



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

혼합냉매 조성비에 따른 초저온 MR

줄-튐슨 냉동기의 성능특성



2019년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

이 광 석

공 학 석 사 학 위 논 문

혼합냉매 조성비에 따른 초저온 MR 줄-톰슨 냉동기의 성능특성

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2019년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

이 광 석

이광석의 공학석사 학위논문을 인준함.

2019년 2월 22일



위 원 장 공학박사 최 광 환



위 원 공학박사 손 창 효



위 원 공학박사 윤 정 인



Contents

LIST OF FIGURES	III
LIST OF TABLES.....	V
ABSTRACT	VI
NOMENCLATURES	VIII
제1장 서론.....	1
1.1 연구배경 및 목적	1
1.2 종래 연구	2
제2장 연구 이론.....	7
2.1 MR J-T 사이클의 작동원리	7
2.2 비공비 혼합냉매의 특성	8
제3장 MR J-T 냉동기의 성능실험	17
3.1 실험장치 및 방법	17
3.1.1 실험장치 및 구성기기	17
3.1.2 실험 방법	22

3.2 실험 조건.....	23
3.2.1 운전 조건.....	23
3.2.2 작동 유체.....	24
3.3 실험 결과 및 고찰.....	29
3.3.1 가연성 혼합냉매 적용 실험 결과.....	29
(1) 고비점 냉매의 조성비 변화.....	29
(2) 중비점 냉매의 조성비 변화.....	32
(3) 저비점 냉매의 조성비 변화.....	34
3.3.2 비가연성 혼합냉매 적용 실험결과.....	36
(1) R-134a 냉매 적용 실험 결과.....	36
(2) R-245fa 냉매 적용 실험 결과.....	39
제4장 결 론.....	42
참고문헌.....	44

List of Figures

Figure 1 Schematic diagram of MR J-T cycle	8
Figure 2 P-h diagram for Joule-Thomson effect	9
Figure 3 Differential enthalpy per unit mole with respect to refrigerants	12
Figure 4 Differential enthalpy per unit mass with regard to refrigerants	12
Figure 5 P-h diagram of MR J-T cycle	15
Figure 6 P-h diagram applying mixed refrigerant with high dew point	15
Figure 7 P-h diagram applying mixed refrigerant with low dew point	16
Figure 8 Schematic diagram of experimental apparatus	18
Figure 9 Experimental apparatus (Right side)	19
Figure 10 Experimental apparatus (Front side)	20
Figure 11 Compressor	21
Figure 12 Condenser	21
Figure 13 Intermediate heat exchanger	21
Figure 14 Evaporator	21
Figure 15 T-h diagram of mixed refrigerant applying R-600a	26
Figure 16 Experimental result applying MR1	31
Figure 17 Experimental results with respect to concentration of R-600a	31

Figure 18 Experimental results with regard to concentration of R-23·····	33
Figure 19 Experimental results with respect to concentration of R-14·····	35
Figure 20 Experimental results with respect to concentration of R-134a ···	38
Figure 21 Experimental result with regard to concentration of R-245fa ····	41



List of Tables

Table 1 Specification of refrigerants	11
Table 2 Experimental conditions	24
Table 3 Concentration of flammable mixed refrigerants.....	27
Table 4 Concentration of non-flammable mixed refrigerants applying R-134a	27
Table 5 Concentration of non-flammable refrigerants applying R-245fa ...	28



Performance Characteristics of Ultra Low Temperature Mixed Refrigerant Joule-Thomson Chiller on Composition of Mixed Refrigerant

Kwang Seok Lee

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, The Graduate School,
Pukyong National University

Abstract

There are ways to reach very low temperature below -60°C such as multi stage cascade refrigeration system, auto-cascade refrigeration system and Joule-Thomson refrigeration system using mixed refrigerant. In this paper, performance change of J-T refrigeration cycle using mixed refrigerant was analyzed with respect to composition of the mixed refrigerant experimentally. The composition of the mixed refrigerant includes refrigerants with high boiling point over one sort which can be condensed by water or air at operating pressure, refrigerants with low boiling point which can reach lower evaporating temperature than target temperature and refrigerants with middle boiling point between low boiling point and high boiling point. Cycle performance is different with respect to concentration of each component, so mixed refrigerant should have appropriate composition and concentration corresponding with designed operating condition.

