

DOI: 10.15514/ISPRAS-2023-35(2)-15



## Особенности численного моделирования работы воздушно-тепловой завесы в OpenFOAM

<sup>1</sup> С.В. Григорьев, 0000-0002-3441-5887 <grigoscool@mail.ru>

<sup>2</sup> М.Р. Королева, ORCID: 0000-0001-5697-9199 <koroleva@udman.ru>

<sup>1</sup> О.В. Мищенко, ORCID: 0000-0002-8835-1184 <mov@istu.ru>

<sup>1</sup> Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, 426069, Россия, г. Ижевск, ул. Студенческая, д. 7,

<sup>2</sup> Удмуртский федеральный исследовательский центр УрО РАН, 426067, Ижевск, ул. Т. Барамзиной, д. 34

**Аннотация.** Рассматриваются вопросы математического моделирования турбулентного теплопроводного течения сжимаемой вязкой среды во внутреннем объеме корпуса воздушно-тепловой завесы, оснащенной тангенциальным вентилятором. Решение задачи построено на основе осредненных по Рейнольдсу (Фавру) уравнений Навье-Стокса. Решение задачи получено с применением подхода MRF (Multiple Reference Frame), который использует вращающуюся систему отсчета, и с применением преобразования основных уравнений Навье-Стокса в зоне вращения. Для корректного описания протекающих во внутреннем объеме воздушно-тепловой завесы и в окружающей среде рабочих процессов в работе применяются модульные многоблочные сетки, в том числе позволяющие разделить вращающиеся и неподвижные области. Решение поставленных задач строится с использованием инструментов пакета OpenFOAM. В результате работы подробно описаны особенности структуры потока в проточной части воздушно-тепловой завесы, оценены скорости газа, достигаемые при различных скоростях вращения вентилятора. Показана автомодельность профилей скорости на выходе из сопла завесы.

**Ключевые слова:** математическое моделирование; газовая динамика; воздушно-тепловая завеса; тангенциальный вентилятор; динамические сетки

**Для цитирования:** Григорьев С.В., Королева М.Р., Мищенко О.В. Особенности численного моделирования работы воздушно-тепловой завесы в OpenFOAM. Труды ИСП РАН, том 35, вып. 2, 2023 г., стр. 215-224. DOI: 10.15514/ISPRAS-2023-35(2)-15

## Peculiarities of numerical simulation of air/heat curtain operation in OpenFOAM

<sup>1</sup> S.V. Grigorev, ORCID: 0000-0002-3441-5887 <grigoscool@mail.ru>

<sup>2</sup> M.R. Koroleva, ORCID: 0000-0001-5697-9199 <koroleva@udman.ru>

<sup>1</sup> O.V. Mishchenkova, ORCID: 0000-0002-8835-1184 <mov@istu.ru>

<sup>1</sup> Kalashnikov Izhevsk state technical university

7, Studencheskaya st., Izhevsk, 426000, Russia

<sup>2</sup> Udmurt Federal Research Center UB RAS

34, T. Baramzina Str., Izhevsk, 426067, Russia

**Abstract.** The issues of mathematical modeling of turbulent heat-conductive flow of compressible viscous medium in the internal volume of the body of an air-thermal curtain equipped with a tangential fan are considered. The solution of the problem is constructed on the basis of averaged Reynolds (Favre) Navier-Stokes equations. The solution of the problem is obtained using the MRF (Multiple Reference Frame) approach, which

uses a rotating reference frame, and using a transformation of the basic Navier-Stokes equations in the rotation zone. In order to correctly describe the working processes occurring in the internal volume of the air-thermal curtain and in the environment, modular multiblock meshes are applied in the work, including those allowing to separate rotating and stationary areas. The solution of the set tasks is constructed using the tools of the OpenFOAM package. As a result of the work, the peculiarities of the flow structure in the flowing part of the air-heat curtain are described in detail, and the gas velocities achieved at different fan speeds are estimated. The self-similarity of velocity profiles at the air curtain nozzle outlet is shown.

