

이중입구 맥동관냉동기의 수치적 해석

Numerical Analysis of a Double Inlet Pulse Tube Refrigerator

채 왕 병*, 정 은 수**, 최 현 오***

W. B. Chai, E. S. Jeong, H. O. Choi

Key words : pulse tube refrigerator(맥동관냉동기), double inlet(이중입구), orifice(오리피스), COP (성능계수), cooling capacity(냉동용량)

Abstract

A numerical model for predicting the performance of gas distributor type double inlet pulse tube refrigerators has been developed. The model was based on adiabatic analysis and the losses of heat exchangers and regenerator were considered. Thermodynamic behavior of working fluid within a double inlet pulse tube refrigerator was investigated and the effects of design parameters, such as valve and orifice openings, cold heat exchanger temperature, frequency and pulse tube length, on the cooling capacity and COP were shown.

기 호 설 명

A : 단면적
 A_{ug} : 열교환기의 전열면적
 C_p : 정압비열
 C_v : 정적비열
 d : 지름
 h : 대류열전달계수
 K : 침투율(permeability)
 L : 재생기 길이
 M : 질량
 \dot{m} : 질량유량
 N : 맥동관의 검사체적 수
 P : 압력
 \dot{Q} : 열전달량

R : 기체상수
 t : 시간
 T : 온도
 V : 체적

그리스 문자

α : 질량유량계수
 μ : 점도
 r : 비열비
 θ : 크랭크각
 Ψ : 공극율(porosity)

하 첨 자

ac : 후냉기(aftercooler)
 b : 저장소(reservoir)

* 홍익대학교 대학원

** 정회원, 홍익대학교 기계공학과

*** 정회원, 한국기계연구원

- f : 검사체적의 경계
- h : 고온측 열교환기
- i : 맥동관의 검사체적 번호
- l : 저온측 열교환기
- o : 오리피스(orifice)
- p : 맥동관
- r : 재생기
- v : 밸브(valve)
- w : 관벽

1. 서 론

근래 전자부품이나 센서와 같이 발열량이 작고 작동온도가 4~150K인 기기들의 냉각용으로 신뢰성이 높은 소용량의 극저온냉동기에 대한 관심이 증대하고 있다.¹⁾ 현재 소형 극저온냉동기로 많이 사용되고 있는 스티어링냉동기나 GM냉동기는 상온측과 저온측에 두 개의 구동부를 갖고 있으나, 맥동관냉동기(pulse tube refrigerator)는 저온측 구동부가 없고 상온에서 작동하는 하나의 구동부만 갖고 있으므로 다른 극저온냉동기들에 비하여 신뢰성이 높다는 장점을 갖고 있어서 이의 실용화를 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.^{2)~4)}

맥동관냉동기는 1963년 Gifford와 Longsworth⁵⁾에 의하여 처음 고안되었으나 효율이 낮고 냉동용량이 작아서 큰 관심을 끌지 못하였다. 맥동관냉동기에 대한 본격적인 연구는 1984년 Mikulin⁶⁾이 Fig.1에 보여진 오리피스 맥동관냉동기(orifice pulse tube refrigerator)를 제안하면서 시작되었다. 오리피스 맥동관냉동기는 Gifford와 Longsworth의 기본형 맥동관냉동기에 비하여 냉동온도와 냉동용량을 크게 향상시켰지만, 스티어링냉동기나 GM냉동

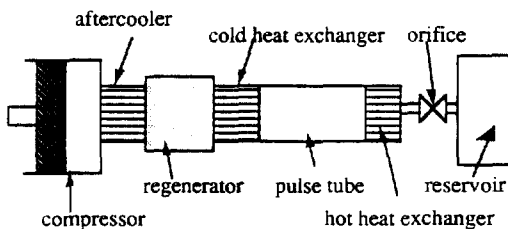
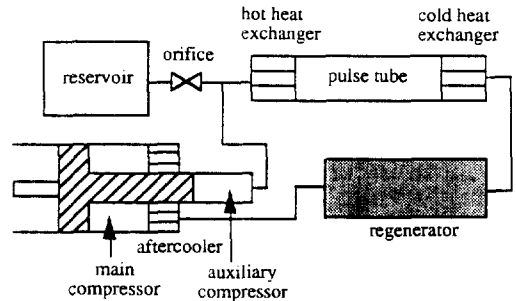


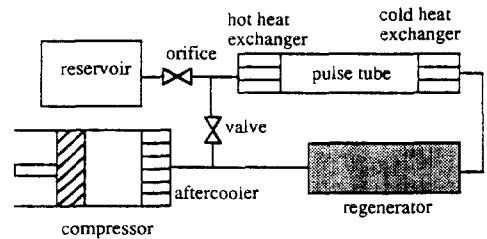
Fig.1 Orifice pulse tube refrigerator

기에 비하여 작동유체 단위 질량유량당의 냉동용량은 여전히 작다. 따라서, 같은 냉동용량을 얻기 위해서는 오리피스 맥동관냉동기의 재생기를 통과하는 작동유체의 질량유량은 스티어링냉동기나 GM냉동기의 재생기를 통과하는 작동유체의 질량유량보다 많아야 하기 때문에 재생기 손실이 커지고 압축기의 기계적 손실도 커지므로 냉동기의 전체 효율은 낮아진다.⁷⁾ 이중입구 맥동관냉동기(double inlet pulse tube refrigerator)는 오리피스 맥동관냉동기의 이러한 단점을 해결하기 위하여 압축기를 나오는 작동유체가 전부 재생기를 통과하여 맥동관으로 이동하지 않고 Fig.2와 같이 일부를 고온측 열교환기를 통하여 맥동관으로 가게 한 것이다. 즉, 냉동에 기여하지 못하는 체적유량이 재생기를 통과하지 않고 고온측 열교환기를 통하여 맥동관으로 이동하도록 한 것이다.⁷⁾

