

## Collins 내동기의 최적 설계조건 Optimum Design Condition of the Collins Cryocooler

이 상 원\*, 김 수 연\*\*, 정 평 석\*\*\*  
S. W. Lee, S. Y. Kim, P. S. Jung

Key Words : Cryocooler(극저온 냉동기), Optimum Design Condition(최적설계조건), Optimum Operating Condition(최적운전조건), Numerical Simulation(수치모사)

### ABSTRACT

The Collins cryocooler is numerically analysed with the optimization technique, and the optimum operating and design conditions are searched.

This paper shows that liquefied helium quantity has an extremal maximum w.r.t. the total mass flow rate, the mass flow rates through expander and the capacities of heat exchangers. The liquefied helium quantity increases as the compressor exit pressure of the cryocooler does. The maximum quantity of liquefied helium and the maximum coefficient of performance have been found to exist in extremum, depending on the ratios of each heat exchanger capacities to the total one.

At the optimum condition, the capacity of heat exchanger in high temperature region is larger than that in low temperature region.

### 기 호 설 명

<p>h : 엔탈피 (kJ/kg)</p> <p>m : 질량유량 (kg/s)</p> <p>Q : 열전달량 (kW)</p> <p>s : 엔트로피 (kJ/kg·K)</p> <p>T : 온도 (K)</p>	<p>U : 전열용량(열관류율×전열면적) (kW/K)</p> <p>W : 입력, 팽창기 출력 (kW)</p> <p>(하첨자)</p> <p>c : 저온측</p> <p>comp: 압축기</p> <p>e1 : 팽창기1</p>
--	--

\* 영남대학교 대학원(대구소재 삼립산업주식회사 근무중)

\*\* 정회원, 영남대학교 공대 기계설계학과

\*\*\* 정회원, 영남대학교 공대 기계공학과

e2 : 팽창기2  
 h : 고온측  
 i : i번째 미소 열교환기  
 LMTD : 로그평균온도차  
 T : 전체

## 1. 서 론

극저온(cryogenic temperature)은 대체로 120 K이하의 온도를 말하며, 이 온도 이하에서 작동하는 냉동기를 극저온 냉동기(cryocooler 혹은 cryogenic refrigerator)라 부른다. 이와 관련한 극저온 기술은 크게 극저온 환경을 만드는 극저온 생성기술과 극저온을 이용하는 극저온 응용기술로 나눌 수 있다. 이러한 극저온 기술은 1970년대 이후 학술 연구 뿐만 아니라 항공우주분야, 진공관련분야, 에너지관련분야, 의료분야, 수송관련분야 등 여러 응용분야에서 실용화되고 있으며, 각각의 냉동분야에 부합하는 여러가지의 냉동기가 개발되어 있다.<sup>(4,9)</sup> 그러나 극저온 기술은 몇몇 선진국에 의하여 독점되고 있으며, 전략적인 중요성에 따라 국가적 차원에서 연구개발이 이루어져 왔다. 이에 따라 이들 선진국들은 다른 나라로의 기술이전을 회피하고 있는 실정이다. 반면 국내에서는 이와 관련한 연구실적이 비교적 미미한 상태에 있는 현실이다.<sup>(1,3)</sup> 그러나 날로 증가하는 기초과학분야 및 산업계의 극저온 냉동기 수요에 비추어 볼 때 이에 대한 연구는 매우 시급하다할 수 있다. 극저온 냉동기의 연구는 극저온 발생기술에 대한 연구, 냉동기 구성품에 대한 연구, 그리고 종합적인 시스템에 대한 연구를 필요로 하며, 이러한 연구의 성과는 극저온 연구에 대한 기초기술이 되고, 이 기초기술의 축적없이는 극저온 기술에 있어서 선진 기술보유국의 예측에서 벗어날 수 없을 것이다.

