

3 밸브형 맥동관 냉동기의 작동 해석

송영식* · 조경철* · 정평석**

Analysis of the Operation of a 3 Valve-type Pulse Tube Refrigerator

Young-Shik Song, Kyung-Chul Cho and Pyung-Suk Jung

Key Words: 3 Valve-type Pulse Tube Refrigerator (3 밸브형 맥동관 냉동기), Regenerator (재생기), Nodal Model (분할 모델), Optimum Expansion Pressure(팽창 압력)

Abstract

A 3 valve-type pulse tube refrigerator obtains its cooling effect from pressure drop by releasing the part of the charged gas through hot end nozzle. The objective of this study is to analyze the performance and to find an optimal expansion pressure of the 3 valve-type pulse tube refrigerator. It is assumed that gas lumps are not mixed and periodically repeat the adiabatic compression and expansion processes. And the nodal model is applied for the analysis of the regenerator, .

As the result of analysis, the optimum pressure at the end of expansion process was about 80 - 90% of the maximum pressure.

기호 설명

P_H : 최고 압축압력 [atm]
 P_L : 최저 팽창압력, 초기압력 [atm]
 P_e : 배출압력, 팽창개시압력 [atm]
 T : 온도 [K]
 $T_{g, new}$: 열교환 후의 기체덩어리 온도 [K]
 m : 질량 [kg]
 V : 부피 [m^3]
 v : 비체적 [m^3/kg]
 Q : 열교환량 [kJ]
 C_P : 정압비열 [kJ/kgK]

C_r : 재생물질의 비열 [kJ/kgK]
 C_{min} : 기체덩어리의 열용량 [kJ/K]

그리스문자

ϵ : 효율 (efficiency)

하첨자

g : 기체덩어리 (gas lump)
 r : 재생기 (regenerator)
 s : 등엔트로피 과정
 k : 기체덩어리가 차지하는 재생기 분할수
 i : 이상적인 과정
 a : 실제 과정

* 영남대학교 대학원 기계공학과
 ** 정희원, 영남대학교 기계공학과

1. 서론

120K 보다 낮은 온도에서의 냉동의 응용은 최근 급속 성장하여 우주개발 뿐 아니라 군사, 진공, 에너지 수송수단, 의료분야 등에서의 센서나 시스템에 필수적으로 사용되고 있다. 이러한 소형 냉동기로는 Stirling, Vuilleumier, Solvay, 와 Gifford-McMahon 극저온 냉동기들이 개발, 사용 되었으나 제한된 수명과 관리, 유지에 드는 많은 시간과 비용을 요구해왔다. 이와 같은 단점을 보완한 냉동기가 맥동관 냉동기로서 팽창부의 왕복기 대신 가스 피스톤에 의해 냉동을 발생하여 진동과 소음문제는 물론이고, 부가적인 열손실 요소를 제거함으로써 신뢰성과 수명이 향상되었다. 1960년 중반에 W. Gifford 와 R. Longworth의해 개발된 맥동관 냉동기는 신뢰성 면에서는 가장 우수하지만 열역학적 효율이 아주 낮아서 실용화를 위해서는 개선의 여지가 많아 현재까지 많은 연구가 진행되고 있다. 1984년에 Mikulin⁽¹⁾ 등은 오리피스 맥동관 냉동기 (orifice pulse tube refrigerator)를 개발하여 맥동관 냉동기의 열역학적 효율을 높일 수 있었고, 1990년에 Zhu⁽²⁾ 등은 맥동관 상단의 오리피스의 개도 (turn) 에 따른 쌍입구 맥동관 냉동기 (double inlet pulse tube refrigerator) 의 성능특성에 대해 연구한 바 있다. 또한 1995년에 Shiraishi⁽³⁾ 등은 기본형 맥동관 냉동기 (BPTR) 와 오리피스 맥동관 냉동기에 대해 작동 기체의 온도와 압력의 변화에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 맥동관 냉동기의 이론적 연구로는 1991년에 Lee⁽⁴⁾ 등은 분할 해석 기법 (nodal analysis technique : 맥동관 냉동기의 작동기체를 수많은 기체요소 (gas element) 로 가정하여 해석하는 기법) 을 이용하여 맥동관에서의 열전달 메커니즘을 연구하였으며, 1996년에 Liang⁽⁵⁾ 등은 오리피스 맥동관 냉동기의 열역학적 비대칭 효과 (thermodynamic nonsymmetry effect) 를 분할 해석기법을 통해 연구한 바 있다. 본 연구에서는 오리피스 냉동기에서 맥동관 상단의 hot end 부분의 고온의 작동유체를 효율적으로 배출하기 위하여 밸브를 추가한 3밸브형 냉동기를 구성하고, 배출후 압력에 따른 맥동관 냉동기의 작동특성을

