

4 K, 3 Watt급 GM-JT냉동기의 최적설계 Optimal Design of a 3 Watt GM-JT Refrigerator at 4 K

장 호 명*
H. M. Chang

Key words : GM-JT refrigerator (GM-JT냉동기), Optimal Design(최적설계), Liquid Helium Temperature(액체헬륨온도), MRI(자기공명영상)

Abstract

An optimal design for Gifford-McMahon/Joule-Thomson(GM-JT) refrigerators was performed by a numerical method. The design goal was to meet the cooling requirement for MRI systems, which was 3 Watt at 4 K. A general cycle analysis program was written to calculate the cooling capacity of the GM-JT refrigerators for the givenstage GM refrigerator. The program was executed for a specific refrigerator with various design parameters. The optimal values for the maximum cooling were found for the sizes of the heat exchangers, the mass flow rate of helium, and the compression pressure.

기 호 설 명

- c_p : 정압비열[kJ/kg-K]
- h : 비엔탈피[kJ/kg]
- L : 열교환기 길이[m]
- \dot{m} : 헬륨의 질량유량[g/s]
- Nu : Nusselt수
- P : 압력[kPa]
- Pr : Prandtl수
- Q : 냉동량, 열전달율[W]
- Re : Reynolds수
- s : 비엔트로피[kJ/kg-K]
- T : 온도[K]

- H : 고온 또는 고압
- L : 저온 또는 저압

1. 서 론

액체헬륨온도인 약 4 K에서 작동하는 냉동기중에서 현재 실용화되어 있는 거의 전부는 Gifford-McMahon/Joule-Thomson(GM-JT)냉동기이다. 이 냉동기는 일정한 온도를 유지하는 목적으로 사용되는 액체헬륨이 증발되었을 때 냉열을 공급하여 재응축(recondensation)하기 위한 목적으로 사용된다.

GM-JT냉동기의 가장 대표적인 응용분야는 병원 방사선과의 자기공명영상(MRI:magnetic resonance imaging)기를 들 수 있다. 검사 및 진단용 MRI기는 강력하고 균일한 자기장을 형성하기 위하여 초전도 자석(superconducting magnet)을 사용하며, 초전도상태를 유지하기 위해 자석은 액체헬륨속에 담그어져 작동된다. 극저온 저장용기를 통한 전도 및 복사에 의한 열유입과 매우 미량인 자석의 발열로 시간이 지남에 따라 액체헬륨은 점

회람문자

- ϵ : 열교환기의 유용도
- μ_{JT} : JT계수[K/kPa]

하첨자

- 1, 2, 3 : 냉동기의 각 상태점
- A, B, C : 열교환기 A, B, C
- GM1 : GM냉동기의 제1단
- GM2 : GM냉동기의 제2단

*정회원, 홍익대학교 기계공학과

차로 증발하게 된다. 주기적으로 고가의 액체헬륨을 공급하지 않기 위해서는 증기를 다시 응축하는 냉동기가 사용된다.⁽¹⁾ 이러한 냉동기의 냉동량은 약 4 K에서 0.5 내지 3 Watt 정도이다. 초전도형 MRI기의 수는 1990년의 자료⁽²⁾와 증가추세를 고려할 때 1993년 현재, 세계적으로 약 5,000대, 국내에도⁽³⁾ 약 30대 정도에 이르는 것으로 추산된다.

그 밖에도 GM-JT 냉동기는 초전도 자석을 이용한 자기 부상열차 및 초전도 양자 간섭장치(SQUID: superconducting quantum interference device)의 액체헬륨을 재응축하는 용도로도 사용된다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾

GM-JT 냉동기는 Fig. 1과 같이 2단식 GM 냉동기와 JT 냉동기를 복합한 구성을 갖고 있다. 압축기를 제외한 냉동기의 모든 부분은 단열용 진공공간에 위치된다. GM 냉동기의 1단 및 2단의 냉동부는 JT 냉동기의 고압측 헬륨을 각각 냉각한다. 저온에 도달한 고압 헬륨은 JT 밸브를 통과하며 팽창한 후 액체헬륨 온도에서 냉동을 수행한다. JT 냉동기의 향류열교환기(counterflow heat exchanger)는 두단의 GM 냉각부에 의해 세 개로 분리되어 있다. 세 개의 열교환기는 저온측으로부터 각각 열교환기 A, 열교환기 B, 열교환기 C로 구분한다. 일반적으로 GM 냉동기는 극저온진공펌프(cryopump)용으로 이미 대량생산 되고 있으므로, GM-JT 냉동기의 설계를 위해서는 주어진 GM 냉동기에 대하여 기타의 다른 설계변수들의 값을 결정해야 한다.

