

3. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969, 183 с.
4. Мартынов А.В., Бродянский В.М. Что такое вихревая труба? - М.: Энергия, 1976, 152 с.

УДК 621.565.3

Ю.М.Симоненко *

ИССЛЕДОВАНИЕ ДУШИРУЮЩЕГО КОНДИЦИОНЕРА СО СТУПЕНЧАТО СОЕДИНЕННЫМИ ОХЛАЖДАЕМЫМИ ВИХРЕВЫМИ ТРУБАМИ

Цель настоящей работы состояла в создании и исследовании кондиционера с воздухоохлаждаемыми ВТ и рекуператорами на их холодных концах.

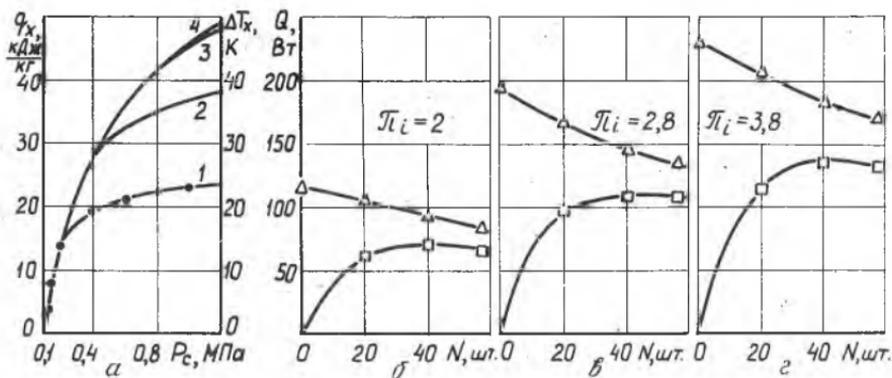
Каждая ступень кондиционера содержит ВТ с заглушенной камерой энергетического разделения, образованной плоскими ребрами, чередующимися с кольцевыми прокладками [1, 2, 3].

На выходе из диафрагм каждой ступени установлены пакеты-рефрижераторы рекуперативного типа, приспособленные к противоточному движению холодного и охлаждаемого потоков. Наружное ребрение камер энергетического разделения омывается потоками окружающего воздуха, нагнетаемого вентилятором.

На начальном этапе исследований определялось предпочтительное число ступеней кондиционера. Для одиночной ВТ ($n = 1$) без рефрижератора получена зависимость от начального давления p_c величин эффекта охлаждения $\Delta T_x = T_c - T_x$ и удельной холодопроизводительности $q_{rx} = c_p \Delta T_x$ при давлении холодного потока $p_x = 0,1$ МПа (рис. 1, а, кривая I). Расход воздуха, обдувающего наружное ребрение камеры энергетического разделения, $G_B = 0,0167$ кг/с. Начальные температуры $T_B = T_c = 305$ К.

Исходя из принятой принципиальной схемы ступенчатого устройства с межступенчатой рефрижерацией произведено перестроение кривой I для числа ступеней $n > 1$ при допущении отсутствия тепловых и гидравлических потерь на рефрижераторах; осуществлен расчет величин ΔT_x и q_{rx} при условии $\pi_i = \sqrt[n]{\pi}$, где π и π_i -

* Работа выполнена под руководством А.И.Азарова



Р и с. 1. Характеристики кондиционера: а - характеристики кондиционера при отсутствии потерь на рефрижераторе; б, в, г - зависимость произведенной (Δ), Q_i , Вт и эффективной (\square) Q_e , Вт холодопроизводительности ступени с реальным рефрижератором

степени расширения многоступенчатой системы и ее i -той ступени; n - число ступеней.

Результаты расчета (рис. 1, а, кривые 2, 3, 4) позволяют в первом приближении установить предпочтительное число ступеней кондиционера: $n = 1$ при $0,1 \text{ МПа} < p_c < 0,2 \text{ МПа}$; $n = 2$ при $0,2 \text{ МПа} < p_c < 0,5 \text{ МПа}$; $n = 3$ при $0,5 \text{ МПа} < p_c < 1,0 \text{ МПа}$; $n = 4$ при $p_c > 1,0 \text{ МПа}$.

Расчетные характеристики по рис. 1, а можно рассматривать как предельные для систем, работа которых не сопровождается потерями на рефрижераторах. В действительности полезно используемая холодопроизводительность Q_e составит только часть от величины произведенной холодопроизводительности $Q_i = q_x G_c$, где G_c - потребление сжатого воздуха.

