

УДК 532.5
PACS 47.27. nf

Расчет охлаждения природного газа в вихревой трубе

А. В. Блинов^a, С. Н. Пещеренко^a, М. П. Пещеренко^b

^a Пермский национальный исследовательский политехнический университет
614039, Пермь, Комсомольский проспект, 29а
email: peshcherenko@yandex.ru

^b АО Новомет-Пермь, 614056, ул. Шоссе Космонавтов, 395
email: peshcherenkom@novomet.ru

Нефть состоит из смеси углеводородов, находящихся в жидком состоянии в пластовых условиях и в виде газожидкостной смеси на устье скважины. Газовую фазу нефти называют также попутным газом. Существует проблема его доставки потребителям, поскольку строительство газопроводов обычно экономически не оправдано из-за небольших объемов добычи попутного газа на нефтяных скважинах. Перспективным способом решения этой проблемы является сжижение газа в вихревых трубах и его транспортировка потребителям автомобильным транспортом. Вихревые трубы не имеют движущихся деталей и практически не требуют обслуживания. Исследования по разработке данной технологии стали проводиться относительно недавно и пока не привели к серийным изделиям. Основная трудность состоит в низкой точности инженерных расчетов рабочих характеристик вихревых труб, которые проводятся по полуэмпирическим методикам и требуют испытаний опытных образцов изделий. Решением этой проблемы может стать моделирование процессов охлаждения газа в вихревой трубе средствами вычислительной гидродинамики. В представленной работе реализован именно такой подход. В полной постановке задача о моделировании вихревой трубы включает расчет течения как внутри трубы, так и на выходе из холодного и горячего концов, что требует больших вычислительных ресурсов. Нам удалось свести задачу к моделированию течения только внутри вихревой трубы. Для этого мы продлевали отводящие трубопроводы из холодного и горячего концов так, чтобы давление газа на выходе из них было бы близко к атмосферному. Для тестирования методики использовали экспериментальные данные, полученные в работах других авторов, а также на опытном образце вихревой трубы, разработанной авторами. Вычисленные локальные характеристики течения, такие как поля скоростей (осевая и тангенциальная компоненты), давления и температуры имели тот же вид, как в опубликованных экспериментальных работах. Интегральная характеристика вихревой трубы – величина охлаждения, полученная при численном моделировании, отличалась от экспериментальных данных не более чем на 4–7%.

Ключевые слова: природный газ; сжижение; вихревая труба; численное моделирование.

Поступила в редакцию 06.07.2018; принята к опубликованию 21.08.2018

The numerical modeling of natural gas cooling in vortex tube

A. V. Blinov^a, S. N. Peshcherenko^a, M. P. Peshcherenko^b

^a Perm National Research Polytechnic University, Perm,
email: peshcherenko@yandex.ru

^b Novomet-Perm, Perm, 614056, Perm
email: peshcherenkom@novomet.ru

Crude oil consists of a mixture of hydrocarbons as a liquid at reservoir conditions and as a gas-liquid mixture at the wellhead. The gas phase of crude oil is called associated gas. There is a great problem how to transfer it to consumers, because pipelining makes no economic sense on account of low gas production at oil wells. An advanced way to solve this problem is to liquefy gas in vortex tubes and then transport it to the consumers by vehicles. Vortex tubes have no moving parts, so they will have no maintenance service. Research on this application of vortex tubes have been started recently and have not yet led to serial products. The main difficulty is the low accuracy of engineering calculations of vortex tube performance, which are based on the semi-empirical methods and require prototype testing of the product. The best way to solve this problem is modeling the gas cooling processes in the vortex tube by means of computational fluid dynamics. Such methodology is suggested in this paper. The complete formulation of the vortex tube modeling includes the calculation of the flow inside the tube and at the cold and hot outflows, which requires large computational resources. We could reduce the problem to air flow modelling inside the vortex tube only. At the outflows we extended the pipeline to get a reasonable approximation for the output gas pressure being close to atmospheric one. Some simulations have been done for air cooling with vortex tubes which were described previously in other experimental works. Also we have performed and described our own experiment. The local flow characteristics such as velocity field (axial and tangential components), pressure and temperature, which were obtained in calculations, have been the same as for published experimental works. Integral characteristics of the vortex tube – the magnitude of cooling from numerical simulation have differed from experimental data not above than 4–7%.

Keywords: natural gas; liquefaction; vortex tube; numerical modelling.

Received 06.07.2018; accepted 21.08.2018

doi: 10.17072/1994-3598-2018-3-45-54

1. Введение

Попутный нефтяной газ состоит в основном из метана. Одним из способов его доставки потребителям состоит в его сжижении на скважине (объем уменьшается примерно в 500 раз) и транспортировке автомобильным транспортом. Сжижению предшествует первичная обработка, включающая процессы сушки и сепарации [1], поскольку он содержит воду и механические примеси [2].

В промышленности применяют два способа сжижения природного газа [3]. Первый способ (изобарический процесс): газ охлаждают внешним источником до температуры начала конденсации, затем конденсируют, отбирая тепло с помощью того же внешнего источника. При втором способе охлаждение получают за счет процесса, проходящего в самом газе: изоэнтальпического (дресселирование) или изэнтропического (расширение в детандере). В вихревых трубах реализуется изоэнтальпический процесс. По сравнению с детандерами вихревые трубы имеют ряд преимуществ – простоту конструкции, отсутствие движущихся деталей, более высокую надежность и долговечность, а также меньшую себестоимость [4]. Схематически вихревая труба представлена на рис. 1.

