

〈技術論文〉

소형 Gifford-McMahon/Joule-Thomson 냉동기에서 열교환기의 최적 조합

김영률* · 이상용** · 장호명***

(1992년 5월 25일 접수)

Optimum Size Combination of Heat Exchangers in a Small Gifford-McMahon/Joule-Thomson Refrigerator

Young-Lyoul Kim, Sang Yong Lee and Ho-Myung Chang

Key Words : Heat Exchanger(열교환기) Optimum Design(최적 설계) Joule-Thomson(주울-톰슨) Cooling Load(냉동 부하) Thermodynamic Cycle(열역학적 사이클) Refrigeration Performance(냉동 성능) Gifford-McMahon Cooler(기포드-맥마혼 냉동기)

Abstract

The optimum size combination of heat exchangers in a Joule-Thomson(J-T) circuit for small cryogenic systems has been sought analytically, when the circuit is combined with a two-stage Gifford-McMahon(GM) cooler. Full thermodynamic cycle analysis was carried out to predict the performance of the combined refrigeration system. Relevant convective heat transfer coefficients, the computerized properties of helium, and the refrigeration capacity curve of a typical GM cooler have been used in the analysis. The result showed that, by changing the configuration(heat exchanger area ratio) of the system, the performance of the commonly-used GM/J-T refrigerators could be optimized. For the maximum refrigeration performance, the optimum mass flow rate of the refrigerant and the relative size between the heat exchangers have been obtained, when the cooling load was 0.1W at 3.995K with the total heat exchanger area being given.

기호 설명

A : 열교환기 표면적 [m^2]	L : 열교환기 길이 [m]
COP : 성능계수 [-]	l : 피치 [m]
D : 관 직경 [m]	\dot{m} : 냉매 유량 [g/sec]
D_h : 수력직경 [m]	P : 압력 [kPa]
h : 대류열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]	\dot{Q} : 열전달량 [W]
i : 단위 질량당 엔탈피 [J/g]	\dot{Q}_L : 냉동부하 [W]
k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]	s : 단위 질량당 엔트로피 [$J/g \cdot K$]
	T : 절대온도 [K]
	t : 핀(fin)의 두께 [m]
	U : 총괄열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
	\dot{W} : 동력 [W]
	x : 건도 [-]

*정회원, 생산기술연구원 기술개발본부

**정회원, 한국과학기술원 기계공학과

***정회원, 홍익대학교 기계공학과

하첨자

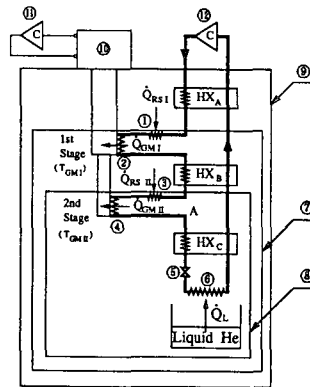
- A, B, C : 열교환기
- amb : 주위
- F : 흰 (fin)
- f : 작동유체
- GM : 기포드-맥마혼 냉동기
- h : 가열등가(heated equivalent)
- hp : 주울-톰슨 회로의 고압측
- i : 내관, 내부
- J-T : 주울-톰슨
- lp : 주울-톰슨 회로의 저압측
- o : 외관, 외부
- opt : 최적
- RS : 복사 차폐판
- tot : 전체
- 1, 2, ... 8, 8i : 상태점
- I, II : 1단, 2단
- η_F : 흰 (fin) 효율
- η_o : 열교환기 표면 효율