GM-JT 냉동기의 설계변수중에서 가장 중요하다고 간주되는 변수는 JT 냉동기의 세 열교환기들의 크기이다. 열교환기의 면적이 증가하면 냉동은 증가함은 매우 명백하다. 그러나 소형화 및 경제성면에서 실제 열교환기의 크기는 제한되어야 한다. 반면에 전체 열교환기의 크기가 일정할 때, 이 크기를 세 개의 열교환기에 어떻게 분배하느냐는 매우 중요한 문제이다. 이 문제를 GM 냉동기 측면에서 보면 JT 냉동기의 열교환기의 어느 부분을 생각하느냐는 문제이다. GM 냉동기는 작동온도가 너무 낮으면 냉동량이 줄어들어 JT 냉동기의 냉각효과 상실되고, 작동온도가 너무 높으면 헬륨의 최대역전온도(maximum inversion temperature)에 접근하면서 또한 냉동을 수행할 수 없다. 이 두 극한 경우의 중간에 최대의 냉동을 위한 GM 냉동기의 작동온도가 존재하므로 최적의 열교환기 크기의 배분이 필요하다.

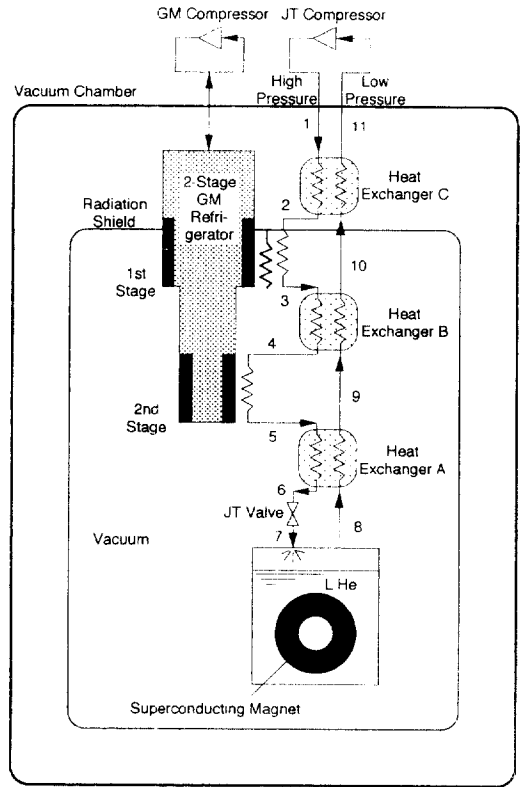


Fig. 1 Schematic diagram of 2-stage GM-JT refrigerator

두번째 설계 변수로는 JT 냉동기의 헬륨유량이다. GM 냉동기와 열교환기들의 크기가 결정되었을 때, 헬륨유량이 너무 많으면 GM 냉동기에 많은 부하가 작용하여 GM 냉동기의 작동온도가 증가하고, 반대로 헬륨유량이 너무 작으면 작동온도가 감소한다. 따라서 헬륨유량도 최대의 냉동을 위한 최적값이 존재함을 예측할 수 있다.

마지막 설계변수로는 JT 냉동기의 압축압력이다. 열교환기에서 발생하는 미량의 압력강하를 무시할 때 JT 냉동기의 저압은 증발열교환기의 온도를 결정하므로 선택의 여지없이 대기압력전후로 정해진다. JT 냉동기의 고압은 헬륨의 초임계상태의 물성에 따라 최적값이 존재하게 된다.

이러한 중요 설계변수에 관한 기존의 연구결과가 그리 많지는 않다. 실험적으로 제작된, 그리고 상용화된 GM-JT 냉동기의 운전조건⁽⁴⁾⁽⁵⁾들을 살펴보면 해석적으로나 실험적으로 결정된 최적값들이라기 보다는 적절히 제작된 냉동기의 측정결과로 판

단된다. 최근 국내의 연구결과^{(6),(7)}에서는 SQUID냉각을 위한 소형(0.1 Watt급)GM-JT냉동기의 최적 설계값이 제시되었다. 이 연구에서는 GM냉동기가 매우 소형이므로 제1단의 냉동이 모두 복사실드의 냉각에 사용된다는 모델을 채택하여 열교환기 B와 C가 일체가 되는 간단한 경우에 대한 해석을 하였다. 이 결과는 본 논문에서 다루고자 하는 중형이상의 냉동기의 설계에는 적용될 수 없다.

본 연구는 MRI기를 냉각할 수 있는 약 4 K 3 Watt급 GM냉동기에 대하여 해석적인 방법으로 최적 설계값을 결정하기 위하여 수행되었다. 특별히, GM냉동기의 두 단의 냉동온도의 함수로 두 단의 냉동량이 주어지고 전체 열교환기의 크기가 주어졌을 때, 세 열교환기 각각의 크기, 헬륨유량, 그리고 압축압력의 변화에 대한 냉동량을 계산하여, 그 결과로 이 변수들의 최적 설계값을 제시하고자 한다.

