

зависимость $\mu = f(\varepsilon)$. Для максимальной термодинамической эффективности $\mu = 0,43 - 0,02 \varepsilon$.

П. Геометрические параметры вихревого холодильника во второй серии экспериментов оставались прежние, но относительный диаметр диафрагмы $\bar{d}_1 = \frac{D_1}{d_1}$ (первой вихревой трубы) менялся в диапазоне от 0,35 до 0,93. На рис.2 представлены зависимости $\eta_{\text{т.опт}} = f(\bar{d}_1)$ и $(\mu \eta_{\text{т}})_{\text{опт}} = f(\bar{d}_1)$ при различных значениях относительного диаметра диафрагмы.

В результате экспериментального исследования была получена зависимость относительно диаметра диафрагмы \bar{d}_1 от μ

$$\bar{d}_1 = 3,33 \mu - 0,833 .$$

Эта серия экспериментов показала, что изменение относительного диаметра диафрагмы не дало значительного повышения эффективности вихревого холодильника, и что самый верный путь ее увеличения - это нахождение оптимальной площади сопел.

В ы в о д ы

1. В результате исследования были получены эмпирические зависимости $\mu = f(\varepsilon)$ и $\bar{d}_1 = f(\mu)$ для расчета вихревого холодильника подобных размеров.
2. Значительного повышения термодинамической эффективности вихревого холодильника достигнуто не было, так как многие геометрические параметры были не оптимальными.

Л и т е р а т у р а

1. Ч и ж и к о в Ю.В. Определение диаметра вихревой трубы в зависимости от степени расширения. Известия вузов. М., "Машиностроение", 1972, № 7.

А.И. Борисенко, В.А. Сафонов, В.Н. Клычков

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ С КОЛЫЦЕВЫМ ЗАЗОРОМ

Известные в настоящее время вихревые трубы, как следует из проведенных исследований, не дают видимого эффекта при работе на влажном водяном паре.

Одним из возможных путей улучшения характеристик вихревой трубы, работающей на влажном водяном паре, является сепарация влаги до входа в трубу, либо непосредственно в ней.

В данной работе предпринята попытка рассмотреть случай сепарации влаги непосредственно в вихревой трубе с использованием высоких скоростей и действием центробежных сил. В ходе исследований было проведено несколько экспериментов на вихревой трубе (рис. I).

Вихревая труба работает следующим образом: пар под давлением, попадая в улитку I вихревой трубы и, закручиваясь в ней, разделяется на два потока - "горячий" и "холодный" (причем "холодный" поток выходит через центральное отверстие диафрагмы 2), под действием центробежных сил часть периферийного потока, содержащего жидкую фазу, выходит через зазор между улиткой I и горячим концом 4, далее через отверстия 3 - в холодный поток пара. "Горячий" поток пара выходит через противоположный конец вихревой трубы 4.

Предлагаемая вихревая труба работает более эффективно, так как приходится осушать меньшую часть жидкой фазы. Ее можно использовать не только при работе на паре, но и на любых двухфазных средах.

В процессе эксперимента ширина зазора между улиткой и горячим концом вихревой трубы изменялась от 0 до 15 мм. Установка дополнялась манометром класса 0,5 и термопарой, установленными на горячем конце трубы, а также манометром и термопарой, - на линии отбора влаги из кольцевого зазора (между улиткой и горячим концом трубы).

Предположим, что параметры смешанного после отбора потока равны G_x^* (весовой расход пара) и i_x^* (энтальпия), тогда уравнение теплового баланса будет иметь вид

$$G_{\delta x} = G_r i_r + G_x^* i_x^*$$

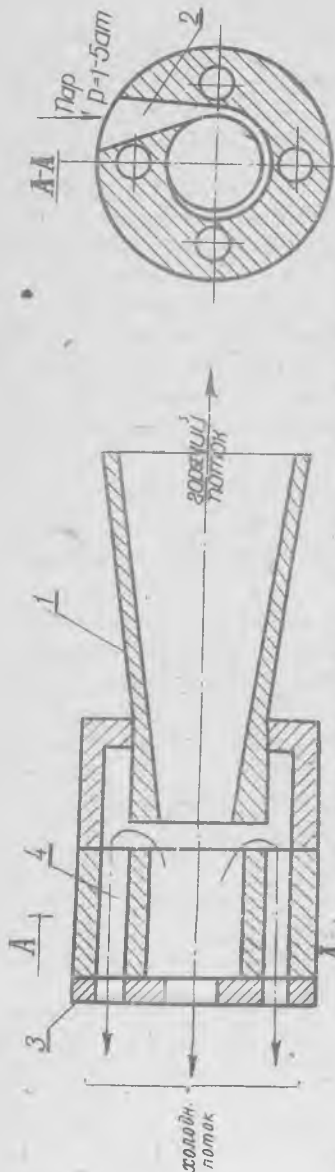
Разделим обе части уравнения на G и получим

$$i_{\delta x} = \frac{G_r}{G} i_r + \frac{G_x^*}{G} i_x^*$$

$$i_{\delta x} = \frac{G - G_x}{G} i_r + \mu i_x^*$$

ИЛИ

$$i_{\delta x} = (1 - \mu) i_r + \mu i_x^*$$



Р и с. 1. Схема устройства вихревой трубы с кольцевым зазором

отсюда

$$\mu = \frac{\Delta t_r}{\Delta t_r + \Delta t_x^*}$$

Некоторые результаты исследования вихревой трубы выполненной конструкции отражены в табл. I, в которой приняты следующие параметры:

