

УДК 532.5

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ

А. И. Федюшкин

Институт проблем механики им. А. Ю. Ишлинского РАН, 119526 Москва, Россия

E-mail: fai@ipmnet.ru

С использованием численного моделирования исследованы аэродинамические характеристики различных моделей аэрационных фонарей. Найдены обладающие наименьшим аэродинамическим сопротивлением конструкции вентиляционных фонарей.

Ключевые слова: естественная вентиляция, численное моделирование, аэрационные фонари, пропускная способность.

DOI: 10.15372/PMTF20200605

Введение. Для поддержания необходимых санитарных температурных условий и удаления загрязненного воздуха во всех современных производственных помещениях используются системы вентиляции: естественно-конвективные, принудительно приточные (с использованием дополнительных энергетических установок) или смешанные. Естественно-конвективная вентиляция является наиболее экономичной и эффективной, особенно в случаях, когда температура внутри вентилируемого здания значительно выше, чем снаружи. Такие условия часто существуют в производственных помещениях с большими тепловыделяющими установками, например в литейных цехах, корпусах электролиза алюминия, котельных. Для соблюдения экологических норм и создания комфортных условий для работы людей в производственных корпусах нередко возникает необходимость в увеличении эффективности естественно-конвективной вентиляции без использования принудительной вентиляции, т. е. без дополнительных энергозатрат (при увеличении мощностей производства, ужесточении экологических норм вредных выбросов в атмосферу, санитарных правил и норм для создания благоприятного микроклимата на рабочих местах, особенно на металлургическом, химическом и энергетическом производствах). Например, в цехах электролиза алюминия существуют нормы для рабочей зоны (пространство цеха, расположенное на всей площади корпуса на расстоянии, приблизительно равном 2 м, от уровня пола), в которой температура и концентрация загрязняющих веществ должны быть ниже порогового уровня. Необходимые значения температуры и концентрации вредных веществ в рабочей зоне производственного корпуса можно обеспечить, управляя интенсивностью вентиляции, в том числе естественной.

В производственных корпусах интенсивность и эффективность естественно-конвективной вентиляции зависят от многих параметров, условий и особенностей зданий. Важнейшими факторами для обеспечения эффективной естественной вентиляции промышленных зданий являются геометрия, форма и конструкция аэрационных фонарей.

Работа выполнена в рамках программы № АААА-А20-120011690131-7.

В настоящей работе проанализированы результаты математического моделирования, полученные на основе решения уравнений Рейнольдса для турбулентного течения воздуха. Приведены пропускные характеристики наиболее известных типов аэрационных фонарей: “ВАМИ”, “НН Robertson” “COLT”, “GAL” и их модификаций [1], которые часто применяются для вентиляции больших промышленных помещений, например корпусов электролиза алюминия.

Анализ результатов численного моделирования вентиляции промышленных зданий с наиболее часто используемыми аэрационными фонарями показал возможность проведения оценки эффективности естественно-конвективной вентиляции промышленного корпуса и выбора оптимального типа аэрационного фонаря для существующего корпуса или при проектировании нового здания.

В цехах электролиза алюминия основные конвективные потоки воздуха возникают вследствие интенсивного тепловыделения нескольких десятков работающих электролизеров, расположенных друг за другом по всей длине корпуса. Естественная конвекция воздуха в производственных корпусах электролиза алюминия происходит очень интенсивно за счет тепловыделения и больших размеров зданий (ширина и высота порядка 30 м, длина порядка 1 км). Поэтому в этих зданиях используется естественно-конвективная вентиляция, управляемая с помощью специальных аэрационных фонарей. Аэрационные фонари имеют различные конструкционные особенности и могут устанавливаться как по всей длине здания, так и на отдельных участках крыши.

В настоящей работе проанализировано более 10 модификаций фонарей “ВАМИ”, “COLT” и “Тюльпан” (www.vami.ru, www.coltgroup.com, www.gal-ventilation.com). В табл. 1 представлены геометрические схемы и некоторые характеристики аэрационных фонарей (более подробная информация о характеристиках данных фонарей приведена в работе [2]). Электронные модели зданий с рассматриваемыми типами аэрационных фонарей и расчетные сетки были созданы с использованием пакетов программ SolidWorks и Gambit.