맥동관냉동기에 대한 해석적 연구는 미미하다. Zhu⁷⁾ 등은 Fig.2(a)의 단피스톤형(stage piston type) 이중입구 맥동관냉동기에서 주압축기와 보조압축기의 단면적의 비가 압력과 질량유량 등에



(a) stage piston type



(b) gas distributor type

Fig.2 Double inlet pulse tube refrigerators

미치는 영향을 보였고, Wu⁸⁾등도 단피스톤형 이중입구 맥동관냉동기의 압축기의 2개의 단면적의 비와 오리피스 단면적이 냉동용량과 압력에 미치는 영향을 보였다. Fig.2(b)의 가스분산형(gas distributor type) 이중입구 맥동관냉동기는 기존의 압축기를 사용할 수 있으며, 재생기로 향하는 질량유량과 고온측 열교환기로 향하는 질량유량을 밸브를 사용하여 조절할 수 있기 때문에 냉동온도의 변화에 따른 최적조건에서 작동할 수 있는 장점을 갖고 있어서 실용화의 가능성이 단피스톤형보다 크다. 본 연구에서는 가스분산형 이중입구 맥동관냉동기의 설계와 해석에 사용할 수 있는 수치적 모델을 개발하고 설계변수들이 냉동용량과 성능계수에 미치는 영향을 알아보았다.

2. 해석모델

맥동관냉동기의 해석모델 중 가장 정확하게 성능을 예측할 수 있는 것은 작동 유체와 열교환기 사이의 열전달과 압력손실을 모두 고려하는 3차 모델(third-order model)들^{9), 10)}이다. 그러나 3차 모델들은 복잡하고 계산시간이 매우 길기 때문에 설계단계에서 각 부품의 체적이나 길이 등의 제원이 맥동관냉동기의 전반적인 성능에 미치는 영향을 알

아보기 위해서 사용하기에는 부적절하다. 따라서, 본 연구에서는 압축기와 맥동관 내부의 작동유체와 벽 사이의 열전달은 없고, 열교환기들과 재생기가 완전하다고 가정한 단열해석(adiabatic analysis)을 통하여 이상적인 이중입구 맥동관냉동기의 성능을 구하고, 그 다음에 작동유체와 열교환기 사이의 열전달과 재생기손실이 성능에 미치는 영향을 보정하도록 한다.

2.1 단열해석의 지배 방정식

본 연구의 이중입구 맥동관냉동기 단열해석에는 다음과 같은 가정들을 사용하였다.

- (1) 작동유체는 헬륨으로 이상기체로 가정한다.
- (2) 재생기와 열교환기의 효율이 매우 높아서 재생기와 열교환기내의 작동유체와 벽의 온도는 같다.
- (3) 누설되는 작동유체는 없는 것으로 생각하여 맥동관냉동기 내부에 있는 작동유체의 총 질량은 항상 일정하다고 가정한다.
- (4) 압력손실은 재생기, 밸브, 오리피스에서만 일어난다. 즉, 압축기와 후냉기(aftercooler)의 압력은 같고, 저온측 열교환기, 맥동관, 고온측 열교환기의 압력도 같다.
- (5) 재생기의 압력분포는 선형적으로 변화한다.

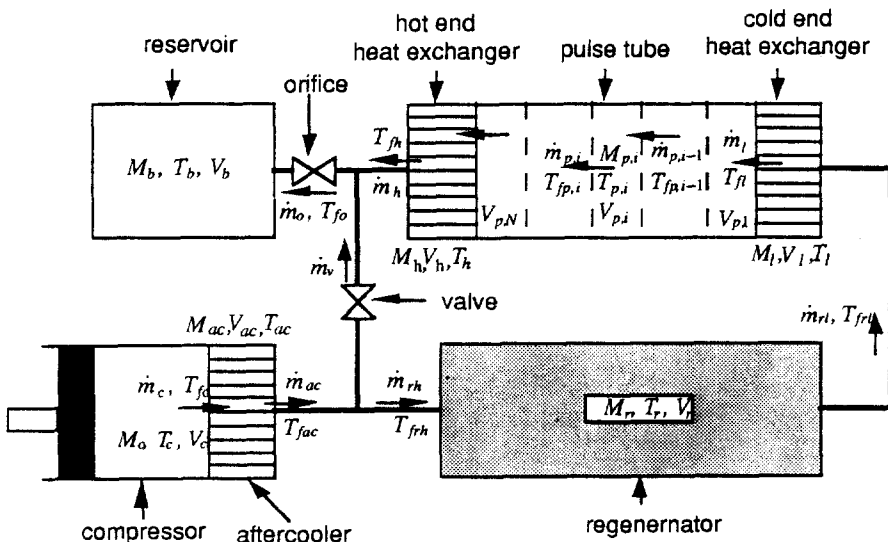


Fig.3 Control volumes and nomenclatures of double inlet pulse tube refrigerator

(6) 작동유체의 주유동방향의 전도열전달과 압축기와 맥동관에서 작동유체와 벽사이의 열전달은 무시한다.

