

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ НАУКИ**

**ИНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МЕХАНИКИ им. А.Ю. ИШЛИНСКОГО
РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК**

А.И. ФЕДЮШКИН, А.Г. ЧУРБАНОВ

**АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ
АЭРАЦИОННЫХ ФОНАРЕЙ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ**

Препринт № 1093

Москва 2015

УДК 532.5

А.И. Федюшкин, А.Г. Чурбанов.

Аэродинамический анализ эффективности аэрационных фонарей для вентиляции промышленных зданий - Препринт ИПМех РАН, № 1093, Москва, 2015, 54 с.

Аннотация

Проведены параметрические численные расчеты для анализа аэродинамических характеристик различных моделей фонарей. Выявлены наиболее эффективные конструкции вентиляционных фонарей с точки зрения наименьшего значения аэродинамического сопротивления фонаря.

Abstract

Parametric CFD calculations for an analysis of aerodynamic characteristics of different models of ridge ventilators were carry out and identified the most efficient ridge ventilator from the point of view of aerodynamic resistance of the structure.

ISBN 978-5-91741-136-1

055(02)2 © Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского Российской Академии Наук, 2015

Содержание

Введение	4
1. Цель исследований и постановка задачи	5
1.1. Типы аэрационных фонарей	6
1.2. Схемы расчетных областей	10
2. Математическая модель	14
2.1. Критерий эффективности аэрационных фонарей	15
2.2. Геометрические модели фонарей	17
3. Результаты математического моделирования	23
3.1. Структуры течения воздуха в промышленных корпусах	24
3.1. Эффективность вентиляционных фонарей	30
3.2. Коэффициент пропускания C_D для различных типов фонарей ...	32
3.3. Прогнозируемая пропускная способность фонарей	36
Выводы	37
Литература	38
Приложение 1. $k-\varepsilon$ и SST модели турбулентности	39
Приложение 2. Тестовая задача о естественной вентиляции помещения .	45

Аннотация

С помощью параметрических численных расчетов проведен анализ характеристик пропускной способности различных моделей аэрационных фонарей. Выявлены наиболее эффективные конструкции вентиляционных фонарей с точки зрения наименьшего значения аэродинамического сопротивления фонаря.

Введение

Во всех жилых и производственных помещениях используется системы вентиляции. Вентиляция может быть естественно-конвективной, принудительно приточной (с использованием дополнительных установок) или смешанной. Естественно конвективная вентиляция является наиболее экономичной и эффективной особенно в условиях, когда температура внутри вентилируемого здания гораздо выше, чем снаружи корпуса. Такие условия часто существуют в производственных помещениях с большими тепловыделяющими установками, например, в литейных цехах, в корпусах электролиза алюминия, в котельных и т.д.

Для выполнения экологических норм и создания комфортных условий при работе людей в производственных корпусах часто требуется увеличивать эффективность естественно-конвективной вентиляции, не прибегая к принудительной вентиляции с дополнительными энергозатратами. Эта необходимость возникает при увеличении мощностей производства и ужесточении экологических норм, например, в цехах металлургических, химических и энергетических производств. Например, в цехах электролиза алюминия существует рабочая зона – это приблизительно 2 метра от уровня пола по всей площади корпуса, в

которой температура и концентрация загрязняющих веществ должны быть ниже порогового уровня. Управляя интенсивностью вентиляции, можно обеспечить должный температурный и концентрационный режим в рабочей зоне производственного корпуса.

В производственных корпусах интенсивность и эффективность естественно конвективной вентиляции определяются многими условиями и параметрами. Одними из важнейших факторов для эффективной естественной вентиляции промышленных зданий являются геометрия, форма и конструкция аэрационных фонарей. В данной работе будут представлены результаты математического моделирования, полученные на основе уравнений Рейнольдса для турбулентного течения воздуха, и проанализированы пропускные характеристики основных наиболее известные типов аэрационных фонарей: «ВАМИ», «НН Robertson» «COLT», «GAL» и их модификаций [1, 2]. Данные аэрационные фонари и их модификации применяются для вентиляции больших промышленных помещений, в частности, для вентиляции корпусов электролиза алюминиевой промышленности.

В данной работе показано то, что можно оценить и оптимизировать интенсивность естественно-конвективной вентиляции промышленного корпуса, проанализировав те или иные аэрационные фонари

1. Цель исследований и постановка задачи

В данной работе проводится сравнительный анализ пропускной способности различных аэрационных фонарей при естественно-конвективной вентиляции промышленных зданий с целью выявления наиболее эффективного.



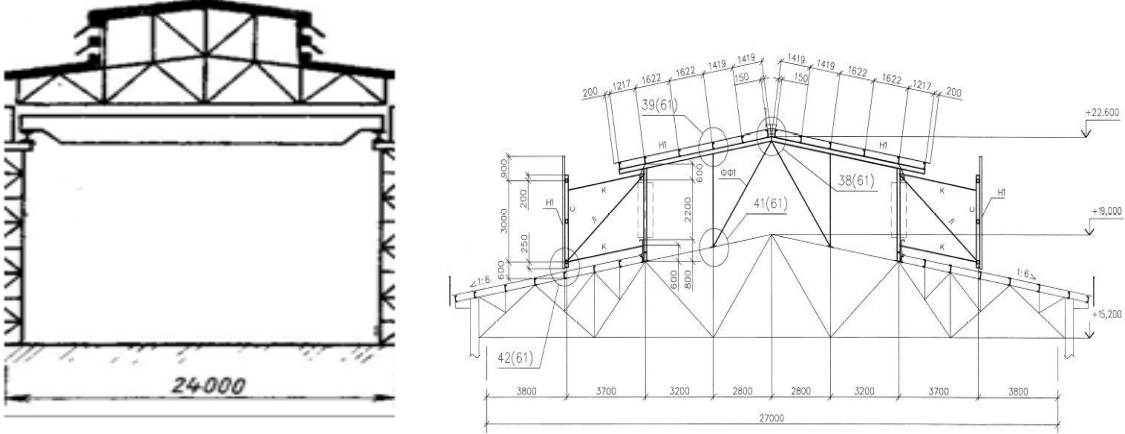


Рис.1. Цех электролиза алюминия

На рис. 1 представлена фотография интерьера типичного цеха электролиза. На данной фотографии (рис.1) вверху на крыше цеха видны аэрационные фонари, а внизу над фальшполом виден ряд верхних частей электролизеров, расположенных поперек корпуса. Аэрационные фонари могут устанавливаться, как по всей длине здания, так и на некоторых участках крыши. В цехах электролиза алюминия основные конвективные потоки воздуха возникают вследствие тепловыделения от десятков электролизеров, расположенных друг за другом по всей длине корпуса. Корпуса электролиза обычно имеют большие размеры: по ширине и высоте около трех десятков метров и протяженностью около километра.

1.1. Типы аэрационных фонарей

В данной работе проанализировано более десяти модификаций аэрационных фонарей из следующих основных типов фонарей: «ВАМИ», «COLT» и «Тюльпан». Вид и некоторые характеристики этих типов фонарей представлены в таблице 1.

Таблица 1.

1	<p>Фонари типа «ВАМИ» (устье = 12м и 18.4м)</p> 
2	<p>Фонари типа «Тюльпан» НН Robertson Ultra-Flow (устье=3м, $C_D = 0.65$ - характеристика производителя)</p>  <div data-bbox="687 1070 1394 1301" style="background-color: black; color: white; padding: 10px;"> <p>Ultra-Flow ridge ventilators Coefficient of Discharge 0.65 Throat Size: 750 mm to 3000 mm</p> </div> 

- 3 Фонарь типа «Тюльпан» **Zefyr HCD**
(устье=3м $C_D = 0.65$ - характеристика производителя)



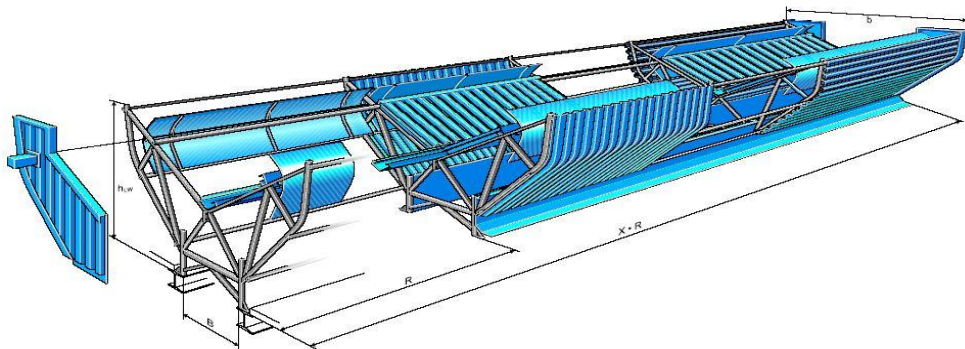
4 Фонари типа «Тюльпан» **GAL RIF-A**
(устье=3м, $C_D = 0.78$ - характеристика производителя)

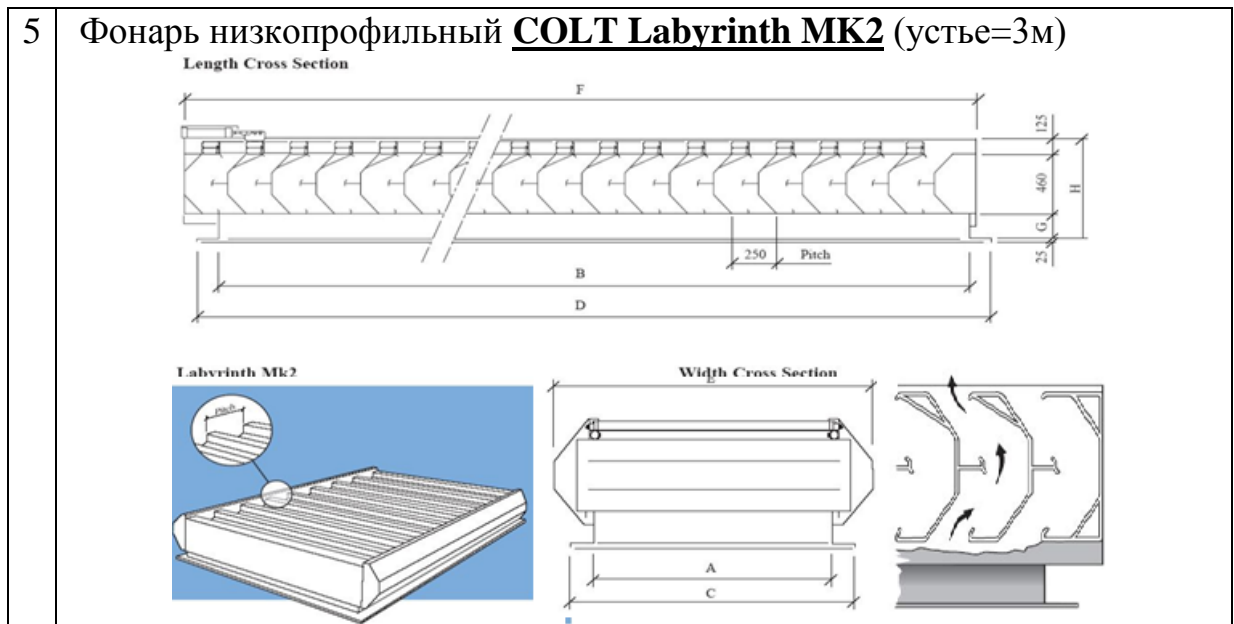


Erbsloh Aluminium AG (2003)



AG der Dillinger Huttenwerke (1998)

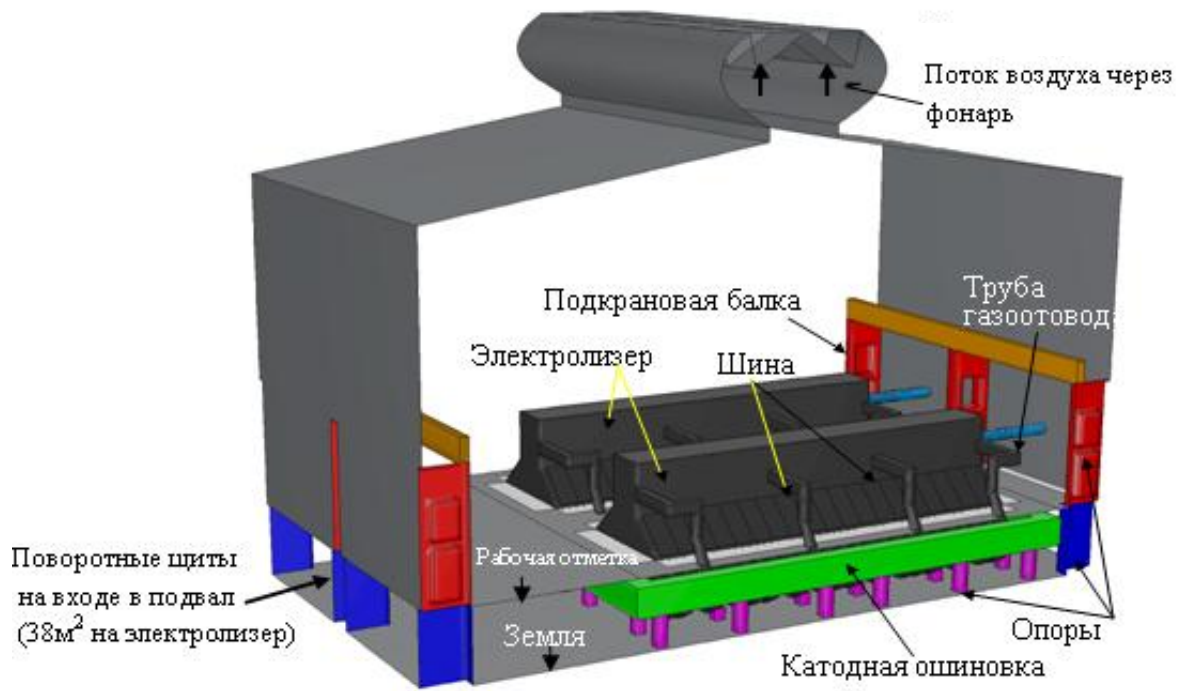




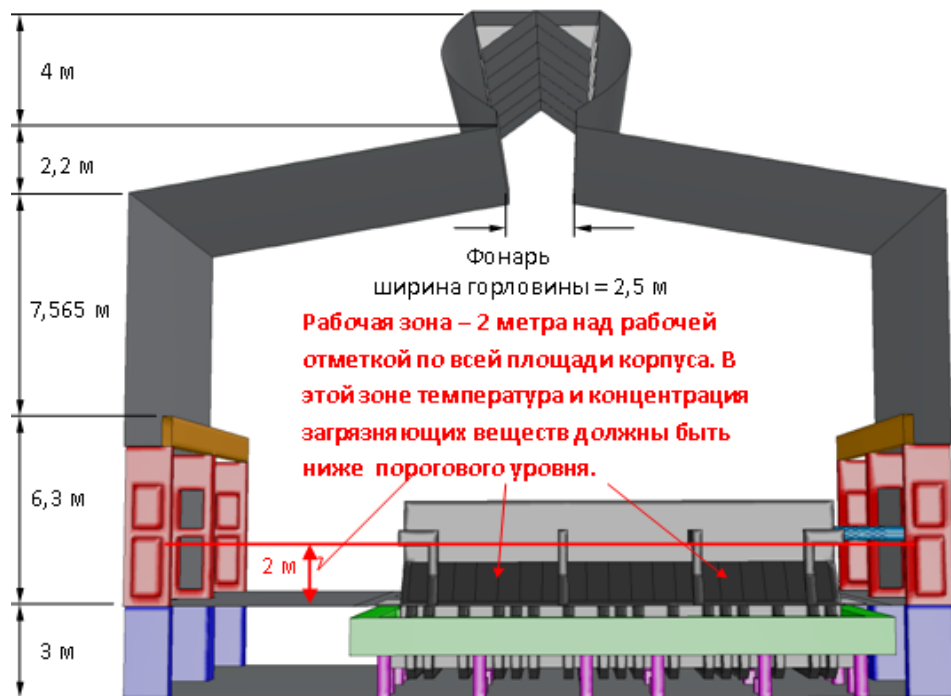
Следует отметить, что секции фонаря COLT Labyrinth MK2 могут иметь различную длину, но устанавливаются поперек конька крыши вентилируемого корпуса (то есть не поперек, а вдоль устья шириной в 3м).

