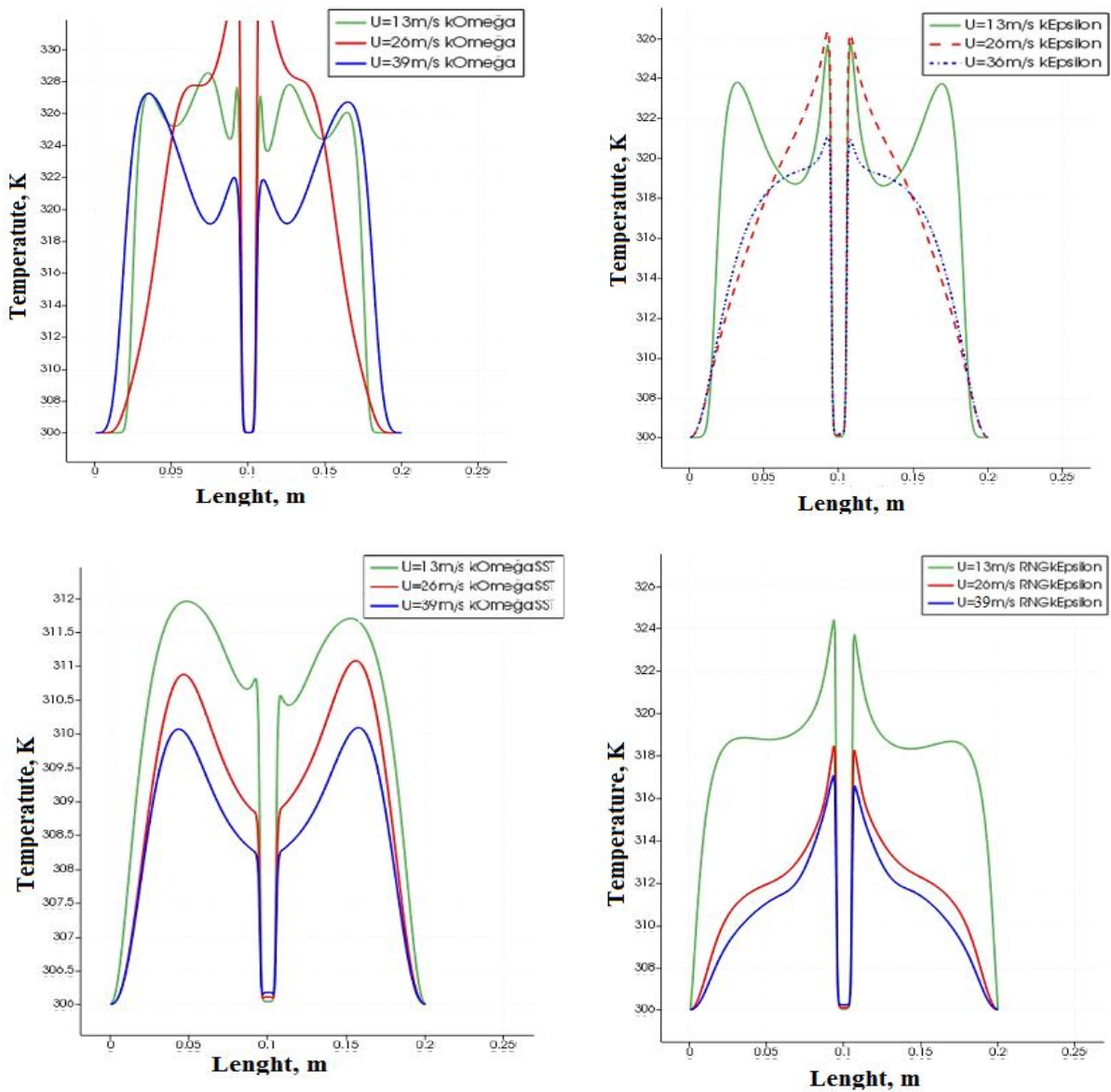


Рисунок 3.8—Распределения поля скорости для четырех моделей турбулентности

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  $z = 0.1 \text{ м}$ .

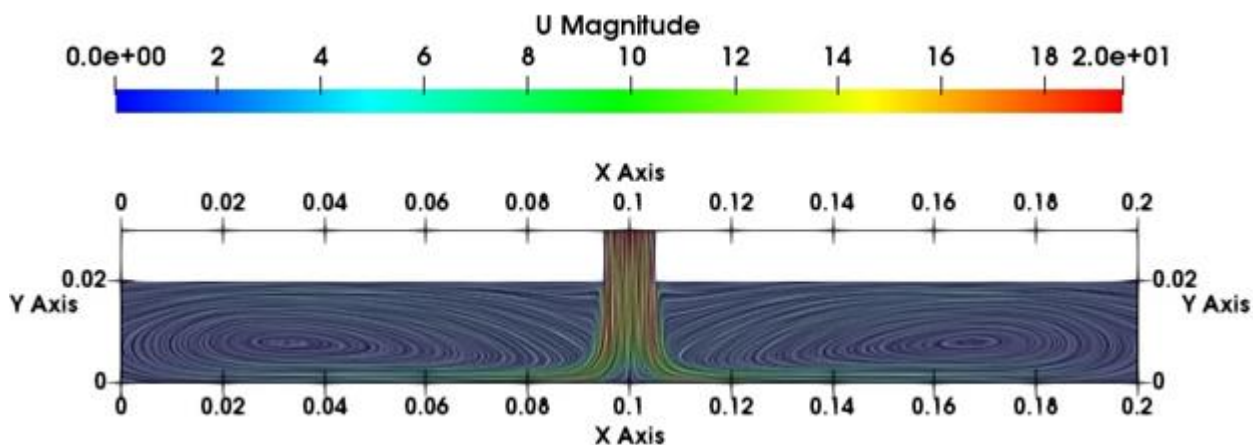


Рисунок 3.9 – Изолинии модуля скорости в плоскости  $z=0.1$  м

На этом рисунке показано образование двух симметричных вихрей относительно точки  $x = 0.1$  м, которые вращаются в двух противоположных направлениях, причем центры ( $x \approx 0.035$  м,  $x \approx 0.165$  м) расположены примерно на расстоянии  $x \approx 0.065$  м по обе стороны от точки  $x = 0.1$  м. Центры ( $x \approx 0.035$  м,  $x \approx 0.165$  м) расположены примерно на расстоянии  $x \approx 0.065$  м по обе стороны от точки  $x = 0.1$  м являются.

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 табл. 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

№	Эксперимент	buoyantkEpsilon	kEpsilon	kOmega	kOmegaSST	kEpsilonRNG
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

<b>7</b>	366.583	0.25887725	0.25996841	0.64514721	0.436463	0.190407
<b>8</b>	369.575	0.87641209	0.86829466	0.2316174	0.690793	0.625583
<b>9</b>	372.227	0.23990737	0.23480296	0.05587988	0.962316	0.496471
<b>10</b>	363.485	0.46962048	0.47072094	0.75766538	0.040442	0.203585
<b>11</b>	361.08	0.9493741	0.9493741	0.99617813	0.930819	0.759942
<b>12</b>	363.279	0.5257667	0.52439034	0.83186752	0.098547	0.255726
<b>13</b>	372.369	0.19469934	0.195505	0.05397871	0.99874	0.572282
<b>14</b>	370.473	0.62379715	0.6318949	0.05047601	0.929892	0.385723
<b>15</b>	365.941	0.42793784	0.42875764	0.82936867	0.259331	0.023228
<b>16</b>	377.982	0.86644338	0.87993608	1.24212264	1.553778	1.375462
<b>17</b>	372.365	0.19658131	0.19577565	0.07304661	0.995797	0.567454
<b>18</b>	377.741	0.83814042	0.83814042	1.15634787	1.489116	1.571977
<b>19</b>	384.456	0.81855921	0.834946	1.39573839	1.831679	2.681451
<b>20</b>	376.37	0.40252943	0.40093525	0.47479874	1.115657	0.170843
<b>21</b>	384.017	0.83303604	0.83173401	1.27416234	1.717111	2.937891
<b>Средняя ошибка</b>	<b>0.604506</b>	<b>0.604811</b>	<b>0.747667</b>	<b>1.121502</b>	<b>1.068405</b>	

Из этой таблицы 3.6в видно, что вопреки утверждениям [39] о том, что среди существующих множества моделей турбулентности kOmegaSST является предпочтительной моделью турбулентности для расчетных процессов 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

<b>Модели</b>	<b>buoyant kEpsilon</b>	<b>kEpsilon</b>	<b>kOmega</b>	<b>kOmegaSST</b>	<b>RNGkEpsilon</b>
<b>Число Рейнольдса</b>	Время расчета	Время расчета	Время расчета	Время расчета	Время расчета
<b>8 000</b>	5704	6054	4945	11405	11088
<b>12 000</b>	4870	4838	4089	4369	4879
<b>16 000</b>	4475	4419	3947	4270	4765
<b>24 000</b>	4257	4242	3418	4224	4751
<b>32 000</b>	4197	4106	3272	4215	4450
<b>36 000</b>	4122	4106	3266	4244	4423

<b>48 000</b>	4117	4122	3265	4414	4633
	<b>27.82%</b>	<b>31.91%</b>	<b>33.97%</b>	<b>61.30%</b>	<b>58.21%</b>

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

Как показано, из табл. 3.7а и 3.7бс увеличением числа Рейнольдса импактной струи от 8 000 до 48 000повышаетсявычислительная 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. Для kOmegaSSTмодели турбулентности эти величины составляют 61.30% и 64.63%соответственно.

В следующей таблице 3.8 приведены сведения о времени затраченное на одну итерацию для 5 моделей турбулентности при разных входных граничных условиях для скорости импактной струи – числах Рейнольдса.