1. 서 론

중기압축 냉동 사이클에서 J-T 팽창효과를 이용하여 기체의 온도 강하를 얻기 위해서는 팽창 밸브 이전의 온도가 최대역전온도(maximum inversion temperature)보다 낮아야 한다. 헬륨의 최대역전 온도는 45 K이므로 헬륨을 작동유체로 하는 경우 J-T 팽창효과를 이용하여 4K의 온도를 얻으려면 먼저 헬륨의 온도를 45 K 이하로 예냉시켜야 한다. 이러한 J-T 효과를 이용한 소용량(0.5~4 watts)의 극저온 냉동기에서는 그 예냉장치로서 소형이며 신뢰도가 높은 GM냉동기가 널리 사용된다.⁽¹⁾ 이러한 GM/J-T 냉동 시스템은 일반 실험실 규모의 저온 생성이나 자기공명영상(MRI, magnetic resonance imaging) 시스템과 같은 소형 내지 중형의 초전도자석의 냉각에 많이 사용되고 있다.

Fig. 1은 2단 GM/J-T 냉동기의 구성도를 보여 주고 있다. 이 냉동 시스템은 2단 GM 냉동기(⑩), J-T 밸브(⑤), 증발기(⑥), J-T 회로 내의 3개의 열교환기(HX_A, HX_B, HX_C), 복사에 의한 열손실을 줄이기 위한 2개의 복사 차폐판들(⑦, ⑧)을 단열용 진공용기(⑨)내에 가지고 있으며, J

-T회로와 GM 회로를 위한 압축기들(⑪, ⑫)로 이루어져 있다. J-T 회로 내의 3개의 열교환기의 역할은 고압측과 저압측 유체간의 열교환을 통해 고압측 유체를 J-T 팽창 이전에 냉각시키는 것으로서 이들은 복사 차폐판 냉각용 열교환기들(①, ③) 및 GM용 열교환기들(②, ④)과 연결되어 있다. 일반적으로 열교환기의 총면적이 커질수록 냉동시스템의 성능은 좋아지지만, 소형화 및 제작가격의 관점에서 어느 크기 이하로 제한되어야 한다.⁽²⁾ 즉, GM 냉동기와 J-T 냉동기를 조합할 때 성능 향상을 위하여 열교환기를 3단으로 추가 부착하고 각 사이클을 GM 냉동기로 냉각하는 것이 통례인데, 이 때 GM 냉동기가 J-T 회로상의 어느 부분(온도범위)을 냉각하는가에 따라서 GM 냉동기의 예냉온도가 결정되며 또한 GM/J-T 냉동기의 성능이 결정된다. 상용화된 GM/J-T 냉동기의 경우 측정된 예냉온도범위는 1단에서 50-80K, 2단에서 15~20K이지만⁽¹⁾ 이러한 온도범위는 시스템의 해석을 통하여 얻어진 것이 아니고 이미 만들어진 냉동기에 대해서 단순히 측정된 결과에 지나지 않는다. 대용량의 헬륨 냉동시스템인 Claude 냉동기의 경우 최적설계를 위한 방향이 제시된 바 있고⁽³⁾ 국내에서도 극저온 냉동기에 대한 발표가 몇 있지만,^(4,5) GM/J-T 냉동기의 최적화에 대한 연구는 아직 없는 상태이다. GM 냉동기 2단의 작동온도가 냉매의 역전온도 이상이 되면 C축 열교환기의



- ① Cooling coil for the 1st radiation shield
- ② Precooling coil I
- ③ Cooling coil for the 2nd radiation shield
- ④ Precooling coil II
- ⑤ Joule-Thomson valve
- ⑥ Evaporator
- ⑦ 1st stage radiation shield
- ⑧ 2nd stage radiation shield
- ⑨ Vacuum Dewar
- ⑩ 2-stage GM cooler unit
- ⑪ GM circuit compressor
- ⑫ J-T circuit compressor

Fig. 1 Typical circuit diagram of a two-stage GM/J-T refrigerator

고압축 입구온도(Fig. 1의 A)도 역전온도 이상이 되므로 J-T 효과를 이용하여 냉동효과를 얻을 수 없다. 반면, GM 냉동기 2단의 작동온도를 너무 낮게 하면 GM 냉동기의 냉동용량이 감소되어 역시 충분한 냉동효과를 얻을 수 없다. 그러므로 적절한 GM 냉동기 2단의 작동온도에서 최적의 냉동효과를 얻을 수 있음을 예측할 수 있다.