**Keywords:** mathematical modeling; gas dynamics; air-heat curtain; tangential fan; dynamic mesh.

**For citation:** Grigorev S.V., Koroleva M.R., Mishchenkova O.V. Peculiarities of numerical simulation of air/heat curtain operation in OpenFOAM. Trudy ISP RAN/Proc. ISP RAS, vol. 35, issue 2, 2023, pp. 215-224 (in Russian). DOI: 10.15514/ISPRAS-2023-35(2)-15

### 1. Введение

Эксплуатация помещений с большим потоком проходящих людей или транспорта сопровождается потерями тепла через открывающиеся проемы разгрузочные окна, проходы, входные двери и ворота. К таким помещениям относятся больницы, школы, детские сады, спортивные объекты, аэропорты, вокзалы и другие организации сферы услуг (магазины, театры, гостиницы, рестораны), общественный транспорт, производственные и складские помещения. Поддержание температуры воздуха в помещении в заданных пределах возможно с использованием электромеханического устройства – воздушно-тепловой завесы. В некоторых случаях использование тепловых завес позволяет обеспечить выполнение особых технологических требований, например, к хранению продуктов питания, т.к. завесы могут ограничивать как поступление холодного воздуха в помещение в зимний период, так и подачу горячего воздуха летом. Кроме этого, завесы препятствуют проникновению внутрь насекомых, пыли, дыма, неприятных запахов и т.д. Но по большей части воздушно-тепловые завесы используются для разделения зон с различной температурой воздушной среды по разные стороны открытых проемов.

Воздушно-тепловые завесы различаются по назначению, источнику тепла (в том числе по типу нагревателя), типу установки, по расходу воздуха, расположению и геометрии (сечение корпуса, форма сопла). Одним из основных элементов тепловой завесы является вентилятор. Как правило, в устройствах данного типа используется либо радиальный, либо тангенциальный вентилятор.

Тангенциальный, или диаметральный вентилятор представляет собой тип устройства, в котором передвижение воздушной массы производится перпендикулярно оси движения рабочего колеса. Корпус изделия имеет сходство с корпусом аналогичного устройства центробежного типа. Рабочее колесо диаметрального вентилятора представлено в виде цилиндра, внешняя поверхность которого формируется набором профилированных по потоку лопаток [1-3], что обеспечивает требуемое нагнетание воздушной массы в плоскости, перпендикулярной к оси вентилятора. Всасывающей поверхностью, таким образом, будет являться верхняя горизонтальная плоскость устройства (длина которой совпадает с длиной устройства), а не торцевая поверхность. Воздушная масса перемещается лопастями, а диффузор увеличивает скорость передвижения в требуемом направлении [4].

Принцип работы тангенциального вентилятора основывается на повторном прохождении воздуха через рабочие параллельные лопатки в поперечном направлении, что является характерной геометрической особенностью этой конструкции. Согласно экспериментальным данным движение газа внутри тепловой завесы, оснащенной таким вентилятором, может характеризоваться высокой степенью турбулентности [5-8]. На работу конструкции в целом оказывает существенное влияние место установки вентилятора и геометрия корпуса завесы. Экспериментальные исследования позволяют получить огромный набор данных, характеризующих работу тангенциальных вентиляторов, однако все они касаются

конкретной модели исследуемой воздушно-тепловой завесы и не подходят для целей усовершенствования существующих и проектирования новых устройств. В этом случае целесообразно использовать методы вычислительной газовой динамики, которые широко применяются для моделирования аэродинамических течений в различных технических устройствах.

Численное моделирование используется как для исследования нестационарной аэродинамики и теплообмена, протекающих в рабочих (внутренних) областях устройств [5,7, 9-11], так и для расчета формы и траектории оси воздушных струй в помещении после их истечения из воздушно-тепловой завесы [12].

В настоящей работе на основе методов вычислительной газовой динамики анализируется течение вязкого, сжимаемого, теплопроводного газа в рабочем объеме воздушно-тепловой завесы. Для численного моделирования используются библиотеки открытой интегрируемой платформы для решения задач механики сплошных сред OpenFOAM 2.0 [13], а также возможности открытой интегрируемой платформы Salome 8.3.0 [14].

## 2. Математическая постановка

В работе выполнено моделирование течения сжимаемой вязкой среды на основе осредненных по Рейнольдсу (Фавру) уравнений Навье-Стокса во внутреннем объеме корпуса воздушно-тепловой завесы, оснащенной тангенциальным вентилятором (рис. 1). Рассматривается тангенциальный вентилятор, состоящий из рабочего колеса 1, входного патрубка 2, выходного диффузора 3 и корпуса 4. Рабочее колесо содержит 36 равномерно размещенных лопастей, профилированных по потоку.

