

DOI: [10.7242/1999-6691/2022.15.1.5](https://doi.org/10.7242/1999-6691/2022.15.1.5)

УДК 533.17:519.688

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ СЕТОК ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ВОЗДУХА В КАНАЛЕ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ СРЕДСТВАМИ ПАКЕТА OPENFOAM

К.И. Михайленко

Институт механики им. Р.Р. Мавлютова УФИЦ РАН, Уфа, Российская Федерация

Вихревая труба представляет собой простое устройство без движущихся частей, осуществляющее разделение закрученного потока газа на два отдельных вихря, отличающихся температурами: у одного из них она обычно выше температуры подаваемого газа, у другого – ниже. Рассматривается математическая модель вихревой трубы, основанная на законах газовой динамики и дополненная $k-\omega$ моделью турбулентности. Дается описание методики построения средствами утилиты blockMesh конечно-объемной сетки с выделением пристеночной области при выполнении условия равномерности элементов сетки с сохранением их ортогонализированности. Численное решение реализуется на кластере решателем sonicFoam открытого пакета OpenFOAM. Осуществлено три серии вычислительных экспериментов, в каждой из которых оценивается распределение температуры в канале диафрагмы холодного воздуха в зависимости от диаметра диафрагмы. В каждой серии используется сетка одного из трех заданных в исследовании масштабов: грубая, нормальная или тонкая. Показано, что измельчение сетки улучшает сходимость численного решения. Также продемонстрировано, что для получения качественно правильных результатов в данной задаче следует создавать сетку, средний линейный размер конечных объемов в которой не превышает 0,4 мм (0,025 в безразмерном представлении). Для повышения точности численного моделирования необходимо дальнейшее измельчение сетки: в частности, рассмотрена тонкая сетка со средним линейным размером конечного объема менее 0,02. Значения на тонкой сетке качественно соответствуют данным на грубой сетке, но количественно они могут значительно различаться. Именно это наблюдается в расчетах при большом диаметре диафрагмы холодного воздуха. Однако при измельчении сетки значительно увеличивается потребность в вычислительных ресурсах. Таким образом, при создании сетки для модели вихревой трубы требуется соблюдение баланса между необходимой точностью моделирования и временем, затрачиваемым на его реализацию.

Ключевые слова: конечно-объемная сетка, численное моделирование, OpenFOAM, вихревая труба, турбулентность

INVESTIGATION OF COMPUTATIONAL MESHES FOR MODELING THE AIR DYNAMICS IN A VORTEX TUBE CHANNEL BY OPENFOAM SOFTWARE

C.I. Mikhaylenko

Mavlyutov Institute of Mechanics UFRC RAS, Ufa, Russian Federation

A vortex tube is a simple device with no moving parts that separates a swirling gas stream into two vortices that differ in temperature, usually above and below the temperature of the inlet gas. This paper presents a mathematical model of a vortex tube which is based on gas dynamics laws and is supplemented by a $k-\omega$ turbulence model. A description of the technique for constructing a finite volume mesh with definition of the near-wall region based on the blockMesh utility is given when the conditions for the uniformity of the mesh elements are met while maintaining their orthogonalization. The numerical solution is carried out on a computational cluster using the sonicFoam solver of the OpenFOAM free software. Three series of numerical simulation experiments were carried out to determine the temperature distribution in the channel of a cold air diaphragm depending on the diaphragm diameter. One of the three computational mesh scales considered in this work is used. It is shown that mesh size reduction leads to convergence of simulation results. It is also demonstrated the qualitatively correct results can be obtained by generating a mesh in which the average linear size of a finite volume does not exceed 0.4 mm (0.025 in dimensionless representation). To improve the accuracy of quantitative data, an even greater computational mesh size reduction is required; in particular, a fine mesh with an average linear size of the finite volume less than 0.02 is considered in this work. The results obtained on a fine mesh are in a qualitative agreement with the results determined using a coarser mesh. However, the numerical values can differ significantly, which is shown by the calculations for the cold air diaphragm of large diameter. Thus, the computational time increases with decreasing mesh size, which implies that the construction of a computational mesh for vortex tube modeling requires finding a balance between the quality of results and the simulation time.

Key words: finite-volume mesh, numerical simulation, OpenFOAM, vortex tube, turbulence

1. Введение

Вихревой эффект, называемый также эффектом Ранка–Хилша, представляет собой явление, связанное с разделением потока сжатого воздуха на два вихря, которые характеризуются температурами выше и ниже исходной температуры подаваемого воздуха. Данный эффект производится в достаточно простой конструкции типа циклона, характеризующейся полным отсутствием движущихся частей.

Вихревой эффект и собственно конструкция, отвечающая за образование эффекта и впоследствии названная вихревой трубой, обнаружены Жоржем Жозефом Ранком (G.J. Ranque) в 1931 г., о чем он сообщил в докладе, сделанном в 1933 г. [1]. Однако сообщение вызвало скептическую реакцию, а потому второй публикацией, описывающий эффект, фактически стала гораздо более поздняя работа Рудольфа

Хилша (R. Hilsch) [2], вышедшая в 1947 г. Статья Хилша была напечатана в регулярном журнале и сумела вызвать интерес к обсуждаемому эффекту. Возникновение интереса хорошо подтверждается тем фактом, что обзор публикаций по вихревым трубам и вихревому эффекту [3], вышедший в 1954 г., содержит более сотни ссылок.

Благодаря исключительной простоте конструкции вихревые трубы имеют в настоящее время множество приложений. Так, кроме тривиального использования в холодильных установках и для охлаждения установок и химических смесей, труба Ранка–Хилша применяется, например, для контроля и стабилизации температуры воздуха при дайвинге, в гипербарических камерах и установках ядерного магнитного резонанса, осушения газа, для разделения фаз, включая дисперсную, а также для стабилизации температуры в ядерных реакторах [4–8].

Определенный интерес представляют также работы, в которых отмечается наличие обсуждаемого эффекта не только в газах, но и в жидкостях [9, 10].

