

# 터보팽창기를 이용한 2단 팽창 Claude냉동사이클 해석

## Cycle Analysis of 2-Stage Expansion Claude Refrigerator with Turboexpanders

백 종 훈\*, 장 호 명\*\*  
J. H. Baek, H. M. Chang

**Key words :** Liquid Helium(액체 헬륨), Claude Refrigerator(Claude냉동기), 2-Stage Expansion(2단팽창), Turboexpander(터보팽창기), Coefficient of Performance(성적계수)

### Abstract

A cycle analysis was performed for 2-stage expansion Claude refrigerators by a numerical method. The refrigerators are under recent development such that the reciprocating expanders of Collins cycle are replaced by new turboexpanders. A computer simulation program was written to predict the coefficient of performance of the refrigerators for several input parameters. It was found out that there exist unique optimum values for the ratio of expanded mass through the turboexpanders to the total mass and for the intermediate pressure of the 2-stage expansion. The maximum coefficient of performance was about  $5 \times 10^{-4}$  at the optimal operation.

### 기 호 설 명

*COP* : 냉동기의 성적 계수  
*h* : 비엔탈피[J/g]  
*HX* : 열교환기  
*m* : 헬륨의 질량 유량[g/s]  
*p* : 압력[atm]  
*q* : 냉동 효과[J/g]  
*s* : 비엔트로피[J/g·K]  
*T* : 온도[K]  
*w* : 단위 질량당 일[J/g]  
*x* : 팽창 질량비

### 회람문자

$\epsilon$  : 열교환기의 유용도  
 $\eta$  : 팽창기의 단열 효율

### 하 첨 자

*carnot* : Carnot 냉동기  
*comp* : 압축기  
*exp* : 팽창기  
*H* : 고온 또는 고압  
*L* : 저온 또는 저압  
*M* : 중간압  
*max* : 최대값  
*opt* : 최적값  
*s* : 등엔트로피 과정  
1,2,3... : 냉동기에서의 위치, 열교환기의 종류, 팽창기의 종류

### 1. 서 론

액체헬륨 온도인 4.2K에서 약 1Watt 내지 3Watts의 냉동 부하를 충족할 수 있는 중소형 냉동

\* 홍익대학교 대학원

\*\* 홍익대학교 기계공학과

사이클은 이미 1970년대 후반부터 개발되기 시작하여 일부는 이미 상용화되어 있다. 이들의 원리는 매우 다양하며 그 중 가장 대표적인 것이 GM-JT (Gifford-McMahon/Joule-Thomson) 냉동기이다. GM-JT 냉동기는 고진공 펌프용으로 대량 생산되는 2단식 GM 냉동기를 사용하여 간편히 제작될 수 있기 때문에, 열역학적 성적계수(COP)가 매우 낮음에도 불구하고 현재까지 가장 많이 사용되고 있다.

그러나 중소형 냉동기의 수요가 의료용 자기공명영상(MRI, magnetic resonance imaging)기, 자기 부상열차, 초전도 자기 에너지저장(superconducting magnetic energy storage), 자기장 제어식 핵융합로(tokamak), 입자가속기 등으로 점차 증가하게 되었고, 극저온 냉동에 필요한 주변기술이 날로 발전하게 되었다. 그 결과로 1980년대 후반부터는 GM-JT 냉동기보다 더욱 우수한 냉동효율과 더욱 높은 신뢰성을 가진 새로운 냉동사이클의 개발이 활발히 진행중에 있다. 그 중의 한 가지가 소형 터보팽창기(miniature turboexpander)를 이용한 2단 팽창 Claude 냉동사이클의 배경을 설명하고 사이클 해석의 과정과 결과를 기술하고자 한다.

제2차 세계대전 직후에 극저온영역의 산업화를 가능하게 했던 것은 Collins의 헬륨액화기(helium liquefier)<sup>1)</sup>였다. 이는 Joule-Thomson 액화기에 두 개의 왕복동식 팽창기를 부착하여 단열팽창을 통한 예냉(precooling)으로 극저온의 액체헬륨을 얻는다. Collins 사이클은 이미 최적화에 대한 연구가 광범위하게 진행되었고 그 결과는 참고문헌<sup>2)</sup>에 잘 정리되어 있으며, 최근 국내에서도 연구된 바가 있다.<sup>3)</sup>

Collins 사이클이 액체헬륨온도에 도달하는 가장 이상적인 냉동시스템임에도 불구하고, 그 원리를 소형 냉동기에 응용하지 못했던 가장 중요한 이유는 극저온용 왕복동식 팽창기의 소형화가 불가능했기 때문이다. 최근에는 단열팽창을 위한 왕복동식 팽창기 대신 원심식 또는 터보식 팽창기의 개발이 활발히 진행중이며,<sup>4-10)</sup> 이들은 압축공기베어링 또는 자기베어링을 사용하여 소형화가 가능하다고 보고되고 있다. 터보팽창기는 왕복동식 팽창기에 비해 압력비가 작으므로, 냉동기의 고압에서 저압으로의 팽창이 2단 또는 다단으로 이루어져야 한다.

터보팽창기를 이용한 냉동사이클은 Collins 사이클과 달리 Fig.1과 같은 구성을 갖는다.<sup>11-14)</sup> 상온

에서 고압으로 압축된 냉매인 헬륨은 다섯 개의 향류 열교환기에서 1기압 정도의 저압 헬륨과 차례로 열교환을 수행하면서 차차로 냉각되어 간다. 본 논문에서는 고온에서 저온순으로 열교환기1(HX1)에서 열교환기5(HX5)로 각각 명칭하기로 한다. 열교환기1을 통과한 고압 헬륨중 일부는 터보팽창기1, 열교환기3, 터보팽창기2를 차례로 통과하면서 단열팽창하고 저압측에서 혼합이 이루어 진다. 열교환기5까지를 통과한 저온의 고압헬륨은 팽창 밸브를 통해 최종 팽창하여 포화 습증기를 생성한 후 액체가 증발할 때의 증발잠열을 이용하여 냉동을 수행한다.

