



УДК 621.5:66.047.17

М. В. БОДРОВ, д-р техн. наук, зав. кафедрой отопления и вентиляции;
М. С. МОРОЗОВ, ст. преп. кафедры отопления и вентиляции;
А. Н. ПЫЛАЕВ, аспирант кафедры отопления и вентиляции

МЕТОДИКА ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО РАСЧЕТА ВИХРЕВЫХ ОСУШИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА

ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»
Россия, 603952, г. Н. Новгород, ул. Ильинская, д. 65. Тел.: (831) 430-54-85;
эл. почта: tes84@mail.ru

Ключевые слова: вихревая труба, осушка воздуха, холодопроизводительность, влагосодержание.

Разработана методика процесса осушки воздуха в вихревых трубах, включающая уравнения энергетического баланса воздухоосушителя, холодопроизводительности вихревой трубы, теплоты фазовых превращений, позволяющая уточнить действительные характеристики охлаждения воздуха.

Повышение энергоэффективности при производстве сжатого воздуха в строительстве является одной из приоритетных задач. Сжатый воздух перед промышленным использованием необходимо осушить для снижения коррозии воздухопроводов и повышения надежности работы технологического оборудования. Наиболее распространенный способ осушки воздуха является охлаждение с использованием теплообменника и холодильной установки. При сравнительно небольших расходах сжатого воздуха или возможности понижения его давления целесообразно использовать вихревые трубы [1, 2, 3, 4].

Расчетная схема исследуемого воздухоосушителя показана на рис. 1. Исходный влажный воздух с температурой T_0 , давлением p_0 и влагосодержанием d_0 поступает в теплообменник 1, где охлаждается до температуры T_1 холодным воздухом, выходящим из вихревой трубы 2. За счет охлаждения находящиеся в сжатом воздухе водяные пары конденсируются, а конденсат удаляется через сливное устройство 3. Осушенный до влагосодержания d_1 сжатый воздух частично или полностью поступает в вихревую трубу, где разделяется на потоки: охлажденный с температурой T_x и давлением p_x и нагретый с температурой T_r и давлением p_r . Далее холодный поток направляют из вихревой трубы в теплообменник, в котором он охлаждает исходный сжатый воздух, нагреваясь при этом до температуры T_2 .

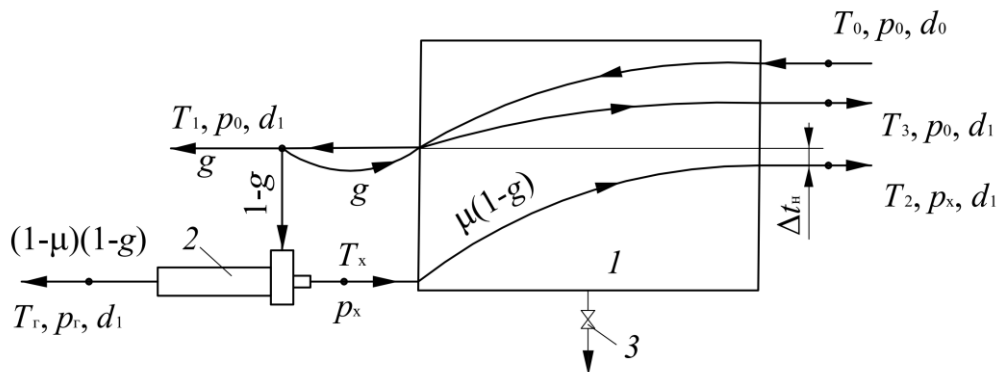


Рис. 1. Расчетная схема вихревого осушителя воздуха: 1 – теплообменник, 2 – вихревая труба, 3 – сливное устройство

Потоки с температурами T_2 и T_T имеют влагосодержание d_1 и могут быть использованы потребителями сухого воздуха низкого давления. Остальную часть охлажденного и осушенного воздуха в теплообменнике сжатого воздуха возвращают в теплообменник для дополнительного охлаждения исходного сжатого воздуха за счет регенерации холода возвращаемого потока. Регенерируемый поток нагревается в теплообменнике до температуры T_3 и поступает затем потребителю сухого сжатого воздуха высокого давления.