열역학적으로 볼 때 극저온을 생성하는 방법은 등엔트로피 과정과 등엔탈피 과정으로 크게 나누어질 수 있으며, 전자의 대표적인 과정은 압축성 유체의 단열 팽창이고, 후자는 J-T(Joule-Thomson)효과를 이용하는 것이다. Stirling 냉

동기, Gifford-McMahon 냉동기와 같은 극저온 냉동기는 주로 압축성 가스의 단열팽창을 이용하며, 반면에 Linde-Hampson 냉동기, Claude 냉동기, Collins 냉동기와 같은 대형 극저온 냉동기는 주로 J-T 효과를 이용하고 있다.<sup>(4,7)</sup> 특히 J-T 효과를 이용하는 극저온 냉동기는 스로틀 과정을 시작하기 전의 상태에서 작동유체의 온도가 그 물질의 최대 역전 온도보다 낮아야 냉동효과를 얻을 수 있다. 즉, 최대 역전온도가 대기온도보다 낮은 물질은 팽창밸브로 들어가기 전에 예냉을 시켜야만 스로틀과정을 통하여 냉동효과를 얻을 수 있다. 예를 들면, He, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> 등과 같은 가스의 최대 역전온도는 대기온도 이하이며, 따라서 이들 극저온 냉매들은 단순 Linde-Hampson 냉동기로는 액화시킬 수 없다. 반면에 팽창기를 가지고 있는 Claude 냉동기나 Collins 냉동기의 경우는 최대 역전온도가 대기온도보다 낮은 물질도 액화시킬 수 있으며, 헬륨을 액화시킬 수 있는 대표적인 대형 냉동기는 Collins 냉동기이다.

본 연구에서는 바로 이 Collins 냉동기에 대하여 살펴 보고자 한다. 이러한 냉동기의 성능은 액체생성율과 성능계수 등으로 표시되며, 액체생성율은 냉동기의 출력으로써 이는 주어진 장치의 이용도를 나타내고, 성능계수는 냉동기의 효율로써 주어진 입력에 대한 이용도를 표시한다. 이들 성능은 운전상태 및 장치의 규모, 즉 운전변수와 설계변수에 의하여 결정된다. 운전변수는 주어진 장치에 대하여 운전상태를 결정하는 것이며, 그 변수로는 장치를 순환하는 작동유체의 총질량유량, 팽창기를 통과하는 작동유체의 질량유량, 구성기기의 각 지점에서 작동유체의 압력 및 온도 등이 있다. 이들 운전변수를 조절함으로써 적절한 운전상태를 도모할 수 있다. 그리고 설계변수는 장치의 규모를 결정하는 것으로써, 운전변수를 포함하여 열교환기의 전열용량 등이 있다. 이들 설계변수를 적절하게 결정함으로써 주어진 요구조건을 만족하는 기기나 장치의 최적 규모를 결정할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 운전조건 및 설계조건에 따른 냉동기의 출력 및 성능계수의 거동을 살펴 보았다. 그리고 출력을 지배량으로 하여

최적화 이론 및 기법을 적용하여 최적 운전조건 및 최적 설계조건도 탐색하였다.

## 2. 열역학적 해석

Fig.1은 액체 헬륨을 얻을 수 있는 Collins 냉동기의 개략적인 그림을 나타낸다. 이와 같이 Collins 헬륨 액화장치는 압축기, 압축기를 지나온 헬륨의 온도를 대기온도로 낮추는 한 개의 대향류 열교환기, 두 개의 팽창기, 내부적 열교환을 하는 다섯 개의 대향류 열교환기, 그리고 J-T 밸브로 구성되어 있다. 이러한 Collins 냉동기를 해석하기 위해서는 압축기, 팽창기, J-T 밸브, 그리고 내부적 열교환을 하는 다섯 개의 대향류 열교환기를 해석하여야 한다. 이들 해석을 통하여 장치의 출력 및 성능계수는 운전 변수 및 설계변수의 함수로 표현되게 된다. 이로 부터 최적 운전조건 및 설계조건을 탐색할 수 있다.