극저온 냉동기에 팽창기를 사용해야만 하는 이유는, 같은 온도에서 고압 헬륨이 저압헬륨보다 비열이 커서 고압 및 저압측의 질량유량이 같아 하더라도 고압의 헬륨이 충분히 냉각되지 못하기 때문이다. 정성적으로 헬륨의 JT 계수가 상온에서는 모든 압력영역에서 음수이며 최대역전온도(maximum inversion temperature)이하에서만 양수이기 때문이다.

터보팽창기를 이용한 Claude 사이클의 구성에 관한 연구보고는 최근의 참고문헌에서 찾아볼 수 있으나,<sup>11-13)</sup> 헬륨의 물성과 구성부품의 성능을 고려한 사이클해석은 거의 없었다. 그 이유로는 첫째, 한 유체가 반대 방향으로 흐르는 두 개의 유체와 동시에 열교환하는 삼중 향류 열교환기(triple-passage counterflow heat exchanger)에 관한 적절한 성능계산식이 없었기 때문이라고 생각된다. 그리고 둘째로, Collins 사이클에서는 열교환기에서의 온도차에 의한 열역학 제2법칙 해석으로 팽창기의 위치와 팽창질량을 최적화하였는데,<sup>2)</sup> 이 방법을 열교환기의 유로가 3개 이상인 2단 팽창 사이클의 경우에 대해 직접 적용할 수 없기 때문이다.

본 논문에서는 최근 발표된 삼중열교환기에 대한 유용도-NTU 방법<sup>15)</sup>과 헬륨의 전산화된 물성프로그램을 이용하여, 2단 팽창 Claude 사이클의 해석모델을 채택하고 수치적 방법으로 해석을 수행하였다.

## 2. 해석 모델

본 논문에서는 Fig.1과 같은 2단 팽창 Claude 냉동기의 해석을 수행하기 위하여 단순하면서도 현실

성이 있는 모델을 채택하였다. 우선 외부로부터 열교환기, 팽창기 및 JT밸브로의 열유입은 없다고 가정하였고, 열교환기에서 유동방향으로의 압력강하는 무시하였다. 또한 냉동기에서의 저압은 증발기에서의 냉동온도를 결정하므로 1 기압으로 고정하였고, 고압은 일반 헬륨액화기 또는 냉동기와 마찬가지로 20기압에 대해서만 계산하였다. 극저온부에서 JT밸브를 사용하는 헬륨냉동기의 고압은 열교환기의 성능이 충분히 좋을 때, 사이클의 구성에 관계없이 약 15나치 20기압이 최적으로 알려져 있으며 본 냉동사이클에서도 이 내용은 적용되기 때문이다. 대기의 온도를 300K로 가정하여 고압측의 입구인 상태 8은 300K이며, 저압측의 입구이며 증발기의 출구인 상태 1은 저압의 포화증기 상태로 가정하였다.

열교환기에 관한 모델로는 다섯 개의 열교환기에

대해 각각의 열교환기 유용도( $\epsilon$ , effectiveness)가 주어졌다고 가정하였다. 그 이유로는 첫째, 상온에서 극저온 온도에 이르는 동안 고압헬륨의 비열이 많이 변화하므로 대수평균온도차(LMTD : log mean temperature difference)에 의한 방법은 적절하지 못하기 때문이다. 특히 가장 낮은 온도영역에서 작동하는 열교환기5의 경우 고압헬륨은 초임계상태(super-critical state)를 지나므로 비열이 급격히 변화하기 때문이다. 둘째로, 열교환기에서 두 유체의 온도차가 최소가 되는 위치가 열교환기의 양단이 아닌 중간에서 발생하는 현상이 저온영역에서는 나타나지 않기 때문이다. 따라서 각 열교환기들의 유용도를 적절히 주었을 때, 냉동사이클의 해석결과는 현실적인 의미를 가질 수 있다. 열교환기 유용도의 크기는 대체로 0.9정도가 적당하다.

압축기 및 터보팽창기에 관한 모델로는 단열효율(adiabatic efficiency)이 주어져 있다고 가정하였다. 압축기는 일반적인 헬륨압축기의 단열효율로 0.8을 채택하여 중간냉각기(intercooler)를 가진 2단 압축 모델로 압축일을 계산하였다. 터보팽창기에 관하여는 최근 개발된 또는 개발중인 팽창기의 단열효율을 인용하여<sup>5-10)</sup> 사용하였다. 개발정도 및 작동상태에 따라 단열효율에 다소의 차이가 있으나 터보팽창기의 단열효율은 대체로 0.7나치 0.8정도이다. 압축기와 터보팽창기에서의 열전달은 무시하였다. 특히, 저온용 터보팽창기는 수만 rpm에서 수십만 rpm의 초고속으로 운전되므로 열전달은 열전달에 비해 무시할 만큼 작다.