본 논문에서는 초전도 양자 간섭장치(SQUID, superconducting quantum interference device)를 냉각시킬 수 있는 정도의 소용량(3.995 K에서 0.1 W)의 GM/J-T 냉동기에 대하여 요구되는 냉각용량을 만족시키면서 최대의 성능을 나타낼 수 있는 열교환기의 면적배분 조건을 구하였다. 즉 냉동 성능을 알고 있는 상용 2단 GM 냉동기와 소형 극저온 냉동기에 널리 사용되는 열교환기로 이루어진 복합적인 GM/J-T 냉동기에 대하여 열교환기 총면적이 주어졌을 때, J-T 회로내의 냉매(헬륨)의 유량과 각 열교환기 전열 면적의 비를 변수로 최적설계를 행하였다.

2. 시스템 모델링 및 해석

Fig. 1에서 보듯이 $\dot{Q}_{GM I}$ 과 $\dot{Q}_{GM II}$ 는 각각 GM 냉동기의 1단과 2단에서의 냉동용량을 나타내며, $\dot{Q}_{RS I}$ 과 $\dot{Q}_{RS II}$ 는 복사 차폐판에서 요구되는 냉각용량이다. $\dot{Q}_{GM I}$ 과 $\dot{Q}_{GM II}$ 는 GM 냉동기의 작동온도($T_{GM I}$ 과 $T_{GM II}$)에 의해 결정되는 양으로서 전형적인 성능특성은 Fig. 2와 같다. 이를 이용하고 있는 GM/J-T 냉동기의 경우 GM 냉동기의 1단에서의 온도가 80K 근처에서 작동할 때 GM 냉동기의 1단에서의 냉동용량은 1차 복사 차폐판에 필요한 냉각용량과 거의 비슷한 크기이며 2차 복사 차폐판은 더욱 낮은 온도에서 작동하므로 필요한 냉각용량은 1차 복사 차폐판에 비하면 매우 작다. 따라서 본 논문에서는 GM 냉동기의 1단에서의 온도를 상용 GM/J-T 냉동기의 대표적인 값으로서 78K(Fig. 2의 점선)로 하였고, $\dot{Q}_{GM I}$ 과 $\dot{Q}_{RS I}$ 는 같다고 가정하였으며 $\dot{Q}_{RS II}$ 는 무시하였다. 따라서 Fig. 1의 GM/J-T 냉동 시스템은 Fig. 3과 같이 단순화시킬 수 있다. $\dot{Q}_{GM I}$ 과 $\dot{Q}_{RS I}$ 가 상쇄되었으므로 열교환기 A와 B는 단일 열교환기(HX_{AB})로서 취급할 수 있으며, 열교환기내에서 냉매의 마찰 압력손실은 무시하였다. 또한 냉각용량을 최대로 얻을 수 있도록 증발기 출구(Fig. 3의 6)의 상태를 포화증기상태로

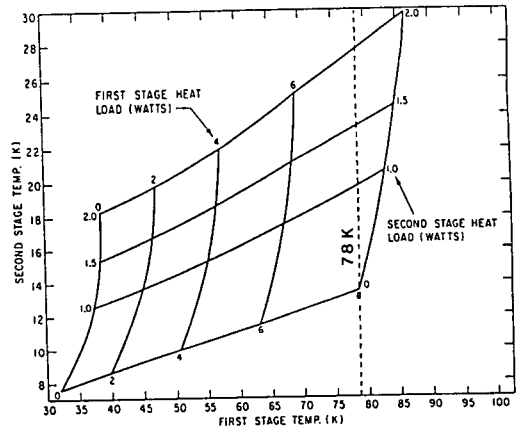


Fig. 2 Refrigeration capacity of model 22C cryodyne cryocooler used in sample calculations⁽⁶⁾