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

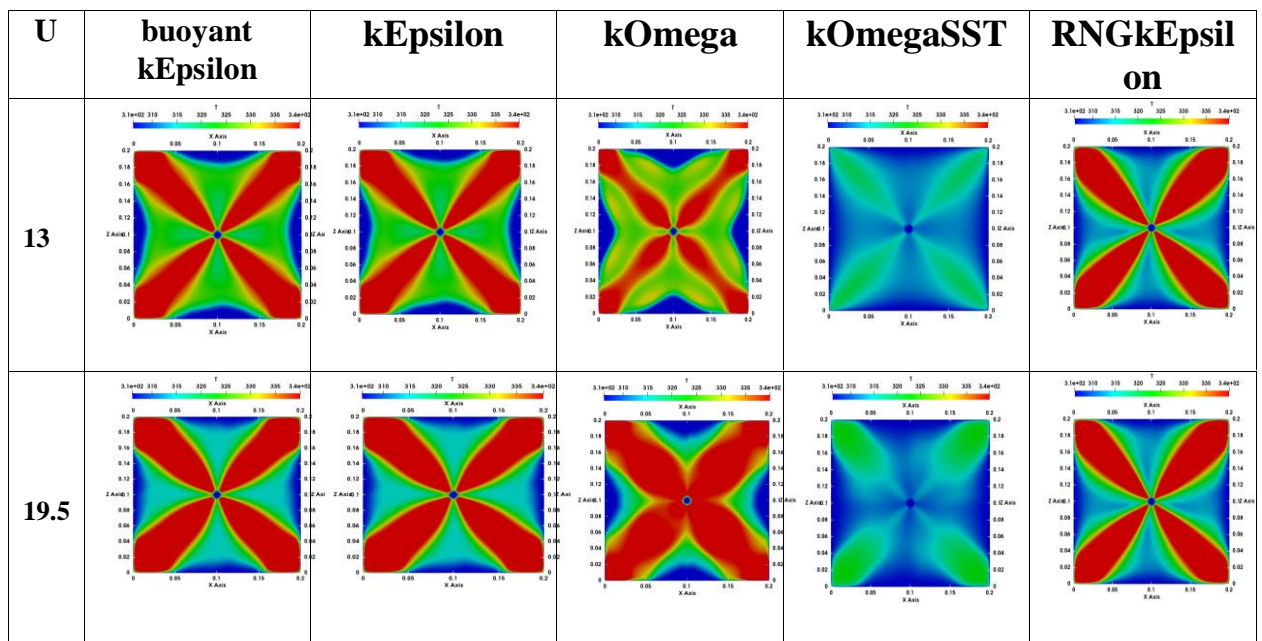
Модели	<b>buoyant kEpsilon</b>	<b>kEpsilon</b>	<b>kOmega</b>	<b>kOmegaSST</b>	<b>RNGkEpsilon</b>
Число	Время	Время	Время	Время	Время

Рейнольдса	расчета/число итераций	расчета/число итераций	расчета/число итераций	расчета/число итераций	расчета/число итераций
<b>8 000</b>	3.71	3.9	3.70	3.8	3.69
<b>12 000</b>	3.68	3.67	3.71	4.02	3.67
<b>16 000</b>	3.73	3.68	3.73	4.06	3.7
<b>24 000</b>	3.68	3.67	3.71	4.07	3.6
<b>32 000</b>	3.69	3.61	3.73	4.04	3.7
<b>36 000</b>	3.69	3.67	3.76	4.05	3.7
<b>48 000</b>	3.72	3.72	3.86	4.16	3.9

Как видно из этой таблицы, 4 модели из рассмотренных 5 моделей затрачивают примерно 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).



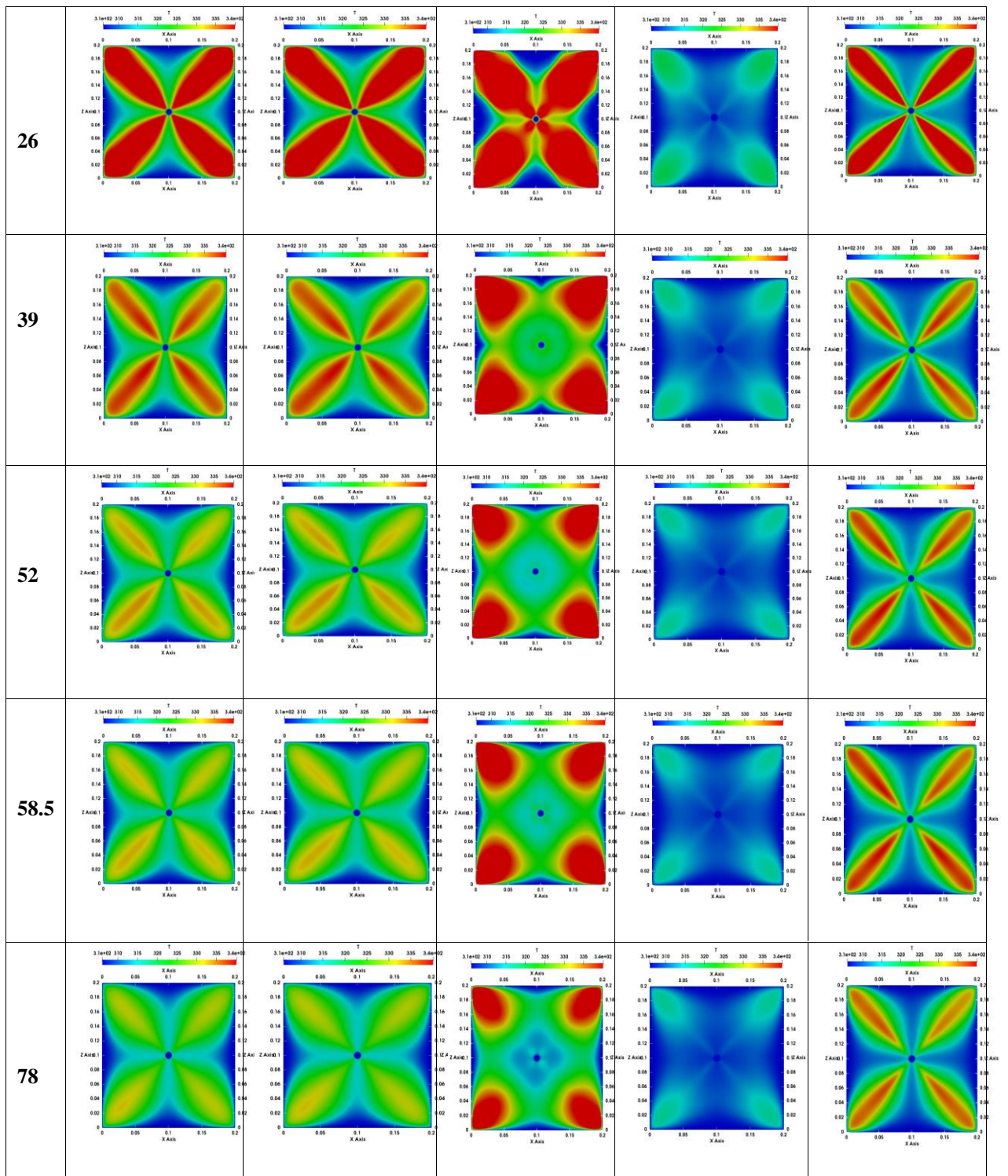


Рисунок 3.10–Распределение температурного поля на поверхности при разных скоростях

Из рассмотренных моделей 3 дают примерно одиночное поле температуры, а **kOmegaSST** дает другой результат – увеличенный 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 точках с точностью не более 1.12%, что свидетельствует об адекватности тепловой модели этой задачи, и о возможности ее применения в задаче моделирования вентиляции инфекционной палаты.

### **3.3. Моделирование влияния интенсивности турбулентности входного пучка на вентиляцию модели помещения.**

**Целью** этой задачи является изучение влияния интенсивности турбулентности входной струи на поле потока в двух геометрически похожих модели помещения с размерами 3м × 1м × 1м и 9м × 3м × 1м.

Аналитический обзор существующих методов численного моделирования потоков турбулентной струи показал, что входные граничные условия для свойств турбулентной струи (скорость рассеяния кинетической энергии турбулентности  $\varepsilon$  и частота рассеяния  $\omega$ ) оказывают существенное влияние на численное решение, поскольку не существует единых эмпирических соотношений для расчета их значений.

Моделирование нестационарной задачи вентиляции моделей помещений было выполнено с помощью нестационарного решателя pisoFoam из пакета OpenFOAM.

**Постановка задач.** Учитывалось нестационарное изотермическое движение воздуха, описываемое газовой моделью с постоянными физическими свойствами: плотность  $\rho=1.204$  кг/м<sup>3</sup>, динамические коэффициенты  $\mu = 1.82 \times 10^{-5}$  Па·с и кинематические  $\nu = 1.51 \times 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с вязкостью. Турбулентный воздушный поток поступает в модели помещения со скоростью  $u_0 = 1.3$  м/с (рис. 3.11а) и  $u_0 = 0.455$  м/с (рис. 3.11б). Данная задача рассмотрена в работе [43].

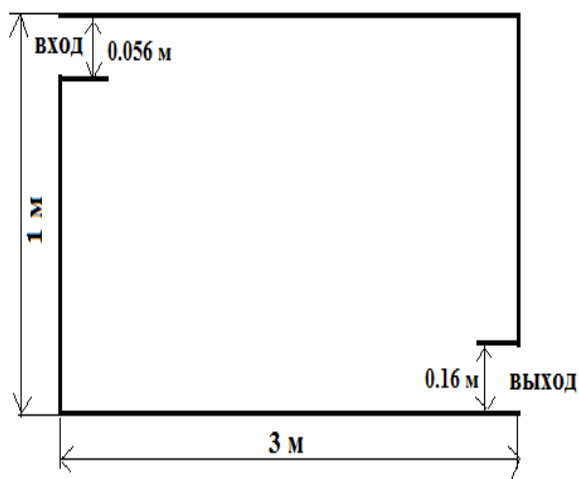


Рисунок 3.11а-Геометрия модели  
3м×1м×1м

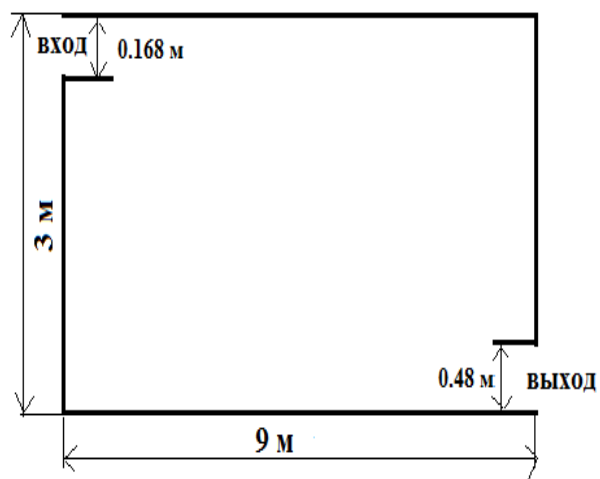


Рисунок 3.11б-Геометрия модели  
9м×3м×1м

Высота первой модели  $H=1\text{ м}$ , в второй модели  $H=3\text{ м}$ , а длины моделей равны  $3\text{ м}$  и  $9\text{ м}$  соответственно. Высота входной щели, расположенной в левом верхнем углу расчетной области, равна  $h = 0.056H$ , высота выхода, расположенного около нижнего угла правой стенки, равен  $0.16H$ . Геометрические размеры расчетной области соответствует экспериментальной работе[44]. 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  $20^\circ\text{C}$ , 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 расчетную область устанавливаются экспериментальные значения входной продольной скорости. На выходной границе для всех требуемых переменных был установлен нулевой продольный градиент. Остальные границы расчетного диапазона представляют собой

сплошные стенки, на которых задаются условия связи для скорости, а турбулентные свойства рассчитываются с помощью пристеночной функции. 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 <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	$\omega$ , с <sup>-1</sup>	$\epsilon$ , м <sup>2</sup> /с <sup>3</sup>
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 основных уравнений была выполнена с использованием метода контрольных объемов с использованием соответствующих схем выборки и методов интерполяции для расчета потоков через площади контрольных объемов, 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



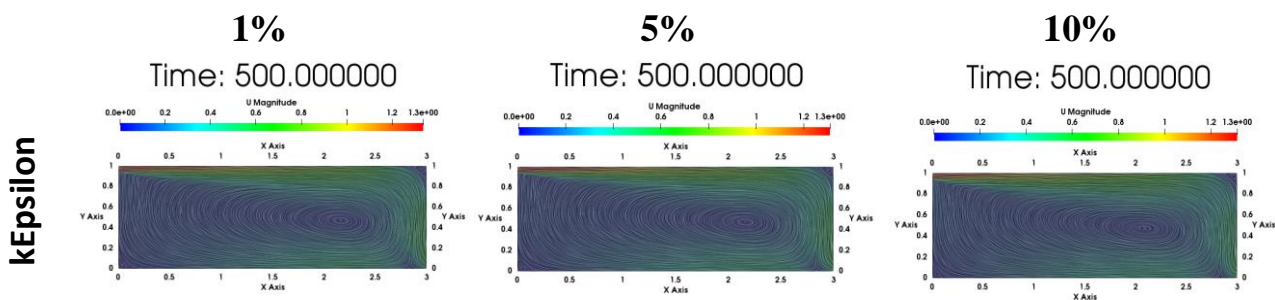
Интерполяция	linear	Первый
--------------	--------	--------

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 sym GaussSeidel	1e-5

**Результаты численных расчетов и их обсуждение.** Структура воздушного потока в модели помещения показана на рисунке 3.12, на котором показаны изолинии модуля скорости для каждой турбулентной модели в одни и те же моменты времени. Сетка одинакова во всех трех случаях, что означает, что разницу в потоке можно объяснить с помощью моделей турбулентности, используемых для прогнозирования двумерного потока и интенсивности турбулентности при 1%, 5% и 10%. Как показано на рисунке, турбулентный воздушный поток вышел из приточного отверстия и распространился вниз, а затем полностью распространился. В результате расчетов был определен продольный профиль скорости  $u$  вдоль вертикальной оси для различных моделей. Можно наблюдать сходство между моделями  $k - \epsilon$  и RNG  $k - \epsilon$ .