(7) 저장소 내의 작동유체의 온도는 상온으로 일정하다고 가정한다.

Fig.3은 여러 개의 검사체적으로 나누어진 가스 분산형 이중입구 맥동관냉동기를 보여준다. (i)번째 검사체적에 대한 질량보존, 에너지보존, 상태방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dM_i}{dt} = \dot{m}_{i-1} - \dot{m}_i \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} (M_i C_v T_i) = \dot{Q}_i - P_i \frac{dV_i}{dt} + \dot{m}_{i-1} C_p T_{f(i-1)} - \dot{m}_i C_p T_{fi} \quad (2)$$

$$P_i V_i = M_i R T_i \quad (3)$$

밸브와 관들의 체적들은 매우 작다고 가정하여 내부의 질량을 무시하면 분기점에서의 질량보존은 다음 식들로 표현된다.

$$\dot{m}_{ac} = \dot{m}_v + \dot{m}_{rh} \quad (4)$$

$$\dot{m}_o = \dot{m}_v + \dot{m}_h \quad (5)$$

재생기와 밸브에서의 질량유량은 다음 식들과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_{rh} = \alpha_r (P_c^2 - P_b^2) \quad (6)$$

$$\dot{m}_v = \alpha_v (P_c^2 - P_b^2) \quad (7)$$

$$\dot{m}_o = \alpha_o (P_b^2 - P_s^2) \quad (8)$$

여기서 α_r , α_v , α_o 는 각각 재생기, 밸브, 오리피스에서의 질량유량계수이다.

압축기의 체적 (V_c)은 다음과 같다.

$$V_c = V_d + \frac{1}{2} V_s (1 + \cos\theta) \quad (9)$$

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

가정 (4)와 같이 압축기와 후냉기의 압력은 같다고 가정하였으므로, 압축기에 대한 에너지보존식에 이상기체 상태방정식을 대입하여 \dot{m}_c 를 구하고, 이것을 후냉기의 질량보존식에 상태방정식을 대입한 식에 대입하여 정리하면 다음과 같이 압축기와 후냉기 압력의 시간에 대한 변화율을 구할 수 있다.

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{-(P_c/RT_{fc})(dV_c/dt) - \dot{m}_c}{(V_{ac}/RT_{ac}) + (V_c/\gamma RT_{fc})} \quad (10)$$

맥동관, 저온측열교환기, 그리고 고온측 열교환기의 압력은 같다고 가정하였으므로 맥동관 전체에 대한 에너지보존식, 저온측 열교환기의 질량보존식, 고온측열교환기의 질량보존식과 상태방정식에서 맥동관 압력의 시간에 대한 변화율을 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{R(\dot{m}_r T_{fi} - \dot{m}_h T_{fp,N})}{[V_p/\gamma + (T_{fi}/T_i) V_i + (T_{fp,N}/T_h) V_h]} \quad (11)$$

저장소 내부의 작동유체의 온도는 상온으로 일정하다고 가정하였으므로 저장소에 대한 질량보존식에 상태방정식을 대입하면 다음 식과 같이 저장소 내부의 압력변화율을 구할 수 있다.

$$\frac{dP_b}{dt} = \frac{RT_b}{V_b} \dot{m}_o \quad (12)$$

맥동관을 (N)개의 검사체적으로 나누었을 때 압축기와 맥동관의 검사체적들에 대한 질량의 시간에 대한 변화율은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dM_c}{dt} = -\dot{m}_c \quad (13)$$

$$\frac{dM_{p,i}}{dt} = \dot{m}_{p,i-1} - \dot{m}_{p,i} \quad \text{for } i=1, \dots, N-1 \quad (14)$$

식 (10)~(14)에서 압축기의 압력 P_c , 맥동관

의 압력 P_p , 저장소의 압력 P_b , 압축기내의 작동 유체의 질량 M_c , 그리고 맥동관의 각 검사체적내의 작동유체 질량 $M_{p,i}(i=1, N-1)$ 를 구하면, 압축기와 맥동관의 각 검사체적의 온도와 열교환기 내부의 질량들은 상태방정식 (3)에서, 그리고 질량유속들은 식 (6)~(8)에서 구할 수 있다.

2.2 질량유량계수

재생기는 열전달면적을 크게 하기 위하여 보통 여러 겹의 스크린이나 직경이 매우 작은 구들로 채워져 있다. 이러한 공극매질(porous media)을 유체가 통과할 때의 압력강하는 천이항(transient momentum storage)과 관성에 의한 압력강하를 무시하고 점성에 의한 압력강하만 고려하면 다음 식과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial P}{\partial x} = - \frac{RT \dot{m}}{AK P} \quad (15)$$

여기서 K 는 침투율(permeability)인데, 여러 겹의 스크린으로 이루어진 재생기의 침투율은 다음과 같이 와이어의 직경 d 와 공극율(porosity) ψ 로 표현된다.¹¹⁾

$$K = \frac{d^2}{122} \frac{\psi^3}{(1-\psi)^2} \quad (16)$$

식 (16)을 식 (15)에 대입하고 재생기 내부의 작동유체의 길이방향 온도변화는 선형적이란 것을 고려하면 재생기를 통과하는 질량유량은 다음과 같이 되고