- $P_{вх}$ - давление пара на входе в вихревую трубу;
- $P_{г.к}$ - давление пара на горячем конце;
- $P_{х.к}$ - давление пара на холодном конце;
- P_p - давление в ресивере;
- $t_{вх}$ - температура пара на входе в вихревую трубу;
- $t_{г.к}$ - температура горячего конца;
- $t_{х.к}$ - температура холодного конца;
- $t_{окр}$ - окружающая температура;
- t_p - температура в ресивере.

В экспериментах, проводимых при постоянном давлении питающего водяного пара, равном 4 ати и постоянном давлении горячего потока, равном 2,1 ата, ширина зазора между улиткой и горячим концом трубы изменялось от 0 до 3 мм.

Проведенные опыты с увеличением зазора свыше 3 мм показали, что эффективность трубы в дальнейшем не возрастает. Повышение температуры горячего потока пара не превышало 21°C .

Т а б л и ц а I

Протокол испытаний вихревой трубы ВХ-35 с отбором влаги
у улитки

$P_{\delta x}$ ати	4	4	4	4	4
$P_{г.к}$ ати	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
$P_{х.к}$ ати	0,187	0,187	0,153	0,153	0,153
$t_{вх}$	150	150	150,5	148,5	149,5
$t_{г.к}$	132,5	132,5	148,5	152	152,5
$t_{х.к}$	106,5	107	117,5	115	116
$t_{окр}$	26,5	26,5	26,5	25	25,5
Ширина зазора, мм	0	0,75	1,5	2,25	3

В табл. 2 приведены результаты исследования вихревой трубы с зазором, равным 3 мм, работающей на влажном водяном паре ($X = 0,995$) при $P_{\delta x} = 3$ ати, причем поток пара из кольцевого зазора отбирается в атмосферу. Максимальный подогрев горячего потока составил 81°C .

В ы в о д ы

1. Проведенные исследования вихревой трубы с непосредственной сепарацией влаги в трубе доказали работоспособность конструкции и её эффективность при невысокой влажности питающего пара.

Т а б л и ц а 2

Протокол испытаний вихревой трубы ВУ-35 с отбором потока в атмосферу, зазор - 3 мм

$\rho_{гк}$ (ат)	$\rho_{гх}$ (ат)	ρ_p (ат)	$t_{гк}$ °С	$t_{гх}$ °С	$t_{гк}$ °С	t_p °С	$t_{окр}$	Примечание
0,40	0,04	0,5	143,5	100,5	125,5	112	27,5	
0,55	0,005	0,55	142	101	130	113,5	27	
0,75	0,03	0,75	142,5	102,5	138,5	117,5	27,5	
0,95	0,075	0,95	143	103,5	149,5	120	28	X = 0,995
1,15	0,115	1,1	143,5	105	158,5	123	28	
1,25	0,145	1,2	143	106	166	124	28	
1,4	0,18	1,3	143	107	178	127	28	
1,6	0,24	1,45	143,5	122	218	128	28	
1,7	0,27	1,6	149	130	216,5	129	28,5	

- Анализ экспериментальных данных показал, что повышение температуры горячего конца вихревой трубы тем больше зависит от ширины зазора между улиткой и горячим концом трубы, чем шире зазор.
- Разработанная схема вихревой трубы с отбором потока из кольцевого зазора более эффективна, чем обычная вихревая труба и при использовании перегретого водяного пара.

В.А. Успенский, В.Е. Кирпиченко

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВИХРЕВОГО ЭНЕРГОРАЗДЕЛИТЕЛЯ С ПЫЛЕПРИЕМНИКОМ

П р и н я т ы е о б о з н а ч е н и я

z, z - оси цилиндрической системы координат	q_0 - расход газа, $\text{м}^3/\text{сек}$
u, v, w - проекции скорости на координатные оси, соответственно радиальная тангенциальная и осевая, $\text{м}/\text{сек}$	q_1 - расход охлажденного газа, $\text{м}^3/\text{сек}$
p_0 - начальное давление доменного газа, $\text{н}/\text{м}^2$	q_2 - расход подогретого газа $\text{м}^3/\text{сек}$
ρ - массовая плотность газа, $\text{кг}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$	c_p - удельная теплоёмкость
ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{сек}$	T - термодинамическая температура, К
ω - угловая скорость вращения потока	D_0 - диаметр аппарата, мм

Рассмотрим ряд задач, решения которых могут быть положены в основу методики инженерного расчета вихревых энергоделителей с пылеприемниками.

Принципиальная схема вихревого аппарата, который был нами исследован, приведена на рис.1.

Допустим, что режим течения газового потока в аппарате турбулентный, а рабочая среда - вязкий сжимаемый газ. Движение газа в рабочей полости аппарата представим как результат сложения двух