

## 극저온 Joule-Thomson 냉동기용 혼합냉매 결정에 관한 연구

이 경 수<sup>†</sup>, 장 기 태, 정 상 권  
한국과학기술원 기계공학과

### A Study on the Determination of Mixed Refrigerant for the Joule-Thomson Cryocooler

K. Lee<sup>†</sup>, K. T. Jang, S. Jeong

Department of Mechanical Engineering, KAIST, Taejeon 305-701, Korea

(Received December 2, 1999; revision received August 23, 2000)

**ABSTRACT:** The conceptual determination of mixed-refrigerant (MR) for a closed Joule-Thomson cryocooler is described in this paper. The thermodynamic cycle design was mainly considered to develop a cryocooler by using a compressor of domestic air-conditioning unit. The target cooling performance of the designed cryocooler is 10 W around 70 K with less than 5 kJ/kg enthalpy rise. The systematic approach of choosing a proper refrigerant among 20 different kinds of mixture for such cryogenic temperature was introduced in detail. The main components of the cryocooler are compressor, evaporator, oil separator, after-cooler, counter-flow heat exchanger, and J-T expansion device. Due to the limitation of the compressor operation range, the temperature after the compression was limited below 117°C (390 K) and the temperature before compression was restricted above 5°C (278 K). 20 atm of discharging pressure (high pressure) and less than 3 atm suction pressure (low pressure) were the design conditions. The inlet temperature of a counterflow heat exchanger in the high pressure side was about 300 K. The proper composition of the mixed refrigerant for the designed J-T cryocooler is 15% mol of N<sub>2</sub>, 30% mol of CH<sub>4</sub>, 30% mol of C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, 10% mol of C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> and 15% mol of i-C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>.

**Key words:** Joule-Thomson cooler(J-T 냉동기), Mixed refrigerant(혼합 냉매), Component(구성 성분), Composition(조성비), Dew point(이슬점), Normal boiling point(끓는점)

#### 기 호 설 명

$h$  : 엔탈피 [J/kg]

$\dot{m}$  : 질량유량 [kg/sec]

$P$  : 압력 [atm]

$Q_{hx}$  : 열전달량 [W]

$Q_e$  : 냉동부하 [W]

$s$  : 엔트로피 [J/kg · K]

$T$  : 온도 [K]

$W_{comp}$  : 압축일 [W]

#### 그리스 문자

$\eta$  : 엑서지(exergy) 효율

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-042-869-3079; fax: +82-042-869-3095

E-mail address: kslee7@cais.kaist.ac.kr

### 하점자

comp	: 압축기
e	: 증발기
hx	: 열교환기
1	: 고압부 열교환기 입구
2	: J-T 팽창 전
3	: J-T 팽창 후
4	: 증발기 출구
5	: 압축기 입구(저압부 열교환기 출구)
6	: 압축기 출구

### 1. 서 론

혼합 냉매를 이용한 밀폐형(closed type) J-T 냉동기는 장치 구성 및 운전이 수월하고, 압축기를 제외한 움직이는 부분을 거의 수반하지 않기 때문에 진동이나 소음이 매우 작다. 뿐만 아니라 작동 온도 영역이 넓고, 장치의 소형화가 비교적 용이하기 때문에 최근 혼합 냉매에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다.

혼합 냉매는 구성 성분과 조성비가 많은 경우의 수를 가지므로 여러 학자들에 의해서 이론적, 실험적인 검증들이 이루어지고 있는데, 1973년 Missmer<sup>(1)</sup>에 의해 혼합 냉매를 사용한 실험이 시작된 후로, 최근 APD의 Longsworth et al.<sup>(2)</sup>은 혼합냉매를 이용해 80 K용 밀폐형 J-T 냉동기를 개발하였다. 장치의 내구성이 우수한 이 장

치는 오일 윤활 방식의 단상 압축기를 이용한 것이며, Fig. 1에 나타내었다. 그리고 Khatri et al.<sup>(3)</sup>은 1997년에 70~120 K 사이에서 작동하는 여러 종류의 혼합냉매에 대한 상태량 계산 및 J-T 냉동기 실험을 수행한 바 있다. 이러한 온도 영역은 각종 감시장비 및 전자 장비의 냉각, 그리고 진공 장치의 수분제거 장치(water trapping device) 및 의학분야 등에 폭넓게 응용되고 있다.

