

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что для неохлаждаемых ВТ диаметром менее 5 мм величина K (I) принимает численные значения $K = 0,007-0,008$ мм.

Л и т е р а т у р а

1. Азаров А.И. Разработка и исследование холодильников для трэнспорта. - Дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Одесса, ОТИХП, 1974.

2. Гоголин В.А. Теплопередача в воздушных аммиачных конденсаторах. - М.: Холодильная техника, № 10, 1976.

3. Мартыновский В.С., Парулейкар Б.Б. Эффективность вихревого метода охлаждения. - М.: Холодильная техника, № 10, 1976.

4. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969.

УДК 621.565.3

Л.М.Дыскин, П.Т.Крамаренко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕВЫХ МИКРОТРУБ

Сведения о характеристиках адиабатных ВТ диаметром от 4 до 5 мм приведены в работах [1, 2, 3, 4]. По данным работы [3] при степени расширения газа $\mathcal{L} = 6$ холодопроизводительность труб диаметром 4 и 5 мм составляет 25 и 40 Вт, а адиабатный к.п.д. 14,5 и 19% соответственно.

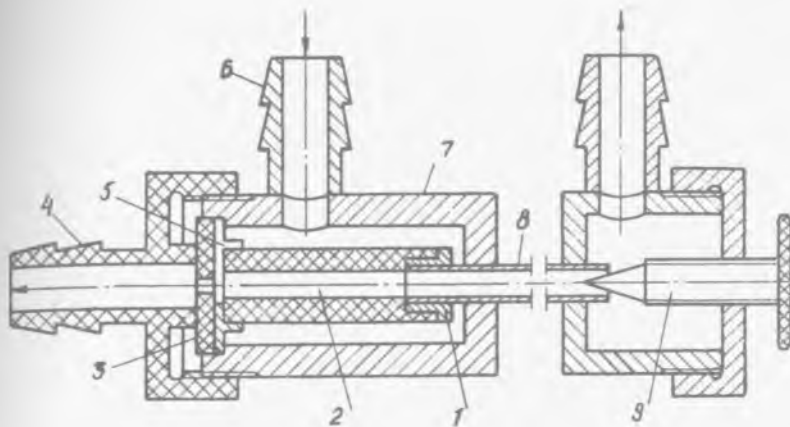
Нами были проведены экспериментальные исследования цилиндрических и конических ВТ диаметром 1, 2 и 3 мм, какие-либо сведения о характеристиках которых в литературе отсутствуют.

Для проведения испытаний использовалась опытная установка, конструктивная схема которой показана на рис. 1.

С целью уменьшения потерь холода камера энергетического разделения 2 и диафрагма 3 выполнены из фторопласта, а патрубок охлажденного потока 4 с резьбовой крышкой изготовлен из оргстекла. Остальные детали установки изготовлены из латуни. Камера 2 имеет длину 20 мм. С помощью резьбовой втулки 1 она соединена с трубкой 8. Таким образом, полная длина вихревой трубы складывается из длин камеры 2 и трубки 8.

Для исследования конических труб отверстие в камере 2 выполнялось коническим с полным углом раскрытия 3° . Сопрягаемая с камерой трубка 8 сохранялась при этом цилиндрической.

Сжатый воздух подается через патрубок 6 в корпус 7 и затем в сопловой впуск 5. Доля холодного потока регулируется дросселем 9.



Р и с. 1. Схема опытной установки

Сопловой ввод выполнен в форме архимедовой спирали с прямоугольным поперечным сечением. Ввиду сложности изготовления спиральной сопла с небольшой площадью поперечного сечения соотношение между сторонами соплового канала несколько отличается от оптимального, равного 2.

Исследования проведены на неосушенном сжатом воздухе. Для определения величины входного давления P_0 использован образцовый манометр класса 0,5. Входная температура T_0 измерялась ртутным термометром с ценой деления $0,1^\circ\text{C}$. Температуру охлажденного потока определяли с помощью проградуированной хромель-алюмелевой термопары, э.д.с. которой регистрировалась потенциометром ПП-63, имеющим класс точности 0,05. Расходы охлажденного и нагретого потоков измеряли ротаметрами РМ, класс точности 2,5. Общий расход воздуха через вихревую трубу определялся как сумма расходов охлажденного и нагретого потоков. Давление на выходе охлажденного потока из ВТ сохранялось близким к атмосферному.