분할 해석 기법으로 적용 할 수 있는 열역학적 모델링을 제시하고 이를 열교환기가 없는 기본형 맥동관 냉동기와 3 밸브형 맥동관 냉동기에 적용하여 3밸브형 맥동관 냉동기의 작동특성을 규명하고자 한다.

2. 맥동관 냉동기의 구성과 작동 방법

2.1 맥동관 냉동기의 구성

3 밸브형 맥동관 냉동기 (3VPTR)는 맥동 압력을 생성하는 압축 시스템과 냉열을 저장하는 재생기 그리고 맥동압력이 유도되는 맥동관으로 구성되며, 맥동관 상단에 배출용 밸브가 설치되어 배출과정이 추가된다. 본 연구에서는 배출과정의 배출 압력 제어를 통해 3 밸브형 맥동관 냉동기의 작동특성의 차이를 파악하고자 한다.

2.2 맥동관 냉동기의 작동 방법

3 밸브형 맥동관 냉동기의 작동 순서는 압축 과정, 배출 과정, 팽창 과정의 3 단계로 구성되어 있다. 압축과정은 저압팽창용 밸브 (valve 2) 와 배출 밸브 (valve 3)를 닫고 재생기 입구에 설치되어 있는 고압압축용 밸브 (valve 1) 를 통해 유입된 고압의 기체가 재생기를 지나 맥동관 내부에서 압축되는 과정이다. 맥동관 내부의 압력이 최고압 (P_H) 이 되면 고압압축용 밸브 (valve 1) 를 닫고 저압팽창용 밸브 (valve 2) 는 단히 채로 유지하면서 맥동관 상단의 배출 밸브를 통해 고온, 고압의 기체를 트로틀링시킨다.

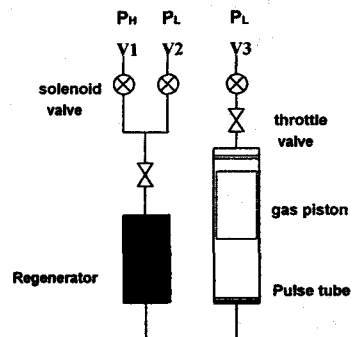


Fig. 1 Configuration of 3 valve-type pulse tube refrigerator

이 때, 맥동관과 재생기 내부의 기체는 팽창되면서 온도가 낮아지게 된다. 설정된 배출 압력 (P_e) 까지 배출이 완료되면 배출 밸브 (valve 3) 를 닫고 저압팽창용 밸브를 열어 초기 압력 (P_L) 까지 팽창시키게 된다. 배출 과정을 통해 온도가 낮아진 기체는 팽창 과정을 거치면서 더욱 냉각되어 재생기를 지나게 되므로 재생기의 온도를 떨어뜨리게 된다. 이런 사이클이 반복되면서 재생기의 냉각부를 형성하게 된다. Table 1 은 각 과정의 밸브 개폐를 요약한 것이다.

3. 맥동관 냉동기의 모델링

3.1 맥동관 모델링의 기본 개념

모델링의 기본 개념은 압력의 일정한 증감에 따라 맥동관 냉동기로 유입된 기체는 서로 섞이지 않고 기체 덩어리 (gas lump) 를 이루면서 성층화되어 압축과 팽창을 반복하게 되는 것이다.