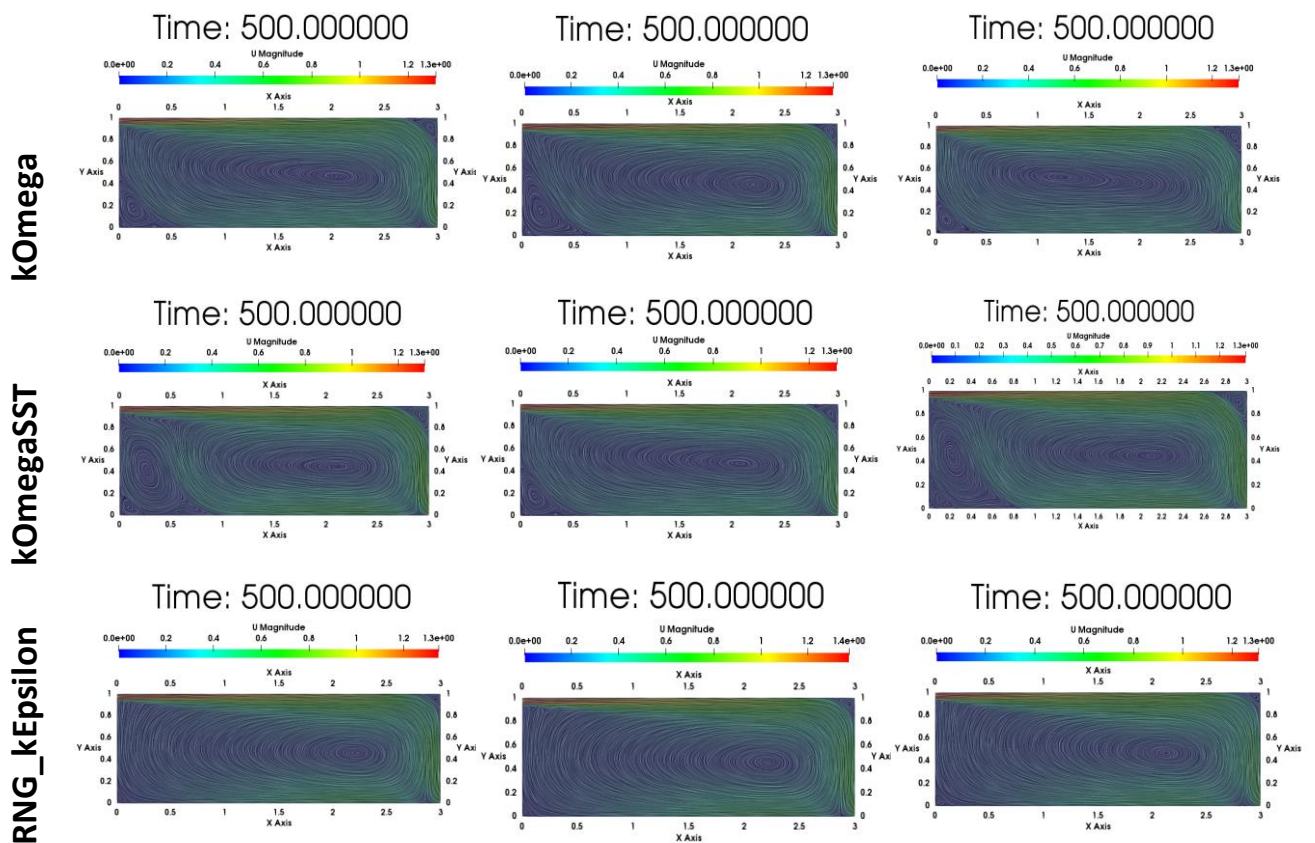
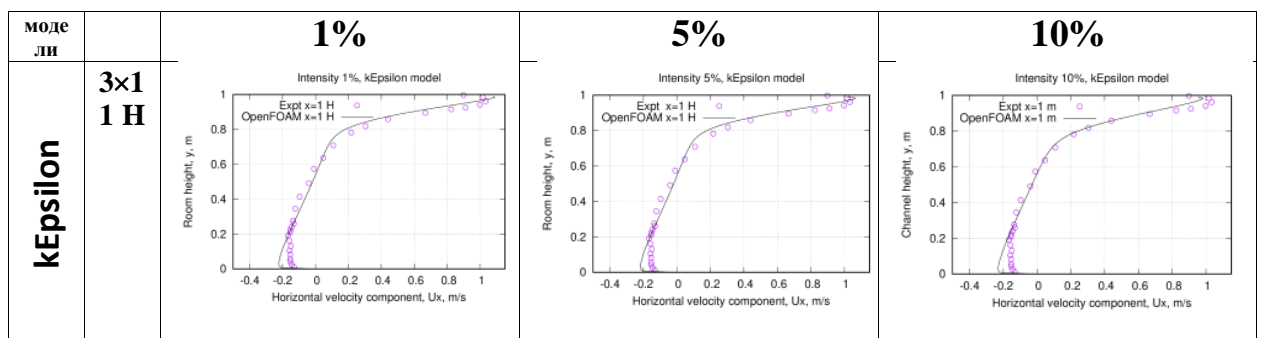


Рисунок 3.12 - Изолинии модуля скорости для разных моделей и с разной интенсивностью

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  $x = 2$  Ч (рис. 3.14) при трех значениях интенсивности турбулентности входного струя.



	<b>9x3 1H</b>			
<b>kOmega</b>	<b>3x1 1H</b>			
	<b>9x3 1H</b>			
<b>kOmegaSST</b>	<b>3x1 1H</b>			
	<b>9x3 1H</b>			
<b>RNG_kEpsilon</b>	<b>3x1 1H</b>			

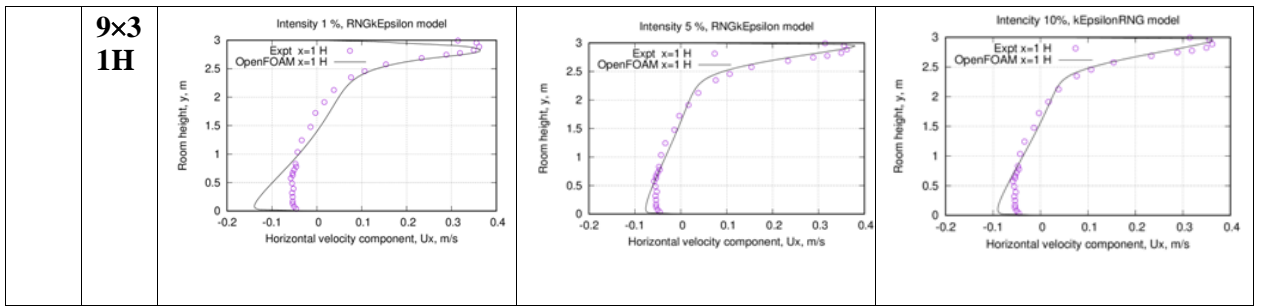
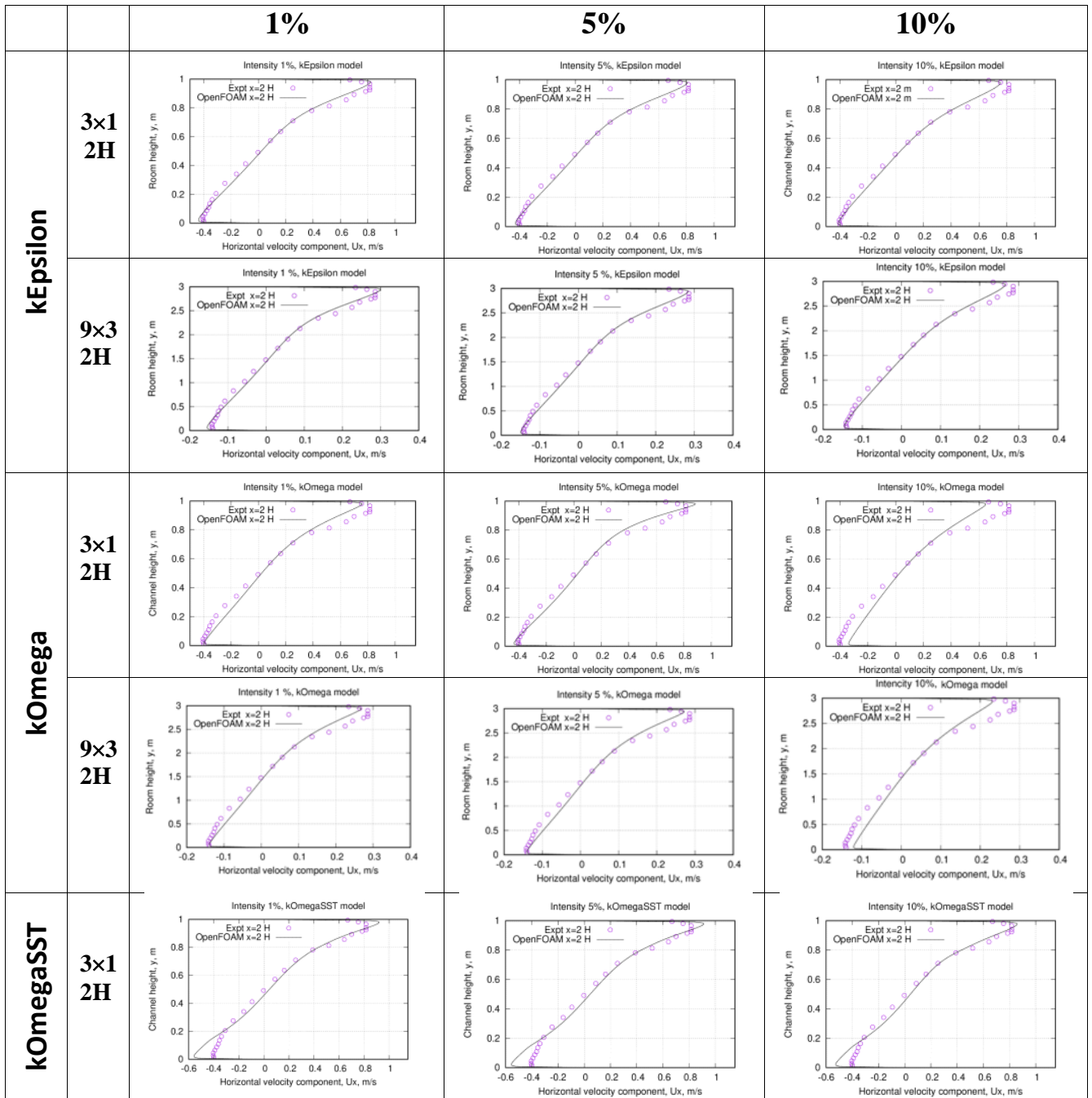


Рисунок 3.13–Вертикальные профили средней скорости в сечении 1Н.



