



УДК 621.1.016

М. В. БОДРОВ¹, д-р техн. наук, зав. кафедрой отопления и вентиляции;
О. А. СТЕПАНОВ², д-р техн. наук, проф., консультант кафедры
промышленной теплоэнергетики; А. Н. ПЫЛАЕВ¹, аспирант кафедры
отопления и вентиляции; А. В. БЕШЛЯГА¹, магистрант кафедры отопления
и вентиляции

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА НИЗКОНАПОРНЫХ ВИХРЕВЫХ ТРУБ

¹ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет».

Россия, 603952, г. Н. Новгород, ул. Ильинская, д. 65.

Тел.: (831) 430-54-85; эл. почта: tes84@inbox.ru

²ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет».

Россия, 625000, г. Тюмень, ул. Володарского, д. 38.

Тел.: (3452) 28-37-71; stepanovoa@tyuiu.ru

Ключевые слова: вихревые трубы, коэффициент расхода, энергетическая эффективность, диафрагма, массовый расход воздуха.

В статье приведена методика определения коэффициента расхода низконапорных вихревых труб, факторы, определяющие его величину. Полученные расчетные уравнения для определения коэффициента расхода являются основой для проведения инженерных расчетов по определению основных термодинамических характеристик вихревых труб при использовании их в системах кондиционирования воздуха.

Введение

Применение низконапорных вихревых труб (ВТ) для охлаждения или нагрева в системах кондиционирования воздуха, несмотря на их технологическую простоту и эксплуатационную надежность в работе, встречается на практике довольно нечасто, в основном в климатических системах сравнительно малой производительности по воздуху [1, 2]. Использование ВТ в замкнутых объемах предъявляет определенные требования к поддержанию точной заданной расчетной величины расхода воздуха.

Проведенные ранее авторами экспериментальные исследования ВТ показали, что полный расход через ВТ при одном и том же входном давлении зависит от большого числа факторов, из которых основными являются: конструктивное исполнение энергоразделителя, относительная величина диаметра отверстия диафрагмы, относительная величина расхода охлажденного воздуха. Кроме того отметим, абсолютный расход сжатого воздуха увеличивается с ростом его начального давления при фиксированных прочих условиях и факторах.

Результаты исследований

Для расчетов ВТ удобно пользоваться величиной коэффициента расходов, равного отношению действительного полного расхода воздуха через ВТ к теоретическому расходу. При этом действительный расход определяют экспериментально с помощью лабораторных приборов, а теоретический расход

расчитывают по соответствующим уравнениям, определяющим расход газа через суживающиеся сопла. В настоящее время при расчете ВТ коэффициент расхода считают величиной постоянной [3–5].

При проведении исследований авторами рассматривались следующие типы вихревых энергоразделителей:

- тип 1: цилиндрический, длиной 30 калибров без спрямляющей крестовины на горячем конце;
- тип 2: цилиндрический, длиной 9 калибров со спрямляющей крестовиной на горячем конце;
- тип 3: конический, длиной 13 калибров, с углом раскрытия конуса, равным 2 градуса.

Диаметр всех рассматриваемых ВТ в сопловом сечении составлял 15,7 мм. Сменные входные сопла выполнены однозаходными, прямоугольного сечения; обтекаемая поверхность сопел выполнена по спирали Архимеда.

Величина полного действительного расхода измерялась мерным соплом, установленным на входе в ВТ, а теоретический расход рассчитывался авторами для критического режима истечения воздуха через сужающееся сопло [3]. Для определения расходов холодного и горячего потоков использовались соответствующие ресиверы, имеющие мерные сопла, термометры и манометры.

Предварительно были определены коэффициенты расхода α_c для отдельных сопел без ВТ (результаты приведены на рис. 1 и 2).

