



УДК 697.97:621.565.83

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

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫХ ВИХРЕВЫХ ВОЗДУХООСУШИТЕЛЕЙ

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 математическая модель процесса осушки, включающая уравнения энергетического баланса осушителя и теплообменника, холодопроизводительности вихревой трубы, теплоты фазовых превращений. Получены расчетные уравнения для определения температуры охлаждения исходного влажного воздуха в теплообменнике.

Сжатый воздух широко используется в различных областях промышленного производства. Для обеспечения надежной работы оборудования воздух должен быть осушен в соответствии с требованиями технологического процесса. Наличие влаги в системах воздухообеспечения предприятий увеличивает расход сжатого воздуха из-за утечек, связанных с повышенной коррозией пневмосети, что увеличивает эксплуатационные расходы компрессорных станций на 20–30 %. Использование осушенного воздуха не только позволяет снижать утечки, но и позволяет увеличивать период между ремонтами пневмооборудования примерно в 3 раза.

Адсорбционные установки, используемые для технологической осушки воздуха, позволяют проводить глубокую осушку до температуры точки росы, достигающей значений -70 °С. Однако эти осушители имеют ряд неустраняемых недостатков, основными из которых являются крупные габариты и значительные энергетические затраты. Поэтому перспективным способом является осушка охлаждением. Сущность этого способа заключается в охлаждении находящегося в воздухе водяных паров до состояния насыщения и конденсации, а образующийся конденсат отделяют от воздуха и удаляют из осушителя. Осушка охлаждением менее энергоемка по сравнению с адсорбционной, однако, глубина такой осушки в большинстве случаев меньше, чем в адсорбционных аппаратах [1, 2].

Расчетная схема осушителя представлена на рис. 1. Исходящий влажный воздух с давлением p_0 , температурой T_0 и влагосодержанием d_0 поступает в теплообменник 1, где изобарно охлаждается до температуры T_1 . За счет охлаждения часть водяных паров, находящихся в сжатом воздухе, конденсируется. Образующийся конденсат отводят из теплообменника через сливное устройство 2.

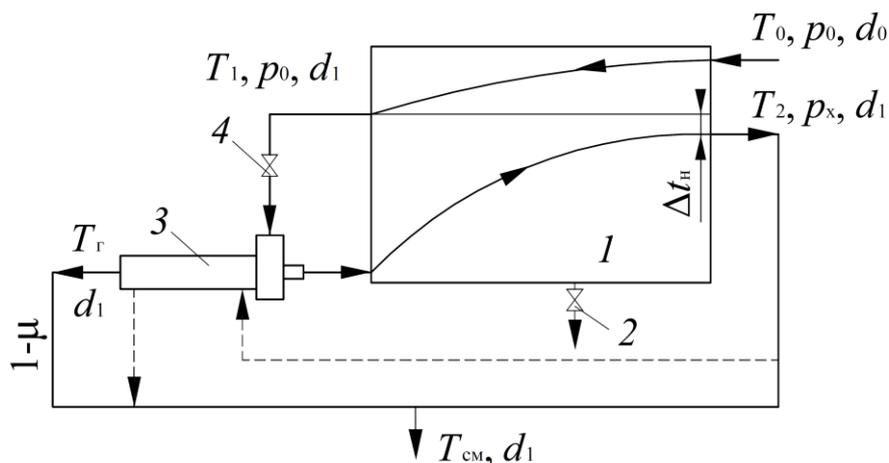


Рис. 1. Расчетная схема вихревого осушителя с понижением давления осушенного воздуха: 1 – теплообменник; 2 – сливное устройство; 3 – вихревая труба; 4 – дроссельный вентиль

Осушенный до влагосодержания d_1 сжатый воздух с температурой T_1 и давлением p_0 направляют в сопловой ввод вихревой трубы 3, где воздух расширяется до давления p_x . В вихревой трубе относительная массовая доля $\mu = G_x/G_1$ воздуха охлаждается до температуры $T_x < T_1$ и поступает затем в теплообменник, охлаждая в нем исходный сжатый воздух и нагреваясь при этом до температуры $T_2 \leq T_1$ [3].