이상과 같은 해석모델의 2단 팽창 Claude 냉동사이클에는 핵심적으로 두 개의 설계변수가 존재하게 된다. 그 중 하나는 전체 압축되는 헬륨질량에 대한 터보팽창기를 통해 팽창되는 질량의 비인 팽창질량비,  $x$ ,이다.

$$x = \frac{\dot{m}_{exp}}{\dot{m}_{comp}} = \frac{\dot{m}_{15}}{\dot{m}_8} \tag{1}$$

그리고 또 하나는 고압헬륨을 터보팽창기1에서 어느 압력까지 팽창 후 터보팽창기2로 보낼 것인가, 즉 고압과 저압사이의 중간압,  $P_M$ ,이다.

$$P_M = P_{15} = P_{16} \tag{2}$$

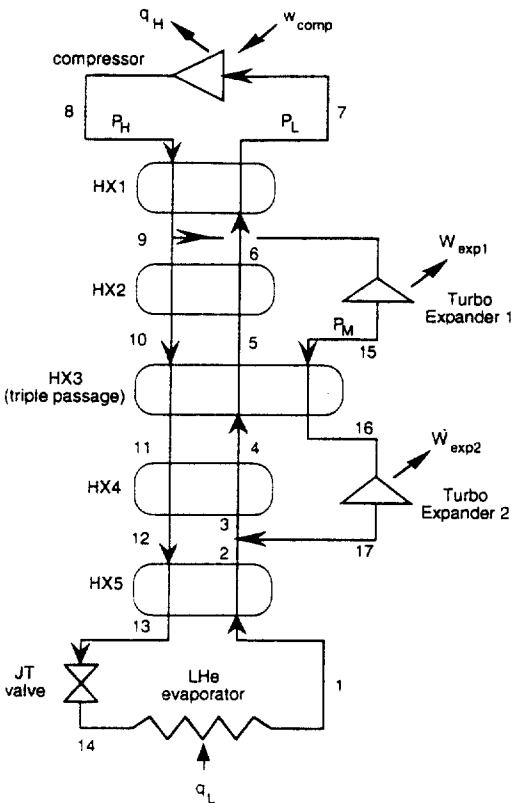


Fig.1 Schematic of 2-stage expansion Claude cycle refrigerator with two turboexpanders

### 3. 지배방정식

두 개의 중요 설계변수인 팽창질량비,  $x$ , 및 중간압,  $P_M$ 과 열교환기의 유용도 및 터보팬창기의 단열효율이 주어지면, 상태1과 상태8을 알고 있고 압축일을 곧 계산할 수 있으므로, 결정해야 할 미지수는 상태2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 12, 13, 15, 16, 17의 온도, 상태14의 건도(15개),  $w_{exp1}$ ,  $w_{exp2}$ (두 팽창기일),  $q_L$ (냉동효과)로 모두 18개가 된다. 이 미지수들을 결정하기 위한 방정식도 모두 18개인데, 이 식들은 열역학 제1법칙에 의한 에너지 균형식 10개, 그리고 터보팬창기 및 열교환기의 성능에 관한 식 8개로 구성된다.

다섯 개의 열교환기에 대한 에너지 균형식을 각 위치에서의 비엔탈피로 표시하면

$$h_8 - h_9 = h_7 - h_6 \quad (3)$$

$$(1-x) \cdot (h_9 - h_{10}) = h_6 - h_5 \quad (4)$$

$$x \cdot (h_{15} - h_{16}) + (1-x) \cdot (h_{10} - h_{11}) = h_5 - h_4 \quad (5)$$

$$(1-x) \cdot (h_{11} - h_{12}) = h_4 - h_3 \quad (6)$$

$$h_{12} - h_{13} = h_2 - h_1 \quad (7)$$

이며, 터보팬창기2의 출구와 열교환기 저압부의 혼합이 이루어지는 혼합기에 대하여는

$$x \cdot h_{17} + (1-x) \cdot h_2 = h_3 \quad (8)$$

이고, JT밸브에서는 일전달과 열전달이 없으므로

$$h_{13} = h_{14} \quad (9)$$

이다. 압축되는 단위 질량당 증발기에서 수행하는 냉동량은 에너지 균형에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$q_L = (1-x) \cdot (h_1 - h_{14}) \quad (10)$$

마지막으로 압축되는 단위 질량에 대한 두 터보팬창기의 팽창일은 에너지 균형에 의해 각각 다음과 같이 표현된다.

$$w_{exp1} = x \cdot (h_9 - h_{15}) \quad (11)$$

$$w_{exp2} = x \cdot (h_{16} - h_{17}) \quad (12)$$

나머지 8개의 식중 4개는 열교환기 1, 2, 4, 5에 대한 유용도로부터 결정된다. 이들 중 열교환기2의 경우를 예를 들어 설명하면 다음과 같다. 유용도의 정의에 의해, 만일 고압측의 열용량이 저압측보다 클 때, 즉

$$(1-x)\{h_9 - h(T_5, P_H)\} \geq h(T_9, P_L) - h_5 \quad (13)$$

이면, 열교환기2의 유용도는

$$\epsilon_2 = \frac{h_6 - h_5}{h(T_9, P_L) - h_5} \quad (14)$$

가 되고, 만일 반대로

$$(1-x)\{h_9 - h(T_5, P_H)\} \leq h(T_9, P_L) - h_5 \quad (15)$$

이면, 열교환기2의 유용도는

$$\epsilon_2 = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h(T_5, P_H)} \quad (16)$$

로 표현된다. 이 두가지의 선택은 열교환기1 및 5의 경우 양측의 질량유량이 같으므로 헬륨의 물성에 의해서만 결정되나, 열교환기2 및 4의 경우 헬륨의 물성과 팽창질량비,  $x$ 에 의해서 결정된다. 여기서 특별한 주의를 요하는 것이 초임계상태를 포함하는 열교환기5의 경우이다. 헬륨의 물성을 살펴보면, 임계온도 이상의 온도영역에서 고압측의 정압비열은 저압측보다 크지만 액체헬륨온도에 접근하면서 고압측의 정압비열은 저압측보다 오히려 작아진다.

따라서 열교환기5의 작동온도가 상대적으로 높을 때에는 저압측의 열용량이 더 작게 되고, 반대로 낮을 때에는 고압측의 열용량이 더 작게 된다.

