



## Зависимость эффекта Ранка–Хилша от геометрии холодного выхода

Борисоглебский И.К.\* , Метусова М.В.\* , Михайленко К.И.\*\*

\*Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа

\*\*Институт механики им. Р.Р. Мавлютова УФИЦ РАН, Уфа

Исследуется влияние таких параметров сопла холодного выхода противоточной вихревой трубы как длина и угол расширения на эффективность температурного разделения. Математическая модель динамики газа записана с учётом вязкости. Вычислительное моделирование производится в пакете OpenFOAM, используется решатель sonicFoam. Показано, что температура выходящего воздуха снижается вдоль сопла холодного выхода. Наличие угла расширения сопла влияет на величину охлаждения, но не является первопричиной эффекта. Продемонстрирована немонотонность зависимости температуры выходящего газа от длины сопла холодного выхода. При исследовании влияния на температуру угла расширения сопла холодного выхода при фиксированной длине показано, что при фиксированном объёмном расходе наблюдается ярко выраженная немонотонная зависимость, тогда как при постоянном перепаде давления немонотонность отсутствовала вплоть до максимально рассмотренного угла.

**Ключевые слова:** математическое моделирование, газовая динамика, вихревая труба, эффект Ранка–Хилша, OpenFOAM, турбулентность

### 1. Введение

На сегодняшний день вихревая техника используется во многих отраслях промышленности: охлаждение деталей машин, установка припоев, осушение проб газа, охлаждение продуктов питания, выработка энергии [1], охлаждение оборудования в лабораториях, работающих со взрывчатыми веществами [2]. Также можно отметить контроль температуры воздуха у дайверов и в подводных обитаемых станциях, гипербарических камер [3], разделение частиц отработанного газа в промышленности [4], охлаждение техники ядерного магнитного резонанса [5], охлаждения ядерных реакторов [2], осушение газа [6] и т.д. Показанный спектр применения обусловлен рядом преимуществ:

- компактность и простота конструкции;
- высокий уровень надежности благодаря отсутствию подвижных элементов;
- отсутствие необходимости в хладагентах и теплоносителях;
- быстрый выход на рабочий режим;
- одновременное осуществление процессов охлаждения, нагрева и фазоотделения;
- низкая стоимость изготовления, легкое обслуживание и ремонт.

В этой связи исследование устройств, реализующих вихревой эффект, является одним из основных направлений вихревой техники, особенно с учётом того факта, что механизм температурного разделения до сих пор не вполне ясен [7–9]. На сегодняшний день проводятся многочисленные теоретические, численные и экспериментальные исследования по раскрытию феномена разделения

энергии и повышения эффективности установок, реализующих его [10–15].

Исследователи приводят различные гипотезы об эффектах, влияющих на энергоразделение. Так в работе [10] делается акцент на влиянии колебаний пограничного слоя. Здесь представлен механизм передачи энергии в вихревой трубе, работающий при условии, что стабильное колебание пограничного слоя — доминирующий механизм для процесса теплопередачи и массообмена.

В публикации [11] исследовалось влияние таких термофизических параметров как входная температура и давление на входе и выходе вихревой трубы. Было предложено новое уравнение для оценки выходной температуры, основанное на верхнем и нижнем температурных пределах, сопоставленное с экспериментальными данными. Показано, что уменьшение температуры на входе отвечает за снижение температуры на выходе, а большое отношение давления на входе и выходе приводит к лучшему термическому разделению.

Многие исследователи предполагают, что существенное влияние оказывает конструкция. В статье [12] авторами демонстрируются эффекты, определяемые различным числом входных отверстий (от 1 до 5), длиной трубы и диаметром холодного выхода. Согласно полученным результатам сделано заключение, что мгновенная скорость потока жидкости из холодного выхода увеличивается пропорционально диаметру отверстий и длине вихревой трубы. При этом температуры на обоих выходах уменьшаются при увеличении числа входных отверстий.

В работе [13] приняты некоторые фиксированные оптимальные параметры отношения длины и диаметра и исследовано влияние конического угла конструкции при разном давлении подаваемого газа. Показано, что давление на входе является важным параметром, определяющим температурное разделение. Также определено существование оптимального малого конического угла основного канала трубы.