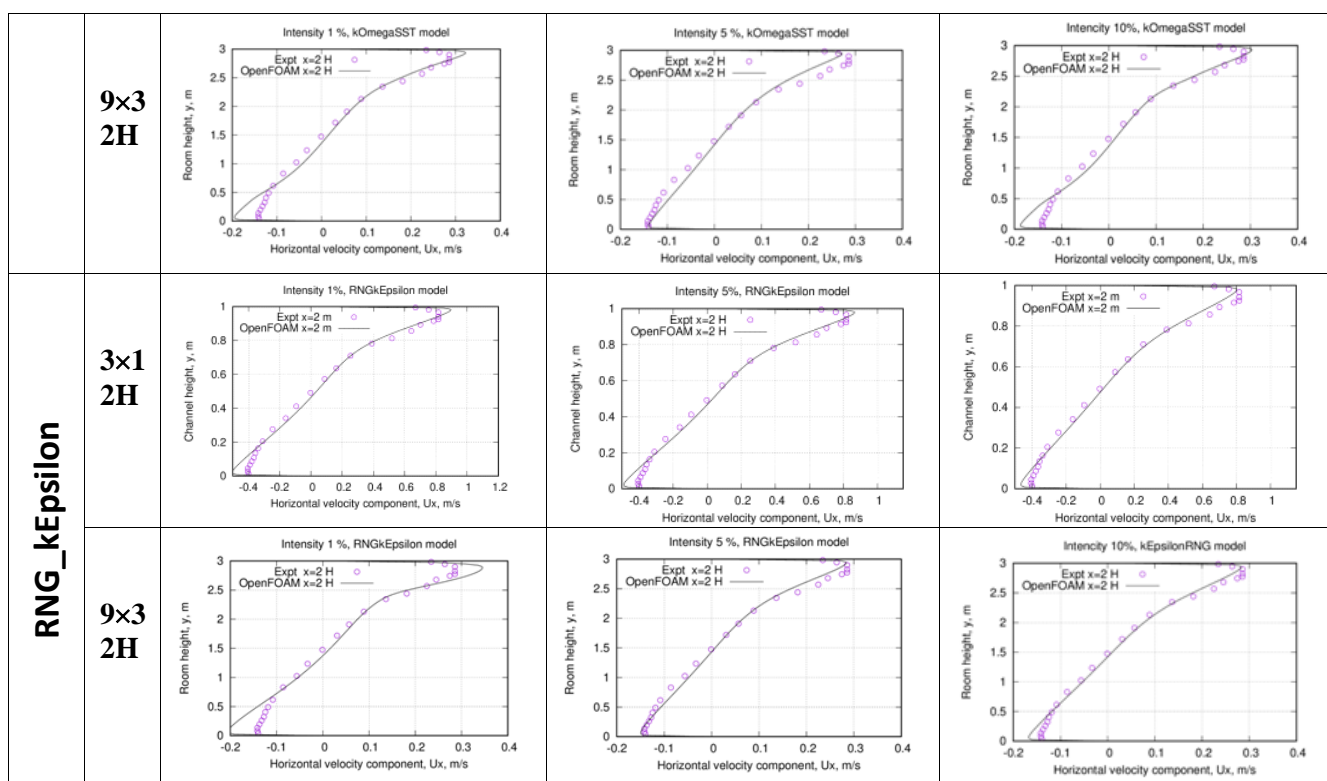


Рисунок 3.14–Вертикальные профили средней скорости в сечении  $x=2H$ .

Как показано на этих рисунках, влияние интенсивности турбулентности входного струя на среднее поле расхода вблизи твердых стенок расчетной области является значительным, и в целом согласие численных и экспериментальных данных следует рассматривать как хорошее.

Соответствие между экспериментом и численным расчетом ухудшается при использовании модели  $k-\omega$  SST с интенсивностью 5%. В наших расчетах соответствующие погрешности составили 9,4%.

### 3.4 Моделирование процесса вентиляции 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.

**Целью** этой задачи является изучение влияния отрицательного давления воздуха на выходе на поле модуля скорости потока в модели инфекционного отделения.

**Постановка задач.** Исследована вентиляция трехмерной модели инфекционного отделения Кара-Суйской территориальной больницы длиной 6 м, шириной 4 м и высотой 2,6 м (см. Рис. 3.15).

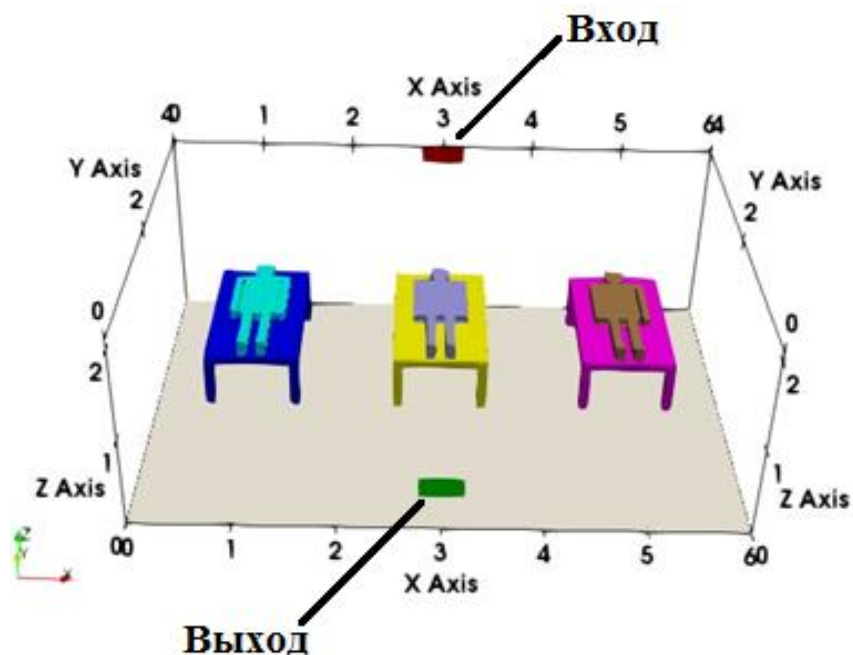


Рисунок 3.15а– Модель инфекционной палаты с тремя пациентами

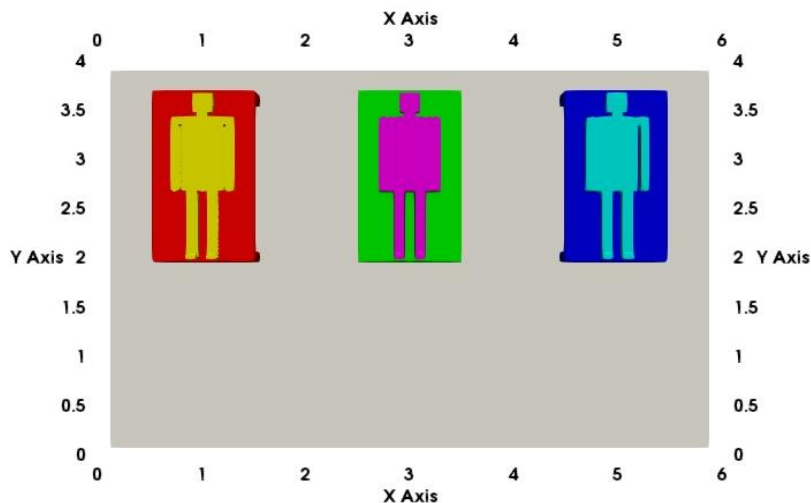


Рисунок 3.15б–Схема расположения пациентов

Начало систем координат расположен в ближнем нижнем углу левой стенки. Ось Ох направлении слева на право, а ось Оу направлен от передней стенки в сторону задней стенки. Ось Oz направлена вертикально вверх. Выходное и входное отверстие представляют собой прямоугольник размерами 0.5м×0.2м.

Таблица 3.13–Геометрия модели палат с кроватью и пациентом

Название	Длина в направлении x,м	Ширина в направлении у,м	Высота по 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, $\rho$	1.194 кг/м <sup>3</sup>
Удельная теплоемкость при постоянном давлении, $C_p$	1005 Дж/(кг·К)
Динамическая вязкость, $\nu$	$1.825 \cdot 10^{-5}$ Па·с
Кинематическая вязкость, $\mu$	$1.528 \cdot 10^{-5}$ м <sup>2</sup> /с
Коэффициент теплопроводности, $\lambda$	0.0259 Вт/(м·К)
Коэффициент теплового расширения, $\beta$	0.0034 К <sup>-1</sup>
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  $6 \times 4 \times 2.6 \text{ м}^3$ , в котором расположены три койки для трех стационарных пациентов.