2개의 식은 냉동기의 중앙부에 위치한 삼중 열교환기에 관한 유용도관계식이다. 이는 이미 발표된 연구결과<sup>15)</sup>의 결과를 그대로 사용하였다. 이 방법에 의하면, 출구온도  $T_{11}$  및  $T_{16}$ 의 최소값과  $T_3$ 의 최대값을 먼저 계산한다. 그리고 실제 출구온도값은 열교환기의 유용도가 충분히 좋을 때, 하나의 유용도와 각각의 최소 및 최대값으로 표시할 수 있다.

마지막 2개의 식은 터보팽창기의 단열효율식이다. 단열효율( $\eta$ )은 같은 압력범위에 대해 등엔트로피 팽창일에 비교된 실제 팽창일의 비로 두 팽창기에 대해 각각

$$\eta_1 = \frac{h_9 - h_{15}}{h_9 - h_{15s}} \quad (17)$$

$$\eta_2 = \frac{h_{16} - h_{17}}{h_{16} - h_{17s}} \quad (18)$$

이다.

냉동기의 성능을 나타내는 성적계수(COP)는 냉동효과, 압축일, 두 팽창일의 합수로

$$COP = \frac{q_L}{W_{comp} - W_{exp1} - W_{exp2}} \quad (19)$$

와 같이 표현된다.

#### 4. 수치 해법

2단팽창 Claude냉동사이클 해석은 헬륨의 물성을 고려하여 앞서 기술한 18개의 방정식을 동시에 푸는 수치해법으로 이루어 진다. 이 계산은 매우 방대한 작업인데, 본 논문에서는 물리적 의미를 최대한 반영한 반복법을 채택하였다. 사이클 해석 프로그램의 유동도는 Fig.2에 나타내었다. 이 반복법은 사이클의 고온측으로부터 계산에 필요한 상태의 온도를 가정하면서 점차 저온측으로 여러 상태들의 온도를 계산해 간 후, 다시 저온측으로부터 역으로 가정한 값들을 수정해 가는 과정으로 구성되어 있다. 이 과정은 선형방정식의 Gauss-Seidal방법과

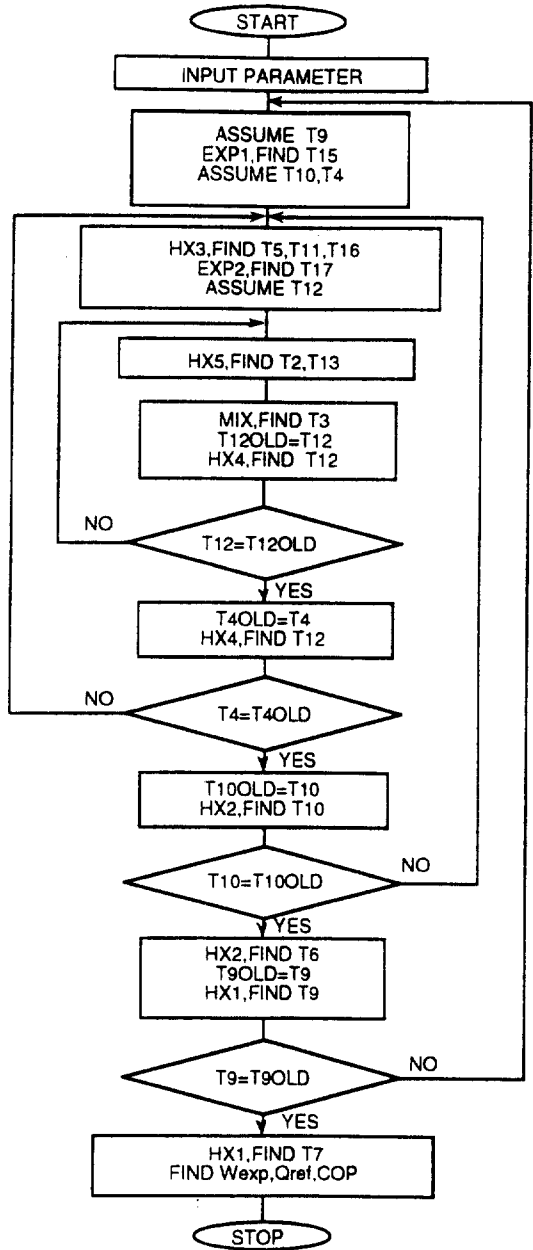


Fig.2 Flowchart of cycle analysis for 2-stage expansion Claude refrigerators

유사하다.

입력변수는  $x, P_M, \epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3, \epsilon_4, \epsilon_5, \eta_{exp1}, \eta_{exp2}$ 이며 계산은 고압헬륨의 분기점인 상태9의 온도를 가정하여 시작된다. 터보팽창기의 단열효율에 의해 상태15가 결정된 후, 상태4 및 10의 온도를 가정하여 열교환기

3의 유용도로 세 개의 출구인 상태 5, 11, 16이 동시에 결정된다. 계산된 상태16과 터보팽창기2의 단열효율을 이용하여 상태17을 결정하고, 상태12의 온도를 가정하여 얻는 상태2와 함께 상태3을 결정한다. 상태3과 11을 이용하여 열교환기4의 유용도로 상태4와 상태12를 계산하고, 계산된 상태4 및 12가 가정한 상태4 및 12와 일치할 때까지 반복한다. 그 후 열교환기2의 유용도를 이용하여 상태6 및 10을 계산하여 가정한 상태10과 일치할 때까지 이상의 작업을 반복한다. 마지막으로 열교환기1의 유용도를 이용하여 상태7 및 9을 계산하고 가정한 상태9와 일치할 때까지 전체의 계산을 반복한다.