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{Ad^2}{122\mu R (T_h + T_l)L} \frac{\psi^3}{(1-\psi)^2} (P_c^2 - P_b^2) \\ &= \frac{\psi A}{122\mu R (T_h + T_l)L} d_h^2 (P_c^2 - P_b^2) \end{aligned} \quad (17)$$

재생기의 질량유량계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\alpha_r = \frac{Ad^2}{122\mu R (T_h + T_l)L} \frac{\psi^3}{(1-\psi)^2} \quad (18)$$

오리피스와 밸브를 통과하는 질량유량은 식 (7), (8)과 같이 양단의 압력의 제곱의 차에 비례하나 그 비례상수는 밸브의 종류와 개폐상태에 의하여 결정되므로 이론적으로 정확히 예측하기 곤란하다. 또한 가스분산형 이중입구 맥동관냉동기에서는 오리피스와 밸브의 질량유량계수의 절대값들 보다 재생기 질량유량계수와의 비가 중요하므로 본 연구에서는 오리피스와 밸브의 질량유량계수는 구하지 않고 재생기 질량유량계수와의 비를 변화시킨다. 실제 오리피스 맥동관냉동기와 이중입구 맥동관냉동기는 최적성능을 얻기 위하여 밸브의 개폐상태를 조절한다.

2.3 열교환기와 재생기 손실

단열해석에서는 열교환기가 이상적이라고 가정하여 열교환기 내부의 작동유체의 온도와 벽의 온도는 같으며 일정하다고 가정하였다. 그러나 맥동관냉동기의 열교환기들의 효율은 100%가 되지 않으므로 외부에서 열을 받는 저온측 열교환기 내부의 작동유체의 평균유효온도(mean effective temperature)는 열교환기 벽의 온도보다 낮고, 외부로 열을 방출하는 후냉기와 고온측 열교환기의 작동유체의 평균유효온도는 벽의 온도보다 높아야 한다. 즉, 열교환기의 불완전성으로 인하여 실제 유효작동온도들이 변화하므로 열교환기들의 효율은 맥동관냉동기의 성능에 큰 영향을 미친다. 각 열교환기의 평균유효온도는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{h,eff} = T_{wh} + \bar{Q}_h / (\bar{h}_h A_{wh}) \quad (19)$$

$$T_{l,eff} = T_{wl} - \bar{Q}_l / (\bar{h}_l A_{wl}) \quad (20)$$

$$T_{ac,eff} = T_{uac} + \bar{Q}_{ac} / (\bar{h}_{ac} A_{uac}) \quad (21)$$

여기서 \bar{Q}_h , \bar{Q}_{ac} 는 작동유체가 고온측 열교환기와 후냉기에서 외부로 방출하는 평균열전달율, \bar{Q}_l 은 작동유체가 저온측 열교환기에서 받는 평균열전달율이며, A_{wh} , A_{wl} , A_{uac} 는 고온측열교환기, 저온측열교환기, 그리고 후냉기의 전열면적이다. 평균열전달율은 열교환기 내부의 작동유체의 온도가 벽의 온도와 같다고 가정한 단열해석의 에너지보존식 (2)에서 구한 열전달율을 시간에 대하여 평균을

취함으로써 구한다. $\bar{h}_h, \bar{h}_c, \bar{h}_{ac}$ 는 고온측 열교환기, 저온측 열교환기, 후냉기의 평균 대류열전달계수이다. 2.1절의 단열해석에서 구한 열교환기를 통과하는 질량유량의 절대값을 한 사이클 동안 평균한 평균질량유량과 평균온도를 정상상태의 마찰계수식¹²⁾에 대입하여 마찰계수를 구하고, Reynolds analogy¹²⁾에 의하여 각 열교환기의 평균 대류열전달계수를 구한다. 평균유효온도들을 열교환기들의 온도로 사용하여 단열해석을 다시 함으로써 실제 냉동용량과 성적계수를 구할 수 있다.

재생기의 역할은 후냉기와 저온측 열교환기 사이의 정미엔탈피이동을 최소화 하는데 있다. 재생기가 불완전하면 재생기를 통하여 후냉기에서 저온측 열교환기로 정미엔탈피가 이동하고, 정미엔탈피 이동만큼 냉동용량을 감소시킨다. 이 재생기의 불완전성에 의하여 생기는 냉동용량의 감소를 재생기 열손실(regenerator heat loss) 또는 재열 손실(reheat loss)이라 한다.¹³⁾

저온측 열교환기가 작동유체에 주는 한 사이클 동안의 실제 정미열전달량 Q_i 은 다음과 같이 표현된다.¹²⁾

$$Q_i = Q_{li} - \bar{Q}_{Rii}(1 - \epsilon_{Ri}) \quad (22)$$

Q_{li} 는 단열해석에서 구한 한 사이클 동안의 정미 냉동량이고, \bar{Q}_{Rii} 는 한 사이클 동안 작동유체가 후냉기에서 저온측 열교환기로 이동하며 재생기에 준 열전달량으로 단열해석에서 구한다. ϵ_{Ri} 는 재생기의 효율로 단열해석에서 구한 질량유량과 밀도를

사용하여 구할 수 있다.¹²⁾ 식 (22)의 우변의 두번째 항이 재열손실을 나타낸다.

