

오리피스 맥동관 냉동기의 수치적 해석 Numerical Analysis of an Orifice Pulse Tube Refrigerator

이 강 선*, 정 은 수**, 최 현 오***
K. S. Lee, E.S.Jeong, H. O. Choi

Key words : Orifice(오리피스), Pulse Tube(맥동관), Refrigerator(냉동기)

Abstract

A numerical model for the analysis and design of orifice pulse tube refrigerators has been developed. Heat transfer coefficient and friction factors in the model vary with time, and the real physical properties such as thermal conductivity and viscosity were used to improve the accuracy of the model. Thermodynamic behavior of the working fluid within pulse tube refrigerators was investigated and the effect of design parameters, such as reservoir volume, orifice diameter, and NTU of regenerator, on the cooling load and COP was shown.

기 호 설 명

A : 면적
 C_p : 정압비열
 C_v : 정적비열
 d_h : 수력직경
 d_o : 오리피스의 직경
 D : 직경
 f : 피스톤의 진동수
 h : 엔탈피, 대류열전달계수
 k : 비열비(C_p/C_v), 열전도도
 K : 입구손실계수
 L : 길이
 M : 질량
 m_f : 질량유량
 Re : Reynolds수
 P : 압력
 P_r : Prandtl수

Q : 열전달량
 R : 기체상수
 S_r : Stanton수
 t : 시간
 T : 온도
 u : 축방향 속도
 V : 체적

그리이스 문자

θ : 크랭크각
 μ : 점도
 ρ : 밀도
 Ψ : 공극율 (porosity)

하 첨 자

b : 저장소 (Reservoir)
 c : 압축기
 g : 기체

* 홍익대학교 대학원
 ** 홍익대학교 기계공학과
 *** 한국기계연구원 기계부품연구부

- h : 고온측 열교환기
- i : 검사체적
- in : 검사체적으로의 유입
- k : 저온측 열교환기
- m : 재생기 매트릭스
- o : 오리피스
- out : 검사체적에서의 유출
- r : 재생기
- t : 맥동관
- w : 관벽

1. 서 론

근래 극저온에서의 냉동을 필요로 하는 센서나 전자부품 등의 사용이 증대하면서 장기간 보수가 필요없는 고신뢰성의 소형 극저온 냉동기의 개발이 요구되고 있다. 현재 냉동용량이 작은 경우에는 스테링(Stirling) 냉동기나 GM(Gifford-McMahon) 냉동기 등이 널리 사용되고 있으며, 이러한 냉동기들의 신뢰성을 높이기 위하여 운전속도를 낮추거나, 마찰력을 받는 실(seal) 재료의 향상, 그리고 구동부(moving part)를 줄이기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.¹⁻³⁾

맥동관 냉동기(pulse tube refrigerator)는 스테링, GM, Vuilleumier 냉동기 등과 같은 열재생형 냉동기의 일종이다. 스테링, GM, Vuilleumier 냉동기는 상온부와 저온부에 2개의 구동부를 갖고 있으나, 맥동관 냉동기는 Fig.1과 같이 상온부의 구동부만 있고 저온측의 구동부가 없으므로 구조가 단순하고, 저온부의 진동이 없으며, 또 Joule-Thompson 냉동기와 같이 오염물질에 의하여 오리피스가 막힐 염려가 없는 등의 장점을 갖고 있으므로 고신뢰성이

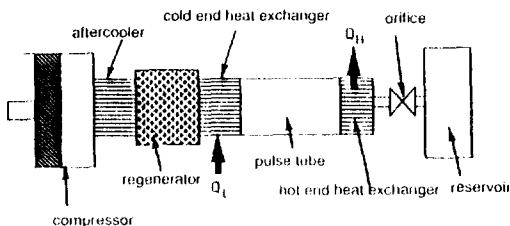


Fig.1 Schematic of an orifice pulse tube refrigerator

요구되는 냉동기로 사용하기에 적합하다.¹⁻²⁾ 미국과 일본에서는 1980년대부터 효율이 높은 맥동관 냉동기의 개발과 맥동관 냉동기에서 얻을 수 있는 최저 온도를 낮추려는 노력이 계속되고 있다.¹⁻⁴⁾

맥동관 냉동기는 주기적으로 작동유체의 압력과 유동의 방향이 변화하고, 냉동기의 각 부분이 서로 연결되어 상호작용을 하므로 사이클 해석이 복잡하고 설계기술이 잘 알려져 있지 않다. 이러한 냉동기를 효율적으로 개발하기 위해서는 각 부분을 하나씩 해석하여 설계하는 것은 큰 의미가 없고, 냉동기 전체를 동시에 모사하여 해석하는 수치적 해석방법의 개발이 필요하다.