In previous study on MR J-T refrigeration, hydrocarbon refrigerant has been applied mainly due to its high Joule-Thomson cooling capacity. The hydrocarbon refrigerant has characteristics of flammability and explosiveness, so the characteristics are regarded hindrance to apply industrial field because of facilities necessary for explosion proof and fire prevention. In this paper, performance characteristics of mixed refrigerant applying flammable refrigerant, R-600a, was analyzed with respect to concentration of each component. Also, R-134a and R-245fa were applied in order to replace the flammable refrigerant R-600a. As results of the experiment, compressor discharge temperature

decreased as compressor inlet temperature decreased when concentration of the refrigerant with high boiling point increased. However, liquid compression occurred when the concentration of the refrigerant had over 65% mol. In case of the refrigerant with middle boiling point, condensation pressure and temperature at inlet of expansion valve decreased when concentration of the refrigerant increased. In case of the refrigerant with low boiling point, increase of compressor suction and discharge temperature were presented as the concentration increased. The compressor suction temperature and the discharge temperature increased -15.5°C , 85.7°C with 20.1% mol concentration of the refrigerant. Based on these results, it is confirmed that compressor discharge temperature decreases because dew point of the mixed refrigerant increases as the concentration of the refrigerant with high boiling point increases. Also, concentration of the refrigerant with middle boiling point effects on cooling for refrigerant at hot side, so it causes condensation pressure decreases. The concentration of the refrigerant with low boiling point influences on state of the compressor inlet and outlet directly.

R-134a were applied as a refrigerant with high boiling point replacing flammable refrigerant R-600a, and experimental results are as follows. The concentration of R-134a changed from 58.0% mol to 68.1% mol, and compressor discharge temperature tended to decrease like R-600a test when the concentration increased. So evaporation temperature could reach until -75.2°C at 65.0% mol concentration. But liquid compression was also occurred with the concentration over 65.0% mol. In order to solve the liquid compression, concentration of refrigerants with high boiling point was fixed at 58.0% mol. And then, R-245fa was applied to increase dew point of the mixed refrigerant. When concentration of R-245fa increased from 10.0% mol to 30.0% mol, compressor discharge temperature decreased from 102.4°C to 90.4°C . Whereas, evaporator inlet temperature presented increase from -72.2°C to -67.8°C . Consequently, performance change of the chiller was analyzed with regard to component of mixed refrigerant and concentration of each component. And the experimental data can be utilized as fundamental design data to select working fluid to MR J-T refrigeration.

Nomenclatures

MR	: Mixed refrigerant	[-]
J-T	: Joule-Thomson	[-]
Q	: Heat capacity	[W, kW]
m	: Mass flow rate	[kg/s]
c	: Specific heat	[J/kgK]
T	: Temperature	[°C]
ΔT	: Temperature difference	[°C]

Greek symbols

ρ	: Density of fluid	[kg/m ³]
ν	: Volumetric flow rate	[liter/min]

Subscript

e	: Evaporator
p	: Constant pressure
in	: Inlet
out	: Outlet

제1장 서론

1.1 연구배경 및 목적

초저온 냉동 기술은 반도체 공정, 식품 저온 동결건조, 증착 공정 등 여러 산업 분야에서 이미 활용되고 있으며, 근래의 반도체 산업의 호황과 함께 초저온 냉동기의 수요도 증가하는 추세이다. 반도체의 블레이드 절삭 공정에서 공구와 모재의 낮은 열전도도에 의해 발생하는 절삭 부위의 절삭열은 공구 마멸에 의한 공구 수명 단축과 공구와 모재의 용착 현상을 야기한다. 반도체 공정에 투입되는 초저온 냉동기는 -60°C 이하의 유체를 공급하여 저온의 챔버 환경을 구성함으로써 절삭열의 억제에 가능케 한다. 반도체 공정 외에도 초전도, 액화 천연가스, 공기 액화 분리, 극저온 펌프 등 여러 첨단 산업기술에서 초저온 냉동기의 활용도가 높아지고 있으며, 미국, 유럽, 일본을 비롯한 선진국에서는 축적된 기술을 바탕으로 산업 분야의 적극적인 활용을 위한 적용 방안을 모색하고 있다. 하지만, 국내에서는 초저온 냉동과 관련된 연구가 현재까지 미흡하고 대부분의 기술 및 핵심 부품은 주로 수입에 의존하는 실정이다. 따라서 국내 초저온 냉동 기술의 발달은 세계 초저온 냉동 기술을 활용한 여러 산업 분야에서 높은 경쟁력을 갖추는 요건이 될 것이다.