На входе газ по касательной к цилиндрической поверхности втекает в вихревую камеру, откуда закрученный поток выходит в трубу, дальний конец которой имеет узкое кольцевое отверстие вдоль ее цилиндрической стенки. В трубе газ, движущийся вдоль цилиндрических стенок, сжимается и нагревается. Нагретый газ выходит через коль-

цевое отверстие. Другая часть газа, движущаяся вблизи оси трубы, после взаимодействия со стенкой контрольного клапана (см. рис. 1), расширяется, охлаждается и возвращается в вихревую камеру, а затем покидает ее через центральное отверстие.

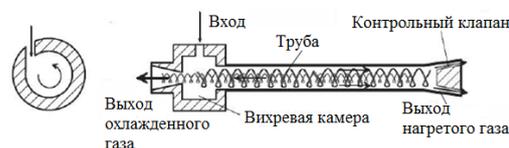


Рис. 1. Вихревая труба

Для создания кольцевого зазора на горячем конце вихревой трубы обычно используют клапан в форме полного или усеченного конуса, положение которого регулируется. Величина зазора между клапаном и стенкой вихревой трубы влияет на соотношение массовых расходов холодного и горячего потоков. Основной величиной, характеризующей эффект охлаждения в вихревой трубе, является величина изменения температур:

$$\Delta T = T_{in} - T_c,$$

где T_{in} – температура на входе в вихревую трубу, T_c – на выходе холодного газа. В настоящее время проектирование вихревых труб осуществляется на основании приближенных инженерных расчетов и экспериментов [5, 6].

Известные методики расчета вихревых труб средствами вычислительной гидродинамики преимущественно ориентированы на получение качественной картины, т.е. объяснение эффекта охла-

ждения [7–20]. Основным их недостатком является упрощение полей течения и граничных условий на выходе горячего потока.

В [9, 10], [14], [16–19] было упрощено поле скоростей газа, его считали 2D осесимметричным, не учитывался реально трехмерный характер течения. Средняя относительная погрешность была порядка 30%. Ее удалось уменьшить до 15%, проводя расчеты для 3D сектора вихревой трубы [8], [11, 12], [15].

Применяемый в этих расчетах способ задания граничных условий на выходе горячего потока является, по сути, подгонкой результатов расчета к экспериментальным данным. Например, в [5], [16] значение давления на выходе горячего потока брали из экспериментальных данных, а в [8–13], [17–19] давление на выходе горячего потока варьировали до достижения экспериментального значения расхода.

Целью данной работы стала разработка методики расчета вихревых труб, лишенной перечисленных недостатков, и ее тестирование, как на опубликованных экспериментальных данных, так и данных испытания опытного образца вихревой трубы, предназначенной для охлаждения попутного нефтяного газа. Ниже приведены: объяснение выбора модели течения (модели турбулентности) и граничных условий, описание расчетной сетки, полученных результатов расчетов и их сопоставления с экспериментальными данными.

2. Методика численного расчета вихревых труб

2.1. Выбор модели турбулентности

Типичное значение числа Рейнольдса в вихревых трубах [1], [6], [7] составляет порядка 10^4 , что свидетельствует о развитом турбулентном характере течения. Модели турбулентности, применяемые в современной вычислительной гидродинамике, имеют полуэмпирический характер (содержат подгоночные параметры) и оптимизированы под определенные типы течений. Так, однопараметрическая модель Спаларта–Алламараса создавалась для расчета обтеканий профилей и течений в каналах переменного сечения, двухпараметрическая $k-\varepsilon$ – для течений с отрывами, а ее модификации $k-\omega$ – для расчета пристенных течений, SST – для задач обтекания и тепловых расчетов.

Согласно [21] расчеты по стандартной $k-\varepsilon$ модели приводят к значительному расхождению с экспериментальными данными для течения жидкости через отверстия (в нашей задаче это области входа газа в вихревую трубу, а также выходы холодного и горячего потоков). В [21] была предложена модификация $k-\varepsilon$ модели: выведено новое уравнение для ε , а коэффициент пропорциональности C_μ в выражении для турбулентной вязкости ν_t

(который в стандартной $k-\varepsilon$ модели является константой) стал функцией разности градиентов скоростей. Эта модель, называемая *realizable $k-\varepsilon$* , реализована в пакете ANSYS Fluent, который и был применен нами для расчета вихревых труб. Приведем ее краткое описание модели течения.

В основной части расчетной области, кроме пристеночной, система уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\nu + \nu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right), \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad \nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon},$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (k \bar{u}_j) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \varepsilon, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon \bar{u}_j) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \\ + C_1 \sqrt{2\varepsilon} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)^2 - C_2 \frac{\varepsilon}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(c_p T - \frac{\bar{p}}{\rho} + \frac{\bar{u}_i^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{u}_j \left(c_p (T - T_{ref}) + \frac{\bar{u}_i^2}{2} \right) \right) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{1}{\rho} \left(\chi + \frac{\nu_t \rho c_p}{Pr} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + \nu_t \bar{u}_i \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right), \end{aligned}$$

где \bar{u}_i – средняя скорость, \bar{p} – среднее давление, C_μ – функция разности градиентов скоростей, связывающая турбулентную кинематическую вязкость ν_t с турбулентной кинетической энергией k и скоростью диссипации ε , C_1 – функция средней скорости турбулентной кинетической энергии, C_2 – функция средней скорости диссипации, M_w – молярная масса воздуха, R – универсальная газовая постоянная, c_p – удельная теплоемкость воздуха, $T_{ref} = 300$ К, χ – коэффициент теплопроводности, $Pr = 0.85$ – турбулентное число Прандтля, которое определено из экспериментальных данных; $\sigma_k = 1.1$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$.