이와 같이 수행되어진 결과들은 모두 상대오차가  $10^{-3}$ 일 때까지 계속하였으며, 그 이유는 사이클 해석의 오차가 헬륨물성치 전산프로그램인 HEP-ROP<sup>17)</sup>의 오차보다 작을 수 없기 때문이다. 적절히 가정한 초기 조건에 대해, 한 가정값을 2-3회 수정하여 전체적으로 수십번 이내의 반복으로 수렴하였다. 사이클 해석은 Hewlett Packard Workstation Model 720으로 수행하였다.

## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 팽창질량비

팽창질량비의 범위는 0과 1 사이인데, 팽창질량비가 0이 되면 터보팽창기가 없는 단순한 JT냉동기가 되므로 명백히 냉동을 수행할 수 없게 된다. 반대로 팽창질량비가 1이 되면 냉동을 수행하는 저온부로의 유동이 없어져서 냉동량이 역시 없게 된다.

Fig.3은 열교환기의 유용도가 모두 0.9이고 터보팽창기의 단열효율이 모두 0.7, 중간압력이 2, 5.5, 10기압일 때, 성적계수를 팽창질량비의 함수로 보여주고 있다. 적절한 중간압인 5.5 기압의 경우, 팽창질량비가 약 0.71 정도일 때 성적계수가 최대이며 그 최대값은 약  $5.0 \times 10^{-4}$ 임을 알 수 있다. 한편 팽창질량비가 약 0.535 이하일 때는 냉동이 얻어지지 않음을 알 수 있다. 또한 최대의 성적계수를 나타내는 최적 팽창질량비의 값은 중간압들에 따라 다르다.

최적의 팽창질량비가 존재하는 이유는 매우 명

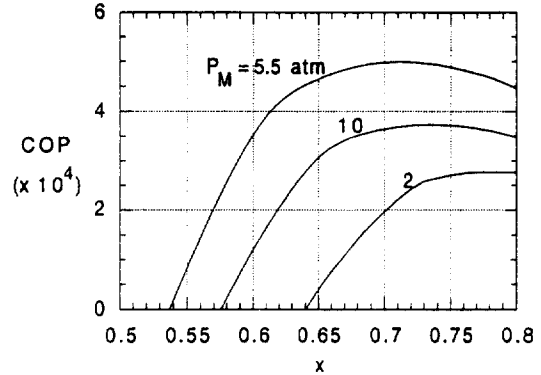


Fig.3 COP as a function of expanded mass ratio and intermediate pressure  $\epsilon=0.9$ (all HX's),  $\eta=0.7$ (all EXP's)

백하다. 팽창질량비가 증가할수록 고압측의 헬륨(상태13)이 더욱 낮은 온도에 도달할 수 있고, 따라서 유동 질량당 냉동량, 즉  $(h_1 - h_{14})$ 는 증가하게 되나 최적값을 지남에 따라 식(10)에서 보는 바와 같이  $(1/x)$ 항, 즉 냉동부를 순환하는 헬륨유동량의 값이 줄어들므로 냉동량이 다시 줄어들게 된다.

### 5.2 중간압력

이론적으로 중간압력은 고압과 저압사이의 모든 값을 가질 수 있으나, 실제로는 터보팽창기의 압력비로 그 한계가 있다고 할 수 있다. Fig.3에서 중간압력을 2기압에서 10기압으로 변화시켰을 때 성적계수는 증가하다가 다시 감소하는 현상을 발견할 수 있다. 즉, 중간압력도 최대의 성적계수를 나타내는 최적값이 존재하게 된다. 그 이유는 다음과 같은 설명으로 가능하다.

중간압이 너무 작게 되면, 터보팽창기2에서 저압으로 팽창될 때의 팽창일이 적어지기 때문에, 출구온도(상태17)가 높아지고 열교환기5의 작동온도가 상승하여 냉동량이 적어지게 된다. 반대로 중간압이 너무 커지게 되면, 터보팽창기1에서 중간압으로 팽창될 때의 팽창일이 적어져 출구온도(상태15)가 높아지게 되므로, 터보팽창기1에서 저압으로 많은 팽창을 하여도 결과적으로 적은 냉동량을 나타내게 되는 것이다. 다른 표현을 하자면, 중간압이 고압에 접근하거나 저압에 접근하는 두 경우 모두 1단 팽창과 같은 결과가 되기 때문이다.

Fig4는 기기들의 효율이 주어질 경우, 주어진 중간 압력에서 최대의 성적 계수를 나타내는 최적의 팽창질량비를 모아 중간압력의 함수로 그래프로 나타낸 것이다. 최적의 팽창질량비는 중간압력이 약 6.5 기압일 때, 최소값을 보이고 있다. 이 최소값은 냉동기 전체의 유량을 결정할 때 중요한 역할을 한다. 즉, 소형 터보팽창기의 작동유량이 제한적일 때, 팽창질량비를 최소화함으로써 냉동량을 증가시킬 수 있기 때문이다.

중간압력의 변화에 따른 최대 성적계수의 함수는 Fig5에 나타내었다. 이 성적계수는 각 중간압력에서 최적의 팽창질량비로 운전될 때의 최대값들이다. 이 최대값들에는 중간압력이 약 5.5기압일 때, 또 다시 최대값(maximum of maxima)을 갖게 된다. 이 때의 최적팽창질량비는 대략 0.71 정도임을 확인할 수 있다.

결과적으로 기기들의 효율이 주어졌을 때, 팽창 질량비 및 중간압력은 모두 각각의 유일한 최적값을 갖게 되는 것이다. 한편 이 최적값들의 조합은 열교환기의 유용도와 팽창기의 단열효율에 따라 달라지며, 보다 성능이 우수한 기기 효율을 사용할 경우 최적 팽창질량비와 최적 중간압력은 모두 이보다 작은 값이 될 것으로 예측된다.

