

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого  
Инженерно-строительный институт  
Высшая школа гидротехнического и энергетического строительства

На правах рукописи

Андреева Дарья Сергеевна

**КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В  
ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЯХ ЗДАНИЯ С ВОЗДУШНОЙ  
ПРОСЛОЙКОЙ**

Специальность 05.23.16 – «Гидравлика и инженерная гидрология»

**НАУЧНЫЙ ДОКЛАД**

по результатам научно-квалификационной работы

Научный руководитель:  
Рецензенты:

Петриченко Михаил Романович, д.т.н., проф.  
Дацок Тамара Александровна, д.т.н., проф.  
Ватин Николай Иванович, д.т.н., проф.  
Немова Дарья Викторовна, к.т.н., доц.

Директор ВШГиЭС

Козинец Галина Леонидовна, д.т.н., проф.

Санкт-Петербург  
2020

## Содержание

<b>Введение</b> .....	4
Актуальность темы исследования.....	4
Цели и задачи исследования.....	5
Объект и предмет исследования.....	5
Научная новизна работы:.....	6
Теоретическая и практическая значимость работы.....	6
Методология и методы исследования.....	6
Положения, выносимые на защиту.....	7
Степень достоверности и апробация результатов.....	7
<b>Глава 1. Математическая модель процессов конвективного теплопереноса в вертикальных каналах</b> .....	8
1.1 Система дифференциальных уравнений для описания термогравитационных движения вязкого воздуха.....	8
1.2 Модель турбулентности. Приближение Буссинеска.....	9
<b>Глава 2. Численное моделирование конвективных течений воздушных потоков в фасадных системах с воздушной полостью</b> .....	11
2.1 Развитие гидравлических методов решения задач термогравитационных конвективных потоков.....	11
2.2 Численное моделирование конвективных течений в воздушной полости вентилируемых фасадов.....	16
<b>Глава 3. Низкорейнольдсовы приближения в вертикальных обогреваемых кавернах. Разработка технических решений по совершенствованию ограждающих конструкций</b> .....	20
3.1 Математическая модель.....	20
3.2 Верификация математической модели с экспериментальными данными.....	22
3.3 Численное моделирование.....	22
<b>Заключение</b> .....	26
<b>Список литературы</b> .....	28

## **Введение**

### **Актуальность темы исследования**

При проектировании зданий одним из важных аспектов является проектирование тепловой защиты ограждающих конструкций. Актуальность данной темы обусловлена тем, что проблеме экономии топливно-энергетических ресурсов в России отводится важная роль. Согласно Указу Президента РФ от 7 июля 2011 года N 899 одним из приоритетных направлений развития является максимально эффективное использование природных топливно-энергетических ресурсов и имеющегося научно-технического и экономического потенциала ТЭК для повышения качества жизни населения страны.

Существует целый ряд задач, решение которых необходимо для дальнейшего технологического развития мира в строительной сфере. К ним относятся обеспечение энергоэффективности зданий и сооружений, рациональное использование невозобновляемых энергетических ресурсов, снижение эксплуатационных затрат и экологического воздействия на окружающую среду в работе инженерных систем современных зданий.

В связи с постоянным ростом цен на мировом рынке, а также сокращением количества невозобновляемых ресурсов (нефти, газа и пр.) требования к уровню теплозащиты здания увеличиваются. Ограждающие конструкции здания (оболочка) в значительной степени определяют энергоэффективность всего здания.

Фасадные системы проектируются при отсутствии детального моделирования процессов тепломассопереноса внутри системы, что не позволяет достичь оптимальных параметров системы для достижения максимально возможного КПД и отказаться от использования в системе электрических устройств, обеспечивающих ее работу. Для достижения нового качества при проектировании такого рода систем, необходимо использовать подход, связанный с построением максимально приближенных к реальности цифровых моделей. Основным преимуществом такого подхода является описание эволюции потока во времени и определение локальных характеристик, таких как температура, скорость, давление и т.д. Современная вычислительная техника позволяет обеспечить высокий уровень производительности, а развитие численных методов открывает новые возможности для использования подходов математического моделирования при решении фундаментальных и прикладных задач механики жидкости и газа и тепломассопереноса. Численное моделирование позволяет получить наиболее подробную информацию о течении, нежели экспериментальные исследования. Сроки и стоимость проведения экспериментальных исследований значительно выше, поэтому их проведение необходимо только для валидации и верификации новых математических моделей.

Решение обозначенных задач будет способствовать реализации стратегии НТР - переходу к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике и снижению потребления энергии зданиями и сооружениями и способствовать снижению давления на окружающую среду.

Для детального и всестороннего исследования конвективного теплопереноса в ограждающих конструкциях здания необходимо провести математическое и численное моделирование тепловой конвекции в ограждающих конструкциях здания, разработать модель расчета температурных полей и свободно-конвективных потоков в ограждающих конструкциях с использованием гидравлических методов расчета.

### **Цели и задачи исследования**

Целью исследования является моделирование свободноконвективных течений вязкого воздуха при различных режимах течения (ламинарный, переходный, турбулентный) в фасадных системах здания с воздушной полостью, разработка новых технических решений для усовершенствования фасадных систем здания на основе результатов проведенных исследований.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) разработать математическую модель, сформулировать систему дифференциальных уравнений и краевых условий для описания конвективного теплопереноса в вертикальных каналах вентилируемых фасадов;
- 2) разработка методики численного решения уравнений, описывающих рассматриваемые процессы. Реализация программного решения на базе существующих программных комплексов, таких как ANSYS;
- 3) произвести верификацию математической модели путем сопоставления полученных результатов с экспериментальными;
- 4) провести численное решение системы уравнений теплопереноса в вертикальных каналах;
- 5) разработать новые технические решения для фасадных систем здания, имеющие существенное значение для решения проблем теплоэнергосбережения в области строительства.

### **Объект и предмет исследования**

Объектом исследования являются ограждающие конструкции с вентилируемыми вертикальными каналами. Предмет исследования - свободноконвективные течения вязкого воздуха в вертикальных каналах.

### Научная новизна работы:

1. Разработана математическая модель, сформулирована система дифференциальных уравнения для описания конвективных течения воздуха в вертикальных каналах. Распределение скорости  $f'(\zeta) = \zeta \exp(-3a\sigma\zeta)$  и максимум скорости – вблизи горячей стенки. Профиль скорости такой же, как в настильном факеле (пристеночной струе);

- распределение температуры  $\theta = \exp(-3a\sigma\zeta)$ ;

- распределение трения убывает по  $\zeta$  от максимального значения на горячей стенке,  $\zeta=0$ , до нуля вне пограничного слоя,  $\zeta=\infty$ :  $f''(\zeta) = \exp(-3a\sigma\zeta) - 3a\sigma\zeta \exp(-3a\sigma\zeta)$ ;

- распределения теплового потока монотонно-убывающее по  $\zeta$ :  $\theta'(\zeta) = 3a\sigma \exp(-3a\sigma\zeta)$ .

Располагая локальными профилями скорости и температурного напора нетрудно провести осреднение по ширине канала и по расходу и найти гидравлические распределения (среднюю скорость и среднюю температуру потока).

2. Разработаны математические и вычислительные технологии, позволяющие исследовать свободно-конвективное течение и теплообмен в двумерной и трехмерной постановках в вертикальных каналах при различных числах Рэлея.

3. При критическом числе Рэлея  $Ra = 10\ 000$  не происходит перехода к трехмерному течению. Определено, что перепад температуры на стенках, допустимый для работы каверны, как теплоизолятора должен удовлетворять  $T \leq 10000$  *ва*. При росте числа  $Ra$  линейность постепенно исчезает. Предел линейности отмечается при  $Ra = 10\ 000$ . При выполнении данного условия, можно рассматривать каверну, заполненную воздухом как теплопроводную твердую среду. И варьируя геометрическими размерами каверны, можно добиться эквивалентности ее теплозащитных свойств свойствам утеплителя.

### Теоретическая и практическая значимость работы

Реализация концепции "твердого воздуха". Предложены конструктивные решения для системы двойных фасадов, в которых отдельные секции облицовки с неподвижным прогреваемым воздухом выполняют функцию естественного теплоизоляционного материала, обеспечивающего дополнительное термическое сопротивление.

### Методология и методы исследования

Основным применяемым методом исследования являются математическое и численное исследование нестационарных процессов сопряженного теплообмена в двумерной и трехмерной постановках.

