



УДК 628.8:697.911

М. В. БОДРОВ¹, д-р техн. наук, зав. кафедрой отопления и вентиляции;
В. В. МИРОНОВ², д-р техн. наук, проф., проф. кафедры инженерных систем и сооружений; **А. Н. ПЫЛАЕВ¹**, аспирант кафедры отопления и вентиляции;
А. В. БЕШЛЯГА¹, магистрант кафедры отопления и вентиляции

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА НИЗКОНАПОРНЫХ ВИХРЕВЫХ ТРУБ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

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

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

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

²ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет».

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

Тел.: (3452) 28-37-45; эл. почта: mironovvv@tyuiu.ru

Ключевые слова: вихревые трубы, параллельное присоединение, холодопроизводительность, температурная эффективность.

Рассмотрены области применения и методика расчета вихревых энергоразделителей при проектировании систем кондиционирования воздуха. Получены аналитические зависимости по определению основных энергетических параметров низконапорных вихревых труб. Приведен пример расчета основных термодинамических параметров параллельно соединенных вихревых труб.

Введение

В настоящее время специалисты строительной отрасли нашей страны рассматривают различные возможности для снижения энергопотребления и повышения экологической безопасности систем обеспечения параметров микроклимата гражданских и промышленных объектов. Как известно, одними из самых энергоемких являются системы кондиционирования воздуха, которые, ввиду применения фреона, не всегда соответствуют экологическим требованиям [1–4].

Применение низконапорных вихревых труб (ВТ) для охлаждения воздуха, несмотря на их низкую стоимость, конструктивную простоту и высокую надежность в работе, встречается на практике довольно редко, в основном, в системах невысокой производительности по воздуху [1, 5].

Температура охлажденного воздуха (T_1) после вихревой трубы при постоянных параметрах сжатого воздуха на входе определяются отношением μ массового расхода охлажденного воздуха (G_x) к массовому расходу сжатого воздуха (G). Отметим, что наиболее низкая температура охлажденного воздуха достигается при значениях $\mu = 0,25...0,3$, а максимальная холодопроизводительность – при $\mu = 0,6...0,7$ [6–8].

Методы исследований

Для анализа процессов динамики изменения температуры охлажденного воздуха независимо от изменения расхода можно использовать две параллельно



работающие ВТ, принципиальная схема которых представлена на рис. 1. Предложенная установка является наиболее рациональной и экономичной при работе основной ВТ 1 в постоянном режиме при значениях $\mu = 0,6 \dots 0,7$, а дополнительная ВТ 2, обвязанная параллельно с основной ВТ 1, служит только для изменения параметров температуры охлажденного воздуха [9].

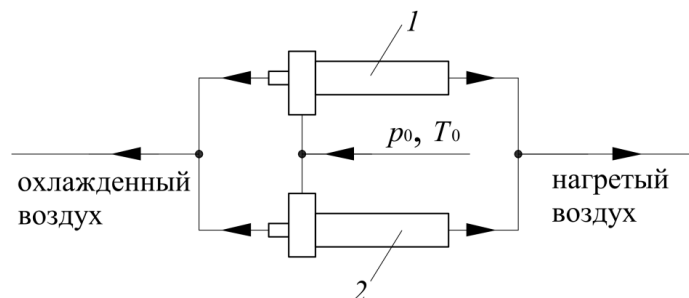


Рис. 1. Схема установки с двумя параллельно включенными вихревыми трубами: 1 – основная вихревая труба; 2 – дополнительная вихревая труба

Методологически авторами предложен следующий способ расчета двух параллельно работающих вихревых труб.

При выполнении первого этапа расчетов исследуются оптимальные режимы эксплуатации основной ВТ 1 путем определения массового расхода охлажденного воздуха μ по заданным значениям холодопроизводительности установки Q_x , Вт, и величине охлаждения воздуха Δt_x , °С.

При выполнении второго этапа расчетов, задавшись оптимальной величиной $\mu = 0,65$, находят полный расход сжатого воздуха G , кг/ч. Необходимое давление сжатого воздуха p_0 , Па, определяется по графику, приведенному авторами на рис. 2, по обобщенным характеристикам ВТ [1], используя метод последовательных приближений.