Выбор модели для расчета пристеночной области зависит от размера ячейки первого слоя сетки, который характеризуется безразмерным параметром y^+ :

$$y^+ = \frac{y\sqrt{\tau_w/\rho}}{\nu},$$

где y – размер ячейки, τ_w – напряжение сдвига у стенки:

$$\tau_w = \frac{\partial U_{tan}}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} k U_{tan}}{\ln\left(\frac{C_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\nu}\right)},$$

а U_{tan} – средняя скорость вдоль стенки.

Если $y^+ < 1$, то пристеночная область определяется условием $Re \leq 200$ [26], где

$$Re_y = \frac{y\sqrt{k}}{\nu}.$$

Течение жидкости в пристеночной области описывается той же системой уравнений, но из которой исключаются уравнения для ε и ν_t . Скорость диссипации энергии находится из выражения

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{y k C_\mu^{-3/4} \left(1 - \exp(-Re_y / 2k C_\mu^{-3/4})\right)},$$

где $k = 0.4187$ – константа фон Кармана. Турбулентная вязкость ν_t вычисляется так:

$$\nu_t = \lambda_\varepsilon C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} + (1 + \lambda_\varepsilon) C_\mu^{-1/4} y k \left(1 - \exp(-Re_y / 70)\right) \sqrt{k},$$

$$\lambda_\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \operatorname{th} \left(\frac{Re_y - 200}{|Re_y - 200|}\right) \operatorname{arcth} 0.98\right).$$

Если $y^+ > 1$, то течение в пристеночной области описывается пристеночными функциями: скорость и температура вычисляются по эмпирическим функциям, зависящим от турбулентной кинетической энергии k .

При выборе численной аппроксимации дифференциальных уравнений модели взяли второй порядок аппроксимации производных в уравнениях Рейнольдса и первый порядок в уравнениях для k и ε . Вычисления проводили на 8 ядрах (2 ГГц) и 32 Гб оперативной памяти. Время одного расчета было порядка 8 ч.

2.2. Граничные условия и модификация геометрии расчетной области

В соответствии с типичными условиями эксперимента [21, 22] на входе в вихревую трубу задавали расход или полное давление P_{in} и температуру T_{in} .

Для холодного потока, чтобы не моделировать затопленную струю газа на выходе, удлиняли выходной патрубком так, чтобы давление на его выходе было близко к атмосферному.

На выходе горячего потока задавали геометрию проточных каналов в полном соответствии с экспериментальной установкой. Учитывались все пазы, стыки датчиков и втулок для шлангов. В качестве примера на рис. 2 приведена геометрия расчетной области для предложенного нами опытного образца вихревой трубы.

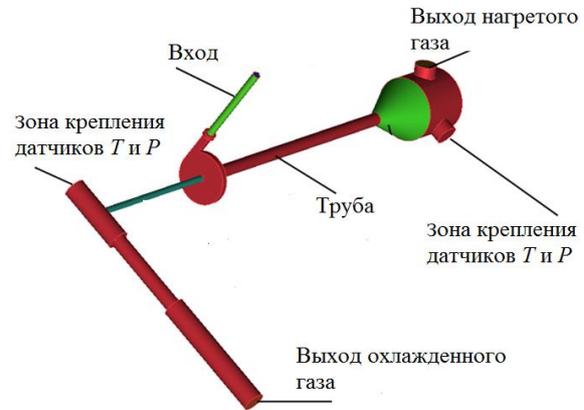


Рис. 2. Геометрия расчетной области

2.3. Построение расчетной сетки

Объемные элементы имели форму тетраэдров. Погранслоем содержал 5 слоев призматических элементов (с треугольником в основании). Высота элементов росла в направлении от стенки в объем с коэффициентом роста 1.2.

Качество сетки характеризовали коэффициентом асимметрии SQ , который показывает, насколько форма ячейки отличается от формы соответствующего ей правильного многоугольника:

$$SQ = \max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180^\circ - \theta_e}; \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right],$$

где θ_e – угол между смежными ребрами грани правильной ячейки (60° для граней тетраэдров и основания призм, 90° для боковых сторон призм), θ_{min} и θ_{max} – минимальное и максимальное значение угла между смежными ребрами ячеек сетки. SQ может принимать значения от нуля до единицы, чем ближе значение коэффициента к нулю, тем лучше качество сетки. Качество сетки считается низким, если $SQ > 0.98$. В наших расчетах SQ был меньше 0.8.

Размер элемента объемной сетки во входном патрубке и выходном для холодного потока не превышал 0.8 мм, внутри вихревой трубы и в области выхода горячего потока – 2 мм.

В кольцевом зазоре между контрольным клапаном и вихревой трубой сетка состояла не менее чем из 4 элементов, а размер ячейки не превышал 0.15 мм.

3. Тестирование методики

Поскольку в настоящее время нет доступных экспериментальных данных по применению вихревых труб для охлаждения природного газа, тестировали предложенную методику на экспериментальных данных, полученных при охлаждении воздуха и взятых из [20], [23].

3.1. Сравнение с экспериментальными данными

Согласно [20] вихревая труба состояла из следующих элементов: входного патрубка (диаметра D_{in}), вихревой камеры (диаметра D_{vc} и длины L_{vc}), выходного патрубка на выходе охлажденного потока (диаметра D_c), контрольного клапана на выходе нагретого потока в виде конуса с углом θ и кольцевым зазором шириной z . Значения геометрических параметров приведены в табл. 1.

Испытания в статье [20] проводили при фиксированном массовом расходе на входе $Q_{in} = 8.4$ г/с. Давление на холодном и горячем выходах вихревой трубы было равно атмосферному.