Статья [14] рассматривает вихревые трубы со встречным и параллельным потоками. Здесь рассмотрены вихревые трубы при соотношении длины к диаметру равном 15. Показано, что повышение разницы температурного разделения вихревой трубки в основном зависит от величины входного давления; производительность вихревой трубки улучшается с увеличением входного давления; увеличение отношения длины к диаметру до определенной степени улучшает величину температурного разделения; диаметр холодного конца вихревой трубы должен быть определенных

размеров.

Следующая работа [15] посвящена исследованию характеристик разделения энергии в латунной вихревой трубе с использованием в качестве рабочей жидкости углеводородной смеси. В ходе экспериментов использовались два вида рабочих жидкостей: пропан-бутан и пропан-бутан с азотом. При проведении экспериментов для каждой из смесей менялось значение входного давления. Показано, что наилучшее разделение энергии является наивысшим при использовании четырех отверстий во входном сопле.

Статья [16] также посвящена исследованию влияния числа отверстий сопла на характеристики охлаждения противоточной вихревой трубы. Здесь исследуется также влияние «эффекта кривизны» входных сопел на производительность вихревой трубы.

## 2. Постановка задачи

При моделировании газодинамических процессов в противоточной вихревой трубе, схема которой приведена на рис. 1, приняты следующие параметры моделируемого объекта:  $L = 52$  см;  $D = 9.4$  см;  $d = 1.6$  см;  $h = 0.5$  см;  $p = 2$  см;  $q = 1$  см;  $m = 5$  см. Величины  $\ell$  и  $\alpha$  изменяемые.

Начальные данные соответствуют нормальным условиям: давление в области равномерно и равно атмосферному ( $10^5$  Па); температура по всей области комнатная (300 К); газ (воздух) — неподвижен ( $U = 0$  м/с).

Граничные условия задаются характерными для работающей вихревой трубы. На вход подается газ комнатной температуры (300 К) при повышенном давлении ( $\sim 4 \cdot 10^5$  Па). На выходе — атмосферное давление ( $10^5$  Па), а для температуры и скорости — условие протекания. Стенки вихревой трубы термоизолированы, на них задается условие прилипания.

В некоторых вычислительных экспериментах на входе задается не давление, а объемный расход газа  $f = 0.075$  м<sup>3</sup>/с.

Математическая модель записывается как система уравнений газовой динамики, состоящая из уравнения неразрывности, уравнения импульсов и уравнения энергии:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}) = 0;$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \tau;$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U} E) = -\nabla p \mathbf{U} + \nabla(\tau \times \mathbf{U});$$

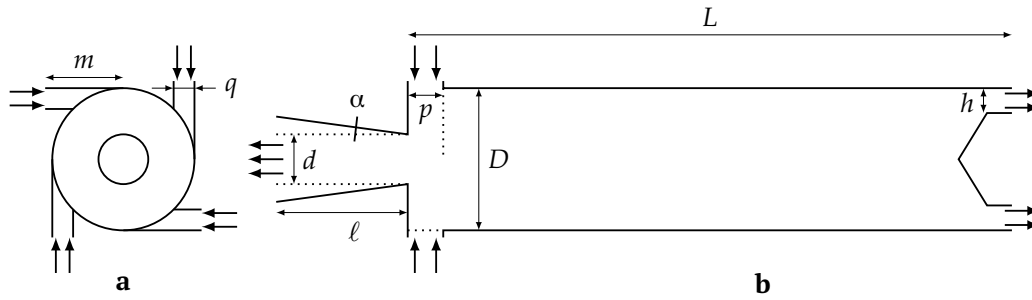


Рис. 1. Схема изучаемой противоточной вихревой трубы: а) вид с торца со стороны холодного выхода и завихрителей; б) разрез вдоль оси трубы. Обозначения:  $L$  — длина трубы;  $D$  — диаметр трубы;  $p, m, q$  — высота, длина и ширина канала завихрителя;  $c$  — диаметр сопла холодного выхода;  $h$  — размер горячего выхода (разность внешнего и внутреннего радиусов);  $l$  — длина сопла холодного выхода;  $\alpha$  — угол расширения сопла холодного выхода