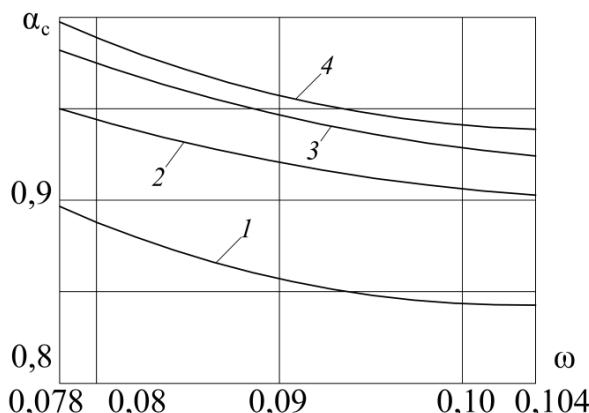


Рис. 1. Коэффициент расхода отдельного сопла при $\delta = 1,0$: 1 – при давлении $p_0 = 2$ ата; 2 – $p_0 = 3$ ата; 3 – $p_0 = 4$ ата; 4 – $p_0 = 5$ ата

Температура входящего в ВТ воздуха составляла $T_0 = 24$ °С. Полученные значения коэффициентов расхода α_c одиночных сопел сильно зависят от относительной площади ω сопла (отношение величин площади сопла и площади поперечного сечения ВТ в сопловом сечении) и первоначального давления p_0 сжатого воздуха.

Для отдельного сопла, полностью открытого с обеих сторон (рис. 1), величина коэффициента расхода достигает значения $\alpha_c = 0,995$ при $\omega = 0,078$ и $p_0 = 5$ ата, уменьшаясь с ростом величины ω и уменьшением p_0 .

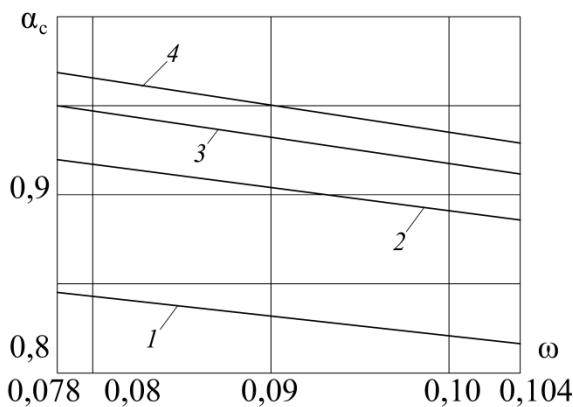


Рис. 2. Коеффициент расхода отдельного сопла при $\delta = 0,42$: 1 – при давлении $p_0 = 2$ ата; 2 – $p_0 = 3$ ата; 3 – $p_0 = 4$ ата; 4 – $p_0 = 5$ ата

Наличие с одной стороны сопла диафрагмы с центральным отверстием $\delta = 0,42$ (рис. 2) снижает максимальную величину коэффициента расхода α_c до 0,965, сохраняя такой же характер зависимости α_c от ω и p_0 , как и для полностью открытого сопла. Отметим, что величина δ равна отношению диаметра отверстия диафрагмы к диаметру ВТ в сопловом сечении.

Авторами установлено, что изменение величины относительного диаметра отверстия диафрагмы в пределах $0 < \delta < 1$ не влияет на величину коэффициента расхода отдельного сопла.

Коэффициент расхода α полностью собранных ВТ оказался зависящим, также как и полный расход сжатого воздуха, от конструктивных (тип трубы, относительная величина площади сопла ω и отверстия диафрагмы δ) и режимных (давление p_0 сжатого воздуха, относительный массовый расход μ холодного воздуха) параметров.

Полученные авторами данные, приведенные на рис. 3, показывают, что коэффициент расхода α увеличивается с ростом начального давления p_0 сжатого воздуха, особенно интенсивно при небольших давлениях.

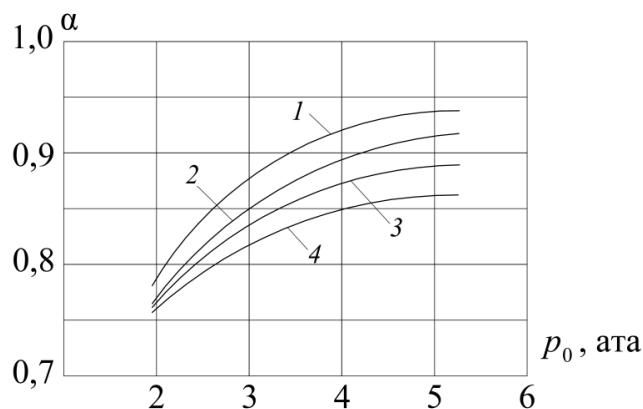


Рис. 3. Зависимость коэффициента расхода начального давления воздуха для ВТ (типа 2) при $\delta = 0,42$: 1 – при относительной площади сопла $\omega = 0,078$; 2 – $\omega = 0,09$; 3 – $\omega = 0,104$; 4 – $\omega = 0,111$