2. 냉동기 해석

본 논문에서는 중형이상의 GM-JT냉동기에 대한 최적 설계변수를 도출하기 위하여, 다음과 같은 다섯 가지 가정을 통한 냉동기모형을 채택하였다. 첫째, 압축부를 제외한 냉동기의 전부는 우수한 진공단열용기에 위치하여 주위로 부터의 열유입은 무시된다. 둘째, GM냉동기의 1단 냉동부에서 복사실드(radiation shield)로의 열전달은 무시된다. 셋째, GM냉동기의 1단 및 2단의 냉동량은 1단 및 2단의 냉동온도들의 함수로 주어진다. 즉,

$$Q_{GM1} = f(T_{GM1}, T_{GM2}) \quad (1)$$

$$Q_{GM2} = g(T_{GM1}, T_{GM2}) \quad (2)$$

이며 여기서 Q 는 냉동량(W), T 는 냉동온도(K)이다. 네째, JT냉동기의 고압입구(상태 1)는 상온(300 K)이고 저압입구(상태 8)는 저압에서의 포화 증기 상태이다. 다섯째, 열교환기에서의 압력강하는 무시된다.

첫째 및 둘째의 가정은 실제 냉동기와 비교했을 때, 다소 많은 냉동량을 나타내는 결과를 예측할 수 있으나, 중형 이상의 냉동기의 최적운전조건을 결정하는데는 커다란 영향은 없다고 판단된다. 셋째의 가정은 현실적으로 볼 때 매우 타당하다. GM냉동기는 이미 3내지 4가지 정도의 용량으로

이미 대량 생산되고 있으며 GM-JT냉동기의 제작은 이 중 적절한 한 가지를 채택하여 이루어지기 때문에, 제작사가 제공하는 냉동성능곡선을 이용하여 기타의 설계변수들을 결정하여야 한다. 네째 및 다섯째의 가정도 일반적인 냉동사이클의 해석에도 적용되는 무난한 가정이다.

이러한 모델에 대하여 액체 헬륨온도에서의 냉동량을 결정하기 위하여는 냉동기의 각 상태를 결정하여야 한다. 앞서 언급한 중요 설계변수로 세 개의 향류열교환기의 크기, 헬륨유량, 압축압력(P_H)이 주어지고, GM냉동기가 선정되면 냉동기의 해석이 가능하다. GM냉동기가 결정되면 식(1) 및 (2)와 같은 형태의 성능식과 두 냉동부의 기하학적인 크기에 따라 GM열교환기의 크기를 정할 수 있다.

이 해석에서는 13개의 미지수가 포함된다. 상태1과 상태8을 알고 있으므로 구해야 하는 미지수를 정리해 보면, 9개의 상태(상태2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10)와 GM냉동기의 1단 냉동온도 및 냉동용량, 2단 냉동온도 및 냉동용량이다. 9개의 상태들의 압력은 본 모델의 다섯째 가정으로 모두 알고 있으므로 온도만이 미지수라고 할 수 있고 포화상태에서는 건도(quality)가 미지수라고 할 수 있다.

이 문제를 해결하기 위해서는 열세 개의 방정식이 필요하다. 이 중에 여섯 개의 방정식은 각 구성품에 대한 에너지 균형으로 다음과 같다. 향류 열교환기 A, B, C에 대한 에너지 균형은 각각

$$h_5 - h_6 = h_9 - h_8 \quad (3)$$

$$h_3 - h_4 = h_{10} - h_9 \quad (4)$$

$$h_1 - h_2 = h_{11} - h_{10} \quad (5)$$

이며, 1단 및 2단 GM열교환기에 대해 각각

$$Q_{GM1} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (6)$$

$$Q_{GM2} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5) \quad (7)$$

이고, JT밸브에 대해

$$h_6 = h_7 \quad (8)$$

이다. 두 개의 식은 GM냉동기의 성능식으로 식(1), (2)이고, 나머지 5개는 다섯 열교환기의 성능식으로 열교환기의 유용도(ϵ : effectiveness)를 이용하여 다음과 같이 표시된다.

$$\epsilon_A = \frac{h_9 - h_8}{h(T_5, P_L) - h_8} \quad (9)$$

$$\epsilon_B = \frac{h_{10} - h_9}{h(T_3, P_L) - h_9} \quad (10)$$

$$\epsilon_C = \frac{h_{11} - h_{10}}{h(T_1, P_L) - h_{10}} \quad (11)$$

$$\epsilon_{GM1} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h(T_{GM1}, P_H)} \quad (12)$$

$$\epsilon_{GM2} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h(T_{GM2}, P_H)} \quad (13)$$

위 식들에서 h 는 헬륨의 비엔탈피, P_H 및 P_L 은 각각 JT냉동기의 고압 및 저압, \dot{m} 은 헬륨유량이다.

식(9)부터 (13)까지에서 열교환기의 유용도는 각 열교환기의 열전달 면적, 총합 열전달 계수 (overall heat transfer coefficient), 헬륨유량, 그리고 헬륨의 물성에 의해 결정된다. 식(9), (10), (11)에서 유용도가 저압측의 엔탈피로 표시되는 이유는 열교환기 양측의 유량은 같으나 고압측의 정압비열이 저압측보다 더 크기 때문이다. 열교환기의 열전달면적은 저압측에 설치되는 확장표면 (extended surface)를 포함하되 핀효율 (fin efficiency)를 고려한 표면효율⁽⁸⁾을 사용하였고, 고압측 및 저압측의 대류열전달계수는 참고문헌⁽⁹⁾의 실험식을 이용하였다. 본 연구의 모든 열교환기에서 유체유동은 난류였으므로, 수력직경을 특성길이로 한 Nusselt수 (Nu)를 Reynolds수 (Re) 및 Prandtl 수 (Pr)의 함수로 표시된 식,

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{1/3} \quad (14)$$

으로 계산하였다. 헬륨의 모든 물성은 유동방향으로 평균된 막온도 (film temperature)에서의 값을 채택하였다.