2.4 수치해석 방법

각 검사체적 내의 압력, 온도, 질량 등의 열역학적 성질들을 구하기 위하여 식 (10)~(14)의 미분방정식들과 대수방정식들을 4차 Runge-Kutta법을 사용하여 계산하였다. 주기적 정상 상태(cyclic steady state)의 해를 구하기 위하여 각 검사체적의 압력, 온도, 질량 등에 임의의 초기값을 대입한 후 주기적 정상 상태가 될 때까지 계산한다. 각 검사체적마다 한 사이클의 압력, 온도, 질량의 초기값과 최종값의 차이와 평균값의 비가 10⁻⁴보다 작으면 주기적 정상 상태에 도달하였다고 간주하였다.

열교환기 벽의 온도와 작동유체의 온도가 같다고 가정하고 수행한 단열해석의 결과에서 각 열교환기의 평균유효온도를 구하고, 이 평균유효온도들을 열교환기들의 온도로 사용하여 단열해석을 다시 한 후 재생 손실을 고려하여 실제 냉동용량과 성능계수를 구하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 이중입구 맥동관냉동기를 압축기 1개, 후냉기 1개, 재생기 1개, 저온측 열교환기 1개, 맥동관 10개, 고온측 열교환기 1개, 저장소 1개의 총 16개의 검사체적으로 나누어 해석하였다. 각 부품의 제원과 기준계산조건은 Table 1에 제시

Table 1 Specification and reference operating conditions

	D[m]	L[m]	ψ	Dwire[mm]	T[K]
Compressor	0.03	0.037			
Aftercooler	0.02	0.02	0.7	0.04	300
Regenerator	0.015	0.1	0.697	0.04	
Cold Heat Exchanger	0.02	0.02	0.7	0.04	100
Pulse Tube	0.009	0.015			
Hot Heat Exchanger	0.009	0.02	0.8	0.04	300
Reservior	Volume = 0.0012 m ³				300
Frequency =	10 [Hz]		$\alpha_0 = \alpha_i / 11$		
Initial Pressure =	1100 [kPa]		$\alpha_s = \alpha_i / 4$		

되었다.

3.1 압력, 질량유량, 체적유량

밸브의 개폐가 이중입구 맥동관냉동기의 내부 거동에 미치는 영향을 알아보기 위하여 작동유체의 압력, 질량유량, 체적유량을 Fig.4~6에 나타내었다.

Fig.4는 한 사이클 동안의 압축기와 맥동관의 압력변화를 보여준다. 밸브가 많이 열릴수록 압력변화의 진폭, 즉 압력비가 커지고 압력이 최대가 되는 크랭크각이 조금씩 늦어지는 것을 알 수 있다. 크랭크각이 180°에서 압축기의 체적이 최소가 되므로 만약 맥동관냉동기 내부의 과정이 단열과정이라면 압력은 180°에서 최고가 되어야 하나, Fig.4의 압력은 약 135°에서 최고가 된다. 또한, 압축기의 압력변화가 맥동관 내부의 압력변화 보다 큰 것을 알 수 있다.

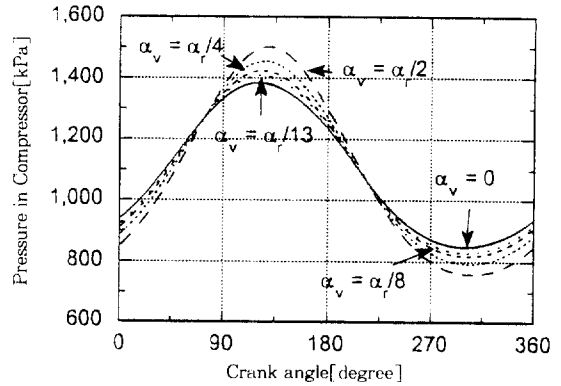
저온측 열교환기를 통과하는 작동유체의 질량유량을 Fig.5에 보였다. 밸브가 많이 열릴수록 저온측 열교환기를 통과하는 질량유량이 감소하는 것을 볼 수 있으며 질량유량이 최대가 되는 크랭크각도 늦어진다. 밸브가 열릴수록 질량유량과 압력의 위상차가 작아지므로 냉동효과는 커진다.⁷⁾

Fig.6은 맥동관냉동기의 각 단면을 통과하는 체적유량의 변화를 보여준다. 밸브가 닫혀 있을 경우는 압축기에서 멀어질수록 체적유량이 감소하고, 체적유량이 최대가 되는 크랭크각이 늦어진다. 밸브가 열리면 저온측 열교환기를 통과하는 체적유량은 감소하고 오리피스를 통과하는 체적유량은 증가한다. $\alpha_v/\alpha_r=1/4$ 일 때가 $\alpha_v/\alpha_r=0$ 인 경우에 비하여 오리피스를 통과하는 체적유량은 커지고 저온측 열교환기를 통과하는 체적유량은 감소하나 위상차는 거의 변하지 않는 것을 알 수 있다.

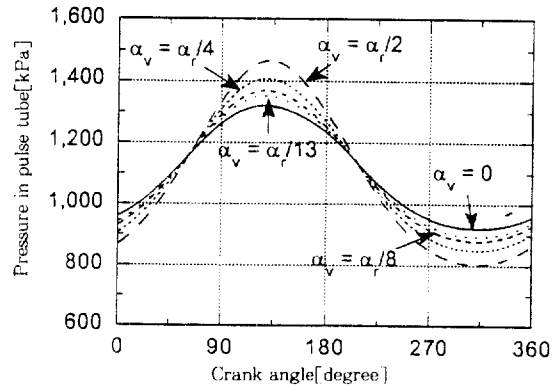
맥동관에서 고온측 열교환기로 전달되는 정미엔탈피는 압력과 오리피스를 통과하는 체적유량의 곱의 사이클적분에 비례하므로,⁷⁾ $\alpha_v/\alpha_r=1/4$ 인 경우가 $\alpha_v/\alpha_r=0$ 일 경우 보다 압력 변화의 진폭도 커지고 오리피스를 지나는 체적유량도 증가하므로 냉동량이 크게 된다.