본 연구에서 압축기와 팽창기에서의 과정은 등엔트로피 과정으로 이루어진다고 보았으며, 열교환기에서의 압력강화 및 외부로의 열누출은

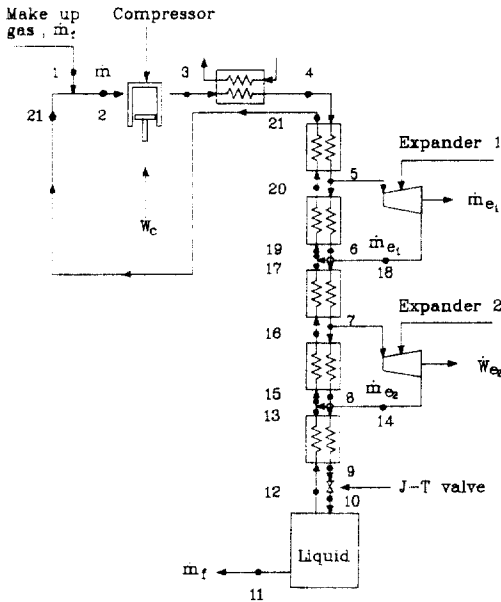


Fig.1 Schematic diagram of the Collins helium liquefaction system.

무시하였다. 그리고 액화된 헬륨의 질량유량을 출력으로 생각하였으며, 성능계수는 충전가스의 엔탈피와 액화된 헬륨의 엔탈피 차이에 액화된 헬륨의 질량유량을 곱하고 이것을 투입일로 나눈 양으로 하였다.

### 2.1 열교환기의 해석

열교환기를 해석하는 방법은 크게 로그평균 온도차를 이용하는 방법과 NTU-ε 방법을 이용하는 두 가지로 나눌 수 있다. 이들 해석방법은 열교환을 하는 동안 작동유체의 비열이 일정하지 않은 경우에 단순히 이러한 방법으로 열교환기를 해석하는 것은 적합하다고 할 수 없다. 그런데 헬륨의 정압비열은 극저온 영역에서 급격히 변화한다. 따라서 헬륨을 작동유체로 사용하는 Collins 헬륨 액화장치의 경우에는 단순한 로그평균온도차법이나 NTU-ε 방법으로 열교환기를 해석할 수 없다. 그러므로 본 연구에서는 헬륨의 온도가 75K 이하일 때는, Fig.4와 같이 주어진 열교환기를 여러개의 미소 열교환기로 분할하여 각각의 열교환기에 대하여 로그평균온도차를 적용하였다. 이는 미소 열교환기 내에서 작동유체의 온도차가 매우 적다고 볼 수 있고, 이에 따라 그 유체의 비열의 변화도 매우 작다고 볼 수 있기 때문이다. Fig.2에서의 미소 열교환기에 대하여 로그평균온도차를 생각하면

$$\Delta Q_i = m_b \Delta h_{b,i} = m_c \Delta h_{c,i} = \Delta U_i \Delta T_{LMTD,i} \dots \dots \dots (1)$$

이 성립한다. 여기서 헬륨의 정압비열은 전산화된 헬륨의 물성치 프로그램을 이용하여 구했으며<sup>(10)</sup>, 하나의 미소 열교환기를 지나온 작동유체의 온도가 0.5K 이상 변하지 않도록 미소 열교환기의 크기를 조절하였다. 전체 열교환기의 열전달량을 계산하기 위하여 미소 열교환기의 열전달량을 모두 합하면

$$\Sigma \Delta Q_i = \Sigma m_b \Delta h_{b,i} = \Sigma \Delta U_i \Delta T_{LMTD,i} \dots \dots \dots (2)$$

이 되고, 이것을 다시 표현하면

$$Q = m_h(h_{h, in} - h_{h, out}) = m_c(h_{c, in} - h_{c, out}) = \sum \Delta U_i \Delta T_{LMTD, i} \dots\dots\dots (3)$$

이 된다. 따라서 Collins 냉동기의 다섯 개의 열교환기는 위의 관계식을 이용하여 해석할 수 있다. 그리고 헬륨의 온도가 75K 이상인 경우에는 헬륨의 비열의 변화가 비교적 작으므로 열교환기를 더 이상 미소 열교환기로 분할하지 않고 로그평균온도차를 적용하였다.