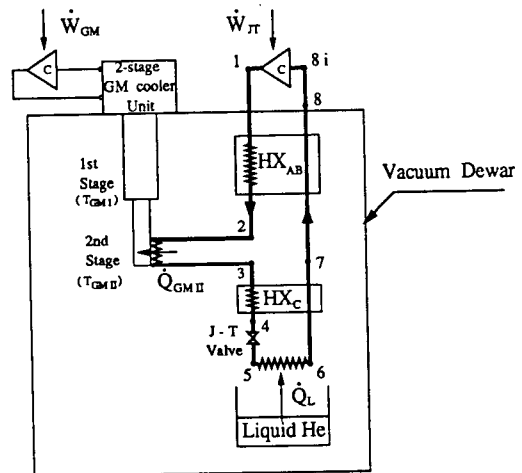


Fig. 3 Simplified model of the two-stage GM/J-T refrigerator

가정하였다.

냉동 시스템의 성능은 COP(coefficient of performance)로 나타내며 식(1)과 같다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \tag{1}$$

여기서 \dot{Q}_L 은 GM/J-T 냉동기의 증발기 온도가 3.995K일 때의 냉동부하(cooling load)를, \dot{W} 는 냉동기 운전에서 소요되는 총 동력(total power input)으로서, Fig. 3의 시스템에서는 다음과 같이 나타낸다.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(i_6 - i_5) \tag{2}$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{JT} + \dot{W}_{GM} \tag{3}$$

여기서 \dot{W}_{JT} 는 J-T회로에서 냉매 압축에 필요한 동력으로 등온압축과정으로 가정하였으며, \dot{W}_{GM} 은 GM 냉동기에서의 압축일로 GM 냉동기의 냉동용량을 얻을 수 있는 최소한의 값(최소일)으로 가정하였다. 즉,

$$\dot{W}_{JT} = \dot{m} [T_{amb} (S_{8i} - S_i) + (i_i - i_{8i})] \quad (4)$$

$$\dot{W}_{GM} = \frac{T_{amb} - T_{GMI}}{T_{GMI}} \dot{Q}_{GMI} + \frac{T_{amb} - T_{GMII}}{T_{GMII}} \dot{Q}_{GMII} \quad (5)$$

J-T회로에 사용된 열교환기(HX_{AB}, HX_C)는 모두 SUS304로 이루어져 있으며, 안쪽관의 외벽에 흰(fin)을 감은 동심관 향류형(concentric, counterflow) 열교환기로서⁽⁷⁾ 그 사양은 Fig. 4와 같다.

본 논문의 작동조건하에서는 열교환기 내의 모든 유동은 층류(Re<2000)였으며 이 때 Nusselt수는 식(6)과 같다.⁽⁸⁾

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k_f} = \begin{cases} 4.364 \text{ (내부관내 유동의 경우)} \\ f \left(\frac{D_{oi}}{D_{io}} \right) \text{ (환형 유동의 경우)} \end{cases} \quad (6)$$

식(6)은 내관에서의 경우 $\frac{L}{D}$ 이 매우 크므로(160 < $\frac{L}{D}$ < 3800) 유동이 완전히 발달되어(fully developed)있으며 향류형 열교환기의 경우 두 유체간의 온도차가 대체로 일정하고 총괄 열전달계수(U)값도 거의 일정하므로 외벽이 균일 열유속(uniform heat flux)인 상태의 유동으로 가정한 것이며, 외부의 환형 유로에서의 유동은 내벽이 균일 열유속이고 외벽이 단열인 상태로 가정한 것으로서 이들로부터 열전달계수를 구한 후, 흰의 존재로 인한

표면효율(surface effectiveness, η_o)을 감안하여 총괄 열전달계수를 계산하였다. 즉,

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{1}{\eta_o} \frac{1}{h_o} + \frac{A_o \ln(D_{io}/D_{ii})}{2\pi kL}} \quad (7)$$

여기서

$$\eta_o = 1 - \frac{A_F}{A_o} (1 - \eta_F) \quad (8)$$

식(7)에서 고체벽면을 통한 열저항은 실제로 매우 작으므로 계산에서는 무시하였다.