Для создания модели, способной корректно описывать вышеуказанные процессы, необходимо совместное применение численных методов, методов математической физики и механики жидкости и газа. Полученная в результате модель способна с высокой степенью достоверности прогнозировать характеристики системы в зависимости от времени. Численное моделирование позволяет получить наиболее подробную информацию о течении, нежели экспериментальные исследования. Валидация и верификация разработанных моделей проводится путем сопоставления расчетных и экспериментальных результатов.

### **Положения, выносимые на защиту**

- Результаты моделирования вязких конвективных течений при различных числах Рэлея в условиях конвективного подвода теплоты;
- Система дифференциальных уравнений и краевых условий для описания нестационарного теплопереноса в скалярной (изотропной, однородной) пористой среде;
- Модель переноса теплоты в ограждающих конструкциях, изготовленных из капиллярно - пористых тел с линейными (типа условия Дюпюи) и нелинейными законами переноса;
- Модель термогравитационной конвекции в каверне (закрытой замкнутой воздушной полости), определение критических параметров, влияющих на распределение температуры внутри поперек каверны;
- Реализация концепции "твердого воздуха". Предложены конструктивные решения для системы двойных фасадов, в которых отдельные секции облицовки с неподвижным прогреваемым воздухом выполняют функцию естественного теплоизоляционного материала, обеспечивающего дополнительное термическое сопротивление.

### **Степень достоверности и апробация результатов**

Достоверность результатов исследования подтверждена приведенными в диссертации теоретическими разработками, численными расчетами, проведенными на ряде моделей, математическими расчетами. Основные положения, материалы и результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на конференциях:

1. Международно-практическая конференция «Creative Construction Conference» 2014, Чехия, Прага
2. Международная научная конференция SPbWOSCE-2016 «Smart City», Санкт-Петербург, 2016
3. Международная научная конференция “SPbWOSCE. Energy Efficiency and Sustainable Development in Civil Engineering”, 2017г.
4. Международно-практическая конференция “Experimental fluid mechanics” 2018, Прага, Чехия

## Глава 1. Математическая модель процессов конвективного теплопереноса в вертикальных каналах

### 1.1 Система дифференциальных уравнений для описания термогравитационных движения вязкого воздуха

Конвективный теплообмен представляет собой движение жидкости или газа относительно твердой или жидкой поверхности. Задачи конвективного теплообмена являются сопряженными, так как при его описании необходимо совместно рассматривать тепловые и гидродинамические законы.

Математическое описание конвективного теплопереноса представляет собой систему дифференциальных уравнений.

**Уравнение движения.** Выражается в виде уравнений Навье-Стокса, которые представляют собой закон сохранения количества движения (импульса).

После преобразований уравнение движения в проекции на ось  $x$  имеет вид:

$$p \cdot \frac{D\omega_x}{D\tau} = pg_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} \right)$$

где  $P$  - давление жидкости;  $g_x$  - проекция ускорения силы тяжести на ось  $x$ ;  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости жидкости.

**Уравнение неразрывности (сплошности) потока.** Это уравнение является математическим выражением закона сохранения массы движущего вещества.

Для сжимаемой жидкости уравнение имеет вид:

$$\frac{dp}{D\tau} + \frac{d}{dx}(p\omega_x) + \frac{d}{dy}(p\omega_y) + \frac{d}{dz}(p\omega_z) = 0$$

Для несжимаемой жидкости  $p = const$

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \frac{\partial \omega_x}{\partial z} = 0$$

**Уравнение теплопроводности. Закон Фурье.** Для описания процесса переноса теплоты теплопроводностью в тонком пограничном слое малоподвижной среды будем использовать закон Фурье:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

Здесь  $a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$ , где  $a$  - коэффициент температуропроводности;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала;  $\rho$  - плотность материала;  $C_p$  - теплоемкость материала.

**Уравнение энергии.** Это уравнение легко получить, если рассмотреть закон сохранения энергии для элементарного объема среды. С учетом изменения теплосодержания этого объема в единицу времени и разностью количеств теплоты, внесенной в этот объем по направлениям всех трех осей можно получить уравнение энергии для движущегося потока среды.

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial t}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial t}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)$$

Это уравнение называют уравнением Фурье-Кирхгофа из которого видно, что температурное поле в движущейся жидкости зависит от составляющих скорости  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ .

Таким образом, задача конвективного теплообмена описана системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных. Эта система имеет бесконечное количество решений. Для получения единственного правильного решения эту систему необходимо дополнить условиями однозначности, которые конкретизируют задачу и позволят получить искомое решение.

## 1.2 Модель турбулентности. Приближение Буссинеска

Движение воздуха в вентилируемом зазоре обусловлено свободной (естественной) конвекцией. Одной из возможных систем уравнений, описывающих такое течение воздушного потока по высоте фасада, является система уравнений Буссинеска.

Приближение (или модель) Буссинеска применяется для расчета термогравитационных движений.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{div } \vec{V} = 0 \\ (\vec{V}\Delta) \vec{V} = -\frac{\Delta p}{\rho_0} + \nu \Delta \vec{V} + \beta g T \vec{k} \\ (\vec{V}\Delta) T = a \Delta T \end{array} \right.$$

Где:  $v$  – скорость, м/с;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $\beta = 1/(T_0 + T')$  – коэффициент объемного расширения;  $\alpha$  – коэффициент температуропроводности;  $k$  – единичный орт по оси  $z$ ;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости.

Предполагается, что:

- жидкость – совершенный газ,  $p = R\rho T$ ;

- (\*) движение баротропное, т.е. существует взаимно-однозначное отображение (биекция)  $p : P \leftrightarrow \Pi, p = p(\rho)$ ;

- статическое (термодинамическое) давление  $p$  следует условию равновесия  $\frac{dp}{\rho} + g dz = 0$ , координата  $z$  направлена вертикально вверх. Применение модели Буссинеска в гидродинамических задачах позволяет исключить поверхностные силы статического давления и силу тяжести и записать теорему импульсов (уравнение движения) в виде:

$$\frac{\partial u_z^2}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial y} (u_y u_z) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y} + g\theta$$

где  $\theta := \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \in [0,1]$   $T$  – температура,  $T_c, T_h$  – температуры холодного воздуха и горячей поверхности канала,  $y$  – координата, направленная поперек канала,  $\tau$  – касательное напряжение.

Действительно, полная запись дифференциального уравнения движения имеет вид:

$$\frac{\partial u_z^2}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial y} (u_y u_z) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y} + g\theta - \left( \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + g \right)$$

Выражение, стоящее справа в круглых скобках, вообще говоря, отделено от нуля. В силу первого из допущений приближения Буссинеска, считается, что бином в скобках равен нулю. Отсюда следует традиционная форма уравнения ТГД.

Отмеченное (\*) условие, вообще говоря, не предполагается моделью Буссинеска, замыкаемой уравнением энергии:

$$\frac{\partial u_z \theta}{\partial z} + \frac{\partial u_y \theta}{\partial y} = \frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2}$$

где  $\sigma$  - число Прандтля. Условие баротропности  $p = p(\rho)$ , аппроксимируемое степенной (политропной) зависимостью  $p = A\rho^n$ ,  $A$  – постоянная, при  $n < k$  отвечает подводу теплоты в термогравитационном движении и интегрально заменяет решение уравнения энергии.

Описание движение жидкости будет реализовано для всех возможных режимов течения. Для низких чисел Рейнольдса, будет реализована возможность проведения численного эксперимента в рамках ламинарных течений.

Для моделирования переходных и турбулентных течений будет реализована модель, основанная на RANS подходе (осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса). Применение осреднения по Рейнольдсу к уравнениям Навье-Стокса приводит к получению уравнений Рейнольдса, которые не замкнуты. Замыкание уравнений Рейнольдса производится с помощью полуэмпирических моделей турбулентности:  $\gamma$  и  $\gamma$ -Re модели ламинарно-турбулентного перехода; для полностью турбулентного режима течения k- $\epsilon$  и k-w SST модель Ментера.