После теплообменника охлаждающий воздух с температурой T_2 смешивают с выходящей из вихревой трубы остальной частью $(1 - \mu)$ воздуха, нагретой до температуры $T_g > T_1$, и направляют потребителю.

С целью повышения эффективности вихревой трубы осушенный воздух после теплообменника целесообразно использовать для охлаждения камеры разделения трубы (пунктирная линия на рис. 1).

В рассматриваемой схеме давление p_x осушенного воздуха всегда меньше давления p_0 исходного влажного воздуха, поскольку в вихревой трубе срабатывается перепад давлений, определяемый величиной $\pi = p_0/p_x$. Во всех случаях давление p_0 зависит от требований потребителя осушенного воздуха, а степень расширения π должна обеспечивать необходимую холодопроизводительность вихревой трубы.

Если начальное давление достаточно велико, то при заданном давлении p_x необходимую величину π можно устанавливать за счет уменьшения давления непосредственно перед вихревой трубой путем дросселирования сжатого воздуха вентилем 4 (рис. 1). При этом давление в полости теплообменника сохраняется максимально возможным, т. е. равным p_0 , что несомненно улучшает осушку воздуха.

Рассматриваемые условия имеются в озонаторах приготовления питьевой воды, где давление p_0 достигает величины 2,5–3,0 МПа при $p_x = 0,2$ МПа и незначительных расходах осушенного воздуха. В таких устройствах целесообразно путем дросселирования снизить давление перед вихревой трубой до 1,2–1,4 МПа, что позволит увеличить размеры и КПД вихревой трубы, используя одновременно оптимальную величину степени расширения $\pi = 6–7$. Величина d_1 влагосодержания осушенного воздуха определяется температурой T_1 , которая зависит при заданной холодопроизводительности вихревой трубы от



параметров p_0 , T_0 и d_0 исходного влажного воздуха. Относительную температуру $\tau = T_1/T_0$ охлажденного сжатого воздуха определим по методике исследования вихревых термостатов.

Запишем уравнение теплового баланса осушителя, отнесенное к 1 кг поступающего в него исходного влажного воздуха:

$$q_x = q_T + q_\phi + q_H, \quad (1)$$

где: q_x – располагаемая холодопроизводительность вихревой трубы, равная

$$q_x = \mu \cdot c_p \cdot (T_1 - T_x); \quad (2)$$

q_T – теплота охлаждения сухого воздуха в теплообменнике, равная

$$q_T = c_p \cdot (T_0 - T_1); \quad (3)$$

q_ϕ – теплота фазовых превращений, затраченная на охлаждение и конденсацию (затвердевание) водяных паров, находящихся в 1 кг исходного влажного воздуха;

q_H – теплота нагрева охлаждающего воздуха в теплообменнике.

Совместное решение уравнений (1), (2), (3) позволяет определить относительную температуру

$$\tau_1 = (1 + N_\phi + N_H) / (1 + \bar{q}_x). \quad (4)$$

В полученном уравнении приведенная холодопроизводительность вихревой трубы \bar{q}_x определяется соотношением

$$\bar{q}_x = \frac{q_x}{c_p \cdot T_1} = \mu \cdot (1 - \theta_x), \quad (4a)$$

где $\theta_x = T_x / T_1$.

Относительная теплота недогрева в теплообменнике составляет

$$N_\phi = \frac{q_H}{c_p \cdot T_0}, \quad (5)$$

где

$$q_H = \mu \cdot c_p \cdot \Delta t_H. \quad (6)$$

Решая совместно уравнения (1), (2), (6) и уравнение теплового баланса теплообменника, получим

$$\mu \cdot c_p \cdot (T_2 - T_x) = q_T + q_\phi, \quad (7)$$

отсюда

$$\Delta t_H = T_1 - T_2. \quad (8)$$

Последнее соотношение подтверждает целесообразность использования для охлаждения вихревой трубы осушенного воздуха низкого давления после подогрева его в теплообменнике, поскольку всегда $T_2 \leq T_1$ и, следовательно, $T_2 < T_r$.