GM 냉동기와 열교환을 하는 코일(Fig. 3의 \dot{Q}_{GMII} 부분)의 내부유동에 대해서는 외벽이 일정한 온도로 유지되고 있다고 가정하여 열전달계수를 계산하였으며, GM 냉동기의 작동온도에 따른 냉동용량은 Fig. 2에서와 같이 본 연구에서 채택한 CTI-Cryogenics사(Cryogenic Technology Inc.)의 Model 22C GM 냉동기의 성능특성곡선⁽⁶⁾을 사용하여 구하였다. 또한 본 계산에는 초임계상태와 포화상태가 포함된 광범위한 온도범위에서의 헬륨 물성치들이 필요한데, 이는 미국 NBS의 전산화 된 물성치 프로그램⁽⁹⁾을 사용하였다.

3. 결 과

Table 1에 계산 조건을 나타내었으며, J-T회로 내를 흐르는 헬륨의 유량 및 J-T회로의 열교환기의 총면적은 0.1W 정도의 냉동용량을 얻을 수 있도록 그 범위를 정하였다. J-T회로의 작동 압력(P_{hp}, P_{lp})과 열교환기의 사양 및 GM 냉동기의 성능이

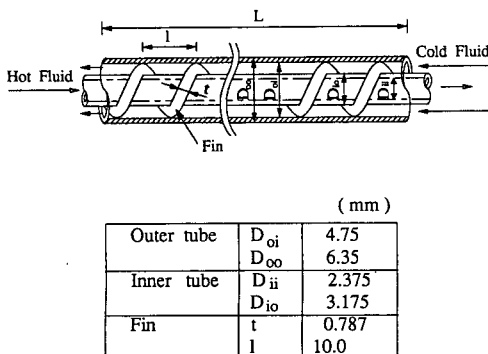


Fig. 4 Specification of the concentric, finned-tube, counterflow heat exchanger

Table 1 Conditions for sample calculations

high-pressure side, P _{hp}	1,520 kPa
low-pressure side, P _{lp}	81.1 kPa
ambient temperature, T _{amb}	300 K
first stage temperature of the GM cooler, T _{GMI}	78 K
mass flow rate of the refrigerant(Helium), m	0.009~0.015 g/sec
total heat exchanger area, A _{tot} (length, L _{tot})	0.0936~0.117 m ² (8.0~10.0 m)

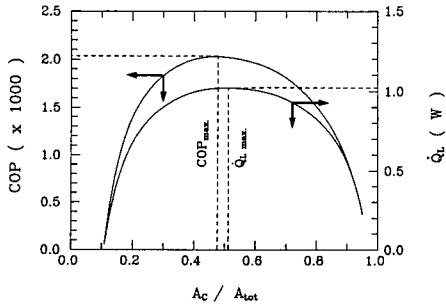


Fig. 5 Coefficient of performance and cooling load as a function of the J-T heat exchanger area ratio ($\dot{m}=0.012$ g/sec, $A_{tot}=0.0996$ m²)

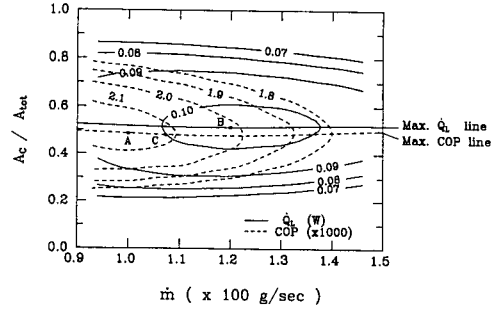


Fig. 6 Constant COP and cooling load contours as a function of the heat exchanger area ratio and mass flow rate of the refrigerant ($A_{tot}=0.0996$ m²)