1.2. Схемы расчетных областей

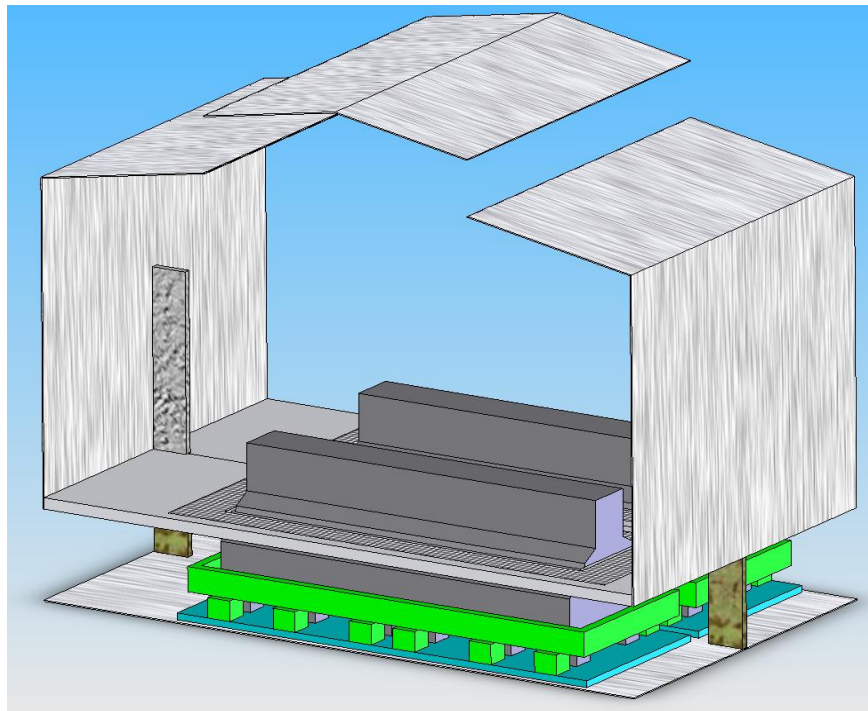
Структура основного конвективного течения воздуха в корпусе цеха электролиза алюминия зависит от расположения электролизеров и имеет периодический характер по длине корпуса с периодом равным расстоянию между электролизерами. Поэтому при математическом моделировании, для сокращения времени расчета, в трехмерной математической модели в качестве расчетной области можно взять не весь корпус, а только часть корпуса с одним или двумя электролизерами, как показано на рис. 2. В такой математической модели на фронтальных и тыльных плоскостях расчетной области ставятся условия периодичности (на рис.2 эти плоскости показаны открытыми).



а)



б)



в)

Рис. 2. Модели корпуса электролиза (часть корпуса с 2 электролизерами)
а), б) - модель с фонарем «Тюльпан», в) - модель с фонарем «ВАМИ»

В двумерных (2D) моделях расчетная область представляет вертикальное поперечное сечение корпуса, проходящее через середину электролизера (см. рис.3). Рассматриваются 2D модели с двумя вариантами входа воздуха в здание: в первом случае воздух поступает горизонтально с боков корпуса (см. рис.3а), а во втором воздух поступает вертикально снизу-вверх от пола (см. рис.3б). В обоих случаях воздух за счет конвекции вытекает через аэрационные фонари, установленные на крыше здания, которые имеют различные конструкционные и геометрические особенности. В данной работе во всех моделях предполагается, что вне корпуса внешний поток ветра отсутствует.

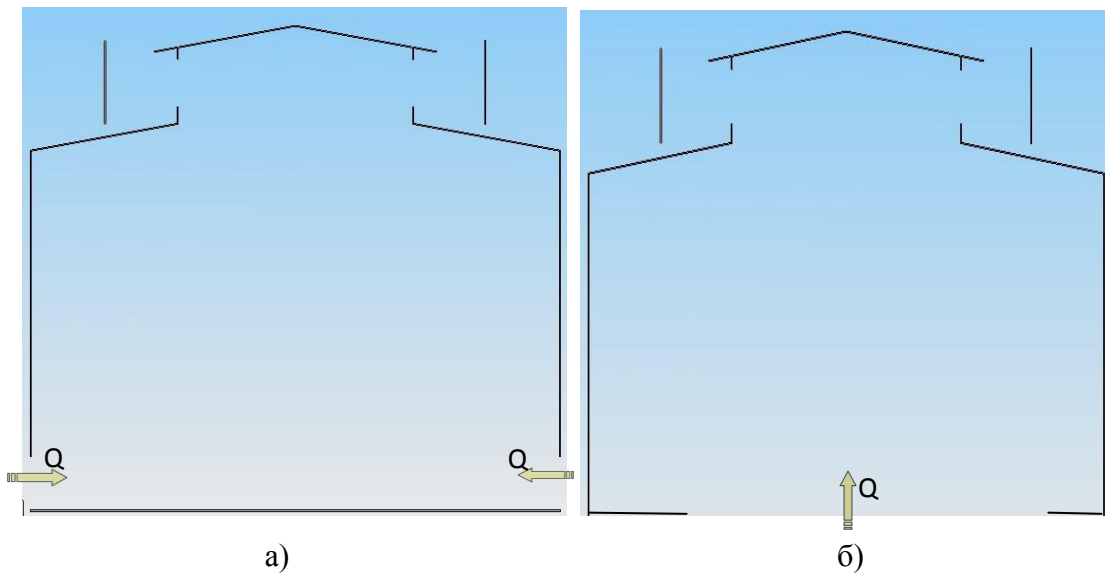


Рис. 3. Схемы расчетных 2D областей для фонарей «ВАМИ»
 а) - подачи воздуха с двух боков, б) – подачи воздуха снизу

Геометрия двумерной базовой модели была следующей: это здание производственного корпуса шириной 27 м, высотой корпуса 19-24м (в зависимости от типа аэрационного фонаря), высота расчетной области 33м, крыша двухскатная с наклоном 1:6. Двумерная базовая модель здания была без электролизера, но с постоянными заданными потоками воздуха, равномерно вдуваемыми через отверстия, расположенные либо сбоку корпуса, как показано стрелками на рис.3а или снизу, как показано на рис.3б. Расчетные сетки для разных геометрий фонарей были, как равномерными, так и неравномерными - адаптивными по геометрии и градиенту скорости. На рис. 4 показаны сетки для 2D моделей фонарей: на рис.4а – фиксированная сетка для модели «ВАМИ» и на рис.4б – адаптивная сетка для модели «Тюльпан».

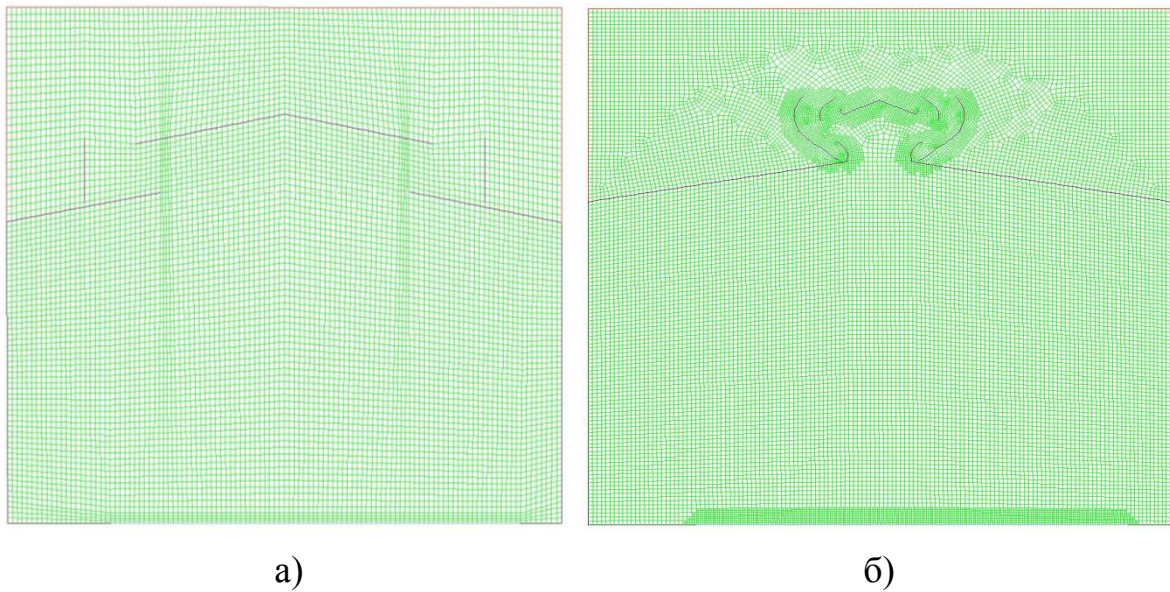


Рис. 4. Примеры расчетных сеток для 2D моделей
 а) модель «ВАМИ», б) модель «Тюльпан»

Моделирование проводилось для разных значений массового расхода воздуха $M = 1, 3, 5, 7$ и 10 кг/с на погонный метр. Этот диапазон значений расхода воздуха был получен, исходя из предварительных численных расчетов полной тепловой задачи с учетом тепловыделений от электролизера в диапазоне $q=100$ до 700 кВт.

2. Математическая модель

При моделировании естественно конвективного течения воздуха в производственном корпусе использовались $k-\varepsilon$ и $k-\omega$ SST (SST - Shear Stress Transport) модели турбулентности с различными пристеночными функциями. Краткое описание $k-\omega$ SST модели турбулентности приведено в Приложении 1. Для тестирования адекватности и точности выбранной математической модели о естественной вентиляции помещений с отверстиями и внутренним тепловыделением была рассчитана задача из экспериментальной работы [11]. Постановка данной тестовой задачи о

течении воздуха на лестничном пролете и результаты расчетов представлены в Приложении 2. Математическое моделирование данной тестовой задачи было проведено с использованием различных моделей турбулентности. Лучшее согласие с экспериментальными данными [11] было получено при использовании $k-\omega$ SST модели. Известно, что $k-\varepsilon$ модель турбулентности более точно воспроизводит характеристики турбулентного течения в ядре течения и хуже в пограничном слое около твердых стенок, а стандартная $k-\omega$ модель, наоборот дает лучшие результаты у твердых неподвижных стенок расчетной области и хуже в ядре турбулентного потока. Турбулентная модель $k-\omega$ SST модель Ментора переноса сдвиговых напряжений сочетает достоинства $k-\varepsilon$ и $k-\omega$ моделей, так как в ней есть «функция -переключатель», то есть вблизи стенок в пограничном слое используется $k-\omega$ модель, а вне пограничного слоя работает $k-\varepsilon$ модель.

2.1. Критерий вентиляционной эффективности аэрационных фонарей

В качестве критерия вентиляционной эффективности аэрационного фонаря выбран безразмерный коэффициент истечения C_D (discharge coefficient), характеризующий способность фонаря пропускать воздушный поток и зависящий только от его конструкции. Некоторые производители приводят данные для C_D своих фонарей, полученные из экспериментов (продувка фонарей в трубах) или из CFD расчетов. Коэффициент истечения C_D позволяет для заданной конфигурации корпуса и тепловой нагрузки приближенно вычислять пропускную

способность конкретного фонаря Q (по формулам из руководства ASHRAE - гидростатическое приближение без учета конвекции).

В данной работе значение коэффициента истечения C_D через аэрационный фонарь определялось с помощью моделирования турбулентного конвективного течения воздуха в корпусе электролиза и за пределами фонаря на основе численного решения уравнений Рейнольдса

Коэффициент истечения C_D характеризует пропускную способность аэрационного фонаря (на единицу площади входа) при заданной величине перепада давления ΔP :

$$Q = C_D (L_{\text{throat}} H) \sqrt{2\Delta P / \rho} \quad (1)$$

где Q – объемный расход через фонарь, $S=L_{\text{throat}} H$ - площадь входного проточного сечения (произведение ширины устья L_{throat} на длину фонаря H), ΔP – вытяжка (перепад давления через фонарь), ρ – плотность воздуха. Аэрационные фонари могут устанавливаться по всей длине здания. Длина фонаря H может равняться практически длине корпуса, а может быть гораздо меньше, это зависит от типа фонарей и конкретного расположения фонарей. Величина C_D изменяется в диапазоне: $0 \leq C_D \leq 1$, причем, $C_D = 0$ – это случай, когда нет отверстия, а $C_D = 1$ - это случай, когда наверху здания сплошное отверстие без крыши и фонаря. Произведение $C_D \cdot L_{\text{throat}}$ в уравнении (1) характеризует эффективность (пропускную способность) фонаря и позволяет сравнивать фонари разных типов при работе в одинаковых условиях без привязки к конкретному корпусу завода, то есть, когда $H\sqrt{2\Delta P / \rho} = \text{const}$.

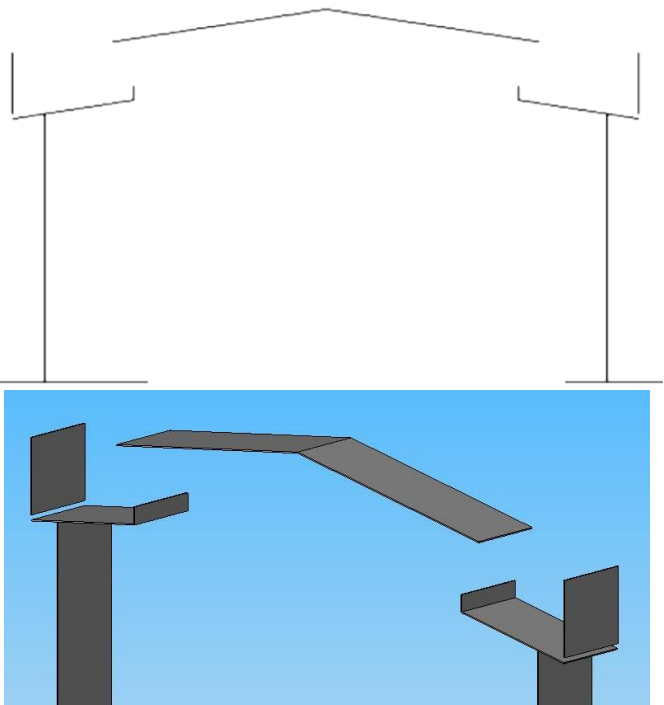
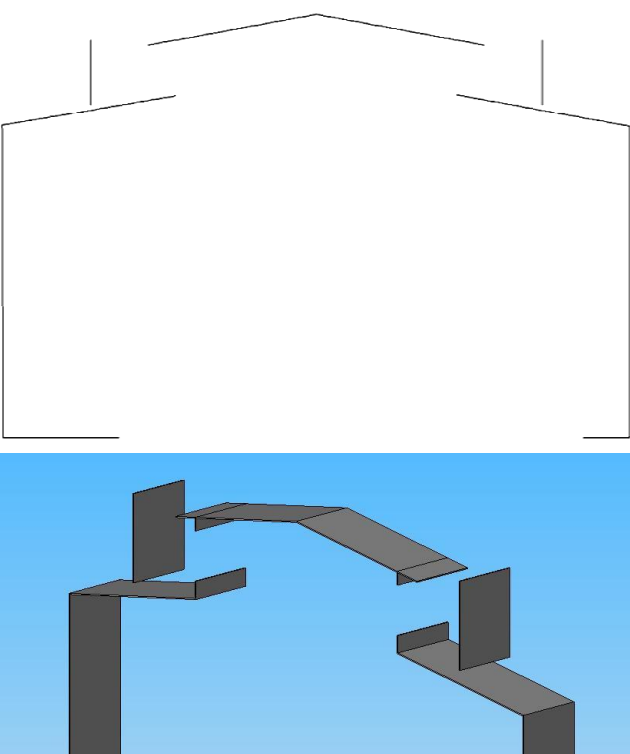
Иногда в литературе для анализа вентиляционной эффективности аэрационных фонарей используют коэффициент сопротивления, который равен величине обратно - пропорциональной квадрату коэффициента пропускания: $k=1/C_D^2$.