오리피스 맥동관 냉동기의 간단한 해석적 모델로는 온도, 압력, 질량유속을 벡터로 표시한 위상차 해석법(phasor analysis)⁵⁾이 있다. 위상차 해석법은 오리피스 맥동관 냉동기를 물리적으로 이해하고 냉동량에 영향을 미치는 인자들을 결정하는 데는 유용하나, 가정을 많이 하였기 때문에 정확성은 떨어진다.¹⁾ 오리피스 맥동관 냉동기의 수치적 모델로는 Wu와 Zhu⁶⁾ 그리고 Wang, Zhu, Chen⁷⁾에 의한 것들이 있다. 이 모델들은 시간에 따라 변화하지 않는 열전달계수와 마찰계수를 사용하고 물리적 의미가 없는 수정인자(correction factor)들을 사용하였기 때문에 오리피스 맥동관 냉동기의 해석이나 설계에 일반적으로 사용하기 곤란하다.

본 연구에서는 맥동관 냉동기 중에서 가장 실용 가능성이 높고 연구가 많이 진행되고 있는 오리피스 맥동관 냉동기의 해석과 설계에 일반적으로 사용할 수 있는 수치적 해석 모델을 제시하였다. 맥동관 냉동기 내에서 작동유체의 속도, 압력, 온도는 주기적으로 변화하므로 시간에 따라 변화하는 열전달계수와 마찰계수들을 사용하였고, 온도가 열전도도와 점도에 미치는 영향을 고려하였다. 이 모델을 이용하여 맥동관 내부의 작동유체의 열역학적 거동을 규명하고 설계변수들이 냉동량과 냉동효율에 미치는 영향을 알아보았다.

2. 해석 모델

본 연구에서는 스테링 엔진과 냉동기의 해석 및 설계에 널리 사용되는 Nodal Analysis⁸⁾를 오리피스 맥동관냉동기에 적용하였다. Nodal Analysis에서는

작동 공간(working space)을 작동 유체의 주유동 방향으로 여러 개의 검사체적으로 나누고, 각 검사체적내의 열역학적 성질들은 균일하다고 가정한다. 작동유체는 헬륨을 사용하였으며 이상기체로 가정하였고, 누설되는 작동유체는 없는 것으로 생각하여 맥동관 내 작동유체의 총 질량은 항상 일정하다고 가정한다. 맥동관의 관벽과 재생기의 매트릭스(matrix)는 오직 내부의 가스와 열전달을 하며, 압축기와 열교환기의 축방향 온도 구배는 매우 작으므로 축방향의 열전도는 무시한다. 저장소(reservoir)의 체적은 맥동관에 비하여 매우 크므로 저장소 내의 작동유체의 온도는 상온으로 일정하다고 가정한다.

2.1 지배 방정식

Fig.2는 Nodal Analysis를 적용하기 위하여 작동 공간을 여러 개의 검사체적으로 나눈 오리피스 맥동관 냉동기의 대략적인 온도 분포를 보여준다. 각 검사체적에 대한 질량 보존법칙과 작동유체의

에너지 보존법칙은 식 (1), (2)와 같다.

$$\frac{dM_i}{dt} = \dot{m}_{f_{i-1}} - \dot{m}_f \tag{1}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} (M_i C_v T_i) = & h_i A_i (T_{wi} - T_i) - \frac{\Delta P_i \dot{m}_i}{\rho_i} - P \frac{dV_i}{dt} \\ & + \dot{m}_{f_{i-1}} C_p T_{f_{i-1}} - \dot{m}_f C_p T_f \end{aligned} \tag{2}$$

식 (2)의 우변의 둘째항은 마찰에 의한 에너지 소산을 나타낸다. 체적 V_i 는 오직 압축기에서만 시간에 따라 변화한다. 식 (2)에 이상기체 상태방정식