Относительная теплота фазовых превращений

$$N_\phi = \frac{q_\phi}{c_p \cdot T_0}. \quad (9)$$

Для определения теплоты q_ϕ можно использовать уравнение

$$q_\phi = (d_0 - d_1)(h_0'' - h_1'), \quad (9a)$$

где h_0'' и h_1' – энтальпия насыщенного пара при температуре T_0 и конденсата (льда) при температуре T_1 , соответственно.

Влагосодержание d_1 находится по известному соотношению

$$d_1 = \frac{0,622 \cdot p_{n1}}{p_0 - p_{n1}}, \quad (10)$$

где p_{n1} – парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре T_1 .

Поскольку d_1 зависит от T_1 , то величины q_ϕ и N_ϕ также являются функциями температуры T_1 (τ_1). Следовательно, уравнение (4) является трансцендентным и решается методом итераций в следующей последовательности. По известным параметрам исходного влажного воздуха p_0 , T_0 , d_0 , h_0 , h_0'' и заданной в первом приближении величине τ_1 (T_1) определяют по уравнению (9а) величину q_ϕ .

Величину d_1 , входящую в уравнение (9а), находят из соотношения (10), в котором парциальное давление p_{n1} определяют из термодинамических таблиц по температуре T_1 охлажденного сжатого воздуха. По этой же температуре находят из таблиц величину энтальпии h_1' , входящей в уравнение (9а). Затем, задавшись величиной Δt_n , которая, как показывают экспериментальные данные, в большинстве случаев близка к нулю, определяют по уравнению (6) величину q_n . Параметр μ в этом уравнении должен соответствовать используемой в расчете величине \bar{q}_x .

Из соотношения (4) определяют с помощью выражений (5) и (9) величину τ_1 , используя которую в качестве второго приближения, повторяют весь расчет до совпадения с заданной точностью последующего и предыдущего значений τ_1 .

Величина q_ϕ зависит также от начального влагосодержания d_0 холодного влажного воздуха, увеличиваясь с ростом d_0 . Для насыщенного воздуха величина d_0 определяется его давлением и температурой, увеличиваясь с уменьшением p_0 и ростом T_0 . Поэтому аналогично зависят от этих параметров температура T_1 (τ_1) и влагосодержание d_1 .

Относительная теплота фазовых превращений составляет в среднем $N_\phi = 0,02-0,04$, а относительная теплота недогрева $N_n = 0-0,1$.

В большинстве случаев для осушителей при условии конденсации водяных паров $N_\phi \gg N_n$, как следует из (4), между величинами τ_1 , N_ϕ и N_n существует линейная зависимость, показанная на рис. 2. С увеличением N_ϕ и N_n температура τ_1 возрастает.

Температурный напор на холодном конце теплообменника I (рис. 1) равен $\Delta t_x = T_1 - T_x$, т. е. определяется величиной эффекта охлаждения вихревой трубы, составляющей несколько десятков градусов при умеренных значениях степени расширения π .

Температурный напор на теплом конце теплообменника $\Delta t_t = T_0 - T_2$. Поскольку всегда $T_2 \leq T_1$, величина Δt_t также достаточна велика.

Большая величина температурного напора позволяет получить в теплообменнике высокую степень регенерации при умеренных величинах площади теплообменной поверхности. Поэтому практически во всех случаях $T_2 \approx T_1$ и $\Delta t_n \approx 0$, что подтверждается при экспериментальных исследованиях. Учитывая изложенное, а также приведенное выше соотношение $N_n \ll N_\phi$, можно с достаточно большой степенью точности принимать в расчетах $N_n = 0$.