Важно отметить, что активное изучение вихревого эффекта продолжается по сегодняшний день. Постоянное увеличение числа публикаций, посвященных вихревым трубам [11–13], связано с отсутствием однозначно работающего объяснения механизма возникновения эффекта Ранка–Хилша. Так, в монографии Пиралишвили [14] изложены основные теории вихревого эффекта, однако все они имеют общий недостаток, заключающийся в том, что каждая из теорий работает и имеет предсказательную силу лишь в пределах параметров некоторых частных случаев. Таким образом, при разработке новых и модификации существующих устройств, в которых имеет место вихревой эффект, а также в целях поиска полноценной теории, полностью объясняющей механизм эффекта, проводится значительное количество исследований. Как показано в упомянутых выше обзорах [11–13], в отсутствие полноценной теории основными подходами к изучению и развитию конструкций вихревых труб остаются натурные и вычислительные эксперименты. Оба направления обладают собственными достоинствами и недостатками.

При проведении вычислительного эксперимента, если исключить этап выбора и обоснования применяемой математической модели, но учесть предполагаемый численный алгоритм, основную сложность будет представлять построение сетки узловых точек. Сетка конечных объемов, которая используется в представленной работе, удовлетворяет ряду параметров, таких как равномерность, слабая искривленность, ортогональность. Разработка конечно-объемной сетки, отвечающей указанным параметрам, описывалась в работах [15, 16]. В [15] рассмотрено несколько вариантов размещения гексаэдрических блоков при построении сетки в среде OpenFOAM, при этом конечно-объемная гексаэдрическая сетка строится для полной модели вихревой трубы. В [16] успешно применен вариант сетки с периодическим граничным условием лишь для четверти объема вихревой трубы. Показано, что такой подход не сказывается на результатах моделирования, однако позволяет в значительной степени сократить время расчетов.

В настоящей работе оценивается влияние размеров вычислительной сетки на данные вычислительных экспериментов, описывающих эффект Ранка–Хилша. Изучается модель вихревой трубы, для которой, за счёт использования периодических границ с поворотной симметрией с периодом $\pi/2$, конечно-объемной сеткой покрывается четверть описываемой области. На примере варьирования величины диаметра отверстия холодной диафрагмы рассмотрены качественные и количественные отклики температуры холодного выхода для сеток разных размеров.

2. Постановка задачи

2.1. Математическая модель

Закрученный поток газа в канале вихревой трубы может быть описан в рамках стандартных уравнений газовой динамики с привлечением подходящей модели турбулентности [17, 18]. Необходимость в использовании турбулентной модели диктуется физическими особенностями вихревой трубы, а также значительными затратами вычислительных ресурсов и времени при подходе, основанном на прямом численном моделировании динамики исследуемых процессов [19].

Так, в рассматриваемой задаче скорость воздуха может достигать 400 м/с и выше при диаметре основного канала вихревой трубы 16 мм. Таким образом, нижней оценкой для числа Рейнольдса будет значение $Re = 10^5$, что указывает на заведомо турбулентный характер протекающих процессов.

В представленной работе математическая модель включает в себя:

– уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0;$$

– векторное уравнение импульсов (уравнение Навье–Стокса)

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j};$$

– уравнение сохранения полной энергии

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j E)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(p u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\tau_{ik} u_k)}{\partial x_j};$$

– уравнение состояния совершенного газа

$$e = \frac{p}{(\gamma - 1)\rho}.$$

В качестве уравнения состояния могут быть записаны иные соотношения, однако для целей данной работы достаточно этого — самого простого.

Расчет температуры проводится исходя из значения удельной полной энергии:

$$T = \frac{1}{c_p} \left(E - \frac{1}{2} \mathbf{U} \mathbf{U} \right).$$

В приведенных уравнениях приняты обозначения: γ — показатель адиабаты; u_i — компоненты вектора скорости \mathbf{U} ; i, j, k — здесь и далее координатные индексы; ρ — плотность газа; $E = e + (\sum u_i^2)/2$ — удельная полная энергия газа, выраженная через e — удельную внутреннюю энергию; p — давление; $c_p = \gamma c_v$ — теплоемкость при постоянном объеме; $c_v = 1005$ Дж/К — теплоемкость при постоянном давлении, заданная в модели. Также в уравнении импульсов присутствует тензор вязких напряжений τ_{ij} , вычисляемый из выражения:

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right].$$

Здесь: μ — коэффициент динамической вязкости; μ_t — коэффициент динамической турбулентной вязкости, рассчитываемый как $\mu_t = \nu_t \rho$, где ν_t — коэффициент кинематической турбулентной вязкости, отвечающий определенной модели турбулентности; δ_{ij} — символ Кронекера.

Выбранная для данной задачи модель турбулентности $k-\omega$ характеризуется высокой нелинейностью. Однако ее удобно применять в сочетании с пристеночными функциями, то есть указанная модель хорошо подходит для расчета турбулентности в областях с близко расположенными стенками, какой естественным образом представляется вихревая труба. Модель турбулентности $k-\omega$ относится к классу двухпараметрических моделей и описывается двумя уравнениями:

– уравнением для турбулентной кинетической энергии k

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(u_j k)}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma^* \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right];$$

– уравнением удельной диссипации турбулентной энергии ω

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial(u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha \omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right].$$

Полученные таким образом величины k и ω позволяют рассчитать кинематическую турбулентную вязкость в виде $\nu_t = k/\omega$.

В приведенные выше уравнения модели турбулентности входит ряд эмпирических параметров, имеющих следующие значения:

$$\alpha = 13/25, \quad \beta = 9/125, \quad \beta^* = 9/100, \quad \sigma = \sigma^* = 1/2.$$

2.2. Расчетная область

Проводится моделирование противоточной вихревой трубы с выделенным завихрителем, имеющим четыре симметрично расположенных относительно продольной оси конструкции подводящих канала. Диафрагма горячего выхода представляет собой конструкцию, образующую кольцевую щель между стенками основного канала и расположенным на оси трубы усеченным конусом. Так как устройство в целом обладает поворотной симметрией, для экономии вычислительных ресурсов в качестве расчётной может быть взята область меньшего размера. Схема расчетной области используемой в настоящей работе модели вихревой трубы приведена на рисунке 1.