## **Глава 2. Численное моделирование конвективных течений воздушных потоков в фасадных системах с воздушной полостью**

### **2.1 Развитие гидравлических методов решения задач термогравитационных конвективных потоков**

Гидравлическую теорию ТГД не следует считать гидродинамической теории термогравитационной конвекции с ее набором методов и решений, в том числе с развитием теории струйных пограничных слоев. Точные формулировки, порождающие само понятие пограничного слоя в ТГД как ветви степенного ряда, сшиваемого с внешним асимптотическим разложением представлены в работах [1,2].

Ниже, в догматической форме перечислены основные положения гидравлической теории ТГД, отчасти демонстрирующие возможности этой теории и адаптированные для простых решений конкретных задач вентиляции.

В основе гидравлических методов расчета ТГД лежат следующие допущения:

1). Приближение Буссинеска: распределение давления в ТГД гидростатическое:

$$\frac{dp}{\rho} + g dz = 0,$$

координата  $z$  направлена вертикально вверх [3]

Следствие. Уравнение импульсов в вертикальной плоскости имеет вид:

$$u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} = g\theta + \frac{\partial \tau}{\partial y},$$

где  $\tau$  - напряжение трения,  $u_{z,y}$  - компоненты вектора скорости  $u$ , координата  $y$  направлена поперек потока,  $\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \in (0,1)$ ,  $T_c < T_h$ ;

2). Считается, что ТГД – баротропное движение,  $p=p(\rho)$ . Точнее, условие баротропности заменяется условием политропности:  $p = p_0 \left( \frac{\rho}{\rho_0} \right)^n$ , с показателем политропы  $n$ . При термическом равновесии (неподвижный газ),  $n=k$ ,  $k$  – для совершенного двухатомного газа (воздух)  $k=7/5$ . При баротропном движении с подводом теплоты от горячей стенки,  $n < k$ . Тогда, если  $1 < n < k$ , то происходит охлаждение воздуха по направлению движения. Если  $n < 1$ , то воздух непрерывно нагревается по направлению ТГД.

3). Показатель политропы  $n$  однозначно определяется интенсивностью теплообмена между воздухом и горячей стенкой. Пусть  $St=0 \rightarrow n=k$ ;  $St=\infty$ ,  $n=1$ . Тогда, например, при  $1 < n < k$

удобна аппроксимация  $n = k - (k-1) \text{th} St$ ,  $St = \text{arth} \frac{k-n}{k-1} = \ln \sqrt{\frac{2k-n-1}{n-1}}$ ,  $1 < n < 2k-1$ , где

$$St := \frac{\alpha}{\rho C_p v}$$

средняя скорость в ТГД;

4). Уравнение импульсов содержит 3 искомые плотности распределения (давление и 2 компоненты скорости). Составляется система: уравнение импульсов замыкается уравнениями энергии и уравнением неразрывности (непрерывности) движения. Плотность связана с давлением баротропной связью (условием баротропности). В гидравлической версии ТГД плотности распределении заменяются распределениями: скорость – средней скоростью, температура – средней по расходу температурой [Лойцянский Л.Г., МЖГ, Лань, 2005];

5). Соответствующие равенства формулируются для интегральных распределений:

$$v = \varphi \sqrt{2gL(1 - T_c / T_h)},$$

$$\frac{dT}{d\bar{x}} + StT = StT_h,$$

$$m := \rho v h = \text{const},$$

где  $h$  – ширина канала,  $L$  – его длина,  $\varphi$  - коэффициент скорости,  $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$ ,  $\zeta$  - коэффициент

потерь давления [3] Первое соотношение есть следствие интеграла энергии (Бернулли) для

потока в ТГД, второе – следствие первого начала для потока в обогреваемом канале (условие баланса энтальпии) и, наконец, третье соотношение – условие неразрывности движения.

Для средней скорости движения справедлива и такая зависимость [4]:

$$v = \varphi \frac{gL}{\sqrt{RT_c}} \sqrt{\frac{1}{n} - \frac{1}{k}},$$

$R$  – индивидуальная газовая постоянная. Для воздуха, приближенно,  $R=287 \text{ м}^2/(\text{с}^2\text{К})$ . В силу сделанных ограничений:

$$v = \varphi \frac{gL}{\sqrt{RT_c}} \sqrt{\frac{k-1}{k}} \approx \frac{\varphi}{2} \frac{gL}{\sqrt{RT_c}}.$$

В безразмерном виде последнее выражение можно записать «в числах подобия»:

$$v/\sqrt{gL} = \frac{\varphi}{2} \sqrt{\frac{gL}{RT_c}}. \text{ Действительно, } v/\sqrt{gL} := Fr - \text{ число Фруда для ТГД, } \sqrt{gL/RT_c} = Ba -$$

число Барстоу, измеряющее отношение лагранжевой скорости  $\sqrt{gL}$  к скорости звука в холодном воздухе,  $\sqrt{RT_c}$ . Таким образом:

$$Fr/Ba = \varphi \sqrt{\frac{k-1}{k}} = \varphi/2,$$

$$\text{либо } Fr = \varphi \sqrt{2(1 - T_c/T_h)}.$$

Использование переменных подобия удобно для моделирования реальных строительных конструкций на лабораторных установках.

6). Для реальных воздушных потоков в ТГД выполняется оценка  $\frac{v^2}{2} \ll \frac{p}{\rho}$ . Поэтому в интеграле кинетической энергии можно пренебречь скоростным напором [3];

7). Например, пусть вертикальный вентиляционный коллектор с постоянным сечением  $A$  имеет равновеликие выпуски с сечением  $A_e$  и коэффициентом потерь полного давления  $\zeta$ . Пусть, далее, значком 1 обозначены параметры потока в коллекторе до выпуска, значком 2 – после выпуска и значком  $e$  – в выпуске. Даны: скорость  $v_1$ , давление  $p_1$ , площади сечений вентиляционного коллектора и выпусков,  $A, A_e$  соответственно. Найти скорость в выпусках и распределение скорости по длине коллектора [5]

Уравнение баланса кинетической энергии, с использованием ограничений пункта 6, записывается так:

$$p_1 A v_1 = p_2 A v_2 + p_e A_e v_e + \zeta A_e \rho \frac{v_e^2}{2},$$

причем  $p_2 = p_1 - \frac{\rho}{2}(v_1^2 - v_2^2) = p_1 - \frac{\rho}{2}(v_1^2 - (v_1 - nv_e)^2)$ ,  $n := A_e / A < 1$ . Будем считать  $p_e = 0$ . Тогда последовательность скоростей на участках между выпусками образуют геометрическую прогрессию:

- после первого выпуска:  $v_2 = v_1 \frac{\zeta - n}{\zeta + n}$ ;

- после любого  $k-1$  выпуска:  $v_k = v_1 \left( \frac{\zeta - n}{\zeta + n} \right)^k$ ;

- скорость в  $k$  – м выпуске:

$$v_{e,k} = n^{-1}(v_{k-1} - v_k) = n^{-1}v_1 z^{k-1}(1 - z), k = 2(1)\omega, z := \frac{\zeta - n}{\zeta + n} < 1,$$

$\omega$  число выпусков:

- давление на любом участке коллектора  $p_k = p_{k-1} - \rho/2(v_{k-1}^2 - v_k^2)$

Тогда получается, что для выравнивания расходов воздуха по выпускам и средней скорости по длине коллектора необходимо спроектировать выпуски так, чтобы  $z$  наименее отличалось от 1, т.е., чтобы либо  $\zeta \gg 1$ , либо  $n \ll 1$ , либо одновременно выполнялись оба неравенства. В реальных воздушных выпусках условие  $n < 0,1$  уже гарантирует однородность расхода по выпускам;

8). Диссипация мощности потока в коллекторе вентиляционной шахты определяется стандартно, по формуле:

$$P_w := \frac{1}{2} \rho A \sum_{k=2}^{\omega} v_{k-1} (v_{k-1}^2 - v_k^2) = \frac{1}{2} \rho A v_1^3 \sum_{k=2}^{\omega} z^{2(k-1)} (1 - z) = \frac{1}{2} \rho A v_1^3 (1 - z^{2\omega})$$

Если число выпусков  $\omega \gg 1$ , то  $P_w \leq 1/2 \rho A v_1^3$ . Мощность, диссипируемая выпусками составит

$$P_w^{(e)} = \frac{1}{2n} \rho A_e v_1^3 \zeta (1 - z^{\omega}) \leq \frac{1}{2n} \rho A_e v_1^3.$$