Предварительно были проведены испытания труб диаметром 2 мм с различной длиной, что позволило определить оптимальную длину труб: для цилиндрических - 55-75 калибров, для конических - 20...30 калибров. Полученные значения близки к оптимальным величинам для ВТ большого диаметра без развихрителя нагретого потока.

Также были испытаны две цилиндрические трубы диаметром 3 мм и длиной 60 калибров, одна из которых имела тангенциальный круглый сопловой ввод диаметром 0,8 мм и диафрагму с отверстием диаметром 1,6 мм, а другая - спиральный прямоугольный сопловой ввод размером $1,2 \times 0,52$ мм и диафрагму с отверстием диаметром 1,5 мм. Для низких степеней расши-

рения $\overline{\pi}$, равных 3 и 4, более эффективной оказалась труба с круглым тангенциальным вводом. При $\overline{\pi} = 3$ ее температурная эффективность h_t на 12,5, а адиабатный к.п.д. h_a на 12,2% выше соответствующих показателей трубы со спиральным прямоугольным вводом. Для более высоких степеней расширения лучшую эффективность имеет труба со спиральным вводом. При $\overline{\pi} = 6$ ее температурная эффективность на 9,5, а адиабатный к.п.д. на 7,2% выше соответствующих показателей труб с круглым тангенциальным вводом.

Все приведенные ниже результаты получены для цилиндрических труб длиной 60 калибров и конических – длиной 26 калибров. Использованы прямоугольные спиральные сопловые входы размерами 0,25x0,43 (относительная площадь сопла $\omega = 0,136$); 0,36x0,82 ($\omega = 0,094$) и 1,26x0,55 мм ($\omega = 0,096$) для труб диаметром 1, 2, и 3 мм соответственно.

Диаметр отверстия диафрагмы во всех случаях составлял половину диаметра ВТ.

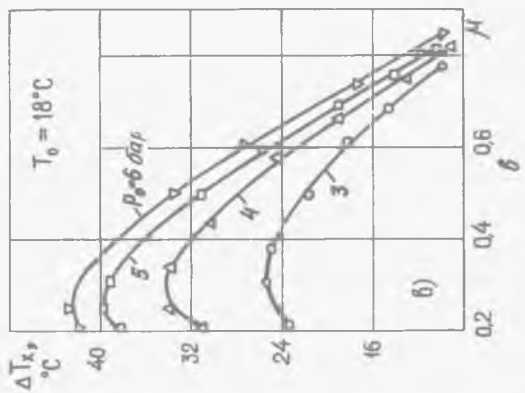
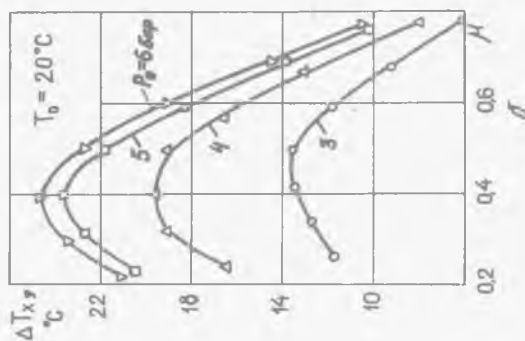
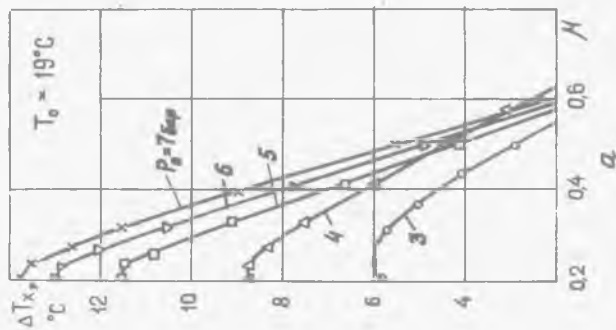
На рис. 2 показаны температурные характеристики исследованных цилиндрических труб для различных начальных давлений сжатого воздуха. В целом зависимости $\Delta T_x = f(\mu)$ аналогичны подобным зависимостям для труб большего диаметра. Однако следует отметить резкое опущение температурной кривой в области больших μ при начальных давлениях сжатого воздуха, превышающих $4 \cdot 10^5$ Па, для труб диаметром 1 мм (рис. 2,а) и смещение максимальных величин ΔT_x в область больших μ для трубы диаметром 2 мм (рис. 2,б). Отмеченные особенности можно объяснить протечкой сжатого воздуха внутрь ВТ через неплотности разъемных соединений.