На рис. 2: η – температурная эффективность вихревой трубы по охлажденному воздуху; η_r – температурная эффективность вихревой трубы по нагретому воздуху; π – степень расширения сжатого воздуха; F_c – величина площади входного сечения сопла ВТ, отнесенная к площади поперечного сечения вихревой трубы; D_d – диаметр отверстия диафрагмы.

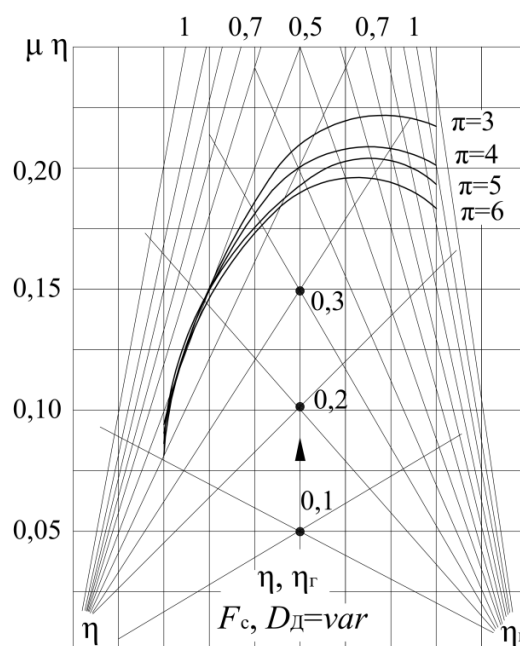


Рис. 2. Обобщенные характеристики вихревой трубы

Во-первых, задаются произвольной величиной $\pi = \frac{p_0}{p_x}$ отношения давлений сжатого p_0 и охлажденного p_x воздуха.

По известным значениям величин μ и π из обобщенных характеристик (рис. 2) определяется температурная эффективность вихревой трубы:

$$\eta = \frac{\Delta t_x}{\Delta t_s}, \quad (1)$$

где Δt_x – заданная величина охлаждения воздуха в основной ВТ;

Δt_s – величина охлаждения воздуха при изоэнтروпийном расширении.

Следовательно, можно получить, что $\Delta t_s = \frac{\Delta t_x}{\eta}$.

Во-вторых, по известному соотношению [2, 3] значение величины охлаждения воздуха при изоэнтропийном расширении Δt_s составляет:

$$\Delta t_s = T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (2)$$

откуда можно найти отношения давлений π :

$$\pi = \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta t_s}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}}}, \quad (3)$$

где T_0 – температура сжатого воздуха на входе в вихревую трубу;

k – показатель адиабаты для воздуха.



После определения по зависимости (2) величины Δt_s находят из уравнения (3) уточненное значение отношения давлений π . Затем, по оптимальной величине μ и уточненному значению π определяют из обобщенных характеристик (рис. 2) уточненное значение температурной эффективности η . Если последнее и предыдущее значения η не совпадают, то расчет повторяется по уточненному значению η до совпадения конечной и предыдущей величин η .

Определив таким образом необходимое значение π , находят давление сжатого воздуха p_0 , задавшись предварительно величиной давления охлажденного воздуха p_x , Па, (как правило, абсолютное давление $p_x = 1,0$ атм). Конструктивные размеры основной вихревой трубы рассчитывают по расходу, давлению и температуре сжатого воздуха. При этом давление сжатого воздуха перед дополнительной и основной вихревыми трубами принимают одинаковыми.

В случае необходимости сохранения постоянного расхода охлажденного воздуха при изменении его температуры дополнительную вихревую трубу рассчитывают на минимальные значения расхода сжатого воздуха, при котором конструктивные (геометрические и технологические) размеры ВТ оказываются еще приемлемыми.

Если при изменении температуры охлажденного воздуха необходимо значительно изменять его расход, дополнительную вихревую трубу рассчитывают, соответственно, на большие расходы сжатого воздуха.

При проведении расчетов для дополнительной вихревой трубы считают заданными следующие величины: отношение расходов воздуха m , охлажденного в дополнительной и основной трубах; значение отношения давлений π ; температуру сжатого воздуха T_0 ; температуру T_1 воздуха, охлажденного в основной ВТ; температуру воздуха T после смешения потоков охлажденного воздуха, выходящих из обеих вихревых труб.