**Математическая модель задачи.** Уравнение (1-4).

**Численная модель.** Дискретизация вычислительной области была получена с помощью стандартных инструментов BlockMesh и snappyHexMesh из пакета OpenFOAM. Система основных уравнений, представляющих законы сохранения массы, импульса и энергии, была дискретизирована с помощью метода контрольного объема. Теплообмен между телом пациента и потоком окружающего воздуха в палате происходит аналогично задаче-2 с предельным состоянием пакета OpenFOAM externalWallHeatFluxTemperature при постоянном тепловом потоке  $56.52 \text{ В} / \text{м}^2$ . Используемые 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
<b>Вход</b>	zeroGradient	calculated	totalPressure $P_0 = 4.5 * 10^{-5}$	fixedValue 295.15K
<b>Выход</b>	zeroGradient	calculated	fixedValue 0, -4, -8, -12, -16	zeroGradient
<b>Кровать</b>	noSlip	calculated	fixedFluxPressure	zeroGradient
<b>Пациент</b>	noSlip	calculated	fixedFluxPressure	externalWallHeatFluxTemperature flux 56.52B/ m <sup>2</sup>
<b>Стены, потолок и пол</b>	noSlip	calculated	fixedFluxPressure	zeroGradient

Таблица 3.15 – Используемые схемы дискретизации

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

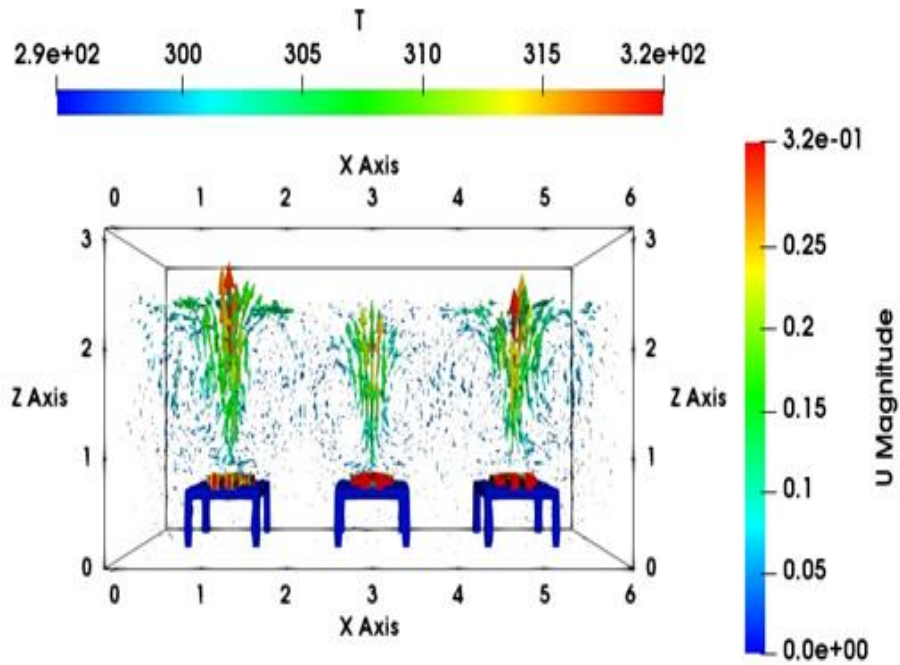
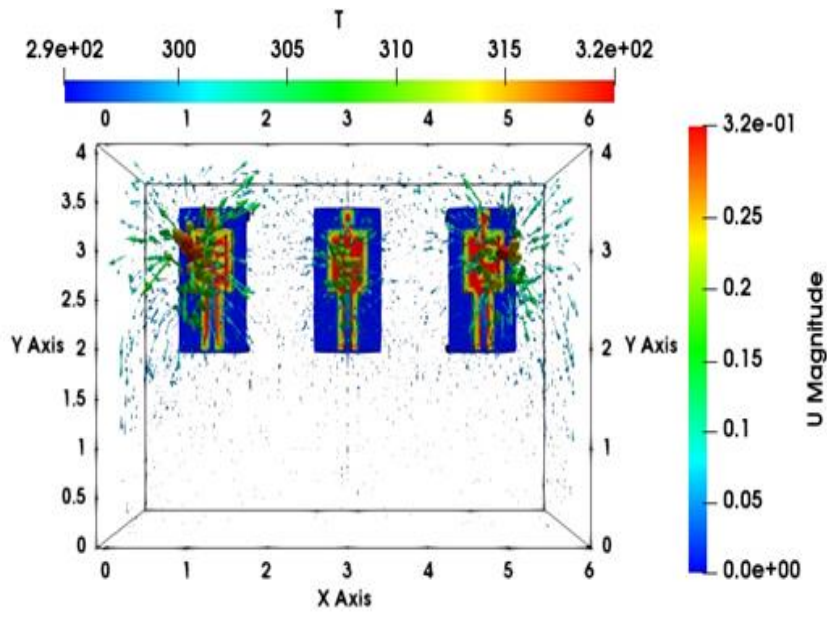


	пакете OpenFOAM	схемы
Градиент	Gauss linear;	Второй
Дивергенция	bounded Gauss upwind;	Второй
Лапласиан	Gauss linear orthogonal;	Второй
Интерполяция	linear;	Первый

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 предобуслователя DILU	$1e^{-7}$

**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 3.16-3.17 приведены поле вектора скорости при двух значениях выходного давления  $P_{out} = 0$  Па (рис.3.16) и  $P_{out} = -4$  Па (рис. 3.17). 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.



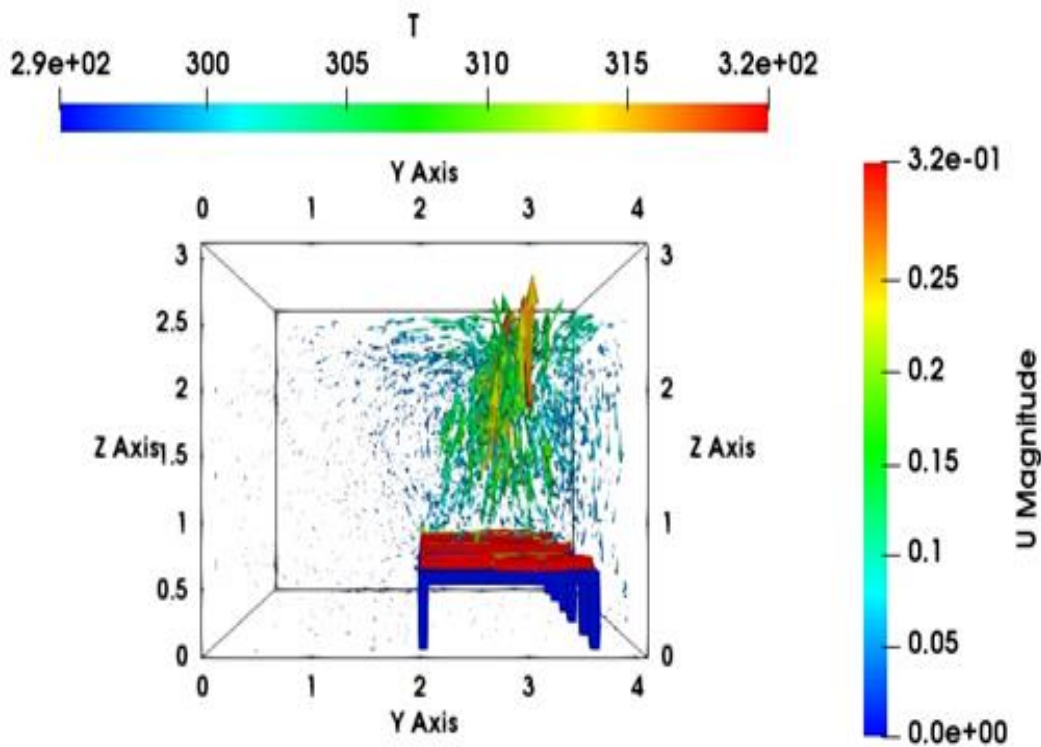
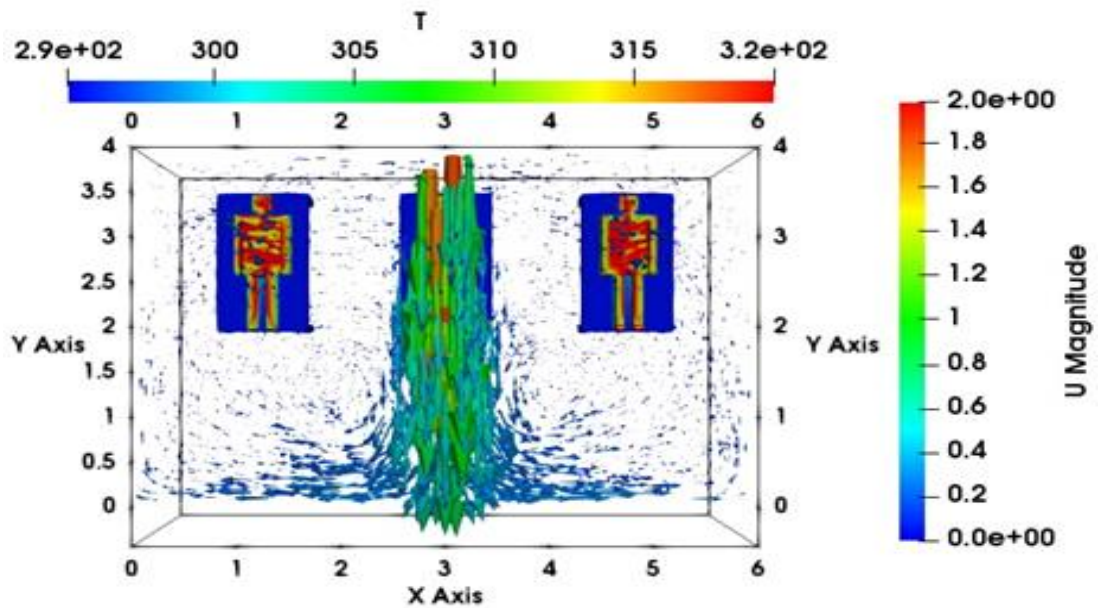


Рисунок 3.16 -Поле вектора скорости при давлении  $P_{out} = 0$  Па в плоскости  $XoY$  (слева),  $XoZ$ (в центре) и  $YoZ$  (справа).