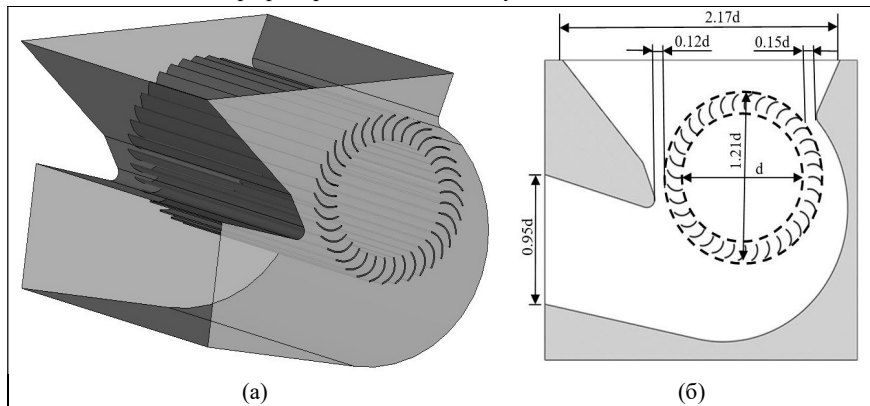


Рис. 1. Геометрия расчетной области: пространственная модель (а) и расчетная область (б)  
Fig. 1. Geometry of the computational domain: spatial model (a) and computational domain (b)

При моделировании используются следующие допущения и упрощения:

- рабочее колесо вращается с заданной постоянной скоростью;
- задача решается в плоской постановке;
- газ характеризуется постоянными коэффициентами вязкости и теплопроводности.

В исследовании [15] утверждается, что на выходе воздушной завесы формируется равномерный профиль нагнетаемого воздуха, не зависящий от осевой координаты, направленной вдоль оси рабочего колеса вентилятора. Очевидное двумерное течение на выходе не может существовать без двумерного течения во всей области, и это позволяет нам исследовать газодинамику внутренней воздушной завесы в двумерной постановке.

Таким образом, поставленная задача может быть описана системой уравнений:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

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

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho E u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + F_i u_i, \quad (3)$$

$$p = \rho RT. \quad (4)$$

В приведенных выше формулах (1)-(4) приняты следующие обозначения:  $\rho$  – плотность;  $u_i$  – компоненты вектора скорости  $u$ ;  $p$  – давление;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;  $F_i$  – внешняя объемная сила;  $E = C_p T + 0.5 u_i^2$  – полная удельная энергия;  $H = E + p/\rho = C_p T + 0.5 u_i^2 = h + 0.5 u_i^2$  – полная удельная энтальпия;  $\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$  – тензор вязких напряжений;  $S_{i,j} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$  – тензор скоростей деформаций;  $q_j = \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}$  – тепловой поток;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $T$  – температура;  $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  – удельная газовая постоянная.

Исследуемое течение не предполагает больших перепадов температуры, поэтому коэффициенты молекулярной вязкости и теплопроводности считаются постоянными  $\mu = 1,85 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\lambda = 0,0259 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

Исходная система уравнений (1)-(4) осредняется по Фавру и Рейнольдсу [2, 17]. Величины представляются в виде суммы  $\theta = \bar{\theta} + \theta''$ , где  $\bar{\theta} = \overline{\rho\theta}/\bar{\rho}$ , где  $\overline{\rho\theta}$ ,  $\bar{\rho}$  – осредненные согласно процедуре осреднения Рейнольдса параметры. Для замыкания осредненной системы уравнений применяется модель турбулентности SST [18]. Все константы модели рассчитаны в соответствии [18, 19] со значениями из стандартных моделей  $k - \epsilon$  и  $k - \omega$  и представлены в [2, 4, 9, 18].

Для адекватного описания всасывания воздуха из окружающей среды и его выброса через выходное сопло завесы была построена сложная многооблочная конечно-объемная сетка (рис. 2), которая содержит 4 зоны: 1 – зона входа (забор воздуха), 2 – внутренний объем тепловой завесы, 3 – вентилятор, 4 – зона выхода (выброс воздуха). 1, 2 и 4 зоны являются неподвижными, 3 зона – вращается с заданной угловой скоростью  $\Omega$ . Сетка во вращающейся и неподвижных областях неструктурированная и состоит из треугольных элементов. Общее количество элементов – 18366 ячеек суммарно для областей и 4677 ячеек для области 3.