$$P_i V_i = M_i R T_i \tag{3}$$

을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

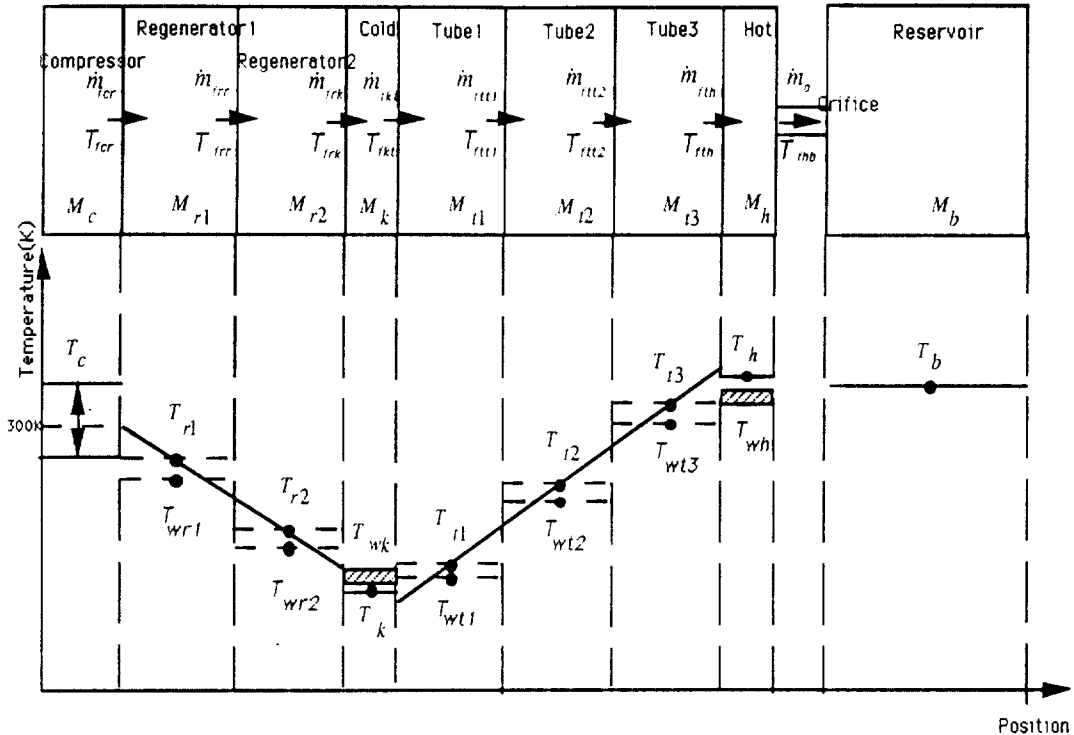


Fig.2 Control volumes and temperature distribution of orifice pulse tube refrigerators

$$\frac{C_p}{R} P_i \frac{dV_i}{dt} + \frac{C_p}{R} V_i \frac{dP_i}{dt} = h_i A_i (T_m - T_i) - \frac{4P_i \dot{m}_i}{\rho_i} + \dot{m}_{f_{i-1}} C_p T_{f_i} - \dot{m}_{f_i} C_p T_{f_i} \quad (4)$$

Fig.2에 보인 바와 같이 주유동방향의 온도 구배가 매우 큰 맥동관과 재생기에서 검사체적을 들어오고 나가는 작동유체의 온도는 그 검사체적 내의 유체의 평균 온도와는 다르다. 따라서, 검사체적 사이의 경계를 통과하는 작동유체의 온도를 인접한 검사체적의 평균 온도에서 계산하는 것이 필요하다. 효율이 높은 재생기 매트릭스의 온도 분포는 선형적이고 재생기 내부에서의 작동유체의 온도는 매트릭스의 온도와 거의 차이가 없으므로 선형적으로 가정할 수 있으며, 맥동관 안의 작동유체의 전체적인 축방향 온도 분포는 선형이 아니지만 구간별로는 선형이라 생각할 수 있다. 맥동관과 재생기 내의 검사체적을 통과하는 작동유체의 온도는 식 (5)를 사용하여 구한다.

$$T_{f_i} = \frac{4X_{i-1} + 24X_i}{4X_{i-1} + 4X_i} T_i - \frac{4X_i}{4X_{i-1} + 4X_i} T_{i-1} \text{ for } \dot{m}_{f_i} > 0$$

$$T_{f_i} = \frac{4X_{i+2} + 24X_{i+1}}{4X_{i+1} + 4X_{i+2}} T_{i+1} - \frac{4X_{i+1}}{4X_{i+1} + 4X_{i+2}} T_{i+2} \text{ for } \dot{m}_{f_i} < 0 \quad (5)$$

작동유체가 압축기에서 저장소 방향으로 흐를 때 질량유량 $\dot{m}_f > 0$ 으로 택하였다.

압축기의 체적(V_c)은 사인파(sine wave)의 모양을 갖는다고 가정하여 다음과 같이 표시한다.

$$V_c = V_d + \frac{1}{2} V_s (1 + \cos \theta) \quad (6)$$

여기서 V_d 는 압축기의 불용체적(dead volume), V_s 는 압축기의 행정체적(swept volume), θ 는 압축기의 크랭크각이다.

재생기 매트릭스와 맥동관 벽은 오직 작동유체와

열전달을 한다고 가정하였으므로 재생기 매트릭스와 맥동관 벽에 대한 에너지 보존법칙은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$M_{mi} C_{mi} \frac{dT_{mi}}{dt} = h_i A_i (T_g - T_{wi}) \quad (7)$$

여기서 M_{mi} 는 재생기 매트릭스 혹은 맥동관벽의 질량, C_{mi} 는 비열, h_i 는 대류열전달계수, A_i 는 열전달면적, T_g 는 작동유체의 온도, T_{wi} 는 매트릭스나 맥동관벽의 온도를 나타낸다.