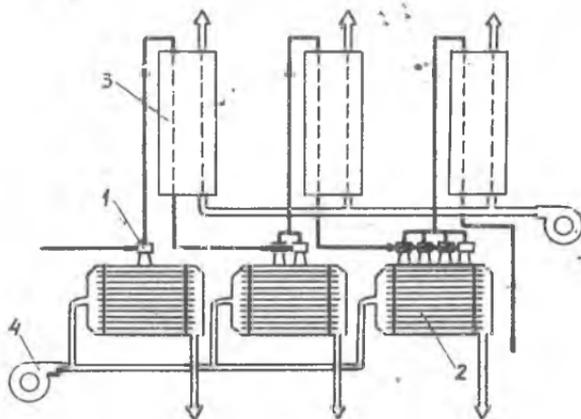
Стремление повысить полноту использования произведенной холодопроизводительности требует увеличения поверхности рефрижераторов. При величине этой поверхности, стремящейся к бесконечности, величина $Q_e \rightarrow Q_i$, но из-за роста гидравлического сопротивления при этих условиях $Q_i \rightarrow 0$.

Следовательно, величина поверхности и сопротивления имеет некоторый оптимум, при котором величина Q_e достигает максимума. Для отыскания этого оптимума экспериментальным путем определены величины Q_i и Q_e при различном числе ребер, образующих реф-

рижератор (рис. 1, б, в, г). С ростом числа ребер величина Q_i убывает. При этом одновременно растет величина Q_e (до $N = 20-40$ шт.). При числе ребер $N > 40$ рост Q_e прекращается.

Таким образом, принимая величину $N = 20-40$ шт. за оптимальную, констатируем, что установка рефрижераторов на холодном конце каждой ступени приводит к снижению величины Q_i на 15-20% против ее максимального уровня (рис. 1, б, в, г).

Для диапазона давлений, характерных для промышленных и транспортных пневмосетей, создан вихревой кондиционер с числом ступеней $n = 3$. Принципиальная схема его устройства представлена на рис. 2. При давлении 0,8 МПа кондиционер, потребляя 0,00889 кг/с неосушенного и неочищенного от паров масла сжатого воздуха, обеспечивает охлаждение (нагрев) 0,05 кг/с чистого воздуха, подаваемого в рабочую зону. Эффективная холодопроизводительность $Q_e = 270$ Вт.



Р и с. 2. Принципиальная схема трехступенчатого вихревого кондиционера с охлаждаемыми БТ: 1 - вихревая камера; 2 - теплообменник - рефрижератор; 3 - оребрение камеры энерго-разделения; 4 - вентилятор; темные стрелки - сжатый воздух; светлые стрелки - охлаждаемый и нагреваемый потоки

Во всех ступенях кондиционера применены унифицированные камеры энергетического разделения и одинаковые спиральные односплошные вводы. При этом число вихревых камер первой, второй и третьей ступени равно 1, 2, 4 соответственно. Во второй (и, аналогично, в

третьей) ступени полости камер сообщены между собой межреберными каналами. Высокая степень унификации узлов и деталей кондиционера позволяет на его основе создать ряд ступенчатых устройств с различными уровнями холодо- и теплопроизводительности.

Л и т е р а т у р а

1. А з а р о в А.И. Охлаждаемая вихревая труба с нестационарным горячим потоком. - В сб.: Холодильная техника и технология. - Киев: Техника, 1973, № 17.
2. А з а р о в А.И. Характеристики вихревой трубы с рециркулирующим горячим потоком. - В сб.: Холодильная техника и технология. - Киев: Техника, 1974, № 18.
3. А л е к с е е в В.П., А з а р о в А.И. и др. Вихревые трубы с внутренним оребрением горячего конца. - В сб.: Вихревой эффект и его применение в технике. - Куйбышев: 1976, с. 113-118.

УДК 628.84

Р.С.Тер-Ионеся

К ОПТИМИЗАЦИИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КОНДИЦИОНЕРА

Одними из наиболее простых и надежных кондиционеров индивидуального назначения (например, для защитного снаряжения) являются пневматические кондиционеры [1]. Основу таких кондиционеров составляет пневматическая система, содержащая струйные аппараты и работающая от сжатого воздуха высокого давления (15-25 МПа). Воздух в этой системе поступает из баллона через редуктор в ВТ, холодный поток которой является рабочим потоком в газоструйном инжекторе, инжикирующем воздух из окружающей среды. Полученная смесь потоков с заданными параметрами по температуре, расходу и давлению подается в спецснаряжение.

Сжатый воздух, содержащийся в баллоне системы, является единственным энергетическим источником, и повышение эффективности его использования может быть достигнуто при оптимизации величины дав-