Расчетная сетка состояла из 1.5 млн. элементов. После 1850 итераций решение стало устойчивым. Сравнение результатов расчета температур T и расходов Q с экспериментальными данными приведено в табл. 2 при $T_{in}=293.7$ К, $P_{in}=5.2$ атм, $Q_{in}=8.4$ г/с. Индекс 'in' относится к входному потоку, 'c' – к холодному выходу, 'h' – к горячему выходу. Видно, что расчетные данные согласуются с экспериментом [20] с погрешностью, не превышающей 5%.

По сравнению с [20] конструкция вихревой трубы в [23] имеет отличия: диаметр вихревой камеры равен диаметру трубы, а входной патрубков (диаметра D_{in}) был не один, как в конструкции [20], а два. Давление на входе в вихревую трубу $P_{in} = 10$ атм.

Значения геометрических параметров вихревой трубы приведены в табл. 3.

Расчетная сетка состояла из 1.6 млн элементов. Устойчивое решение было после 1600 итераций. Эксперимент показал, что охлаждение воздуха было на 15.0 град, в расчете – на 16.1 град, отличие 7%.

3.2. По данным испытаний опытного образца вихревой трубы

3.2.1. Проведение эксперимента

Был изготовлен и испытан опытный образец вихревой трубы, схема которого приведена на рис. 3. Входной патрубок имел прямоугольное сечение $L_1 \times L_2$. Геометрические размеры указаны в табл. 4.

При проведении испытаний варьировали давление воздуха в подводящем патрубке вихревой трубы в интервале от 2 до 5 атм. Из холодного и горячего концов трубы воздух выходил в атмосферу. В установившемся режиме измеряли значения давления, температуры и массового расхода на входе и обоих выходах из вихревой трубы.

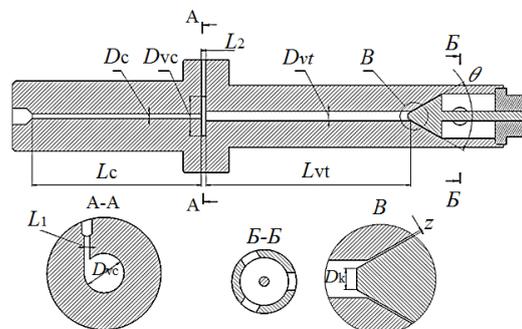


Рис. 3. Конструкция опытного образца вихревой трубы

Табл. 1. Размеры вихревой трубы [20]

D_{in} , мм	D_{vc} , мм	D_{vt} , мм	D_c , мм
3	30	16	12
L_{vt} , мм	L_{vc} , мм	θ , град	z , мм
205	4	30	0.4

Табл. 2. Сравнение экспериментальных результатов [20] и расчета

	T_c , К	T_h , К	Q_c , г/с	Q_h , г/с
Эксперимент	275.1	303.8	2.71	5.64
Расчет	271.2	300.2	2.65	5.75

Табл. 3. Размеры вихревой трубы [23]

D_{in} , мм	$D_{vc}=D_{vt}$, мм	L_{vt} , мм	D_c , мм	θ , град	z , мм
12	24	240	10	30	0.5

Табл. 4. Размеры вихревой трубы

L_1 , мм	L_2 , мм	D_{vc} , мм	D_{vt} , мм	D_c , мм
6	4,8	42	10	5
L_{vt} , мм	L_c , мм	θ , град	z , мм	D_k , мм
220	130	30	0.5	5

Испытания проводили в два этапа. На первом этапе при заданном расходе воздуха $Q_{in} = 1040$ г/сут и температуре входного потока $T_{in} = 18.9^\circ\text{C}$ меняли положение контрольного клапана так, что ширина зазора z варьировалась в интервале 0.1–1 мм, и измеряли величину охлаждения $\Delta T = T_{in} - T_c$. Целью испытания был поиск такого z , при котором эффект охлаждения достигал максимума. Результаты приведены на рис. 4, откуда видно, что максимум ΔT был при $z \sim 0.5$ мм.

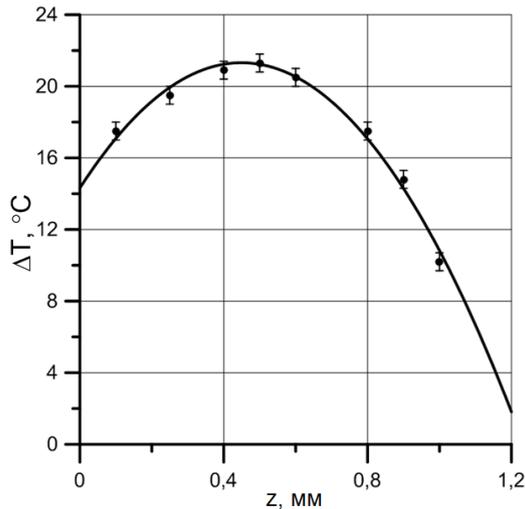


Рис. 4. Влияние ширины кольцевого зазора z на величину охлаждения ΔT

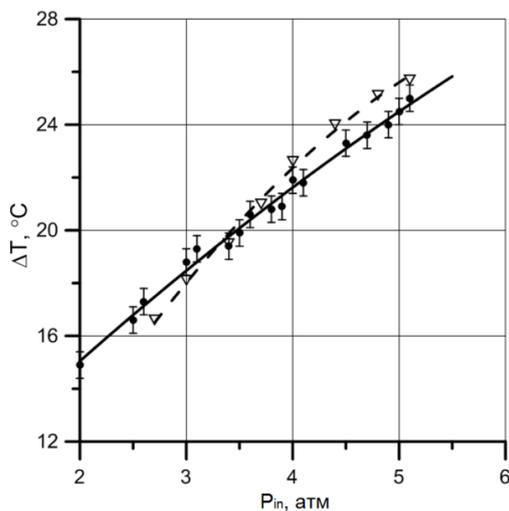


Рис. 5. Зависимость величины охлаждения ΔT от входного давления P_{in} при $z=0.5$ мм, сплошная линия – эксперимент, пунктирная – расчет

3.2.2. Результаты расчетов

Расчетная сетка состояла из 6.2 млн элементов. Решение установилось после 2500 итераций. Результаты расчета $\Delta T(P_{in})$ приведены на рис. 5. Видно, что отличие экспериментальных и расчетных значений было не более 4%, а абсолютная ошибка – не более 0.5 °C.