연립방정식을 풀어서 각 상태가 결정되면, 액체 헬륨온도에서의 냉동량 (Q_L)은

$$Q_L = \dot{m}(h_8 - h_7) \quad (15)$$

으로 계산된다. 전체 냉동기의 성적계수 (COP)를 계산하기 위해서는 JT냉동기 및 GM냉동기의 압축일을 구해야 한다. 압축일은 압축기의 성능에 관계가 있고, 특히 GM냉동기는 냉동기의 성능에 따라 많이 달라지는 것이 보통이다. 그러나 본 연구에서 관심있는 설계변수중에서 압축압력을 제외한 설계변수에 대하여 크게 변화하지 않는다. 더욱이 액체 헬륨온도영역의 냉동기에서는 냉동량 자체가

성적계수보다 더 큰 의미를 갖는다. 따라서 본 연구에서는 냉동기의 성적계수를 구하지 않고, 냉동량을 최대로 하는 설계변수를 결정하기로 한다.

3. 수치 해법

열세 개의 연립방정식은 컴퓨터를 이용한 반복적 수치해법으로 해를 구하였다. 반복의 방법은 선형방정식의 Gauss-Seidel방법과 유사하며, 계산의 유동도를 Fig. 2에 나타내었다.

입력변수가 주어지면, GM냉동기 1단 및 2단의 온도를 가정한다. 식(1), 식(6) 및 식(12)를 이용하여 상태2와 상태3을 결정하고, 마찬가지로 식(2), 식(7) 및 식(13)을 이용하여 상태4와 상태5를 결정한다. 이제 상태5와 상태8을 알고 있으므로 열교환기 A에 대한 식(3)과 식(9)를 풀어서 상태6과 상태9를 계산한다. 상태9와 앞서 구한 상태3은 열교환기 B에 대한 식(4)와 식(10)을 통해 상태4와 상태11을 결정하고, 계속하여 열교환기 C에 대한 식(5)와 식(11)을 통해 상태2와 상태11을 결정한다. 이제 계산된 상태2와 상태4의 값들과 비교하여

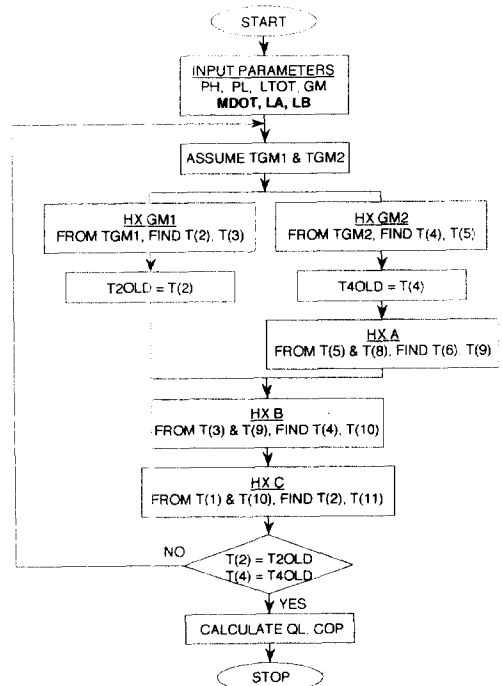


Fig. 2 Flow chart for numerical analysis to GM-JT refrigerator

같은지 판단한다. 만일 다르면 GM냉동기 각 단의 온도를 다른 값으로 다시 가정하여 계산을 계속한다. 이 때, 새로운 GM냉동기의 1단 및 2단의 온도는 각각 상태2 및 상태4의 변화값에 따라 다시 가정하였다.

이 수치계산은 Fortran 77언어로 작성 및 실행하였고, 전산화된 헬륨의 물성치 계산프로그램⁽¹⁰⁾을 이용하였다. 계산에 사용된 컴퓨터의 기종은 Hewlett Packard Workstation Model 720이었으며, 적절한 초기 예측값으로 수 십회의 반복으로 대부분 수렴하였다.

4. 결과 및 고찰

앞서 기술한 해석프로그램은 어떠한 종류의 GM-JT냉동기에 대해서도 적용이 가능하다. 본 논문에서는 그 결과를 예시하고 고찰하기 위하여, 구체적인 하나의 2단식 GM냉동기의 온도-성능관계식을 채택하였고, 특별한 열교환기의 형상을 정하여 그 길이를 열교환기 면적대신 계산하였다. GM냉동기는 MRI용 GM-JT냉동기에 가장 많이 사용되는 미국 CTI(Cryogenic Technology Inc.)사의 Model 1050⁽¹¹⁾을 채택하였다. 이 냉동기의 온도-냉동량 관계는