고온측 열교환기와 저장소를 연결하는 오리피스의 길이는 매우 짧아 유체와 관벽 사이의 마찰에 의한 주손실은 무시할 수 있으므로 갑작스런 단면적 변화에 의한 입구손실만을 고려한다. 오리피스의 길이는 압축기 피스톤의 행정길이(stroke)에 비해 매우 작으므로 정상상태로 간주할 수 있다. 맥동관의 압력이 저장소의 압력보다 높을 때 작동유체는 오리피스를 통하여 Fig.3과 같이 고온측 열교환기에서 저장소로 이동한다. 고온측 열교환기 내부의 단면적은 오리피스의 단면적보다 매우 크므로 Fig.3의 1점에서의 속도는 무시할 수 있다. 1점과 2점 사이에 정상상태의 에너지 보존방정식을 적용하면 다음과 같고,

$$h_1 = h_2 + \frac{u_1^2}{2} + K \frac{u_2^2}{2} \quad (8)$$

식 (8)과 $dh = C_p dT$ 를 이용하여 압축기에서 오리피스방향으로 흐르는 질량유속을 구하면 다음과 같이 표현된다.

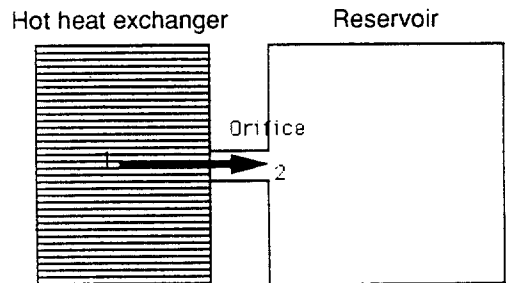


Fig.3 Mass flow rate model through an orifice

$$\dot{m}_o = A_o \sqrt{\frac{2kP_1\rho_1}{(k-1)(1+K)} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} \quad (9)$$

여기서 K 는 입구손실계수로 0.5이고, ρ_1 는 1점의 밀도, A_o 는 오리피스면의 단면적이다.

저장소는 등온으로 가정하였으므로 저장소내의 압력과 질량의 변화는 오직 오리피스를 통과해 들어오고 나가는 질량에 의하여 일어난다. 저장소에 대한 질량보존 방정식과 이상기체 상태방정식에서 질량과 압력을 구한다.

2.2 열전달 관계식과 압력강하 관계식

맥동관 냉동기에서는 작동유체의 속도와 유동방향이 주기적으로 변화하므로 맥동관내의 대류 열전달계수와 마찰계수는 한 사이클 동안 일정한 값을 갖지 않고 주기적으로 변화한다. 본 연구에서는 맥동관 내의 유동이 준정상상태(quasi-steady state)라고 가정하여 정상상태의 열전달관계식과 압력강하식을 사용한다.

재생기와 열교환기는 전열면적을 크게 하기 위하여 스크린이나 작은 구(sphere)들을 채워 넣는다. 이러한 공극매질(porous media)에 대한 대류열전달계수는 다음과 같이 표현된다.⁸⁾

$$StPr^{2/3} = NRe^{-M} \quad (10)$$

여기서, St 는 Stanton수이며, M 과 N 은 공극율 ψ 의 함수인데, Kays와 London⁹⁾의 실험결과를 곡선적합(curve fitting)하여 구하였다. 공극매질을 흐르는 유체의 Reynolds수는 다음과 같다.

$$Re = \frac{\dot{m}d_h}{\mu A \psi} \quad (11)$$

공극매질을 유체가 통과할 때의 압력강하는 다음식으로 표현된다.⁹⁾

$$\Delta P_i = \frac{2f_i \mu_i \dot{m}_i V_i}{A_i^2 \epsilon_i \rho_i \epsilon_i} \quad (12)$$

여기서, f_i 는 Reynolds 마찰계수(friction factor), V_i 는 공극체적(void volume), A_i 는 단면적, ϵ_i 는 공극율

이다.

열전도도와 점도에 대한 온도의 영향은 Arp와 McCarty¹⁰⁾의 데이터를 곡선적합(curve fitting)하여 구하였다.

2.3 수치해석 방법

맥동관 냉동기의 정상 상태 운전은 주기적 정상상태(cyclic steady state)이므로 한 사이클의 최종상태가 처음상태와 같다. 이 조건을 이용하여 각 변수에 임의의 초기값을 대입한 후 주기적 정상상태가 될 때까지 4차 Runge-Kutta법¹¹⁾을 사용하여 변수들을 계산한다.

