

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-

ления воздуха за редуктором, в дальнейшем именуемое расходным давлением.

Расходное давление P_1 является одним из основных параметров, определяющих режим работы струйных аппаратов пневматической системы (ВТ и инжектора на ее холодном конце). Исходным для анализа является выражение относительного перепада давления газоструйного инжектора, применимое для любой степени расширения рабочего потока в инжекторе (как докритической, так и сверхкритической) [2]:

$$\frac{\Delta P_K}{P_H} = \frac{K}{2(K+1)P_{PH}} \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{U_K}{U_X} (1+u)^2 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{U_H}{U_X} n u^2 \right]}, \quad (1)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ - коэффициенты скорости (сопла холодного воздуха, камеры смешения, диффузора и входного участка камеры смешения), учитывающие потери в основных сечениях струйного инжектора; ΔP_K - напор (избыточный) подаваемого воздуха; P_H - давление наружного воздуха; $K = 1,4$ - коэффициент адиабаты для воздуха; λ - приведенная изоэнтропная скорость в рабочем сопле; $P_{PH} = P(\lambda)$ - газодинамическая функция относительного давления; u - коэффициент инжекции; $P_{PH} = \frac{P_H}{P_X} = \frac{P_H}{P_1} \pi_X, P_1 = P_K \pi_X \pi_u$; $\frac{U_K}{U_X} = \frac{P_X T_K}{P_K T_X}, \frac{U_H}{U_X} = \frac{P_H T_H}{P_H T_X}$ - отношение удельных объемов воздуха на выходе (с индексом "к", "х", "н"; π_u - степень расширения рабочего потока в инжекторе; n - коэффициент, определяющий отношение площади поперечного сечения камеры смешения к разности между нею и площадью рабочего сопла (допустимо принять в среднем $n = 1,04$ [2], что дает погрешность в определении P_1 не более 3%).

Выражение необходимой величины коэффициента инжекции определяется из уравнения теплового баланса инжектора:

$$u+1 = \frac{\sum \Delta T_X}{\Delta T_K}, \quad (2)$$

где $\Delta T_K = T_H - T_K$ - температурный перепад, создаваемый кондиционером по отношению к температуре инжектируемого (наружного) воздуха; $\sum \Delta T_X$ - суммарное понижение температуры рабочего потока перед инжектированием.

Преобразуя уравнение (1) с применением выражений для относи-

тельной температуры холодного потока θ_x [5] и коэффициента инжекции (2), получим:

$$\lambda^2 = \frac{a_1 (T_H - \theta_x T_1)^2 T_K P_H - b_1 (T_K - \theta_x T_1)^2 T_H P_K}{\theta_x T_1 \Delta T_K^2 P_H} \frac{\Delta P_K}{P_K}, \quad (3)$$

где

$$a_1 = \frac{2(\kappa+1) \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right)}{\varphi_1^2 \varphi_2^2 \kappa}; \quad b_1 = \frac{2(\kappa+1) (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5)}{\varphi_1^2 \varphi_2^2 \kappa} n;$$

T_1 - температура воздуха на входе в ВТ (за редуктором).

При использовании только дроссель-эффекта (горячий конец трубы закрыт) уравнение (3) имеет вид

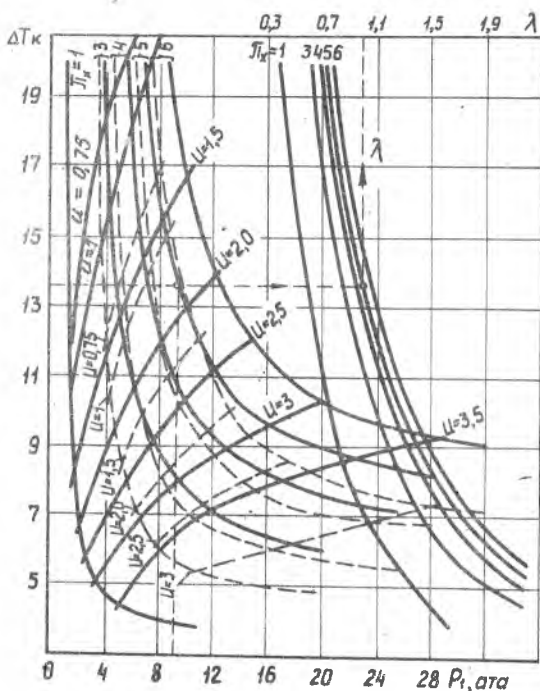
$$\lambda^2 = \frac{a_1 (T_H - T_1)^2 T_K P_H - b_1 (T_K - T_1)^2 T_H P_K}{T_1 \Delta T_K^2 P_H} \frac{\Delta P_K}{P_K}. \quad (4)$$

Математическую взаимосвязь между режимными параметрами струйных аппаратов можно представить графически в координатах $P_1 - \Delta T_K$ для $\pi_x = const$ при заданной величине ΔP_K . На рис. 1 приведены указанные зависимости (сплошные линии), представляющие семейство кривых $\pi_x = const$ при $\Delta T_1 = T_H - T_1 = 20K$ для пневматической системы, работающей при $\Delta P_K = 6,0$ кПа в диапазоне $T_H = 303-323K$ (давление сжатого воздуха в баллонах 21,0-25,0 МПа). На поле этой номограммы также нанесены кривые коэффициента инжекции U и приведенной изэнтропной скорости в рабочем сопле инжектора λ , характеризующие изменения режимных параметров инжектора. Для оценки влияния величины температурного сдвига ΔT_1 на параметры системы на номограмме приведены (пунктирные линии) аналогичные кривые $\pi_x = const$ и $U = const$ для $\Delta T_1 = 0$.