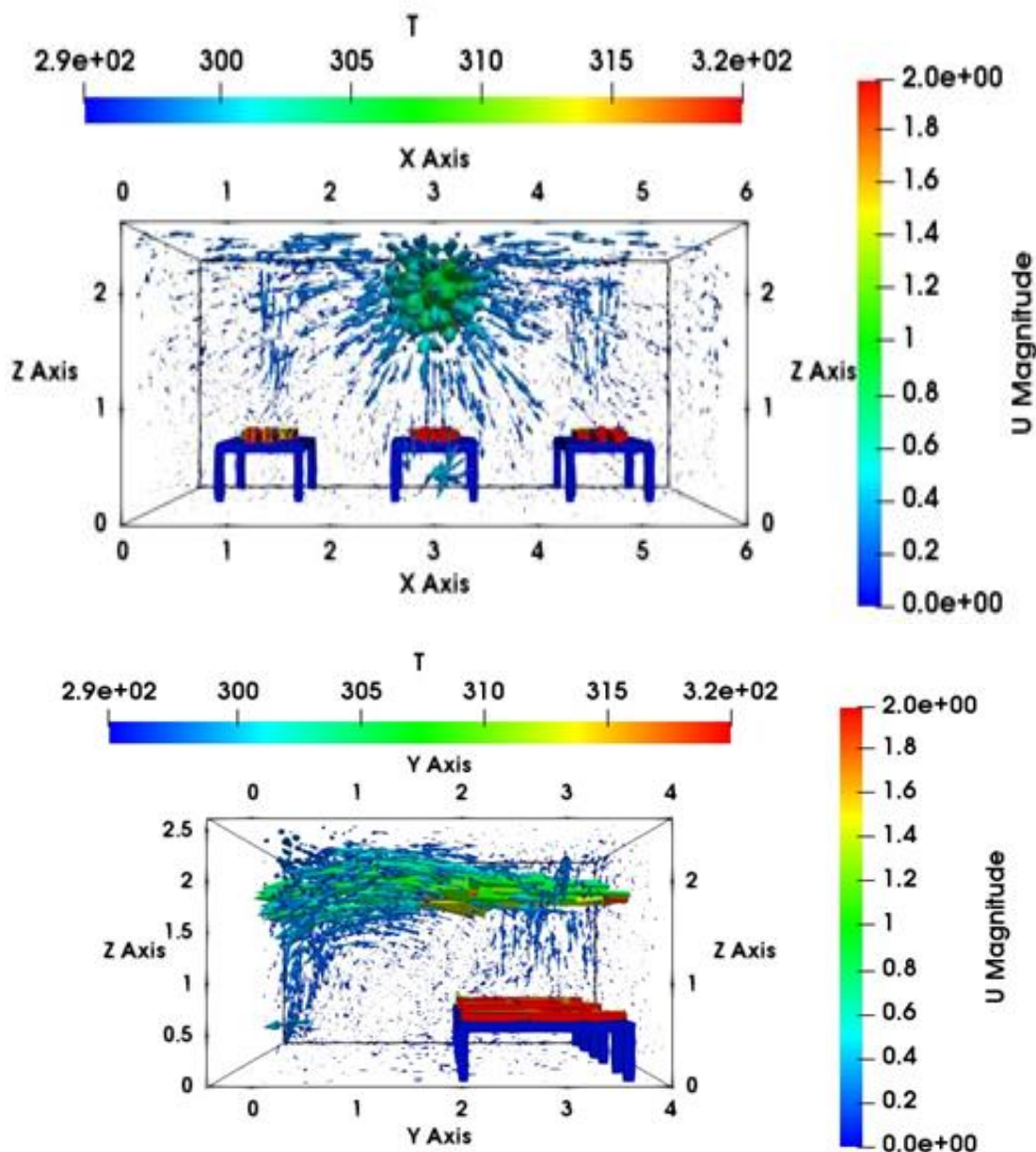
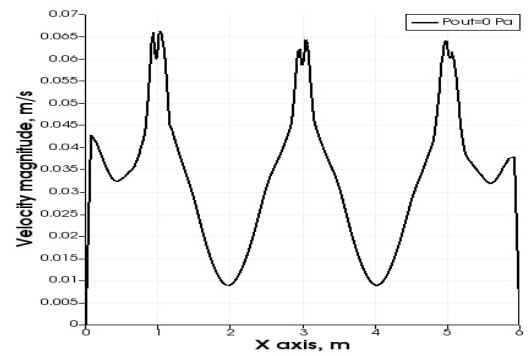
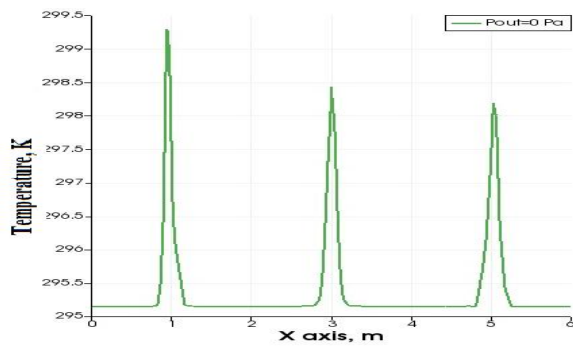
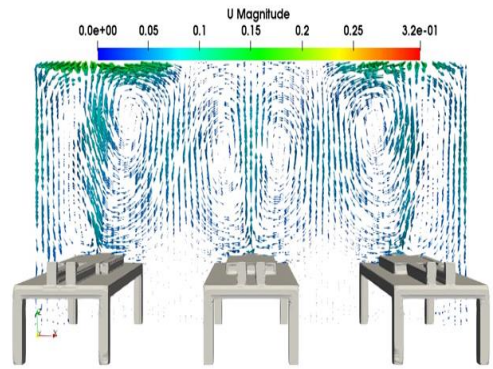
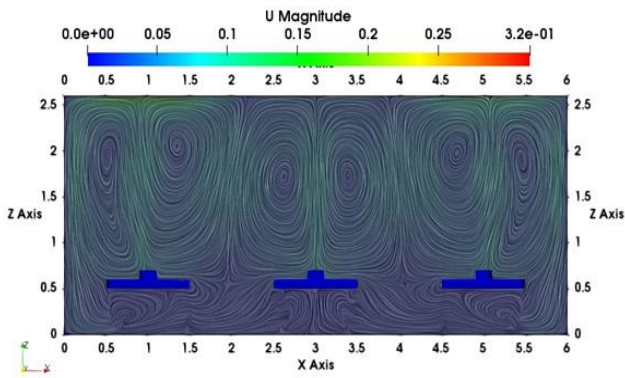


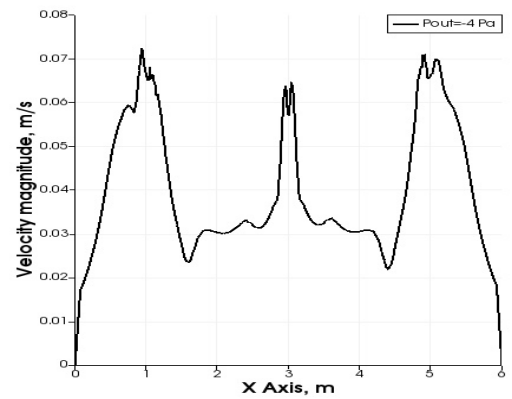
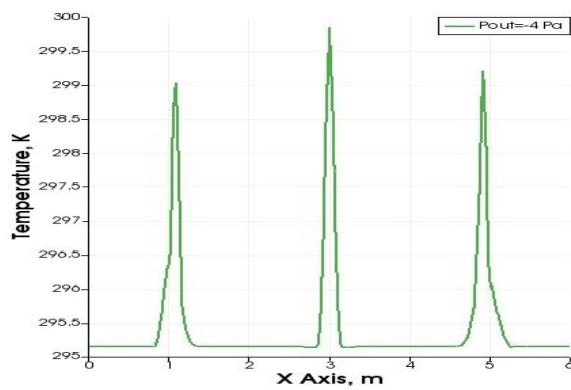
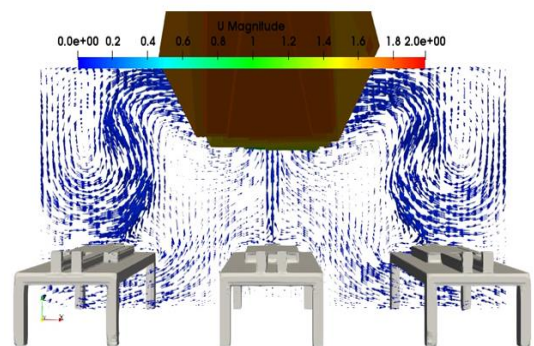
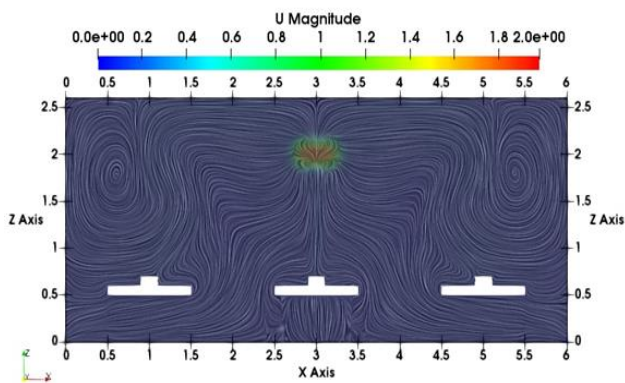
Рисунок 3.17-Поле вектора скорости при давлении  $P_{out} = -4$  Па в плоскости  $XoY$  (слева),  $XoZ$  (в центре) и  $YoZ$  (справа).

Видно, что происходит перестройка картины течения по всей палате – от свободной конвекции с максимальной скоростью 0.32 м/с до 1.8 м/с. При этом имеет место интенсификация процесса конвекции – свободная конвекция переходит на вынужденную конвекцию.

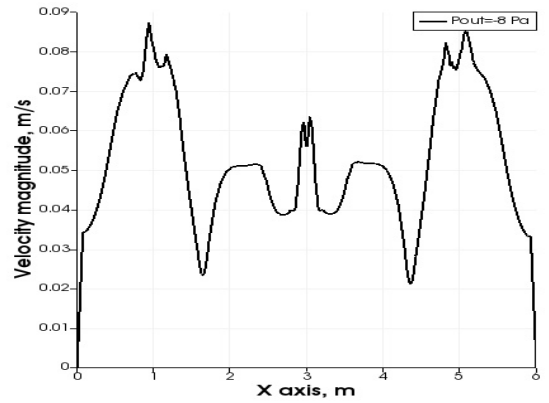
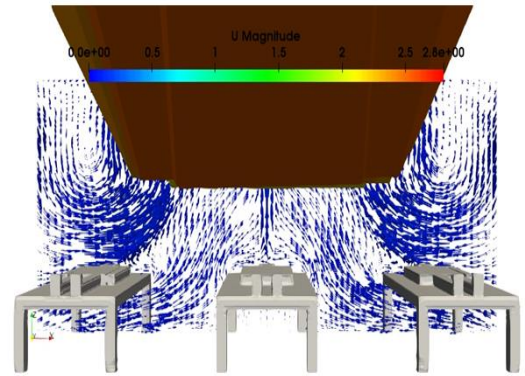
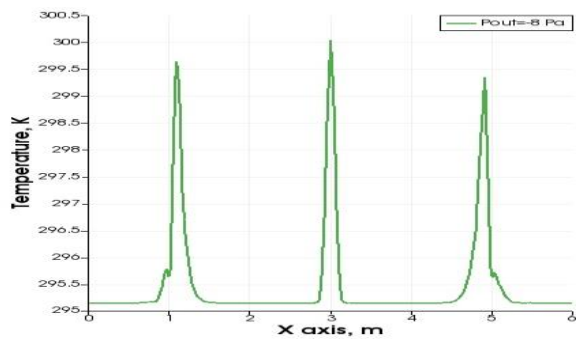
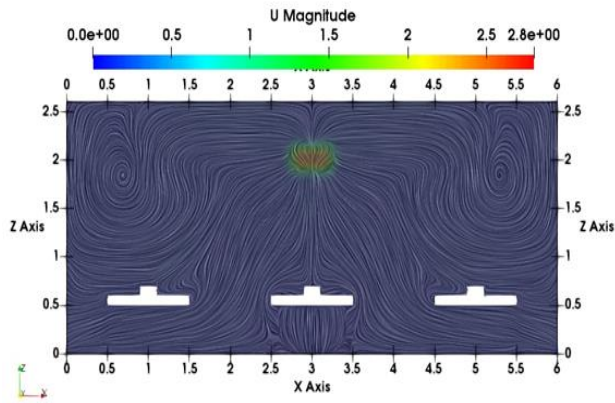
Получен симметричный продольный профиль температуры и модуля средней скорости (вдоль оси  $Ox$ ) в пределах максимальной ошибки 2.69% и 5.67% соответственно, что видно из рис. 3.18. При  $P_{out} = 0$  Па можно увидеть образование конвективных ячеек Рэля-Бенара.



