

В в о д н

1. Величина эксергетического к.п.д. вихревых термостатов в 4 раза меньше этой величины для турбодетандера сравнительной холодопроизводительности, причем с ростом последней все более предпочтительней, с точки зрения эксергетического к.п.д., будет турбодетандерная схема.
2. Рассмотренная схема вихревого холодильного агрегата термостата имеет эффективность на 20% выше, чем у известных.
3. Использование термостата рассмотренной схемы будет наиболее экономичным при работе на сжатом воздухе с давлением $p_0^* = 4$ бар, температуре термостатирования $T_x^* = 250$ К и эффекте подогрева $\Delta T_x = 20^\circ$, с относительным расходом холодного воздуха $\mu_2 = 0,42$.
4. Предложенная методика анализа может быть применена для вихревых термостатов любой схемы, сравнение их по эффективности целесообразно вести по эксергетическому к.п.д.

Л и т е р а т у р а

1. М е р к у л о в А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М., "Машиностроение" 1969, с.113-144.
2. П и р а л и ш в и л и Ш.А. Некоторые вопросы исследования теплообмена в тепловых машинах, Труды КуАИ, вып.56, Куйбышев, 1973, с.64-67.
3. Г о х ш т е й н Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М., "Энергия" 1969, с.150-160.

Л.М. Дыскин, Б.А. Агафонов

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ НИЗКОПАОРНЫХ ВИХРЕВЫХ ТРУБ

Принятые обозначения

D - диаметр вихревой трубы	$\bar{d}_s = d/D$ - относительный диаметр
L - длина вихревой трубы	отверстия диафрагмы
d - диаметр отверстия диафрагмы	p_0 - давление воздуха перед
F_c - площадь поперечного сечения	вихревой трубой
входного сопла	p_x - давление охлажденного
$\bar{L} = L/D$ - относительная длина вихревой трубы	воздуха в сопловом сечении перед диафрагмой

$\mu = M_x / M_0$ - относительный расход охлажденного воздуха, равный отношению массового расхода охлажденного воздуха к полному массовому расходу воздуха через вихревую трубу

$\eta = \frac{T_0 - T_x}{\Delta T_s}$ - температурная эффективность, равная отношению разности температур воздуха перед вихревой трубой и охлажденного воздуха к изэнтропному перепаду температур

ρ - плотность воздуха перед входной улиткой

Исследования низконапорных вихревых труб, работающих на вентиляционном воздухе с избыточным давлением до 1000 кг/м^2 , представляют значительный интерес с точки зрения возможности использования таких труб в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Однако, имеющиеся в настоящее время данные по эффективности низконапорных вихревых труб весьма ограничены [1].

В лаборатории кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Горьковского инженерно-строительного института были проведены испытания вихревых труб диаметром 120 и 89 мм, изготовленных из нержавеющей стали. Входная улитка, выполненная из плексигласа, имеет форму спирали Архимеда с прямоугольным входным сечением размером $52 \times 72 \text{ мм}$ и $30 \times 72 \text{ мм}$ соответственно для большей и меньшей труб. На горячем конце труб устанавливалась спрямляющая крестовина, одновременно являющаяся опорой регулировочного дросселя, имеющего форму конуса.

Воздух поступал в вихревую трубу от двух последовательно установленных вентиляторов высокого давления марки ВВД-5. Давления и расходы воздуха определялись с помощью пневмометрических трубок, соединенных с водяными дифференциальными манометрами. Температуры воздуха замерялись лабораторными ртутными манометрами с ценой деления, равной $0,1^\circ\text{C}$.

Испытания проводились на трех режимах при давлении воздуха на входе равном 430, 630 и 950 кг/м^2 .

Исследовалось влияние на эффективность вихревой трубы величин диаметра отверстия диафрагмы и длины горячего конца трубы. Полученный оптимальный относительный диаметр отверстия диафрагмы $\bar{d}_0 = 0,42$; оптимальная относительная длина горячего конца трубы $\bar{l} = 25$.

Для приведенных оптимальных величин геометрических параметров

максимальные степени охлаждения воздуха в неохлаждаемой трубе диаметром 120 мм составляют 3,0; 3,3 и 6⁰С при входных давлениях воздуха, равных соответственно 430, 630 и 950 кг/м².

В неохлаждаемой вихревой трубе диаметром 89 мм максимальная степень охлаждения воздуха равна 2,3 и 4,5⁰С для входных давлений воздуха, равных соответственно 430 и 950 кг/м².

Для испытанных неохлаждаемых труб максимальной степени охлаждения воздуха соответствует величина относительного расхода охлажденного воздуха $\mu = 0,25-0,30$, что совпадает со значением этой величины для неохлаждаемых высоконапорных труб, работающих на сжатом воздухе высокого давления [2].

Испытания вихревой трубы диаметром 120 мм, охлаждаемой водой, циркулирующей в кольцевой рубашке на горячем конце трубы, показали увеличение максимальной степени охлаждения до 6,5-7,0⁰С при температуре охлаждающей воды на входе - 21⁰С, и начальном давлении воздуха - 950 кг/м².

Заметного влияния числа Рейнольдса для охлаждающей воды на величину степени охлаждения воздуха в проведенных экспериментах не обнаружено.