1997년 Longsworth et al.<sup>(4)</sup>은 혼합 냉매와 산소, 그리고 흡착식 압축기를 이용한 다단 냉각 방식을 이용해 65 K의 극저온을 위한 연구를 수행하였다. 그리고, 중국의 Luo et al.<sup>(5,6)</sup>은 질소와 탄화수소계열의 약 4, 5종류의 성분을 이용해 저압을 0.1 MPa로 고정하고, 고압부를 2.5 MPa에서 4.5 MPa까지 변화시키는 J-T 냉동기 실험을 수행한 바 있으며, 그 후로 R12/R22용 가정용 공조 장치에 이용되는 압축기를 이용해 80 K에서 약 30 watt의 냉동부하를 확인하였다.

하지만 아직 국내에서는 극저온용 혼합 냉매에 대한 연구가 많이 이루어지지 않았다. 이에 에어 컨용 압축기를 이용한 액체질소용 J-T 냉동기 실험의 전단계로서 NIST 혼합 가스 자료<sup>(7)</sup>를 이용하여 주어진 실험 조건에 적합한 구성 성분과 조성비를 결정하기 위해 본 연구를 수행하게 되었다. NIST 혼합 가스 자료<sup>(7)</sup>는 1976년 발표된 Peng-Robinson 상태 방정식<sup>(8)</sup>을 이용한 것으로서, 17종의 단일 가스 또는 이들로 구성된 다양한 혼합가스에 대해 약 13가지의 열역학적 상태량에 대한 자료를 제시하고 있다.

### 2. 밀폐형 J-T 냉동 사이클의 구성

#### 2.1 이상적인 냉동 사이클의 열역학적 고찰

일반적으로 사용되는 J-T 저온 냉동기의 개략적인 그림을 Fig. 2에 나타내었고, Fig. 3는 단일 냉매를 사용한 냉동기의 온도-엔탈피, 온도-엔트로피 선도를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 이상적인 경우 J-T 팽창은 등엔탈피 과정이며, 압축기를 통한 압축 과정은 등엔트로피 과정이다.

$$h_2 = h_3 \quad (1)$$

$$s_5 = s_6 \quad (2)$$

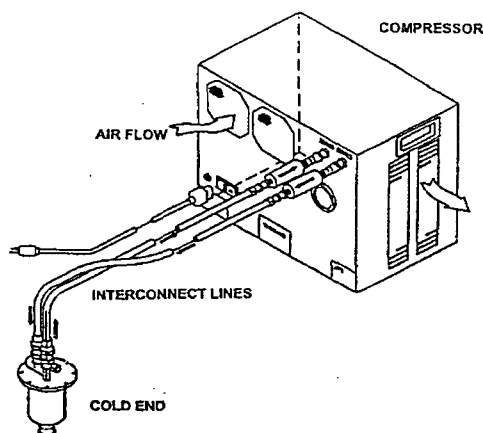


Fig. 1 CRYOTIGER system: Compressor, Interconnect lines, Cold end.<sup>(2)</sup>

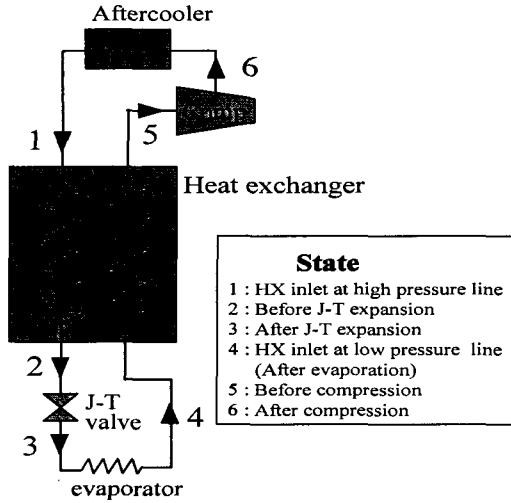


Fig. 2 Schematic diagram of the closed J-T cryocooler.