본 연구에서는 혼합냉매를 이용한 줄-톰슨 냉동방식을 이용하여 -60°C 이하의 초저온 냉동기의 성능 특성을 분석하였다. 줄-

틈슨 냉동은 가정용 냉장고나 차량용 에어컨, 대형 건물용 에어컨 등에 널리 사용되며, 다른 초저온 냉동방식에 비해 구조가 단순하고 움직이는 구성 기기가 없어 높은 신뢰성을 가지는 장점이 있다. 냉매의 줄-틈슨 냉각 능력은 가연성을 지닌 탄화수소계 냉매에서 특히 높게 나타나며, 종래의 탄화수소계를 이용한 혼합냉매 이용 줄-틈슨 냉동 연구는 국내외로 다수 진행된 바 있다. 산업 분야에 적용되는 초저온 냉동기의 경우 폭발성 및 가연성을 지닌 냉매를 작동 유체로 사용할 경우 폭발 및 화재의 우려가 있으며, 비가연성 혼합냉매를 이용한 초저온 냉동기의 개발은 이러한 우려를 불식시키는 방안이 될 것이다. 본 연구에서는 가연성 혼합냉매와 비가연성 혼합냉매를 구성하여 혼합냉매를 이루는 성분과 조성비에 따른 성능 변화를 실험을 통해 분석하였다. 이를 통해 혼합냉매를 이용한 초저온 냉동기의 기초 설계자료로서 실험적 연구 결과를 제공하는 것이 본 연구의 목적이다.

1.2 종래 연구

1.1절에서 언급한 바와 같이 국내 초저온 냉동 기술 관련 연구는 미흡한 실정이며, 현재까지 진행된 국내의 초저온 냉동과 관련된 종래 연구는 다음과 같다.

Lee et al. [1]은 목표 온도 70 K의 극저온 냉동기에 관한 연구를 진행한 바 있으며, 줄-틈슨 냉각 능력이 뛰어난 탄화수소계 냉매를 포함하여 혼합냉매를 조성하였다. N_2 와 i-Butane, Methane, Ethane, Propane을 혼합한 혼합냉매에서 이슬점에 따른 사이클의

성능 특성을 분석하였으며 그 결과는 다음과 같다. 혼합냉매의 이슬점이 높을수록 압축기 입구 온도가 크게 하락하였으며, 낮을수록 압축기 출구 온도가 상승하였다. 이를 통해 고압 측 작동 유체의 이슬점이 중간 열교환기로 유입되는 고압 측 냉매의 상을 결정함과 동시에 압축기 흡입 온도에 큰 영향을 주기 때문에 중요한 변수로서 고려되어야 함을 알 수 있다.

Lee et al. [2]은 탄화수소계 냉매인 Butane, Propane, Ethane, Methane과 N_2 로 5종의 냉매를 혼합하여 극저온 줄-톱슨 냉동기의 성능 특성을 분석하였다. 혼합냉매의 조성비는 i-Butane 15% mol, Propane 10% mol, Ethane 30% mol, Methane 30% mol, N_2 15% mol로 실험을 진행한 결과는 다음과 같다. 프레온 계열의 단일 냉매를 위해 설계된 일반 압축기에 혼합냉매를 적용한 결과 기동 시 발생하는 압축기 토출 가스의 높은 온도와 압축비는 압축기에 치명적인 손상을 가하며, 이에 토출 가스를 바이패스 시킴으로써 초기 기동 시의 압축비와 토출 가스 온도의 상승을 억제하였다. 결과적으로 -150°C 의 극저온에서 5 W의 증발기 냉각 능력을 확인하였으며, 무부하 시 -152°C 에 도달하였다.

Hwang et al. [3]은 N_2 , R-14, R-23, R-218 4종의 비가연성 냉매로 구성된 혼합냉매 냉각 시스템 연구에서 각각의 몰 조성비 7%, 27%, 18%, 48%로 실험을 진행하였으며, 178 K의 최저 온도 도달까지 약 50 분의 시간이 소요되었다. 이 때 측정 압력은 압축기 토출 시 13.0 bar, 흡입 시 2.4 bar로 나타났으나 고압 측에서 0.5 bar, 저압 측에서 약 2 bar의 압력강하가 발생하였다. 열교환기 및 배관의 압력 손실은 비가연성을 증가시키며, 특히 증발부에서의

압력 강하는 팽창밸브 후단의 압력을 높여주어야 하기 때문에 결과적으로 고압 측의 이슬점을 상승시키는 직접적 원인이 된다. 이러한 이유로 열교환기의 압력 강하는 사이클 성능 변화에 미치는 영향이 크다는 것을 확인할 수 있다.