Итак, в силу поворотной (радиальной) симметрии относительно продольной оси, в представленном случае, по аналогии с [16], для расчетов выбрана четвертая часть (период $\pi/2$) трубы *1* с основным каналом диаметром *D*. По этой же причине на границах *2* заданы периодические граничные условия. Другая причина выбора расчетной области с периодическими границами связана со временем вычислений. Введение периодических условий на границах позволяет получить почти четырехкратный выигрыш во времени при моделировании.

Рисунок 1 также содержит: область *3* с направляющим патрубком для подачи сжатого газа в вихревую камеру (завихритель) *4* (в данной задаче она имеет диаметр, равный $1,1D$). Размеры вихревой камеры определяются диаметром подводящего канала. Конструкции вихревой камеры могут быть весьма разнообразными, но ее основная задача заключается в обеспечении закрученности потока, входящего в нее тангенциально или близко к тангенциальному направлению. На приведенной схеме показан патрубок с некоторым отклонением подводимого потока от тангенциального направления.

От торца вихревой камеры с расположенным по центру отверстием начинается канал диафрагмы холодного выхода *5*, предназначенный для отвода холодного воздуха.

Через конус диафрагмы (дросселя) горячего выхода *6* осуществляется отбор горячего воздуха с периферии (из пристеночной области) потока, а от центрально части усеченного конуса — отражение нисходящего вихря.

Наконец, цифрами *7* обозначены области выхода газа, на которых ставятся соответствующие граничные условия. Эти области удалены от собственно горячего и холодного выходов вихревой трубы для уменьшения влияния граничных условий на динамику выходящего газа. Выбор отвечающих постановке задачи граничных условий, а также их влияние на результаты моделирования вихревых труб исследовались в работе [20].

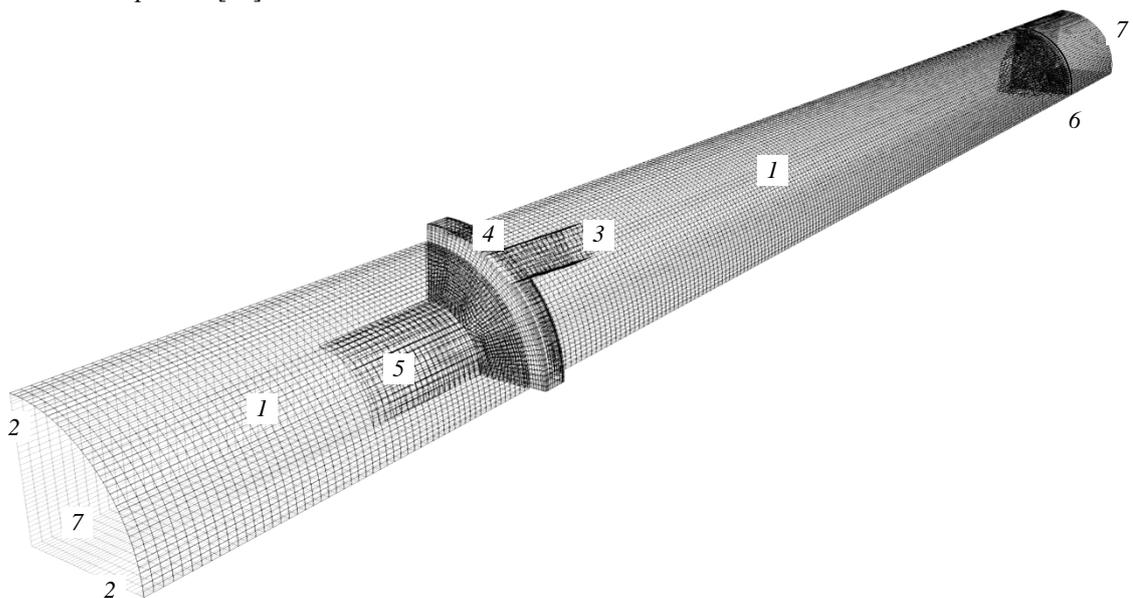


Рис. 1. Схема расчетной области: внешняя стенка (*1*) показана темной сеткой; периодические границы (*2*) обозначены более светлой сеткой; область подачи сжатого газа с направляющим патрубком (*3*); завихритель (*4*); выходной цилиндрический канал диафрагмы холодного воздуха (*5*); усеченный конус диафрагмы горячего выхода (*6*); области, для которых устанавливаются граничные условия для выходящего газа (*7*)

В настоящей работе используется схема противоточной вихревой трубы, характеризующейся следующими параметрами: основной канал имеет длину $L=120$ мм и диаметр $D=16$ мм; ввод сжатого воздуха в вихревую камеру организован через четыре подводящих канала (патрубка) квадратного сечения 2×2 мм, которые отклонены от тангенциального направления и направлены к оси основного канала под углом 40 градусов; диаметр вихревой камеры $1,1D$; горячая диафрагма представляет из себя усеченный конус, имеющий диаметр у вершины 8 мм, а размер диаметра основания определяется величиной раскрытия щели горячей диафрагмы, которое составляет $h=4$ мм; холодная диафрагма имеет диаметр, изменяющийся в диапазоне от 5 до 12 мм. Другими словами, рассматривается серия задач при значениях безразмерного параметра $d/D=0,3\div 0,75$. Холодная диафрагма открывается в цилиндрический канал длиной $l=10$ мм и диаметром, равным диаметру диафрагмы. От выхода газа из горячей диафрагмы и от выхода из канала холодной диафрагмы поверхности расчетной области с выходными граничными условиями отнесены на расстояние 20 мм.

2.3. Начальные и граничные условия

В начальный момент времени $t=0$ считается, что газ (воздух) находится при нормальных условиях и неподвижен, то есть во всей области моделирования скорость $U^0=0$, температура $T^0=293$ К, давление равно атмосферному $p^0=100$ кПа, начальная плотность воздуха определяется из уравнения состояния при указанных температуре и давлении. Для турбулентных параметров — турбулентной кинетической энергии и ее удельной диссипации — принимается условие их постоянства по всей области; они, соответственно, составляют $k=5\text{ м}^2/\text{с}^2$ и $\omega=0,5$ 1/с.

На входе принимается, что подводимый воздух имеет ту же температуру, что и воздух в расчетной области при начальных условиях: $T_{\text{inlet}}=T^0=293$ К; давление $p_{\text{inlet}}=650$ кПа (распространенное для экспериментов с вихревыми трубами значение); скорость (расход воздуха) обуславливается возникающим градиентом давления; турбулентная кинетическая энергия и удельная диссипация турбулентной энергии постоянны и равны начальным значениям.