Fig. 2 는 맥동관 내부에서의 기체 덩어리의 이동을 개략적으로 나타낸 것이다. 이 때 기체 덩어리의 온도와 부피는 이상기체에 대한 등엔트로피 관계식 (식(1)) 과 상태방정식 (식(2)) 에서 구한다.

$$\left(\frac{P_{g,2}}{P_{g,1}}\right)_s = \left(\frac{T_{g,2}}{T_{g,1}}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \left(\frac{P_{g,2}}{P_{g,1}}\right)_s = \left(\frac{v_{g,1}}{v_{g,2}}\right)^k \quad (1)$$

$$PV = mRT \quad (2)$$

Fig. 3 은 재생기와 맥동관을 연결하는 관을 무시하여 단순화시킨 모델을 나타내고 있다. 모델링에 적용된 가정은 다음과 같다.

1. 공기덩어리는 전혀 섞이지 않고 완전한 성층화를 이룬다. 재생물질과 공기 덩어리의 내부에서는 국부적으로 열적 평형을 이룬다.
2. 기체덩어리와 벽면 사이의 열전달, 축방향의 열전달은 고려하지 않는다.
3. 기체는 이상기체이며 등엔트로피 과정을 통해 단열압축, 단열팽창하게 된다. 기체와 재생물질의 비열은 일정하다.
4. 기체는 트로틀 밸브를 통해 일정한 온도로 유

Table 1 Operation sequence of 3 valve-type pulse tube refrigerator

Process	Valve 1	Valve 2	Valve 3
Compression	open	close	close
Exhaust	close	close	open
Expansion	close	open	close

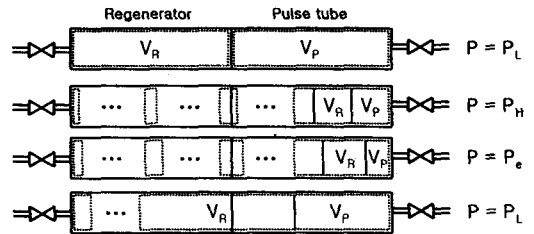


Fig. 2 Basic concept of the analytic model

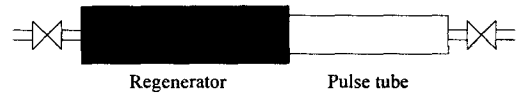


Fig. 3 Schematic of the simplified model for the 3valve-type pulse tube refrigerator

입되고 배출된다.

3.2 재생기 모델링

재생기의 모델링은 분할 모델 (nodal model) 을 적용하였다. 분할 모델은 재생기를 일정한 간격으로 나누어 각 구간에서 기체덩어리와 열교환을 하게 된다. 가정에서 언급했듯이 각 구간 내의 재생물질은 일정한 공극율을 가지고 온도도 일정한 열적 평형을 이루게 된다. Fig. 4 는 재생기 내에서의 기체덩어리와 재생물질 간의 열교환을 개략적으로 나타낸 것이다. 기체 덩어리와 재생물질간의 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$Q_g = Q_r$$

$$m_g C_P (T_{g,1} - T_{g,2}) = m_r C_r (T_{r,2} - T_{r,1}) \quad (3)$$

여기서 m_g 와 m_r 은 각각 재생기의 구간 내에

있는 기체 덩어리와 재생물질의 질량, 하첨자 1, 2 는 각각 열교환 전의 상태와 열교환 후의 상태를 나타낸다.

재생기의 효율은 일반적인 열교환기의 정의를 사용하여 다음과 같이 정의한다.

$$\epsilon_r = \frac{Q_a}{Q_i} = \frac{m_r C_r (T_{r,2} - T_{r,1})}{C_{\min} (T_{g,1} - T_{r,1})} \quad (4)$$

여기서 Q_a 와 Q_i 는 각각 실제 열교환량과 최대 열교환량을 나타내며, C_{\min} 은 기체 덩어리의 열용량으로 재생기의 각 구간에서의 기체 덩어리의 질량과 비열의 곱으로 나타낸다. 따라서 C_{\min} 의 값은 재생기의 각 구간마다 다른 값을 가지게 된다. 식 (3) 과 (4) 에서 열교환 후의 기체 덩어리와 재생물질의 온도를 계산한다. 모든 구간에 대한 계산이 끝나면 재생기의 구간별로 나누었던 각각의 기체 덩어리들의 온도를 식 (5) 와 같이 구하게 된다.

$$T_{g, new} = \frac{\sum_{k=p}^n (m_g T_g)_k}{\sum_{k=p}^n (m_g)_k} \quad (5)$$

여기서 하첨자 k 는 기체 덩어리가 차지하고 있는 재생기의 구간 수를 나타낸다.