상기 연구와 달리 가연성 냉매의 사용을 배제하고 비가연성 냉매만으로 혼합냉매를 구성한 국내의 종래 연구는 다음과 같다.

Jung [4]은 극저온 냉동 기술의 개발을 목적으로 150 K 이하의 혼합냉매 J-T 냉동기 제작을 실시한 바 있으며, 극저온 수술 프로브에 적합한 혼합냉매 J-T 냉동 시스템을 구축하였다. 수술용 프로브는 폭발이나 화재의 안전사고에 유의해야 하기 때문에 비가연성 냉매인 R218, R-23, R-14, Ar의 4종의 냉매를 혼합하여 30%, 30%, 20%, 20%의 몰 비율로 최적 조성비를 도출하였다. 운전 조건 1 bar ~ 15 bar, 300 K에서 줄-톰슨 팽창 시 최대 약 1.0 kJ/mol의 냉동 용량과 130 K의 최저 도달 온도를 확인하였다.

Lee [5]는 N₂, Argon, R-14, R218의 4종의 비가연성 냉매를 혼합하여 100 K의 목표 온도에 도달하였다. 조성된 혼합냉매의 조성비는 20%, 30%, 30%, 20%인 몰 비율로 1단 J-T 사이클과 프리쿨링 사이클을 적용한 2단 J-T 사이클의 COP를 비교하였다. 단일 사이클의 경우 107 K의 최저 온도에 도달하였으며 0.106의 COP를 확인하였다. 반면 2단 사이클에서는 동일 도달 온도에서 0.216까지 향상하였으며 최저 98.5 K의 온도에 도달하였다. 팽창부를 모세관과 팽창밸브 두 가지로 구성하였을 때 성능 분석을 실시한 결과로 모세관보다 팽창밸브에서 양호한 동작 조건 구현이 가능하였다.

Lee [6]는 Neon과 N_2 혼합물을 이용하여 77 K 이하의 목표 온도에서 63.6 K의 최저 도달 온도와 35.9 W의 냉각 능력을 확보하였다. 팽창부는 팽창밸브에서 발생하는 에너지 손실을 줄이고자 이젝터를 적용하였을 때 80% 정도의 등엔트로피 효율이 상승함을 확인하였다.

이상의 국내 연구뿐만 아니라 국외에서 진행된 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동 관련 연구는 다음과 같다.

Podtcherniaev et al. [7]은 왕복동식 압축기와 스크롤 압축기를 사용하여 $-70^{\circ}\text{C} \sim -100^{\circ}\text{C}$ 의 증발온도에서 다원 냉동시스템과 MR 냉동시스템의 COP를 비교하였다. 왕복동식 압축기를 사용한 냉동 사이클에서 -70°C 이상의 온도에서는 다원 냉동방식이 혼합냉매를 이용한 J-T 냉동방식에 비해 더 높은 성능 계수를 보인 반면, -80°C 이하의 온도에서는 혼합냉매를 이용한 J-T 냉동방식의 성능 계수가 더 높게 나타났다. 스크롤 압축기를 적용하였을 경우 -90°C 이하의 온도에서 혼합냉매 J-T 냉동방식의 성능 계수가 더 높은 것으로 나타났으며 약 0.53의 성능 계수를 확인하였다.

Podtcherniaev et al. [8]은 110 ~ 190 K의 온도에서 Argon과 HC계 냉매로 이루어진 가연성 혼합냉매와 Argon과 HFC계 냉매로 이루어진 비가연성 혼합냉매에 대해 연구를 실시하였다. 오토 케이스케이드 시스템의 온도 강하 시간이 짧고 냉각 능력이 우수하다는 점에서 단단 J-T 시스템과 비교를 실시하였으며, 결과는 다음과 같다. 153 K 이상의 목표 온도에서 단단 J-T 시스템의 카르노 효율과 냉동 능력이 더 우수하였으며, 탄화수소계 냉매를 포함한 가연성 혼합냉매의 냉각 능력이 HFC계 냉매를 포함한 비가연성

혼합냉매보다 더 높은 것을 확인하였다.