Уравнение состояния идеального газа замыкает представленную систему:

$$p = (\gamma - 1)\rho\varepsilon.$$

При записи уравнений использованы стандартные обозначения для физических величин и параметров:  $\mathbf{U}$  — вектор скорости;  $\rho$  — плотность;  $p$  — давление;  $E = \varepsilon + \frac{1}{2}|\mathbf{U}|^2$  — удельная полная энергия;  $\varepsilon$  — удельная внутренняя энергия;  $\gamma$  — показатель адиабаты;  $\tau$  — тензор вязких напряжений, элементы которого вычисляются как

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left[ \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right],$$

где  $\delta_{ij}$  — символ Кронекера;  $\mu$  — вязкость среды;  $\mu_t$  — турбулентная вязкость, вычисляемая исходя из  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности.

### 3. Вычислительные средства

Вычислительное моделирование динамики жидкости и газа с учётом турбулентности проводится с использованием нескольких подходов. Алгоритмически самый простой подход заключается в использовании прямого численного моделирования [17, 18]. Однако такой подход отличается столь высокими требованиями к затраченным вычислительным ресурсам, что возникает необходимость переноса вычислительного кода на высокопроизводительный кластер или видеокарту.

Более эффективным является подход, при котором используется какая-либо модель турбулентности. В настоящей работе используется широко распространенная  $k$ - $\varepsilon$  модель.

Так как газ в вихревой трубе движется со значительными скоростями, вплоть до звуковых, в

качестве базового решателя выбран sonicFoam — один из стандартных решателей в составе пакета OpenFOAM, обеспечивающий вычисления для моделей потоков сжимаемых сред со звуковыми скоростями при возможном наличии ударных волн.

Для вихревой трубы с указанными выше размерами была подготовлена трёхмерная конечно-разностная сетка, в которой были учтены особенности цилиндрической конфигурации области и возможное влияние сетки узловых точек на результаты вычислений [19], поэтому качеству сетки было уделено особое внимание [20].

Также следует отметить, что при обработке полученных результатов существует необходимость вычисления среднего значения по сечению выхода и по времени температуры и давления. Для этой цели авторами используется двухэтапный подход. Вначале выполняется утилита surfaceCut из состава OpenFOAM, позволяющая получить указанные при вызове утилиты значения физических величин в сечении моделируемой области, сделанном по заданной поверхности. Полученные значения сохраняются в формате VTK во всех просчитанных моментах времени.

Следующим шагом вызывается скрипт, написанный на языке Python, обрабатывающий полученные файлы VTK на заданном промежутке времени и вычисляющий средние значения по площади поверхности, а затем и по времени. Таким образом вычисляются средние по сечению и турбулентным пульсациям значения плотности и температуры на холодном и горячем выходах, а также в области перехода из вихревой трубы в канал холодного выхода.

#### 4. Обсуждение результатов

Вычислительные эксперименты проводились в расчётной области, параметры которой (размеры вихревой трубы) были описаны в разделе 2. В проведённых сериях расчётов изменялись лишь параметры  $\ell$  и  $\alpha$ , остальные размеры одинаковы для всех вычислительных экспериментов.

В первой серии расчётов исследовалась зависимость выходных параметров от угла расширения сопла холодного выхода  $\alpha$ . В данной серии длина сопла холодного выхода ( $\ell = 5$  см) неизменна; угол расширения изменяется, оставаясь малым:  $\alpha = 0.1 \div 5^\circ$ .

Вначале проведено моделирование при условии, когда на входе задан постоянный объемный расход подаваемого на вход воздуха  $f = 0.075$  м<sup>3</sup>/с. Результаты данного вычислительного эксперимента показаны на рис. 2 пунктирной кривой чёрного цвета. Из графика можно видеть, что зависимость средней температуры на выходе в этом случае носит немонотонный характер с явно выраженным минимумом при угле расширения  $\alpha = 3^\circ$ .