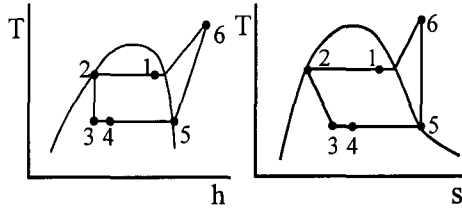


Fig. 3 T-h and T-s diagram of the refrigerator with pure refrigerant.

또한 전체 냉동 시스템이 밀폐되어 있고, 압축기 효율이 100%이며, 열교환기 내의 압력 강하를 무시한다면, 압축일 ( $W_{comp}$ )과 열교환기에서 전달되는 열량  $Q$ 는 아래의 식으로 주어진다.

$$W_{comp} = \dot{m} \Delta h_{comp} = \dot{m} (h_6 - h_5) \quad (3)$$

$$Q_{hx} = \dot{m} \Delta h_{hx} = \dot{m} (h_1 - h_2) = \dot{m} (h_5 - h_4) \quad (4)$$

J-T 냉동기 성능 계수(COP)와 엑서지 효율( $\eta$ )은 다음과 같다.

$$COP = \frac{\text{Cooling load}}{\text{Compressor work}} = \frac{Q_e}{W_{comp}} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{COP}{\text{Carnot's COP}} = \frac{Q_e}{W_{comp}} \left( \frac{T_H}{T_L} - 1 \right) \quad (6)$$

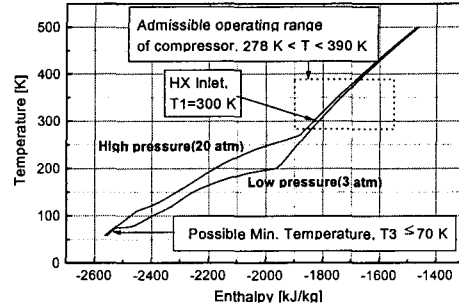


Fig. 4 T-h diagram of the mixed-refrigerant.

식(6)에서 볼 수 있듯이 엑서지 효율은 Carnot 냉동기 성능 계수에 대한 J-T 냉동기 성능 계수의 비를 나타내며,  $T_H$ 는 대기 온도( $T_H \cong T_1 \cong 300$  K),  $T_L$ 은 냉동부 온도를 나타낸다.<sup>(3,9)</sup>

### 2.2 설계 조건(Design conditions)

본 논문은 혼합 냉매를 이용한 액체 질소 온도용 J-T 냉동기 실험을 위한 예비 단계 연구로서 적정 구성 성분과 조성비를 찾는 데 그 목적을 두고 있다. 따라서, 목표로 하는 최저 온도( $T_3$ )는 액체 질소 온도에서 작동하는 장치의 냉각을 위해서( $T_L \cong 77$  K) 적어도 70 K 이하가 되어야 하며, 이것은 이 온도에서 고체가 생기지 않아야 함을 의미한다. 또한 증발기에서의 냉동부하로 인한 엔탈피 증가( $\Delta h_e$ )는 5 kJ/kg 이하로 설정하였다.

고압부는 20기압, 저압부는 3기압으로 설정하여 고압부와 저압부의 압력비가 6 이상 되도록 하였으며, 고압부 열교환기 입구 온도( $T_1$ )는 300 K으로 고정하였다. 이때 고압부와 저압부의 열교환기는 충분한 열교환이 일어나는 것으로 가정하였다.

또한 설계를 위해 고려되는 에어컨용 압축기의 입구 온도( $T_5$ )는 5°C(278 K) 이상, 출구 온도( $T_6$ )는 117°C(390 K) 이하이어야 하는데, 이것은 보통의 압축기 규격에 따른 것이다. Fig. 4은 앞에서 설명한 설계 조건 및 압축기 규격을 온도-엔탈피 선도에 도식적으로 표시한 것이다.