Охлаждение газа ΔT увеличивается с ростом P_{in} , практическое значение имеет максимальное значение ΔT для конкретной вихревой трубы. Результаты расчета (рис. 6) показали, что для данного опытного образца $\Delta T \sim 60^\circ$. Максимум охлаждения достигается при $P_{in} \sim 13\text{--}15$ атм и при дальнейшем повышении давления ΔT не меняется.

К основным рабочим характеристикам вихревых труб относится также зависимость $\Delta T(\mu)$, где $\mu = G_x / G$ – доля газа выходящего из холодного

конца трубы: G_x и G – массовые потоки газа на выходе из холодного конца трубы и на входе в трубу. Полученные результаты приведены на рис. 7. Максимальное охлаждение было достигнуто при $\mu \sim 0.2$. Такое положение точки максимума функции $\Delta T(\mu)$ типично для вихревых труб [3].

При сравнении экспериментальных и расчетных данных мы сопоставляли только интегральные характеристики течения в вихревых трубах, поскольку в доступных нам экспериментах измерялись только интегральные характеристики. Теперь проанализируем локальную структуру течения в вихревых трубах, используя полученные расчетные данные.

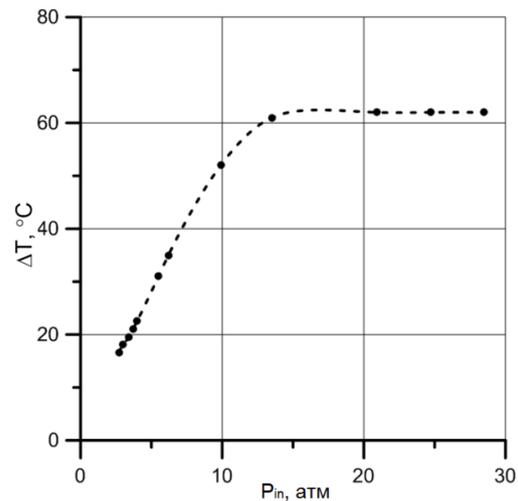


Рис. 6. Расчетная зависимость величины охлаждения ΔT от входного давления P_{in} при $z = 0.5$ мм

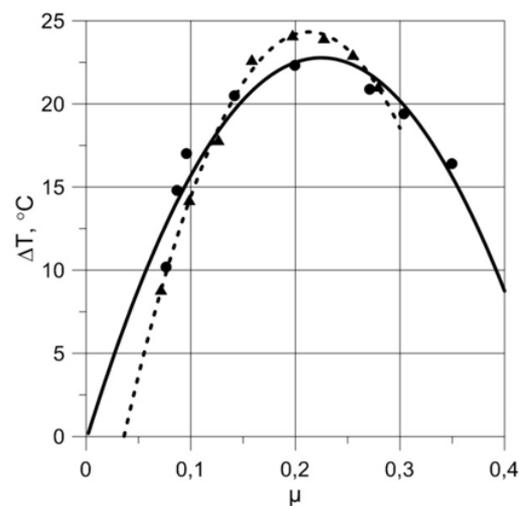


Рис. 7. Зависимость величины охлаждения от доли газа μ , вытекающего из холодного конца трубы, сплошная линия – эксперимент, пунктирная – расчет

На рис. 8 и 9 приведены типичные поля давлений и температур в сечении перпендикулярном оси трубы и проходящем через входной патрубок.

Видно, что оба поля приближенно центрально симметричны. Давление и температура принимают максимальное значение на стенках трубы, минимальное – в центре трубы.