При начальных давлениях, превышающих $(6-7) \cdot 10^5$ Па, обнаружено снижение эффекта охлаждения, отмеченное также в работе [2] для труб диаметром 4 мм и степени расширения $\overline{\pi} = 10$.

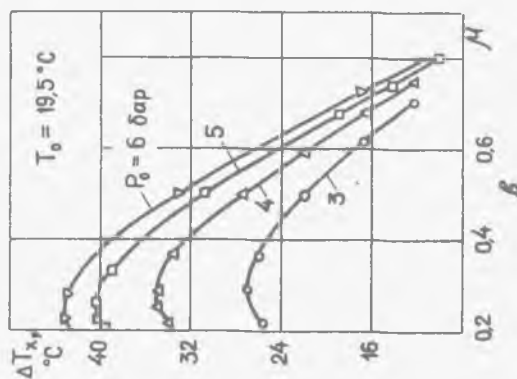
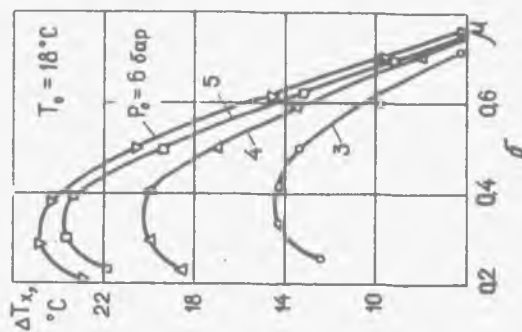
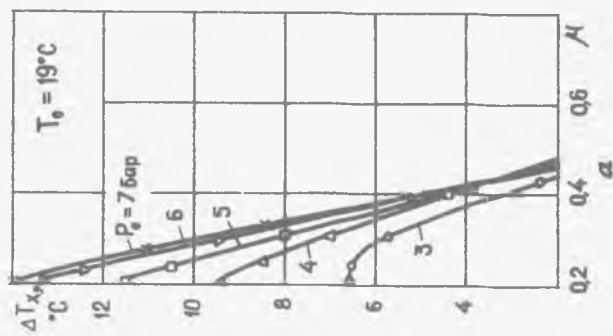
Температурные характеристики конических труб (рис. 3) отличаются несколько большими значениями максимальной температурной эффективности и более крутым наклоном в области больших μ . При этом максимальная величина ΔT_x смещена в область меньших μ .

Зависимости h_t и h_a от $\overline{\pi}$ (рис. 4) позволяют выявить их оптимальные значения. Оптимальные по температурной эффективности $\overline{\pi}_{opt} = 6$ для трубы диаметром 1 мм и $\overline{\pi}_{opt} = 5$ для труб диаметром 2 и 3 мм (рис. 4). В области оптимальных $\overline{\pi}$ температурная эффективность конических труб незначительно превышает эффективность цилиндрических труб.

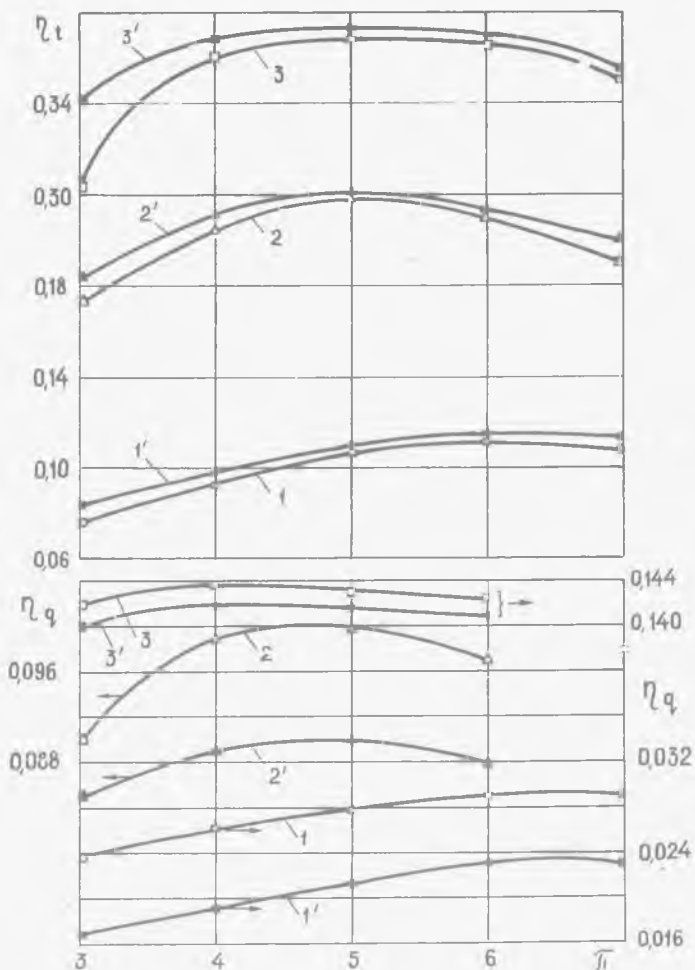
Оптимальные по адиабатному к.п.д. $\overline{\pi}_{opt}$ составляют 6-7; 4,5-5,0 и 4,0-4,5 для труб диаметром 1, 2, и 3 мм соответственно (рис. 4). Адиабатный к.п.д. цилиндрических труб значительно выше, чем конических. Это обстоятельство в определенных условиях дает более предпочтитель-