3.2 냉동용량과 성능계수

Fig.7은 저온측 열교환기의 온도-측 냉동온도의



(a) Compressor



(b) Pulse tube

Fig.4 Pressure variation during a cycle

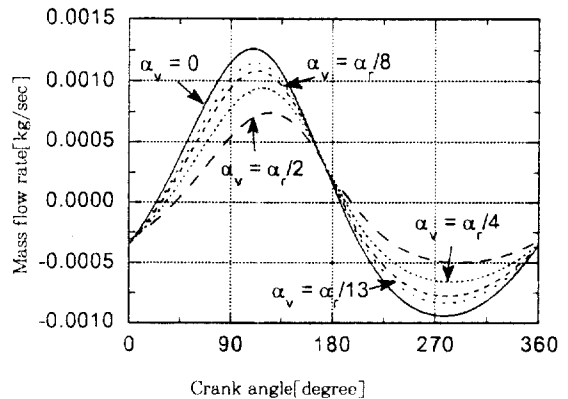
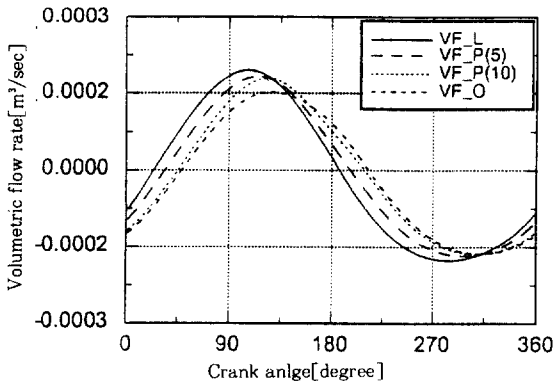
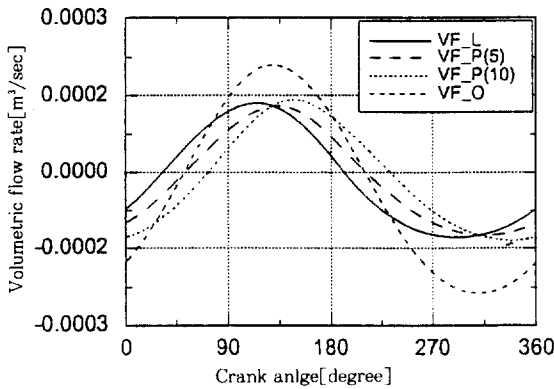


Fig.5 Mass flow rate through cold heat exchanger with varying valve opening



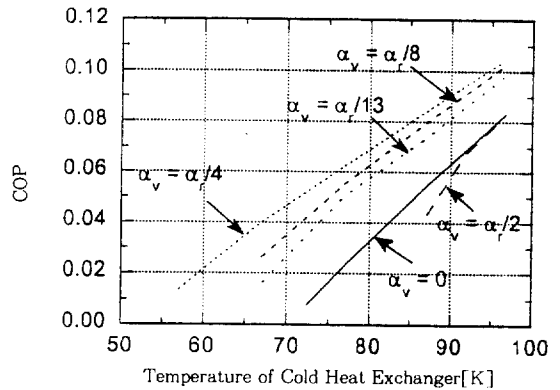
(a) $\alpha_v = 0$



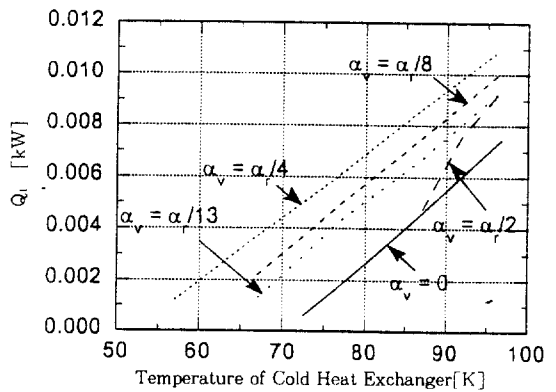
(b) $\alpha_v = 1/4\alpha_r$

Fig.6 Volumetric flow rate during a cycle

변화에 따른 냉동용량과 성능계수(COP)의 변화를 보여준다. 냉동온도가 낮아짐에 따라 냉동용량과 성능계수가 거의 선형적으로 감소하는 것을 보여준다. 밸브가 열리면 ($\alpha_v = \alpha_r/13$, $\alpha_v = \alpha_r/8$, $\alpha_v = \alpha_r/4$) 주어진 냉동온도에서의 냉동용량과 성능계수는 밸브가 닫혀 있을 경우보다 훨씬 커지고 최저 냉동온도는 낮아지는 것을 알 수 있다. 즉, 이중입구 맥동관냉동기가 오리피스 맥동관냉동기($\alpha_v = 0$)보다 성능이 우수함을 알 수 있다. 그러나 밸브가 너무 많이 열리면 ($\alpha_v = \alpha_r/2$) 주어진 냉동온도에서의 냉동용량과 성능계수는 감소하고 최저 냉동온도는 높아진다. 즉, 이중입구 맥동관냉동기의 성능이 최적 이 되는 밸브와 재생기의 질량유량계수 사이의 비가 존재함을 알 수 있다.