Для осушителя с идеальной изоляцией относительный расход g_B сжатого воздуха, потребляемого вихревой трубой, определяется по формуле (1):

$$g_B = (\Delta t_T + q'_B / c_p) / (1 - \mu)(T_T - T_3), \quad (1)$$

где $\Delta t_T = T_0 - T_3$ – меньший температурный напор теплообменника; q'_B – теплота конденсации влаги из 1 кг осушаемого сжатого воздуха; c_p – изобарная теплоемкость воздуха; μ – отношение расхода охлажденного воздуха в вихревой трубе воздуха к расходу сжатого воздуха, поступающего в вихревую трубу.

Анализ зависимости (1) позволяет сделать вывод, что при $\Delta t_T = 0$ и в сухом сжатом воздухе ($q'_B = 0$) расход сжатого воздуха через вихревую трубу $g_B = 0$, т. е. устройство охлаждает сжатый воздух, не имея источника холода. Обозначим через g отношение массового расхода осушенного сжатого воздуха высокого давления, поступающего из теплообменника потребителю, к полному расходу исходного влажного сжатого воздуха, подаваемого в теплообменник. Относительный расход через вихревую трубу осушенного сжатого воздуха равен $(1 - g)$, а относительный расход холодного потока из вихревой трубы составляет $\mu \cdot (1 - g)$. В рассматриваемом осушителе (рис. 1) для охлаждения в теплообменнике исходного сжатого воздуха используют два холодных потока: поступающий из вихревой трубы с расходом $\mu \cdot (1 - g)$ и температурой T_x и регенерируемый охлажденный с расходом g и температурой T_1 .

Уравнение теплового баланса осушителя, отнесенное к 1 кг поступающего в теплообменник воздуха, имеет вид:

$$q'_x + q_p = q_T + q_\phi + q_H. \quad (2)$$

Холодопроизводительность вихревой трубы определяется по (3):

$$q'_x = \mu \cdot c_p \cdot (1 - g)(T_1 - T_x) = q_x \cdot (1 - g), \quad (3)$$



где $q_x = \mu \cdot c_p \cdot (T_1 - T_x)$ – удельная располагаемая холодопроизводительность вихревой трубы.

Регенерируемый холод q_p , возвращаемый в теплообменник с потоком g , может быть получен только из части q холода q'_x . В рассматриваемой схеме осушителя не регенерируется холод q_ϕ , затраченный на конденсацию водяных паров. Теряется также холод q_n , равный теплоте недогрева в теплообменнике выходящего из вихревой трубы холодного потока:

$$q = q'_x - q_\phi - q_n. \quad (4)$$

Следовательно, количество регенерируемого воздуха:

$$q_p = g \cdot q = g \cdot (q'_x - q_\phi - q_n), \quad (5)$$

а полное количество поступающего в теплообменник холода

$$q'_x + q_p = (1 + g) \cdot q'_x - g \cdot (q_\phi + q_n). \quad (6)$$

Теплота охлаждения сухого воздуха в теплообменнике равна

$$q_T = c_p \cdot (T_0 - T_1), \quad (7)$$

а теплота недогрева основного холодного потока, поступающего из вихревой трубы в теплообменник, определяется выражением

$$q_x = \mu \cdot c_p \cdot (1 - g) \cdot \Delta t_n. \quad (8)$$

Решая совместно (2), (3), (8) и уравнение теплового баланса теплообменника

$$q_T + q_\phi = q_p + \mu \cdot c_p \cdot (1 - g)(T_2 - T_x), \quad (9)$$

получим

$$\Delta t_n = T_1 - T_2. \quad (10)$$

Удельная теплота фазовых превращений, затрачиваемая в общем случае на охлаждение 1 кг исходного сжатого воздуха водяных паров до состояния насыщения, их конденсацию и охлаждение образовавшегося конденсата до температуры $T_1 < T_n$, равна

$$q_\phi = d_0 \cdot (i_0 - i_0'') + (d_0 - d_1) \cdot (i_0'' - i_1'), \quad (11)$$

где i_0 – энтальпия перегретого пара, находящегося в исходном сжатом воздухе с температурой T_0 ; i_0'' – энтальпия насыщенного пара, соответствующая температуре T_n насыщения исходного сжатого воздуха; i_1' – энтальпия конденсата (льда) при температуре T_1 .

В большинстве случаев исходный сжатый воздух насыщен, поэтому

$$q_\phi = (d_0 - d_1) \cdot (i_0'' - i_1'). \quad (12)$$

Решая совместно (2), (3), (6) и (7) получим:

$$\tau_1 = \frac{T_1}{T_0} = \frac{[1 + (1 + g) \cdot (N_\phi + N_n)]}{[1 + (1 - g^2) \cdot \bar{q}_x]},$$

где $N_\phi = q_\phi / c_p \cdot T_0$ – приведенная теплота фазовых превращений;

$N_n = q_n / c_p \cdot T_0$ – приведенная теплота недогрева.