Температура T после смешения определяется по формуле:

$$T = \frac{T_1 + m \cdot T_2}{1 + m}, \quad (4)$$

где T_1 и T_2 – абсолютные температуры, соответственно, первого и второго потоков;

m – отношение массовых расходов второго и первого потоков.

Используя уравнение (4), находят необходимую температуру воздуха, охлажденного в дополнительной ВТ:

$$T_2 = \frac{T \cdot (1 + m) - T_1}{m}, \quad (5)$$

а величина охлаждения воздуха в дополнительной ВТ составляет:

$$\Delta t_s = T_0 - T_2. \quad (6)$$

Значение величины Δt_s подсчитывают по уравнению (2), а величину η – по уравнению (1). Затем по обобщенным характеристикам вихревой трубы (рис. 2) для известных π и η определяют соответствующее значение величины μ .

Зная массовый расход охлажденного воздуха G_x , кг/ч, и величину μ для дополнительной вихревой трубы, находят полный расход сжатого воздуха этой трубой G , кг/ч. Конструктивные размеры дополнительной вихревой трубы определяют по значениям расхода, давления и температуры сжатого воздуха [10, 11].

Выводы по проведенным исследованиям

В качестве заключения приведем следующий пример расчета параллельно соединенных низконапорных вихревых труб.

Исходные данные. Определить необходимое давление сжатого воздуха перед вихревыми трубами и величину μ_2 для дополнительной вихревой трубы, если известны: температура сжатого воздуха $T_0 = 27^\circ\text{C}$; величина охлаждения воздуха в основной вихревой трубе $\Delta t_{x1} = 30^\circ\text{C}$; относительный расход охлажденного воздуха в основной вихревой трубе $\mu_1 = 0,65$; отношение расходов воздуха, охлажденного в дополнительной и основной вихревых трубах $m = 0,2$; температура воздуха, поступающего к потребителю после смешения обоих потоков охлажденного воздуха, $T = -5^\circ\text{C}$; показатель адиабаты для воздуха $k = 1,4$.

Решение. 1. Задаемся в первом приближении величиной $\pi_1 = 4$ и по рис. 2 для $\mu_1 = 0,65$ находим $\eta_1 = 0,33$. Из уравнения (2) определяем изэнтропийный перепад температур:

$$\Delta t_{s1} = \frac{\Delta t_{x1}}{\eta_1} = \frac{30}{0,33} = 91.$$

2. Из уравнения (3) находим уточненное отношение давлений π_1 , соответствующее этому перепаду температур:

$$\pi_1 = \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta t_{s1}}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{91}{300}\right)^{3,5}} = 3,54.$$

3. По найденному значению $\pi_1 = 3,54$ и величине $\mu_1 = 0,65$ находим по рис. 2 новое значение $\eta_1 = 0,39$, которому соответствует изэнтропийный перепад температур:

$$\Delta t_{s1} = \frac{30}{0,39} = 77,$$

и вторично уточненное отношение давлений:

$$\pi_1 = \frac{1}{\left(1 - \frac{77}{300}\right)^{3,5}} = 2,8.$$

4. При значениях $\pi_1 = 2,8$ и $\mu_1 = 0,65$ из графика на рис. 2 находим $\eta_1 = 0,365$. Вновь найденной величине η_1 соответствует изэнтропийный перепад температур:

$$\Delta t_{s1} = \frac{30}{0,365} = 82,$$

и в третий раз уточненное отношение давлений равно:

$$\pi_1 = \frac{1}{\left(1 - \frac{82}{300}\right)^{3,5}} = 3,06.$$

5. По рис. 2 для значений $\pi_1 = 3,06$ и $\mu_1 = 0,65$ находим $\eta_1 = 0,36$. Эта величина достаточно хорошо и точно совпадает с предыдущим значением $\eta_1 = 0,365$, поэтому окончательно принимаем величину $\pi_1 = 3,06$. Считая



абсолютное давление охлажденного воздуха $p_x = 1$ атм, определяем искомую величину абсолютного давления сжатого воздуха:

$$p_0 = \pi_1 \cdot p_x = 3,06 \cdot 1 = 3,06 \text{ атм.}$$

Такое же давление сжатого воздуха принимаем и для дополнительной вихревой трубы.