Например, если  $A = 1 \text{ м}^2$ ,  $v = 20 \text{ м/с}$ , плотность воздуха стандартная,  $\rho = 1,19 \text{ кг/м}^3$ , то диссипируемая в коллекторе мощность составит величину порядка 4кВт. Такого же порядка мощность диссипируется на выпусках. Величина суммарной диссипируемой мощности составляет, примерно, 8кВт. С учетом КПД вентиляционной установки, потребляемая электрическая мощность составит, примерно, 10 кВт. Подаваемый вентиляционным коллектором в помещения расход составит порядка 70000 м<sup>3</sup>/час. Несложно пересчитать вентиляционный коллектор на любой другой расход воздуха;

9). Гидравлическая теория ТГД пересекается с точной гидромеханической теорией в модели пограничного слоя. Дело в том, что, в вертикальных каналах, при числах Рэлея

$$Ra := \sigma \frac{gL^3}{\nu^2} \frac{T_h - T_c}{T_h} \leq 10^9, \text{ ТГД считается ламинарным. Пристеночный пограничный слой}$$

подъемной силы имеет толщину порядка  $\delta = 4 \sqrt{\frac{\nu^2 x}{g}}$ ,  $\sigma$  - число Прандтля, т.е. максимум несколько миллиметров и нигде не заполняет всю ширину вертикального вентилируемого канала, вопреки утверждениям некоторых авторов [7].

В этих условиях описание течения сводится к предельной задаче Чейзи [6] для безразмерной функции тока  $f := \psi / \sqrt{\nu dz}$ ,  $f \in (0, a)$  и безразмерного температурного напора

$$\theta := \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \in (0, 1). \text{ Считается, что } f=f(\zeta), \theta=\theta(\zeta), \zeta:=y/\delta, 0<\zeta<\infty. \text{ Обозначим штрихами}$$

производные искомых распределений  $f$  и  $\theta$  по переменной  $\zeta$ . Тогда  $f' = df/d\zeta$  пропорциональна локальной продольной скорости в пограничном слое,  $f'' = d^2f/d\zeta^2$  пропорциональна трению,  $\theta' = d\theta/d\zeta$  пропорциональна тепловому потоку, идущему поперек ТГ потока от горячей стенки. Предельная задача Чейзи может быть сформулирована так:

$$f''' + 3ff'' - 2f'^2 + \theta = 0,$$

$$\theta'' + 3\sigma f\theta' = 0,$$

$$f(0) = f'(0) = \theta(0) - 1 = \theta(\infty) = f'(\infty) = 0.$$

Основные результаты:

- распределение скорости  $f'(\zeta) = \zeta \exp(-3\sigma a \zeta)$  и максимум скорости – вблизи горячей стенки. Профиль скорости такой же, как в настильном факеле (пристеночной струе);

- распределение температуры  $\theta = \exp(-3a\sigma\zeta)$ ;

- распределение трения убывает по  $\zeta$  от максимального значения на горячей стенке,  $\zeta=0$ , до нуля вне пограничного слоя,  $\zeta=\infty$ :  $f''(\zeta) = \exp(-3a\sigma\zeta) - 3a\sigma\zeta \exp(-3a\sigma\zeta)$ ;

- распределения теплового потока монотонно-убывающее по  $\zeta$ :  $\theta'(\zeta) = 3a\sigma \exp(-3a\sigma\zeta)$ .

Располагая локальными профилями скорости и температурного напора нетрудно провести осреднение по ширине канала и по расходу и найти гидравлические распределения (среднюю скорость и среднюю температуру потока).

## 2.2 Численное моделирование конвективных течений в воздушной полости вентилируемых фасадов

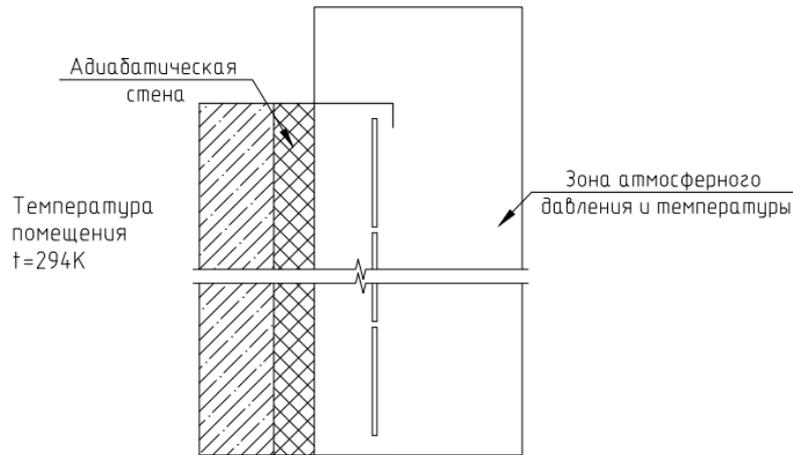


Рис. 1 Расчетная модель.

Для расчета были взяты следующие температуры:

- 235,4 К – для регионов с большим перепадом температур в течение всего года;
- 289,8 К – температура снаружи равна температуре наружной поверхности изоляции;
- 300 К – высокая температура окружающей среды.

Ниже представлены результаты вычислений по разным климатическим зонам, взятые для зданий высотой 30м.

Ниже представлены результаты вычислений по разным климатическим зонам, взятые для зданий высотой 30м.

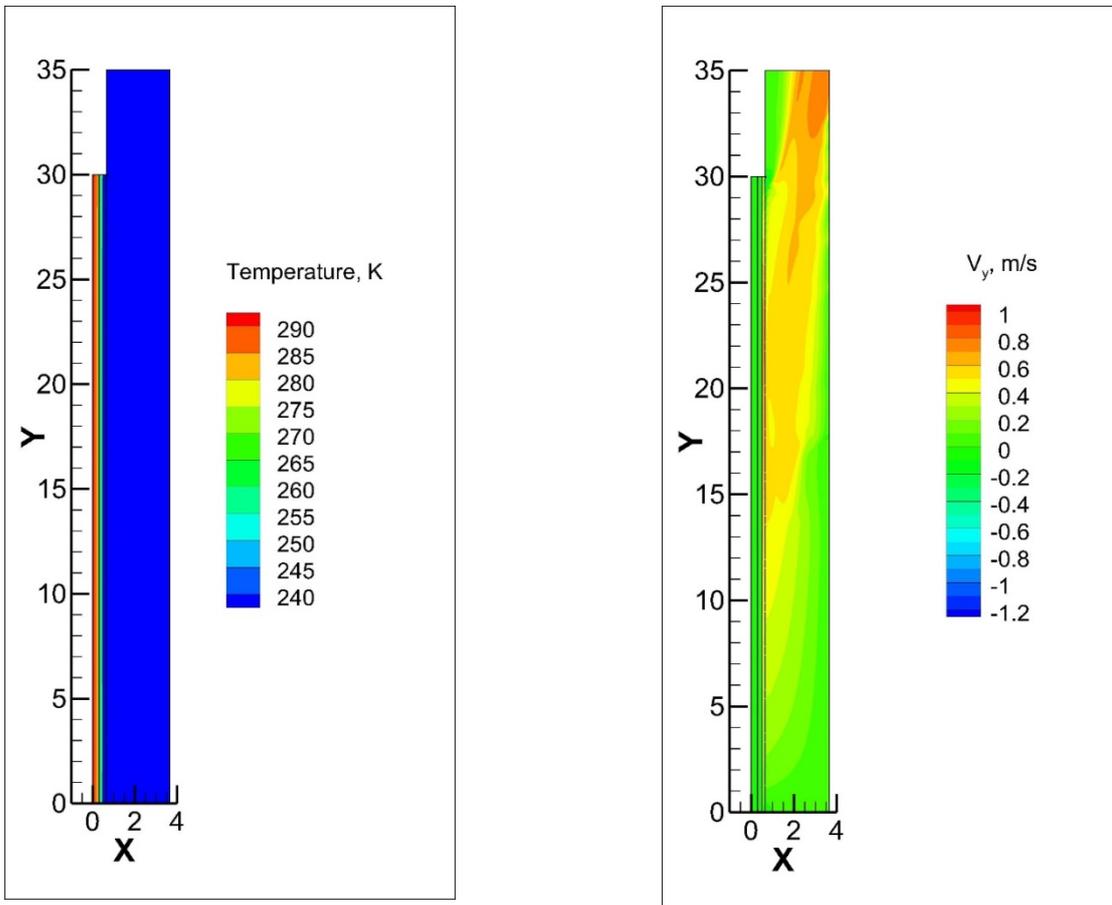


Рис. 2-3 Изотермы, изолинии скорости ( $d=150\text{мм}$ ,  $L=30\text{м}$ ,  $T=235,4\text{К}$ ).