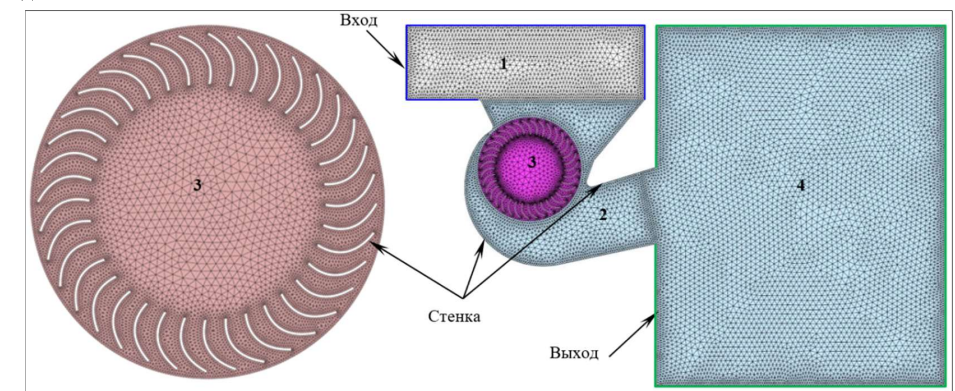


Рис. 2. Конечно-объемная сетка и граничные условия  
Fig. 2. Finite volume grid and boundary conditions

В работе при решении задачи был использован подход [11,15], который использует локальную вращающуюся систему отсчета в области рабочего колеса (зона 3). Это приводит к преобразованию основных уравнений Навье-Стокса в зоне вращения - чтобы учесть эффект вращения исходные уравнения (6) и (7) в данной зоне дополняются слагаемым, учитывающим силу Кориолиса  $F = \Omega \times u$ .

Данный подход используется для моделирования установившихся течений. Таким образом, тело и сетка вокруг него в зоне вращения физически не вращаются. Такой подход с вычислительной точки зрения менее требователен по сравнению с нестационарным моделированием, и при корректно поставленной задаче обеспечивает хорошую аппроксимацию с меньшими вычислительными затратами и значительно меньшим временем расчета.

Граничные условия для поставленной задачи представлены в таблице 1.

Табл. 1. Граничные условия

Table 1. Boundary conditions

		Параметр	Условие
Границы области	Вращающаяся зона	Лопастей вентилятора	$\frac{\partial p}{\partial n} = 0, \frac{\partial T}{\partial n} = 0, u = 0$
	Неподвижные зоны	Вход	$p_{total} = 10^5 \text{ Па}, T = 313 \text{ К}$
		Выход	$p_{out} = 10^5 \text{ Па}$
		Стенка корпуса	$\frac{\partial p}{\partial n} = 0, \frac{\partial T}{\partial n} = 0, u = 0$
		Скорость вращения	250-1500 об/мин

Вопросы построения метода контрольных объемов, численных схем и ряда расчетных алгоритмов подробно освещены в работе [16]. Сформированная таким образом математическая модель реализована с использованием решателя rhoPimpleDyMFoam.

### 3. Анализ результатов численного моделирования

В результате численного моделирования движения воздуха во внутреннем объеме тепловой завесы получены структура течения в виде линий тока, поля давлений, температуры и скорости газа при вращении вентилятора со скоростью от 250 об/мин до 1500 об/мин. Дополнительно построены профили скорости и температуры газа на выходной границе – на срезе выходного сопла. Определена зависимость производительности воздушно-тепловой завесы (ВТЗ) по воздуху от скорости вращения.

Сравнение линий тока и полей распределения основных параметров потока показало, что структура течения не зависит от скорости вращения лопастей вентилятора и является одинаковой для всех рассматриваемых режимов работы. Характерные для всех рассмотренных скоростей вращения тангенциального вентилятора поля физических величин (скорости, температуры и давления) приведены на рис. 3. Видны локальные особенности распределения давления и температуры по поперечному сечению воздушно-тепловой завесы, обусловленные структурой течения. Так локальный минимум давления и температуры газа соответствует местоположению вихревой зоны 3 на рис. 4. Понижение давления про отношению к атмосферному зависит от скорости движения рабочего колеса и составляет от 20 Па при 250 об/мин до 1000 Па при скорости вращения 1500 об/мин.