Увеличение относительной площади ω выходных сопел ВТ снижает коэффициент расхода, особенно значительно при больших давлениях сжатого воздуха. Отмеченная авторами зависимость α от ω и p_0 аналогична зависимости этих величин для отдельных сопел (рис. 1 и 2). Однако для целых ВТ величина коэффициента расхода α оказывается гораздо ниже значения α_c отдельных сопел [6, 7].

Зависимость коэффициента расхода от величины μ относительного массового расхода холодного воздуха для различных конструкций ВТ показана на рис. 4.

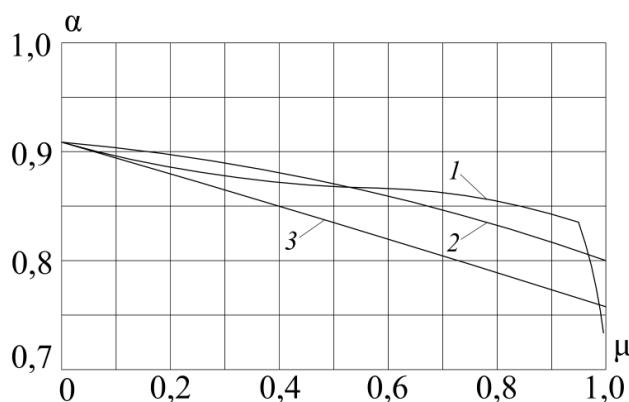


Рис. 4. Зависимость коэффициента расхода от величины относительного расхода холодного воздуха при $\omega = 0,09$, $\delta = 0,42$, $p_0 = 4$ ата: 1 – ВТ тип 1; 2 – ВТ тип 2, 3 – ВТ тип 3

Повышение значения μ приводит к снижению коэффициента расхода для всех типов вихревых энергоразделителей. Однако во всех случаях наименьший коэффициент расхода имеют конические трубы длиной 13 калибров (тип 3), причем для этой ВТ наблюдается наиболее резкое падение величины α при увеличении параметра μ .

Можно заметить, что характер зависимости коэффициента α от μ качественно совпадает с зависимостью величины ΔT_x степени охлаждения воздуха от μ , показанной на рис. 5 для трех рассматриваемых модификаций вихревых энергоразделителей. Отмеченное совпадение позволяет сделать заключение о непосредственной связи между термодинамической эффективностью и расходом воздуха через ВТ.

Исследования влияния относительного диаметра отверстия диафрагмы для величин δ , равных 0,42; 0,48; 0,54 и 0,60, показали увеличение коэффициента расхода α с ростом величины δ , особенно в области небольших значений этого параметра [8, 9].

В результате математической обработки полученных авторами экспериментальных данных (рис. 5) выведены уравнения для расчетного определения коэффициентов расхода.

Коэффициент расхода $\alpha_{\text{ц}}$ цилиндрических вихревых труб определяется уравнением:

$$\alpha_{\text{ц}} = A - 0,036 \cdot \left[36,2 \cdot (\omega - 0,078) + \frac{\mu}{\delta} \right]. \quad (1)$$



Для конических вихревых труб получена зависимость:

$$\alpha_k = A - 0,051 \cdot \left[25,5 \cdot (\omega - 0,078) + \frac{\mu}{\delta} \right]. \quad (2)$$

В уравнениях (1) и (2) величина постоянного коэффициента A зависит от давления сжатого воздуха: при $p_0 = 2, 3, 4, 5$, значения A составляют 0,80, 0,90, 0,93, 0,94 соответственно.

Необходимо отметить, что зависимости (1) и (2) действительны только для исследованных трех типов вихревых труб в использованном диапазоне конструктивных и режимных параметров [10, 11].