5.3 터보팽창기 단열효율

실제로 현재까지 개발되었거나 시험중인 터보팽창기의 단열 효율은 대체로 0.7내지 0.8정도이다. 본 연구에서는 팽창기의 단열 효율에 따른 성적계수 및 냉동량의 변화를 검토하기 위하여 0.6에서 0.9까지로 변화시키면서 그 결과를 분석하였다.

먼저 터보팽창기1의 단열효율을 변화시키며 성적계수를 팽창질량비의 함수로 표시하면 Fig6과 같다. 이 그래프에서 터보팽창기2의 단열효율이 일정한 경우, 터보팽창기1의 단열효율이 증가함에 따라 성적계수가 증가하는 명백한 현상을 관찰할 수 있다. 또한 최대의 성적계수를 도출하는 최적의 중간압과 그때의 최적 팽창질량비를 모아 터보팽창기1의 단열효율의 함수로 표시하면 Fig7과 같다. 터보팽창기1의 단열효율이 증가함에 따라 최적 중간압과 최적 팽창질량비가 감소함을 관찰할 수 있다. 다시 말하면 주어진 열교환기의 유용도에 대하여 터보팽창기1의 단열효율이 증가하면 중간압력을

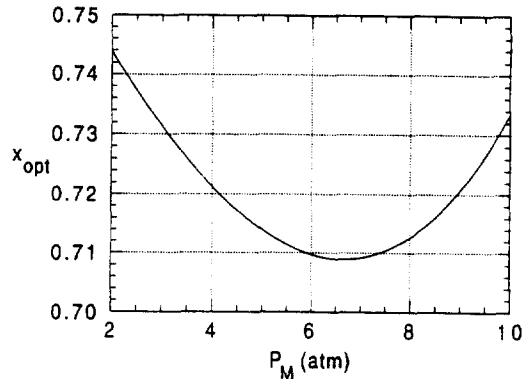


Fig.4 Optimal expanded mass ratio as a function of intermediate pressure  $\epsilon=0.9$ (all HX's),  $\eta=0.7$ (all EXP's)

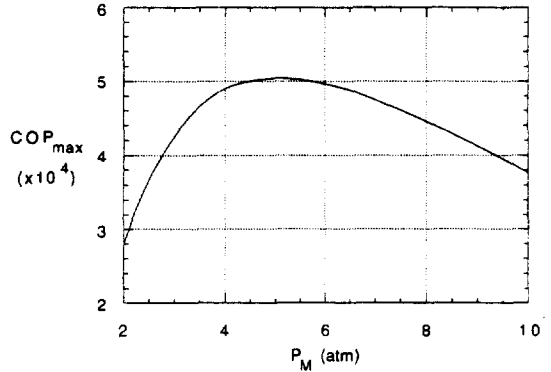


Fig.5 Maximum COP as a function of intermediate pressure  $\epsilon=0.9$ (all HX's),  $\eta=0.7$ (all EXP's), optimal  $x$

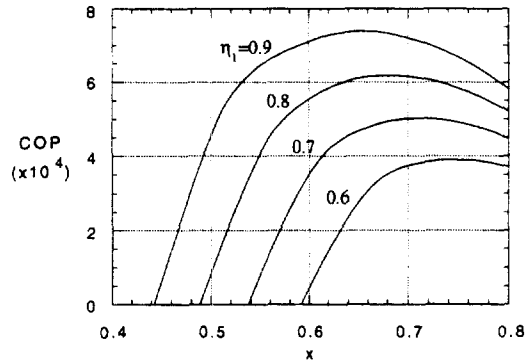


Fig.6 COP as a function of expanded mass ratio and adiabatic efficiency of the 1st turboexpander,  $\epsilon=0.9$ (all HX's),  $\eta_2=0.7$ , optimal  $P_M$

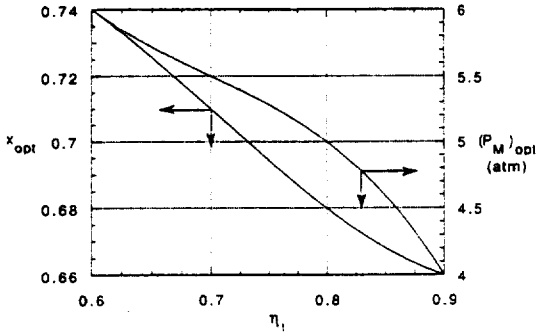


Fig. 7 Optimal expanded mass ratio and intermediate pressure as functions of adiabatic efficiency of the 1st turboexpander,  $\epsilon=0.9$ (all HX's),  $\eta_2=0.7$

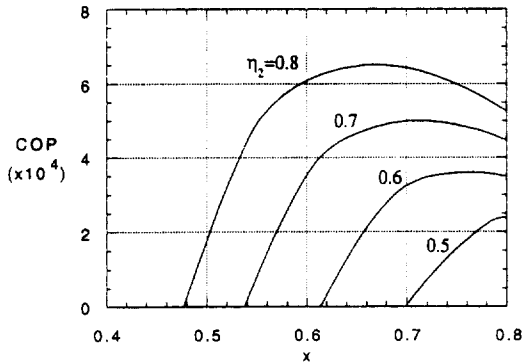


Fig. 8 COP as a function of expanded mass ratio and adiabatic efficiency of the 2nd turboexpander,  $\epsilon=0.9$ (all HX's),  $\eta_1=0.7$ , optimal  $P_M$