2.2 출력과 성능계수의 계산

출력과 성능계수를 계산하기 위하여 Fig.1에 나타난 Collins 냉동기의 각 구성요소에 대하여 지배방정식을 기술하면 다음과 같다. 먼저 압축기에서는 등엔트로피 과정으로 압축과정이 진행되므로 압축기 투입일과 엔트로피 관계식은 다음과 같다.

$$W_{comp} = m(h_3 - h_2) \dots\dots\dots (4)$$

$$s_3 = s^2 \dots\dots\dots (5)$$

첫번째 팽창기에서의 에너지 및 엔트로피 관계식은

$$W_{e1} = m_{e1}(h_5 - h_{18}) \dots\dots\dots (6)$$

$$s_5 = s_{18} \dots\dots\dots (7)$$

이 된다. 또한 두번째 팽창기에 대하여 에너지와 엔트로피 관계식은

$$W_{e2} = m_{e2}(h_7 - h_{14}) \dots\dots\dots (8)$$

$$s_7 = s_{14} \dots\dots\dots (9)$$

와 같다. 한편 내부적 열교환을 하는 열교환기에 대하여는 식(1) - 식(3)을 동일하게 적용할 수 있다. 그런데 압축기 다음의 첫번째 열교환기는 헬륨을 대기 온도까지 냉각시키기 위하여 필요

한 것으로, 이것에 의하여 상태 4의 온도가 대기온도로 고정된다. 그러므로 이 열교환기에 대한 해석은 달리 필요하지 않다. 그리고 J-T 밸브에서의 과정은 등엔탈피 과정으로

$$h_9 = h_{10} \dots\dots\dots (10)$$

와 같다. 헬륨이 혼합되는 부분들에서의 에너지 균형을 표현하면

$$m_r h_1 - m h_2 + (m - m_r) h_{21} = 0 \dots\dots\dots (11)$$

$$(m - m_{e1} - m_r) h_{17} + m_{e1} h_{18} - (m - m_r) h_{19} = 0 \dots\dots\dots (12)$$

$$(m - m_{e1} - m_{e2} - m_r) h_{13} + m_{e2} h_{14} - (m - m_{e1} - m_r) h_{15} = 0 \dots\dots\dots (13)$$

$$(m - m_{e1} - m_{e2}) h_{10} + m_r h_{11} - (m - m_{e1} - m_{e2} - m_r) h_{12} = 0 \dots\dots\dots (14)$$

이 된다. 그리고 외부조건과 입력이 주어진 경우 냉동기의 출력은 열교환기의 용량에만 의존하며, 이것이 설계변수가 된다. 그런데 그 출력은 열교환기의 전체 용량에 따라 단조 증가하므로 전체용량에 따른 출력최대는 무의미하다 할 수 있다. 한편 열교환기의 전체용량이 일정한 경우를 생각하면, 장치로부터 최대의 출력을 발생시키기 위하여 열교환기의 주어진 전체용량을 각각의 열교환기에 어떻게 배분할 것인가 하는 문제가 성립하게 되고, 이러한 열교환기의 용량분배에 대한 출력최대가 문제로서 의미를 가지게 된다. 이에 따라 본 연구에서는 내적으로 열교환을 하는 다섯 개 열교환기의 전열용량 합이 다음과 같이 일정한 것으로 생각하였다.