4. 계산 결과 및 검토

4.1 기본형 및 3밸브형 맥동관 냉동기

본 연구에서의 계산 방법을 검토하기 위해 먼저 맥동관 hot end 부분의 열교환기가 없는 기본형 맥동관 냉동기에 적용하여 계산하였다. 기본형은 재생기를 하나의 기체 덩어리로 본 럼프 모델(lump model)을 적용하였고, 배출 과정이 없이 단열압축과 단열팽창 과정만을 고려하게 된다. Fig. 5 는 일정한 압력의 증감에 따른 기체의 온도 분포를 나타내고 있다. 압력의 증가에 따라 기체 덩어리는 단열압축이 되면서 부피가 감소하고 온도가 상승하게 된다. 재생물질의 열용량이

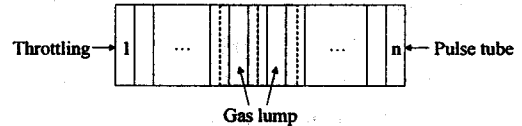


Fig. 4 Schematic of the analytic method for regenerator

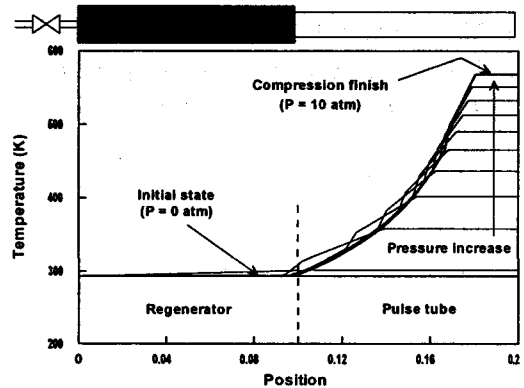


Fig. 5 Variation of temperature distribution of the basic pulse tube refrigerator

기체 덩어리보다 훨씬 크므로 재생기 내부에 있는 기체 덩어리는 재생물질과의 열교환으로 온도 변화가 거의 일어나지 않고, 맥동관 내부의 기체 덩어리는 점차 온도가 상승함을 보여주고 있다.

맥동관 상단의 일정한 온도를 나타내는 부분은 작동 초기에 맥동관 내에 있던 기체 덩어리를 나타낸다. 해석 모델을 적용한 결과 기본형 맥동관 냉동기의 작동 특성을 잘 나타내고 있음을 알 수 있다. 3 밸브형 맥동관 냉동기의 경우 기본형 맥동관 냉동기와 달리 단열압축 후에 맥동관 상단의 트로틀 밸브를 통해 고온의 기체를 배출하는 배출 과정이 추가되고, 재생기는 일정한 구간으로 나누어 분할 모델로 적용하게 된다.

Fig. 6 은 3 밸브형 맥동관 냉동기의 각 과정에 대한 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 6 (a) 의 압축과정은 기본형 맥동관 냉동기와 유사한 형태를 나타내고 있지만, Fig. 6 (b) 에서 알 수 있듯이 맥동관 상단의 트로틀 밸브를 통한 배출 과정에 의해 배출 과정과 팽창 과정 동안의 온도 분포에는 기본형 맥동관 냉동기와 다른 형태를 보여 주고 있다. 배출 과정동안 고온의 기체가 배출 밸브를 통해 트로틀링되면서 맥동관 내부의

기체의 온도 분포가 전체적으로 낮아지고, 팽창 과정이 시작되면 냉각된 기체가 재생기를 지나면서 재생기의 온도를 떨어뜨리게 된다. 다음 사이클에서 압축과정동안 유입되는 기체는 재생기를 지나면서 냉각되므로 전 사이클보다 낮은 온도 분포를 가지게 된다.