### 2.3 혼합 냉매(MR)의 선정

앞서 언급한 바와 같이, 혼합 냉매는 그 경우

의 수가 다양하기 때문에 혼합 냉매를 선정하기 위해서 많은 시행착오를 반복하는 것이 불가피하다. 본 연구에서는 냉동기의 작동 온도 범위를 고려하여 냉매로서 끓는점(Normal Boiling Point, NBP)이 비교적 낮은 헬륨, 질소, 아르곤 그리고 NBP가 높은 탄화수소(Hydrocarbon) 계열을 주로 고려하였다. 목표 온도인 70 K의 극저온과 300 K의 열교환기 입구 온도를 고려할 때, NBP가 낮으면서도 충분한 열교환이 이루어지도록 70 ~ 300 K의 온도범위에서 2상(two phase)으로 존재 가능한 질소를 NBP가 가장 낮은 성분으로 선정하였다. 그리고 NBP가 가장 높은 성분으로는 70 K의 극저온에서 성분의 용해도(solubility)를 고려하여, 응고가 잘 일어나지 않는 i-부탄(iso-부탄)을 선택하였다.

구성 성분의 수는 질소와 i-부탄 사이에서 NBP를 갖는 메탄, 에탄, 프로판을 포함하여 5개로 설정하였다. 이는 비교적 넓은 온도 범위에서 혼합 냉매의 2상유통 영역을 얻기 위하여 더 많은 구성 성분을 함유하는 것이 유리하지만, 구성 성분이 많아질수록 실험이 곤란하기 때문이다.

### 3. 혼합 냉매(MR)의 열역학적 해석

#### 3.1 혼합 냉매1(MR1)

MR1은 30% mol의 N<sub>2</sub>, 23% mol의 CH<sub>4</sub>, 17% mol의 C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, 10% mol의 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, 20% mol의 i-C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>으로 구성되어 있으며, 해석을 위한 온도-엔탈피 및 온도-엔트로피 선도를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5(a)에서 볼 수 있듯이 고압부(20기압)의 이슬점이 304.4 K에서 생기고, 열교환기에 2상(two phase) 상태로 유입되는 것을 볼 수 있다. 또한 최저 작동 온도는 76 K으로 그 보다 낮은 온도에서는 높은 NBP를 갖는 iso-부탄이 응고될 수 있음을 나타내고 있다.

#### 3.2 혼합 냉매2(MR2)

MR1은 76 K 이하의 저온에서 구성 성분의 응고가 생기기 때문에 작동 혼합 냉매로서 적합하지 않다. 따라서 NBP가 낮은 구성성분의 구성비를 증가시켜, 35% mol의 N<sub>2</sub>, 30% mol의 CH<sub>4</sub>,

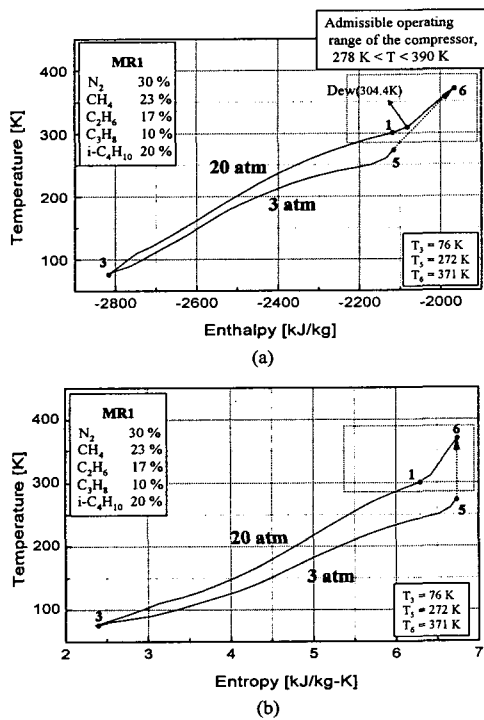


Fig. 5 T-h (a) and T-s (b) diagram of MR1.