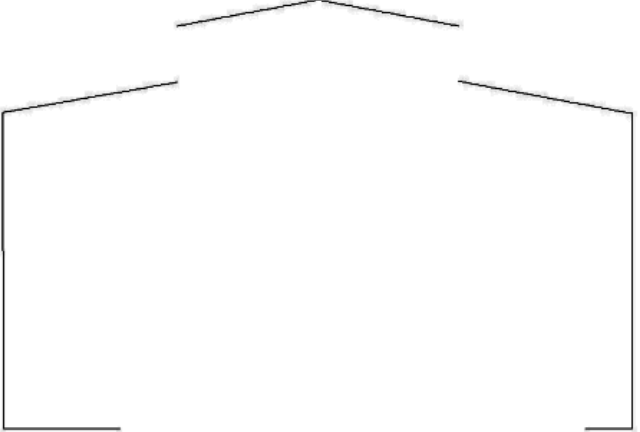
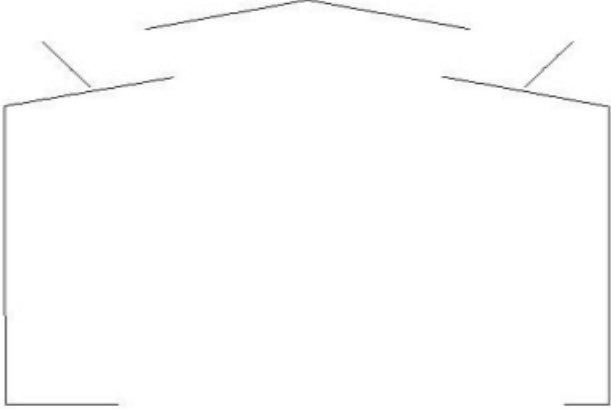
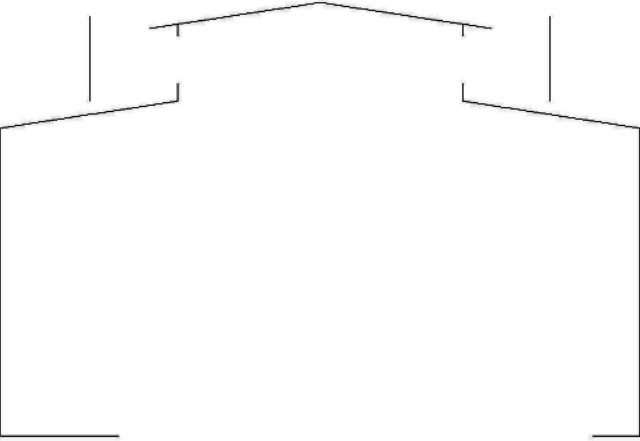
В данной работе будут рассмотрены модели с различными типами аэрационных фонарей, а также случаи без наличия фонаря на крыше корпуса (то есть с отверстием на месте фонаря), эти случаи будем в дальнейшем называть словом «устье» без указания типа фонаря, но с указанием ширины отверстия на крыше.

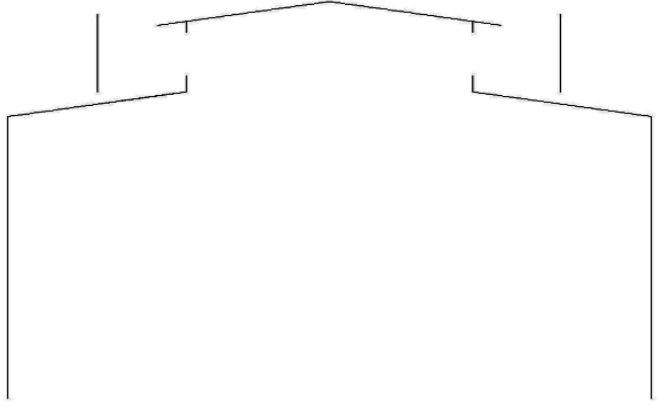
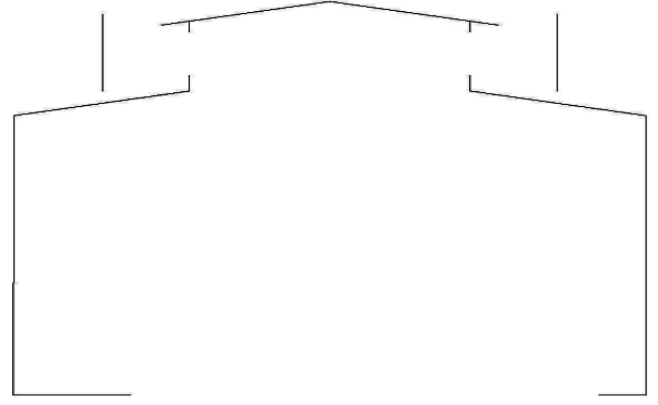
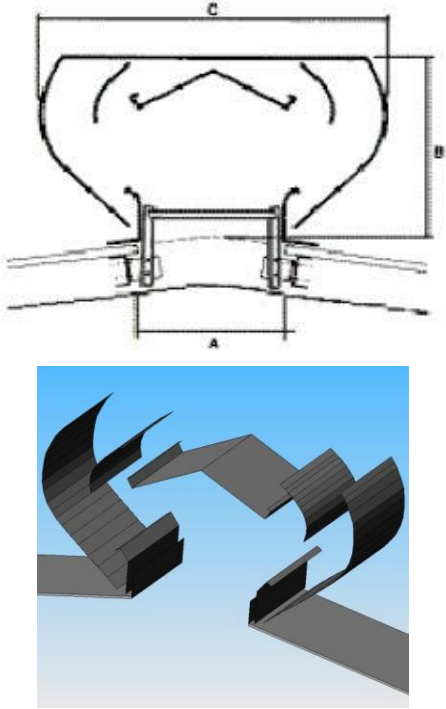
2.2. Геометрические модели фонарей

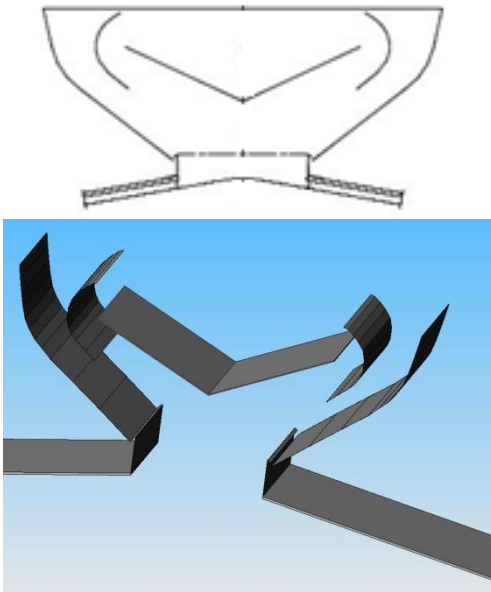
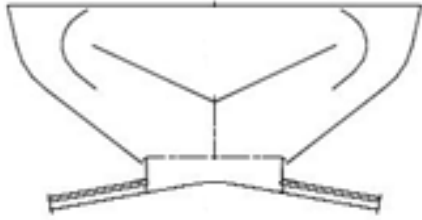
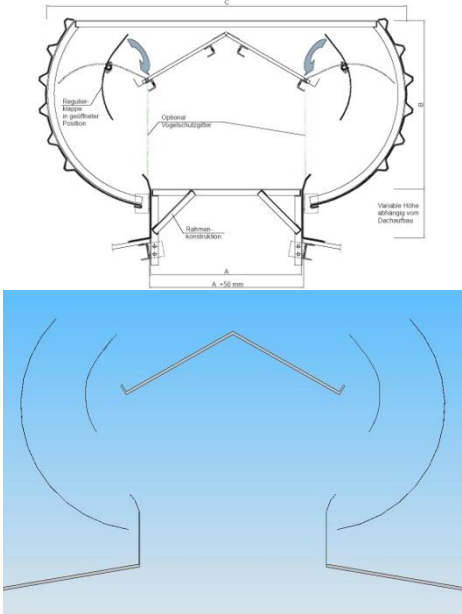
В данной работе рассмотрены и рассчитаны коэффициенты пропускной эффективности для фонарей «ВАМИ», «COLT» и «Тюльпан». Математические модели рассмотренных фонарей представлены в таблице 2. В таблице 2 представлены электронные геометрические модели аэрационных фонарей на основе литературных данных (см. таблица 1 и ссылки на web сайты) были созданы авторами с помощью пакетов программ SolidWorks и Gambit и в дальнейшем использовались в данной работе при моделировании аэродинамики для анализа вентиляции промышленных зданий с различными фонарями..

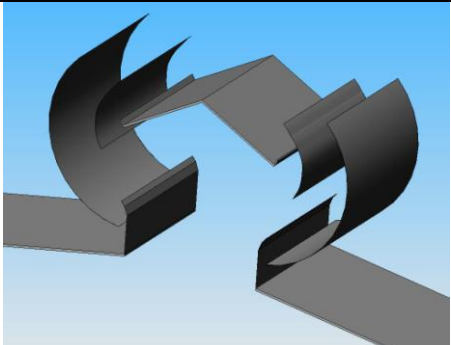
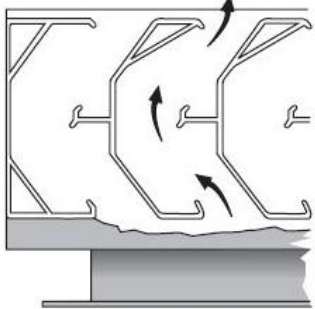
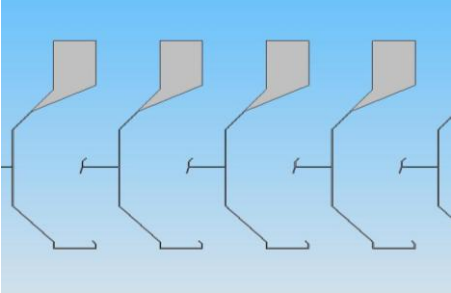
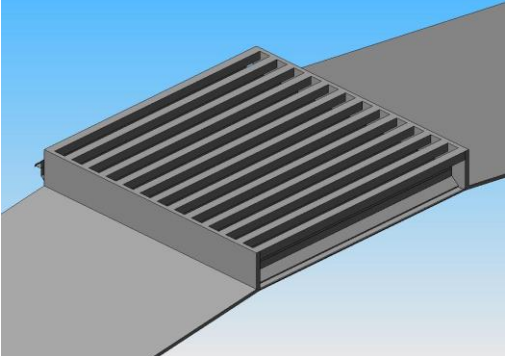
Таблица 2.

1	<p>ОАО «РУСАЛ ВАМИ» www.vami.ru</p> <p>«ВАМИ» №1 («experimental», устье=18.4м, ветроотбойные щиты 90°)</p>	 <p>The technical drawing shows a cross-section of a structure with a peaked roof supported by two vertical posts. Below it, a 3D perspective model shows two dark grey vertical posts connected by a horizontal beam, with a curved roof structure on top. The background is light blue.</p>
2	<p>ОАО «РУСАЛ ВАМИ» www.vami.ru</p> <p>«ВАМИ» №2 (устье=12м, ветроотбойные щиты 90°)</p>	 <p>The technical drawing shows a cross-section of a structure with a peaked roof supported by two vertical posts. Below it, a 3D perspective model shows two dark grey vertical posts connected by a horizontal beam, with a curved roof structure on top. The background is light blue.</p>

3	<p>ОАО «РУСАЛ ВАМИ» www.vami.ru</p> <p>«ВАМИ» №3 (устье=12м, без ветроотбойных щитов)</p>	
4	<p>ОАО «РУСАЛ ВАМИ» www.vami.ru</p> <p>«ВАМИ» №4 (устье=12м, ветроотбойные щиты 45°)</p>	
5	<p>ОАО «РУСАЛ ВАМИ» www.vami.ru</p> <p>«ВАМИ» №5 (устье =12м, щиты 90°, вдув снизу)</p>	

6	<p>ОАО «РУСАЛ ВАМИ» www.vami.ru</p> <p>«ВАМИ» №6 (устье=12м, щиты 90°, вдуг с 2 боков, без учета пола)</p>	
7	<p>ОАО «РУСАЛ ВАМИ» www.vami.ru</p> <p>«ВАМИ» №7 (устье=12м, щиты 90°, вдуг с 2 боков, с учетом пола)</p>	
8	<p>Robertson Ventilation International (НН Robertson) www.robertson.com.hk/RVI/ НН Robertson Ultra- Flow (RUF)</p>	

9	<p>GAL Industrial Ventilation Solutions GmbH www.gal-ventilation.com Фонарь «Тюльпан - GAL» RIF- A $C_D = 0.78$ (устье=1 ÷ 4 м)</p>	
10	<p>GAL Industrial Ventilation Solutions GmbH www.gal-ventilation.com Фонарь «Тюльпан – GAL» RIF Фонарь «Тюльпан – GAL» с вертикальной перегородкой</p>	
11	<p>Zefyr Group HCD www.zefyrgroup.com $(C_D > 0.65,$ устье = 0.75 ÷ 4.8 м)</p>	

		
12	<p>COLT Group www.coltgroup.com</p> <p>Фонарь «COLT» Labyrinth MK2 (устье=0.75 ÷ 3.75 м)</p>	 <p>2D модель SolidWorks</p>  <p>3D модель SolidWorks</p> 

3. Результаты математического моделирования

Интенсивность естественной конвекции воздуха в корпусе электролиза определяется мощностью тепловыделения от стенок электролизера, размерами корпуса и типом аэрационных фонарей. Тепловыделение от каждого из электролизеров может достигать сотен киловатт и температура в рабочей зоне без вентиляции может превышать допустимые нормы.

Для определения значений среднего объемного расхода воздуха Q , возникающего в секции корпуса вследствие конвекции от тепловыделяющего электролизера, при характерных значениях тепловыделения были проведены численные расчеты конвективного теплообмена в 3D постановке с использованием модели, представленной на рис. 2в. На рис 5 показаны траектории отмеченных частиц в объеме (а) и поле вектора скорости в среднем сечении (б), окрашенные в соответствии со значениями температуры. Данный расчет проведен при тепловыделении от электролизера, равном $q = 702$ кВт.