$$U_1 + U_2 + U_3 + U_4 + U_5 = U_T \dots\dots\dots (15)$$

위의 관계식들은 비선형 연립방정식으로 표현되어 있고, 또한 헬륨의 물성치가 전산화 된 프로그램으로 주어진다. 그러므로 출력과 성능계수를 단순한 수식으로 나타내기는 어려우며, 그것은

$$m_f = f(m, m_{e1}, m_{e2}, P_H, U_1, U_2, U_3, U_4, U_5) \dots (16)$$

$$\frac{m_f(h_1 - h_{11})}{W_{input}} = f(m, m_{e1}, m_{e2}, P_H, U_1, U_2, U_3, U_4, U_5) \dots (17)$$

와 같은 함수로 표현될 수 있을 것이다. 여기서 팽창기에서 얻어진 기계적 일이 압축기에서 사용되어지는 것으로 생각하였고, 이에 따라 투입일은

$$W_{input} = W_{comp} - (W_{e1} + W_{e2}) \dots (18)$$

으로 주어진다.

### 3. 결과 및 검토

외기조건과 장치의 규모가 주어진 경우는 장치 자체가 주어지는 경우가 되는데 이 경우의 해석은 단순히 운전조건에 대한 해석이 되며, 이를 살펴 보기로 하자.

작동유체의 총유량에 따른 출력 및 성능계수는 Fig.3과 Fig.4에 나타나 있다. 그림에서 보는 바와 같이 총 질량유량에 따라 출력은 극대값으로 최대값을 가지며, 성능계수는 급격히 감소한다는 사실을 알 수 있다. 이는 총 질량유량이 증가하면 어느 정도까지는 출력이 증가하나 지나치게 많아지면 J-T 밸브 입구의 온도가 높아져 출력이 감소하게 됨을 의미한다. 또한 열교환기 전체용량이 증가함에 따라 출력 및 성능계수는 단조 증가하고, 작동유체의 질량유량에 대한 운전영역도 넓어진다.

Fig.5는 팽창기를 통과하는 질량유량에 대한 출력의 거동을 표시한다. 팽창기를 통과하는 질량유량에 대해서 출력은 최대값이 극대값으로 존재하였다. 그리고 그림에서 보듯이 최대출력 조건에서 첫번째 팽창기를 통과하는 질량유량이 두번째 팽창기를 통과하는 질량유량보다 많아야 한다는 사실을 알 수 있다.

최고압력(압축기 출력압력)에 대한 출력의 변화는 Fig.6에 나타나 있으며, 최고압력이 높아짐에 따라 출력은 단조 증가하였다. 또한 동

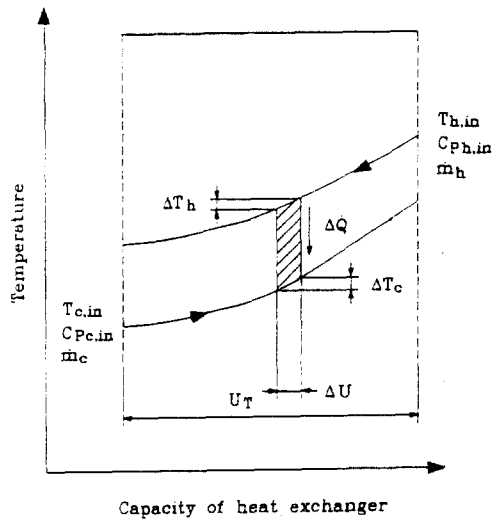


Fig.2 Temperature-capacity diagram of a counterflow heat exchanger.

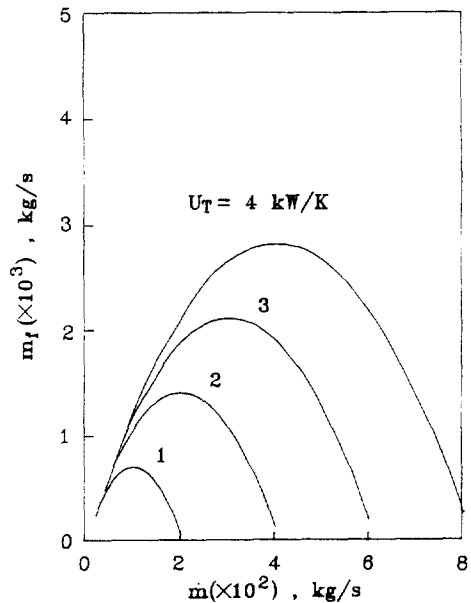


Fig.3 Liquefied mass flow rate as a function of total mass flow rate.