Table 2 State properties at optimum COP condition

($\dot{Q}_L > 0.1$ W, $T_5 = T_6 = 3.995$ K, $\dot{m} = 0.0107$ g/sec, $A_c/A_{tot} = 0.485$)

state points	T (K)	i (J/g)	s (J/g·K)	comments
1	300.0	1578	25.79	$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_{hp}$
2	20.96	116.3	11.63	
3	16.53	89.60	10.20	
4	5.764	20.73	3.591	
5	3.995	20.73	5.958	$x = 0.5548$
6	3.995	30.12	8.616	saturated vapor
7	16.37	98.99	16.74	$P_6 = P_7 = P_8 = P_{Si} = P_{lp}$
8	297.6	1560	31.83	
8i	300.0	1573	31.87	

결정되면, J-T회로의 열교환기의 총면적(A_{tot})에 대하여 J-T회로를 흐르는 헬륨의 유량(\dot{m})과 각 열교환기 면적의 비(배분 비율)를 변수로 하여 GM/J-T 냉동기의 COP와 \dot{Q}_L 을 구할 수 있다.

Fig. 5에 $\dot{m}=0.012$ g/sec, $A_{tot}=0.0996$ m² ($L_{tot}=8.5$ m)인 경우에 HX_{AB} 와 HX_C 의 두 열교환기 총 면적에 대한 열교환기 $C(HX_C)$ 면적의 비(A_c/A_{tot})에 따른 COP와 \dot{Q}_L 의 변화를 나타내었다. 최고의 COP 혹은 최대의 \dot{Q}_L 을 얻을 수 있는 열교환기의 면적 배분율이 존재함을 확인할 수 있었다. 두 열교환기의 면적 비의 변화에 대한 \dot{W} 와 \dot{Q}_L 의 변화율이 다르기 때문에 일반적으로 COP와 \dot{Q}_L 이 최대가 되는 열교환기의 면적 배분율은 일치하지 않는다.

$A_{tot}=0.0996$ m²인 경우에 Table 1의 계산조건에 대하여 GM/J-T 냉동기가 최적의 성능을 보일 수 있는 냉매유량과 열교환기 면적의 비의 조합을 선택할 수 있는 기준을 Fig. 6에 나타내었다. 이 조건에서는 각 \dot{m} 에 대하여 최고의 COP와 최대의 \dot{Q}_L 을 보이는 A_c/A_{tot} 값은 각각 0.47~0.51과 0.50~0.53의 범위 내에 존재하였다. (Fig. 5의 경우 \dot{m} 가 0.012 g/sec이므로 최대 COP 및 \dot{Q}_L 에서의 A_c/A_{tot} 값은 각각 0.480 및 0.515가 된다.) 또한 $\dot{m}=0.010$ g/sec에서(A점) 가장 높은 COP값 (2.15×10^{-3})을, $\dot{m}=0.012$ g/sec에서(B점) 가장 큰 \dot{Q}_L (0.103 W)을 얻을 수 있었다. 본 논문에서 다루고 있는 3.995K에서 0.1 W 이상의 냉각용량을 만족시키면서 최대의 COP를 나타내는 최적조

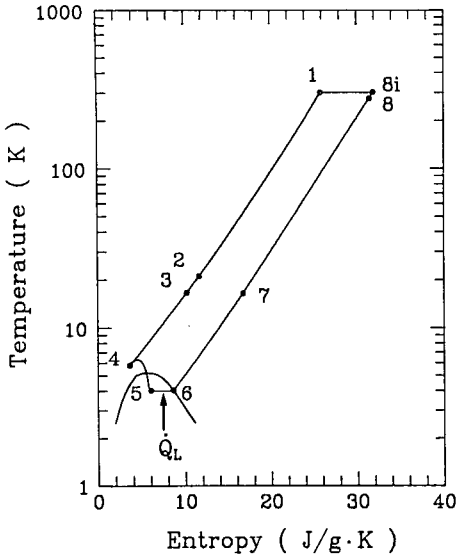


Fig. 7 Temperature-entropy diagram of J-T circuit at optimum COP condition (Numbers indicating each state point correspond to those in Fig. 3 : $\dot{Q}_L > 0.1 W$, $T_s = T_a = 3.995 K$, $\dot{m} = 0.0107 g/sec$, $A_c/A_{tot} = 0.485$)