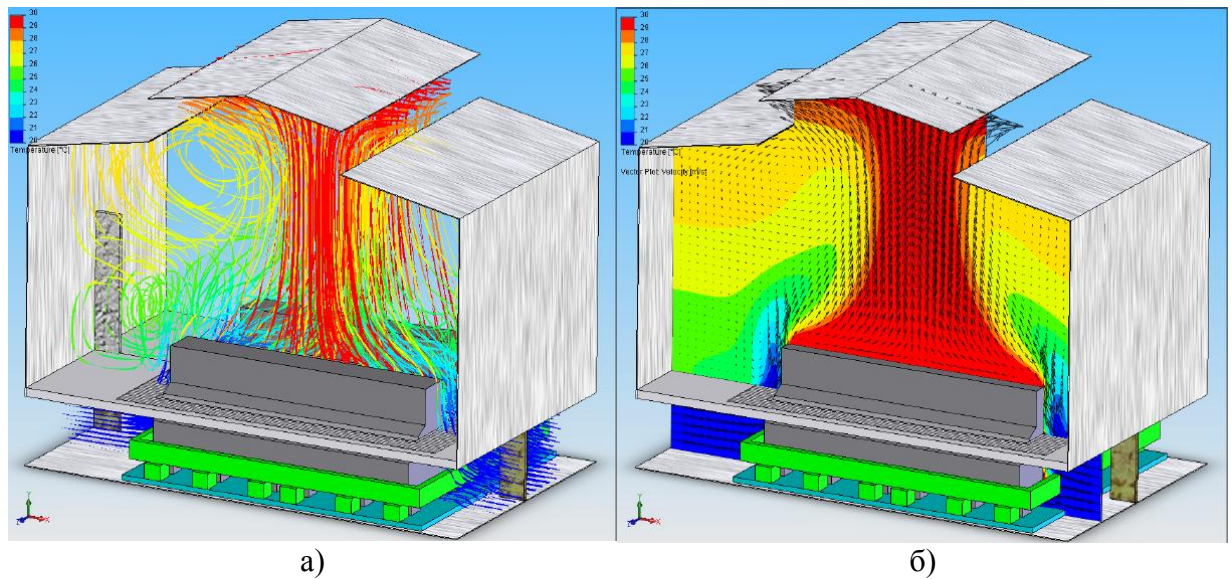



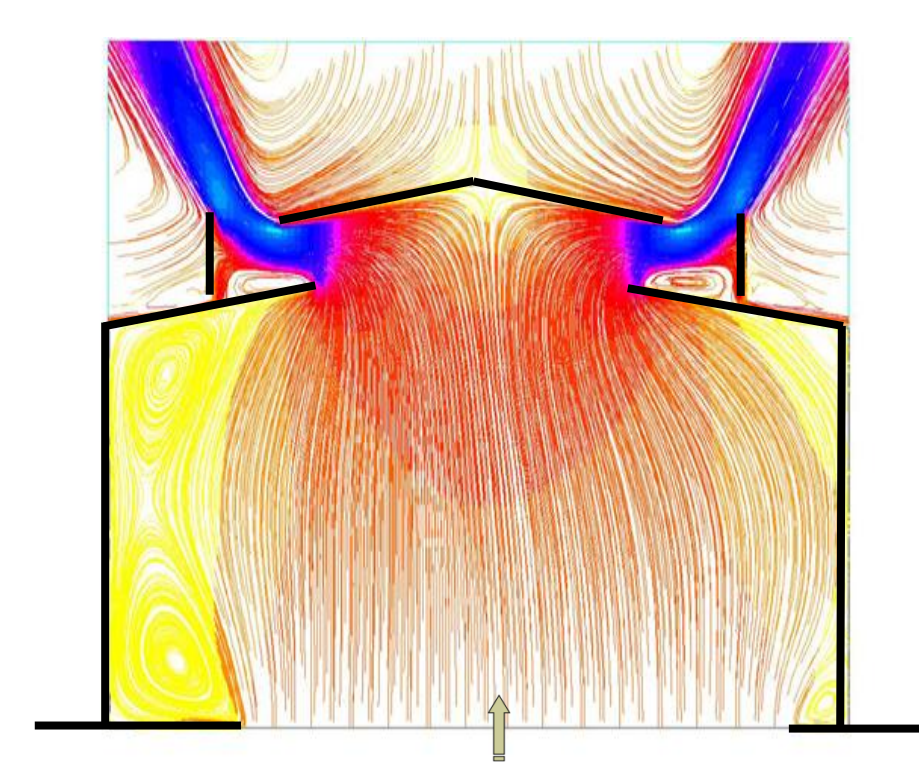
Рис. 5. Траектории отмеченных частиц течения воздуха в 3D модели корпуса электролиза окрашенные а) - и поле вектора скорости (б), по значениям температуры

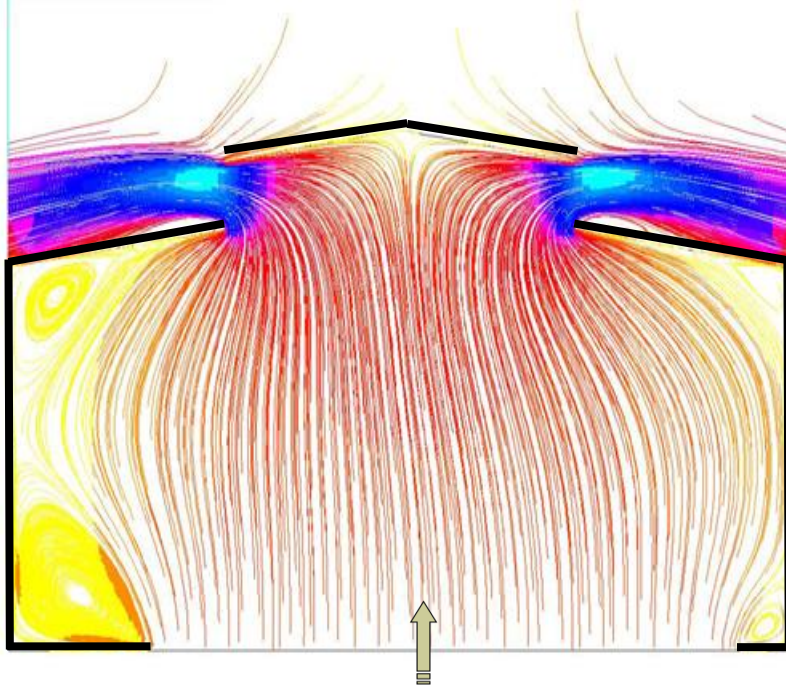
3.1. Структура течения воздуха в промышленных корпусах

Результаты численного моделирования показаны на рисунках, включенных в таблицу 3. Картины и структуры течения воздуха в промышленных корпусах представлены в виде траекторий течений воздуха в поперечном сечении корпуса электролиза алюминия для различных аэрационных фонарей. Нумерация рисунков в таблице 3 соответствует номерам моделей фонарей, представленных в таблице 2.

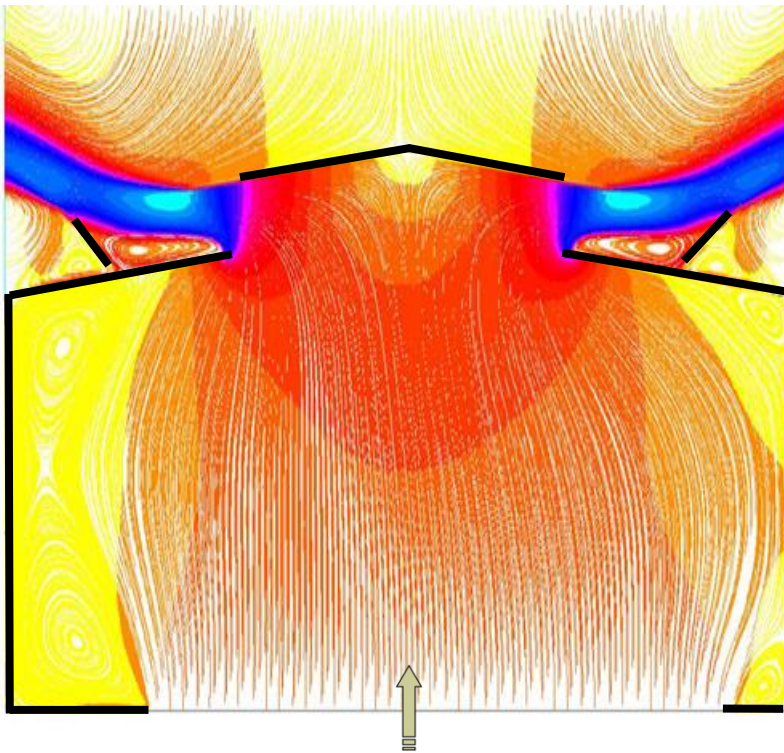
Картины течения воздуха через аэрационные фонари показывают влияние особенностей конструкций фонарей и расположения ветроотбойных щитов на образование вторичных вихрей и дополнительное сопротивление потока воздуха.

Таблица 3.

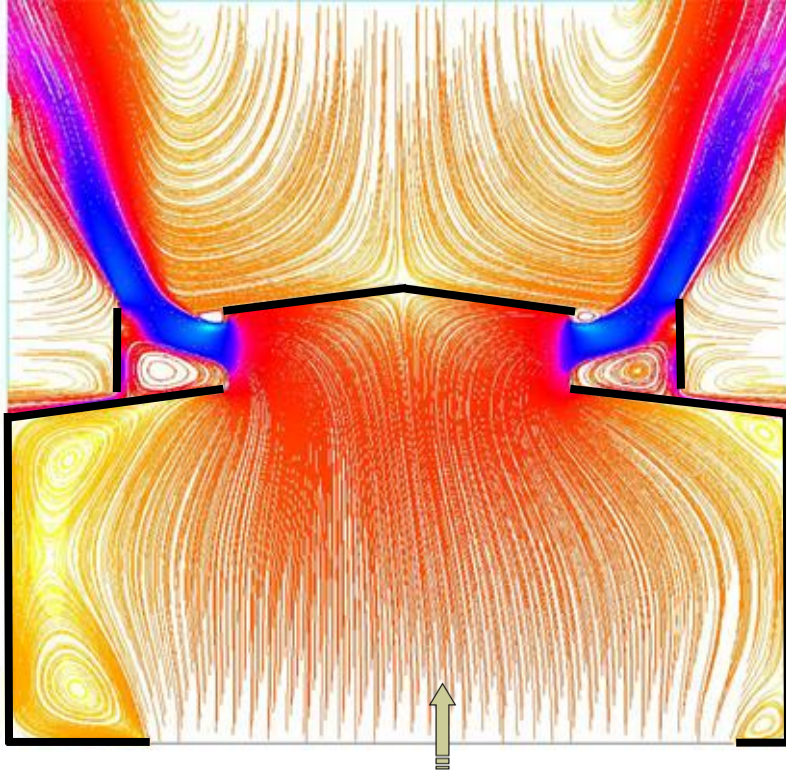
1	<p data-bbox="316 342 986 387">«ВАМИ» №1 (experimental, устье =18.4м)</p>  <p data-bbox="316 387 1206 1070">Flow visualization for «ВАМИ» №1 (experimental, устье =18.4м). The image shows a cross-section of a structure with a central opening. The flow is characterized by a wide, turbulent wake behind the structure, with a color gradient from yellow to red. A small green arrow points upwards from the bottom center of the structure.</p>
2	<p data-bbox="316 1079 901 1124">«ВАМИ» №2 (устье=12м, щиты 90°)</p>  <p data-bbox="316 1124 1238 1883">Flow visualization for «ВАМИ» №2 (устье=12м, щиты 90°). The image shows a cross-section of a structure with a central opening. The flow is characterized by a narrower, more turbulent wake behind the structure, with a color gradient from yellow to red. A small green arrow points upwards from the bottom center of the structure.</p>
3	<p data-bbox="316 1892 912 1937">«ВАМИ» №3 (устье=12м, без щитов)</p>



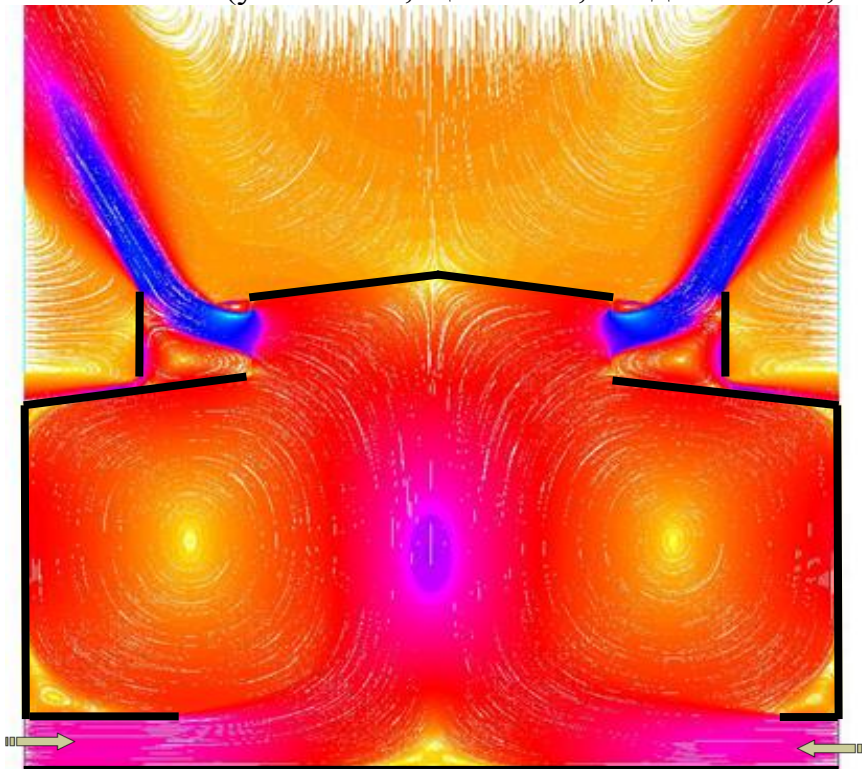
4 «ВАМИ» №4 (устье = 12м, щиты 45°)



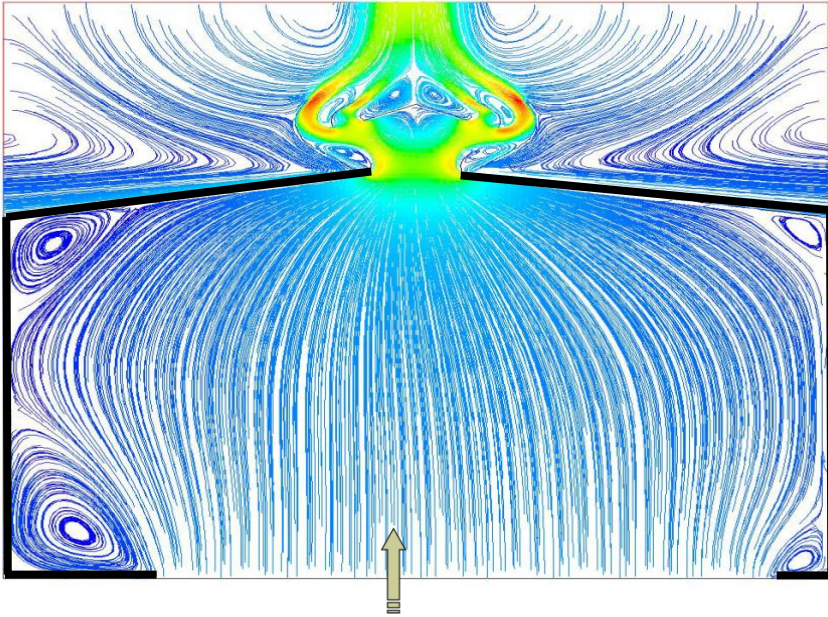
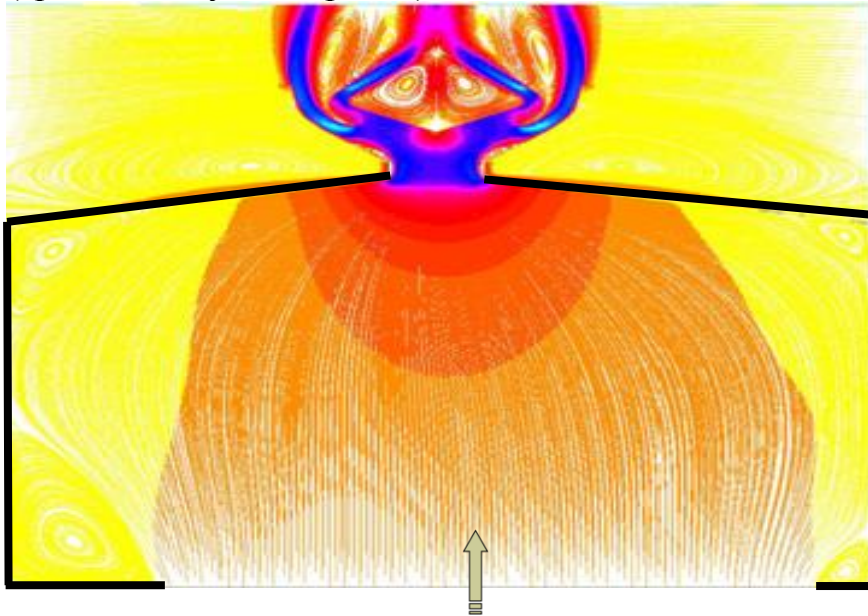
5 «ВАМИ» №5 (устье=12м, щиты 90°, 1 вход снизу, пол,)