(a) COP



(b) Cooling capacity

Fig.7 Cooling capacity and COP with varying cold heat exchanger temperature

Fig.8은 맥동관의 길이가 성능계수와 냉동용량에 미치는 영향을 보여준다. 밸브의 질량유량계수에 상관없이 맥동관의 길이가 길어지면 COP와 냉동용량이 증가하다가 어느 정도 이상이 되면 완만하게 감소하는 것을 볼 수 있다. 즉, 압축기 용량에 따라 최적 맥동관 길이가 존재함을 보여주는데, 이 최적길이가 밸브의 질량유량계수에 따라 변화한다. $\alpha_v = \alpha_r/8$ 일 때 성능계수는 최대가 되나 냉동용량은 $\alpha_v = \alpha_r/4$ 일 때가 최대가 되므로 COP와 냉동용량이 최대가 되는 밸브유량계수가 다른 것을 알 수 있다.

Fig.9는 맥동관의 길이가 0.15m인 경우에 압축기 속도와 밸브의 질량유량계수가 냉동용량과 COP에 미치는 영향을 보여준다. 압축기 속도가 증

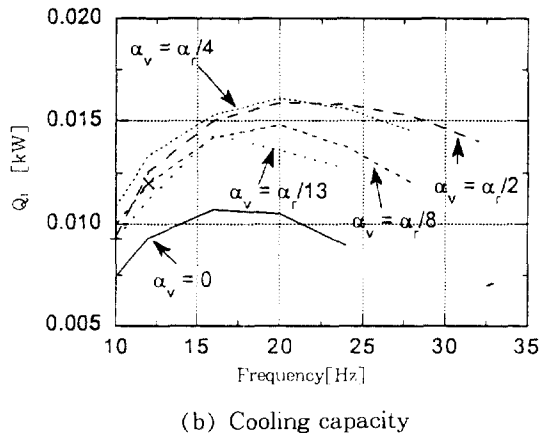
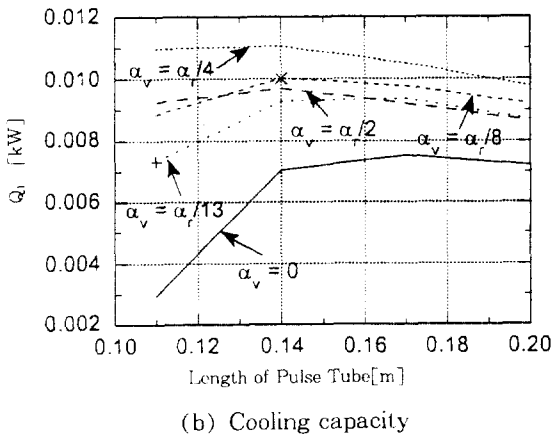
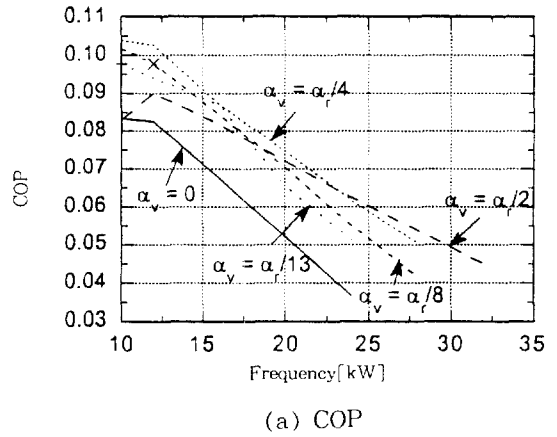
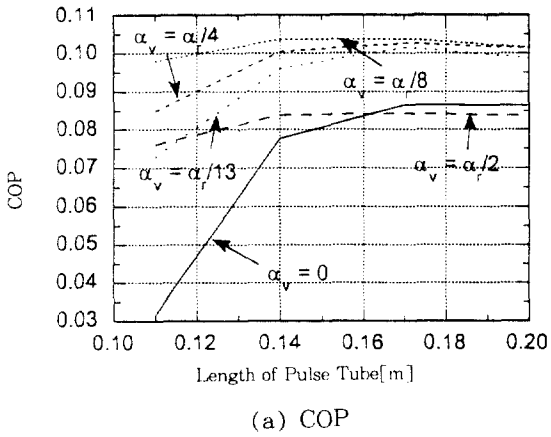


Fig.8 Cooling capacity and COP with varying pulse tube length

Fig.9 Cooling capacity and COP with varying frequency

가하면 냉동용량과 COP가 증가하다가 어느 이상 되면 감소하는 것을 볼 수 있는데 성능계수는 10Hz부근에서 최대가 되나 냉동용량은 20Hz부근에서 최대가 되는 것을 볼 수 있다. 압축기 속도가 어느 이상 증가하면 재생기와 열교환기의 효율이 낮아지기 때문에 냉동용량과 COP가 감소하는 것으로 생각된다.

다. 또한, α_v 가 커질수록 냉동량이 최대가 되는 오리피스의 질량유량계수가 커지는 것을 알 수 있다.