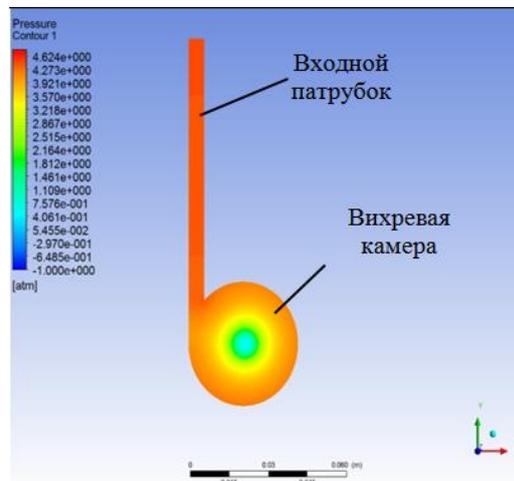


Рис. 8. Распределение давления в поперечной плоскости

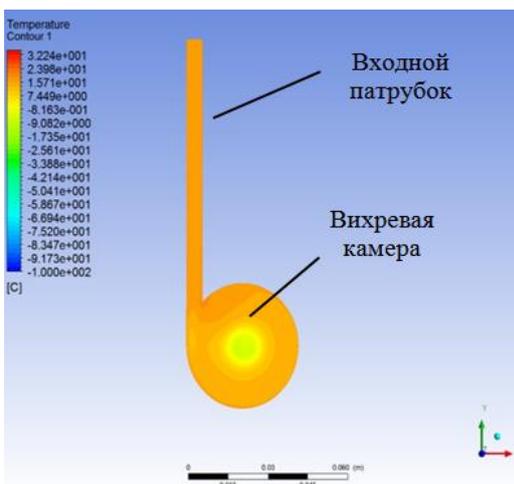


Рис. 9. Распределение статической температуры в поперечной плоскости

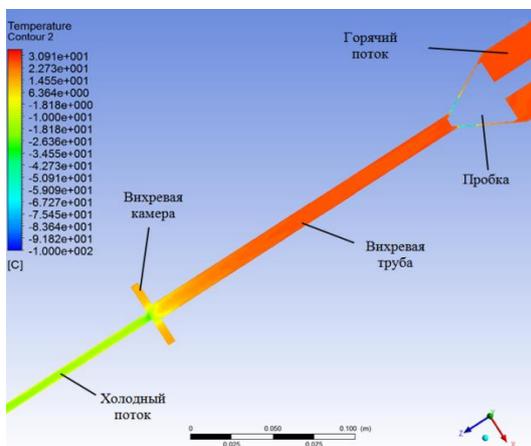


Рис. 10. Распределение статической температуры в продольной плоскости

На рис. 10 показано распределение температуры в поперечном сечении вихревой трубы. Видно, что зона охлаждения газа занимает относительно небольшой объем вихревой трубы и расположена в непосредственной близости к вихревой камере.

Для количественного анализа поля скоростей строили сечения перпендикулярные оси трубы на расстоянии 1, 3, 5, 10 и 20 диаметров трубы (обозначены 1D, 3D, 5D, ...) вниз по основному потоку: от вихревой камеры к горячему концу трубы. В каждом сечении компоненты скорости (осевую u_z , тангенциальную u_r , радиальную u_r осредняли в окружном направлении и получали их зависимости от безразмерного радиуса r .

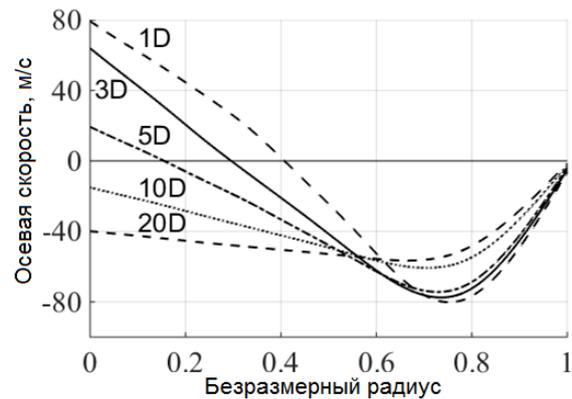


Рис. 11. Зависимость осевой компоненты скорости от радиуса на расстояниях от вихревой камеры 1D, 3D, 5D, 10D, 20D

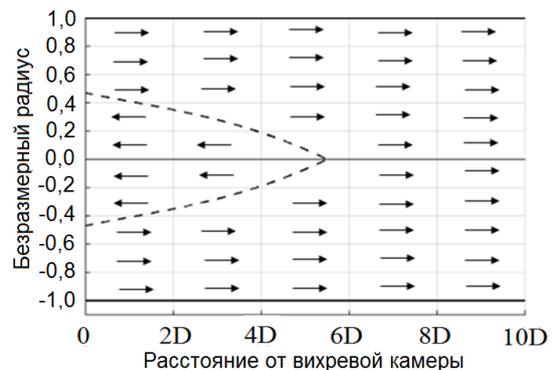


Рис. 12. Направление осевой скорости (схема)

На рис. 11 приведена зависимость осевой компоненты скорости $u_z(r)$. Видно, что в сечениях, находящихся на расстоянии 1D, 3D и 5D от вихревой камеры, u_z меняет знак: на малых радиусах она положительна и направлена в сторону холодного конца трубы, на больших – в противоположную сторону. Схематично изменение направления u_z в зависимости от радиуса и расстояния от вихревой камеры показано на рис. 12. Снова, как и на рис. 10, видим, что область формирования охлажденного потока локализована вблизи вихревой

камеры. В осевом направлении она начинается не более чем на $5D$ от вихревой камеры и имеет радиус не более 0.4 от радиуса трубы или $0.2D$.

Тангенциальная компонента скорости u_r монотонно зависит от r и имеет локальный максимум при $r \sim 0.7$ (см. рис. 13). Как u_τ , так и u_r уменьшаются по мере увеличения расстояния от вихревой камеры. В экспериментах [5] наблюдали зависимости, аналогичные приведенным на рис. 11 и 13.

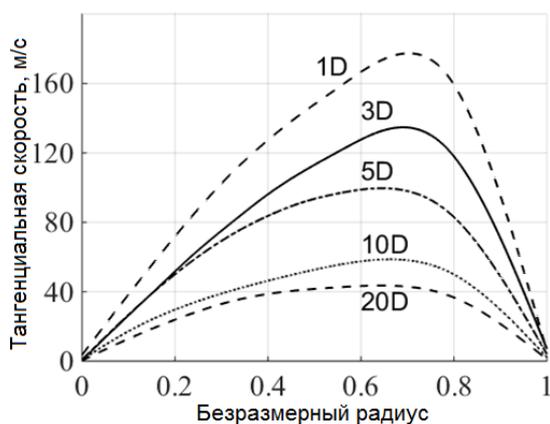


Рис. 13. Зависимость тангенциальной компоненты скорости от радиуса на расстояниях от вихревой камеры $1D$, $3D$, $5D$, $10D$, $20D$

4. Выводы

Предложен способ расчета рабочего процесса вихревых труб методами вычислительной гидродинамики. Сравнение результатов расчета с известными экспериментальными данными показало, что отличие не превышало 4–7%.