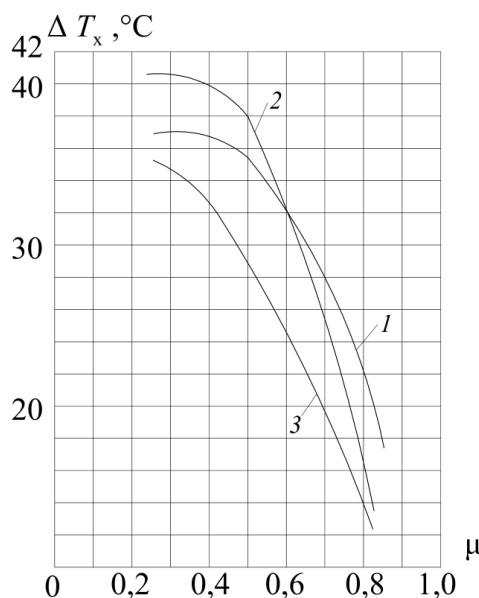


Рис. 5. Эффективность охлаждения различных вихревых труб: 1 – ВТ тип 1; 2 – ВТ тип 2, 3 – ВТ тип 3

Выводы по проведенным исследованиям

Авторами получено и численно доказано, что коэффициент расхода вихревых труб разный для устройств различных видов. Для каждого типа вихревой трубы коэффициент расхода зависит от конструктивных и режимных параметров, увеличиваясь с ростом давления сжатого воздуха и относительного диаметра отверстия диафрагмы и уменьшаясь с увеличением относительной площади сопла и относительной массовой доли расхода охлажденного воздуха.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мартынов, А. В. Что такое вихревая труба? / А. В. Мартынов, В. М. Бродянский. – Москва : Энергия, 1976. – 152 с.
2. Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – Москва : Машиностроение, 1969. – 183 с.
3. Вихревые аппараты / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. – Москва : Машиностроение, 1985. – 256 с.
4. Кузнецов, В. И. Исследование характеристик вихревой трубы / В. И. Кузнецов, В. В. Макаров, А. С. Грицай. – Текст : электронный // Омский научный вестник. Серия



авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2022. – Том 6, № 2. – С. 85–89. – DOI 10.25206/2588-0373-2022-6-2-85-89.

5. Кукис, В. С. Оптимизация параметров вихревой трубы / В. С. Кукис, Д. В. Шабалин, Е. А. Омельченко. – Текст : электронный // Международный научно-исследовательский журнал. – 2016. – № 10-2 (52). – С. 66–70. – DOI 10.18454/IRJ.2016.52.127.

6. Пиралишвили, Ш. А. Визуализация структуры течения в противоточной вихревой трубе / Ш. А. Пиралишвили, С. В. Веретенников, В. А. Тряпина // Тепловые процессы в технике. – 2023. – Том 15, № 10. – С. 439–447.

7. Zhang, B. Prospective applications of Ranque-Hilsch vortex tubes to sustainable energy utilization and energy efficiency improvement with energy and mass separation / B. Zhang, X. Guo // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2018. – Volume 89. – P. 135–150.

8. Дыскин, Л. М. К расчету вихревых термостатов / Л. М. Дыскин // Известия высших учебных заведений. Энергетика. – 1985. – № 10. – С. 101–104.

9. Термодинамическое обоснование применения вихревых труб в системах кондиционирования воздуха / М. В. Бодров, И. П. Григорьевская, М. С. Морозов, А. Н. Пылаев // Приволжский научный журнал / Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. – Нижний Новгород : ННГАСУ, 2025. – № 1. – С. 69–76.

10. Xue, Y. A critical review of temperature separation in a vortex tube / Y. Xue, M. Arjomandi, R. Kelso // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2010. – Volume 34, № 8. – P. 1367–1374. – DOI 10.1016/j.expthermflusci.2010.06.010.

11. Gutak, A. D. Experimental investigation and industrial application of Ranque-Hilsch vortex tube / A. D. Gutak // International Journal of Refrigeration. – 2015. – Volume 49. – P. 93–98. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2014.09.021.

BODROV Mikhail Valerevich¹, doctor of technical sciences, professor, holder of the chair of heating and ventilation; STEPANOV Oleg Andreevich², doctor of technical sciences, professor, consultant of the chair of industrial heat power engineering; PYLAEV Aleksandr Nikolaevich¹, postgraduate student of the chair of heating and ventilation; BESHLYAGA Artyom Vladislavovich¹, master degree student of the chair of heating and ventilation

METHOD FOR DETERMINING THE DISCHARGE COEFFICIENT OF LOW-PRESSURE VORTEX PIPES

¹Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering.
65, Iljinskaya St., Nizhny Novgorod, 603952, Russia.