6. Из уравнения (5) находим необходимую температуру воздуха, охлажденного в дополнительной вихревой трубе:

$$T_2 = \frac{T \cdot (1 + m) - T_1}{m} = \frac{268 \cdot (1 + 0,2) - 270}{0,2} = 262 \text{ К} = -11 \text{ °C}.$$

7. Величина охлаждения воздуха в дополнительной ВТ составляет:

$$\Delta t_{x2} = T_0 - T_2 = 27 - (-11) = 38 \text{ °C}.$$

8. Считая отношение давлений таким же, как и в основной вихревой трубе ($\pi_2 = \pi_1 \approx 3$), определяем соответствующий изоэнтропийный перепад температур в дополнительной вихревой трубе:

$$\Delta t_{s2} = T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 300 \cdot \left(1 - \frac{1}{3^{0,286}} \right) = 81 \text{ °C},$$

чему соответствует температурная эффективность:

$$\eta_2 = \frac{\Delta t_{x2}}{\Delta t_{s2}} = \frac{38}{81} = 0,47.$$

По рис. 2 для $\pi_2 = 3$ и $\eta_2 = 0,47$ находим требуемую величину относительного расхода охлажденного воздуха $\mu_2 = 0,35$.

Авторами рекомендуется использование предлагаемой методики при проектировании и конструировании экологически безопасных систем кондиционирования воздуха на основе применения вихревых энергоразделителей на машиностроительных и сельскохозяйственных предприятиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дыскин, Л. М. Вихревые термостаты и воздухоохладители : учебное пособие / Л. М. Дыскин ; Нижегородский государственный университет им. Н. И. Лобачевского. – Нижний Новгород : НАСИ, 1991. – 85 с. – ISBN 5-230-04126-9.
2. Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – Москва : Машиностроение, 1969. – 183 с.
3. Кузнецов, В. И. Физико-математическая модель рабочего процесса вихревой трубы / В. И. Кузнецов, В. В. Макаров, А. Ю. Шандер // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2021. – Т. 5, № 2. – С. 78–87. – DOI 10.25206/2588-0373-2021-5-2-78-87.
4. Вихревые аппараты / А. Д. Сулов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. – Москва : Машиностроение, 1985. – 256 с.
5. Сентяков, Б. А. Вихревой энергоразделитель потока / Б. А. Сентяков, А. Д. Холов // Автоматизация. Современные технологии. – 2021. – Т. 75, № 7. – С. 311–313.
6. Abdullaev, B. Natural gas purification from high hydrocarbons in a vortex tube / B. Abdullaev, A. Begmatov // Universum : технические науки. – 2025. – No. 5 (134). – P. 29–32. – DOI 10.32743/UniTech.2025.134.5.20000.



7. Пиралишвили, Ш. А. Численное исследование характеристик вихревой трубы с дополнительным потоком в стационарной и нестационарной постановках / Ш. А. Пиралишвили, О. А. Соколова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва. – 2015. – Т. 14, № 2. – С. 151–158. – DOI 10.18287/2412-7329-2015-14-2-151-158.

8. Картапов, Б. А. Разработка математической модели вихревой трубы / Б. А. Картапов // Актуальные проблемы инженерных наук : материалы VIII (65-й) ежегодной научно-практической конференции Северо-Кавказского федерального университета, Ставрополь, 12–30 апреля 2021 года. – Ставрополь : Издательский дом «Тэсэра», 2021. – С. 304–309. – ISBN 9485950055690. – EDN МРНОАХ.

9. Шайкина, А. А. Численное моделирование рабочего процесса вихревой трубы с дополнительным потоком в нестационарной постановке / А. А. Шайкина, Е. А. Попкова // Наука. Образование. Общество : материалы Всероссийской научно-технической конференции, Рыбинск, 12-13 октября 2017 года. Том 1. – Рыбинск : Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева, 2017. – С. 132–136.

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

11. Xue, Y. A critical review of temperature separation in a vortex tube / Y. Xue, M. Arjomandi, R. Kelso // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2010. – Vol. 34 (8). – P. 1367–1374. – DOI 10.1016/j.expthermflusci.2010.06.010.