Walimbe et al. [9]은 가연성 혼합냉매와 비가연성 혼합냉매를 사용하여 혼합냉매 J-T 극저온 냉동기의 성능 특성을 실험을 통해 분석하였다. 비가연성 냉매만으로 구성된 혼합냉매의 경우 80 K의 온도까지 도달할 수 있었으며 냉각 능력은 6 W를 보였다. 가연성 냉매를 일부 포함할 경우 도달 온도가 높을수록 냉각 능력이 비약적으로 향상하는 것을 확인하였다.

이상의 종래 연구를 살펴본 바에 의하면 다원 냉동방식에 비해 혼합냉매를 이용한 J-T 냉동방식에서 더 높은 성능 계수를 확보할 수 있으며, 탄화수소계 냉매를 포함한 가연성 혼합냉매에서 더 높은 냉각 능력을 얻을 수 있었다. 또한, 혼합냉매의 이슬점은 압축기의 손상에 직결되는 중요한 변수로서 고려되어야 한다. 본 연구에서는 i-Butane, R-23, R-14 냉매로 이루어진 가연성 혼합냉매와 R-245fa, R-134a, R-23, R-14로 이루어진 비가연성 혼합냉매에 대해 조성비에 따른 사이클의 성능 특성을 실험을 통해 분석하였다.

제2장 연구 이론

2.1 MR J-T 사이클의 작동원리

-60℃ 이하의 초저온을 얻기 위한 방식에는 다원 냉동방식, 오토 케이스케이드 냉동방식 그리고 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동방식으로 크게 3가지가 있으며, 본 연구에서는 2개 이상의 비점이 다른 냉매를 혼합한 냉매를 작동 유체로 사용하는 단단 줄-튐슨 사이클 방식을 다루고자 한다. 일반적인 냉동사이클은 팽창밸브에 의해 팽창되면서 줄-튐슨 팽창이 이루어지고, 팽창된 냉매는 저압 상태에서 저온의 증발온도를 형성한다. 이를 줄-튐슨 사이클 또는 J-T 사이클이라 한다.

Fig. 1은 혼합냉매 적용 J-T 사이클의 개략도를 나타낸다. 사이클은 압축기, 응축기, 중간 열교환기, 팽창밸브, 증발기로 단단 냉동사이클과 유사한 구성요소로 이루어져 있으며, 사이클의 작동원리는 다음과 같다. 압축기에서 토출된 고온·고압의 기체 냉매는 응축기를 거치면서 일부 응축이 이루어지며, 액-증기 상태의 냉매는 중간 열교환기로 유입된다. 중간 열교환기에서 저압 측 냉매에 의해 냉각되어 완전 응축이 이루어지며, 팽창밸브를 통과하면서 저온·저압의 상태가 된다. 저온의 액-증기 냉매는 증발기에서 열을 흡수함으로써 일부 기화가 이루어지며, 중간 열교환기에서 고압 측 냉매의 열을 빼앗음으로써 완전 기화가 이루어진다. 기화된 냉매는 압축기로 흡입되며 사이클을 순환한다.