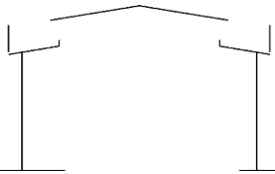
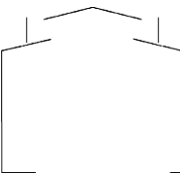
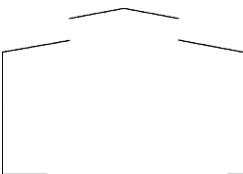
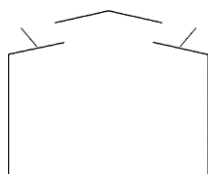
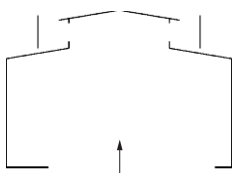
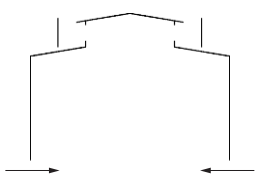
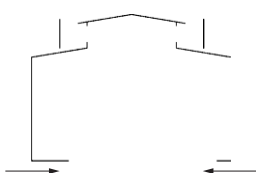
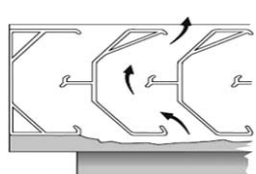
Целями настоящей работы являются численное моделирование аэродинамики при естественно-конвективной вентиляции промышленных зданий и выявление наиболее эффективного аэрационного фонаря путем сравнительного анализа пропускной способности фонарей различного типа.

1. Постановка задачи и схемы расчетных областей. Вследствие интенсивного тепловыделения электролизеров доминирующим конвективным течением воздуха в здании электролиза алюминия является подъемно-опускное движение с выходом воздуха через аэрационный фонарь и подсосом свежего воздуха снизу через специальные отверстия. Структура основного конвективного течения воздуха в корпусе цеха электролиза алюминия зависит от расположения электролизеров и является периодической 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 выбрать не весь корпус, а только его часть с одним или двумя электролизерами (рис. 1,а). В трехмерной математической модели на фронтальных и тыльных плоскостях расчетной области в качестве граничных условий для искомых функций ставятся условия периодичности (на рис. 1,а эти плоскости показаны открытыми).

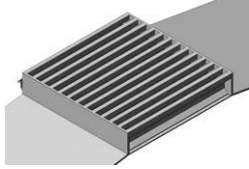
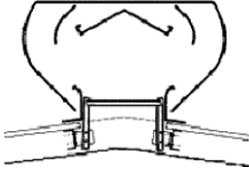
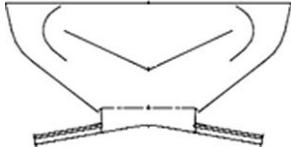
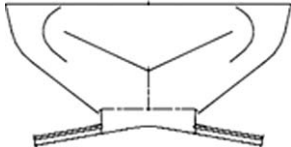
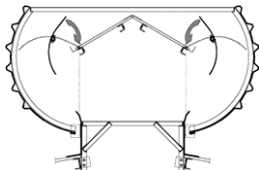
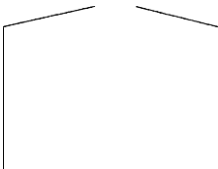
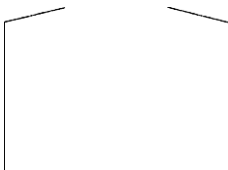
В двумерных моделях расчетная область представляет собой вертикальное поперечное сечение корпуса, проходящее через середину электролизера (рис. 1,б). Рассмотрено два варианта входа воздуха в здание: с боков корпуса (см. рис. 1,а,б) и вертикально снизу вверх от пола (рис. 1,в). Во всех случаях вследствие конвекции воздух вытекает через аэрационные фонари на крыше здания, которые имеют различные конструкционные и