$$Q_{GM1} = a_0 + T_{GM2} \{ a_1 + T_{GM2} (a_2 + a_3 T_{GM2}) \}$$

$$a_0 = 0.121 + 0.197 T_{GM1} - (9.77 \times 10^{-4}) T_{GM1}^2$$

$$a_1 = -1.18 + (1.41 \times 10^{-2}) T_{GM1} - (6.54 \times 10^{-6}) T_{GM1}^2$$

$$a_2 = (1.93 \times 10^{-2}) + (7.94 \times 10^{-5}) T_{GM1} - (4.13 \times 10^{-6}) T_{GM1}^2$$

$$a_3 = (4.64 \times 10^{-5}) - (9.93 \times 10^{-7}) T_{GM1} + (1.11 \times 10^{-8}) T_{GM1}^2$$

$$Q_{GM2} = b_0 + T_{GM2} \{ b_1 + T_{GM2} (b_2 + b_3 T_{GM2}) \}$$

$$b_0 = 6.50 + 0.393 T_{GM1} - (3.43 \times 10^{-3}) T_{GM1}^2$$

$$b_1 = -0.565 + (5.16 \times 10^{-2}) T_{GM1} - (5.17 \times 10^{-4}) T_{GM1}^2$$

$$b_2 = (1.05 \times 10^{-2}) - (2.00 \times 10^{-3}) T_{GM1} + (2.29 \times 10^{-5}) T_{GM1}^2$$

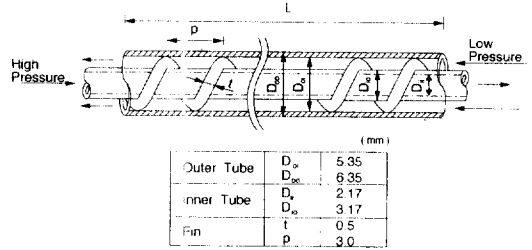


Fig. 3 Specifications of concentric, finned-tube, counterflow heat exchanger

$$b_3 = (5.87 \times 10^{-4}) + (1.38 \times 10^{-5}) T_{GM1} - (2.64 \times 10^{-7}) T_{GM1}^2$$

으로 표현된다. 열교환기도 JT냉동기에 가장 많이 사용되는 미국 Joy Manufacturing사의 동심관 열교환기중에서 1/4 inch OD-1/8 inch OD의 조합을 채택하였으며 확장표면인 fin에 관한 크기는 Fig. 3에 나타내었다.

4.1 세 열교환기의 크기

헬륨유량, 압축압력을 일정하게 유지하고, 전체 열교환기의 길이가 주어졌을 때, 이 길이를 세 열교환기에 서로 다르게 분배하면서 냉동량을 계산하였다. 헬륨유량이 0.5 g/s이고, 전체 열교환기 길이가 15 m, 압축압력이 20 atm인 경우에 대한 계산 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 냉동량을 Watts의 단위로, 열교환기 A의 길이와 열교환기 C의 길이의 함수로 표시하였다. 전체 열교환기의 길이는 여러 가지 값에 대하여 방대한 계산을 수행하였으나⁽¹²⁾ 뒤에 언급되는 바와 같이 본 논문의 목적인 3W의 냉동에 필요한 최소한의 길이가 15 m이었으며 여기에서는 전체 열교환기의 길이가 15 m인 경우에 대해서만 기술하기로 한다.

열교환기 C의 크기가 주어져 있을 때, 열교환기 A의 길이가 증가함에 따라 냉동량은 점점 증가하다가 다시 감소하는 경향을 보이고 있다. 최대 냉동량을 보이는 열교환기 A의 최적 길이는 약 4 m 내지 5 m 정도일 때이며, 이 최적조건은 열교환기 C의 크기에 따라 변화함을 알 수 있다. 열교환기 C의 크기가 약 3 m(전체의 20%)일 때는, 열교환기 A의 크기가 약 5 m(전체의 약 33%)이고 따라서 열교환기 B의 크기가 7 m(전체의 약 57%)일

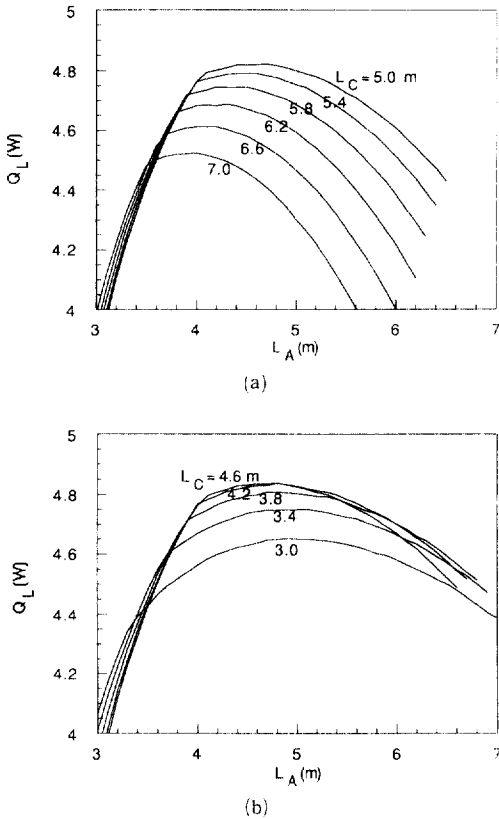


Fig. 4 (a) Cooling rate as a function of length of heat exchanger A and length of heat exchanger C for fixed total length ($L_{tot} = 15$ m, $\dot{m} = 0.50$ g/s, $P_H = 20$ atm)
 (b) Cooling rate as a function of length of heat exchanger A and length of heat exchanger C for fixed total length ($L_{tot} = 15$ m, $\dot{m} = 0.50$ g/s, $P_H = 20$ atm)