Разработан опытный образец вихревой трубы. Результаты его расчета и стендовых испытаний отличались не более чем на 4%.

Показано, что вычисленные поля скоростей и давлений имеют качественно такой же вид, что и в известных из литературы экспериментальных исследованиях [5].

Список литературы

1. Бирюк В. В., Веретенников С. В., Гурьянов А. И., Пиралишвили Ш. А. Вихревой эффект. Технические приложения. Т.2 М.:Научтехлитиздат, 2014. 490 с.
2. Катц Д. Л., Корнелл Д., Кобаяши Р., Поеттманн Ф. Х., Вери Д. А., Еленбаас Д. Р., Уайнауг Ч. Ф. Руководство по добыче, транспорту и переработке природного газа. М.: Недра, 1965. 677 с.
3. Федорова Е. Б. Современное состояние и развитие мировой индустрии сжиженного природного газа: технологии и оборудование. М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2011. 159 с.
4. Жидков М. А., Гусев А. П., Рябов А. П., Вишивцев С. П., Кошовец Н. В., Коляко Б. Г., Соболев Е. П., Староконов Г. С. Трехпоточная вихревая труба – эффективное газодинамическое устройство для подготовки природного газа к транспорту // Нефть, Газ & Энергетика. 2007. Вып. 6. С. 18–22.
5. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. М.: Машиностроение, 1969. 185 с.
6. Пиралишвили Ш. А. Вихревой эффект. Физическое явление, эксперимент, теоретическое моделирование. Т. 1. М.:Научтехлитиздат, 2013. 339 с.
7. Казанцева О. В., Пиралишвили Ш. А., Фузеева А. А. Численное моделирование закрученных течений в вихревых трубах // Теплофизика высоких температур 2005. Т. 43. № 4. С. 606–611.
8. Akheshmeh S., Pourmahmoud N., Sedgi H. Numerical study of the temperature separation in the Ranque–Hilsh vortex tube // American Journal of Engineering and Applied Sciences. 2008. Vol. 1. № 3. P. 181–187. DOI: 10.3844/ajeassp.2008.181.187
9. Aljwayhel N. F., Nellis G. F., Klein S. A. Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model // International Journal of Refrigeration. 2005. Vol. 28. P. 442–450. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2004.04.004
10. Azizi S. H., Andalibi M. R., Saleh S. R., Kahrom M. Numerical simulation of different turbulence models aiming at predicting the flow and temperature separation in a Ranque–Hilsh vortex tube // Thermal science. 2014. Vol. 18. N. 4. P. 1159–1171. DOI: 10.2298/TSCI110727201A
11. Behera U., Paul P. J., Kasthurirengan S., Karunanithi R., Ram S. N., Dinesh K. Jacob S. CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsh vortex tube // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005. Vol. 48. P. 1961–1973. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.046
12. Bramo A., Pourmahmoud N. A numerical study on the effect of length to diameter ratio and stagnation point on the performance of counter flow Ranque–Hilsh vortex tubes // Australian Journal of Basic and Applied Sciences. 2010. Vol. 4. N. 10. P. 4943–4957.
13. Deshmukh B. S., Chhapkhane N. K. Computational fluid dynamics analysis and experimental investigations of optimum geometry for the cold end orifice and snail entry of vortex tube. Journal of Mechanical and Civil Engineering. 2014. Vol. 11. N. 4. P. 24–31. DOI: 10.9790/1684–11432431
14. Dutta T., Sinhamahapatra K. P., Bandyopadhyay S. S. Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsh vortex tube. International Journal of Refrigeration. 2010. Vol. 33. P. 783–792. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014
15. Dutta T., Sinhamahapatra K. P., Bandyopadhyay S. S. Numerical investigation of gas species and