Приведенная удельная располагаемая холодопроизводительность вихревой трубы

$$\bar{q}_x = q_x / c_p \cdot T_1 = \mu \cdot (1 - \theta_x), \quad (14)$$



где $\theta_x = T_x/T_1$.

Уравнение (13) позволяет также определить величину g относительного расхода при заданной температуре.

Условие охлаждения сжатого воздуха в теплообменнике $\tau_1 < 1$ определяется из (13) в виде соотношения $\bar{q}_x > (N_n + N_\phi)/(1-g)$, определяющего область возможного использования вихревой трубы с заданной располагаемой холодопроизводительностью \bar{q}_x .

В случае $N_n = N_\phi = 0$ при условии $g = 0$ относительная температура $\tau_1 = (1 + \bar{q}_x)^{-1}$, а при $g = 1$ величина $\tau_1 = 1$. Последнее равенство означает, что при отсутствии генерации холода охлаждение сжатого воздуха в теплообменнике не происходит.

Решая совместно (3), (5) и соотношение для величины холода регенерации

$$q_p = c_p \cdot g \cdot (T_3 - T_1), \quad (15)$$

получим выражение, определяющее относительную температуру нагрева в теплообменнике регенерируемого потока:

$$\tau_3 = T_3/T_0 = \tau_1 \cdot [1 + (1-g) \cdot \bar{g}_x] - (N_n + N_\phi), \quad (16)$$

которое с учетом (13) принимает вид:

$$\tau_3 = \frac{[1 + (1+g) \cdot (N_n + N_\phi)] \cdot [1 + (1-g) \cdot \bar{q}_x]}{[1 + (1-g^2) \cdot \bar{q}_x] - (N_n + N_\phi)}. \quad (17)$$

Из уравнения (17) при условии $g = 0$ следует, что $\tau_3 = 1$. Это означает, что даже при полной регенерации холода поток g может быть нагрет до предельной температуры T_0 только в том случае, если его расход равен нулю. В рабочем диапазоне расходов $1 > g > 0$ всегда $\tau_3 < 1$, т. е. $T_3 < T_0$.

Равенство $\tau_3 = 1$ соблюдается также при условии $g = 1$ (вихревая труба отключена) и $N_n = N_\phi = 0$, что очевидно, поскольку в этом случае отсутствует генерация холода в осушителе.

Графики функций (13) и (17) являются параболой, обращенными выпуклостью вниз, и имеют минимумы при $g = 0$ и $g = 0,5$ соответственно. В случае отсутствия регенерации холода, уравнение теплового баланса осушителя имеет вид:

$$q'_x = q_T + q_n + q_\phi. \quad (18)$$

Решая соотношение (18) с помощью выражений (3) и (7), получим

$$\tau_1 = (1 + N_n + N_\phi) / [1 + (1-g) \cdot \bar{q}_x]. \quad (19)$$

Уравнения (13) и (19) при условии поступления в вихревую трубу всего осушенного сжатого воздуха ($g = 0$) преобразуются к виду

$$\tau_1 = (1 + N_n + N_\phi) / (1 + \bar{q}_x). \quad (20)$$

Таким образом, уравнение (13) применимо для осушителя с регенерацией холода и расходом $g > 0$; уравнение (19) – для осушителя без регенерации холода $g > 0$; уравнение (20) – для осушителя с понижением давления всего осушенного воздуха при $g = 0$.

Задавшись величиной Δt_n , которая, как показывают экспериментальные данные, в большинстве случаев близка к нулю, находят по уравнению (8) величину q_n для заданного расхода g .



По известным параметрам исходного влажного воздуха p_0 , T_0 , d_0 , i_0 , i'_1 и заданной в первом приближении величине τ_1 (T_1) определяют по уравнениям (11) или (12) величину q_Φ .

Для определения величины d_1 , входящей в уравнения (11) и (12), используют известное соотношение

$$d_1 = \frac{0,622 \cdot p_{н1}}{p_0 - p_{н1}}, \quad (21)$$

в котором парциальное давление насыщенного пара $p_{н1}$ определяется из термодинамических таблиц по температуре T_1 охлажденного сжатого воздуха. По этой же температуре находят из таблиц величину энтальпии i'_1 , входящей в уравнения (11) и (12).