В исследованных охлаждаемых вихревых трубах максимальная степень охлаждения воздуха наступает при $\mu = 0,3$ (для оптимального диаметра диафрагмы) и практически не изменяется с дальнейшим ростом значения μ . Эта особенность охлаждаемых вихревых труб, полученная и для высоконапорных труб [3], позволяет использовать их при больших значениях величины μ , т.е. с максимальной экономичностью.

Результаты исследований охлаждаемой и неохлаждаемой вихревой трубы диаметром 120 мм, обработанные в виде обобщенных характеристик, показаны на рис.1. Следует отметить высокую температурную эффективность исследованных труб, достигающую величины $\eta = 0,7 - 0,8$, что значительно превышает эффективность высоконапорных вихревых труб.

В результате проведенных экспериментов получены также значения коэффициента расхода α , представляющего отношение действительного расхода воздуха через вихревую трубу к теоретическому расходу, определяемому для докритического истечения по уравнению

$$M_0 = F_c \sqrt{2\rho (P_0 - P_x)}. \quad (I)$$

На рис.2 (а и б) показаны зависимости коэффициента α от величины μ для входных давлений воздуха, равных соответственно 950 и 430 кг/м². В обоих случаях при увеличении μ коэффициент α уменьшается, причем эта зависимость становится круче с уменьшением диаметра d отверстия диафрагмы.

Такой характер рассматриваемых кривых объясняется, с одной стороны, увеличением гидравлического сопротивления диафрагмы при

увеличении расхода проходящего через нее охлажденного воздуха, и, с другой стороны, одновременным увеличением давления воздуха на выходе из улитки, что приводит к уменьшению полного расхода воздуха через входную улитку при докритическом режиме течения. В таком случае, при уменьшении площади отверстия диафрагмы, рассматриваемые зависимости должны усиливаться, что подтверждается опытными данными.

Результаты проведенных испытаний показали, что наиболее целесообразно использовать в системах вентиляции и кондиционирования воздуха охлаждаемые вихревые трубы, работающие на воздухе, начальное давление которого около 1000 кг/м².

Для обоснования методики расчета конструктивных и температурных характеристик низконапорных вихревых труб следует

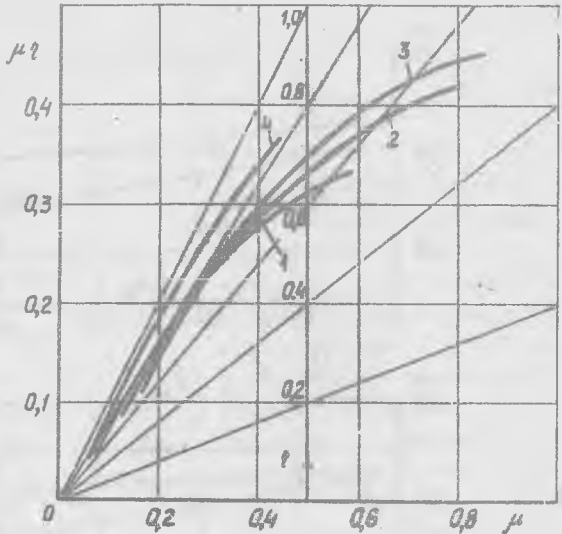
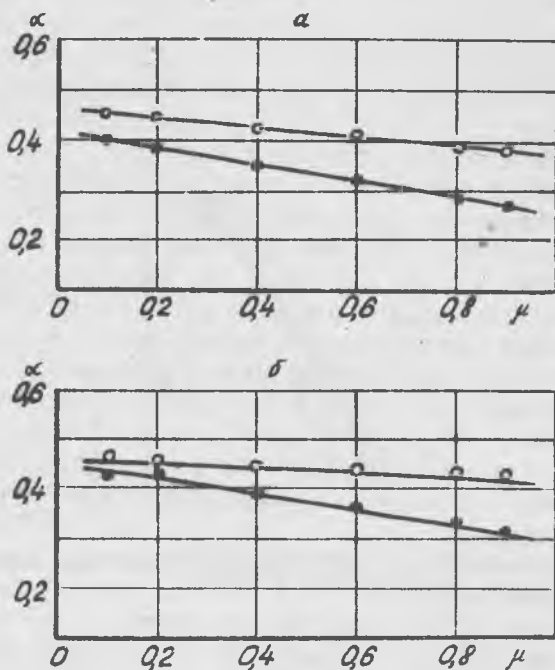


Рис.1. Обобщенные характеристики низконапорной вихревой трубы:

при $D = 120\text{мм}$, $d = 50\text{мм}$,
 1 - $\rho_0 = 950 \text{ кг/м}^2$; 2 - $\rho_0 = 630 \text{ кг/м}^2$,
 3 - $\rho_0 = 430 \text{ кг/м}^2$; 4 - $\rho_0 = 950 \text{ кг/м}^2$ (охл.)



Р и с.2. Зависимость коэффициента расхода от относительного расхода охлажденного воздуха:

- 0 - $d = 70$ мм; - . - $d = 40$ мм;

при $P_0 = 950$ кг/м² (а) и $P_0 = 430$ кг/м² (б)

провести дополнительные исследования серии из 8 - 10 таких труб с широким диапазоном изменения основных геометрических параметров.

Л и т е р а т у р а

1. Мартыновский В.С., Войтко А.М. Эффект Ранка при низких давлениях. "Теплоэнергетика", 1961, №2, с.80.
2. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М., "Машиностроение", 1969.
3. Бродянский В.М., Мартынов А.В. Вихревая труба с внешним охлаждением. "Холодильная техника", 1964, № 5, с.46.