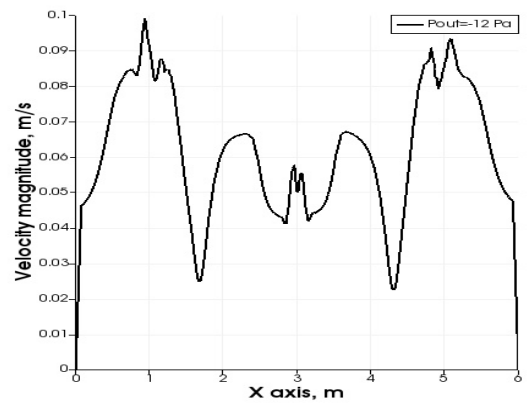
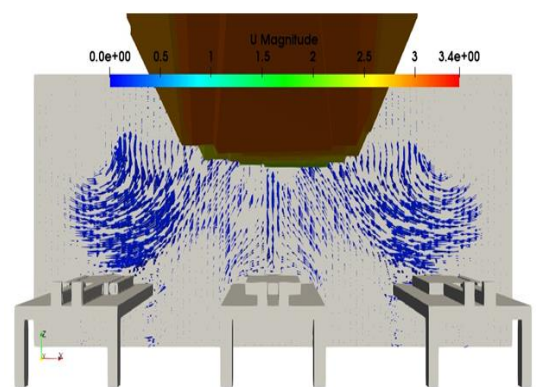
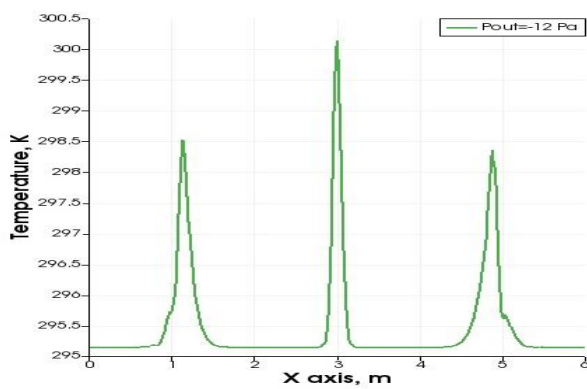
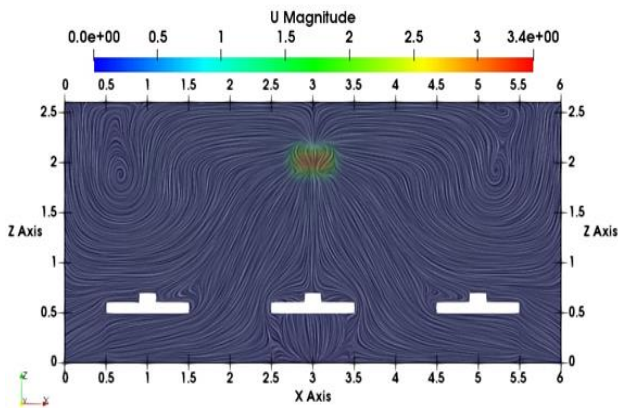
**Pout =0 Pa**



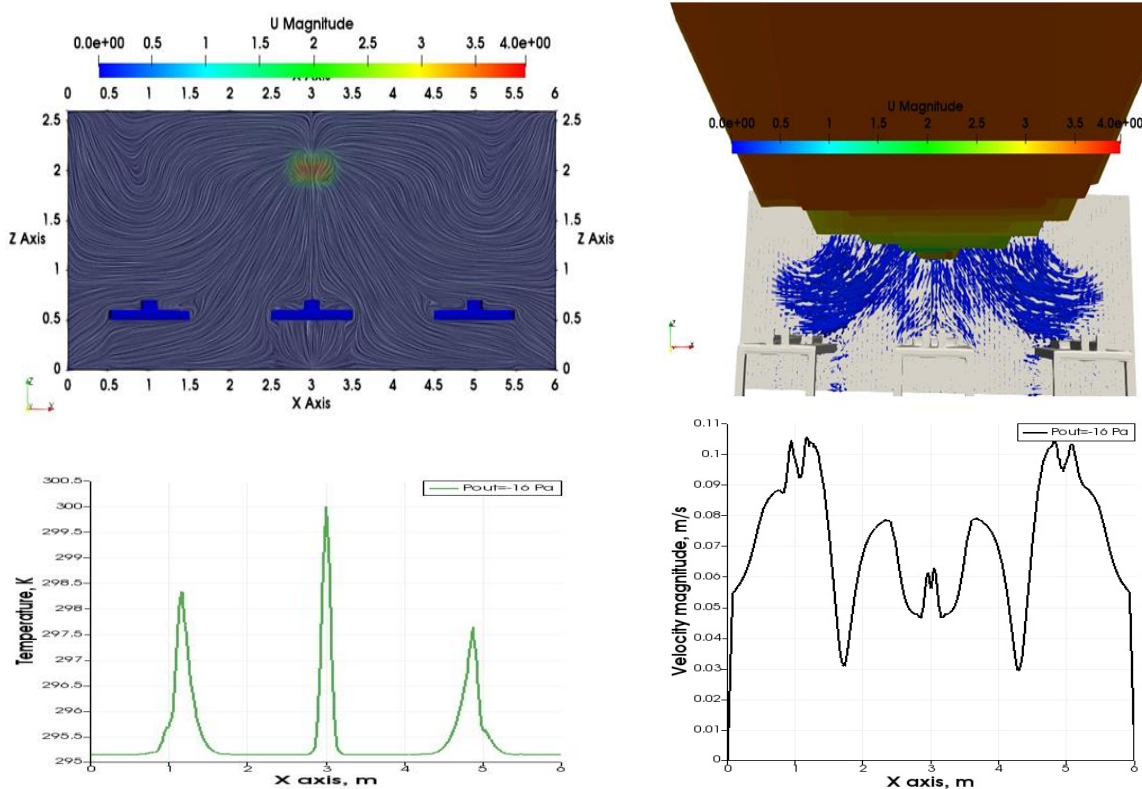
**Pout =-4 Pa**



**Pout = -8 Pa**



**Pout = -12 Pa**



### **$P_{out} = -16 \text{ Па}$**

Рисунок 3.18 – Изолинии и поле скорости, профили температуры и скорости.

Сравнение этих графиков показывает сдвиг максимумов температуры потока вблизи левого и правого пациента в сторону центрального пациента по сравнению со случаем чистой свободной конвекции  $P = 0 \text{ Па}$ . Кроме того, объем вытеснения увеличивается с увеличением отрицательного давления на выходе.

Исследовано влияние отрицательного граничного условия на выходе для давления на гидродинамические свойства воздушного потока в модели инфекционного отделения. Было обнаружено, что уменьшение граничного условия для давления с  $P_{out} = 0 \text{ Па}$  до  $P_{out} = -16 \text{ Па}$  приводит к значительному изменению общей структуры потока в модели палат. При выбранном расположении трех пациентов предлагаемый схема вентиляции инфекционной палаты обеспечивает необходимый высокоскоростной комфорт - скорость не превышает  $0.2 \text{ м/с}$  в соответствии с международным стандартом помещений эргономики.

### **Выводы к главе 3**

В данной главе проведено численное моделирование струйных турбулентных течений. Рассмотрены влияние числа Рейнольдса падающей турбулентной импактной струи на охлаждение нагревательной пластины и влияния интенсивности турбулентности входной струи на процесс вентиляции модели помещения. обнаружено не равномерное распределение средней температуры течения в средней горизонтальной плоскости расчетной области.

Впервые было проведено численное моделирование влияния выходного граничного условия для давления при организации вентиляции инфекционной палаты с отрицательным давлением Карасуйской территориальной больницы. Обнаружено, что профиль средней скорости увеличивается на 6% и 24 % при -8Па и -16Па отрицательных значениях выходного давления по сравнению с нулевым выходным давлением.



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты диссертационной работы состоят в следующем:

1. Проведено моделирование пристенной струи воды в модели помещения. Обнаружено, что при моделировании пристеночной турбулентной струи до сечения  $x=0.048$  м, максимальная скорость в расчетах занижена на 8%. В сечении  $x=0.096$  м соответствие хорошее, далее вниз по течению расчет дает завышенное значения на 10% максимальной скорости. Расхождение между результатом численных расчетов и соответствующими экспериментальными данными по максимальной скорости пристеночной струи составляет примерно 5%.

2. 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.

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 экспериментом и численным расчетом для модели `k- $\omega$  SST` является наилучшей при интенсивности 5%.

4. 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 по сравнению с нулевым выходным давлением.

5. При выбранной схеме расположения трех пациентов предложенная схема вентиляции инфекционной палаты из обеспечивает нужный скоростной

комфорт -скорость не превышает значения 0.2м/с согласно международного стандарта по эргономике помещений.

### **ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ**

Результаты исследования могут быть рекомендованы для ознакомления в организации инфекционного отделения Карасуйской районной больницы с целью организации вентиляции инфекционного отделения с отрицательным давлением.

Часть материалов диссертации включена в учебный процесс института математики и информационной технологий на уроке “Теоретическая механика” для студентов старших курсов, магистрантов и аспирантов специальностей 510100 Математика, 510200 Прикладная математика и информатика Ошского государственного университета.

Данная работа позволит студентам овладеть навыками решения актуальных проблем науки и техники 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. 1996, TURBULENT JETS IN CONFINED SPACES, Centre for Built Environment, Royal Institute of Technology, Box 88, S-801 02 Gävle, Sweden, 1996.
4. <https://zamena-sustava.ru/poleznaya-informaciya/laminar-flow-system/>
5. D. T. New and S. C. Yu, Vortex Rings and Jets: Recent Developments in Near-Field Dynamics, Springer, 2015.
6. Liu, Quan, "Study Of Heat Transfer Characteristics Of Impinging Air Jet Using Pressure Andn Temperature Sensitive Luminescent Paint". Electronic Theses and Dissertations. pp. 34-35, 2006.
7. 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, pp. 60-67, 1997
8. 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. NACA Rep. 1118, 1953, 1953.
9. Livingood, J.N.B., Hrycak, P., Impingement heat transfer from turbulent air jets to flat plates—a literature survey. NASA TR I-2778, 1973.
- 10.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, pp. 14-18, 2009.
- 11.M. Holger, "Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces," Advances in Heat Transfer, vol. 13, pp. 1-60, 1977.
- 12.N. Ilinca and B. Florin, "Impinging jets - a short review on strategies for heat transfer enhancement," EENVIRO 2017 workshop - Advances in Heat and

- Transfer in Build Environment, vol. 32, p. DOI: 10.1051/e3sconf/20183201013, 2018.
- 13.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, pp. 194-203, 2017.
  - 14."ANSYS,"[Online].Available:<https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>. [Accessed 14 January 2023].
  - 15.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.
  - 16.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.
  - 17.B.Kwon, T. Foulkes, T. Yang, N. Miljkovic and W. P. King, "Air Jet Impingement Cooling of Electronic Devices Using Additively Manufactured Nozzles," IEEE Xplore, vol. 10, no. 2, pp. 220-229, 2020.
  - 18.Chyu M. K., B., D. J., Surface Temperature measurement Using a Laser-Induced Fluorescence Thermal Imaging System. J. of Heat Transfer, 1994.
  - 19.Wu, S., Mai, J., Tai, Y. C. and Ho, C. M., Micro Heat Exchanger by Using MEMS Impinging Jets, IEEE, pp. 171-176, 1999.
  - 20.Ландау Л. Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. – 736с.
  - 21.S. P. Pope, "Introduction," in Turbulent Flows, Cambridge, 2000, pp. 3-9.
  - 22.Chou P.Y. On the Velocity Correlations and the Solution of the Equations of Turbulent Fluctuation. [Текст]/ Quart. Appl. Math. , Vol. 3, p.
  - 23.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
  - 24.Menter F.R. Zonal two Equation  $k-\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows. [Текст]/ A/AA 93-2906.