주기적 정상 상태에 도달했는지의 판단 기준으로는 각 검사체적마다 한 사이클의 압력, 온도, 질량의 초기값과 최종값의 차이와 한 사이클 동안의 평균값의 비를 사용하였다. 압력과 온도는 사이클의 최종값과 초기값의 차이가 평균값의 10^{-6} 보다 작으면, 질량의 경우는 100^{-4} 보다 작으면 주기적 정상상태에 도달하였다고 간주하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 오리피스 맥동관 냉동기를 압축기 1개, Aftercooler 1개, 재생기 5개, 저온측 열교환기 1개, 맥동관 10개, 고온측 열교환기 1개, 저장소 1개의 총 20개의 검사체적으로 나누어 해석하였다.

3.1 압력, 온도, 질량유속

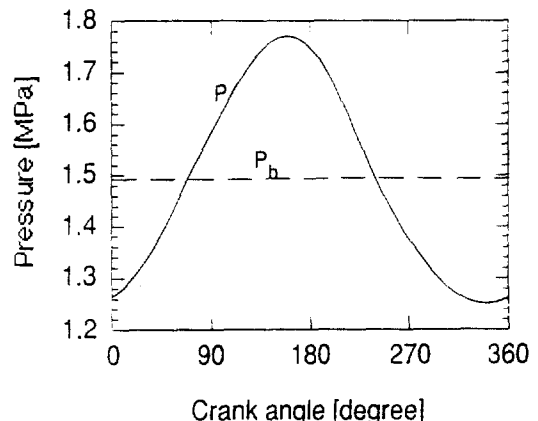


Fig.4 Pressure variation during a cycle

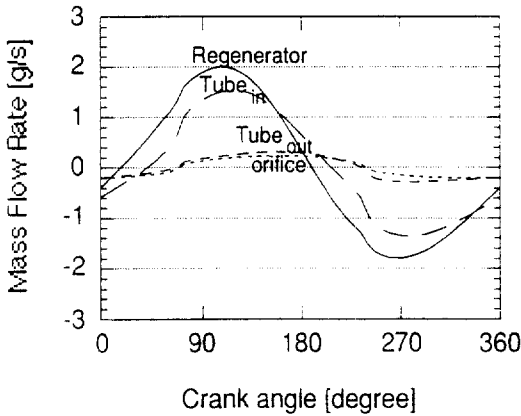


Fig.5 Mass flow rate during a cycle

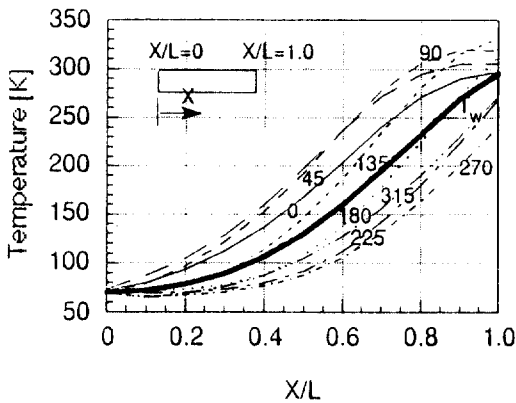


Fig.6 Temperature distribution in the pulse tube during a cycle

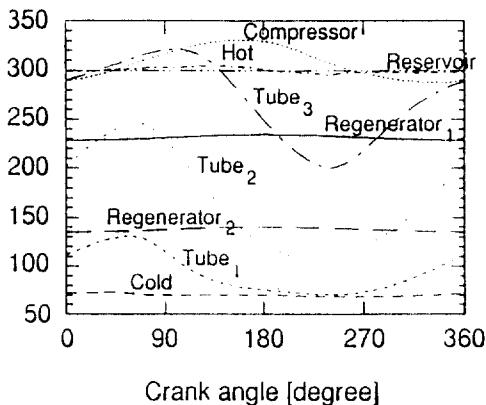


Fig.7 Temperature variation during a cycle

맥동관 냉동기 내부의 작동유체의 거동을 알아보기 위하여 작동유체의 온도, 압력, 질량유속 등을 Fig.4~7에 나타내었다. 계산 조건은 재생기의 공극을 0.602, 직경 13mm, 길이 100mm, 평균 NTU 200, 저온측 열교환기와 고온측 열교환기의 공극을 0.817 직경 9mm, 길이 10mm, 오리피스와 맥동관의 직경비는 0.067, 맥동관의 직경 9mm, 길이 100mm, 관두께 5mm, 압축기의 행정체적은 25.09cm³, 저온측 열교환기의 온도는 70K, 저장소 체적은 맥동관의 200배일 때의 결과들이다.

Fig.4는 한 사이클 동안의 맥동관과 저장소의 압력을 보여주는데, 맥동관 내의 압력변화와 비교해 볼 때 저장소의 압력은 거의 변하지 않는다는 것을 알 수 있다. 맥동관 내의 과정이 단열과정이라면 압력은 크랭크각이 180°에서 최고가 되어야 하나 Fig.4의 압력은 약 160°에서 최고가 된다. 압력비(최고 압력/최저 압력)는 1.4 정도이다.