На выходе давление полагается атмосферным ($p_{\text{outlet}}=100$ кПа), для остальных параметров ставятся условия протекания, то есть равенство нулю первой производной по нормали к границе, на твердых стенках выполняются условия прилипания и задаются пристеночные функции для параметров турбулентности. В OpenFOAM для турбулентной кинетической энергии используется функция `kqRWallFunction`, моделирующая граничное условие второго рода для параметра k , для удельной диссипации турбулентной энергии — функция `omegaWallFunction`, для которой задается постоянное значение $\omega=0,01$ 1/с.

3. Структура вычислительной сетки

3.1. Конструирование конечно-объемной сетки

При вычислениях конечно-объемная сетка генерируется средствами утилиты `blockMesh`, также входящей в пакет OpenFOAM. Последовательность подготовки данных для создания сетки следующая. Вначале описываются пространственные координаты вершин блоков, затем эти вершины соединяются ребрами, образующими стороны блока. Полученные гексаэдрические блоки разбиваются на более мелкие конечные объемы с учетом того, что количество конечных объемов и их вершин на гранях двух соседних блоков должно быть одинаковым.

Построение конечно-объемной сетки для вихревой трубы сопряжено с рядом сложностей, определяемых тем, что ее расчетную область можно представить в виде вложенных блоков–цилиндров или блоков–усеченных конусов, которые имеют общую осевую линию, совпадающую с продольной осью трубы, как это показано на рисунке 2. На рисунке приведены поперечные сечения двух конструкций вихревой трубы со следующим дроблением на опорные блоки (описываются от центра к периферии): центральный блок 1, радиус которого определяется радиусом выходного канала диафрагмы холодного воздуха; блок 2 заключен между внешней границей основного канала и внутренней границей пристеночного слоя; блок 3 — это весь пристеночный слой, внешний радиус которого совпадает с радиусом основного канала вихревой трубы. Вихревой камере отвечает блок 4.

Подобная вложенность цилиндров создает сложность при построении сетки для цилиндрической области; качественная сетка состоит из пяти блоков: центрального гексаэдра и четырех окружающих его. Так как расчетная область в сечении является сектором с углом $\pi/2$ исходной модели трубы, в его представлении, в силу симметрии, достаточно рассмотреть три блока из пяти. После разбиения указанных блоков на конечные объемы полученная сетка характеризуется высокой равномерностью и в достаточной степени ортогонализирована. Однако в ситуации, когда самый внутренний из цилиндров имеет

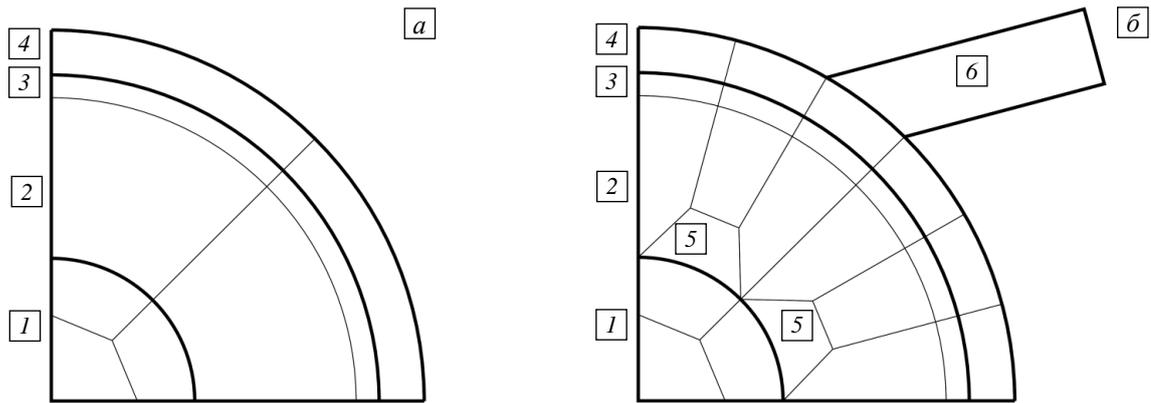


Рис. 2. Схема расположения опорных блоков 1–4 в поперечном сечении расчетной области: стандартное разбиение области, состоящей из вложенных цилиндров (а); разбиение области, рассматриваемой в настоящей работе (б) и включающей дополнительные элементы 5 и блок подводящего канала (патрубка) 6

относительно небольшой радиус, а метод построения сетки во всей расчетной области неизменен, в цилиндрах большего радиуса сетка теряет равномерность, так как отдельные ячейки, по сравнению с ячейками внутреннего цилиндра, сильно вытягиваются в тангенциальном направлении и сужаются по радиусу (см. Рис. 2а, ячейки блоков 2–4) при сопоставимом объеме.

Таким образом, необходимо предпринять некоторые действия при разбиении рассматриваемой в данной работе расчетной области на элементы, чтобы сохранялась равномерность конечных объемов и одновременно не нарушалась их ортогонализированность.

На рисунке 2б приведена схема деления расчетной области в поперечном сечении для разработанного варианта разбиения. С целью увеличения количества конечных объемов в тангенциальном направлении вводятся дополнительные элементы, обозначенные цифрой 5. На схеме можно видеть, что при таком подходе количество конечных объемов во внешних цилиндрах, по сравнению с рисунком 2а, утраивается, а их тангенциальный размер становится сравнимым с размерами объемов, на которые разбивается центральный блок 1.

Однако введение дополнительных блоков приводит к искажению формы (потере ортогональности) прилегающих к границам этих блоков конечных объемов до такой степени, что у некоторых из них ребра могут образовывать угол, значительно отличающийся от прямого. Но, несмотря на явное отклонение от ортогональности, не достигаются критические значения, и построенная по описываемому принципу конечно-объемная сетка полностью соответствует требованиям, предъявляемым решателями OpenFOAM, и без ошибок и предупреждений проходит проводимый утилитой checkMesh тест.