Однако, если фиксированный расход заменить заданным значением давления (перепад давления между входом и выходом), то картина существенно изменяется. Выбрано давление на входе равное 4 атм ( $p_{in} = 4 \cdot 10^5$  Па), на выходе — атмосферное ( $p_{out} = 1 \cdot 10^5$  Па). Результаты при фиксированном перепаде давления показаны на том же рис. 2 сплошной кривой красного цвета. Следует отметить, что данный эксперимент показал почти линейную зависимость температуры выходящего воздуха от малого угла расширения сопла холодного выхода на рассмотренных значениях.

Следующая серия экспериментов исследовала

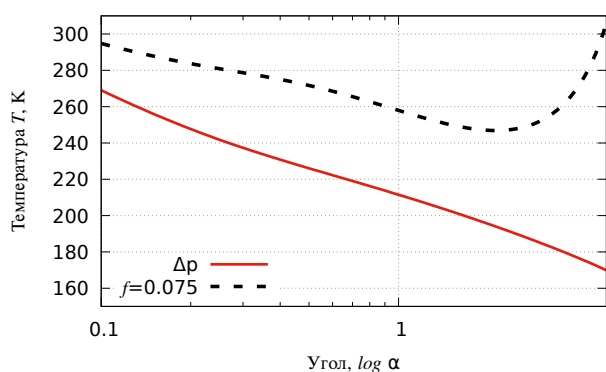


Рис. 2. Зависимость температуры воздуха на холодном выходе от угла канала холодного выхода при фиксированном расходе на входе и при фиксированном давлении

зависимость температуры воздуха от длины сопла холодного выхода. Диапазон исследованных длин  $\ell = 1 \div 20$  см. В данной серии на входе задается постоянное давление  $p_{in} = 4 \cdot 10^5$  Па.

На рис. 3 показана зависимость температуры от длины в двух сечениях сопла холодного выхода цилиндрической формы. Красная линия  $C_1$  демонстрирует поведение температуры на выходе из сопла. Черная пунктирная линия  $C_2$  показывает поведение средней температуры в сечении перехода из основного канала вихревой трубы в сопло холодного выхода. Из поведения представленных кривых можно сделать следующие выводы. В области перехода в сопло холодного выхода температура выходящего газа слабо зависит от геометрии указанного сопла. Однако при протекании сквозь сопло средняя температура газа существенно изменяется. На кривой  $C_1$  можно видеть два перегиба. Вначале температура холодного газа увеличивается с ростом длины сопла холодного выхода до  $\ell = 5$  см, а затем температура начинает уменьшаться. Однако на больших длинах ( $\ell > 12$  см) зависимость температуры от длины уменьшается.

На рис. 4 показаны кривые средних температур в тех же сечениях  $C_1$  и  $C_2$  для тех же длин ( $\ell = 1 \div 20$  см) сопла холодного выхода при условии наличия угла расширения этого сопла. В данном случае угол достаточно мал:  $\alpha = 0.25^\circ$ .

Из поведения кривых на рис. 4 следует отметить следующие факты. Во-первых, средняя температура в области перехода в сопло слабо зависит от геометрии сопла и сравнима со средней температурой в этой же области для сопла цилиндрической формы. Во-вторых, средняя температура на выходе существенно зависит от наличия угла расширения. Из поведения кривых  $C_2$  можно видеть, что

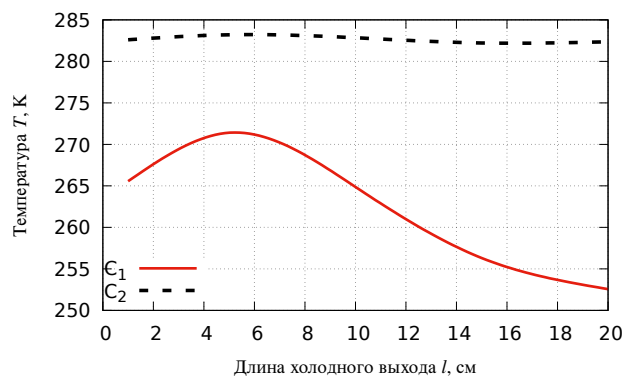


Рис. 3. Зависимость температуры воздуха на выходе ( $C_1$ ) и в сечении перехода из основного канала в сопло холодного выхода ( $C_2$ ) от длины канала для цилиндрического сопла