Таблица 1

Геометрические схемы моделей аэрационных фонарей и открытых отверстий

№ п/п	Тип модели	Схема модели
1	“ВАМИ” № 1 (“экспериментальный”, $L_{throat} = 18,4$ м, ветроотбойные щиты расположены под углом 90°)	
2	“ВАМИ” № 2 ($L_{throat} = 12$ м, ветроотбойные щиты расположены под углом 90°)	
3	“ВАМИ” № 3 ($L_{throat} = 12$ м, ветроотбойные щиты отсутствуют)	
4	“ВАМИ” № 4 ($L_{throat} = 12$ м, ветроотбойные щиты расположены под углом 45°)	
5	“ВАМИ” № 5 ($L_{throat} = 12$ м, ветроотбойные щиты расположены под углом 90° , вдув снизу)	
6	“ВАМИ” № 6 ($L_{throat} = 12$ м, ветроотбойные щиты расположены под углом 90° , вдув с боков, без учета наличия пола)	
7	“ВАМИ” № 7 ($L_{throat} = 12$ м, ветроотбойные щиты расположены под углом 90° , вдув с боков, с учетом наличия пола)	
8	“COLT” Labyrinth MK2, двумерная модель ($L_{throat} = 1,8$ м)	

Окончание табл. 1

№ п/п	Тип модели	Схема модели
9	“COLT” Labyrinth MK2, трехмерная модель ($L_{throat} = 1,8$ м)	
10	НН Robertson Ultra-Flow (“Тюльпан-RUF”) ($L_{throat} = 3$ м)	
11	“Тюльпан-GAL” (RIF-A) без вертикальной перегородки (рассекателя) ($C_D = 0,78$, $L_{throat} = 3$ м)	
12	“Тюльпан-GAL” с рассекателем ($L_{throat} = 3$ м)	
13	“Тюльпан-RUF” ($C_D > 0,65$, $L_{throat} = 3$ м)	
14	Отверстие без крыши и фонаря ($L_{throat} = 3$ м)	
15	Отверстие без крыши и фонаря ($L_{throat} = 12$ м)	

Примечание. Модификации № 5, 2 имеют одинаковые фонари, но разные расчетные сетки (для фонаря № 5 использовалась сетка, адаптированная для градиента скорости).

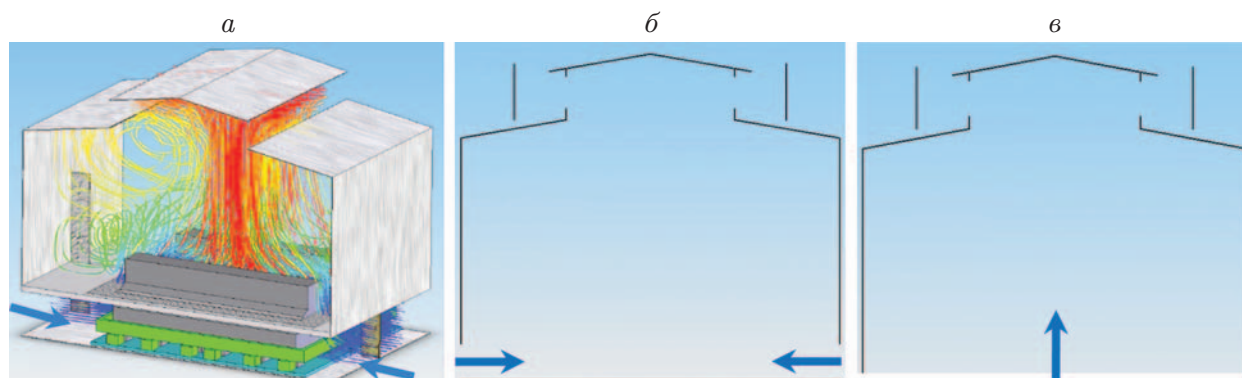


Рис. 1. Модели корпуса электролиза алюминия с фонарем «ВАМИ»: *а* — трехмерная при различных значениях напряжения, *б, в* — двумерная (*б* — приток воздуха с боков, *в* — приток воздуха снизу)

геометрические особенности. При этом во всех математических моделях полагалось, что вне корпуса в зоне аэрационных фонарей внешний поток ветра отсутствует.