건은 $\dot{m} = 0.0107 g/sec$, $A_c/A_{tot} = 0.485$ 일 때 (C점)이며, 이 경우 COP는 2.12×10^{-3} 이었다. 이 때의 Fig. 3에서의 각 지점의 상태는 Table 2와 같으며, 이를 온도-엔트로피 선도로 표시하면 Fig. 7과 같다.

열교환기 총면적(A_{tot})의 변화에 따른 냉동 시스템의 COP값의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 예상한 바와 같이 열교환기 총면적이 증가할수록 높은 COP를 얻을 수 있으며 대체적으로 A_{tot} 을 1% 증가시키기에 따라 최대 COP값(COP_{max})은 약 0.5% 증가하였다. 그러나 A_{tot} 이 $0.0938 m^2$ 이하(또는 L_{tot} 이 8.0m 이하)에서는 어느 경우라도 0.1W의 냉동능력을 얻을 수 없었다.

마지막으로 본 계산 결과의 타당성을 알아보기 위하여 GM 냉동기의 2단에서의 작동온도(T_{GMII})를 Fig. 9에 나타내었다.

COP값이 최대일 때의 A_c/A_{tot} 값은 0.47~0.51의 범위에 있으므로 이 때의 T_{GMII} 는 14.5~16.5K이다. 이 온도범위는 현재의 GM/J-T 냉동기의 측정결과^(1,10)와 비교적 잘 일치함을 보여주고 있으며, 이것은 상용 GM/J-T 냉동기가 비록 시스템 해석을 통한 결과로써 제작되지는 않았지만, 최적 조건 근처에서 운전되고 있다고 보여진다. 앞으로

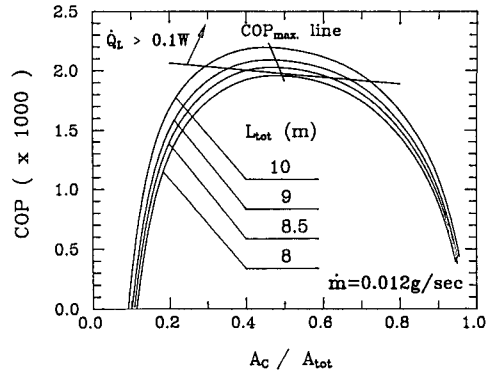


Fig. 8 Effect of the total heat exchanger size (area) on the coefficient of performance ($A_{tot} = 0.0936 \sim 0.117 m^2$ or $L_{tot} = 8 \sim 10 m$)

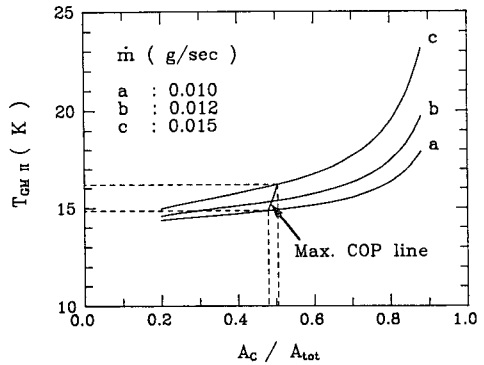


Fig. 9 Second-stage temperature of the GM cooler as a function of mass flow rate and heat exchanger area ratio ($A_{tot} = 0.0996 m^2$)

더욱 합당한 결과를 위하여서는 GM/J-T 냉동기의 복합사이클 해석과 복사 차폐판에서의 열전달 해석을 포함한 보다 자세한 해석이 요구된다.