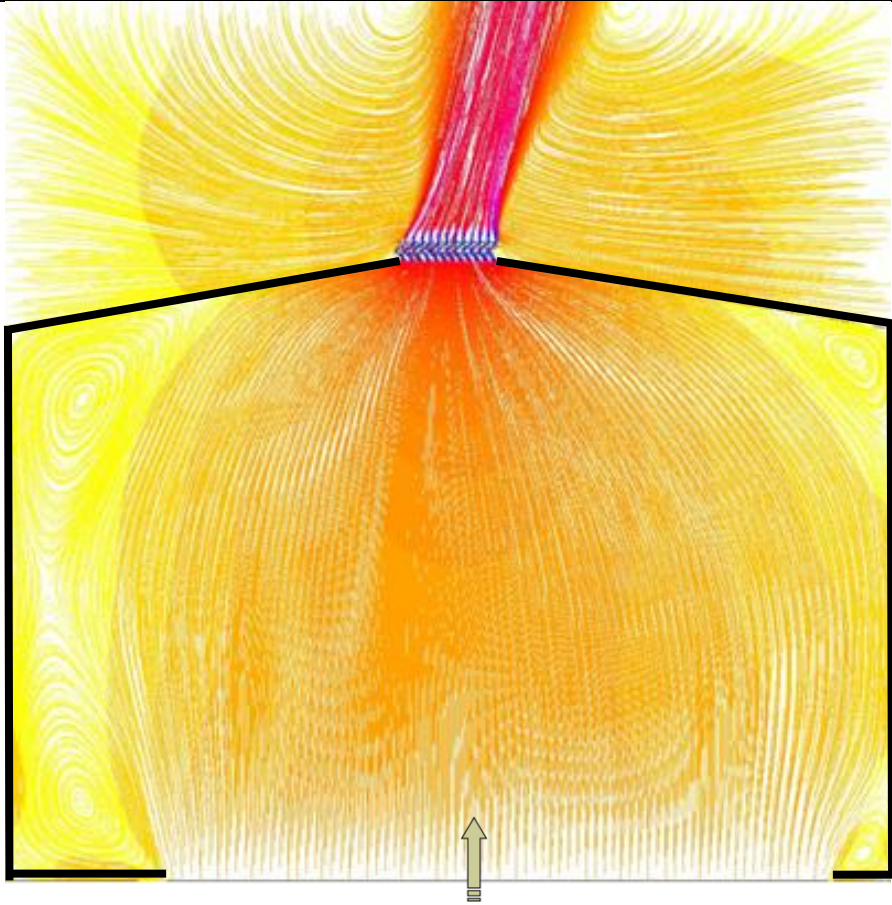
7 «ВАМИ» №7 (устье=12м, щиты 90°, вход с 2 боков, пол,)



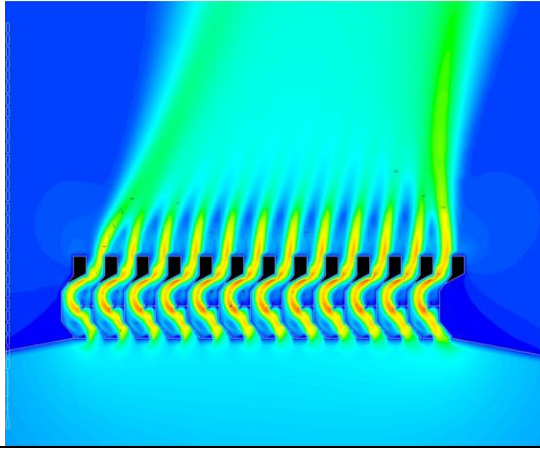
8 Фонарь НН Robertson Ultra-Flow (RUF)

9 Фонарь «Тюльпан - GAL» RIF-A
(треки и модуль скорости)

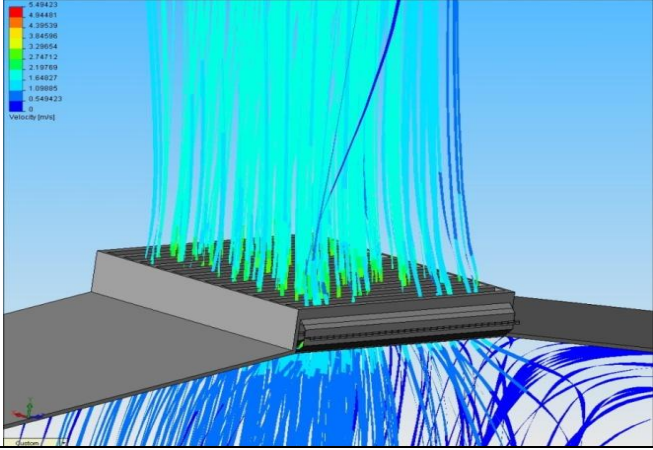
12	<p>Аэрационный фонарь COLT</p> <p>Течение воздуха в корпусе с аэрационным фонарем COLT</p>
----	--



Течение через фонарь COLT (увеличенная область фонаря)
 2D модель фонаря COLT



3D модель фонаря COLT



3.1.Эффективность вентиляционных фонарей

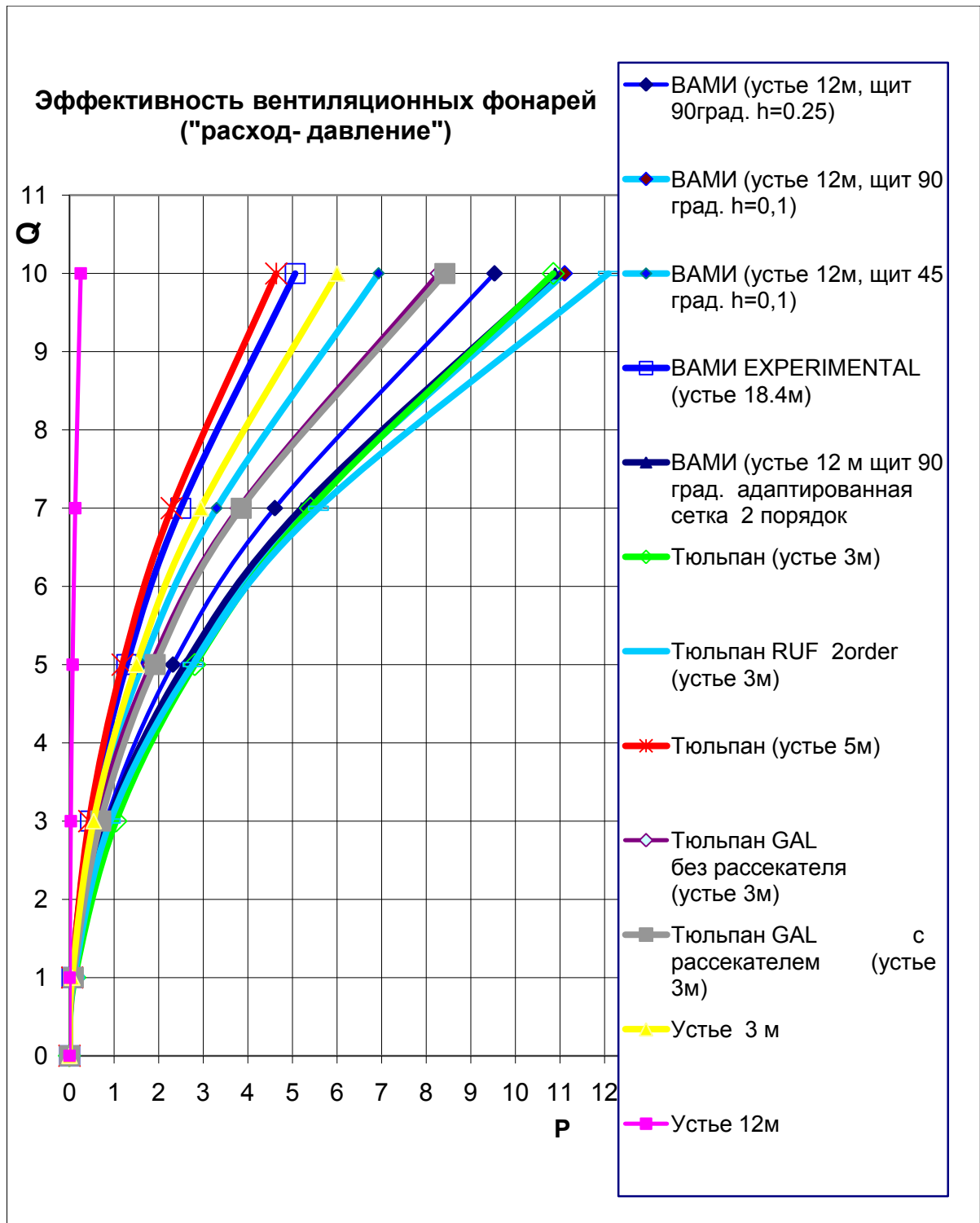


Рис. 6а. Эффективность вентиляционных фонарей ("расход- давление")

Эффективность вентиляционных фонарей показана на рис.6а и рис.6б, в координатах ("расход- давление") на рис. 6а. и в координатах "давление- расход" для фонарей «ВАМИ», «Тюльпан», «COLT» и «устья»-отверстия (3м и 12м) показано на рис. 6б.

Сравнение данных зависимостей $P(Q)$ показывает, что перепад давления зависит от типа фонаря и увеличивается при увеличении расхода воздуха, проходящего через корпус. Наибольший перепад давления в корпусе создается при наличии низкопрофильных фонарей типа COLT, а наименьший перепад давления при отсутствии фонарей, т.е. при отверстии с «устьем» в 12м.

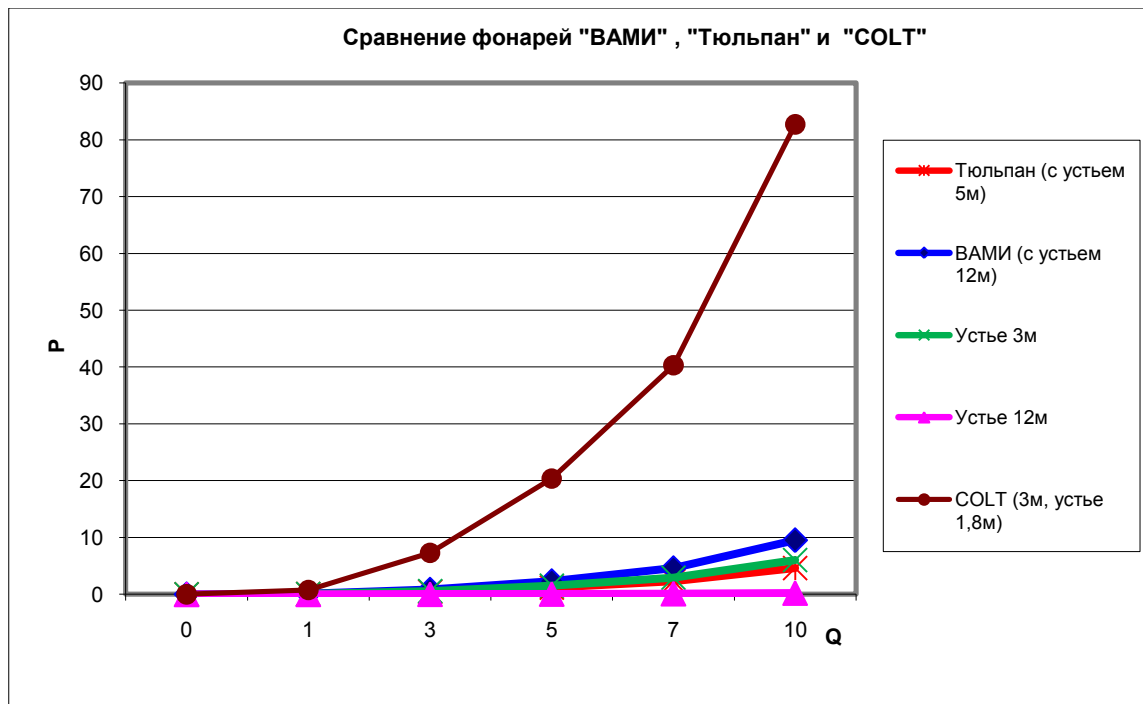


Рис. 6б. Эффективность вентиляционных фонарей ("давление- расход")

3.2. Коэффициент пропускания C_D для различных типов фонарей

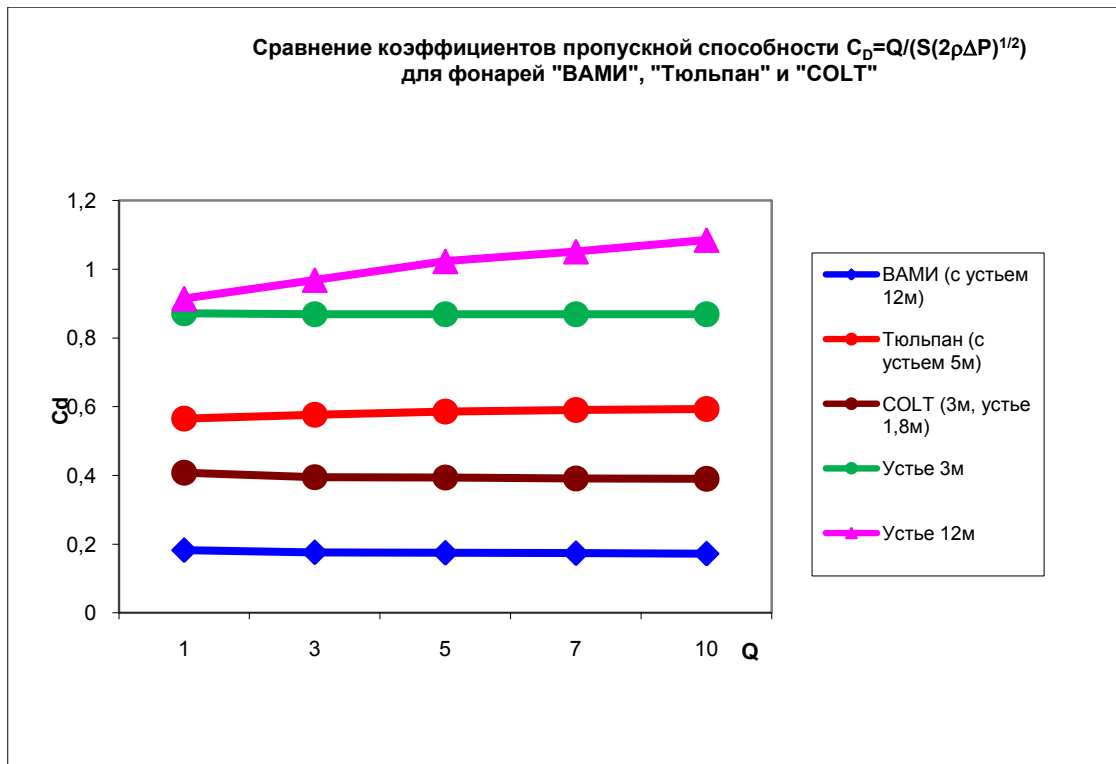


Рис. 7. Зависимость коэффициента пропускания C_D для фонарей «ВАМИ», «Тюльпан», «COLT» и «устья»-отверстие

Сравнение зависимостей коэффициентов пропускания C_D от расхода для фонарей «ВАМИ», «Тюльпан», «COLT» и отверстий (устье 3м и 12м) показаны на рис. 7. Данные зависимости показывают, что величина коэффициента пропускания C_D зависит от типа фонаря и слабо зависит от потока воздуха и таким образом может быть хорошей характеристикой конструктивных аэродинамических особенностей фонаря.