Двумерная базовая математическая модель имела следующую геометрию: ширина расчетной области 30 м, высота 33 м, наклон двухскатной крыши 1 : 6. В трехмерной модели длина расчетной области равна 7,5 м (с одним электролизером) и 15 м (с двумя электролизерами), ширина и высота такие же, как в двумерной модели. Расчеты конвективного теплопереноса от нагретого электролизера (с тепловыделением $100 \text{ кВт} < q < 720 \text{ кВт}$) по трехмерной модели позволили определить диапазон значений поступающего в здание массового расхода воздуха $1 \text{ кг/с} < M < 10 \text{ кг/с}$. В двумерной базовой модели здания в отсутствие электролизера задается постоянный расход M воздуха, равномерно вдуваемого через отверстия, расположенные сбоку (см. рис. 1, *б*) или снизу (см. рис. 1, *в*).

Для фонарей различной геометрии использовались как равномерные, так и неравномерные (адаптированные к геометрии здания и фонаря и динамические по градиенту скорости) расчетные сетки с количеством ячеек $(0,5 \div 1,2) \cdot 10^6$.

Моделирование движения воздуха проводилось при следующих значениях массового расхода воздуха, поступающего в здание: $M = 1, 3, 5, 7, 10 \text{ кг/с}$.

2. Математическая модель. Течение сжимаемого воздуха в производственном корпусе электролиза описывалось с использованием численного решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса, уравнений неразрывности с $(k-\varepsilon)$ - и $(k-\omega)$ -SST-моделями турбулентности и различных пристенных функций, которые выбирались на основе анализа тестовых расчетов задачи [3]. При этом полагалось, что все твердые стенки являются адиабатическими и на них выполняются условия прилипания и непротекания. В приточных отверстиях в стенах корпуса задавалось полное давление, равное атмосферному, в выходных отверстиях вентиляционного фонаря задавалось статическое атмосферное давление. Температура поступающего в корпус воздуха задавалась равной $20,5 \text{ }^\circ\text{C}$, степень турбуликации равна $Tu = 5 \%$, масштаб турбулентности $T_l = 0,07H_3 = 1,61 \text{ м}$ (H_3 — высота здания). Источником естественной вентиляции является тепловыделение на стенках электролизеров, соответствующее мощности 390 и 702 кВт. Напольные решетки в математической модели трактовались как полностью открытое для течения воздуха пространство. При расчетах тепловой конвекции тепловая радиация не учитывалась [2]. Для тестирования выбранной математической модели проведены валидационные расчеты течения воздуха в двухэтажном доме [3]. Тестовая задача [3] обладает геометрической разномасштабностью, что характерно для геометрии некоторых аэрационных фонарей. Наиболее хорошо с экспериментальными данными [3] согласуются результаты, полученные с использованием $(k-\omega)$ -SST-модели.

3. Вентиляционная эффективность аэрационных фонарей. В качестве критерия вентиляционной эффективности аэрационного фонаря выбран безразмерный коэффициент истечения C_D либо коэффициент пропускания $k = 1/C_D^2$. Эти коэффициенты характеризуют способность аэрационного фонаря пропускать воздушный поток и зависят только от его конструкции. Коэффициент истечения C_D позволяет для заданной конфигурации корпуса, конкретного фонаря и тепловой нагрузки приближенно вычислять пропускную способность Q [4]. Без учета конвекции данные расчеты приблизительны, особенно для аэрационных фонарей сложной конструкции. Коэффициент истечения C_D характеризует пропускную способность входного сечения аэрационного фонаря при заданной величине перепада давления ΔP :

$$Q = C_D S \sqrt{2\Delta P/\rho}, \quad (1)$$

где $Q = M/\rho$ — объемный расход воздуха через фонарь; $S = L_{throat}H$ — площадь входного сечения; L_{throat} — ширина устья; H — длина фонаря; ρ — плотность воздуха. Аэрационные фонари могут устанавливаться по всей длине здания. Длина фонаря может быть практически равна длине корпуса, а может быть значительно меньше в зависимости от типа и расположения фонарей. Величина C_D изменяется в диапазоне $0 \leq C_D \leq 1$, причем при $C_D = 0$ отверстие отсутствует, при $C_D = 1$ в верхней части здания имеется сплошное отверстие без крыши и фонаря (модели 14, 15 в табл. 1, соответствующие отверстиям с шириной устья 3, 12 м). Параметр S в уравнении (1) характеризует эффективность (пропускную способность) фонаря в расчете на единицу длины здания и позволяет сравнивать фонари различного типа при работе в одинаковых условиях без привязки к конкретному корпусу ($H\sqrt{2\Delta P/\rho} = \text{const}$).