В направлении вдоль оси трубы также выделяется несколько зон (см. Рис. 1): «холодная» граница; канал диафрагмы холодного выхода; завихритель, для которого добавляются дополнительные блоки, обозначенные на рисунке 2б цифрами 4 и 6; основной канал вихревой трубы с конусом диафрагмы горячего выхода; «горячая» граница. Таким образом, вычислительная сетка для исследуемой в данной работе вихревой трубы строится посредством утилиты blockMesh с соблюдением равномерного разбиения 92 гексаэдров на конечные объемы.

3.2. Размеры вычислительной сетки

В работе проведены три серии вычислительных экспериментов, в которых моделировалась динамика газа в вихревой трубе при изменении диаметра холодной диафрагмы. В каждой серии проделано по восемь расчетов с последовательным изменением диаметра холодной диафрагмы от 5 до 12 мм с шагом 1 мм. Серии отличались между собой как размером конечных объемов сетки, так и их количеством; соответствующие параметры приведены в таблице 1.

Среднее количество конечных объемов для самой грубой сетки оценивается величиной 86000. Среднее время вычислений в одной модельной задаче для периода времени от нуля до 0,1 с на двенадцати ядрах занимает приблизительно 40 часов. Для сетки условно стандартного размера при среднем числе конечных объемов около 175000 время счета составляет порядка 90 часов. Наконец, при самых подробных из протестированных сетках (со средним количеством конечных объемов в 265000) время достигает 145 часов.

Таким образом, с увеличением количества конечных объемов в модельной задаче затрачиваемое на вычисления время растет линейно. Данный факт полностью объясним, так как используемый при пространственной декомпозиции подход, алгоритм вычислительного процесса и структура пространственной области хорошо согласуются с условиями, необходимыми для полностью параллельного решения задачи [21].

Таблица 1. Параметры сеток и длительность вычислительных экспериментов

Номер серии	Масштаб сетки	Среднее количество конечных объемов	Средний линейный размер конечного объема ℓ , мм	Среднее время вычислений, с
1	грубая	86039	0,462	148405
2	стандартная	174870	0,365	329951
3	тонкая	267547	0,317	522856

В таблице 1 также приведены средние значения линейных размеров конечных объемов для рассматриваемых сеток. Как можно видеть, удвоение количества конечных объемов приводит к тому, что длина каждого из них уменьшается в $\sqrt[3]{2}$ раз. Однако даже такое изменение размеров (это будет показано ниже) сказывается на количественных результатах.

4. Результаты моделирования

4.1. Используемые инструменты

Вычисления проводились на суперкомпьютере УГАТУ, г. Уфа [22]. Чтобы снизить потери при пересылке данных, каждая задача запускалась на отдельном узле и выполнялась на 12 ядрах. Осуществлялась линейная пространственная декомпозиция расчетной области с разбиением лишь по одной координате — по оси симметрии канала вихревой трубы.

Решение достигалось с использованием открытого пакета OpenFOAM [23]. Дискретный аналог исследуемой трубы (сетка из конечных объемов) генерировалась утилитой blockMesh. Достаточным для решения задачи оказался стандартный решатель sonicFoam, в который вносились изменения, определяющие физико-механические параметры подаваемой на вход вихревой трубы среды.

Описанный подход дает возможность получать решения, полностью адекватные поставленной задаче и позволяющие делать выводы о динамике процессов как в канале вихревой трубы, так и на выходах [24].

4.2. Процесс установления численного решения

Рассматриваемая задача является существенно нестационарной. Однако через какой-то промежуток времени все расчетные параметры начинают испытывать квазипериодические пульсации возле некоторых средних значений. В этой связи об установлении решения можно говорить лишь исходя из оценки осредненных по времени результатов, когда изменения той или иной расчетной физической величины отклоняются от некоторого значения на небольшую относительную величину.

Таким образом, в ходе расчетов было эмпирически получено значение времени, которое можно считать моментом установления моделируемого процесса в смысле квазипериодических пульсаций исследуемых физических величин около их средних значений. Такое установление достигалось к моменту 0,05–0,06 с после начала моделирования.

В связи с найденным временем установления в дальнейшем для осреднения по времени физических параметров использовался диапазон значений 0,07–0,1 с.

4.3. Распределение температуры в канале холодной диафрагмы

Оценим результаты расчетов на трех различных сетках при исследовании влияния одного из геометрических параметров, а именно диаметра холодной диафрагмы, на выход холодного воздуха. На рисунке 3 приведены распределения вдоль канала холодного выхода температуры выходящего воздуха в зависимости от диаметра диафрагмы. Показаны данные трех серий вычислительных экспериментов для описанных в разделе 3.2 масштабов сетки: грубая (Рис. 3а); стандартная (Рис. 3б); тонкая (Рис. 3в). На всех рисунках по горизонтали задана приведенная длина канала холодного выхода, по вертикали — отношение диаметра холодной диафрагмы к диаметру основного канала вихревой трубы. Цветовыми уровнями отмечается температура выходящего воздуха, нормированная на T_0 — температуру подаваемого газа.

При нахождении температуры в каждой точке проводилось двойное осреднение. В начале для каждого рассматриваемого сечения определялось среднее по данному сечению значение, а затем средние по сечениям осреднялись на нескольких временных шагах, чтобы исключить влияние возникающих в модели квазипериодических пульсаций.

Рисунок 3 демонстрирует, что качественно результаты слабо зависят от масштаба сетки, однако количественно они могут заметно отличаться. Так, на рисунке 3в видно, что на тонкой сетке при высоких значениях отношения d/D температура газа в канале холодного выхода превышает не только получаемую при расчете на остальных масштабах сетки, но и температуру T_0 подаваемого на вход газа.