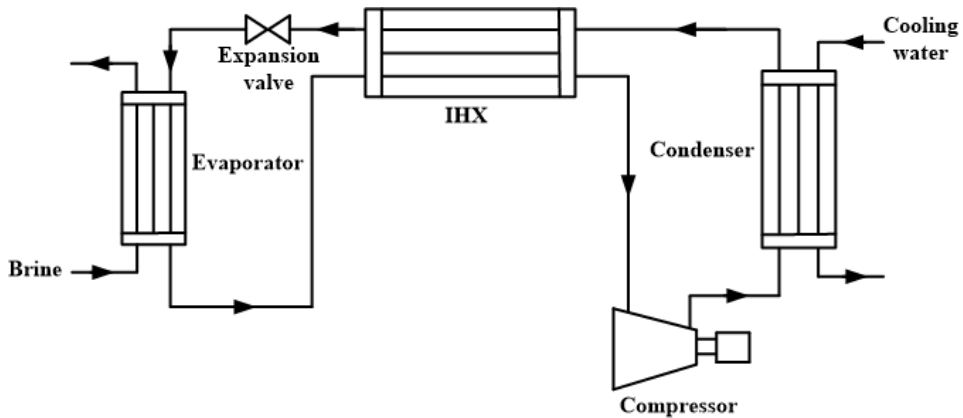


Figure 1 Schematic diagram of MR J-T cycle

2.2 비공비 혼합냉매의 특성

단일냉매를 사용하는 냉동사이클은 팽창밸브의 교축작용에 의해 등엔탈피 팽창 과정을 거치게 되며 저온의 증발온도를 형성한다. Fig. 2는 단일냉매의 모리엘 선도를 나타내며, 고압에서 저압으로 팽창이 이루어질 때 등온선을 따라 발생하는 엔탈피 차는 냉매의 줄-톱슨 냉각 능력을 의미한다. 동일한 압력 조건에서 팽창 시 높은 엔탈피 차를 가지는 냉매는 높은 냉각 능력을 가지며, 팽창이 이루어지는 압력과 팽창비, 온도에 따라 엔탈피 차는 달라지게 된다. 이러한 팽창 과정에서 상변화 구간을 포함할 경우 더 큰 엔탈피 차를 가지게 되며, 이는 잠열량이 현열량보다 큰 이유를 뒷받침한다.

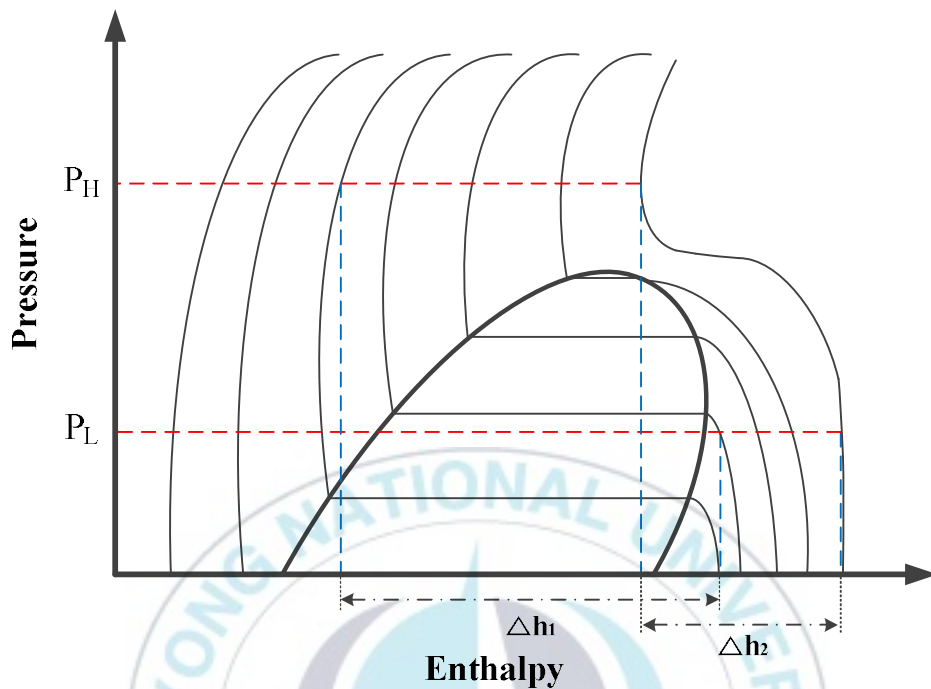


Figure 2 P-h diagram for Joule-Thomson effect

Table 1은 탄화수소계 냉매 2종을 포함한 10종의 냉매에 대하여 표준비점, 지구온난화지수(GWP), 오존파괴지수(ODP) 및 냉매 안전등급을 나타낸다. 본 연구에서 작동 유체의 선정을 위해 10종의 냉매를 선별하였으며, 선별된 냉매에 대하여 온도 변화 시 2.0 MPa에서 0.3 MPa로 줄-튐슨 팽창이 이루어질 경우 발생하는 엔탈피 차를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3의 x축은 온도를 나타내고, y축은 단위 몰당 엔탈피 차를 나타낸다. 전체적으로 표준비점이 낮은 냉매일수록 엔탈피 차가 작으며, 표준비점이 높은 냉매일수록 엔탈피 차가 큰 것을 볼 수 있다. 도달하고자 하는 온도가 낮을수