В настоящей работе значение коэффициента истечения C_D через аэрационный фонарь определялось с помощью моделирования турбулентного конвективного течения воздуха в корпусе электролиза алюминия и за пределами фонаря на основе численного решения уравнений Рейнольдса. Рассмотрены геометрические модели при наличии аэрационных фонарей различного типа, а также в отсутствие фонаря на крыше корпуса (т. е. с отверстием вместо фонаря). В дальнейшем эти модели будем называть устьем или отверстием без указания типа фонаря, но с указанием ширины отверстия на крыше.

4. Результаты численного моделирования. Интенсивность естественной конвекции воздуха в корпусе электролиза определяется мощностью тепловыделения от стенок электролизера, размерами корпуса и типом аэрационных фонарей. Величина тепла, выделяемого каждым электролизером, может достигать нескольких сотен киловатт, а температура в рабочей зоне в отсутствие вентиляции может превышать допустимые нормы ($T < 29$ °С).

Для определения значений среднего объемного расхода воздуха Q , который возникает в секции корпуса вследствие конвекции от тепловыделяющего электролизера, при характерных значениях тепловыделения проведены численные расчеты конвективного теплообмена в трехмерной постановке с использованием модели, представленной на рис. 1, а. На рис. 1, а показаны траектории движения частиц воздуха в фонаре, а также изотермы в среднем вертикальном сечении. Данный расчет конвективного теплопереноса проведен для электролизера с величиной тепловыделения $q = 702$ кВт.

4.1. *Структуры течений воздуха в промышленных корпусах.* Результаты численного моделирования в виде траекторий течения воздуха показаны на рис. 2 (нумерация моделей фонарей соответствует номерам фонарей, представленных в табл. 1). Картины течения воздуха через аэрационные фонари показывают влияние конструкций фонарей и расположения ветроотбойных щитов на образование вторичных вихрей и дополнительное сопротивление потоков воздуха.