Р и с. 2. Зависимость ΔT_x от ϕ для цилиндрических БТ диаметром:
1 мм (а), 2 мм (б), 3 мм (в)



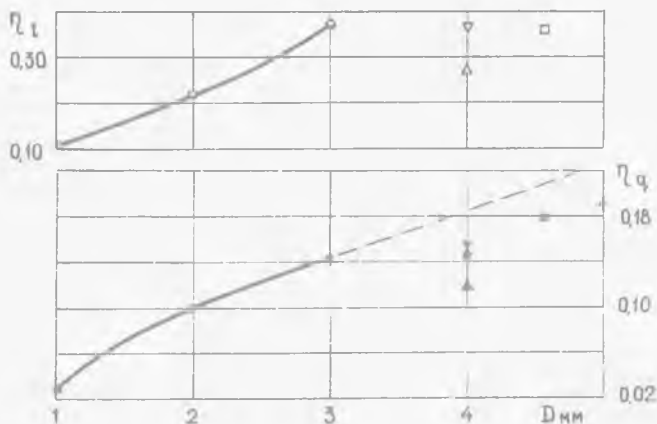
Р и с. 3. Зависимость $\Delta T_{x,y}$ от M для конечных ВТ диаметров:
 1 мм (а), 2 мм (б), 3 мм (в)



Р и с. 4. Энергетическая эффективность ВТ: 1, 2, 3 - цилиндрические; 1', 2', 3' - конические диаметром 1, 2, 3 мм соответственно

ными цилиндрические микротрубы. Следует отметить, что максимальные значения η_q цилиндрических труб достигается при следующих величинах M : $M_{opt} = 0,32-0,39$ для труб диаметром 1 мм и $M_{opt} = 0,55-0,60$ для труб диаметром 2 и 3 мм. Для конических труб приведенные величины меньше в среднем на 0,05.

Зависимость максимальной эффективности цилиндрических труб, достигнутой при исследованиях, от их диаметра D показано на рис. 5.



Р и с. 5. Максимальная энергетическая эффективность ВТ:
 ○, ● - авторы; □, ■ - [1]; △, ▲ - [2]; ◆ - [3];
 ∇, ▽ - [4]

Следует иметь в виду, что максимальные температурные эффективности и адиабатные к.п.д. для труб разного диаметра соответствуют, как отмечено выше, различным степеням расширения (рис. 4). При этом по обоим показателям оптимальная степень расширения труб диаметром 1 мм больше, чем для труб диаметром 2 и 3 мм, что связано, очевидно, с повышенной величиной относительной площади соплового ввода трубы диаметром 1 мм.

Уменьшение диаметра ВТ снижает ее эффективность. Однако в исследованном диапазоне диаметров эта зависимость несколько отличается от линейной, полученной в работе [3] для труб малого и в работе [5] для труб большого диаметра. Такое расхождение объясняется отмеченными выше особенностями температурных кривых для труб диаметром 1 и 2 мм (рис. 2, а, б) и требует дополнительной экспериментальной проверки.

На рис. 5 нанесены также по известным из литературы данным точки для цилиндрической трубы диаметром 4 мм, длиной 9 калибров с развихрителем нагретого потока, испытанной на осушенном воздухе [2], цилиндрической трубы диаметром 4,6 мм, длиной 65 калибров без развихрителя [1],

конических труб диаметром 4 и 5 мм, длиной 10 и 6 калибров соответственно, с углом раскрытия конуса 3^0 [3] и цилиндрической трубы диаметром 4 мм, длиной 62 калибра без развихрителя [4]. В работах [1,3,4] испытания проведены на неосушенном воздухе. Все цитируемые результаты взяты для степени расширения $\pi = 6$.