Рассмотрим особенности течения газа в рабочем объеме завесы (рис. 3, 4). За счет работы вентилятора, воздух всасывается в рабочий объем воздушно-тепловой завесы, направляясь по входному патрубку к рабочему колесу. Часть потока проходит по задней стенке завесы, а другая часть сначала попадает внутрь рабочего колеса, а затем изнутри наружу, что приводит

к значительному ускорению газа. Далее поток направляется в нижнюю полость завесы, откуда выбрасывается в атмосферу.

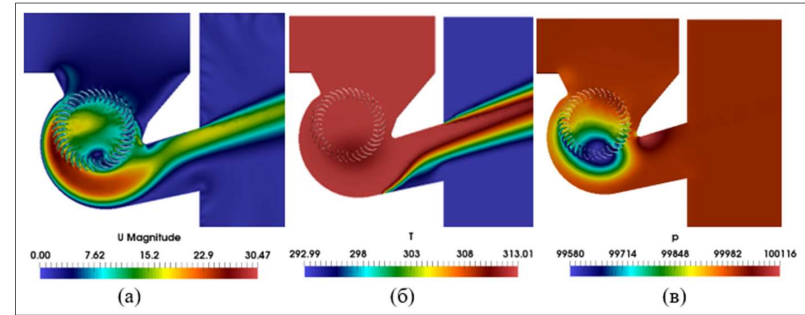


Рис. 3. Поля скорости (а), давления (б) и температуры (в), характерные для рассмотренных режимов работы воздушно-тепловой завесы

Fig. 3. Fields of velocity (a), pressure (b) and temperature (c), typical for the considered modes of operation of the air-heat curtain

Однако часть основного потока газа, не успевая поступить в узкий зазор между лопастями рабочего колеса и передней стенкой завесы снова поступает внутрь рабочего колеса, и, подчиняясь вращению лопастей вентилятора, образует возвратное течение 3 (рис. 4), которое в результате взаимодействия с постоянно поступающим из входного сечения потоком воздуха, смещается от оси вентилятора вниз к лопастям. Формируемая таким образом стационарная вихревая зона 3 является конструктивным разделителем областей всасывания и нагнетания воздуха. Взаимодействие возвратного течения с основным потоком, направляющимся в сопло, приводит к образованию линии разделения потока на входе в сопло 5 (рис. 4) и к образованию прижатой к верхней стенке сопла струи. Формирование струи в выходном сечении сопла сопровождается отрывом потока и, как следствие, образованием области с пониженным давлением и возвратным течением 4 (рис. 4).

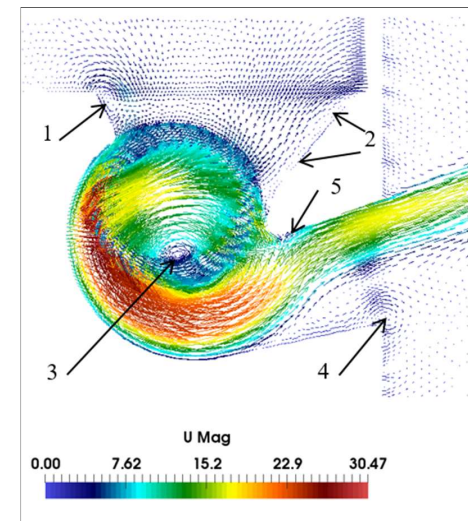


Рис. 4. Структура потока в виде векторов скорости  
Fig. 4. Flow structure in the form of velocity vectors

Разделение потока сопровождается также перестройкой течения вблизи верхней стенки выходного сопла и переориентацией течения. В точке сочленения входного патрубка с передней стенкой ВТЗ, в результате взаимодействия вихревого течения с поступающим из атмосферы воздухом, образуется система несимметричных парных вихрей 2 (рис. 5).

Еще одной характерной особенностью течения является образование устойчивого вихря 1 (рис. 5) во входном сечении вблизи задней стенки, расположение которого обусловлено геометрией входного сечения воздушно-тепловой завесы и конструкцией корпуса.

Данная картина течения воздуха характерна для всех рассмотренных скоростей вращения вентилятора. Параметры выходной струи отличаются только значением максимальной скорости, которая изменяется от 4,6 м/с (250 об/мин) до 25 м/с (1500 об/мин). При этом влияние на размер, положение и форму вихревых зон скорость вращения вентилятора не оказывает.