BODROV Mikhail Valerevich¹, doctor of technical sciences, professor, holder of the chair of heating and ventilation; MIRONOV Victor Vladimirovich², doctor of technical sciences, professor, professor of the chair of engineering systems and structures; 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

RESEARCH OF CALCULATION METHODS OF LOW-PRESSURE VORTEX TUBES IN AIR CONDITIONING SYSTEMS

¹Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering.

65, Iljinskaya St., Nizhny Novgorod, 603952, Russia.

Tel./fax: (831) 430-54-85; e-mail: tes84@inbox.ru

²Tyumen Industrial University.

38, Volodarsky St., Tyumen, 625000, Russia.

Tel.: (3452) 28-37-45; e-mail: mironovvv@tyuiu.ru

Key words: vortex tubes, parallel connection, refrigeration capacity, temperature efficiency.

This paper examines the practical applications and engineering calculation methodologies for vortex energy separators in the design of air conditioning systems. Analytical correlations have been derived to determine the primary energy performance parameters of low-pressure vortex tubes. Additionally, a practical example demonstrating the calculation of the key thermodynamic parameters for a parallel vortex tube configuration is presented.

REFERENCES

1. Dyskin L. M. Vikhrevye termostaty i vozdukhokladiteli [Vortex thermostats and air coolers] : учебное пособие. Nizhny Novgorod, NASI, 1991, 85 p. ISBN 5-230-04126-9.



2. Merkulov A. P. Vikhrevoy effekt i yego primeneniye v tekhnike [Vortex effect and its application in engineering]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1969, 183 p.
3. Kuznetsov V. I., Makarov V. V., Shander A. Yu. Fiziko-matematicheskaya model rabocheho protsessa vikhrevoy truby [Physico-mathematical model of the working process of a vortex tube]. Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye [Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering]. Omsk, 2021, Vol. 5, № 2, P. 78–87. DOI 10.25206/2588-0373-2021-5-2-78-87.
4. Suslov A. D., Ivanov S. V., Murashkin A. V., Chizhikov Yu. V. Vikhrevye apparaty [Vortex apparatus]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1985, 256 p.
5. Sentyakov B. A., Kholov A. D. Vikhrevoy energorazdelitel potoka [Vortex flow energy separator]. Avtomatizatsiya. Sovremennyye tekhnologii [Automation. Modern Technologies]. Moscow, 2021, Vol. 75, № 7, P. 311–313.
6. Abdullaev B., Begmatov A. Natural gas purification from high hydrocarbons in a vortex tube. Universum : tekhnicheskie nauki [Universum: Technical Sciences]. 2025, № 5 (134), P. 29–32. DOI 10.32743/UniTech.2025.134.5.20000.
7. Piralishvili Sh. A., Sokolova O. A. Chislennoe issledovaniye kharakteristik vikhrevoy truby s dopolnitelnym potokom v statsionarnoy i nestatsionarnoy postanovkakh [Numerical study of the characteristics of a vortex tube with an additional flow in steady and unsteady formulations]. Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S. P. Korolyova [Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering]. Samara, 2015, Vol. 14, № 2, P. 151–158. DOI 10.18287/2412-7329-2015-14-2-151-158.
8. Kartapov B. A. Razrabotka matematicheskoy modeli vikhrevoy truby [Development of a mathematical model of a vortex tube]. Aktualnye problemy inzhernykh nauk [Actual problems of engineering sciences]: materialy VIII (65-y) yezhegodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii Severo-Kavkazskogo federalnogo universiteta, 12–30 aprelya 2021 goda. Stavropol, Tesera, 2021, P. 304–309. ISBN 9485950055690. EDN MPH0AX.
9. Shaykina A. A., Popkova E. A. Chislennoe modelirovaniye rabocheho protsessa vikhrevoy truby s dopolnitelnym potokom v nestatsionarnoy postanovke [Numerical simulation of the working process of a vortex tube with an additional flow in an unsteady formulation]. Nauka. Obrazovaniye. Obshchestvo [Science. Education. Society] : materialy Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, 12-13 oktyabrya 2017 goda. Vol 1. Rybinsk, Rybinskiy gosudarstvennyy aviatsionnyy tekhnicheskiiy universitet im. P. A. Solovyova, 2017, P. 132–136.
10. 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.
11. 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.

© М. В. Бодров, В. В. Миронов, А. Н. Пылаев, А. В. Бешляга, 2026

Получено: 08.04.2026 г.