4. 결론

본 논문에서는 소형 GM/J-T 냉동시스템에 대하여 열교환기 총면적이 주어졌을 때 냉매(헬륨)의 유량 및 각 열교환기의 면적의 비를 변수로 하여 최적 설계조건을 구해 보았다. 계산의 단순화를 위하여 GM 냉동기 1단에서의 냉동용량과 1차 복사 차폐판 냉각에 요구되는 열량을 같다고 가정하였으며, 상용 GM 냉동기 및 전형적인 저온 냉동용 열교환기를 사용하였다. 각 헬륨의 유량에 대해 최고의 성능(COP 혹은 냉동용량)을 나타내는 열교환

기 면적의 조합이 존재하였으며, 조사된 조건하에서는 A_c/A_{tot} 이 0.47~0.51일 때 COP 값이 최대 이었고 최대의 \dot{Q}_L 은 $A_c/A_{tot}=0.50\sim 0.53$ 에 존재하였다. 또한 주어진 냉동용량을 만족시키면서 최고의 COP값을 나타낼 수 있는 냉매유량과 열교환기의 면적비의 선정 기준을 마련하였다. 마지막으로 본 연구에서 구한 GM 냉동기 2단에서의 작동온도와 상용 GM/J-T 냉동기의 운전온도를 비교하여 본 결과, 상용냉동기가 대체적으로 최적조건 근처에서 운전되고는 있었으나 열교환기의 비와 냉매의 유량을 간단히 조절하므로써 그 성능을 더욱 향상시킬 수 있음을 알 수 있었다.

앞으로 더욱 일반화된 결과를 얻기 위하여서는 GM 냉동기 자체의 사이클 해석과 복사 차폐판에서의 열전달 현상을 포함한 전체 시스템의 해석과 더불어 이를 뒷받침할 수 있는 실험 결과가 뒤따라야 할 것이다.

후 기

본 연구는 '90 국책연구개발사업과제 "극저온기술개발" 사업의 세부과제(KAITECH BS PNR 01500)의 일부로 수행되었으며 이에 김영인 박사님을 포함한 관계자 여러분들께 깊은 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Longsworth, R.C., 1988, "4.2K Gifford-McMahon/Joule-Thomson Cycle Refrigerators," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 33, Plenum Press, New York, pp. 689~698.
- (2) Gifford, W.E., 1960, "Low Temperature Heat Exchanger Usage," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 2, Plenum Press, New York, pp. 276~281.
- (3) Minta, M., 1981, M.S. Thesis, MIT, Cambridge.
- (4) 김영인 외, 1991, 극저온용 냉동기 개발(III), 과기처보고서, KAITECH-BS-PNR01500.
- (5) 김용원, 정평석, 김수연, 1992, "기계적 구동 장치가 없는 재생기형 극저온 냉동기 개발," 대한기계학회 춘계학술대회, pp. 257~260.
- (6) Installation, Operation. and Servicing Instructions for Model 22C Cryodyne(R) Cryocooler, Cryogenic Technology Inc., A Div. of Helix Technology Co., Waltham, MA, U.S.A.
- (7) Barron, R.F., 1985, *Cryogenic Systems*, Oxford University Press, New York, pp. 109~121.
- (8) Shah, R.K. and London, A.L., 1978, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Academic Press, New York, pp. 284~297.
- (9) McCarty, R.D., 1972, *Thermophysical Properties of Helium-4 from 2 to 1500K with Pressure to 1000 Atmospheres*, NBS Technical Note 631.
- (10) Ishige, T., Baba, H. and Kuraoka, Y., 1986, "4.2K Refrigerator for SQUID Magnetometer," *Proc. of the 4th Int. Cryocooler Conf.*, pp. 99~106.

- (1) Longsworth, R.C., 1988, "4.2K Gifford-McMahon/Joule-Thomson Cycle Refrigerators,"