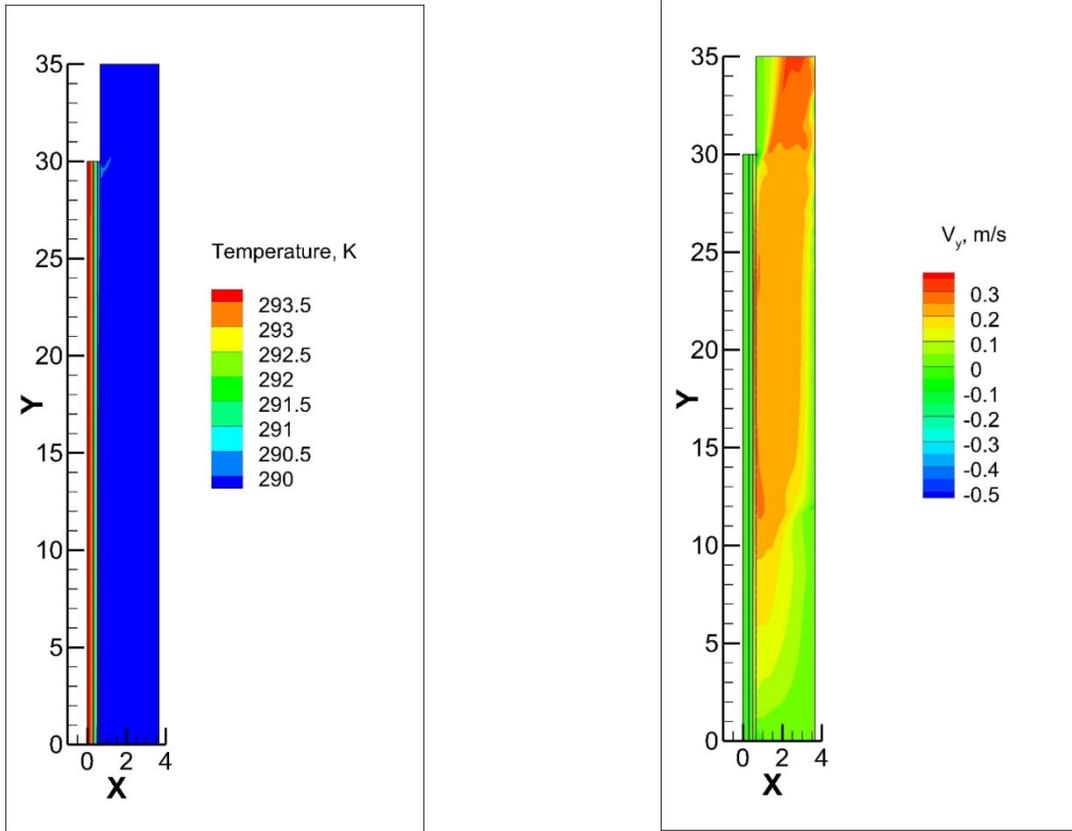


Рис. 3-4 Изотермы, изолинии скорости ( $d=150\text{мм}$ ,  $L=30\text{м}$ ,  $T=289,8\text{К}$ ).

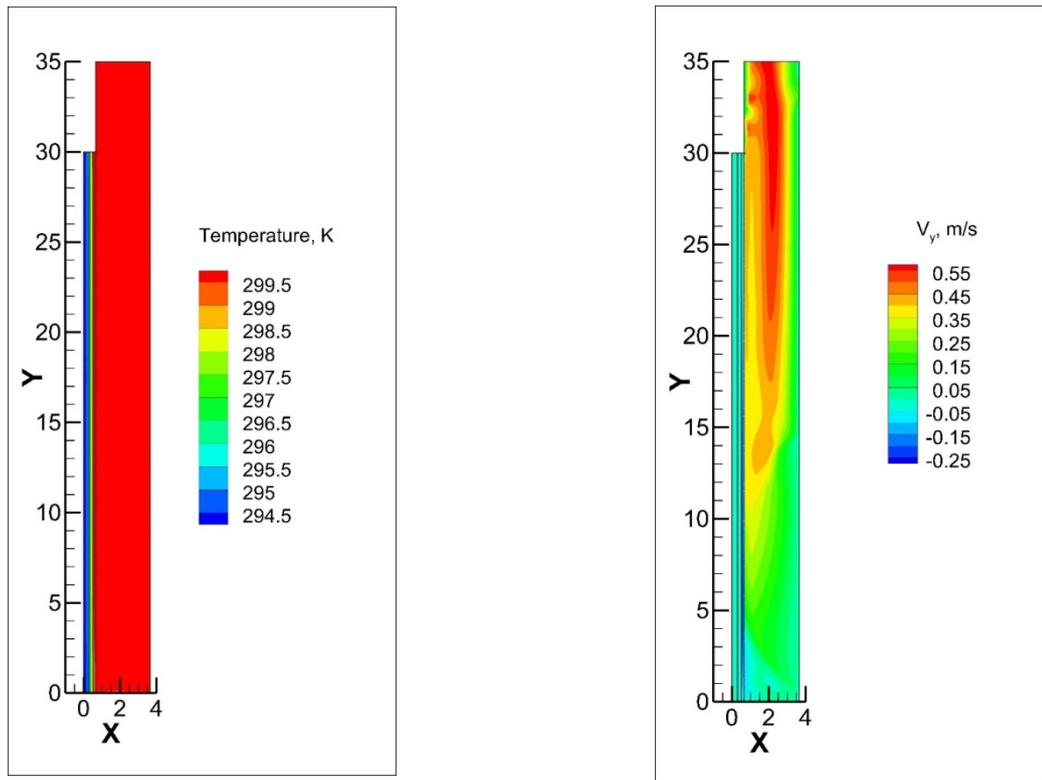


Рис. 5-61 Изотермы, изолинии скорости ( $d=150\text{мм}$ ,  $L=30\text{м}$ ,  $T=300\text{К}$ ).

Представленные диаграммы показывают форму безразмерной скорости, температуры и координаты для сравнения различных значений зазора (40мм, 150мм, 300мм). Формула перевода в безразмерную величину скорости всплытия:

$$V_b = (g\beta\Delta TL)^{1/2}$$

Ниже приведены диаграммы профиля скорости на высоте 15м для здания высотой 30м.

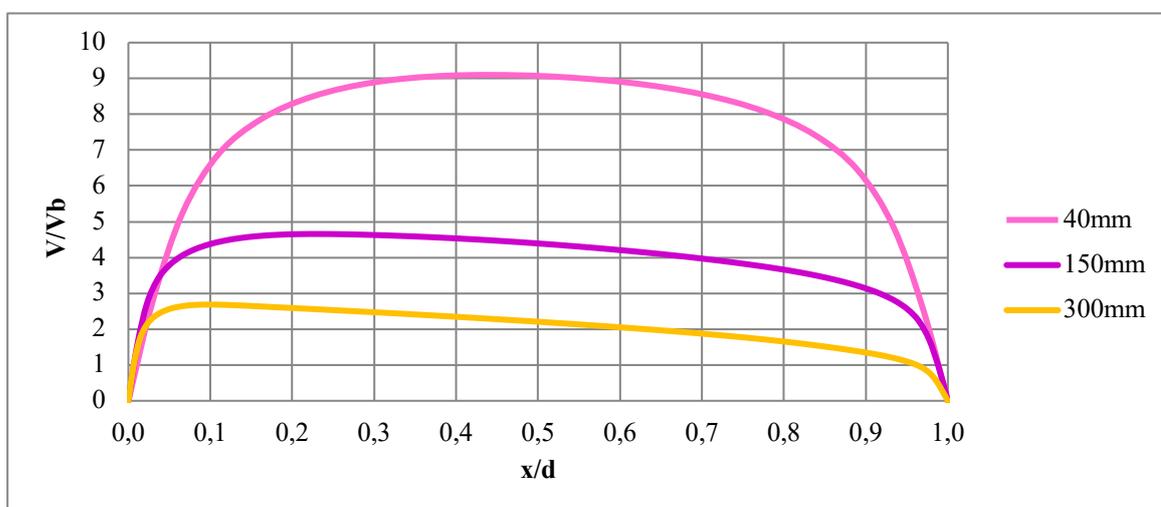


Рис.7 Распределение профиля скорости для различной ширины зазоров на высоте 15м  
(T=235,4К)