Затем из соотношений (13), (19) или (20) в зависимости от принятой схемы осушителя по заданным величинам g и \bar{g}_x определяют величину τ_1 , используя которую в качестве второго приближения, повторяют весь расчет до совпадения с заданной точностью последующего и предыдущего значений τ_1 .

Относительную температуру $\tau_x = T_x / T_0$ холодного потока на выходе из вихревой трубы можно найти по соотношению $\tau_x = \theta_x \cdot \tau_1$, в котором, согласно (14), величина $\theta_x = (1 - \bar{q}_x / \mu)$. В последнем выражении, как и в уравнении (20), параметр μ должен соответствовать заданной величине \bar{q}_x .

Расчетные характеристики рассмотренного в [1] осушителя, полученного по уравнению (20), представлены на рис. 2.

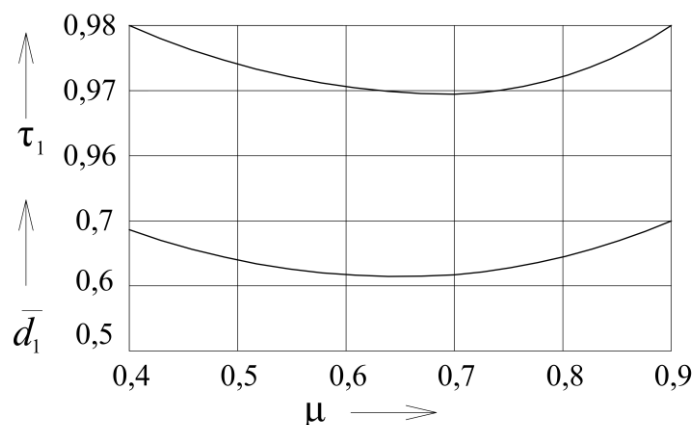


Рис. 2. Характеристики осушителя в зависимости от величины μ ; $g = 0$; $T_1 = 46$ °С; $p_0 = 0,7$ МПа; $d_1 = 9,1$ г/кг; $\Delta t_n = 0$; $\pi = 3,5$: 1 – $\tau_1 = f_1(\mu)$; 2 – $\bar{d}_1 = f_2(\mu)$

Как видно из рис. 2, наибольшая величина сушки достигается при величине $\mu = 0,7$, соответствующей режиму максимальной холодопроизводительности вихревой трубы данного осушителя.

На рис. 3 приведены расчетные характеристики осушителя в зависимости от расхода g , полученные по уравнениям (1) и (13). Для расчета использованы

характеристики адиабатной вихревой трубы для степени расширения $\pi = 7$ [2, 5]. Следует иметь ввиду, что, согласно принятым обозначениям, $g = 1 - g_B$.

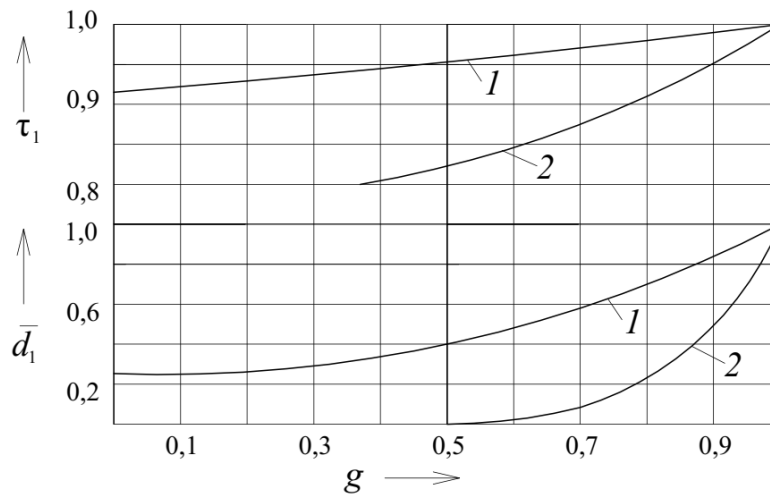


Рис. 3. Характеристики осушителя в зависимости от расхода g ; $\mu = 0,55$; $T_0 = 15$ °С; $p_0 = 0,7$ МПа; $d_0 = 1,51$ г/кг; $\Delta t_n = 0$; $\pi = 7$: 1 – расчет по методике авторов; 2 – расчет по [2]