Таким образом, полученная номограмма позволяет находить режимные параметры струйных аппаратов системы (U ; π_x ; π_u ; λ) при заданном значении ΔT_K для различных величин P_1 .

Анализ оптимальных значений величины P_1 производится при исследовании полноты использования сжатого воздуха из баллона, для чего целесообразно ввести понятие общего коэффициента инжекции K_u , который определяется отношением количества поданного кондиционером воздуха (за время работы кондиционера) ко всему количеству сжатого воздуха, находящегося первоначально в баллоне:

$$K_u = \left(1 - \xi_{\sigma} K_P \frac{P_1}{P_3} \right) (u+1) u, \quad (5)$$

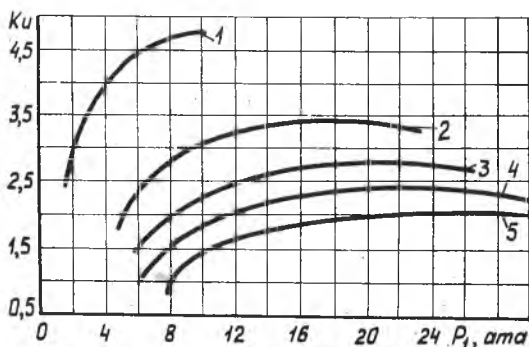


Р и с. 1. Совместные характеристики струйных аппаратов пневматической системы

где μ - оптимальная доля холодного потока в ВТ; ξ_{σ} - коэффициент сжимаемости; P_{σ} - давление воздуха в баллоне системы; K_p - коэффициент остаточного давления редуктора.

Полученная функция (5) является сложной функцией от P_1 , так как U и μ зависят от P_1 .

Эта функция имеет сначала круто возрастающую область при повышении P_1 , затем более пологую и далее область плавно понижающихся значений K_u . Такой характер зависимости обуславливается значительным влиянием давления P_1 на удельную холодопроизводительность вихревой трубы, а затем при больших P_1 - влиянием количества остаточного воздуха в баллоне (увеличением P_1/P_{σ}). На рис. 2 представлена зависимость общего коэффициента инжекции пневматической системы при $\Delta T_1 = 20\text{K}$ для $\mathcal{L}_x = 3-6$ и $\Delta P_x = 6,0$ кПа.



Р и с. 2. К оптимизации давления воздуха за редуктором: 1-5 соответствуют $\mathcal{L}_x = 1$; 3; 4; 5; 6

Оптимальная величина P_1 определяется из условий наибольших значений K_u или в области перехода крутого роста кривой в более пологий для соответствующих \mathcal{L}_x .

Далее для полученного значения $(P_1)_{opt}$ (в соответствии с выражением (5), или рис. 2) определяют по совместным характеристикам струйных аппаратов (рис. 1) их режимные параметры согласно с требуемым температурным перепадом ΔT_k .

Таким образом, произведенный анализ показывает следующее:

при необходимости обеспечения температурного перепада в пределах 10-17К целесообразно использовать систему с применением вихревого эффекта при оптимальном давлении за редуктором 1,2-2,0 МПа (12-20 ата);

при необходимости обеспечения температурного перепада в пределах до 5К целесообразно использовать систему с применением только дроссель-эффекта при оптимальном давлении воздуха за редуктором в диапазоне 0,4-0,8 МПа (4-8 ата).

Экспериментальные исследования пневматической системы подтвердили корректность полученных анализом выводов. Расхождение расчетных и экспериментальных данных величин оптимального давления воздуха за редуктором при заданных целевых параметрах ΔT_k и ΔP_k не превышает 10%.

Л и т е р а т у р а

1. Антонов Ю.В., Николаев Н.С., Тер-Ионесян Р.С. и др. Создание комфортных условий при работе в защитном снаряжении. - Холодильная техника. М., 1971, № 10, с. 10-13.
2. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. - М.: Энергия, 1970, 287 с.
3. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969, 184 с.

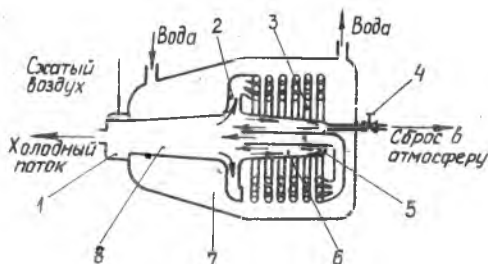
УДК 621.532

А.В.Мурашкин, Ю.А.Новосельский, В.Н.Воробьев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХКАСКАДНОГО ОХЛАЖДАЕМОГО ВИХРЕВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПОТОКА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ

Цель настоящей работы - экспериментальное исследование новой конструкции вихревого холодильника с комбинированным охлаждением, т.е. охлаждением циркулирующего потока промежуточного давления во внешнем теплообменнике и охлаждением горячей зоны вихревого холодильника.

Схема двухкаскадного охлаждаемого вихревого холодильника с циркуляцией потока промежуточного давления показана на рис. 1.



Р и с. 1. Схема двухкаскадного охлаждаемого вихревого холодильника с циркуляцией потока промежуточного давления