- energy separation in the Ranque–Hilsh vortex tube using real gas model // *International Journal of Refrigeration*. 2011. Vol. 34. P. 2118–2128. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.06.004.
16. Linhart J., Kalal M., Matas R. Numerical study of vortex tube properties // 16th international symposium on transport phenomena, Prague, 2005. p. 7.
 17. Marques C. H., Isoldi L. A., dos Santos E. D., Rocha L. A. O. Constructial design of a vortex tube for several inlet stagnation pressures // *Thermal Engineering*. 2012. Vol. 11. N. 1. P. 85–92.
 18. Pouraria H., Park W.-G. Numerical investigation on cooling performance of Ranque–Hilsh vortex tube // *Thermal Science*. 2014. Vol. 18. N. 4. P. 1173–1189. DOI: 10.2298/TSCI120610052P.
 19. Pourmahmoud N., Akhesmeh S. Numerical investigation of the thermal separation in a vortex tube // *World Academy of Science, Engineering and Technology*. 2008. Vol. 19. P. 399–405.
 20. Gao C. Experimental study on the Ranque–Hilsh vortex tube / PhD Dissertation in Mechanical Engineering. Eindhoven: Technische Universiteit, 2005. 151 p.
 21. Shih T.-H., Liou W. W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J. A new $k-\epsilon$ eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. Model development and validation // *Computers and Fluids*. 1995. Vol. 24. N. 3. P. 227–238.
 22. Camire J. Experimental investigation of vortex tube concepts. / Master thesis in Applied Science. Vancouver: The University of British Columbia, 1995. 139 p.
 23. Raut S. S., Dnyaneshwar N. G., Bhimate C. D., Raut M. A., Uplarkar S. A., Patunkar P. P. An experimental modeling and investigation of change in working parameters on the performance of vortex tube // *International Journal of Advanced Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 4. N. 3. P. 343–348.
 24. za k transportu (Three–flow vortex tube – efficient gas–dynamic tool for natural gas treatment). *Neft, Gaz & Energetika* (Oil, Gas and Energy), 2007, no. 6, pp. 18–22 (In Russian).
 25. Merkulov A. P. *Vikhrevoy effect i ego primeneniye v tekhnike* (Vortex effect and its application for engineering). Moscow: Mashinostroyeniye, 1969. 185 p. (In Russian).
 26. Piralishvili Sh. A. *Vikhrevoy effekt. Fizicheskoye yavleniye, eksperiment, teoreticheskoye modelirovaniye* (Vortex effect. Physical phenomenon, experiment, theoretical modelling), vol. 1. Moscow: Nauchtekhlitizdat, 2013. 339 p. (In Russian).
 27. Kazanceva O. V., Piralishvili Sh. A., Fuzeeva A. A. Chislennoe modelirovanie techeniy v vihrevih trubah (Numerical simulation of swirling flows in vortex tubes) *Teplofizika vysokih temperatur* (High temperature thermophysics), 2005, vol. 43, no. 4, pp. 606–611. (In Russian).
 28. Akhesmeh S., Pourmahmoud N., Sedgi H. Numerical study of the temperature separation in the Ranque–Hilsh vortex tube. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2008, vol. 1, no. 3, pp. 181–187. DOI: 10.3844/ajeassp.2008.181.187
 29. Aljuwayhel N. F., Nellis G. F., Klein S. A. Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. *International Journal of Refrigeration*, 2005, vol. 28, pp. 442–450. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2004.04.004
 30. Azizi S. H., Andalibi M. R., Saleh S. R., Kahrom M. Numerical simulation of different turbulence models aiming at predicting the flow and temperature separation in a Ranque–Hilsh vortex tube. *Thermal science*, 2014, vol. 18, no. 4, pp. 1159–1171. DOI: 10.2298/TSCI110727201A.
 31. Behera U., Paul P. J., Kasthurirengan S., Karunanithi R., Ram S. N., Dinesh K. Jacob S. CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsh vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, vol. 48, pp. 1961–1973. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.046
 32. Bramo A., Pourmahmoud N. A numerical study on the effect of length to diameter ratio and stagnation point on the performance of counter flow Ranque–Hilsh vortex tubes. *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 2010, vol. 4, pp. 4943–4957.
 33. Deshmukh B. S., Chhapkhane N. K. Computational fluid dynamics analysis and experimental investigations of optimum geometry for the cold end orifice and snail entry of vortex tube. *Journal of mechanical and civil engineering*, 2014, vol. 11, no 4, pp. 24–31. DOI: 10.9790/1684–11432431
 34. Dutta T., Sinhamahapatra K. P., Bandyopadhyay S. S. Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsh vortex tube. *International Journal*

References

- of Refrigeration*, 2010, vol. 33, pp. 783–792. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014
15. Dutta T., Sinhamahapatra K. P., Bandyopadhyay S. S. Numerical investigation of gas species and energy separation in the Ranque–Hilsh vortex tube using real gas model. *International Journal of Refrigeration*, 2011, vol. 34, pp. 2118–2128. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.06.004
 16. Linhart J., Kalal M., Matas R. Numerical study of vortex tube properties. *16th international symposium on transport phenomena*, Prague, 2005. 7 p.
 17. Marques C. H., Isoldi L. A., dos Santos E. D., Rocha L. A. O. Constructial design of a vortex tube for several inlet stagnation pressures. *Thermal Engineering*, 2012, vol. 11, no 1, pp. 85–92.
 18. Pouraria H., Park W.-G. Numerical investigation on cooling performance of Ranque–Hilsh vortex tube. *Thermal Science*, 2014, vol. 18, no. 4, pp. 1173–1189. DOI: 10.2298/TSCI120610052P
 19. Pourmahmoud N., Akhesmeh S. Numerical investigation of the thermal separation in a vortex tube. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 2008, vol. 19, pp. 399–405.
 20. Gao C. *Experimental study on the Ranque–Hilsh vortex tube*. PhD Dissertation in Mechanical Engineering. Eindhoven: Technische Universiteit, 2005, 151 p.
 21. Shih T.-H., Liou W. W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J. A new $k-\epsilon$ eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. Model development and validation. *Computers and Fluids*, 1995, vol. 24, no. 3, pp. 227–238.
 22. Camire J. *Experimental investigation of vortex tube concepts*. Master thesis in Applied Science. Vancouver: the University of British Columbia, 1995, 139 p.
 23. Raut S. S., Dnyaneshwar N. G., Bhimate C. D., Raut M. A., Uplarkar S. A., Patunkar P. P. An experimental modeling and investigation of change in working parameters on the performance of vortex tube. *International Journal of Advanced Mechanical Engineering*, 2014, vol. 4, no. 3, pp. 343–348.

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:

Блинов А. В., Пещеренко С. Н., Пещеренко М. П. Расчет охлаждения природного газа в вихревой трубе // Вестник Пермского университета. Физика. 2018. № 3 (41). С. 45–54. doi: 10.17072/1994-3598-2018-3-45-54

Please cite this article in English as:

Blinov A. V., Peshcherenko S. N., Peshcherenko M. P. The numerical modeling of natural gas cooling in vortex tube. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2018, no. 3 (41), pp. 45–54. doi: 10.17072/1994-3598-2018-3-45-54