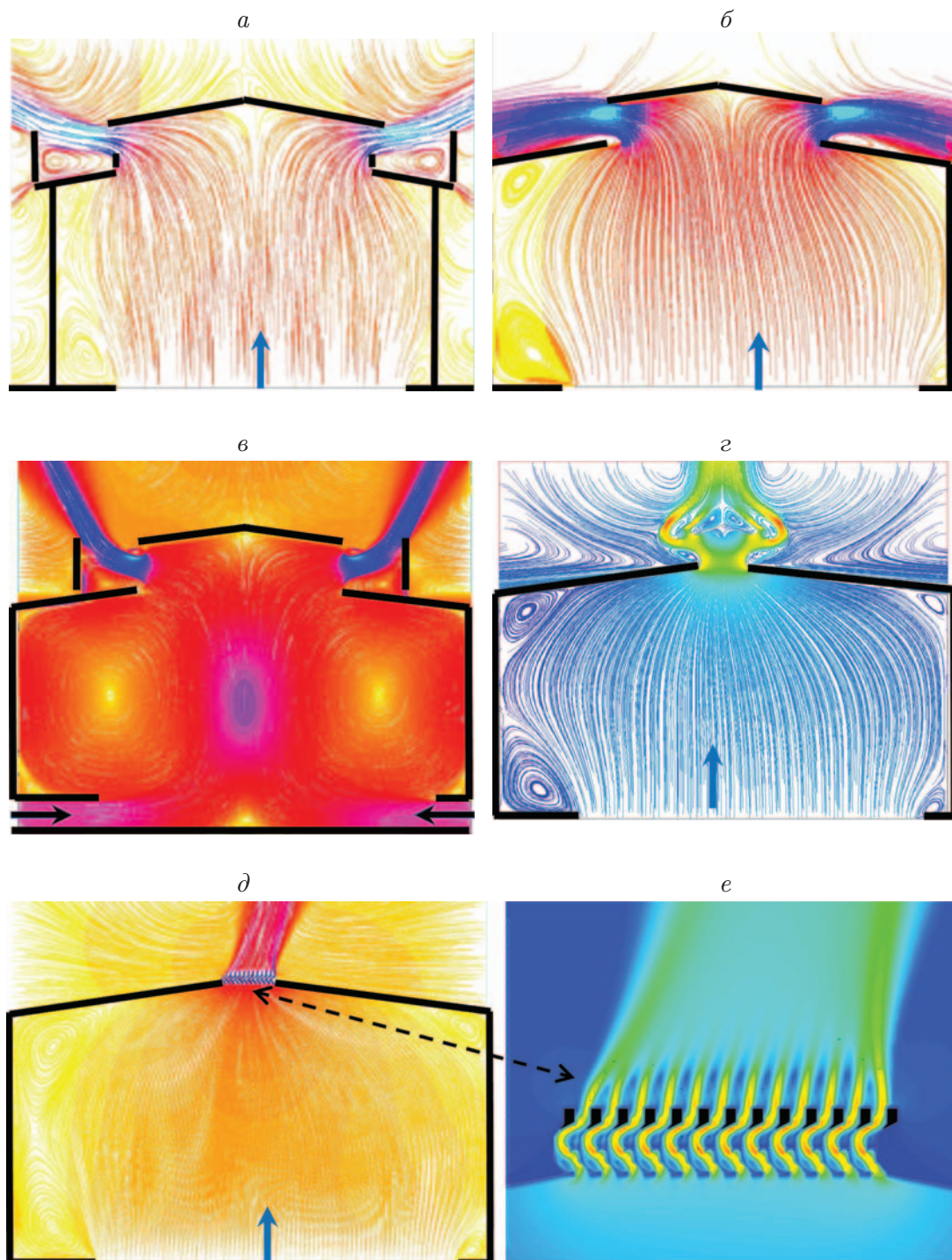


Рис. 2. Структуры течения воздуха для некоторых моделей фонарей:
 а — “ВАМИ” № 1, б — “ВАМИ” № 3, в — “ВАМИ” № 7, г — № 10 “НН Robertson Ultra-Flow”, д, е — “COLT” № 8 и фрагмент течения через него

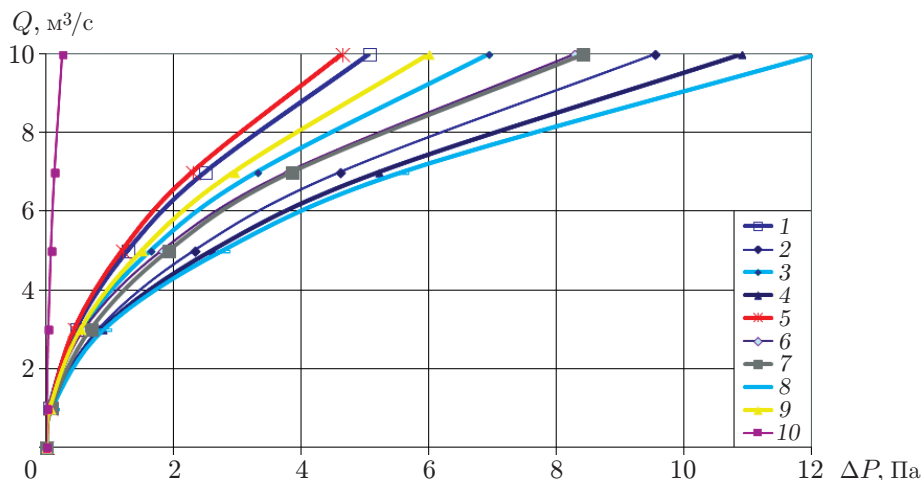


Рис. 3. Зависимость объемного расхода воздуха от перепада давления для различных моделей вентиляционных фонарей и двух открытых отверстий (см. табл. 1):

1 — модель № 1, 2 — модель № 2, 3 — модель № 4, 4 — модель № 5, 5 — модель № 10* (фонарь № 10 с шириной устья $L_{throat} = 5$ м), 6 — модель № 11, 7 — модель № 12, 8 — модель № 13, 9 — модель № 14, 10 — модель № 15