Fig.5는 질량유속의 한 사이클 동안의 변화를 보여준다. Tube_{in}은 저온측 열교환기와 맥동관의 경계를 Tube_{out}은 맥동관과 고온측 열교환기의 경계를 나타낸다. 압축기에서 멀어질수록 질량유속의 크기가 작아지고 최대 질량유속은 늦어진다. 고온측 열교환기로 갈수록 질량유속과 압력의 위상차가 줄어드는 것을 알 수 있다.

Fig.6은 맥동관 벽의 온도와 맥동관 내부에 있는 작동유체의 한 사이클 동안의 온도 분포를 보여 준다. 맥동관 벽과 맥동관 내부에 있는 작동유체의 온도가 전체적으로는 직선으로 볼 수 없으나 구간별로는 선형이 됨을 보여 주고 있다. 크랭크각 0°는 피스톤의 하사점이고 180°가 상사점이다. 크랭크각 0°에서 90°까지는 압축기에서 작동유체가 맥동관 안으로 들어옴에 따라 맥동관 내의 기체가 압축되어 온도가 올라가는 것을 알 수 있다. 그러나 135°에서 저온측 열교환기 가까이 있는 작동유체의 온도가 내려가는 것은 저온측 열교환기 내에 있던 차가운 작동유체가 맥동관으로 들어오기 때문이다. 135°에서 270°까지는 맥동관 내부의 압력이 저장소의 압력보다 높으므로 작동유체가 맥동관에서 저장소로 나가기 때문에 일어나는 맥동관내 작동유체의 팽창에 의하여 고온측 열교환기 가까이 위치한 작동유체의 온도가 내려가는 것을 볼 수 있다. 그 이후는 맥동관 내부의 압력이 저장소의

압력보다 낮아지므로 작동유체가 저장소에서 맥동관으로 흘러 들어와서 맥동관내의 기체를 압축하기 때문에 온도가 올라가 처음 상태로 되돌아 간다.

Fig.7은 맥동관 냉동기 각 부분의 온도 변화를 나타낸다. 열교환기와 재생기 내부의 작동유체의 온도는 거의 일정하고, 맥동관내의 작동유체의 온도분포인 $Tube_1$, $Tube_2$, $Tube_3$ 는 고온측열교환기로부터 가까워 갈수록 온도가 최고가 되는 점이 늦어지는 것을 보여준다.

3.2 냉동 용량과 성적계수

Fig.8은 저온측 열교환기 온도, 즉 냉동온도의 변화에 따른 냉동용량과 COP를 보여주는데 냉동온도가 낮아짐에 따라 COP와 냉동용량이 거의 선형적으로 감소함을 보여준다.

Fig.9는 작동유체의 평균압력이 높을수록 냉동용량은 선형적으로 증가함을 보여준다. 평균압력이 높을수록 각 단면을 흐르는 작동유체의 질량유속이 커지므로 엔탈피 유동이 증가하기 때문으로 생각된다. COP는 평균압력이 증가함에 따라 선형적으로 증가하다가, 1.3MPa보다 높아지면 완만한 증가율을 보여준다. 평균압력이 증가하면 누설이 생길 가능성이 커지므로 평균압력을 무조건 높일 수는 없다.

Fig.10은 압축기 속도의 영향을 보여주는데, 속도가 증가하면 냉동용량과 COP가 증가하다가 17Hz 이상에서는 감소하는 것을 보여준다. 압축기 속도가 어느 한도 이상 증가하면 재생기와 열교환기의 효율이 낮아지기 때문에 냉동용량과 COP가 감소하는 것으로 생각된다.

오리피스 직경이 냉동용량과 COP에 미치는 영향을 Fig.11에 나타내었는데, 오리피스 직경이 커질수록 처음에는 냉동용량과 COP가 증가하다가 다시 감소하는 것을 보여준다. 오리피스의 단면적이 작으면 질량유속이 작고, 또 질량유속과 압력의 위상차를 생기게 하는 역할을 못하므로 냉동용량과 COP가 작다. 또 직경이 너무 커지면 질량유속은 커지지만 맥동관과 저장소의 압력의 위상차가 감소하므로 냉동용량과 COP는 감소하게 됨을 보여준다.