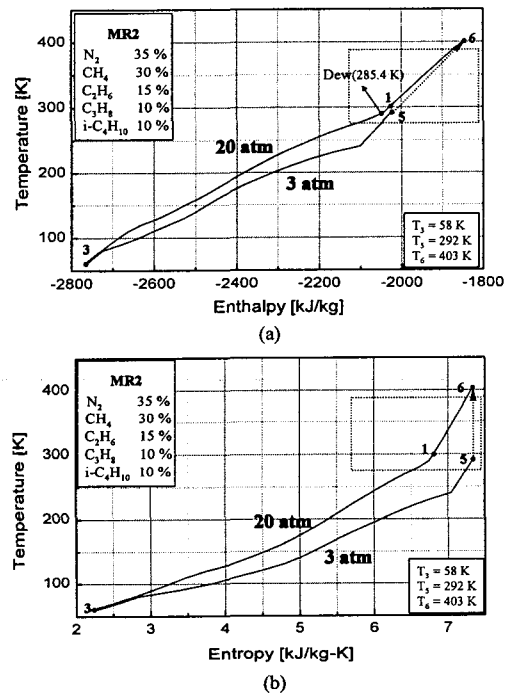


Fig. 6 T-h (a) and T-s (b) diagram of MR2.

15% mol의 C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, 10% mol의 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, 10% mol의 i-C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>의 구성비를 갖는 MR2를 고려하였다. Fig. 6(a)에서 보듯이 MR2는 고압부에서 이슬점이 285.4 K으로 MR1에 비해 19 K 감소했음을 알 수 있다. 그리고 최저온부 온도가 58 K인데, 이것은 MR1의 76 K과 비교해서 18 K 감소하였으며, 압축기 입구 온도 역시 292 K으로 압축기 규격인 278 K보다 크다는 것을 알 수 있다.

하지만, Fig. 6(b)에서 볼 수 있듯이 등엔트로피 압축 후 압축기 출구 온도가 400 K을 넘기 때문에 압축기의 밀봉과 관련하여 윤활 문제 등으로 인해, MR1과 마찬가지로 작동 냉매로서 부적합함을 알 수 있다.

### 3.3 혼합 냉매3(MR3)

MR1과 MR2를 비교해 볼 때, 혼합 냉매는 70 K의 최저 온도를 만족하는 범위 내에서, 고압부 이슬점 온도가 높을수록 압축기 입구와 출구 온도가 감소할 것으로 생각되었다. 그래서 MR3는 70 K 이상에서 응고가 생기지 않으면서 NBP가 높은 성분의 조성비를 증가시켜 15% mol의 N<sub>2</sub>,

10% mol의 CH<sub>4</sub>, 30% mol의 C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, 30% mol의 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, 15% mol의 i-C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>으로 구성하였다. MR3의 온도-엔탈피, 온도-엔트로피 선도가 각각 Fig. 7(a), Fig. 7(b)에 나타나 있다.

Fig. 7(a)에서 보듯이 MR3는 최저 온도가 69 K으로 설계 조건에 부합하면서, 고압부 이슬점이 312 K으로 크게 상승하여 MR1과 MR2에 비해 더 넓은 온도 범위에서 2상유동이 존재한다. 따라서 동일한 작동 조건에서 저압부 온도는 전반적으로 감소할 것으로 판단되었는데, Fig. 7(b)에서 보는 바와 같이 등엔트로피 압축후의 온도가 314 K으로 현저하게 감소했음을 알 수 있다.

하지만, 저압부 열교환기 출구 온도 또한 크게 하강하여 251 K(영하 20℃)으로 압축기에 유입됨을 볼 수 있는데, 이는 압축기의 성능을 크게 저하시킬 것으로 생각된다.