일한 최고압력에서 열교환기의 전체용량이 증가하는 경우도 출력은 증가하나 그 증가율은 둔화하고 있다.

위에서는 주어진 냉동기의 운전특성에 따른 출력 및 성능계수의 거동을 살펴보았다. 여기서

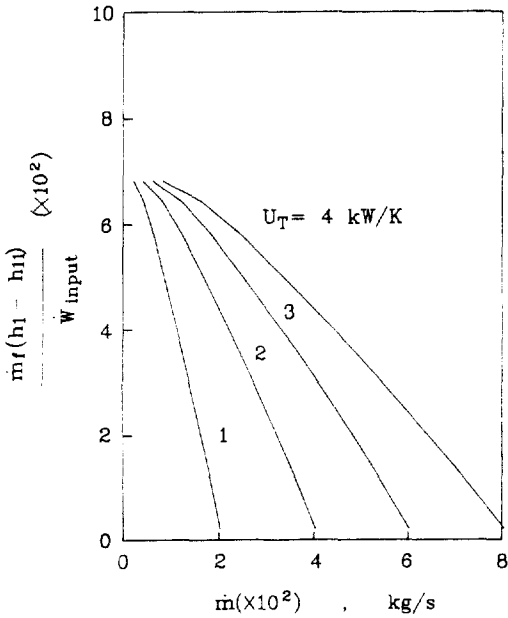


Fig.4 COP as a function of total mass flow rate.

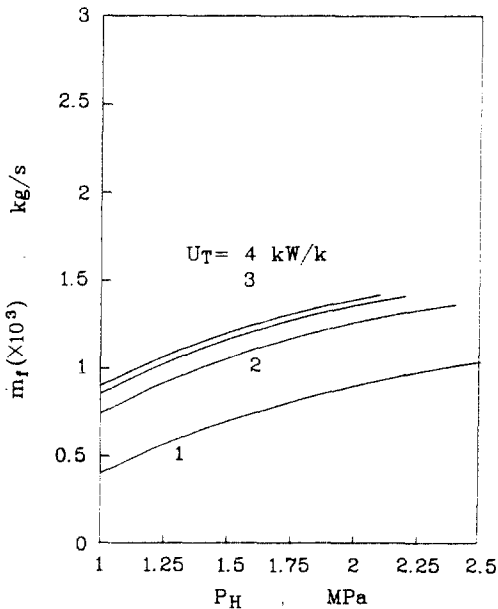


Fig.5 Liquefied mass flow rate as a function of mass flow rates through expanders.

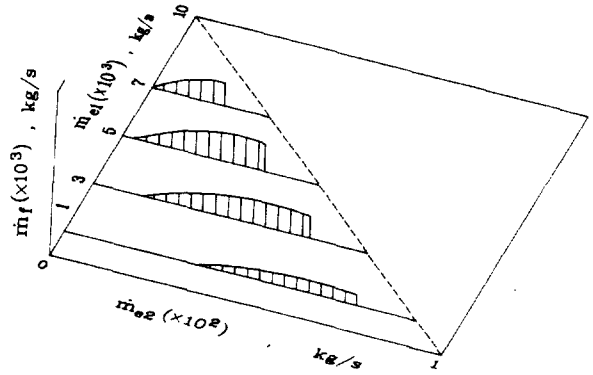


Fig.6 Liquefied mass flow rate as a function of compressor exit pressure.