На рисунке 5а показаны профили продольной компоненты скорости на срезе выходного сопла воздушно-тепловой завесы при различных скоростях вращения. Видно, что расположение зоны возвратного течения одинаково для всех скоростей, а значения максимума скорости (отрицательной и положительной) тем больше, чем выше скорость вращения. При вращении вентилятора со скоростью 250 об/мин максимум скорости равен 3,62 м/с, при вращении со скоростью 1500 об/мин – 24,56 м/с. Анализ профилей скорости показал автоподобность безразмерной скорости газа (рис. 5б).

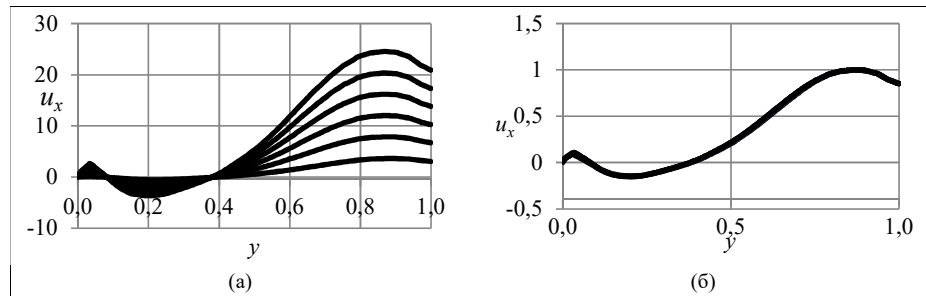


Рис. 5. Профиль продольной компоненты скорости на срезе сопла при различных скоростях вращения вентилятора: а) размерные, б) безразмерные профили

Fig. 5. Longitudinal velocity component profile in the nozzle cross-section at different fan rotation rates: a) dimensional, b) dimensionless profiles

#### 4. Заключение

В работе на основе методов математического моделирования исследуется течение вязкого, сжимаемого, теплопроводного газа в рабочем объеме воздушно-тепловой завесы. Для учета эффектов вращения лопастей тангенциального вентилятора применены многоблочные расчетные сетки с применением подхода MRF. Получена структура течения в виде линий тока, поля давлений, температуры и скорости газа при вращении вентилятора со скоростью от 250 об/мин до 1500 об/мин. Построены профили скорости газа на выходной границе – на срезе выходного сопла.

Показано, что структура течения не зависит от скорости вращения вентилятора и является одинаковой для всех рассматриваемых режимов работы, профили скорости являются автоподобными.

Изучены топологические особенности течения газа в рабочем объеме завесы. Показано, что структура течения характерна для работы тангенциальных вентиляторов и соответствует экспериментальным данным.

Показано, что локальные особенности распределения давления и температуры по поперечному сечению воздушно-тепловой завесы обусловлены структурой течения. При этом понижение давления по отношению к атмосферному зависит от скорости движения рабочего колеса и составляет от 20 Па при 250 об/мин до 1000 Па при скорости вращения 1500 об/мин.