### 3.4 혼합 냉매4(MR4)

MR2와 MR3의 경우를 통해, 고압부 이슬점 온도가 낮을수록 압축기 출구 온도가 상승하여 주어진 설계 조건에 위배되며(MR2), 반대로 이슬점

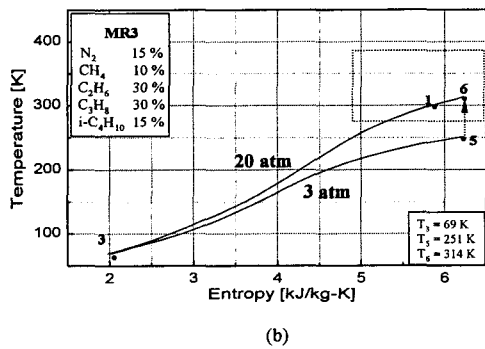
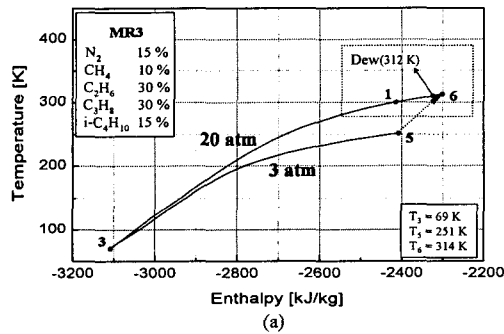


Fig. 7 T-h (a) and T-s (b) diagram of MR3.

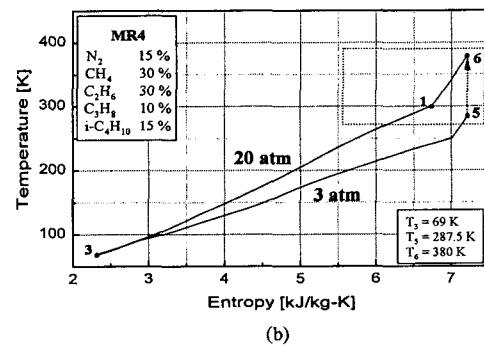
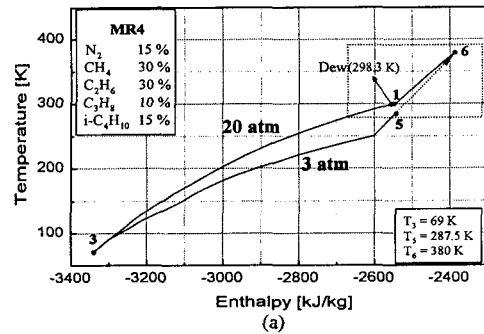


Fig. 8 T-h (a) and T-s (b) diagram of MR4.

Table 1 Operating temperature of selected MR compared with design criteria  
(○ : satisfied, × : unsatisfied)

	Components and compositions of the selected MR (% mol)					Dew temp at 20 atm (K)	Operating temperature (K)			Comparison to the design conditions		
	N <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Iso-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>		T <sub>3</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	Coldest part	Inlet of comp	Outlet of comp
MR1	30	23	17	10	20	304.4	76	272	371	×	×	○
MR2	35	30	15	10	10	285.4	58	292	403	○	○	×
MR3	15	10	30	30	15	312	69	251	314	○	×	○
MR4	15	30	30	10	15	298.3	69	287.5	380	○	○	○

온도가 높으면 압축기 입구 온도가 크게 하락하여 역시 설계 조건을 만족하지 못함을 알 수 있었다(MR3). 따라서 적정 혼합 냉매는 70 K 이상의 온도에서 응고되지 않는 범위 내에서, 적절한 고압부 이슬점 온도가 존재할 것으로 생각되었는데, 먼저 열교환기 입구 온도인 300 K 근처에서 이슬점을 갖는 혼합 냉매를 검증한 결과, 적정 혼합 냉매는 고압부 이슬점이 298 K 전후에서 생기는 MR4로 결정할 수 있었다. MR4는 15% mol의 N<sub>2</sub>, 30% mol의 CH<sub>4</sub>, 30% mol의 C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, 10% mol의 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, 15% mol의 i-C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>로 구성되어 있으며, Fig. 8에 온도-엔탈피 및 온도-엔트로피 선도를 나타내었다.