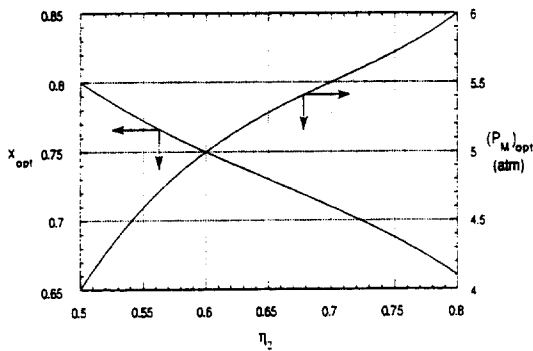


Fig. 9 Optimal expanded mass ratio and intermediate pressure as functions of adiabatic efficiency of the 2nd turboexpander,  $\epsilon=0.9$ (all HX's),  $\eta_1=0.7$

낮게 하여 좀더 많은 압력강하가 터보팽창기1에서 이루어지도록 하여야 우수한 냉동을 수행할 수 있다는 결론이다. 또한 터보팽창기의 단열효율이 증가하면 최적의 팽창질량비가 감소하여 주어진 용량의 팽창기로 더욱 많은 냉동을 수행할 수 있다.

반대로 터보팽창기1의 단열효율을 고정시키고, 터보팽창기2의 단열효율을 변화시켰을 때의 성적계수를 팽창질량비의 함수로 표시하면 Fig.8과 같다. 터보팽창기2의 단열효율이 증가하면 성적계수가 증가하게 된다. 터보팽창기2의 단열효율이 높으면 열교환기5의 입구 온도가 낮아져서, 같은 열교환기의 유용도에 대하여 출구 온도가 낮아지게 되므로 냉동량이 증가하게 된다. 터보팽창기2의 단열효율에 따른 최적 중간압과 최적 팽창질량비와의 관계는 Fig.9에 나타내었다. 팽창기의 단열효율이 증가하면 최적의 중간압은 증가함을 알 수 있다. 이는 앞의 경우와 반대로, 터보팽창기2의 단열효율이 증가하면 중간압력을 높게 하여 좀 더 많은 압력강하가 터보팽창기2에서 이루어지도록 해야 우수한 냉동을 수행할 수 있기 때문이다. 터보팽창기2의 단열효율이 증가할 때에도 앞의 경우와 같이 최적의 팽창질량비가 감소하여 주어진 용량의 팽창기로 더욱 많은 냉동을 수행할 수 있다.

5.4 기타변수

이상의 계산에서는 열교환기들의 유용도가 모두 0.9인 경우에 대한 결과이다. 열교환기의 유용도가 1에 가까워짐에 따라 냉동기의 성적계수가 증가할 것은 매우 명백하다. 그러나 어느 열교환기의 유용도가 성적계수에 더욱 중요할지도 현실적인 설계에 매우 중요할 것이다. 이 내용을 포함하기에는 본 논문의 지면이 부족하므로 자세한 내용은 본 연구의 보고서<sup>18)</sup>를 참고하기 바란다.

5.5 최적운전조건

이상과 같은 사이클 해석을 통해 얻어진 2단 팽창 Claude 냉동기의 최적운전조건을 정리하면 다음과 같다. 현실적인 면을 고려하여 열교환기들의 유용도가 모두 0.9이고 터보팽창기들의 단열효율이 모두 0.7이라고 가정했을 때, 팽창질량비가 약 0.71이고 중간압력이 약 5.5기압에서 최대의 성적계수를 갖게 된다. 이 때의 최대 성적계수는 약  $5.0 \times 10^{-4}$  정도



이다. 이 최적조건에서 냉동기 각 위치에서의 헬륨의 물성과 운전상태가 Table 1에 정리되어 있고, 헬륨의 온도·엔트로피(T-s)선도상에 표시하면 Fig.10과 같다.

2단 팽창 Claude냉동기의 최대 성적계수는 이미 상용화되어 있는 대형 Collins냉동기의 최대 성적계수인  $1.0 \times 10^{-3}$ 에 비해 약 절반정도에 머무르고 있다. 그 이유는 무엇보다도 두 개의 터보팽창기의 단열효율이 Collins냉동기의 왕복동식 팽창기의 단열효율보다 낮기 때문으로 판단된다. 따라서 더욱 높은 효율의 터보팽창기의 개발이 매우 중요하다고

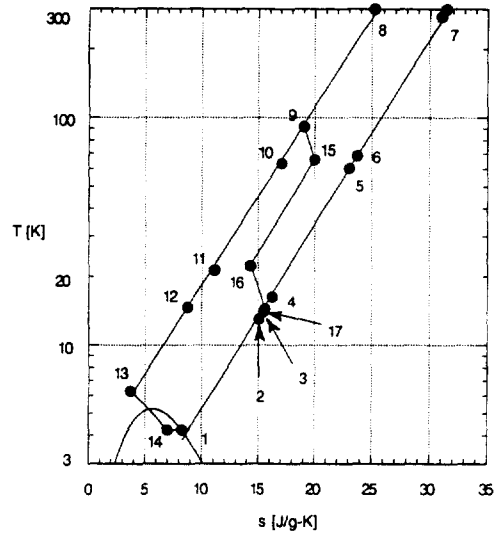


Table 1 Properties of helium at each location and other operating conditions

location	pressure P(atm)	temperature T(K)	enthalpy h(J/g)	entropy s(J/g-K)
1	1	4.22	30.1	8.29
2	1	13.02	81.1	15.05
3	1	13.99	86.3	15.43
4	1	16.25	98.2	16.22
5	1	60.29	327.9	23.07
6	1	68.56	370.8	23.74
7	1	277.54	1455.3	31.00
8	20	300.00	1579.2	25.19
9	20	91.51	494.7	19.01
10	20	63.41	347.0	17.08
11	20	21.37	117.1	11.06
12	20	14.66	75.9	8.75
13	20	6.28	24.7	3.70
14	1	4.22	24.7	6.93
			( $x=0.734$ )	
15	5.5	65.94	358.0	19.99
16	5.5	22.29	127.8	14.25
17	1	14.38	88.4	15.58
Qref			0.773(Watt)	
Expander Work 1			48.544(Watt)	
Expander Work 1			14.018(Watt)	
Total Expander Work			62.562(Watt)	
Compression Work			1621.4 (Watt)	
COP			0.000496	
COPcarnot			0.014283	