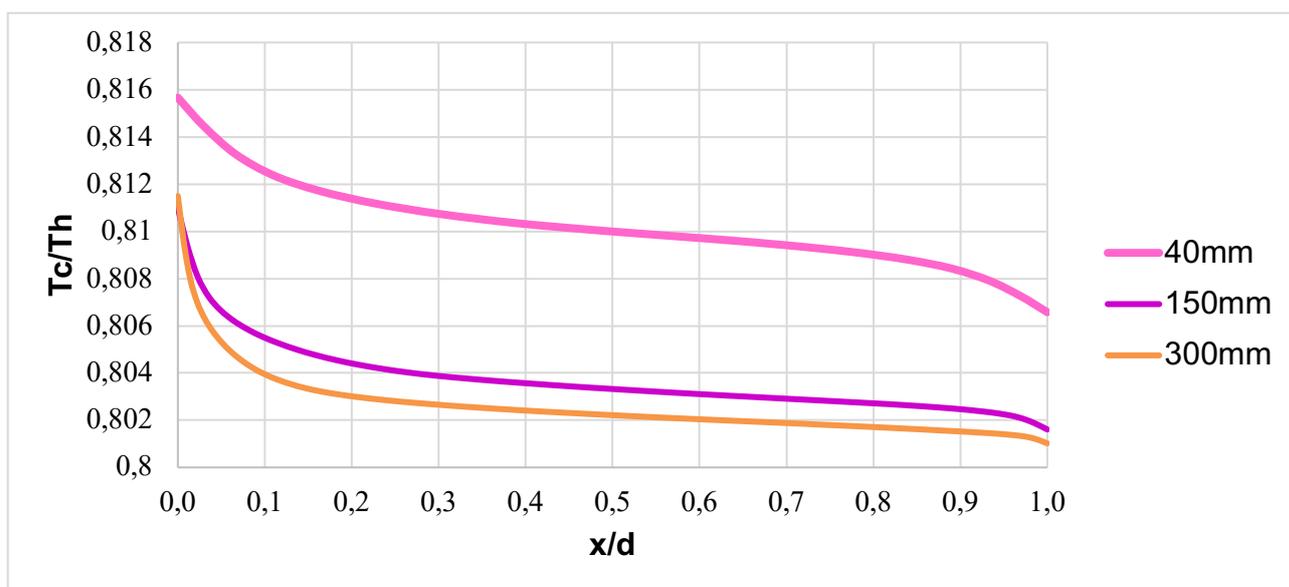


Рис. 8 Распределение температурного профиля для различной ширины зазоров на высоте 15м  
(T=235,4К)

**Выводы:**

1. Как видно из рисунков, скорость воздуха в воздушном слое увеличивается по мере увеличения ширины зазора и высоты здания. И при определенных условиях скорости движения воздуха более 1 м / с, что плохо сказывается на конструкции этих систем. Так же, как следствие такой ситуации, поток воздуха с такими параметрами может способствовать "выдуванию" из изоляции частиц. Это приведет к ухудшению характеристик теплоизоляции, а термическое сопротивление конструкции стен постепенно уменьшится.
2. Когда температура наружной поверхности изоляции почти равна температуре в помещении, движение воздуха происходит очень низкими темпами. Есть конвекция, но она неинтенсивная. Соответственно влага из утеплителя не удаляется, что ведет к увлажнению утеплителя.
3. Ситуация, когда температура наружного воздуха больше, чем температура внутри помещения, движение сверху вниз (обратный поток воздуха). Первоначально проектирование этой системы не предусматривалось для такого движения воздуха. Соответственно, конденсация влаги возможна в нижней части здания.
4. Структура фасада может быть улучшена путем добавления дополнительных элементов, которые могут механически способствовать развитию движения воздушного потока вертикально вверх. Поскольку движение происходит из-за разницы температур, возможно, в качестве опции, добавить обогрев нижней части конструкции. Этот метод подходит, когда движение не происходит, или движение воздуха происходит сверху вниз. Таким образом, воздух будет двигаться в направлении, в котором он изначально был предназначен для предоставления проектных решений (вверх).

### **Глава 3. Низкорейнольдсовы приближения в вертикальных обогреваемых кавернах. Разработка технических решений по усовершенствованию ограждающих конструкций**

#### **3.1 Математическая модель**

Для рассмотрения течения газа выбрана вытянутая в вертикальном направлении прямоугольная область. Отношение высоты к ширине  $A$ , будет варьироваться в диапазоне  $A > 20$ . На боковых стенках задается условие постоянной температуры, верхняя и нижняя стенки адиабатические.

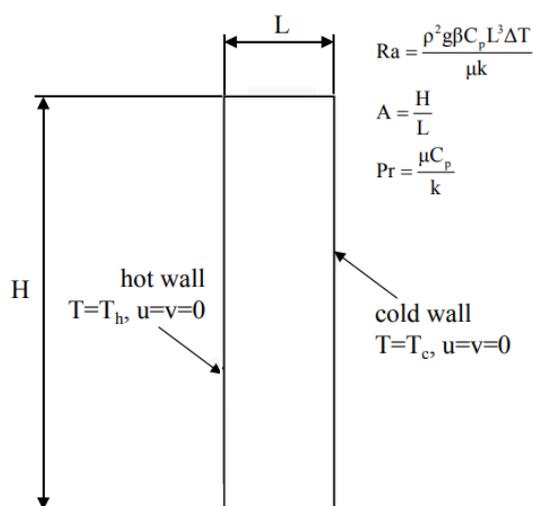


Рисунок 9. Расчётная область для двумерной постановки.

Конвекция и теплообмен в представленном расчете описывается системой уравнений Навье-Стокса с учетом приближения Буссинеска, сводящего задачу к расчету течения несжимаемой жидкости, газа при наличии массовой силы, пропорциональной локальному перепаду температуры. Эта система уравнений выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \\ (\mathbf{V}\nabla)\mathbf{V} = \nu \nabla^2 \mathbf{V} + \mathbf{g}\beta T\boldsymbol{\gamma} \\ \mathbf{V}\nabla T = a \nabla^2 T \end{cases}$$

Здесь  $\mathbf{V}$  – скорость жидкости;  $T$  – температура;  $p$  – модифицированное давление;  $\rho$  – средняя плотность;  $\mathbf{g}$  – ускорение силы тяжести;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $a$  – коэффициент температуропроводности;  $\beta$  – коэффициент объемного расширения;  $\boldsymbol{\gamma}$  – единичный вектор, направленный по вертикали вверх.

Вводя безразмерные переменные: расстояние –  $h$ , время –  $h^2/\nu$ , скорость –  $g\beta\Delta T h^2/\nu$ , температура –  $\Delta T$  (разница температур), давление –  $\rho g\beta\Delta T h$ , получим систему:

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \\ Gr [(\mathbf{V}\nabla)\mathbf{V}_0 + (\mathbf{V}_0\nabla)\mathbf{V}] = \nabla^2 \mathbf{V} + \nabla^2 \mathbf{V} + T\boldsymbol{\gamma} \\ Gr [\mathbf{V}\nabla T_0 + \mathbf{V}_0 \nabla T] = \frac{1}{Pr} \nabla^2 T \end{cases}$$

Профили скорости и температуры основного течения в безразмерных переменных  $\mathbf{V}_0$  и  $T_0$  имеют вид:

$$\mathbf{V}_0 = \frac{1}{6}(x^3 - x), T_0 = -x$$

Задача содержит два безразмерных параметра, определяющих подобие конвективных течений – число Грасгофа и Прандтля:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad \text{Gr} = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2}$$

### 3.2 Верификация математической модели с экспериментальными данными

Верификация математической модели проводится путем сопоставления полученных результатов с экспериментальными данными, представленными ниже.

Естественная конвекция между двумя вертикальными пластинами изучалась многими исследователями при разных типах граничных условий на стенках канала в присутствии или отсутствии входных и выходных эффектов. При этом основное внимание в литературе уделено случаю подъемного течения при симметричном нагреве пластин.