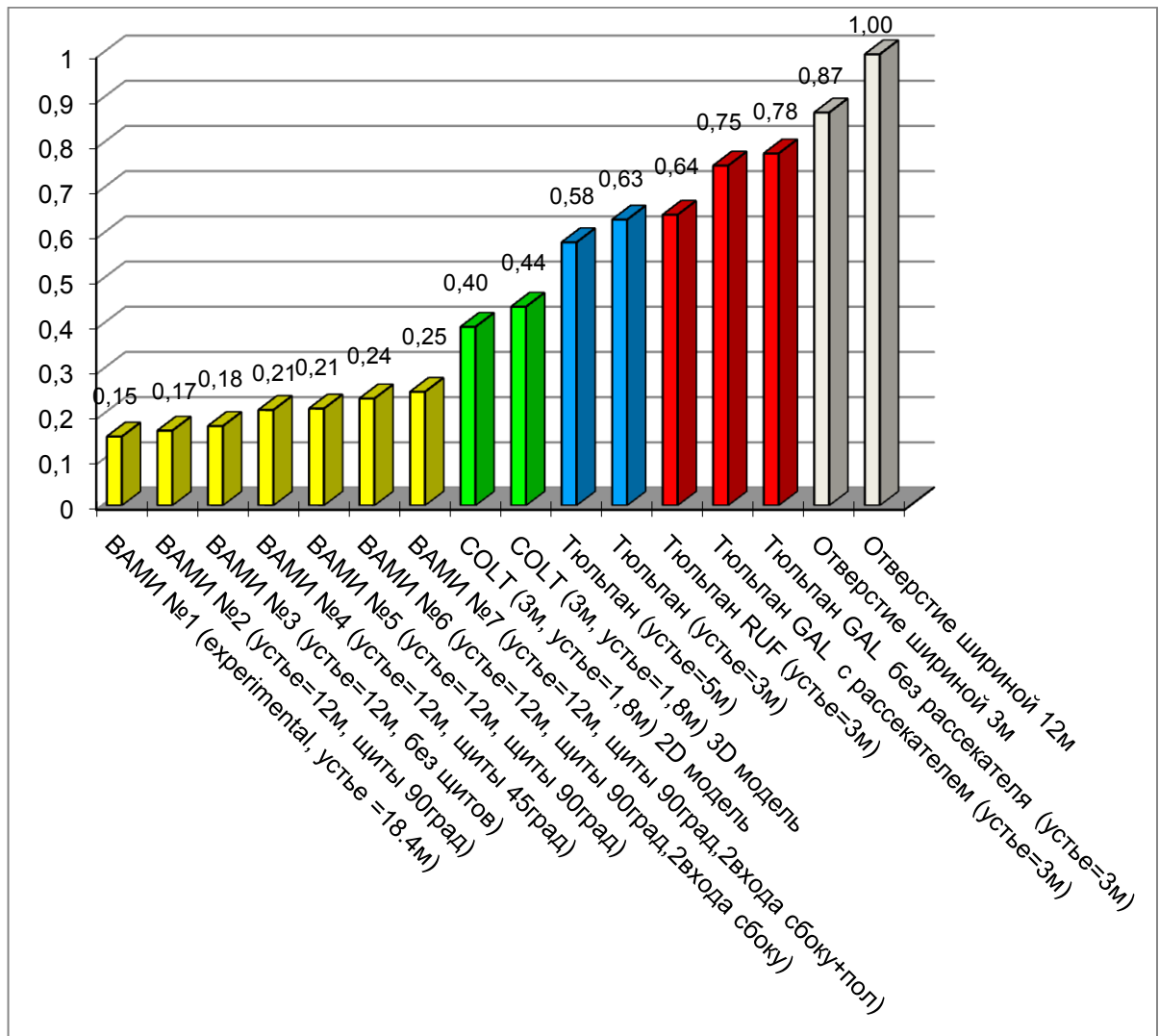


Рис. 8а. Коэффициент пропускания C_D для различных типов фонарей

На рис. 8а и 8б представлены в виде диаграмм значения коэффициентов пропускания C_D для различных фонарей, полученные из результатов численного моделирования. Из данных результатов моделирования можно сделать вывод, что фонари можно ранжировать по возрастанию их эффективности в следующем порядке: «ВАМИ», «COLT», «Тюльпан» Robertson Ultra-Flow (RUF), «Тюльпан» GAL. А наиболее эффективным является аэрационный фонарь «Тюльпан» GAL (RIF-A) без вертикального рассекателя. В каждом классе, из

рассмотренных аэрационных фонарей (таблица 1), лучшими с точки зрения максимального пропускания воздуха, являются:

- 1) среди фонарей типа «ВАМИ» - это «ВАМИ» №7- с устьем равным 12м, с ветрозащитными щитами, стоящими под 90° , при входе воздуха в корпус с двух боковых сторон, с учетом пола в модели;
- 2) среди фонарей группы «COLT» - это низкопрофильный фонарь «COLT» Labyrinth MK2 с устьем 3м (результаты 3D модели);
- 3) среди фонарей «Тюльпан» - это «Тюльпан» GAL (RIF- A) без вертикального рассекателя воздуха.

Наихудшим с точки зрения пропускания воздуха является аэрационный фонарь ВАМИ № 1 экспериментальный, несмотря на то, что у него устье равно 18.4м.

На рисунке 8а также показаны значения коэффициента пропускания C_D для двух открытых отверстий (без фонарей) шириной (с «устьем») 3м и 12м, которые равны соответственно 0.8697 и 0.9985.

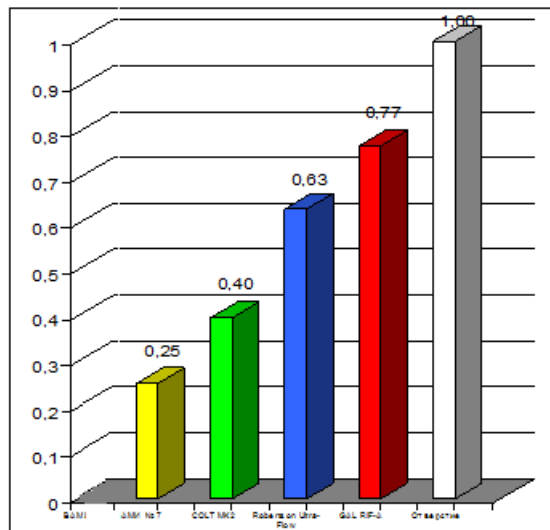


Рис. 8б. Максимальные значения коэффициента пропускания C_D для различных типов фонарей

ВАМИ

COLT

Robertson

GAL

Открытие 12м

На рис. 8б представлены максимальные значения C_D для каждого из рассмотренных типов фонарей: «ВАМИ», «COLT», «Тюльпан» Robertson Ultra-Flow (RUF), «Тюльпан» GAL и отверстия с устьем равным 12м.

Таблица 3.

Тип фонаря	C_D	
	Численный расчет	Эксперимент
«ВАМИ» №7	0.25	
«COLT»	0.4	0.24/0.6=0.24
«Тюльпан» НН Robertson Ultra-Flow (RUF)	0.63	0.65
«Тюльпан» GAL (RUF- A)	0.77	0.78

В таблице 3 приведено сравнение численных и экспериментальных значений коэффициентов пропускания (экспериментальные значения взяты с web-сайтов производителей данных фонарей, указанных в таблице 2). Сравнение с экспериментальными данными показывает хорошую точность численных математических моделей.

Для определения эффективности аэрационных фонарей, кроме коэффициента пропускания иногда используют коэффициент сопротивления, который обратно – пропорционален квадрату коэффициента пропускания: $k=1/C_D^2$.

На рис. 9 представлена зависимость значений коэффициентов сопротивления k для различных аэрационных фонарей и отверстий шириной 3м и 12м. Из рассмотренных типов аэрационных фонарей наибольшим сопротивлением обладают фонари «ВАМИ», а наименьшим фонари типа «Тюльпан».

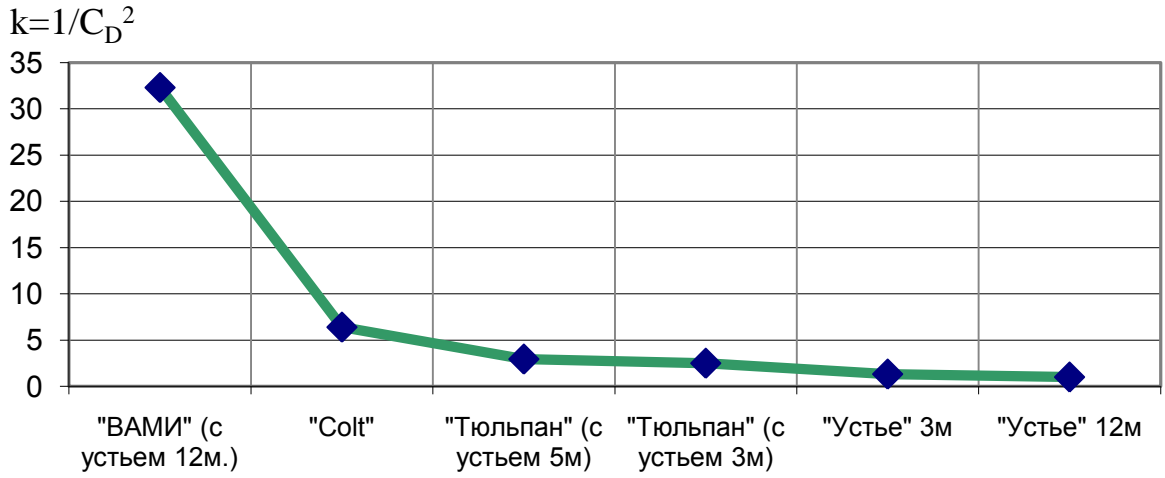


Рис. 9. Коэффициент сопротивления $k=1/C_D^2$

3.3. Прогнозируемая пропускная способность фонарей

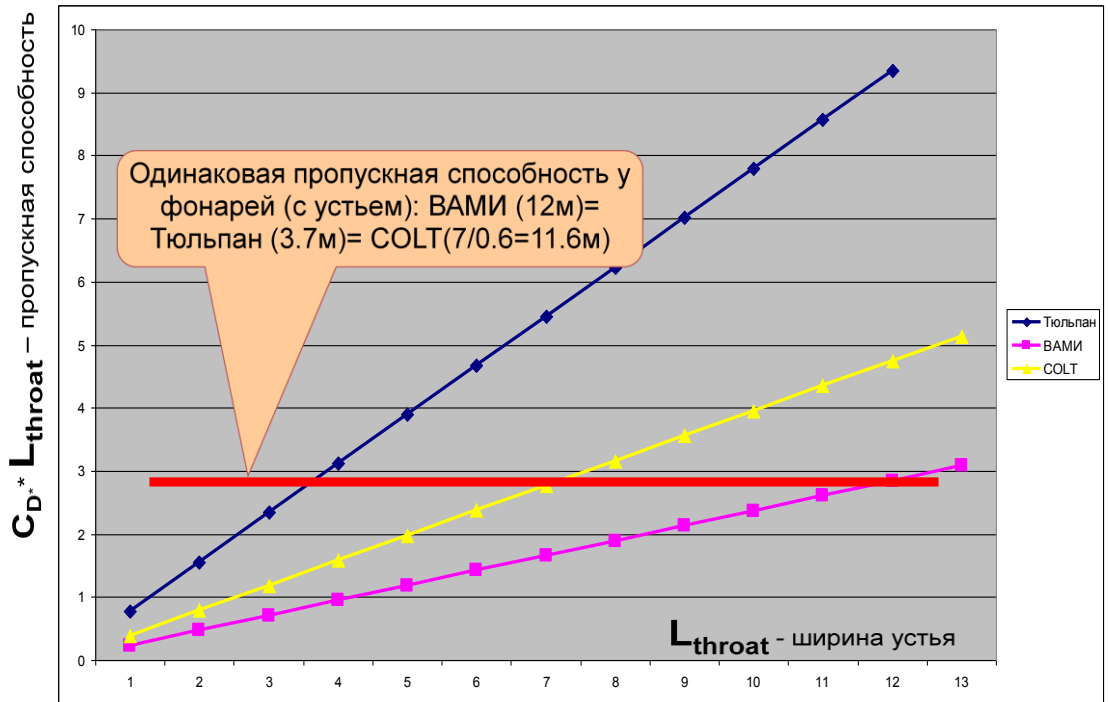


Рис. 10. Прогнозируемая пропускная способность фонарей в зависимости от ширины устья

На рис.10 приведена зависимость пропускной способности фонарей $C_d L_{throat}$ в зависимости от ширины устья L_{throat} . Показано, что пропускная способность аэрационных фонарей по-разному зависит от ширины устья. Например, для достижения одинаковой пропускной способности фонарей (горизонтальная линия на рис.10) ширина устьев под фонарь должны быть следующими: ВАМИ – 12 м, Тюльпан – 3.7м, COLT – $7/0.6=11.6$ м. Таким образом, для достижения определенной пропускной способности можно прогнозировать ширину и конструкцию аэрационного фонаря для вентиляции каждого конкретного промышленного корпуса.

Выводы

Результаты математического моделирования показали, что фонари типа «Тюльпан» обладают большим значением C_D (на единицу площади), чем фонари «COLT» и «ВАМИ».

Зная C_D , например, из результатов математического моделирования, можно прогнозировать (не привязываясь к конкретному промышленному корпусу), какие фонари (геометрия + ширина устья) обладают одинаковой пропускной способностью, и выбрать из них наиболее эффективный с учетом других технико-экономических показателей.

Математическое моделирование показало, что одинаковая пропускная способность может быть у следующих фонарей, но с различной шириной устья, например: «ВАМИ» (12м) = «Тюльпан GAL» (3.7м) = «COLT»(11.6м)

Литература

1. Ю.М. Соловей Основы строительного дела. М.: Стройиздат, 1989г. - 429с
2. Zefyr Group, Top Barn Business Centre, Holt Heath, Worcestershire, United Kingdom, www.zefyrgroup.com.
3. J. Bos, G. Bouzat, J. Colin de Verdiere et al. Numerical Simulation: Tools to Design and Optimize Smelting Technology. In: Light Metals 1998 (ed. B. Welch), pp.393-401. 3M, 1998.
4. 2. M. Dupuis. 3D Modeling of the Ventilation Pattern in an Aluminium Smelter “Potroom” Building Using CFX-4. In: Proc. CFD2001 Conf., Canada, Watertloo, Ontario, May 27-29, 2001, 7p.
5. А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений. Санкт-Петербург, Издательство Политехнического университета, 2012, 88стр.
6. R. H. Nichols. Turbulence Models and Their Application to Complex Flows. University of Alabama at Birmingham. Revision 4.01. 214p.
7. Menter, F. R. and Rumsey, C. L., “Assessment of Two-Equation Turbulence Models for Transonic Flows,” AIAA-94-2343, June 1994.
8. Menter, F.R. Zonal two-equation $k-\omega$ turbulence model for aerodynamic flows. AIAA Paper 1993-2906, 1993.
9. Menter, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA-Journal, 32(8), pp. 269-289, 1994.
10. F. R. Menter, M. Kuntz and R. Langtry. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. In «Turbulence, Heat and Mass Transfer 4», 2003, Begell House, Inc., 8p
11. S. Ergin-Ozkan, M.R. Mokhtarzadeh-Dehghan, A.J. Reynolds. Experimental study of natural convection between two compartments of a stairwell. Int. J. Heat Mass Transfer, 38, 2159-2168 (1995).
12. ASHRAE Handbook - HVAC: Systems and Equipment, 2008, 320 p.
13. И.Е. Идельчик. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992.