Fig.10은 오리피스와 밸브의 질량유량계수가 냉동용량과 COP에 미치는 영향을 보여준다. 밸브의 질량유량계수가 일정한 경우 오리피스의 질량유량계수가 증가하면 냉동용량과 COP가 증가하다가 어느 이상 되면 감소하는 것을 볼 수 있다. $\alpha_v = \alpha_r/4$ 까지는 밸브가 많이 열릴수록 최대냉동량이 증가하나, $\alpha_v = \alpha_r/2$ 일 경우에는 최대냉동량이 감소한

4. 결 론

본 연구에서는 이중입구 맥동관냉동기의 해석적 모델을 제시하고 설계에 사용할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램을 이용하여 압축기와 고온측 열교환기를 직접 연결하는 밸브가 이중입구 맥동관냉동기의 내부에서 일어나는 작동유체의 열역학적 거동에 미치는 영향을 규명하였고, 냉동 온도, 맥동관의 길이, 밸브와 오리피스의 질량유량계수 등의 여러 변수들이 냉동용량과 COP에 미치는 영향을 보였다.

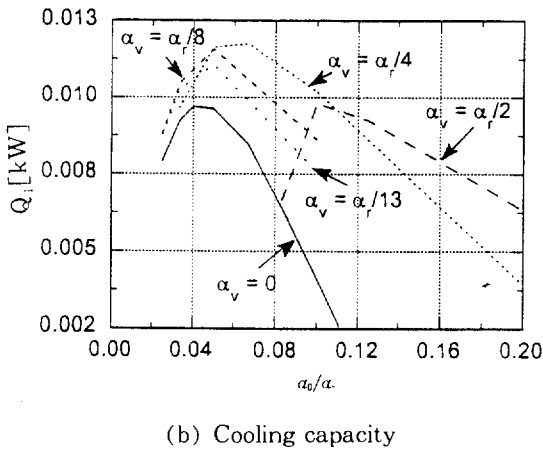
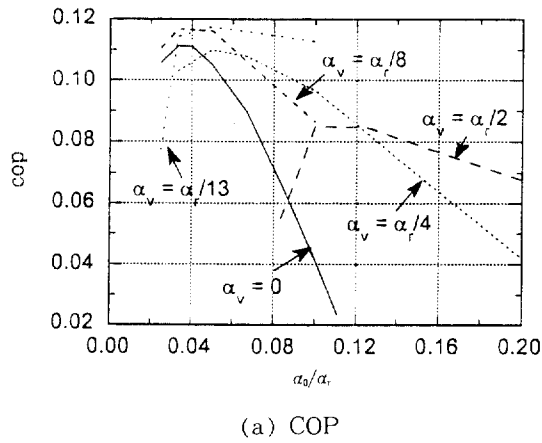


Fig.10 Cooling capacity and COP with varying orifice opening

압축기와 고온측 열교환기를 직접 연결하는 밸브가 많이 열릴수록 냉동용량과 성능계수는 증가하고 최저냉동온도는 낮아지나, 밸브가 너무 많이 열리면 냉동용량과 성능계수는 감소하고 최저냉동온도는 높아진다. 압축기 속도, 맥동관 길이, 오리피스 의 질량유량계수도 성능계수와 냉동용량이 최대가 되는 최적점이 존재하는데, 밸브가 많이 열릴수록 성능계수와 냉동용량이 최대가 되는 최적 압축기 속도와 오리피스의 질량유량계수도 커진다.

후 기

이 논문은 과학기술처에서 시행한 특정연구개발

사업의 지원을 받은 연구의 결과입니다. 관계자 여러분에게 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Richardson, R. N., 1986, "Pulse tube refrigerator-an alternative cryocooler?", Cryogenics, Vol.26, 331~340.
2. Radebaugh, R., "A Review of Pulse Tube Refrigerator", Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 35, pp. 1191~1205.
3. 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.
4. Matsubara, Y. and Miyake, A., 1988, "Alternative method of the orifice pulse tube refrigerator", Proc. Fifth Intl. Cryocooler Conf., pp. 127~135.
5. Gifford, W. E. and Longworth, R. C., "Pulse tube refrigeration", ASME paper No. 63-WA-290.
6. Mikulin, E. I., Tarasov, A. A., and Shkrebyonock, M. P., 1984, "Low-temperature expansion Pulse Tubes", Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 29, p. 629.
7. Zhu, S., Wu, P., and Chen, Z., 1990, "Double inlet pulse tube refrigerators : an important improvement", Cryogenics, Vol. 30, pp. 514~520.
8. Wu, P., Zhu, S., and Chen, Z., 1990, "Analysis of double inlet pulse tube refrigerator with a valveless stepped piston compressor", Proceedings of 13th ICEC, Cryogenics, Vol. 30, September supplement, pp. 253~256.
9. Wang, C., Wu, P., and Chen, Z., "Numerical modelling of an orifice pulse tube refrigerator", Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 32, pp. 785~790.
10. Wu, P. and Zhu, S., 1988, "Mechanism and numerical analysis of orifice pulse tube re-

- frigerator", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 33, pp. 85~90.
11. Eninger, H. B., 1976, "Capillary flow through heat-pipe wicks", *Radiative Transfer and Thermal Control, Progress in Astronautics and Aeronautics*, Vol. 49, pp. 435~459.
 12. Urieli, I. and Berchowitz, D. M., 1984, "Stirling Cycle Engine Analysis", Adam Hilger Ltd.
 13. Walker, G., 1983, *Cryocoolers*, Plenum Press, New York.