В случаях, когда приток воздуха в вентилируемое здание осуществляется в нижней его части снизу либо с боков (см. рис. 1), структуры течения воздуха внутри здания различаются, но вне здания, за пределами аэрационного фонаря, сходны. В случае притока воздуха сбоку вследствие наличия горизонтальной составляющей скорости внутри здания формируются два больших вихревых течения: подъемное в центральной части и опускное вблизи вертикальных стенок здания (см. рис. 1, а, 2, в). В случае притока воздуха снизу течение практически во всем объеме здания остается вертикальным, за исключением угловых зон (см. рис. 2, а, б, г, д). Структуры течения воздуха за аэрационными фонарями могут существенно различаться и определяются конструкциями фонарей и расположением ветроотбойных щитов. Данные особенности течения воздуха, выходящего из производственных помещений, важны при наличии вредных выбросов для прогнозирования экологической обстановки вокруг заводов с учетом розы ветров.

4.2. *Эффективность вентиляционных фонарей.* Зависимость объемного расхода от перепада давления для различных моделей вентиляционных фонарей показана на рис. 3. Сравнение зависимостей $\Delta P(Q)$ показывает, что перепад давления зависит от типа фонаря и увеличивается при увеличении расхода воздуха, проходящего через корпус. Наибольший перепад давления в корпусе создается при использовании низкопрофильных фонарей типа “COLT”, а наименьший — в отсутствие фонарей, при наличии отверстия с шириной устья 12 м.

На рис. 4 приведены полученные численно значения коэффициента пропускания C_D для различных моделей фонарей и двух открытых отверстий (без фонарей) с шириной устья 3 и 12 м, которые равны соответственно $C_D = 0,8697; 0,9985$ (N — номер модели). Среди рассмотренных моделей фонарей максимальные значения $C_D = 0,77$ имеет “Тюльпан-GAL”. В каждом классе рассмотренных аэрационных фонарей (см. табл. 1) лучшими с точки зрения максимального пропускания воздуха являются следующие фонари:

- 1) среди фонарей “ВАМИ” — “ВАМИ” № 7;
- 2) среди фонарей группы “COLT” — низкопрофильный фонарь “COLT” Labyrinth MK2 № 9;
- 3) среди фонарей “Тюльпан” — “Тюльпан-GAL” (RIF-A) № 11.

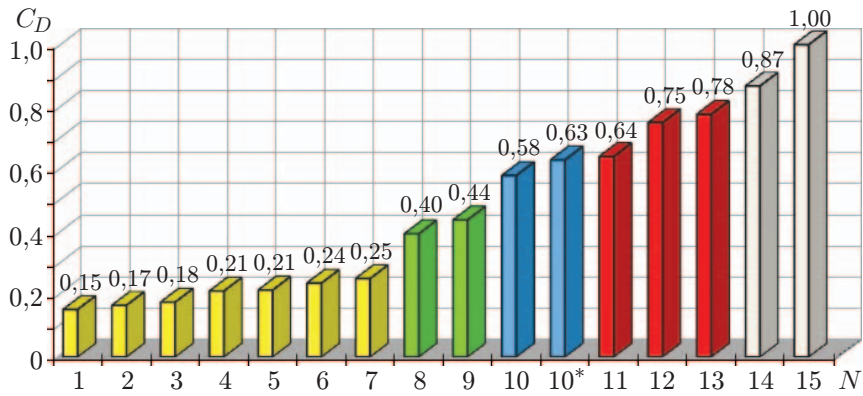


Рис. 4. Значения коэффициента пропускания C_D для различных моделей фонарей и двух открытых отверстий

Таблица 2

Расчетные и экспериментальные значения коэффициента пропускания C_D

Тип фонаря	C_D	
	Численный расчет	Эксперимент
“ВАМИ” № 7	0,25	—
“COLT”	0,40	0,40
“Тюльпан” НН Robertson Ultra-Flow	0,63	0,65
“Тюльпан-GAL” (RIF-A)	0,77	0,78