때에 최대 냉동이 얻어진다. 그러나 열교환기 C의 크기가 7m(전체의 약 57%)일 때는, 열교환기 A의 크기가 약 4m(전체의 약 27%)이고 따라서 열교환기 B의 크기가 4m(전체의 약 27%)일 때에 최대 냉동이 얻어진다.

열교환기 C의 크기가 주어졌을 때, 열교환기 A와 열교환기 B의 조합이 최적 조건으로 하여 얻어지는 최대 냉동량은 열교환기 C의 크기가 3m에서 약 4.6m까지 증가에 따라 점점 증가하다가 5m에서 7m까지 증가에 따라 다시 감소하는 경향을 보인다. 다른 말로 하면, 주어진 열교환기 C의 크기에 대한 최대값들은 열교환기 C의 크기가 변화할 때, 최대값들 중의 최대값(maximum of maxima)

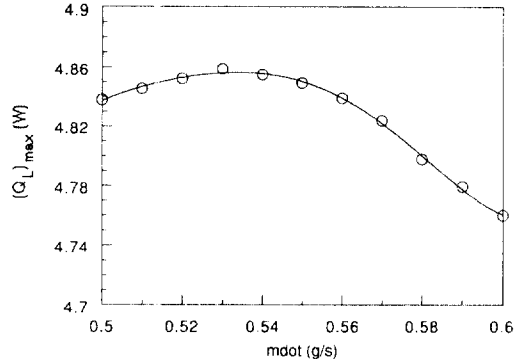


Fig. 5 Maximum cooling rate as a function of helium flow rate ($L_{tot} = 15$ m, $P_H = 20$ atm)

이 존재하게 된다. 이는 전체 열교환기의 크기가 주어졌을 때, 최대의 냉동을 수행하는 세 열교환기의 최적조합이 유일하게 존재함을 의미한다. 이 최적배분이 존재하는 이유는 이미 서론에서 언급한 바와 같이 매우 명백하다.

한가지 흥미있는 현상은 열교환기 A가 너무 작으면 열교환기 B 및 열교환기 C의 크기에 무관하게 적은 냉동량을 보이는 점이다. Fig. 4에서 열교환기 A의 크기가 작은 영역, 즉 그래프의 좌측에서는 열교환기 C에 상관없이 여러 개의 곡선이 중첩되는 것을 관찰할 수 있다. 이는 저온부의 열교환기의 크기가 지나치게 작으면 아무리 나머지 두 개의 열교환기를 잘 조합하여도 우수한 냉동을 얻을 수 없다는 결과이다. 이 사실은 같은 온도차라 하더라도 저온에서의 열교환이 더욱 많은 엔트로피를 생성한다는 열역학의 기초이론과 잘 일치하는 매우 중요한 사실이다.

Fig. 4를 종합적으로 정리하면, 헬륨유량이 0.5 g/s일 때 세 열교환기의 최적 조합은 저온으로 부터 각각 약 4.6 m, 5.8 m, 4.6 m일 때이고 이 때의 최대 냉동량은 약 4.84 Watts 정도이다.

4.2 헬륨유량

헬륨유량이 주어졌을 때, 최대냉동을 수행하는 최적의 열교환기 면적의 조합인 상태에서의 냉동량만을 뽑아서 최대냉동량을 헬륨유량의 함수로 나타내면 Fig. 5와 같다. 헬륨유량이 증가함에 따라 최대냉동량이 증가하다 감소하는 경향을 보이고 있다. 따라서, 최대냉동량이 또 다시 최대가 되는 최적 헬륨유량이 존재함을 알 수 있다.

이 경우, 최적 헬륨유량은 약 0.53 g/s 정도인데, 이보다 작은 값에서는 예냉의 효과가 크므로 JT 밸브에서의 온도가 감소하여 식(15)에서 단위 질량당 냉동량이 증가하나 헬륨유량이 작으므로 전체 냉동량은 작게 된다. 반대로 이보다 큰 값에서는 JT 밸브에서의 온도가 증가하여 전체 냉동량이 또한 작게 된다.

이 결과를 앞절의 결과와 종합할 때, 전체 열교환기의 크기가 주어지면 최대의 냉동을 수행하는 세 열교환기의 최적조합 및 최적 헬륨유량이 오직 한 개만 존재함을 의미한다. 이 경우, 최대 냉동을 수행할 수 있는 세 열교환기의 크기비와 헬륨유량은 이 경우에 대해 각각 31 : 38 : 31, 그리고 0.53 g/s임이 얻어졌다.