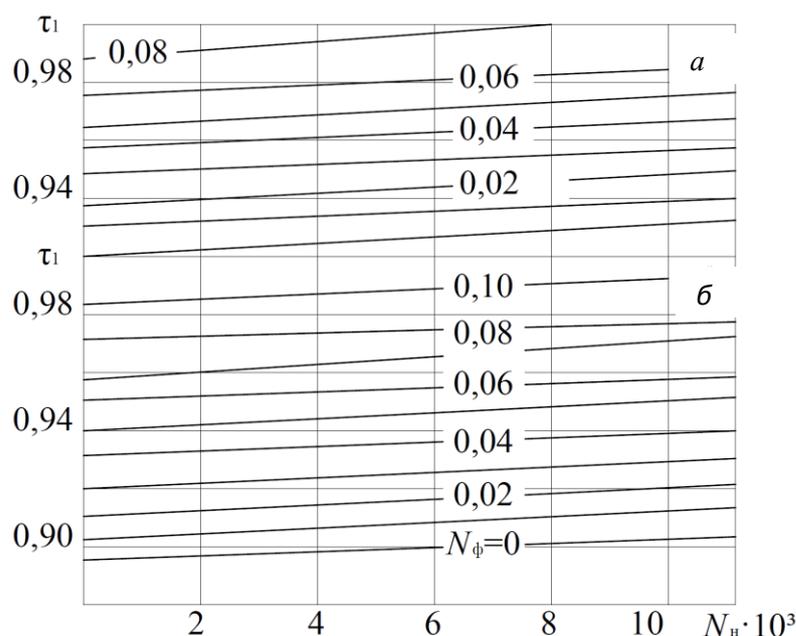


Рис. 2. Температурные характеристики осушителя для $\pi = 7$: *a* – с адиабатной вихревой трубой, *б* – с охлаждаемой вихревой трубой

Условия охлаждения сжатого воздуха в теплообменнике определяются неравенством $N_n + N_\phi < \bar{q}_x$.

Температуру T_x холодного потока на выходе из вихревой трубы можно определить из соотношения

$$\tau_x = T_x / T_0 = \theta \cdot \tau_1, \quad (11)$$

в котором $\theta = (1 - \bar{q}_x / \mu)$, причем параметр μ должен соответствовать заданной холодопроизводительности \bar{q}_x вихревой трубы.

Разработанная авторами методика термодинамического анализа вихревых воздухоосушителей с последовательным соединением вихревой трубы и теплообменника позволяет определить влияние начальных параметров исходного сжатого воздуха на эффективность охлаждения и осушки воздуха при различных условиях осушителя. Глубина осушки увеличивается при повышении начального давления и уменьшении начальной температуры. Важным результатом работы является определение максимальной температуры подогрева в теплообменнике охлаждающего воздуха, которая не может превышать температуру охлаждаемого воздуха на выходе из теплообменника. Это важное условие позволяет рассчитать реальные характеристики вихревого осушителя с последовательным соединением теплообменника и генератора холода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – Москва : Машиностроение, 1969. – 183 с. – Текст : непосредственный.
2. Мартынов, А. В. Что такое вихревая труба? / А. В. Мартынов, В. М. Бродянский. – Москва : Энергия, 1976. – 152 с. – Текст : непосредственный.



3. 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 Mikhail Valerevich, doctor of technical sciences, associate professor, holder of the chair of heating and ventilation; PYLAEV Aleksandr Nikolaevich, graduate student of the chair of heating and ventilation

THEORETICAL JUSTIFICATION AND DEVELOPMENT OF ENVIRONMENTALLY FRIENDLY VORTEX AIR DRYERS

Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering
65, Iljinskaya 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 mathematical model of the drying process has been developed, including the equations of the energy balance of the dryer and heat exchanger, the cooling capacity of a vortex tube, and the heat of phase transformations. Calculation equations for determining the cooling temperature of the initial moist air in the heat exchanger are obtained.

REFERENCES

1. Merkulov A. P. Vihrevoy effekt i ego primeneniye v tekhnike [Vortex effect and its application in engineering]. Moscow, Mashinostroeniye, 1969. 183 p.
2. Martynov A. V., Brodyanskiy V. M. Chto takoe vikhrevaya truba? [What is a vortex tube?]. Moscow, Energiya, 1976. – 152 p.
3. Bodrov M. V., Pylaev A. V. Primeneniye vikhrevykh trub dlya okhlazhdeniya nasypi sochnogo rastitelnogo syrya [The use of vortex tubes for cooling a mound of juicy vegetable raw materials]. Privolzhskiy nauchny zhurnal [Privolzhsky Scientific Journal] / Nizhegorod. gos. arkhitektur.-stroit. un-t. Nizhny Novgorod, 2023. № 4. P. 107–113.

© М. В. Бодров, А. Н. Пылаев, 2024

Получено: 09.01.2024 г.