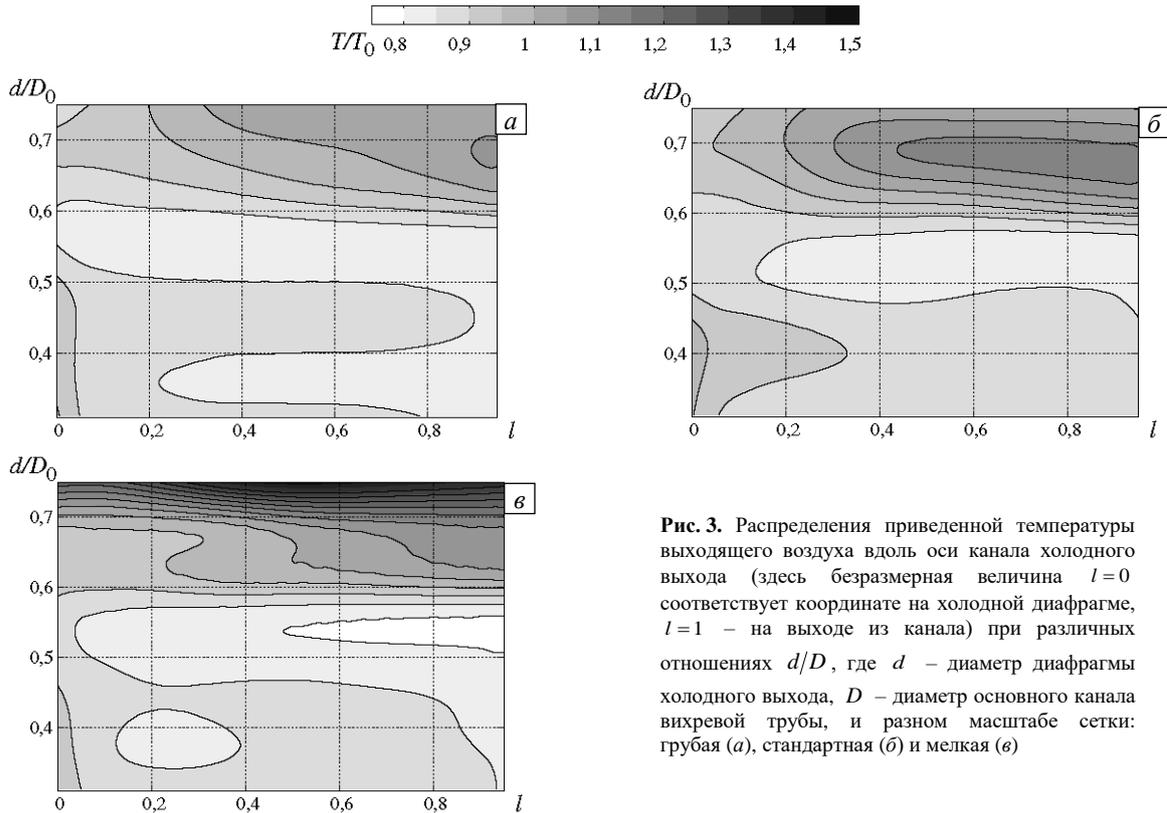


Рис. 3. Распределения приведенной температуры выходящего воздуха вдоль оси канала холодного выхода (здесь безразмерная величина $l=0$ соответствует координате на холодной диафрагме, $l=1$ – на выходе из канала) при различных отношениях d/D , где d – диаметр диафрагмы холодного выхода, D – диаметр основного канала вихревой трубы, и разным масштабе сетки: грубая (а), стандартная (б) и мелкая (е)

Если рассматривать результаты моделирования с точки зрения минимального значения температуры на холодном выходе, то, в соответствии с данными рисунка 3, независимо от масштаба используемой конечно-объемной сетки температурный минимум достигается при значении отношения $d/D=0,56$

или, другими словами, когда диаметр диафрагмы холодного выхода составляет $d=9$ мм.

На рисунке 4 приведены кривые изменения средней по сечению и времени приведенной температуры вдоль канала холодного выхода при трех рассмотренных в работе разностных сетках для модели с $d=9$ мм. Качественно распределение температуры явно отличается лишь на самой грубой сетке (кривая 1). В указанном случае область минимальной температуры выходящего газа смещена к отверстию холодной диафрагмы (к $l=0$). При увеличении числа конечных объемов (измельчении сетки до стандартного (2) и тонкого (3) масштабов) различие имеет скорее количественный характер. Результат на более подробной сетке лишь свидетельствуют, что температура выходящего воздуха ниже.

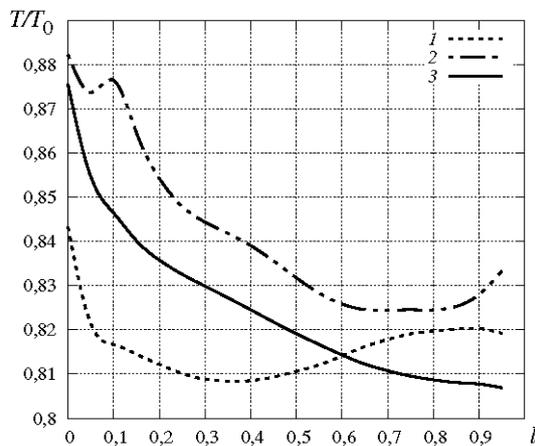


Рис. 4. Распределения приведенной температуры вдоль канала холодного выхода при отношении $d/D=0,56$ и использовании разных сеток: грубая, число конечных объемов 93325 (кривая 1); стандартная – 164520 (2); тонкая – 264810 (3)

Таблица 2 содержит параметры расчетов для трех сеток, моделирующих расчетную область для вихревой трубы с диаметром диафрагмы холодного выхода $d=9$ мм. С учетом приведенного выше обсуждения кривых рисунка 4 и данных из таблицы можно заключить, что выбирать следует между стандартной сеткой, когда средний линейный размер конечного объема составляет $l < 0,4$ мм (в безразмерном виде $\tilde{l} < 0,025$, где $\tilde{l} = l/D$) и тонкой сеткой, когда размер конечного объема $l \leq 0,3$ мм ($\tilde{l} < 0,02$). При таком выборе наиболее вероятен баланс между временем счета и хорошим качеством получаемых данных (их точностью).