#### Список литературы / References

- [1] Frank D., Linden P. The effectiveness of an air curtain in the doorway of a ventilated building. *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 756, 2014, pp. 130-164.
- [2] Koroleva M.R., Mishchenkova O.V. et al. Theoretical research of the internal gas dynamics processes of measurements of hot air curtain with cross-flow fan. *MM Science Journal*, June 2020, pp. 3966-3972.
- [3] Шарфарец Б.П., Дмитриев С.П. Моделирование турбулентного движения жидкости на основе гипотезы Буссинеска. Обзор. *Научное приборостроение*, том 28, вып. 3, 2018 г., стр. 101–108 / Sharfaret B.P., Dmitriev S.P. Modeling of turbulent fluid motion based on the Boussinesq hypothesis. Overview. *Nauchnoe Priborostroyeniye*, vol. 28, issue 3, 2018, pp. 101–108 (in Russian).
- [4] Королева М.Р., Сбоева Т.А. и др. Исследование течения воздуха в рабочем объеме воздушно-тепловой завесы. *Химическая физика и мезоскопия*, том 21, вып. 3, 2019 г., стр. 403-409 / Koroleva M.R., Sboeva T.A. et al. The study of air flow in the working volume of the air-thermal curtain. *Chemical Physics and Mesoscopics*, vol. 21, issue 3, 2019, pp. 403-409 (in Russian).
- [5] Darmawan S., Siswantara A.I. et al. Turbulent flow analysis in auxiliary cross-flow runner of a Proto X-3 Bioenergy micro gas turbine using RNG K- $\epsilon$  turbulence model. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 10, issue 16, 2015, pp. 7086-7091.
- [6] Khosrowpanah S., Fiuzat A.A., Albertson M.L. Experimental Study of Cross-Flow Turbine. *Journal of Hydraulic Engineering*, vol. 114, issue 3, 1988, pp. 299-314.
- [7] Casarsa L., Giannattasio P. Experimental study of the three-dimensional flow field in cross-flow fans. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, issue 6, 2011, pp.948-959.
- [8] Sun K., Ouyang H et al. Experimental and numerical investigations on the eccentric vortex of the cross flow fan. *International Journal of Refrigeration*, vol. 50, 2015, pp. 146-155.
- [9] Li J., Hou Y. et al. Window purifying ventilator using a cross-flow fan: Simulation and optimization. *Building Simulation*, vol. 9, issue 4, 2016, pp. 481-488.
- [10] Kim T.A., Kim D.W., Park S.K. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 22, issue 10, 2008, pp. 1876-1882.
- [11] Toffolo A. On the theoretical link between design parameters and performance in cross-flow fans: a numerical and experimental study. *Computers & Fluids*, vol. 34, issue 1, 2005, pp. 49-66.
- [12] Lu F.K., Chauhan V.A. et al. Numerical modeling of doorway flow induced by an air curtain. In Proc. of the 9th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, 2006, 7 p
- [13] OpenFOAM. Free CFD Software. Available at: <http://openfoam.org/>.
- [14] Salome. Version 8.3.0. Available at: <http://www.salome-platform.org/>.
- [15] Хюлла И.Я. Прохождение воздуха в вентиляторах поперечного потока / Hyulla I.Ya. Passage of air in cross-flow fans. Available at: [www.scot-technology.ru/article/vozduhopotok-v-ventilyatore/](http://www.scot-technology.ru/article/vozduhopotok-v-ventilyatore/) (in Russian).
- [16] Chernova A.A. Validation of rans turbulence models for the conjugate heat exchange problem. *Russian Journal of Nonlinear Dynamics*, vol. 18, issue 1, 2022, pp. 61-82.
- [17] Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. In Proc. of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfe, 2003, pp. 625-632.
- [18] Isaev S., Popov I. et al. Abnormal enhancement of separated turbulent air flow and heat transfer in inclined single-row oval-trench dimples at the narrow channel wall. *Acta Astronautica*, vol. 163, part 1, 2019, pp. 202-207.
- [19] Круглова Е.С. Разработка ресурсосберегающих воздушно-тепловых завес для поддержания нормируемых параметров микроклимата в производственных помещениях АПК. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Челябинский государственный агроинженерный университет, 2006 г., 21 стр. / Kruglova E.S. Development of resource-saving air-heat curtains to maintain the normalized parameters of the microclimate in the industrial premises of the agro-industrial complex. Abstract of the dissertation for the degree of candidate of engineering sciences. Chelyabinsk State Agroengineering University, 2006, 21 p. (in Russian)

### **Информация об авторах / Information about authors**

Сергей В. ГРИГОРЬЕВ – аспирант кафедры «Тепловые двигатели и установки». Сфера научных интересов: математическое моделирование, разностные схемы.

Sergey V. GRIGOREV – postgraduate student of the Department of Thermal Engines and Installations. Research interests: mathematical modeling, difference schemes.

Мария Равилевна КОРОЛЕВА – кандидат физико-математических наук, доцент, старший научный сотрудник. Сфера научных интересов: математическое моделирование, разностные схемы, газовая динамика, гидродинамика, кавитация, теплообмен.

Maria Ravilevna KOROLEVA – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Senior Researcher. Research interests: mathematical modeling, difference schemes, gas dynamics, hydrodynamics, cavitation, heat exchange.

Ольга Владимировна МИЩЕНКОВА – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Тепловые двигатели и установки». Сфера научных интересов: математическое моделирование, разностные схемы.

Olga Vladimirovna MISHCHENKOVA – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Department of Thermal Engines and Installations. Research interests: mathematical modeling, difference schemes.