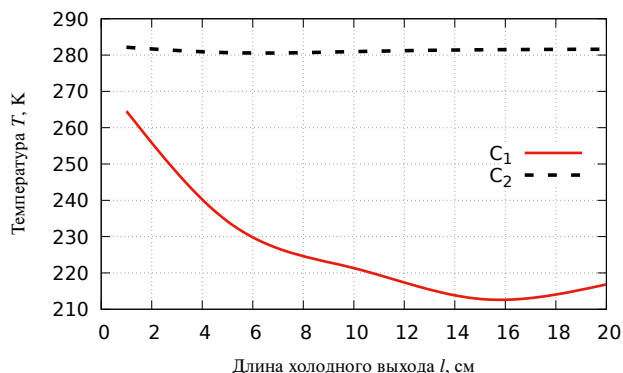


Рис. 4. Зависимость температуры воздуха на выходе ( $C_1$ ) и в сечении перехода из основного канала в сопло холодного выхода ( $C_2$ ) от длины канала для сопла с углом  $\alpha = 0.25^\circ$

значения средней температуры холодного воздуха в этом случае гораздо меньше температуры для тех же длин цилиндрического сопла. В-третьих, зависимость температуры холодного воздуха от длины сопла при наличии угла расширения носит иной характер. В этом случае даже для короткого сопла температура значительно падает при удлинении сопла. Однако и в этом случае мы наблюдаем немонотонность. При длинах  $l > 15$  см средняя температура холодного воздуха на выходе начинает расти.

## 5. Заключение

Проведенная работа показывает, что геометрические параметры сопла холодного выхода вихревой трубы неизбежно оказывают существенное влияние на производство холодного воздуха. При этом важным аспектом является условие постоянного давления на входе. В том случае, когда воздух в вихревую трубу подаётся при постоянном объёмном расходе, получаемый результат оказывается значительно меньше, чем случае постоянного давления на входе.

Отдельно следует отметить, что независимо от геометрии холодного выхода, основное охлаждение выходящего воздуха происходит непосредственно в сопле холодного выхода, тогда как на переходе из трубы в сопло воздух имеет приблизительно одинаковую температуру, лишь немногим меньшую в сравнении с температурой подаваемого газа.

Проведенное исследование не охватывает всех возможных длин и углов расширения сопла холодного выхода вихревых труб и подразумевает продолжение для углов  $\alpha > 5^\circ$  и длины  $l > 20$  см.

## Список литературы

- [1] Finko V.E. Cooling and condensation of a gas in a vortex flow // Soviet Physics Technical Physics. 1983. V. 28(9). Pp. 1089–1093.
- [2] Bruno T.J. Laboratory applications of the vortex tube // Journal of Chemical Education. 1987. V. 64. Pp. 987–988. (DOI: 10.1021/ed064p987)
- [3] Baz A., Gilheany J., Kalvitas A. Feasibility of vortex tube assisted environmental control of an underwater research habitat // Ocean Eng. 1988. V. 15(1). Pp. 33–54. (DOI: 10.1016/0029-8018(88)90018-2)
- [4] Riu K, Kim J, Choi IS. Experimental investigation on dust separation characteristics of a vortex tube // Trans JSME Ser B: Therm Fluid Mech. 2004. V. 47(1). Pp. 29–36. (DOI: 10.1299/jsmeb.47.29)
- [5] 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. V. 168(2). Pp. 202–209. (DOI: 10.1016/j.jmr.2004.03.002)
- [6] Kumar A., Vivekanand, Subudhi S. Cooling and dehumidification using vortex tube // Applied Thermal Engineering. 2017. Vol. 122. Pp. 181–193. (DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.015)
- [7] Гуцол А.Ф. Эффект Ранка // Успехи физических наук. 1997. Т. 167, №6. С. 665–687. (DOI: 10.1070/PU1997v040n06ABEH000248)
- [8] Eiamsa-ard S., Promvong P. Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2008. V. 1. Pp. 1822–1842. (DOI: 10.1016/j.rser.2007.03.006)
- [9] Subudhi S., Mihir S. Review of Ranque–Hilsch vortex tube experiments using air // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2015. Vol. 52. Pp. 172–178. (DOI: 10.1016/j.rser.2015.07.103)
- [10] Bo Zhang, Xiangji Guo, Zhuqiang Yang Analysis on the fluid flow in vortex tube with vortex periodical oscillation characteristics // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016. V. 103. Pp. 1166–1175. (DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.063)
- [11] Majidi D., Alighardashi H., Farhadi F., Best vortex tube cascade for highest thermal separation // International Journal of Refrigeration. 2017. V. 85. Pp. 282–291. (DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.10.006)
- [12] Moraveji A., Toghraie D. Computational fluid dynamics simulation of heat transfer and fluid flow characteristics in a vortex tube by considering the various parameters // Int. J. of Heat and Mass Transfer. 2017. V. 113. Pp. 432–443. (DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.05.095)
- [13] Hamdan M.O., Al-Omari S.-A., Oweimer A.S. Experimental study of vortex tube energy separation under different tube design // Experimental Thermal and Fluid Science. 2018. V. 91. Pp. 306–311. (DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2017.10.034)
- [14] Thakare H.R., Monde A., Parekh A.D. Experimental, computational and optimization studies of temperature separation and flow physics of vortex tube: A review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2015. V. 52. Pp. 1043–1071. (DOI: 10.1016/j.rser.2015.07.198)
- [15] Mohammadi S., Farhadi F. Experimental and numerical study of the gas–gas separation efficiency in a Ranque–Hilsch vortex tube // Separation and Purification Technology. 2014. V. 138. Pp. 177–185. (DOI: 10.1016/j.seppur.2014.10.022)