Fig. 7 은 사이클의 증가에 따른 재생기 내의 재생물질의 온도 분포를 나타낸 것이다. 사이클이 반복됨에 따라 재생기의 온도 분포가 점차 낮아지고 있으며, 정상 상태가 되면 사이클이 증가하더라도 더 이상 변화가 없음을 보여주고 있다. 온도 분포를 살펴보면 맥동관과 연결된 부분의 온도가 가장 낮은 것을 알 수 있는데, 이 부분을 재생기의 냉각부 (cold end) 라 한다.

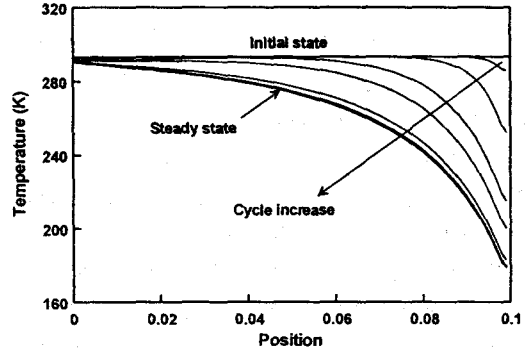
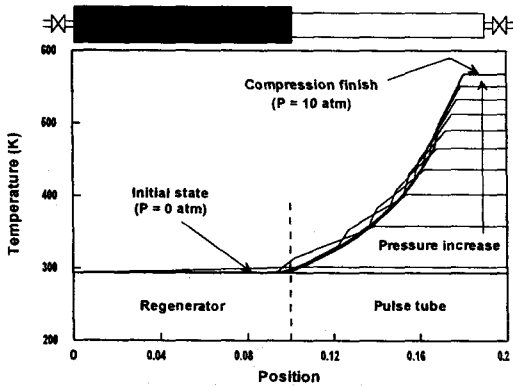
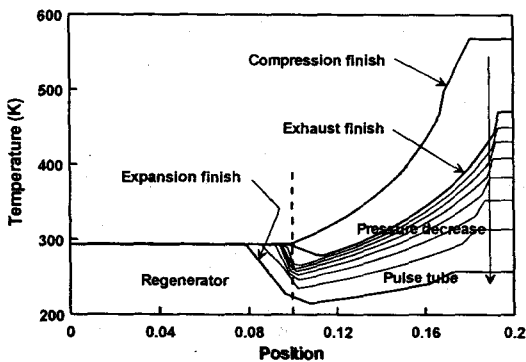


Fig. 7 Variation of temperature distribution of the porous medium of the regenerator



(a) Compression process of the 3VPTR



(b) Exhaust and expansion process of the 3VPTR

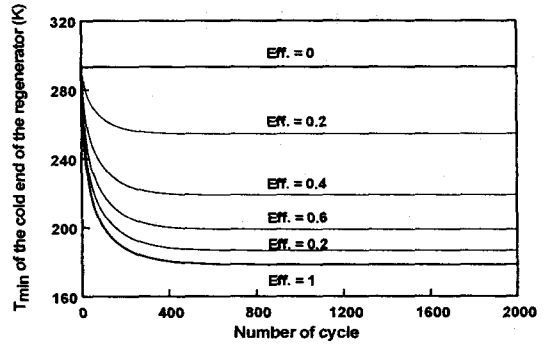


Fig. 8 Influence of the efficiency of regenerator

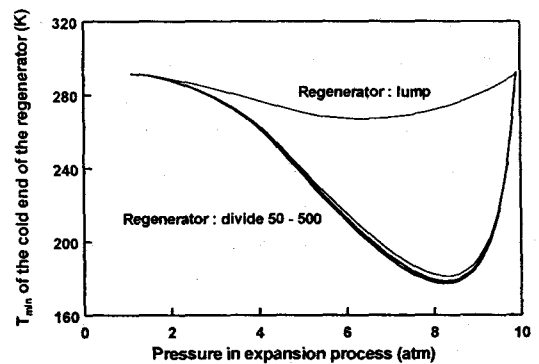


Fig. 9 Optimum pressure of exhaust process with the number of node of regenerator

Fig. 6 Variation of temperature distribution of the 3 valve-type pulse tube refrigerator