4.3 JT냉동기의 압축압력

마지막 중요한 설계변수는 JT냉동기에서 헬륨의 압축압력이다. 일반적으로 최적 압축압력이 존재하는데 이는 냉동기의 특성이라기 보다는 헬륨의 물성에 따라 결정된다고 할 수 있다.

저온 열교환기가 충분히 좋을 때, 압축압력의 냉동기의 냉동량에 대한 영향은 두가지의 헬륨 물성으로 설명할 수 있는데, 그 첫번째는 임계점 근처에서의 정압비열이고 또 한가지는 압축액(과냉액)의 JT계수이다.

정압비열은 헬륨의 T-s선도에서 등압선의 기울기와 밀접한 관계에 있다. 정압비열은

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (16)$$

로 정의되는데, 열역학 관계식을 이용하여

$$c_p = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p \quad (17)$$

로도 표현할 수 있다. 즉, 같은 온도에서 정압비열은 T-s선도에서 등압선의 기울기에 반비례한다. T-s선도에서 등압선의 기울기는 임계점 근처에서는 거의 0에 가깝고 압력이 임계압력보다 증가할수록 점점 증가함을 관찰할 수 있다. 따라서 정압비열은 임계압력 이상으로 압력이 증가하면 점점 감소한다.

냉동기의 고압측의 정압비열이 작으면 열교환기에서 두 유체의 용량유량(capacity rate)이 서로 비슷해지므로 더욱 균형된(balanced) 열교환이 이루어진다. 그 결과로 고압으로 압축할수록 JT 밸브

입구에서의 고압헬륨의 온도가 더욱 낮아져서 냉동량이 증가할 수 있게 된다.

그러나 압축압력이 지나치게 되면 JT 밸브에서의 등엔탈피 팽창시 온도가 충분히 감소하지 못하는 경향이 있다. 이 내용은 물성치인 JT계수(Joule-Thomson coefficient)

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h \quad (18)$$

와 깊은 관계가 있다. 헬륨의 T-s선도를 살펴보면, JT 밸브의 입구 상태인 압축액 또는 과냉액 상태에서 그 압력이 지나치게 높으면 JT 계수가 음수가 되는 현상을 관찰할 수 있다. 이 영역에서 고압헬륨은 팽창하면서 오히려 온도가 증가하다가 압력이 상당히 강하하면 온도가 감소하게 된다. 그 결과로 지나치게 높은 압력에서는 또한 충분히 많은 냉동을 얻지 못하게 된다.

이상의 설명을 정량화하기 위하여 질량유량이 0.5 g/s, 전체 열교환기의 길이가 15 m인 경우에 대해 압축압력을 16 기압에서 22기압까지 변화시키면서 냉동량을 계산하였다. 그 중에서 최적의 열교환기 크기의 조합을 찾아서 Fig. 6에 나타내었다. 냉동량은 약 20 기압 정도의 압축압력에서 최대값을 가지고 있다. 이보다 낮은 압축압력에서는 임계점 근처의 높은 정압비열때문에 냉동이 감소하고, 이보다 높은 압력에서는 압축액상태에서 JT계수가 작아지거나 음수가 되어 냉동이 감소한다.

반면에, 압축압력이 증가하면 압축기의 소요동력도 따라서 증가하므로 최대의 냉동량을 나타내는

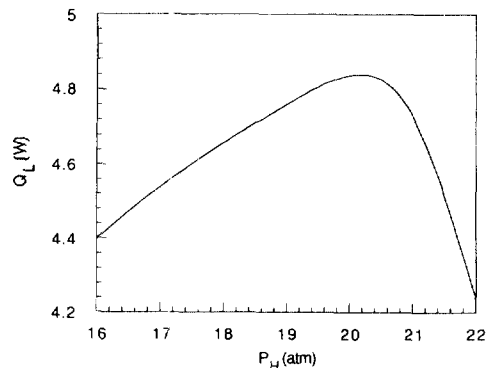


Fig. 6 Maximum cooling rate as a function of compression pressure for a given helium flow rate ($L_{tot}=15$ m, $m=0.5$ g/s)

Table 1 Properties of helium at each location in the refrigerator at optimal operation

location	pressure p(atm)	temperature T(K)	enthalpy h(kJ/kg)	entropy s(kJ/kg-K)
1	20	300.00	1579.30	25.190
2	20	60.65	332.42	16.847
3	20	48.58	268.22	15.665
4	20	21.19	115.95	11.013
5	20	18.72	101.07	10.264
6	20	4.97	20.96	3.009
7	1	4.22 (x=0.5420)	20.96	5.889
8	1	4.22	30.13	8.293
9	1	18.53	110.23	16.919
10	1	47.71	262.50	21.860
11	1	287.93	1509.30	31.194

압축압력이 반드시 최적이라고 할 수는 없다. 압축에 필요한 동력은 앞서 기술한 바와 같이 정확히 계산하기 어려우나, 간단한 압축기 모델에 대한 계산을 통해 성적계수를 구할 수 있다. 이러한 어렵 계산에 의한 성적계수가 최대가 되는 최적의 압축압력은 20기압보다 약간 낮다.⁽¹²⁾

결과적으로, 열교환기의 성능이 충분히 좋으면 최적의 압축압력은 약 20기압정도이며 이 값은 GM 냉동기의 종류나 질량유량등 다른 설계 변수에 관계없다고 할 수 있다.