한걸음 더 나아가 냉동기의 규모를 결정하는 설계변수에 따른 출력의 거동을 살펴 보기로 하자. 냉동기의 규모는 내적으로 열교환을 하는 열교환기의 용량에 주로 의존하게 된다. 물론 압축기, 팽창기, 배관 등도 규모를 결정하는 데 참여하지만, 이들은 요구되는 냉매의 유량, 압력 등에 의하여 단순하게 결정된다. 이제 적절한 조건하의 수치계산을 통하여 설계변수인 열교환기의 용량 분배에 따른 냉동기의 거동을 살펴보자.

Fig.7과 Fig.8은 첫번째 열교환기의 용량의 변화에 따른 출력 및 성능계수의 거동을 나타낸다. 그림에서 보듯이 출력과 성능계수는 열교환기의 용량에 대하여 최대값이 극대값으로 존재한다. 여기에 그림으로 나타내지는 않았지만, 내적으로 열교환을 하는 다섯개의 경우와 같이 출력과 성능계수는 최대값이 극대값으로 존재한다. 이와 같이 각각의 열교환기에 대하여 출력이 최대가 되는 조건이 존재하고 있음을 알 수 있다. 또한 이것으로부터 열교환기의 전체용량이 일정한 값으로 주어질 때, 출력이 최대가 되는 최적의 열교환기 용량의 분배조건이 존재함을 알 수 있다.

여기서 작동유체의 질량유량과 최고압력이 주어진 경우에 대하여 최적화 기법을 이용하여 각 열교환기의 최적용량을 찾아 보자. Fig.9는 출력을 최대로 하기 위하여 다섯 개 열교환기의 전열용량이 어떻게 분배되어야 하는가를 나타

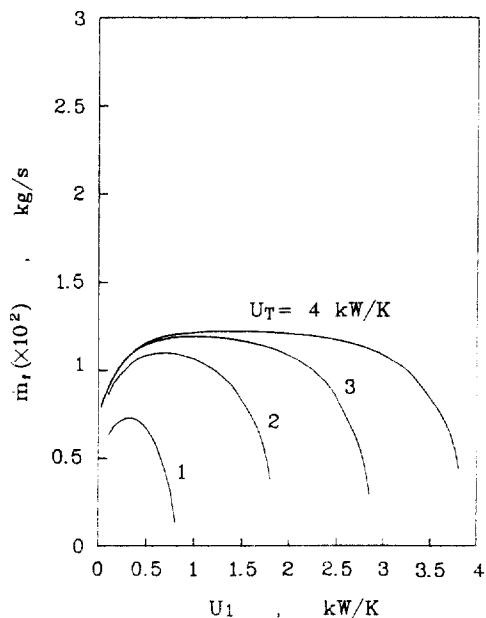


Fig.7 Liquefied mass flow rate as a function of capacity of the first heat exchanger.

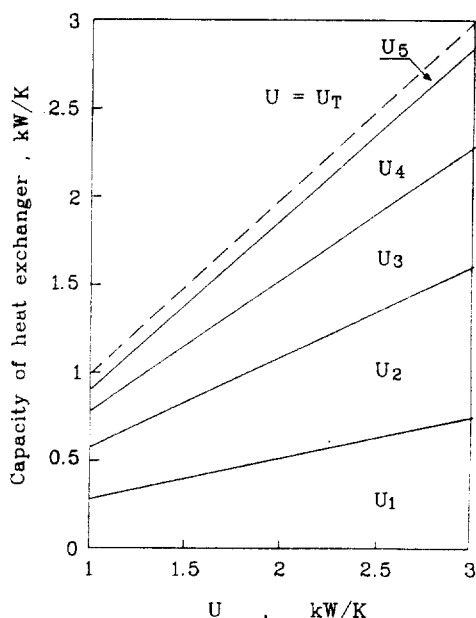


Fig.9 Optimal capacities of heat exchangers as a function of total capacity.