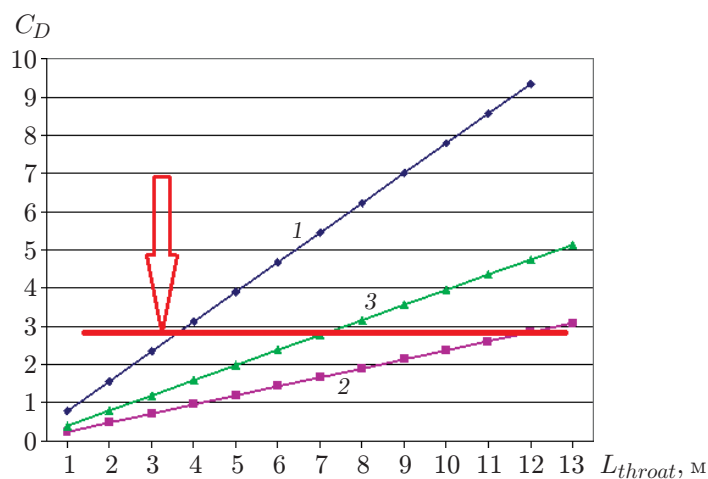


Рис. 5. Зависимость пропускной способности фонарей от ширины устья: 1 — “Тюльпан”, 2 — “ВАМИ”, 3 — “COLT”; горизонтальная линия — уровень одинаковой пропускной способности фонарей

Худшим с точки зрения пропускания воздуха является аэрационный фонарь “ВАМИ” № 1.

В табл. 2 приведены расчетные и экспериментальные (указанные на web-сайтах производителей фонарей (см. табл. 1)) значения коэффициентов пропускания C_D . Эти значения хорошо согласуются, что свидетельствует о точности численных математических моделей.

Для определения эффективности аэрационных фонарей, кроме коэффициента пропускания иногда используется коэффициент сопротивления, обратно пропорциональный квадрату коэффициента пропускания: $k = 1/C_D^2$. Наибольшим сопротивлением k обладают фонари “ВАМИ”, а наименьшим — фонари “Тюльпан” (см. табл. 2 и рис. 4, 5).

4.3. *Прогнозируемая пропускная способность фонарей.* На рис. 5 приведена зависимость пропускной способности фонарей от ширины устья L_{throat} . Видно, что для достижения одинаковой пропускной способности различных моделей фонарей устье должно иметь следующие размеры: для фонарей “ВАМИ” — 12,0 м, “Тюльпан” — 3,7 м, “COLT” — 11,6 м.

Таким образом, для достижения определенной пропускной способности с использованием результатов численного моделирования можно прогнозировать ширину и конструкцию аэрационного фонаря для вентиляции конкретного промышленного корпуса.

Заключение. В работе показано, что с помощью численного моделирования можно оценить и оптимизировать эффективность естественно-конвективной вентиляции промышленного корпуса при использовании различных моделей аэрационных фонарей, а также выбрать оптимальный тип фонарей при проектировании зданий.

Результаты расчетов коэффициента C_D позволяют определить (без привязки к конкретному промышленному корпусу), какие фонари (геометрия и ширина устья) имеют одинаковую пропускную способность, и выбрать из них наиболее эффективный. Согласно результатам моделирования фонари типа “Тюльпан” имеют большую пропускную способность, чем фонари “COLT” и “ВАМИ”. Также результаты моделирования показывают, что одинаковую пропускную способность могут иметь фонари с различной шириной устья (например, “ВАМИ” (12 м), “Тюльпан-GAL” (3,7 м) и “COLT” (11,6 м)).

Автор выражает благодарность А. Г. Чурбанову за помощь в создании электронных геометрий аэрационных фонарей, расчетных сеток и за обсуждение результатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соловей Ю. М. Основы строительного дела. М.: Стройиздат, 1989.
2. Федюшкин А. И., Чурбанов А. Г. Анализ пропускной эффективности различных типов аэрационных фонарей при вентиляции промышленных зданий. М., 2015. (Препр. / РАН. Ин-т проблем механики; № 1093).
3. Ergin-Ozkan S., Mokhtarzadeh-Dehghan M. R., Reynolds A. J. Experimental study of natural convection between two compartments of a stairwell // Intern. J. Heat Mass Transfer. 1995. V. 38. P. 2159–2168.
4. The 2008 ASHRAE handbook. HVAC systems and equipment. Atlanta: ASHRAE, 2008.

Поступила в редакцию 15/XI 2019 г.,
после доработки — 20/III 2020 г.
Принята к публикации 30/III 2020 г.