Wright J.L., Jin H., Hollands K.G.T., Naylor D. экспериментально изучали естественную конвекцию газа (воздуха) при  $\text{Pr} = 0.7$  в вертикальной полости с разнонагретыми алюминиевыми стенками. Визуализация течения проводилась с помощью дыма и лазерного источника света. Авторы статьи варьировали числа Рэлея в диапазоне  $\text{Ra} = \frac{\rho^2 g \beta c_p L^3 \Delta T}{\mu k} = 4850 \div 54.800$ , что позволило наблюдать различные режимы течения с помощью дыма.

Задача решается с помощью трехмерного RANS подхода, замкнутого с помощью k-w SST модели турбулентности совместно с уравнением энергии. Валидация и верификация модели проведена путём сравнения с экспериментальными результатами. Результаты работы могут быть применимы в различных прикладных областях, например, при разработке новых фасадных систем.

### 3.3 Численное моделирование

Для расчетов выбрана область имеющая размер  $L \times 20L \times 20L$ . Задача решалась в безразмерной постановке. Изначально расчеты выполнены в трехмерной постановке для чисел Рэлея  $\text{Ra}=7300$  и  $\text{Ra}=15000$ . Расчеты для чисел Рэлея  $\text{Ra}=7300$  выполнены в нестационарной ламинарной постановке. Поля температуры в различных сечениях расчетной области приведены на рисунке 31.

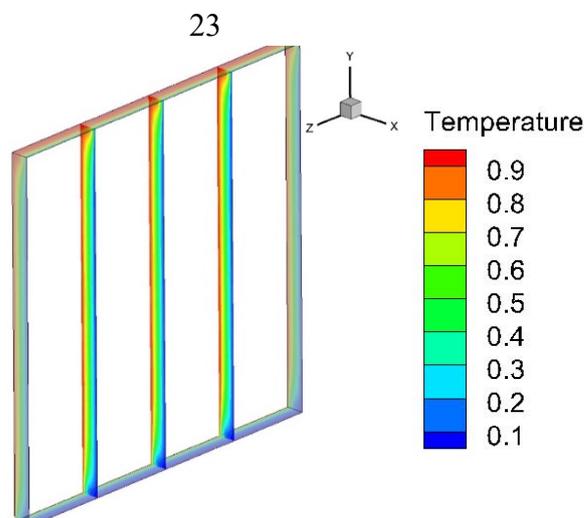


Рисунок 10. Поля температуры в различных сечениях расчетной области для чисел Рэлея  $Ra=7300$ .

Из полученных результатов можно сделать вывод, что при таком числе Рэлея наблюдается устойчивый нестационарный режим течения, так как поля температуры в различных сечениях совпадают.

Для числа Рэлея  $Ra=15000$  нестационарная постановка без модели турбулентности не дала требуемой сходимости по невязкам, поэтому этот расчет выполнен с применением RANS подхода, замкнутого при помощи  $k-\omega$  SST модели турбулентности. Течение, полученное в этом расчете, неустойчиво в третьем направлении, поэтому при числах  $Ra=10000$  и выше нельзя рассматривать воздушную прослойку как теплоизолятор.

Поскольку при числах Рэлея ниже  $Ra=10000$  течение устойчиво в третьем направлении, то можно перейти к двумерной постановке. На рисунке 32 представлены поля продольной скорости в зависимости от числа Рэлея.

Для всех рассмотренных режимов течение является двумерным и ламинарным. Расчеты для чисел Рэлея  $Ra = 6800$  и  $Ra = 7300$  показали сходимость только в нестационарной постановке.

Поля температур для чисел Рэлея меньших  $Ra=10000$  качественно схожи. Поле температуры для  $Ra = 4850$  приведено на рисунке 33.

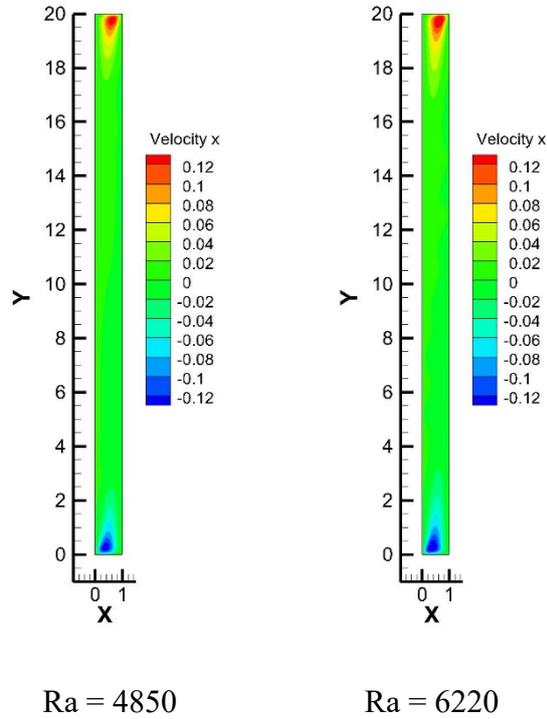


Рисунок 11. Продольные поля скоростей в вертикальном сечении расчетной области для различных чисел Рэлея.

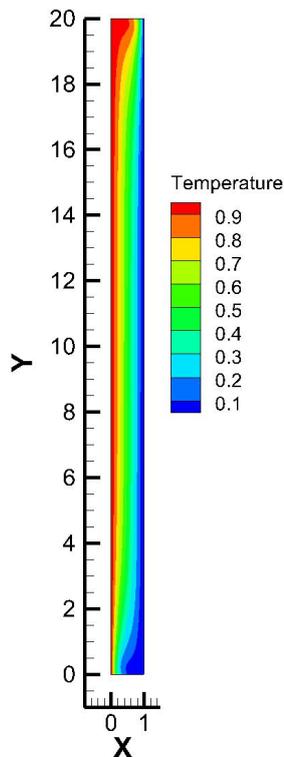


Рисунок 12. Температурное поле при  $Ra = 4850$ .

Важно, что для рассмотренных режимов течения правомерно считать, что сопротивление теплопередачи каверны можно рассчитывать, как

$$R = \frac{\delta}{\lambda}$$

Поскольку известно критическое число Рэлея, при котором не происходит перехода к трехмерному течению, то возможно оценить перепад температуры на стенках, допустимый для работы каверны, как теплоизолятора:

$$\Delta T \leq 10000 \frac{va}{g\beta L^3}$$

При росте числа Ra линейность постепенно исчезает. Предел линейности отмечается при Ra = 10000.

Если выполняется данное условие, то распределение температуры поперек каверны линейное и термическое сопротивление каверны определяется только ее толщиной и коэффициентом молекулярной теплопроводности воздуха. Линейные профили температуры представлены на графике.

При выполнении условия можно рассматривать каверну, заполненную воздухом как теплопроводную твердую среду. И варьируя геометрическими размерами каверны, можно добиться эквивалентности ее теплозащитных свойств свойствам утеплителя.

Предлагается использовать систему двойных фасадов, в которых отдельные секции облицовки с неподвижным прогреваемым воздухом выполняют функцию естественного теплоизоляционного материала, обеспечивающего дополнительное термическое сопротивление.

Выводы:

1. Структура фасада может быть улучшена путем добавления дополнительных элементов, которые могут механически способствовать развитию движения воздушного потока вертикально вверх. Поскольку движение происходит из-за разницы температур, возможно, в качестве опции, добавить обогрев нижней части конструкции. Этот метод подходит, когда движение не происходит, или движение воздуха происходит сверху вниз. Таким образом, воздух будет двигаться в направлении, в котором он изначально был предназначен для предоставления проектных решений (вверх).
2. Поскольку известно критическое число Рэлея, при котором не происходит перехода к трехмерному течению, то возможно оценить перепад температуры на стенках, допустимый для работы каверны, как теплоизолятора:  $T \leq 10000 va$ . При росте числа Ra линейность постепенно

исчезает. Предел  $g\beta L^3$  линейности отмечается при  $Ra = 10\ 000$ . При выполнении данного условия, можно рассматривать каверну, заполненную воздухом как теплопроводную твердую среду. И варьируя геометрическими размерами каверны, можно добиться эквивалентности ее теплозащитных свойств свойствам утеплителя.

3. Предложена система двойных фасадов, в которых отдельные секции облицовки с неподвижным прогреваемым воздухом выполняют функцию естественного теплоизоляционного материала, обеспечивающего дополнительное термическое сопротивление.