4.4 최적 설계조건

이상의 내용을 종합하면, 최적 조건은 헬륨유량이 0.5 g/s, 세 열교환기의 길이가 저온으로 부터 각각 약 4.6 m, 5.8 m, 4.6 m, 그리고 압축압력이 20 기압이다. 이 조건하에서 냉동기 각 위치에서의 물성값들을 Table 1에 나타내었고, 이에 해당되는 헬륨의 T-s 선도를 Fig. 7에 나타내었다. 최대 냉동량은 약 4.858 Watts 이었으며, GM냉동기의 1 단은 약 47 K에서 약 34 Watts, 2단은 약 18 K에서 8 Watts정도의 에너지를 하고 있다.

계산된 냉동량은 설계의 목표를 초과하고 있다. 그러나 본 냉동기의 해석모델에서 외부로 부터의 열유입과 복사원드의 냉각에 따른 부하를 고려하지 않은점을 고려할 때, 본 논문에서 제시된 설계값들은 MRI용 3 Watt급 냉동기의 설계에 적용되는 범위에 있다고 판단된다.

5. 결 론

본 논문에서는 GM-JT냉동기의 성능을 예측할 수 있는 해석의 수치적 방법과 그 결과를 이용하여 최적의 설계변수를 찾는 설계방법을 제시하였다. GM냉동기와 전체 열교환기의 크기가 주어졌을 때, 최대의 냉동을 수행하는 최적의 설계변수값들이 유일하게 존재하였다. 그 실용성을 예시하기 위

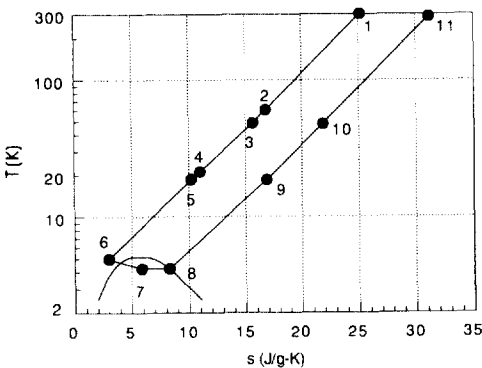


Fig. 7 States of each location in refrigerator on temperature-entropy (T-s) diagram for optimal operation (See Table 1)

하여, 상용화된 특정 GM냉동기와 열교환기의 형태를 채택하여 중요한 설계변수들의 유일한 최적치를 정량적으로 제시하였다. 전체 열교환기의 길이가 15 m인 경우, 최적 열교환기의 크기비는 저온으로부터 약 31 : 38 : 31 이었으며, 최적 헬륨유량은 약 0.53 g/s이고, 최적 압축압력은 약 20 기압이었다.

후 기

이 논문은 과학기술처에서 시행한 특정연구개발사업의 지원을 받은 연구의 결과이다.

참 고 문 헌

- (1) Timmerthaus, K.D. and Flynn, T.M., 1989, *Cryogenic Process Engineering*, Plenum Press, New York, pp. 162~166.
- (2) Hawksworth, D.C., 1990, "Development of Superconducting Magnet Systems for MRI," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 35, pp. 529~538.
- (3) 장호명, 1990, "의료용 MRI기기의 냉각장치," 공기조화냉동공학회 1990년 하계특별강연회 원고집, pp. 27~48.
- (4) Longworth, R.C., 1988, "4.2 K Gifford-McMahon/Joule-Thomson Cycle Refrigerators," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 33, pp. 689~698.
- (5) Ishige, T., Baba, H. and Kuraoka, Y., 1986, "4.2 K Refrigerator for SQUID Magnetometer," *Proc. of the 4th Int. Cryocooler Conf.*, pp. 99~106.
- (6) 김영인 외, 1991, "극저온용 냉동기 개발(Ⅲ)," 과학기술처 보고서, KAITECH-BS-PNR1500, 생산기술연구원.
- (7) 김영률, 이상용, 장호명, 1992, "소형 Gifford-McMahon/Joule-Thomson 냉동기에서 열교환기의 최적조합," 대한기계학회 논문집 제 16권, 제11호, pp. 2196~2202.
- (8) Kays, W.M. and London, A.L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 15~16.
- (9) Rohsenow, W.M. and Choi, H.Y., 1961, *Heat, Mass, and Momentum Transfer*, Prentice-Hall, Eaglewood Cliffs, pp. 192~196.
- (10) Arp, V.D. and McCarty, R.D., 1989, "Thermophysical Properties of Helium-4 from 0.8 to 1500 K with Pressures to 2000 MPa," National Institute of Standard and Technology, Tech. Note 1334.
- (11) CTI Product Catalog, *Cryogenic Technology Inc.*, Waltham, MA, U.S.A.
- (12) 장호명 외, 1992, "GM냉동기 싸이클 해석 및 설계 프로그램 개발," 과학기술처 보고서, 한국기계연구원.