Fig. 8로부터, 최저온부가 69 K까지 도달하면서, 압축기의 작동 가능한 범위에 위치함을 알 수 있다.

#### 4. 결과 및 고찰

Table 1은 앞에서 살펴본 4종의 혼합 냉매의 구성과 작동 온도, 그리고 이러한 온도들이 실험을 위한 설계 조건을 만족하는지를 나타낸 것이다. 주어진 실험 조건을 모두 만족하는 구성 성분은 MR4임을 알 수 있다.

#### 5. 결 론

액체 질소 온도용 냉동기 설계를 위한 적정 혼합 냉매의 성분과 그 구성비를 결정한 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 냉동기의 작동 온도 범위 및 장치 규격에 따라 다양한 혼합 냉매가 존재하며, 선정된 혼합 냉매는 유일하지 않다. 고압부 이슬점이 298~

299 K 사이에서 존재하는 혼합 냉매는 실제 본 연구의 설계 조건을 만족하는 경우가 많음을 확인할 수 있었다.

(2) 고압부 이슬점은 열교환기로 유입되는 냉매의 상(phase)을 결정하고, 저압부 열교환기 출구 온도, 즉 압축기로 유입되기 전 냉매의 온도에 큰 영향을 주기 때문에 혼합 냉매를 결정하는데 있어서 중요한 변수가 될 수 있다. 본 논문에서 설계 조건인 압축기 입·출구 온도를 만족하는 조성비를 찾기 위해 MR의 고압부 이슬점을 고려하였는데, 298 K 근처에서 이슬점을 가지는 혼합 냉매가 적합하였다.

(3) 본 연구에서 고려된 J-T 냉동기용 혼합 냉매는 온도-엔탈피 선도에서 보듯이 저압부 기포점(bubble point) 이하의 온도에서는 액화되기 때문에 J-T 팽창에 의한 온도 하락은 큰 의미가 없다. 단지 고압부와 저압부의 압력비는 냉동 시스템이 정상 상태에 도달하기까지 걸리는 시간에 더 큰 영향을 미칠 것으로 생각된다.

#### 후 기

이 논문은 1998년 한국학술진흥재단의 학술 연구비에 의하여 지원되었으며, 이에 깊은 감사를 드립니다.

#### 참고문헌

- Missmer, D. J., 1973, Self-Balancing, Low Temperature Refrigeration System, U. S. Patent 3.768.273.
- Longworth, R. C., Boiarski, H. J. and Klusmier, L. A., 1995, 80 K Closed-Cycle

- Throttle Refrigerator, Cryocoolers, Vol. 8, pp. 537-541.
3. Khatri, A. and Boiarski, M., 1997, A Throttle Cycle Cryocooler Operating with Mixed Gas Refrigerant in 70 K to 120 K Temperature Range, Cryocoolers, Vol. 9, pp. 515-520.
  4. Longworth, R. C. and Hill, D., 1997, 65 K Two-Stage MR/O<sub>2</sub> Throttle Cycle Refrigerator, Cryocoolers, Vol 9, pp. 537-546.
  5. Luo, E. C., Liang, J. and Zhou, Y., 1997, Experimental Investigation of an Efficient Closed-Cycle Mixed Refrigerant J-T Cooler, Cryocoolers, Vol. 9, pp. 529-535.
  6. Luo, E. C., Zhou, Y. and Gong, M. Q., 1998, Mixed Refrigerant Joule-Thomson Cryocooler Driven By R22/R12 Compressor, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 43, pp. 1675-1679.
  7. NIST Database 14: NIST Mixture Property Program, 1992.
  8. Ding-Yu Peng and Donald B. Robinson, 1976, A New Two-Constant Equation of State, Ind. Eng. Chem. Fundam, Vol. 15, No. 1, pp. 59-64.
  9. Sangkwon Jeong and Sungtack Ro, 1987, Exergy Analysis of Refrigeration Cycle With Mixed Refrigerants Considering The Heat Exchange Process, J of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 16, No. 3, pp. 305-314.