Экстраполяция полученных результатов в область больших диаметров (пунктирная линия на рис. 5) показывает существенное преимущество испытанных труб перед известными, что связано, очевидно, с использованием фторопласта для изготовления камеры энергетического разделения. Для проверки этих выводов необходимо провести испытания ВТ с выполненной из фторопласта камерой энергетического разделения диаметром 4 и 5 мм.

Максимальные холодопроизводительности исследованных цилиндрических ВТ для различных начальных давлений P_0 и соответствующих расходов воздуха G приведены в таблице.

Т а б л и ц а

Исследованные величины	Значения параметров								
	1			2			3		
Диаметр D , мм									
Давление P_0 , МПа	0,5	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6
Расход $G \cdot 10^5$, кг/с	1,2	14,3	16,7	26,6	34	40	63,3	80	94
Холодопроизводительность Q , Вт	0,36	0,48	0,60	2,52	3,69	4,54	8,6	12,3	15,5

Наблюдаемое увеличение холодопроизводительности с ростом начального давления сжатого воздуха выше оптимальных по адиабатному к.п.д. величин определяется соответствующим повышением расхода воздуха.

Результаты исследований показали, что, несмотря на существенное снижение эффективности, связанное с малым размерами, вихревые микротрубы можно успешно использовать для охлаждения объектов с небольшими тепловыделениями.

Энергетические характеристики микротруб могут быть существенно улучшены за счет усовершенствования их конструкции и технологии изготовления.

Большой эффект дает также охлаждение камеры энергетического разделения [6], что связано, однако, с определенным усложнением условий эксплуатации и требует для изготовления камеры материалы с высокой теплопроводностью.

Л и т е р а т у р а

1. Hilsch R. Die Expansion von Gasen in Zentrifugalfeld als Kälteprozess. - *Z. für Naturforschung*, 1946, Bd. 1, H. 4, S. 208-214
2. Кольшев Н.Д., Левичев И.В. К вопросу исследования вихревого эффекта на высоких давлениях. - В сб.: Некоторые вопросы исследования теплообмена и тепловых машин. - Куйбышев: КуАИ, 1973, вып. 56, с. 59-63.
3. Азаров А.И., Муратов С.О., Самойлюк Г.П. Температурно-энергетические характеристики маломасштабных вихревых труб. - В сб.: Холодильная техника и технология. - Киев: Техника, 1979, т. 28, с. 26-28.
4. Дыскин Л.М., Севастьянов А.Г. Экспериментальные характеристики вихревых труб судовых озонирующих установок. - В сб.: Проектирование и эксплуатация энергетических установок судов. - Горький: ГИИВТ, 1980, вып. 179, с. 135-150.
5. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969. 183 с.
6. Мартынов А.В. Миниатюрная неадиабатная вихревая труба. - Компрессорное и холодильное машиностроение, 1968, № 1, с. 23-24.

УДК 621.574

В. Ю. Ш а д р и н а

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА НА РАБОТУ ОХЛАЖДАЕМОЙ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ

Исследования, проведенные в МВТУ им. Н.Э.Баумана под руководством А.Д.Суслова, позволили значительно улучшить эффективность ВТ при оптимальных значениях доли холодного потока 0,8-0,9. Достигнутая эффективность и надежность работы этих устройств позволяют надеяться на возможность их использования в холодильных циклах малорасходных криогенных установок. В работе И.Л.Лейтеса и М.А.Иидкова [1] это предположение подтверждается.

Под руководством В.И.Епифановой проводится исследование возможности применения ВТ в воздухоразделительных установках (ВРУ) малой производительности. Назначение ВТ в этих циклах-перенос части холодопроизводительности холодильной машины на более низкий температурный уровень. Из расчетов нескольких вариантов циклов с ВТ определен диапазон параметров воздуха на входе в ВТ: $P_1 = 18-20$ мПа, $T_1 = 220-250$ К. Степень расширения газа может быть $\epsilon = 2-5$.

Известны исследования вихревого эффекта на высоких давлениях в работах А.П.Меркулова [2], Н.Д.Кольшева и И.В.Левичева [3], Г.А.Комаровой [4], П.А.Колодезного [5]. Зависимость вихревого эффекта от темпе-