Приложение 1.

k-ε и SST модели турбулентности

Стандартная и низкорейнольдсовая (AKN) *k-ε* модели

В этих моделях турбулентная динамическая вязкость выражается через величины *k* и *ε* следующим образом:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} f_\mu \quad (1)$$

Уравнения для *k* и *ε*:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \mu_t \left(G + \frac{\beta}{Pr_t} \mathbf{g} \cdot \nabla T \right) - \rho \varepsilon + \Phi_k \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}\varepsilon) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left(G + \frac{\beta}{Pr_t} \mathbf{g} \cdot \nabla T \right) - C_2 f_1 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \Phi_\varepsilon \quad (3)$$

Здесь:

$$G = D_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \quad (4)$$

$$D_{ij} = S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\nabla \cdot \mathbf{V} + \frac{\rho k}{\mu_t} \right) \delta_{ij} \quad (5)$$

$$S_{ij} = \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \quad (6)$$

β – коэффициент объемного теплового расширения (для газа:

$$\beta = \frac{1}{T_{abs}}$$

Параметры:

$$\sigma_k = 1.4; \quad \sigma_\varepsilon = 1.4; \quad C_\mu = 0.09; \quad C_1 = 1.5; \quad C_2 = 1.9$$

Демпфирующие функции и дополнительные члены:

Параметр	Стандартная <i>k-ε</i> модель	Низкорейнольдсовая <i>k-ε</i> модель AKN
f_μ	1	$\left[1 - \exp\left(-\frac{y^k}{14}\right) \right]^2 \left[1 + \frac{5}{R_T^{3/4}} \exp\left\{-\left(\frac{Re_t}{200}\right)^2\right\} \right]$

f_1	1	$\left[1 - \exp\left(-\frac{y^k}{3.1}\right)\right]^2 \left[1 - 0.3 \exp\left\{-\left(\frac{Re_t}{6.5}\right)^2\right\}\right]$
Φ_k	0	0
Φ_ε	0	0

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} \quad (7)$$

Подробное описание стандартной k - ε модели см. в работе [1], описание низкорейнольдсовой k - ε модели AKN – в работе [2].

Нумерации литературы относится к списку, находящемуся в конце Приложения 1.

Нелинейная (квадратичная) k - ε модель

Эта модель отличается от стандартной k - ε модели только выражением для величины D_{ij} :

$$D_{ij} = S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\nabla \cdot \mathbf{V} + \frac{\rho k}{\mu_t} \right) \delta_{ij} - C_1 \frac{k}{\varepsilon} \left[S_{ik} S_{kj} - \frac{1}{3} \delta_{ij} S_{kl} S_{kl} \right] - C_2 \frac{k}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} S_{kj} + \Omega_{jk} S_{ki} \right] - C_3 \frac{k}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} \Omega_{jk} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \Omega_{kl} \Omega_{kl} \right] \quad (8)$$

Здесь

$$\Omega_{ij} = \frac{\partial V_i}{\partial x_j} - \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \quad (9)$$

$$C_\mu = \frac{c_{A0}}{c_{A1} + c_{A2} \mathcal{S} + c_{A3} \mathcal{S}^2} \quad (10)$$

$$C_1 = \frac{c_{NL1}}{(c_{NL6} + c_{NL7} \mathcal{S}^3) C_\mu} \quad (11)$$

$$C_2 = \frac{c_{NL2}}{(c_{NL6} + c_{NL7} \mathcal{S}^3) C_\mu} \quad (12)$$

$$C_3 = \frac{c_{NL3}}{(c_{NL6} + c_{NL7} \mathcal{S}^3) C_\mu} \quad (13)$$

$$\xi = \frac{k}{\varepsilon} S \quad (14)$$

$$\tilde{\Omega} = \frac{k}{\varepsilon} \Omega \quad (15)$$

$$S = \sqrt{\frac{1}{2} S_{k1} S_{\varepsilon 1}} \quad (16)$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{1}{2} \Omega_{k1} \Omega_{\varepsilon 1}} \quad (17)$$

Параметры:

$$C_{A0} = 0.667, \quad C_{A1} = 1.25, \quad C_{A2} = 1, \quad C_{A3} = 0.9$$

$$C_{NL1} = 0.75, \quad C_{NL2} = 3.75, \quad C_{NL3} = 4.75, \quad C_{NL6} = 1000, \quad C_{NL7} = 1$$

Описание нелинейной k - ε модели см. в работе [\[3\]](#).

SST модель турбулентности

SST модель Ментера [4] является некой комбинированной моделью турбулентности, основанной на использовании k - ω модели в пристеночных областях и k - ε модели в областях, находящихся на достаточном удалении от стенки. Этот комбинированный метод заключается в преобразовании уравнений k - ε модели к k - ω формулировке. Уравнения видоизмененной k - ε модели, дополняются стыковочной функцией. Эта функция принимает значение 1 вблизи поверхности и обращается в ноль за пределами пограничного слоя, т.е. на линии границы пограничного слоя и за его пределами k - ε модель возвращается к первоначальной, стандартной формулировке.

В этой модели турбулентная динамическая вязкость выражается через величины k и ω следующим образом:

$$\mu_t = \rho \frac{0.31k}{\max[0.31\omega, F_2 F_3 S]} \quad (18)$$

Уравнения для k и ω

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho V k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \tilde{P}_k - \rho \beta^* k \omega \quad (19)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho V \omega) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + \rho \alpha G - F_4 \rho \beta \omega^2 + D_\omega \quad (20)$$

Здесь:

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta_\omega^* \rho k \omega) \quad P_k = \mu_t G \quad (21)$$

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \quad (22)$$

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (23)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (24)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta_\omega^* \omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega,2} \rho k}{D_\omega^+ y^2} \right] \quad (25)$$

$$\Phi_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta_\omega^* \omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \quad (26)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[2\sigma_{\omega,2} \rho \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega, 10^{-10} \right] \quad (27)$$

$$F_3 = 1 - \tanh \left[\left(\frac{150\mu}{\rho y^2 \omega} \right)^4 \right] \quad (28)$$

$$F_4 = \frac{1}{1 + 3.6 \cdot \text{Ri}} \quad (29)$$

$$\text{Ri} = \frac{\Omega}{S} \left(\frac{\Omega}{S} - 1 \right) \quad (30)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 \sigma_{k,1} + (1 - F_1) \sigma_{k,2}} \quad (31)$$

$$\sigma_{\omega} = \frac{1}{F_1 \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) \sigma_{\omega,2}} \quad (32)$$

$$\alpha = F_1 \cdot 5/9 + (1 - F_1) \cdot 0.44 \quad (33)$$

$$\beta = F_1 \cdot 0.075 + (1 - F_1) \cdot 0.0828 - \beta_{\omega}^* \zeta^* F(M_t) \quad (34)$$

$$\beta^* = \beta_{\omega}^* (1 + \zeta^* F(M_t)) \quad (35)$$

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases} \quad (36)$$

$$M_t^2 = \frac{2k}{a^2} \quad (37)$$

y – расстояние до ближайшей стенки

a – скорость звука

Величины G , D_{ij} , S_{ij} , S , Ω_{ij} и Ω определены соответственно выражениями (4), (5), (6), (16), (9) и (17).

Параметры:

$$\sigma_{k,1} = 0.85, \quad \sigma_{\omega,1} = 0.5, \quad \sigma_{k,2} = 1, \quad \sigma_{\omega,2} = 0.856$$

$$\beta_{\omega}^* = 0.09$$

$$k = 0.41$$

$$\zeta^* = 1.5, \quad M_{t0} = 0.25$$

Описание SST k - ω модели см. в работе [4].

Литература

1. Wilcox, D. C. (1994) "Turbulence modeling for CFD," DCW Industries, Inc., 460 p.
2. Jagadeesh, P. and Murali, K. (2005) "Application of Low-Re Turbulence Models for Flow simulations past Underwater Vehicle Hull Forms," Journal of Naval Architecture and Marine Engineering, June 2005, pp. 41-54.
3. Lien, F.S., Chen, W.L., and Leschziner, M.A. (1996) "Low-Reynolds-Number Eddy-Viscosity Modelling Based on Non-Linear Stress-Strain/Vorticity Relations," Proc. 3rd Symp. on Engineering Turbulence Modelling and Measurements, Crete, Greece, 1996.
4. Menter, F.R., Kuntz, M., and Langtry, R. (2003) "Ten years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model," Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, Begell House, Inc.

Приложение 2

Тестовая задача о естественной вентиляции помещения

1. Постановка задачи

Для тестирования адекватности и точности турбулентной математической модели естественной вентиляции помещений с отверстиями и внутренним тепловыделением была выбрана и рассчитана тестовая задача о конвективном течении воздуха на лестничном пролете рис 1. Результаты расчетов были сравнены с данными из экспериментальной работы [1]. Нумерации рисунков и литературы относятся только к данному Приложению 2.

В работе [1] проведены измерения вентиляционных потоков в двух помещениях, соединенных лестницей. Вентиляция возникает вследствие разогрева воздуха нагревателем, расположенном в нижнем помещении, и протекает от щели под дверью (inlet) на нижнем этаже к щели (outlet) на верхнем этаже (рис. 1).

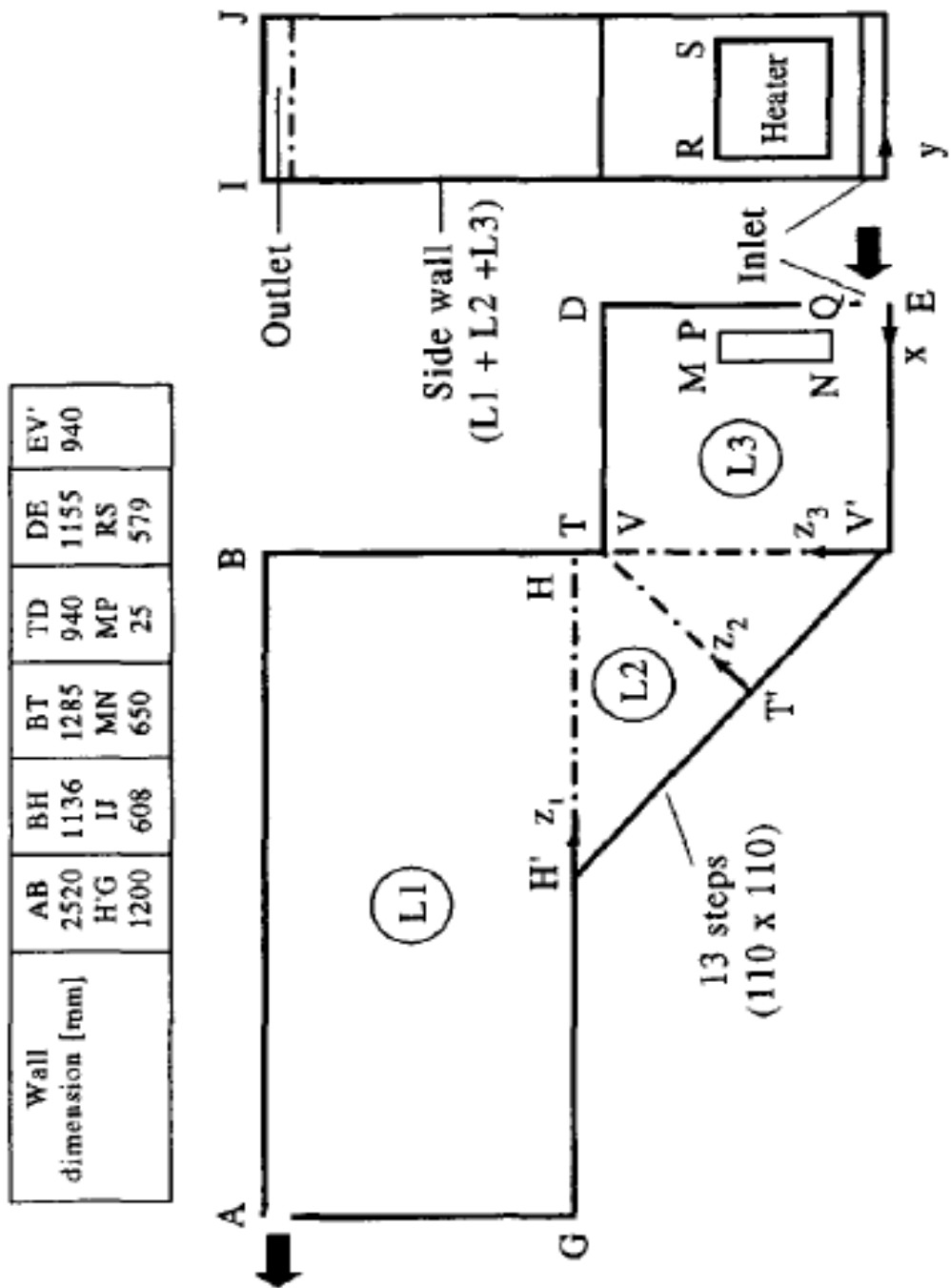


Рис. 1. Разрез экспериментальной модели двухэтажного помещения с лестницей [1].

Измеренные для разных значений высоты выходного отверстия h_o интегральные параметры режимов вентиляции – перепад температуры между выходным и входным отверстиями, массовый расход и средняя скорость на входе, приведенные в работе [1], показаны, соответственно, на рис. 2 а), б), в).