4.3 작동 조건의 영향

3 밸브형 맥동관의 작동 조건은 재생기의 효율, 맥동관 상단에서의 배출 압력, 압축 및 팽창 과정의 작동 압력 그리고 재생기와 맥동관의 부피비 등이 있다. Fig. 8 는 재생기의 효율에 대한 재생기의 냉각부의 냉각 특성을 나타내고 있다. 재생기의 효율이 증가함에 따라 냉각부의 온도가 더욱 낮아지고 있음을 보여 주고 있다. Fig. 9 는 맥동관 상단에서의 배출 압력에 대한 영향을 나타낸 것이다. 재생기에 림프 모델을 적용했을 때는 배출 압력에 의한 영향이 뚜렷하게 나타나지 않지만, 분할 모델을 적용하면 약 8.2 atm 까지 배출한 후 팽창할 때 가장 좋은 냉각 특성을 나타내는 것을 알 수 있다. 또한 재생기의 분할수에 대해서는 최적의 배출 압력의 변화가 거의 없음을 알 수 있다. Fig. 10 은 압축 과정의 최고압 (P_H) 에 대한 최적의 배출 압력을 나타낸 것이다. 초기압력 (P_L) 은 일정하게 유지하고 최고압을 변화시킬 때, 각각의 경우에 대해 최적의 배출 압력이 존재함을 알 수 있고 최고압이 높을수록 온도가 점차 낮아지는 것을 보여주고 있다.

5. 결론

맥동관 냉동기의 열역학적 해석 모델을 개발하여 기본형 맥동관 냉동기와 3 밸브형 맥동관 냉동기의 작동 특성에 대한 해석적 연구를 수행하였다. 해석 모델은 서로 섞이지 않는 기체 덩어리들이 등엔트로피 과정을 통해 단열압축과 단열팽창을 반복하면서 재생기의 냉각부 (cold end) 를 형성하게 된다. 먼저 기본형 맥동관 냉동기에 대한 작동 특성을 개략적으로 살펴 본 다음, 분할 모델(nodal model) 을 3 밸브형 맥동관 냉동기에 대해 적용한 결과 재생기의 효율, 맥동관 상단에서의 배출 압력, 맥동관의 작동 최고압에 따른 최적의 조건이 존재 하였으며, 특히, 각각의 작동 최고압에 대한 최적 팽창 압력은 작동 최고압에 80~90% 임을 확인 하였다.

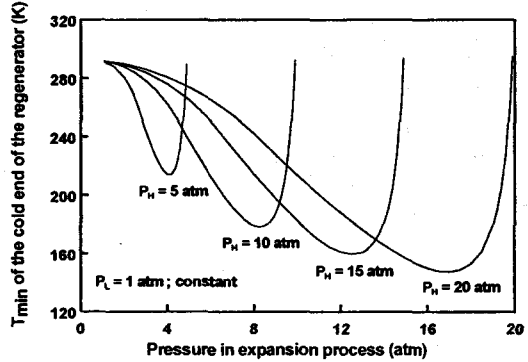


Fig. 10 Influence of the maximum pressure of compression process

참고문헌

- (1) Mikulin, E. I., et. al., 1984, "Low-temperature Expansion Pulse Tube," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 29, pp 629-637
- (2) Zhu, S., et. al., 1990, "A Single Stage Double Inlet Pulse Tube Refrigerator Capable of Reaching 42K," *Cryogenics*, Vol. 30, pp 257-261
- (3) Shiraishi, M., et. al., 1995, "Pressure and Temperature Oscillations of Working Gas in a Pulse Tube Refrigerator," *Cryocooler* 8, pp 403-410
- (4) Lee, J. M., et. al., 1991, "The Influence of Gas Velocity on Surface Heat Pumping for the Orifice Pulse Tube Refrigerator," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 35, pp 1223-1229
- (5) Liang, J., et. al., 1996, "Study on Pulse Tube Refrigeration - Part 1 : Thermodynamic nonsymmetry effect," *Cryogenics*, Vol. 36, pp 87-93
- (6) 조경철, 김명수, 정평석, 김수연, 1999, "4밸브 맥동관 냉동기의 성능 특성," *대한기계학회 춘계학술대회논문집 B권*, pp. 529~534.