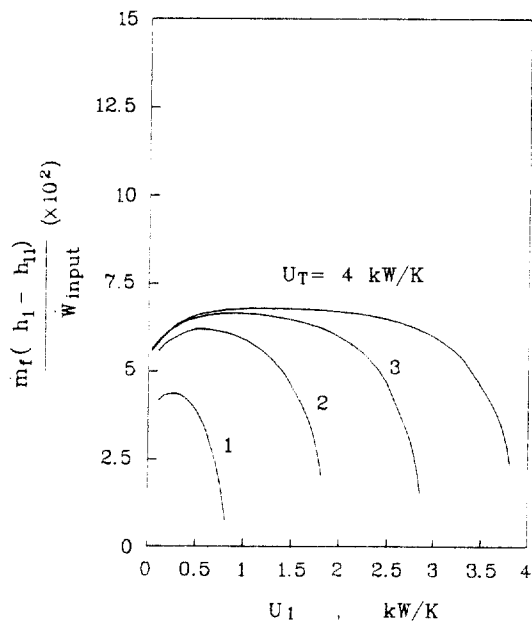


Fig.8 COP as a function of capacity of the first heat exchanger.

낸다. 그림에서 보는 바와 같이 고온영역에서 저온 쪽으로 갈 수록 열교환기 전열용량의 크기가 작아진다는 사실을 알 수 있으며, 다섯 개 열교환기의 용량을 크기 순서대로 나열하면 다음과 같다.

$$U_1 > U_2 > U_3 > U_4 > U_5 \dots\dots\dots (19)$$

그리고 전체용량이 증가함에 따라 다섯개의 열교환기 중에서 J-T 밸브 직전의 열교환기의 용량은 그 변화가 미미하다. 이에 비하여 나머지 네개 열교환기의 용량은 단조증가하고, 그들 각각의 전체용량에 대한 비( $U/U_T$ )의 차가 점차적으로 감소하고 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 대형 극저온 냉동장치의 하나인 Collins 헬륨 액화장치를 해석하였고, 최적인전조건 및 최적 설계조건을 살펴보았다.

그 결과 전체 질량유량, 팽창기를 통과하는

질량유량, 열교환기 전열용량 등에 대하여 액체생성량은 극대값으로 최대값을 가진다는 사실을 알 수 있었다. 그러나 냉매의 최고압력에 대해서는 단조 증가하였다. 그리고 열교환기들의 전열용량 분배에 대해서는 액체생성량 및 성능계수가 최대값이 극대값으로 나타났으며, 최적조건에서 다섯개 열교환기의 전열용량은 고온측으로 갈수록 크게 나타났다.

### 참 고 문 헌

1. 김영인, 강보선, 김용찬, 1989, "극저온 냉동기의 개발", 공기조화 냉동공학, 제18권, 제2호, pp.108-115.
2. 이금배, 백일현, 1989, "SQUID 냉각용 극저온 시스템의 개발", 공기조화 냉동공학, 제18권, 제2호, pp.121-129.
3. 박종철, 1989, "극저온 생성 및 dc SQUID 개발", 공기조화 냉동공학, 제18권, 제2호, pp.116-120.
4. Randall F. Barron, 1985, "Cryogenic systems", 2nd ed., Oxford university press.
5. Bernard D. Wood, 1982, "Applications of thermodynamics", 2nd ed., Addison-Wesley Publishing Company, pp.281-324.
6. Bougard J., Afgan M., 1987, "Heat and Mass Transfer in Refrigeration and Cryogenics", Hemisphere Publishing Corporation.
7. Haselden G. G., 1971, "Cryogenic Fundamentals", Part 1-2, Academic press.
8. Hilal M. A., 1979, "Optimization of Helium Refrigerators and Liquefiers for Large Superconducting System", Cryogenics, pp.415-420.
9. Khalil A., McIntosh G., 1978, "Thermodynamic Optimization Study of the Helium Multi-Engine Claude Refrigeration Cycle", Advances in Cryogenic Engineering, Vol 23, Plenum Press, pp.432+437.
10. Takehiro Ito(Representative of the Group), 1987, "Program Package Thermophysical Property", Ver. 4. 1, Dept. of Mech. Eng., Power Division, Kyushu University.