Fig.12는 저장소의 크기가 너무 작으면, 저장소의 압력이 맥동관내의 압력과 같이 변하므로 오리피스를 통과하는 질량유속이 작아져 냉동용량이 떨어짐을 보여준다. 저장소의 체적의 맥동관 체적의 50

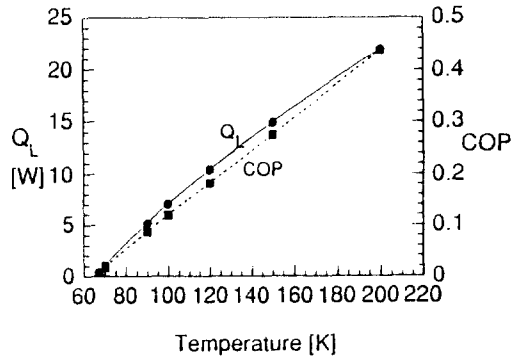


Fig.8 Refrigeration power and COP with varying cold heat exchanger temperature

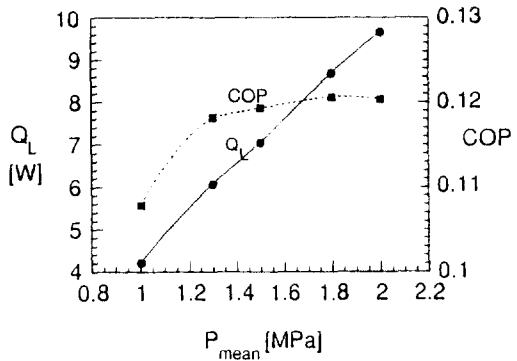


Fig.9 Refrigeration power and COP with varying mean pressure

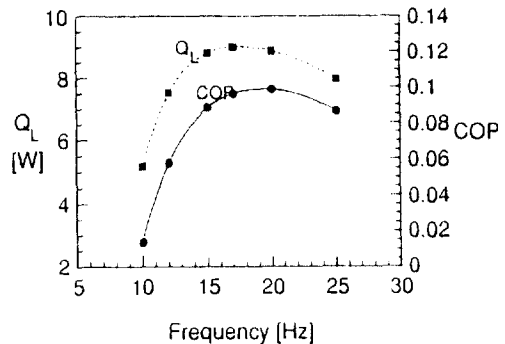


Fig.10 Refrigeration power and COP with varying compressor speed

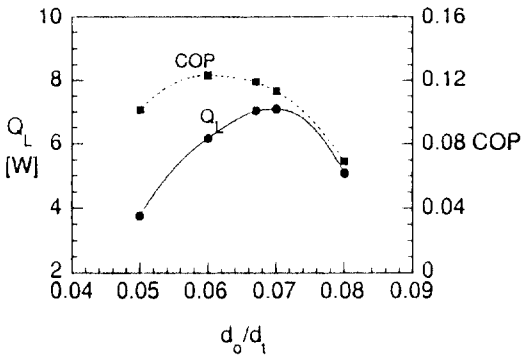


Fig.11 Refrigeration power and COP with varying orifice opening

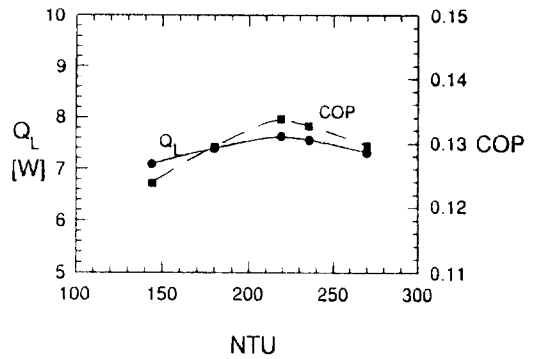


Fig.14 Refrigeration power and COP with varying regenerator NTU

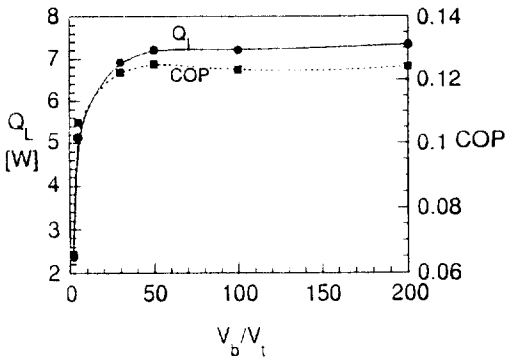


Fig.12 Refrigeration power and COP with varying reservoir volume

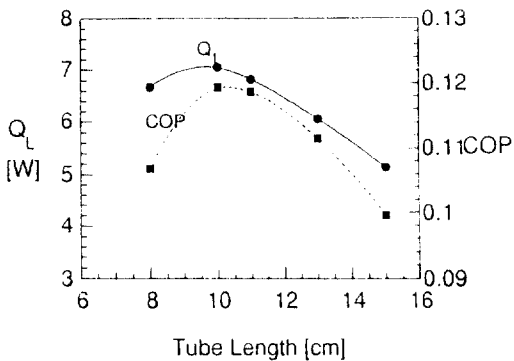


Fig.13 Refrigeration power and COP with varying tube length

배 이상이 되면 냉동용량은 거의 일정하다. 그러나, COP는 다소 떨어지는데 그 이유는 저장소의 크기 증가에 따른 외부로의 열손실이 증가했기 때문이라 생각된다.