Таблица 2. Параметры вычислительных сеток и время счета для случая $d/D=0,56$

Номер серии	Масштаб сетки	Количество конечных объемов	Средний линейный размер конечного объема, мм	Безразмерный средний линейный размер конечного объема $\bar{\ell} = \ell/D$	Время вычислений, с
1	грубая	93325	0,449	$2,9 \cdot 10^{-2}$	161717
2	стандартная	164520	0,372	$2,3 \cdot 10^{-2}$	291712
3	тонкая	264810	0,317	$2,0 \cdot 10^{-2}$	510518

5. Заключение

В представленной работе получено, что построенные в соответствии с описанным в разделе 3 методом, сохраняющие равномерность и ортогонализированность конечно-объемные вычислительные сетки приводят к качественно однотипным результатам при среднем линейном размере конечного объема в 0,4 мм и менее. Таким образом, для оценки поведения газа в канале вихревой трубы с целью сокращения длительности вычислительных экспериментов могут применяться относительно грубые сетки, к которым в приведенной работе может быть отнесена и сетка, обозначенная как «стандартная».

Следует отметить, что использованный при построении сетки подход эффективен при реализации на многопроцессорных вычислительных устройствах, с его помощью, при выполнении некоторых несложных требований, можно добиться практически линейного ускорения вычислений. Важным для дальнейших исследований является тот факт, что дискретный аналог расчетной области — сетка, построенная согласно схеме раздела 3, позволяет проводить вычисления в значительном диапазоне значений ряда геометрических параметров вихревой трубы.

Также установлено, что с измельчением сетки количественные показатели изменяются, что может говорить о сходимости численного решения. Для большей достоверности следует провести сравнение результатов эксперимента и моделирования на сетках разного масштаба. Осуществление такого сравнения планируется автором в дальнейшей работе.

Наличие качественно правильных данных моделирования вихревой трубы дает возможность использовать описанные в работе вычислительные сетки при численных исследованиях, направленных на углубленное изучение и объяснение физического механизма вихревого эффекта.

Расчеты проведены на вычислительном кластере УГАТУ, г. Уфа [22].

Работа выполнена на средства государственного бюджета (госзадание на 2019–2022 годы № 246-2019-00520).

Литература

1. *Ranque G.J.* Experiments on expansion a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air // *Journal de Physique et Le Radium*. 1933. Vol. 4. P. 112-114.
2. *Hilsch R.* The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process // *RSI*. 1947. Vol. 18. P. 108-113. <https://doi.org/10.1063/1.1740893>
3. *Westley R.* A bibliography and survey of the vortex tube. College of Aeronautics, Cranfield, UK, 1954. 38 p.
4. *Bruno T.J.* Laboratory applications of the vortex tube // *J. Chem. Educ.* 1987. Vol. 64. P. 987-988. <https://doi.org/10.1021/ed064p987>
5. *Baz A., Gilheany J., Kalvitas A.* Feasibility of vortex tube assisted environmental control of an underwater research habitat // *Ocean Eng.* 1988. Vol. 15. P. 33-54. [https://doi.org/10.1016/0029-8018\(88\)90018-2](https://doi.org/10.1016/0029-8018(88)90018-2)
6. *Zhang B., Guo X.* Prospective applications of Ranque–Hilsch vortex tubes to sustainable energy utilization and energy efficiency improvement with energy and mass separation // *Renew. Sustain. Energ. Rev.* 2018. Vol. 89. P. 135-150. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.02.026>
7. *Martin R.W., Zilm K.W.* Variable temperature system using vortex tube cooling and fiber optic temperature measurement for low temperature magic angle spinning NMR // *J. Magn. Reson.* 2004. Vol. 168. P. 202-209. <https://doi.org/10.1016/j.jmr.2004.03.002>
8. *Kumar A., Vivekanand, Subudhi S.* Cooling and dehumidification using vortex tube // *Appl. Therm. Eng.* 2017. Vol. 122. P. 181-193. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.015>
9. *Balmer R.T.* Pressure-driven Ranque-Hilsch temperature separation in liquids // *J. Fluid. Eng.* 1988. Vol. 110. P. 161-164. <https://doi.org/10.1115/1.3243529>
10. *Akhmetov D.G., Akhmetov T.D.* Flow structure and mechanism of heat transfer in a Ranque–Hilsch vortex tube // *Exp. Therm. Fluid. Sci.* 2020. Vol. 113. 110024. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.110024>
11. *Eiamsa-ard S., Promvong P.* Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes // *Renew. Sustain. Energ. Rev.* 2008. Vol. 12. P. 1822-1842. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.03.006>
12. *Subudhi S., Sen M.* Review of Ranque–Hilsch vortex tube experiments using air // *Renew. Sustain. Energ. Rev.* 2015. Vol. 52. P. 172-178. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.103>

13. Guo X., Zhang B., Liu B., Xu X. A critical review on the flow structure studies of Ranque–Hilsch vortex tubes // *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 104. P. 51–64. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.04.030>
14. Пиралишвили Ш.А. Вихревой эффект. Т. 1. Физическое явление, эксперимент, теоретическое моделирование. М.: Научтехлитиздат, 2013. 343 с.
15. Михайленко К.И. К моделированию вихревой трубы: подготовка гексагональной сетки для вычислительных экспериментов в среде OpenFOAM // *Труды Института механики им. Р.Р. Мавлютова УНЦ РАН*. 2016. Т. 11, № 1. С. 112–118. <https://doi.org/10.21662/uim2016.1.017>
16. Mikhaylenko C.I. Building a finite-difference mesh and selecting a turbulence model for numerical simulations of a vortex tube in OpenFOAM software // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2020. Vol. 1677. 012021. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1677/1/012021>
17. Bianco V., Khait A., Noskov A., Alekhin V. A comparison of the application of RSM and LES turbulence models in the numerical simulation of thermal and flow patterns in a double-circuit Ranque–Hilsch vortex tube // *Appl. Therm. Eng.* 2016. Vol. 106. P. 1244–1256. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.095>
18. Dutta T., Sinhamahapatra K.P., Bandyopdhyay S.S. Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsch vortex tube // *International Journal of Refrigeration*. 2010. Vol. 33. P. 783–792. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014>
19. Марьин Д.Ф., Михайленко К.И., Хазиев Л.Х. Прямое численное моделирование эффекта Ранка // *Параллельные вычислительные технологии (ПаВТ2011): тр. междунар. науч. конф., Москва, 28 марта–01 апреля 2011 г.* Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. С. 539–547.
20. Минибаев М.Р., Михайленко К.И. Исследование влияния граничных условий при численном решении модели вихревой трубы // *Многофазные системы*. 2019. Т. 14, № 2. С. 89–100. <https://doi.org/10.21662/mfs2019.2.013>
21. Газизов Р.К., Лукашук С.Ю., Михайленко К.И. Разработка параллельных алгоритмов решения задач механики сплошной среды на основе принципа пространственной декомпозиции // *Вестник УГАТУ*. 2003. Т. 4, № 1. С. 100–107.
22. Суперкомпьютер УГАТУ. <https://www.ugatu.ru/supercomputer/> (дата обращения: 01.03.2022)
23. The OpenFOAM Foundation. <https://openfoam.org/> (дата обращения: 01.03.2022)
24. Mikhaylenko C.I. Vortex tube modelling: outlet parameter dependencies of cold air production // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2019. Vol. 1158. 032032. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1158/3/032032>