Fig.10 2-stage expansion Claude refrigerator on T-s diagram of helium at the optimal operation (see Table 1)

할 수 있으며, 또 다른 한편으로는 액체헬륨 온도에서 작동하는 중형내지 소형냉동기로서 2단팽창 Claude냉동기는 기존의 GM-JT냉동기에 비하면 매우 우수한 냉동성능을 나타낸다고도 할 수 있다.

### 6. 결 론

본 연구에서는 최근 미국 및 유럽 등지에서 개발중인 터보팽창기<sup>5-10)</sup>를 이용한 2단팽창 Claude 냉동사이클의 모델에 대한 수치해석 프로그램을 작성하였다. 중요한 설계변수들을 변화시키며 이 프로그램을 실행하여 성적계수의 값들을 계산하고 그 결과를 이용하여 최적의 설계값들을 제시하였다.

열교환기의 유용도와 터보팽창기의 단열효율이 주어졌을 때, 압축되는 전체질량에 대한 터보팽창기를 통해 단열팽창 시키는 질량의 비인 팽창질량비와 2단 팽창에서의 중간압에 대하여 유일한 각각의 최적값이 존재하였다. 고압과 저압이 각각 20기압 및 1기압, 열교환기 유용도가 0.9, 팽창기 단열효율이 0.7인 경우, 최적 팽창질량비는 약 0.71, 최적중간압은 약 5.5기압이었다. 그리고 이 최적조건하에서는 1kW의 동력으로 액체헬륨온도에서 약 0.50W의 냉동을 수행할 수 있었다.

이 냉동성능은 성적계수가  $10^{-4}$  정도인 기존의 GM-JT 냉동기에 비해서는 우수하나, 대형 Collins 냉동기에 비하여는 다소 못한 결과이며 그 중요한 이유로는 터보팽창기의 성능이 기존의 왕복동식 팽창기보다 떨어지기 때문으로 분석되었다. 2단 팽창 Claude 냉동기를 액체헬륨 온도에서 작동하는 중소형 냉동기로 응용하기 위해서는 보다 우수한 성능의 터보팽창기의 개발이 중요하다고 할 수 있다.

## 후 기

이 연구는 한국과학재단에서 지원한 연구과제 (과제번호 : 913-0901-013-2)에 의한 연구결과이다.

## 참 고 문 헌

- Barron, R.F., 1985, *Cryogenic Systems*, Oxford University Press, New York, pp.103-104.
- Minta, M., 1984, "Analytical and Experimental studies of an Optimum Helium Liquefaction Cycle", Sc.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology.
- 이상원, 김수연, 정평석, 1992, "Collins 냉동기의 최적 설계조건", 공기조화 냉동공학회 논문집, 제4권, 제3호, pp.183-190.
- Timmerhaus, K.D. & Flynn, T.M. 1989, *Cryogenic Process Engineering*, Plenum Press, New York, pp.261-266.
- Sixsmith, H., Valenzuela, J., and Swift, W.L., 1986, "A Miniature Wet Turboexpander", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 31, pp.811-818.
- He, H.B. and Yang, K.J., 1986, "Design and Test of A Novel Miniature Cryogenic Expansion Turbine", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 31, pp.829-833.
- Iannello, V. and Sixsmith, H., 1992, "Magnetic Bearing for Cryogenic Turbomachines", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 37, Part B, pp.809-816.
- Davydenkov, I.A., Davydov, A.B. and Perestoronin, G.A., 1992, "Hydrogen and Nitrogen Turboexpanders with High Gas Expansion Ratios", *Cryogenics*, Vol. 32, pp.84-86.
- Kato, T. et al., 1992, "Development of a Large Helium Turboexpander with Variable Capacity", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol 37, Part B, pp.827-834.
- Ino, N. et al., 1992, "Development of High Expansion Ratio Helium Turboexpander", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 37, Part B, pp.835-844.
- Izumi, H. et al., 1990, "Development of Small Size Claude Cycle Helium Refrigerator with Micro Turboexpander", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 35, Part B, pp.811-818.
- Clausen, J. et al., 1990, "The Linde Turborefrigerator for MR-Tomographs", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 35, Part B, pp.949-955.
- Yamamoto, J. et al., 1990, "Feasibility Study of Cooling System of New Superconducting Large Helical Fusion Reactor", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 35, Part B, pp.967-974.
- 김영인, 장호명, 1991, "극저온 냉동기(IV)", 공기조화 냉동공학회 학회지, 제20권, 제1호, pp.67-74.
- Cho, Y.H. and Chang, H.-M., 1993, "An Effectiveness-NTU Method for Triple-Passage Counterflow Heat Exchangers", *KSME Journal*, Vol.7, No. 3, pp.282-289.
- Kays, W.M and London, A.L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd., McGraw-Hill, New York, pp.14-27.
- Arp, V.D. and McCarty, R.D., 1989, "Thermophysical Properties of Helium-4 from 0.8 to 1500 K with Pressure to 2000 MPa", National Institute of Standards and Technology, Technical Note 1334.
- 장호명 외, 1993, "의료영상용 초전도 자석의 냉각장치에 관한 연구", 한국 과학 재단 보고서 913-0901-013-2.