Fig.13은 맥동관의 길이의 영향을 보여주는데, 맥동관의 길이가 길어지면 냉동용량과 COP는 증가하다가 감소하는 것을 볼 수 있다. 즉, 압축기 용량에 따라 최적 맥동관 길이가 존재함을 알 수 있는데, 맥동관 벽과 작동유체 사이의 마찰과 열 전달은 무시할 정도로 작으므로 주어진 압축기 용량에 따라 최적 맥동관 체적이 존재한다고 생각할 수 있다.

Fig.14는 재생기의 NTU(number of transfer unit)가 냉동용량과 COP에 미치는 영향을 보여준다. NTU가 커지면 재생기의 열효율이 증가하므로 냉동용량과 COP는 증가한다. 그러나 NTU가 220 이상이 되면 NTU가 증가할수록 냉동용량과 COP가 감소하는데, 이는 작동유체와 재생기 매트릭스 사이의 마찰손실이 증가하기 때문으로 생각된다. 최적의 NTU는 약 220정도인 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 오리피스 맥동관 냉동기의 해석과 설계에 사용할 수 있는 수치적 모델을 제시하였다. 이 모델을 이용하여 오리피스 맥동관 냉동기의 내부에서 일어나는 작동유체의 열역학적 거동을 규명하였고, 여러 설계변수들이 냉동용량과 COP에

미치는 영향을 알아 보았다. 이 프로그램을 사용하여 얻을 수 있는 최저 냉동 온도는 약 67K이며 이때 0.4W의 냉동용량을 얻을 수 있었는데, 현재 1단(single stage) 오리피스 맥동관 냉동기에서 실험적으로 얻을 수 있는 최저 온도는 60~70K 정도이다.²⁾

본 연구에서 개발한 프로그램을 사용하면 오리피스 맥동관 냉동기의 여러 변수들의 최적 성능 조건을 찾을 수 있다. 재생기의 평균 NTU는 220 정도이고, 저장소의 체적은 맥동관 체적의 50배 이상이면 충분하다. 압축기 속도, 오리피스 직경과 맥동관 직경의 비, 맥동관 길이는 최적조건이 존재한다. 그러나 이러한 설계변수들이 서로 비선형적으로 영향을 미치므로 설계하고자 하는 맥동관 냉동기의 최적 조건을 구하기 위해서는 많은 계산이 필요하리라 생각된다.

후 기

이 논문은 과학기술처에서 시행한 특정연구개발사업의 지원을 받은 연구의 결과입니다. 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Radebaugh, R., 1990, "A review of pulse tube refrigerator", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.35, pp.1191-1205.
2. Radebaugh, R., Zimmerman, J., and Smith, D.R., 1986, "A comparison of three types of pulse tube refrigerators: New methods for reaching 60K", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.31, pp. 779-789.
3. Radebaugh, R., Chowdhury, K., and Zimmerman, J., 1988, "Optimization of a pulse tube refrigerator for a fixed compressor swept volume", *Proc. Fifth Intl. Cryocooler Conf.*, p.113.
4. Matsubara, Y. and Miyake, A., 1988, "Alternative methods of the orifice pulse tube refrigerator", *Proc. Fifth Intl. Cryocooler Conf.*, pp.127-135.
5. Storch, P.J. and Radebaugh, R., 1988, "Development and experimental test of an analytical model of the orifice pulse tube refrigerator", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.33, pp.851-859.
6. Wu, P. and Zhu, S., 1989, "Mechanism and numerical analysis of orifice pulse tube refrigerator with a valveless compressor", *Proc. Intl. Conf. Cryogenics and Refrigeration*, pp.85-90.
7. Wang, C., Wu, P., and Chen, Z., 1992, "Numerical modelling of an orifice pulse tube refrigerator", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.32, pp. 785-790.
8. Urieli, I. and Berchowitz, D.M., 1984, "Stirling Cycle Engine Analysis", *Adam Hilger Ltd.* p.98-113, p.165.
9. Kays, W.M. and London, A.L., 1984, "Compact Heat Exchanger", 3rd ed., McGraw-Hill Book Co., New York, pp.148.
10. Arp, V.D. and McCarty, R.D., 1989, "Thermophysical Properties of Helium-4 from 0.8 to 1500K with Pressure to 2000MPa", *National Institute of Standards and Technology*, Technical Note 1334.
11. Gerald, C.F. and Wheatley, P.O., 1992, *Applied Numerical Analysis*, Fourth edition, Addison Wesley, p.356.