- 25.F. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," AIAA Journal, vol. 32, no. 8, pp. 1598-1605, 1994 .
- 26.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.
- 27.OpenFOAM guide/The PISO algorithm in OpenFOAM.  
[http://openfoamwiki.net/index.php/The\\_PISO\\_algorithm\\_in\\_OpenFOAM](http://openfoamwiki.net/index.php/The_PISO_algorithm_in_OpenFOAM)
- 28.OpenFOAM guide/The SIMPLE algorithm in OpenFOAM.  
[https://openfoamwiki.net/index.php/OpenFOAM\\_guide/The\\_SIMPLE\\_algorithm\\_in\\_OpenFOAM](https://openfoamwiki.net/index.php/OpenFOAM_guide/The_SIMPLE_algorithm_in_OpenFOAM).
- 29.COMSOL Multiphysics [Электронный ресурс] // Официальный сайт COMSOL – Электрон. дан. – [Б. м.], 2017. – URL: <https://www.comsol.ru> (дата обращения 29.09.2017).
- 30.ANSYS [Электронный ресурс] // Официальный сайт ANSYS – Электрон. дан. – [Б. м.], 2017. – URL: <http://ansys.com> (дата обращения 29.09.2017).
- 31.<http://www.opencfd.co.uk/openfoam/>
- 32.Eriksson J; Karlsson RI; Persson J/ An Experimental Study of a Two-Dimensional Plane Turbulent Wall Jet. Exp Fluids 25:1998.p. 50-60.
- 33.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/>
- 34.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.

35. 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
36. Патанкар С.В. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152с.
37. Wilcox D. C., “One-equation and two-equation models,” in *Turbulence modeling for CFD*, [Текст]/ pp. 107 – 229, DCW Industries, 2006.
38. Ferziger J. H., Peric M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Berlin: Springer Verlag, 2002. – 423p.
39. Paraview. <https://www.paraview.org/>. Accessdata05.01.2022.
40. 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
41. 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.
42. N. Zuckerman, N. Lior Impingement Heat Transfer: Correlations and Numerical Modeling, *Journal of Heat Transfer* 127(5), 2005.
43. 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.
44. Restivo, A M. *Turbulent Flow in Ventilated Rooms*, PhD thesis, Imperial College, London. 1979.

45. 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.
46. 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.
47. Abramovich G N 2011 *Theory of Turbulent Jets (Reprint of the 1960 edition)* (Moscow: EKOLIT) p 720, p190
48. 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
49. 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.
50. Курбаналиев А.Ы. Моделирование внутренних и внешних турбулентных течений. Монография. - Бишкек, 2013. – 153с.
51. 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.
52. 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.

53. Абдимуталипова З.К. Программа для численного моделирования распространения пассивного скаляра в горизонтальном струйном течении [Текст] / Курбаналиев А.Б., Абдимуталипова З.К. // Кыргыз патент. Авторское свидетельство. Программа для ЭВМ. 2022г., №737, 15.03.2022.
54. Калбекова М.Ж. Моделирование турбулентной естественной конвекции в прямоугольных полостях [Текст] / Калбекова М.Ж., Курбаналиев А.Б. // Горный журнал. Кыргызский государственный университет геологии, горного дела и освоения природных ресурсов имени академика У. Асаналиева. Бишкек 2021.с. 151-158.
55. Мазо А.Б. Моделирование турбулентных течений несжимаемой жидкости. [Текст]/ Учебное пособие. – Казань: КГУ, 2007. – 106 с.
56. Рычков А.Д. Математическое моделирование газодинамических процессов в каналах и соплах. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1988,- 220с.
57. Wilcox D. C., “One-equation and two-equation models,” in Turbulence modeling for CFD, [Текст]/ ch. 4, pp. 107 – 229, DCW Industries, 2006.
58. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидродинамика и теплообмен. Т.2.-М.: Мир, 1990.-392с.
59. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. - М.: Мир, 1980. –616с.
60. 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»

Преподователь по научной работе  
Ошского государственного университета,  
к.ф.м.н. Азимов 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 (А)- содержание файла кейса решателя для скорости $0/U$ .

```

/*-----*- 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        volVectorField;
    object       U;
}
// * * * * *
* * * //
Uinlet          (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;
        value          uniform (0 0 0);
    }
    wall
    {
        type          noSlip;
    }
    back
    {
        type          empty;
    }
    front
    {
        type          empty;
    }
}

//
*****
** /

```

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1 (Б)- 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- Граничные условия, использованные при моделировании**

Скорость	$u'$ (м/с)	$k$ (м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup> )	$\epsilon$	$\omega$
$\vartheta = 9,75$ м/с	0,0594	0,0053	0,0063	1,196
$\vartheta = 13$ м/с	0,0793	0,0094	0,0149	1,585
$\vartheta = 19,5$ м/с	0,1189	0,0212	0,0507	2,391
$\vartheta = 26$ м/с	0,1586	0,0377	0,1202	3,189
$\vartheta = 39$ м/с	0,2380	0,0853	0,4093	4,799
$\vartheta = 52$ м/с	0,3172	0,1509	0,9633	6,383
$\vartheta = 58,5$ м/с	0,3568	0,191	1,371	7,18

**ПРИЛОЖЕНИЕ 4 – 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;
}

```

```

// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *
* * * //
Uinlet          (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;
        value         uniform (0 0 0);
    }
    wall
    {
        type          noSlip;
    }
    back
    {
        type          empty;
    }
    front
    {
        type          empty;
    }
}

// ***** //
FoamFile
{
    version          2.0;
    format           ascii;
    class            volScalarField;
    object           omega;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *
epsilonInlet    0.000313;

dimensions      [0 2 -3 0 0 0 0];

internalField   uniform $epsilonInlet;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type          fixedValue;
        value         uniform $epsilonInlet;
    }
    atmosphere
    {

```

```

        type          turbulentMixingLengthDissipationRateInlet;
        mixingLength  0.1;
        value          uniform $epsilonInlet;
    }
    wall
    {
        type          epsilonWallFunction;
        value          uniform $epsilonInlet;
    }
    back
    {
        type          empty;
    }
    front
    {
        type          empty;
    }
}
// ***** //
FoamFile
{
    version          2.0;
    format           ascii;
    class            volScalarField;
    object           omega;
}
// * * * * * //
omegaInlet          2.08;

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

internalField       uniform $omegaInlet;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type          fixedValue;
        value          uniform $omegaInlet;
    }
    atmosphere
    {
        type          turbulentMixingLengthFrequencyInlet;
        mixingLength  0.1;
        value          uniform $omegaInlet;
    }
    wall
    {
        type          omegaWallFunction;
        value          $internalField;
    }
    back
    {
        type          empty;
    }
}

```



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 6-Сертификаты











 КОМПЛЕКСНОЕ ИСПОЛЗОВАНИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО СИЛА  
 (INSICED) BY CLARIVATE ANALYTICS (WEB OF SCIENCE®)  
 ISSN: 2224-5243 (PRINT) | ISSN: 2010-6445 (ONLINE)


 Journal of  
**Engineering Researcher and Lecturer**


**IJASSE** | International Journal of Academic Studies in  
**SCIENCE AND EDUCATION**

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**

<p>Dr. Meiram M. Begentayev Chairman of the Board Satbayev University</p>  	<p>Prof., Dr. Bagdaulet K. Kenzhaliyev General Director of the IMOB, ISC Satbayev University</p>  	<p>Dr. Uzakh K. Zhabbasbaev Doctor of Technical Sciences, Satbayev University</p> 
---	---	---

15-16 November, 2023  
 Almaty, Kazakhstan




 Co-funded by the  
 Erasmus+ Programme  
 of the European Union


**WESTERN  
 CAMPUS**

**DERECKA**

# СЕРТИФИКАТ

выдаётся



за участие в Научно-практической конференции  
**РАЗВИТИЕ PhD ДОКТОРАНТУРЫ И НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО  
 ПОТЕНЦИАЛА КЫРГЫЗСТАНА**

<p>Ректор Учреждения МУКР д.э.н. проф</p> <p>Координатор проекта DERECKA к.м.н., и.о.проф.</p>	  <p>Адиева А.А.</p>	 <p>Джусупов К.О.</p>
--	---	--

3-4 ноября 2022 г.





Researcher Academy On Campus  
Certificate of Attendance



This certifies that

**Зейнура Абдимуталипова**

has attended the following

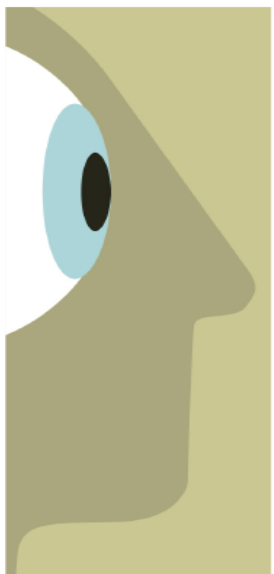
**How to publish an article and become popular author. Author profiles in Scopus**

at Kyrgyzstan,  
on Monday 21 December, 2020

Presented by Rabiga Khozhamkul, CC

Suzanne BeDell  
Managing Director, Education  
Reference & Continuity Books

Philippe Terheggen  
Managing Director, Science,  
Technology & Medical Journals



Researcher Academy On Campus  
Certificate of Attendance



This certifies that

**Зейнура Абдимуталипова**

has attended the following

**Choosing right journal to publish your article**

at Kyrgyzstan,  
on Tuesday 22 December, 2020

Presented by Rabiga Khozhamkul, CC

Suzanne BeDell  
Managing Director, Education  
Reference & Continuity Books

Philippe Terheggen  
Managing Director, Science,  
Technology & Medical Journals



МИНИСТЕРСТВО ПРОСВЕЩЕНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «АЛТАЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГУМАНИТАРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ В.М. ШУКШИНА»  
ХОВДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ТАЛАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ



## СЕРТИФИКАТОМ УЧАСТНИКА



*XXIV Международной научно-практической конференции молодых ученых  
и студентов*

**«НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ:  
ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ»,**

**15 апреля 2022 года, наукоград Бийск, Алтайский край**

**награждается**

***Абдимуталипова Зейнура Каныбековна***



Ректор

Л.А. Мокрецова

# СЕРТИФИКАТ УЧАСТНИКА

Настоящий сертификат подтверждает, что

Абдимуталипова Зейнура Каныбековна

(фамилия, имя, отчество)

стал(а) участником VII международной  
научно-практической онлайн-конференции

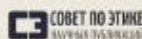


**ОБНАРУЖЕНИЕ  
ЗАИМСТВОВАНИЙ  
2022**

Организационный комитет  
Международной научно-практической  
конференции «Обнаружение заимствований 2022»

Ю. В. Чехович

20 и 21 октября 2022 года





КІМІС ОНЫҢ АНГЛЫС ТІЛІНДЕГІ МӘҚАЛАСЫ ШЫҒА  
 INDEXED BY CLARIVATE ANALYTICS (Web of Sciences)  
 ISSN: 2224-5243 (Print) | ISSN: 2816-6445 (Online)



Journal of  
**Engineering Researcher and Lecturer**



International Journal of Academic Studies in  
**SCIENCE AND EDUCATION**

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