## Заключение

1. Разработана математическая модель нестационарного тепломассопереноса в воздушной прослойке наружных стен. - распределение скорости  $f'(\zeta) = \zeta \exp(-3\sigma a \zeta)$  и максимум скорости – вблизи горячей стенки. Профиль скорости такой же, как в настильном факеле (пристеночной струе); распределение температуры  $\theta = \exp(-3a\sigma\zeta)$ ; распределение трения убывает по  $\zeta$  от максимального значения на горячей стенке,  $\zeta=0$ , до нуля вне пограничного слоя,  $\zeta=\infty$ :  $f''(\zeta) = \exp(-3a\sigma\zeta) - 3a\sigma\zeta \exp(-3a\sigma\zeta)$ ; распределения теплового потока монотонно-убывающее по  $\zeta$ :  $\theta'(\zeta) = 3a\sigma \exp(-3a\sigma\zeta)$ . Располагая локальными профилями скорости и температурного напора нетрудно провести осреднение по ширине канала и по расходу и найти гидравлические распределения (среднюю скорость и среднюю температуру потока).
2. Произведено численное моделирование нестационарного тепломассопереноса в вентилируемом фасаде в условиях сопряженного теплообмена в режиме свободной конвекции.
3. Определены направления по практическому внедрению полученных результатов. Структура фасада может быть улучшена путем добавления дополнительных элементов, которые могут механически способствовать развитию движения воздушного потока вертикально вверх. Поскольку движение происходит из-за разницы температур, возможно, в качестве опции, добавить обогрев нижней части конструкции. Этот метод подходит, когда движение не происходит, или движение воздуха происходит сверху вниз. Таким образом, воздух будет двигаться в направлении, в котором он изначально был предназначен для предоставления проектных решений (вверх).

4. При критическом числе Рэлея, при котором не происходит перехода к трехмерному течению, определён перепад температуры на стенках, допустимый для работы каверны, как теплоизолятора:  $T \leq 10000 \text{ } \mu\text{a}$ . При росте числа Ra линейность постепенно исчезает. Предел  $g\beta L^3$  линейности отмечается при  $Ra = 10\ 000$ . При выполнении данного условия, можно рассматривать каверну, заполненную воздухом как теплопроводную твердую среду. И варьируя геометрическими размерами каверны, можно добиться эквивалентности ее теплозащитных свойств свойствам утеплителя.
5. Предложена система двойных фасадов, в которых отдельные секции облицовки с неподвижным прогреваемым воздухом выполняют функцию естественного теплоизоляционного материала, обеспечивающего дополнительное термическое сопротивление.

## Список литературы

1. Wang, J., Zhu, J., Zhang, X., Chen, Y. Heat transfer and pressure drop of nanofluids containing carbon nanotubes in laminar flows (2013) *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44, pp. 716-721. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2012.09.013
2. Wu, Z., Wang, L., Sundén, B. Pressure drop and convective heat transfer of water and nanofluids in a double-pipe helical heat exchanger (2013) *Applied Thermal Engineering*, 60 (1-2), pp. 266-274. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.06.051
3. Vajravelu, K., Prasad, K.V., Ng, C.-O. Unsteady convective boundary layer flow of a viscous fluid at a vertical surface with variable fluid properties (2013) *Nonlinear Analysis: Real World Applications*, 14 (1), pp. 455-464. DOI: 10.1016/j.nonrwa.2012.07.008
4. A.A. Minea. Challenges in hybrid nanofluids behavior in turbulent flow: recent research and numerical comparison. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 71, 426-434, 2017.
5. Ebrahimnia-Bajestan, E., Charjouei Moghadam, M., Niazmand, H., Daungthongsuk, W., Wongwises, S. Experimental and numerical investigation of nanofluids heat transfer characteristics for application in solar heat exchangers (2016) *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 92, pp. 1041-1052. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.107
6. Шеремет М.А. Математическое моделирование естественной конвекции в замкнутой квадратной полости с теплопроводными стенками конечной толщины // *Физ-Мат.* 2011. - № 1-2. - С. 3-8

7. Шеремет М.А. Сопряженные задачи естественной конвекции. Замкнутые области с локальными источниками тепловыделения. Берлин: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. - 176 с.
8. de Gracia, A., Navarro L., Castell A., Cabeza L.F. Energy performance of a ventilated double skin facade with PCM under different climates. 2015. Energy and Buildings. No. 91. pp. 37-42.
9. C. Cianfrini, M. Corcione, E. Habib, A. Quintino. Energy performance of a lightweight opaque ventilated facade integrated with the HVAC system using saturated exhaust indoor air. Energy and Buildings. 2012. No. 20. Pp. 26–34
10. Z. Mohammed Saleh, H. Z. Alibaba. Integration of Double Skin Facade with HVAC Systems: The State of the Art on Building Energy Efficiency. International Journal of Recent Research in Civil and Mechanical Engineering. 2016. No. 2. Pp. 37-50.
11. O. Manca, S. Nardini, Thermal design of uniformly heated inclined channels in natural convection with and without radiative effects, Heat Transfer Engineering, vol. 22, n. 2, pp. 13-28, 2001.
12. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Предельные задачи для уравнения Крокко в теории переноса. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Физико-математические науки. 2014. № 3 (201). С. 47-56.

### Список публикаций

1. Petrichenko, M., Sergeev, V., Kotov, E., Nemova, D., Andreeva D. CFD simulation of the convective flows in the vertical caverns // Magazine of Civil Engineering. 2019. 92(8). Pp. 76–83. DOI: 10.18720/MCE.92.6
2. Petrichenko, M., Sergeev, V., Kotov, E., Nemova, D., Tarasova (Andreeva), D. Numeric Verification of the Weak Solutions to the Typical Crocco Limit Problem Using Implicit Difference Scheme of the Second Order (2019) Advances in Intelligent Systems and Computing, 983, pp. 839-848.
3. Petritchenko, M.R., Kotov, E.V., Nemova, D.V., Tarasova (Andreeva), D.S., Sergeev, V.V. Numerical simulation of ventilated facades under extreme climate conditions (2018) Magazine of Civil Engineering, 77 (1), pp. 130-140.
4. Petrichenko, M.R., Nemova, D.V., Kotov, E.V., Tarasova (Andreeva), D.S., Sergeev, V.V. Ventilated facade integrated with the HVAC system for cold climate (2018) Magazine of Civil Engineering, 77 (1), pp. 47-58.

5. Tarasova (Andreeva), D.S., Petritchenco, M.R. Buildings quasi-stationary thermal behavior (2017) Magazine of Civil Engineering, 72 (4), pp. 28-35.
6. Д.С. Тарасова (Андреева), А.О. Курицын, Н.Ю. Павлова, И.А. Опанасенко, В.В. Болотовский. Двойные фасады с вентилируемыми буферными зонами. Alfabuild. 6(7). 2018. 47-58.
7. Tarasova, D. (Andreeva), Andreev, K., Lakić, S. The Feasibility of Energy Efficiency class Improving of a Building from Economic Point (2016) MATEC Web of Conferences, 53, статья № 01011.
8. Tarasova, D. (Andreeva), Staritsyna, A., Nemova, D., Andreev, K. The using feasibility Russian and European software products at thermal calculations (2016) MATEC Web of Conferences, 53, статья № 01007, .
9. Vatin, N., Gorshkov, A., Nemova, D., Tarasova, D. (Andreeva), Energy efficiency of facades at major repairs of buildings(2014) Applied Mechanics and Materials, 633-634, pp. 991-996.
10. Vatin, N.I., Nemova, D.V., Tarasova, D.S. (Andreeva), Staritsyna, A.A. Increase of energy efficiency for educational institution building (2014) Advanced Materials Research, 953-954, pp. 854-870.
11. Vatin, N., Gorshkov, A., Rymkevich, P., Nemova, D., Tarasova, D. (Andreeva), Nonstationary thermal conduction through the building envelope (2014) Applied Mechanics and Materials, 670-671, pp. 365-369.
12. Vatin, N.I., Gorshkov, A.S., Nemova, D.V., Staritsyna, A.A., Tarasova, D.S. (Andreeva), The energy-efficient heat insulation thickness for systems of hinged ventilated facades (2014) Advanced Materials Research, 941-944, pp. 905-920.