References

1. Ranque G.J. Experiments on expansion a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air. *Journal de Physique et Le Radium*, 1933, vol. 4, pp. 112–114.
2. Hilsch R. The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process. *RSI*, 1947, vol. 18, pp. 108–113. <https://doi.org/10.1063/1.1740893>
3. Westley R. *A bibliography and survey of the vortex tube*. College of Aeronautics, Cranfield, UK, 1954. 38 p.
4. Bruno T.J. Laboratory applications of the vortex tube. *J. Chem. Educ.*, 1987, vol. 64, pp. 987–988. <https://doi.org/10.1021/ed064p987>
5. Baz A., Gilheany J., Kalvitas A. Feasibility of vortex tube assisted environmental control of an underwater research habitat. *Ocean Eng.*, 1988, vol. 15, pp. 33–54. [https://doi.org/10.1016/0029-8018\(88\)90018-2](https://doi.org/10.1016/0029-8018(88)90018-2)
6. Zhang B., Guo X. Prospective applications of Ranque–Hilsch vortex tubes to sustainable energy utilization and energy efficiency improvement with energy and mass separation. *Renew. Sustain. Energ. Rev.*, 2018, vol. 89, pp. 135–150. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.02.026>
7. Martin R.W., Zilm K.W. Variable temperature system using vortex tube cooling and fiber optic temperature measurement for low temperature magic angle spinning NMR. *J. Magn. Reson.*, 2004, vol. 168, pp. 202–209. <https://doi.org/10.1016/j.jmr.2004.03.002>
8. Kumar A., Vivekanand, Subudhi S. Cooling and dehumidification using vortex tube. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, vol. 122, pp. 181–193. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.015>
9. Balmer R.T. Pressure-driven Ranque–Hilsch temperature separation in liquids. *J. Fluid. Eng.*, 1988, vol. 110, pp. 161–164. <https://doi.org/10.1115/1.3243529>
10. Akhmetov D.G., Akhmetov T.D. Flow structure and mechanism of heat transfer in a Ranque–Hilsch vortex tube. *Exp. Therm. Fluid. Sci.*, 2020, vol. 113, 110024. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.110024>
11. Eiamsa-ard S., Promvong P. Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes. *Renew. Sustain. Energ. Rev.*, 2008, vol. 12, pp. 1822–1842. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.03.006>
12. Subudhi S., Sen M. Review of Ranque–Hilsch vortex tube experiments using air. *Renew. Sustain. Energ. Rev.*, 2015, vol. 52, pp. 172–178. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.103>
13. Guo X., Zhang B., Liu B., Xu X. A critical review on the flow structure studies of Ranque–Hilsch vortex tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2019, vol. 104, pp. 51–64. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.04.030>
14. Piralishvili Sh.A. *Vikhrevoy effekt. T. 1. Fizicheskoye yavleniye, eksperiment, teoreticheskoye modelirovaniye* [Vortex effect. Vol. 1. Physical phenomenon, experiment, theoretical modeling]. Moscow, Nauchtekhizdat, 2013. 343 p.
15. Mikhaylenko C.I. Simulation of the vortex tube: design of a hexagonal mesh for computational experiments in OpenFOAM. *Trudy Instituta mekhaniki im. R.R. Mavlyutova UNTs RAN – Proceedings of the Mavlyutov Institute of Mechanics*, 2016, vol. 11, no. 1, pp. 112–118. <https://doi.org/10.21662/uim2016.1.017>
16. Mikhaylenko C.I. Building a finite-difference mesh and selecting a turbulence model for numerical simulations of a vortex tube in OpenFOAM software. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2020, vol. 1677, 012021. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1677/1/012021>

17. Bianco V., Khait A., Noskov A., Alekhin V. A comparison of the application of RSM and LES turbulence models in the numerical simulation of thermal and flow patterns in a double-circuit Ranque-Hilsch vortex tube. *Appl. Therm. Eng.*, 2016, vol. 106, pp. 1244-1256. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.095>
18. Dutta T., Sinhamahapatra K.P., Bandyopdhyay S.S. Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 2010, vol. 33, pp. 783-792. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014>
19. Marin D.F., Mikhaylenko C.I., Khaziev L.H. *Parallel computing technologies (PaVT'2011)*, 28 March-1 April 2011, Moscow. South Ural State University, 2011. Pp. 539-547.
20. Minibaev M.R., Mikhaylenko C.I. Investigation of the influence of boundary conditions in the numerical solution of a vortex tube model. *Mnogofaznyye sistemy – Multiphase Systems*, 2019, vol. 14, no. 2, pp. 89-100. <https://doi.org/10.21662/mfs2019.2.013>
21. Gazizov R.K., Lukashchuk S.Yu., Mikhaylenko K.I. Razrabotka parallel'nykh algoritmov resheniya zadach mekhaniki sploshnoy sredy na osnove printsipa prostranstvennoy dekompozitsi [Development of parallel algorithms based on the principle of spatial decomposition for solving problems of continuum mechanics]. *Vestnik UGATU – Vestnik USATU*, 2003, vol. 4, no. 1, pp. 100-107.
22. <https://www.ugatu.su/supercomputer/> (accessed 1 March 2022)
23. The OpenFOAM Foundation. <https://openfoam.org/> (accessed 1 March 2022)
24. Mikhaylenko C.I. Vortex tube modelling: outlet parameter dependencies of cold air production. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1158, 032032. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1158/3/032032>

Поступила в редакцию 23.06.2021; после доработки 21.01.2022; принята к опубликованию 28. 01.2022