- [16] Attalla M., Ahmed H., Ahmed M.S., El-Wafa A.A. An experimental study of nozzle number on Ranque–Hilsch counter-flow vortex tube // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2017. V. 82. Pp. 381–389. (DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2016.11.034](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.11.034))
- [17] Марьин Д.Ф., Михайленко К.И. Численное исследование механизма возникновения эффекта Ранка–Хилша в канале вихревой трубы // *Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского*. 2011. № 4–3. С. 977–978.
- [18] Марьин Д.Ф., Михайленко К.И., Хазиев Л.Х. Прямое численное моделирование эффекта ранка // В сборнике: *Параллельные вычислительные технологии (ПаВТ'2011)* Труды международной научной конференции. 2011. С. 539–547. (<http://omega.sp.susu.ru/books/conference/PaVT2011/short/197.pdf>)
- [19] Михайленко К.И. Зависимость перераспределения температуры в вихревой трубе от геометрии завихрителя // *Труды Института механики им. Р.Р. Мавлютова Уфимского научного центра РАН*. 2017. Т. 12, № 2. С. 174–179. (DOI: [10.21662/uim2017.2.026](https://doi.org/10.21662/uim2017.2.026))
- [20] 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. (DOI: [10.21662/uim2016.1.017](https://doi.org/10.21662/uim2016.1.017))



## The dependence of the Ranque–Hilsch effect on the cold outlet geometry

Borisoglebskiy I.K.\* , Metusoava M.V.\* , Mikhaylenko C.I.\*\*

\*Ufa State Aviation Technical University, Ufa

\*\*Mavlutov Institute of Mechanics, UFRC RAS, Ufa

The effect of such parameters of the cold outlet nozzle of the counter flow vortex tube as the length and widening angle on temperature separation is investigated. Mathematical model of gas dynamics is written with viscosity component. Computational simulation is performed in the OpenFOAM package, using the sonicFoam solver. It is shown that the temperature of the exhaust air decreases along the cold exit nozzle. The presence of the angle of widening of the nozzle affects the amount of cooling, but is not the root cause of the effect. The nonmonotonic dependence of the temperature of the exhaust gas on the length of the cold exit nozzle is demonstrated. When studying the effect on the temperature of the widening angle of a cold-exit nozzle at a fixed length, it was shown that at a fixed volume flow rate, a pronounced non-monotonic dependence is observed, while at a constant pressure drop, there is no non-monotony down to the maximum considered angle.

**Keywords:** mathematical modeling, gas dynamics, vortex tube, Ranque–Hilsch effect, OpenFOAM, turbulence