록 표준비점이 낮은 냉매를 사용하여야 하지만 그만큼 냉각 능력이 낮기 때문에 비점이 높은 냉매와 적절히 혼합하여 목표 냉각 능력과 온도를 동시에 충족시켜야 한다. Fig. 4에서는 동일한 냉매에 대하여 단위 질량당 엔탈피 차를 나타내었다. Fig. 4에서는 표준비점이 낮음에도 불구하고 높은 엔탈피 차를 가지는 냉매가 두드러지게 나타나며, 엔탈피 차가 높은 냉매는 탄화수소계 냉매인 i-Butane과 Propane 냉매이다. 이러한 탄화수소계 냉매는 다른 냉매에 비해 분자량이 작은 특징이 있으며, 단위 질량으로 나타내었을 때 더 많은 몰 수가 포함되기 때문에 표준비점이 더 낮음에도 더 높은 엔탈피 차를 가질 수 있게 된다. 다시 말해 동일한 질량에서 탄화수소계 냉매의 줄-톰슨 냉각 능력은 다른 냉매에 비해 크다는 것을 의미한다. 종래의 혼합냉매를 적용한 초저온 냉동 연구에서는 이러한 탄화수소계 냉매의 높은 줄-톰슨 냉각 능력을 바탕으로 혼합냉매에 탄화수소계 냉매를 포함하거나 탄화수소계 냉매만으로 혼합냉매를 조성한 연구를 쉽게 찾아볼 수 있다.

Table 1 Specification of refrigerants

Type	Refrigerant	Normal boiling point	GWP	ODP	Safety group	Molecular weight
HFC	R-245fa	15.0	1,030	0	B1	134.05
PFC	R-C318	-6.0	10,300	0	A1	200.04
HC	R-600a	-11.7	3	0	A3	58.122
HFC	R-134a	-26.3	1,430	0	A1	102.03
PFC	R-218	-36.7	8,830	0	A1	188.02
HC	R-290	-42.1	3.3	0	A3	44.096
PFC	R-116	-78.2	12,200	0	A1	138.01
HFC	R-23	-82.1	14,800	0	A1	70.014
PFC	R-14	-127.8	7,390	0	A1	88.010
	Argon	-185.85	0	0	A1	39.948