В заключение отметим, что результаты расчета по [2] существенно отличается от действительных характеристик вихревого осушителя, завышая возможные глубины охлаждения и осушки воздуха. Представленную авторами уточненную методику можно использовать в пневмоэнергетике, а также для расчета содержащих вихревые трубы или детандеры систем осушки и очистки газа в газодобывающей промышленности и химических производствах. Также, по мнению авторов, применение вихревых труб является чрезвычайно перспективным направлением в промышленном холодоснабжении и кондиционировании производственных зданий, окрасочных производств, овощекартофелехранилищах [6] и пр.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мандрин, В. И. Воздухоосушитель системы защиты паровых турбин от стояночной коррозии / В. И. Мандрин, Р. М. Лапшин, Л. М. Дыскин. – Текст : непосредственный // Известия высших учебных заведения. Энергетика. – 1984. – № 2. – С. 112–115.
2. Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – Москва : Машиностроение, 1969. – 183 с. – Текст : непосредственный.
3. Дыскин, Л. М. К расчету вихревых термостатов / Л. М. Дыскин. – Текст : непосредственный // Известия высших учебных заведения. Энергетика. – 1985. – № 10. – С. 101–104.
4. Дыскин, Л. М. Современное состояние и возможности использования вихревых труб в системах осушки и кондиционирования воздуха / Л. М. Дыскин. – Текст : непосредственный // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 1997. – № 8 (464). – С. 65–67.
5. Мартынов, А. В. Что такое вихревая труба? / А. В. Мартынов, В. М. Бродянский. – Москва : Энергия, 1976. – 152 с. – Текст : непосредственный.
6. Бодров, М. В. Применение вихревых труб для охлаждения насыпи сочного растительного сырья / М. В. Бодров, А. Н. Пылаев. – Текст : непосредственный //



Приволжский научный журнал / Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. – Нижний Новгород, 2023. – № 4. – С. 107–113.

BODROV Mihail Valer'evich, doctor of technical sciences, professor, holder of the chair of heating and ventilation; MOROZOV Maxim Sergeevich, Senior Lecturer at the Department of the chair of heating and ventilation; PYLAEV Alexander Nikolaevich, graduate student of the chair of heating and ventilation

THE METHOD OF HEAT AND HUMIDITY CALCULATION OF VORTEX DEHUMIDIFIERS

Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering
65, Il'inskaya St., Nizhny Novgorod, 603952, Russia. Tel.: +7 (831) 430-54-85;
e-mail: tes84@mail.ru

Key words: vortex tube, air drying, cooling capacity, moisture content.

A method of the air drying process in vortex tubes has been developed, including the equations of the energy balance of the air dryer, the cooling capacity of the vortex tube, and the heat of phase transformations, which makes it possible to clarify the actual characteristics of air cooling.

REFERENCES

1. Mandrin V. I., Lapshin R. M., Dyskin L. M. Vozduhoosushitel' sistemy zashchity parovyh turbin ot stoyanochnoj korrozii [The air dryer of the steam turbine protection system from standing-night corrosion]. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedeniya. Energetika [Izvestia of higher educational institutions. Energetika], 1984, № 2. P. 112–115.
2. Merkulov A. P. Vihrevoj effekt i ego primeneniye v tekhnike [Vortex effect and its application in engineering]. Moskva, Mashinostroeniye, 1969, 183 p.
3. Dyskin L. M. K raschetu vihrevykh termostatov [To the calculation of vortex thermostats]. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedeniya. Energetika [Izvestia of higher educational institutions. Energetika], 1985, № 10. P. 101–104.
4. Dyskin L. M. Sovremennoye sostoyaniye i vozmozhnosti ispol'zovaniya vihre-vykh trub v sistemah osushki i kondicionirovaniya vozduha [The current state and possibilities of using vortex pipes in drying and air conditioning systems]. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Stroitel'stvo [Izvestia of higher educational institutions. Construction]. 1997, № 8 (464). – P. 65–67.
5. Martynov A.V., Brodyanskij V. M. Chto takoe vihrevaya truba? [What is a vortex tube?]. Moskva, Energiya, 1976. – 152 p.
6. Bodrov M. V., Pylaev A. V. Primeneniye vihrevykh trub dlya ohlazhdeniya nasypi sochnogo rastitel'nogo syr'ya [The use of vortex tubes for cooling a mound of juicy vegetable raw materials]. Privolzhskij nauchnyj zhurnal [Volga Scientific Journal], 2023. № 4. P. 107–113.

© М. В. Бодров, М. С. Морозов, А. Н. Пылаев, 2024

Получено: 24.06.2024 г.