Tel.: (831) 430-54-92; e-mail: tes84@inbox.ru

²Industrial University of Tyumen.

38, Volodarskogo St., Tyumen, 625000, Russia.
Tel.: (3452) 28-37-71; e-mail: stepanovoa@tyuiu.ru

Key words: vortex tubes, flow coefficient, energy efficiency, diaphragm, mass air flow rate.

The article presents a method for determining the flow coefficient of low-pressure vortex pipes and the factors that determine its value. The resulting calculation equations for determining the flow coefficient serve as a basis for conducting engineering calculations to determine the main thermodynamic characteristics of vortex pipes when used in air conditioning systems.



REFERENCES

1. Martynov A. V., Brodyanskiy V. M. Chto takoe vikhrevaya truba? [What is a vortex pipe?]. Moscow, Energiya, 1976, 152 p.
2. Merkulov A. P. Vikhrevoy effekt i ego primenenie v tekhnike [Vortex effect and its application in engineering]. Moscow, Mashinostroenie, 1969, 183 p.
3. Suslov A. D., Ivanov S. V., Murashkin A. V., Chizhikov Yu. V. Vikhrevye apparaty [Vortex apparatuses]. Moscow, Mashinostroenie, 1985, 256 p.
4. Kuznetsov V. I., Makarov V. V., Gritsay A. S. Issledovanie kharakteristik vikhrevoy truby [Investigation of the Characteristics of a Vortex Pipe]. Omskiy nauchny vestnik. Seriya avitsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie [Omsk Scientific Bulletin. Series on Aviation, Rocket, and Power Engineering]. 2022, № 2, Vol. 6. P. 85–89. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-85-89.
5. Kukis V. S., Shabalin D. V., Omelchenko E. A. Optimizatsiya parametrov vikhrevoy truby [Optimization of the Parameters of a Vortex Pipe]. Mezhdunarodny nauchno-issledovatelskiy zhurnal [International Research Journal]. 2016, № 10-2 (52). P. 66–70. DOI: 10.18454/IRJ.2016.52.127.
6. Pirashvili Sh. A., Veretennikov S. V., Tryapina V. A. Vizualizatsiya struktury techeniya v protivotochnoy vikhrevoy trube [Visualization of the Flow Structure in a Counterflow Vortex Pipe]. Teplovye processy v tekhnike [Thermal Processes in Engineering]. 2023, № 10, Vol. 15. P. 439–447.
7. Zhang B. Guo X. Prospective applications of Ranque-Hilsch vortex tubes to sustainable energy utilization and energy efficiency improvement with energy and mass separation. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018. Vol. 89. P. 135–150.
8. Dyskin L. M. K raschetu vikhrevykh termostatov [To the calculation of vortex thermostats]. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Energetika [News of higher educational institutions. Energetika]. 1985, № 10, P. 101-104.
9. Bodrov M. V., Grimalovskaya I. P., Morozov M. S., Pylaev A. N. Termodinamicheskoe obosnovanie primeneniya vikhrevykh trub v sistemakh konditsionirovaniya vozdukha [Thermodynamic substantiation of the application of vortex pipes in air conditioning systems]. Privilzhskiy nauchny zhurnal [Privilzhsky Scientific Journal]. NNGASU. Nizhny Novgorod, 2025. № 1, P. 69–76.
10. Xue Y., Arjomandi M., Kelso R. A critical review of temperature separation in a vortex tube. Experimental Thermal and Fluid Science. 2010, Vol. 34, №. 8. P. 1367–1374. DOI:10.1016/j.expthermflusci.2010.06.010.
11. Gutak A. D. Experimental investigation and industrial application of Ranque-Hilsch vortex tube. International Journal of Refrigeration. 2015, Vol. 49. P. 93–98. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2014.09.021.

© М. В. Бодров, О. А. Степанов, А. Н. Пылаев, А. В. Бешляга, 2025
Получено: 05.11.2025 г.