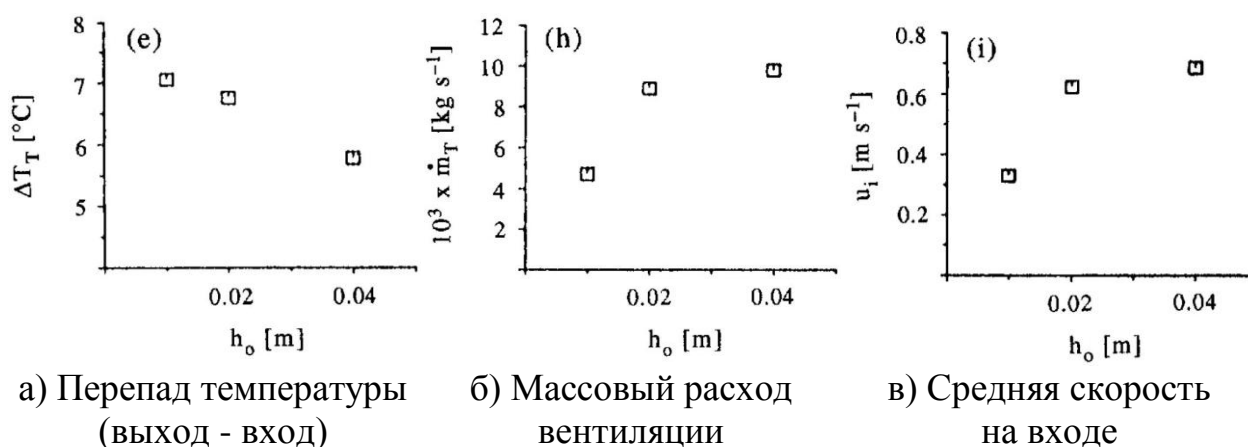


Рис. 2. Экспериментальные данные из работы [1] для разных размеров выходной щели h_x

2. Параметры тестовых расчетов

В рассматриваемой математической модели выбраны следующие параметры: мощность нагревателя 300 Вт, высота входного отверстия 0.02 м, высота выходного 0.04 м. В расчетной модели ступеньки не учитывались. Схема расчетной области показана на рис 3, на котором стрелками показаны вход и выход воздуха через очень узкие отверстия

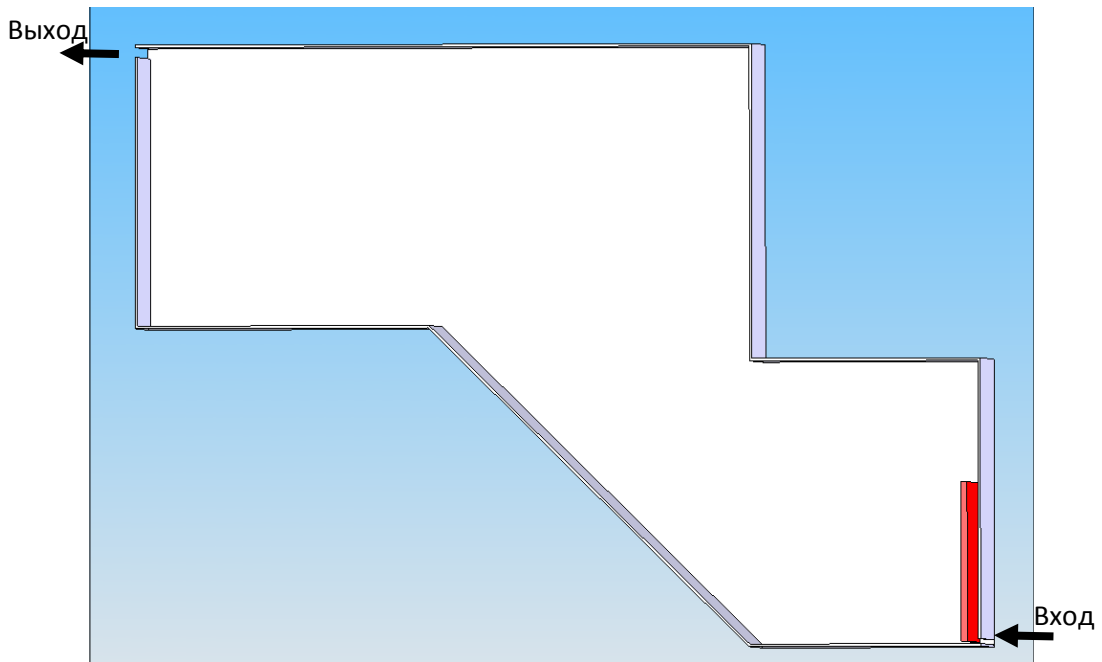


Рис. 3. Схема математической модели двухэтажного помещения с лестницей

Естественная конвекция сжимаемого воздуха моделировалась на основе уравнений Навье-Стокса и неразрывности. Рассмотрены были четыре модели турбулентного течения:

- 1) *Relizable* k - ε -модель турбулентности
- 2) k - ω *SST* модель турбулентности для идеального газа
- 3) k - ω *SST* модель турбулентности для несжимаемого газа в приближении Буссинеска
- 4) *Ламинарная модель* для несжимаемого газа в приближении Буссинеска

Все твердые стенки были с граничными условиями прилипания и непротекания. В расчетной модели выступы ступенек не учитывались.

На входном отверстии ставилось условие заданного полного давления, равного атмосферному давлению. На выходном отверстии задавалось фиксированное статическое атмосферное давление. Температура втекающего воздуха была равна 22 С.

Использовались следующие граничные условия для параметров втекающего турбулентности потока воздуха: степень турбулизации $Tu = 2\%$, масштаб турбулентности $T_1 = 0.00628$.

Источником естественной вентиляции является тепловыделение на поверхности нагревателя суммарной мощностью 300 Вт.

На поверхности твердых стенок заданы экспериментальные значения из [1] плотностей тепловых потоков q [W/m^2] $=Q/S$, приведенные в Таблице 1.

Таблица 1.

	S [m^2]	Q [W]	q [W/m^2]
AB	1.53	-6.0	-3.9
BT	0.78	-3.1	-3.9
TD	0.57	-14.4	-25.2
GH'	0.73	-10.2	-14.0
GA	0.67	-6.0	-9.0
DE	0.69	-14.2	-20.5
EV'	0.57	-14.1	-23.5
V'H'	1.13	-33.5	-29.6
$2*(L1+L2+L3)$	4.81	-145.8	-15.1

Тепловая радиация не учитывалась в силу низких значений температуры поверхностей.

Расчетная сетка для полной 3D модели содержала 1680786 ячеек и локально сгущалась у стенок и в узких каналах (рис. 5 и 6).

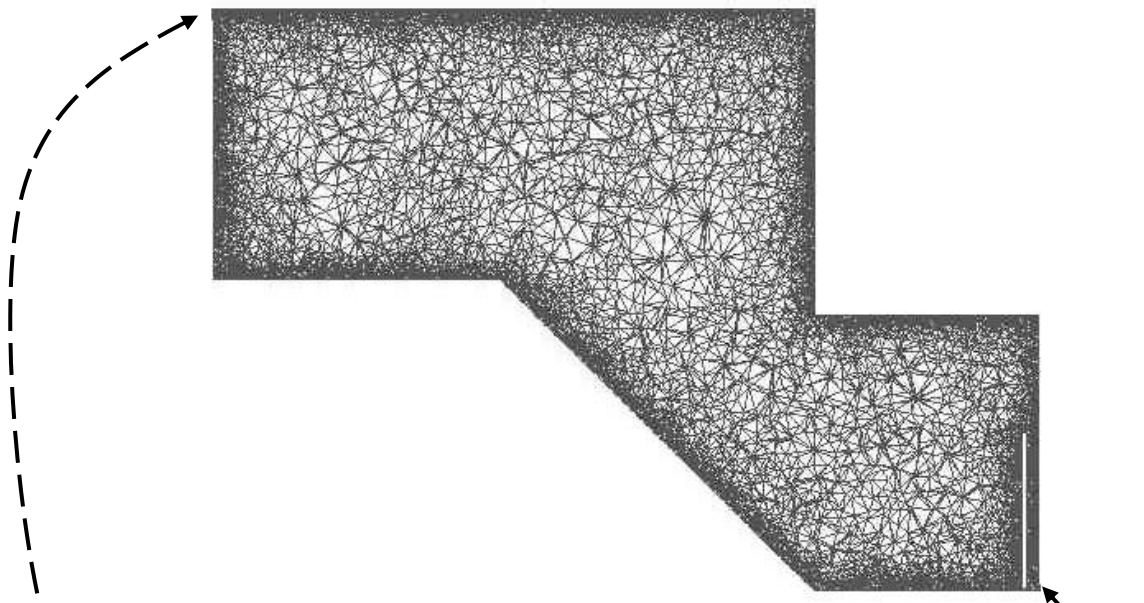
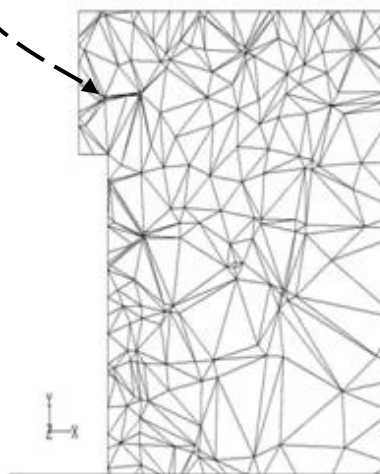
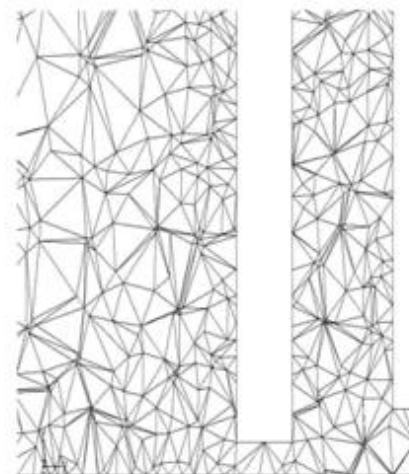


Рис.5. Расчетная сетка в среднем продольном сечении ($z=0$)



а) Сетка вблизи
выходного отверстия



б) Сетка в окрестности
входного отверстия

Рис. 6. Расчетная сетка вблизи отверстий

3. Сравнение расчетных и экспериментальных данных

На рис. 7 и 8 приведены полученные рассчитанные картины течения и температуры для случая $H_{\text{outlet}} = 0.04$ м. На рис.9 представлен график сходимости параметров течения.

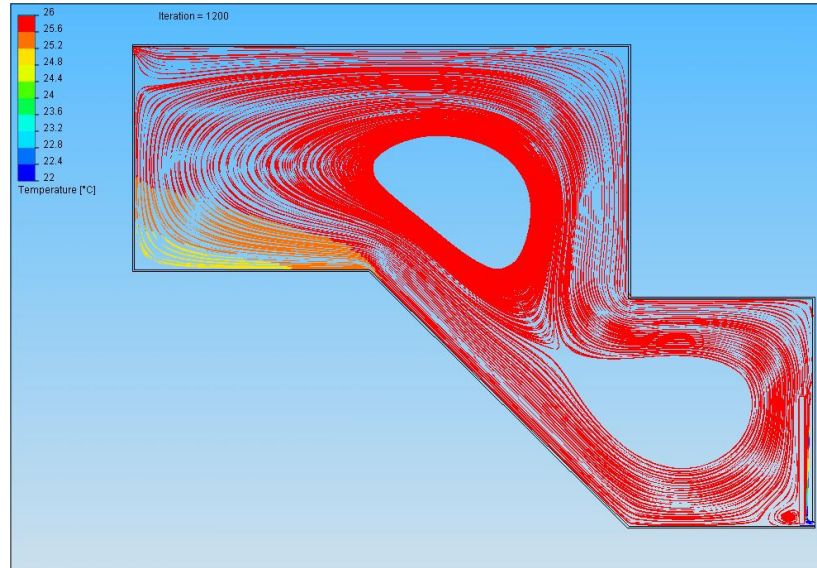


Рис. 7. Рассчитанные траектории частиц, $H_{\text{outlet}} = 0.04$ м

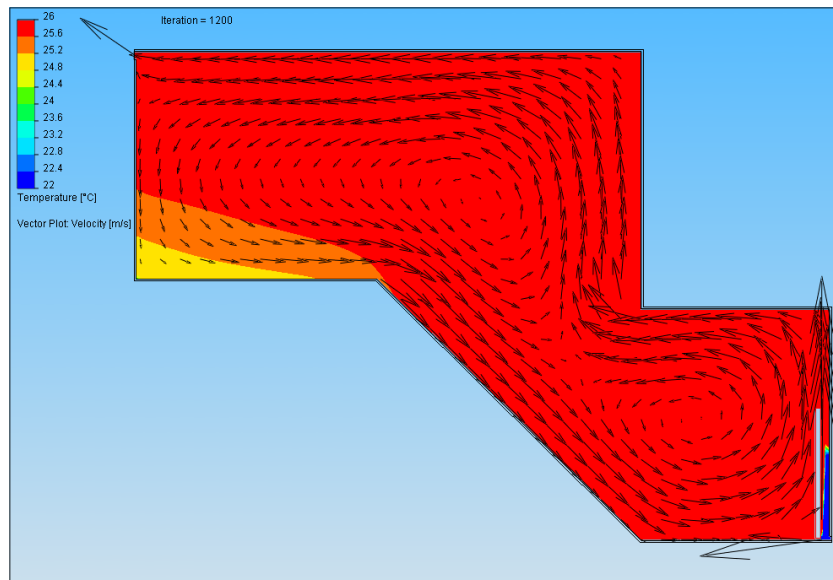


Рис. 8. Рассчитанные поля вектора скорости и температуры, $H_{\text{outlet}} = 0.04$ м

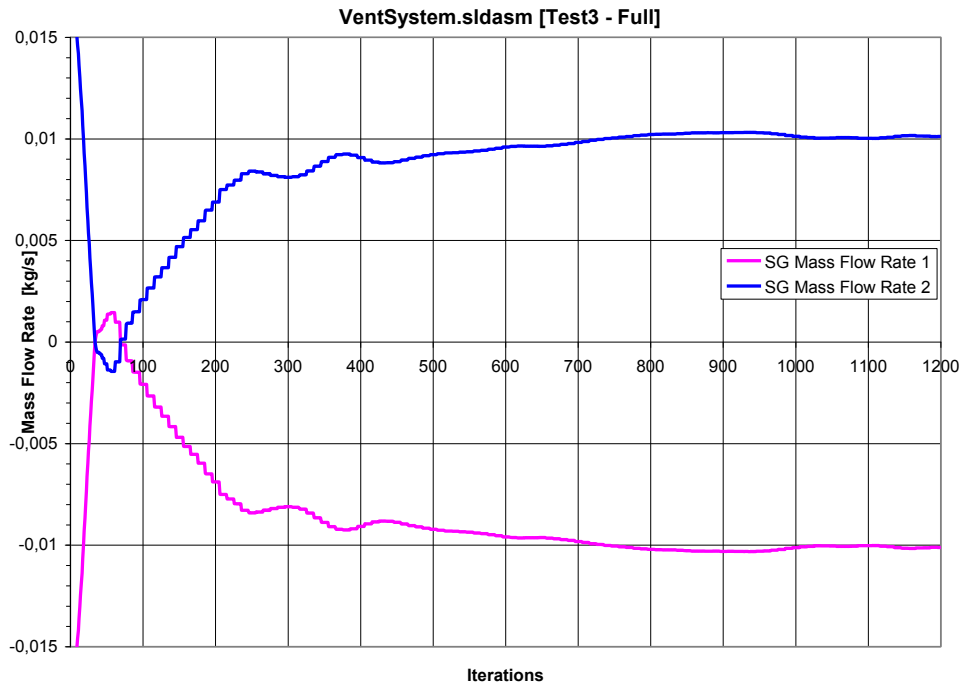


Рис. 9. Сходимость результатов расчета, $H_{\text{outlet}} = 0.04$ м

В Таблице 1 приведено сравнение рассчитанных параметров вентиляции с измерениями [1] для $h_o = H_{\text{outlet}} = 0.04$ м. Расхождение расчетов и измерений не превышает 3 %, что показывает хорошую точность вычислительной модели.

Таблица 1. Рассчитанные параметры вентиляции для $H_{\text{outlet}} = 0.04$ м

	m, кг/с	U_{inlet} , м/с
Расчет	0.0101	0.69
Эксперимент [1]	0.0098	0.70
ошибка	3 %	1.4 %

Литература

1. S. Ergin-Ozkan, M.R. Mokhtarzadeh-Dehghan, A.J. Reynolds. Experimental study of natural convection between two compartments of a stairwell. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38, 2159-2168 (1995).

**Федюшкин Алексей Иванович,
Чурбанов Александр Георгиевич**

**АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ
АЭРАЦИОННЫХ ФОНАРЕЙ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ**

ISBN 978-5-91741-136-1



9 785917 411361

Подписано к печати 23.01.2015

Заказ № 2–2015

Тираж 30 экз.

Отпечатано в Федеральном Государственном Бюджетном Учреждении науки
Институте проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН
119526, Москва, пр-т Вернадского, 101, корп.1