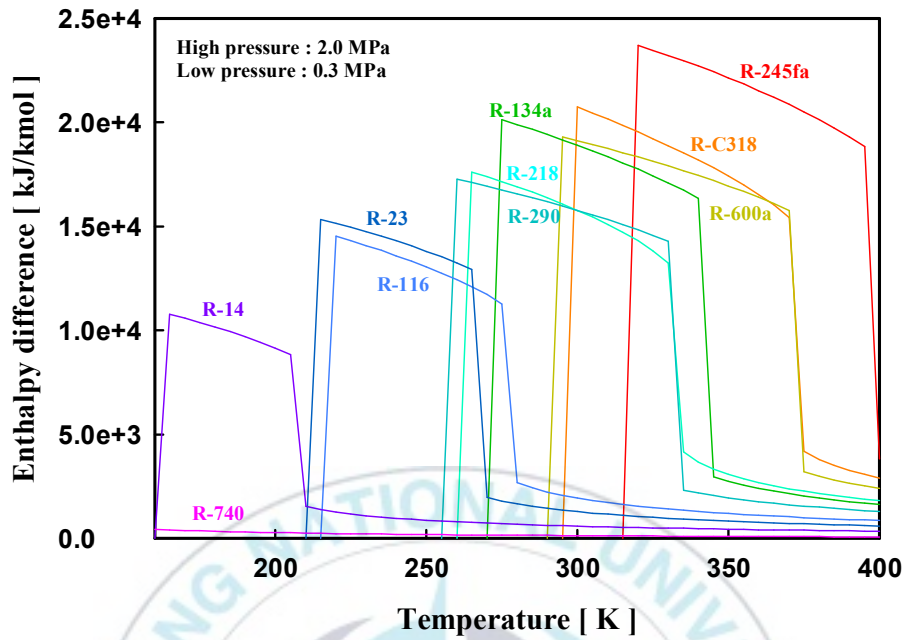


Figure 3 Differential enthalpy per unit mole with respect to refrigerants

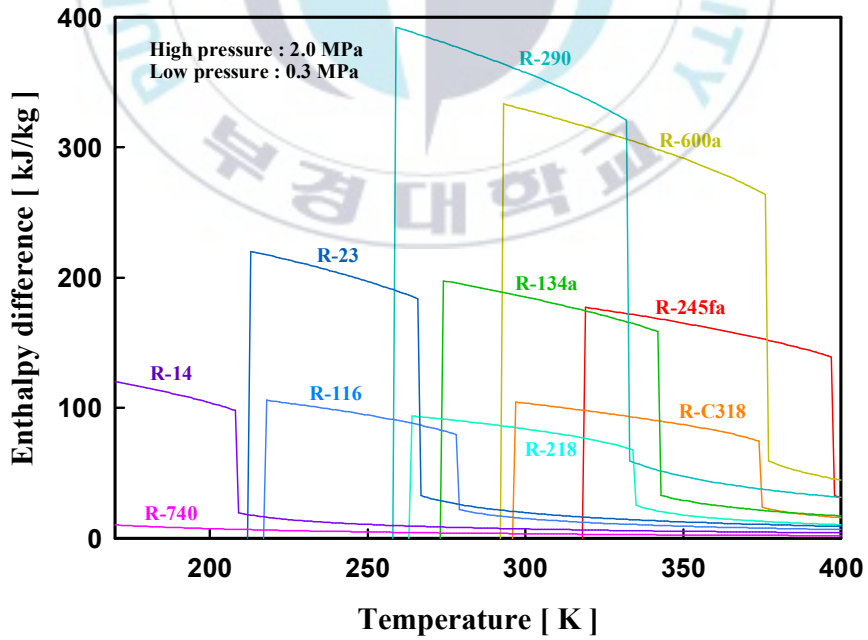


Figure 4 Differential enthalpy per unit mass with regard to refrigerants

상기의 내용을 바탕으로 초저온 줄-튐슨 사이클의 작동 유체인 혼합냉매를 조성하기 위해서는 설계 저압에서 목표 온도 이하의 증발온도를 가지는 표준비점이 낮은 냉매를 포함하며, 설계 고압에서 물 또는 공기로 냉각 시 응축이 이루어지는 표준비점이 높은 냉매를 포함하여야 한다. 상대적으로 비점이 높은 고비점 냉매와 비점이 낮은 저비점 냉매를 선정한 후에 혼합된 냉매의 상변화 과정이 온도 강하 시 지속될 수 있도록 중간 비점의 냉매를 1종 이상 포함함으로써 비공비 혼합냉매를 조성할 수 있다. 중간 비점에 해당하는 냉매는 중간 열교환기에서 고압 측 냉매의 응축과 저압 측 냉매의 증발이 원활히 이루어질 수 있도록 줄-튐슨 냉각 능력이 높은 냉매를 포함하는 것이 중요하며, 이는 기동 시 목표 온도까지 도달하는 시간을 단축할 수 있다.

비공비 혼합냉매는 단일냉매와 달리 포화상태에서의 비등점과 이슬점이 일치하지 않는다. 이는 포화 영역에서 온도와 압력에 의해 건도가 결정되는 것을 의미한다. Fig. 5는 2.1절에서 언급된 혼합냉매를 이용한 J-T 냉동사이클의 모리엘 선도를 나타낸다. 비공비 혼합냉매를 작동 유체로 사용할 경우 응축기로 유입되는 냉각수의 유량이 충분할 때, 냉각수 입구 온도에 따라 응축기 출구 냉매 온도가 달라진다. 냉각수의 입구 온도가 일정할 때 응축기 출구 측 냉매의 상은 혼합냉매의 이슬점에 따라 2상 상태 또는 과열 증기 상태가 결정된다. 사이클을 하나의 에너지 계로 보았을 때 계를 출입하는 열과 일의 합은 0으로 수렴해야 하며, 압축기에서는 일이 투입되고 증발기에서는 흡열이 이루어진다. 응축기로 유입되는 냉각수의 온도가 낮을 경우 응축기에서 방열되는 열량이

증가하며, 이는 증발기에서의 흡열량 또한 증가할 것이다. 다시 말해 냉각수의 입구 온도가 낮을수록 증발기에서의 냉각 능력이 증가함을 의미한다. 앞서 1.2절에서는 중간 열교환기로 유입되는 고압 측 냉매의 온도를 강하하기 위해 프리쿨링 사이클을 적용하여 추가적인 온도 강하를 실시한 연구가 진행된 바 있다.

Fig. 6과 7에서는 이슬점에 따른 모리엘 선도를 보여준다. 이슬점이 냉각수 입구 온도보다 높을 때 응축기 출구 냉매는 액-증기 상태에 해당하며, 냉각수 입구 온도보다 낮을 경우 과열 기체 상태에 해당한다. 중간 열교환기에서는 고압 측 냉매가 완전 응축이 이루어져야 하기 때문에 중간 열교환기로 유입되는 응축기 출구 지점의 냉매는 건도가 낮을수록 중간 열교환기의 열량이 감소하게 된다. 또한, 1.2절에서 언급한 바와 같이 혼합냉매의 이슬점은 낮을수록 압축기 입출구 온도를 상승시키고 높을수록 과열도와 토출 온도를 강하시키기 때문에 이슬점은 중요한 요소로 고려되어야 한다.

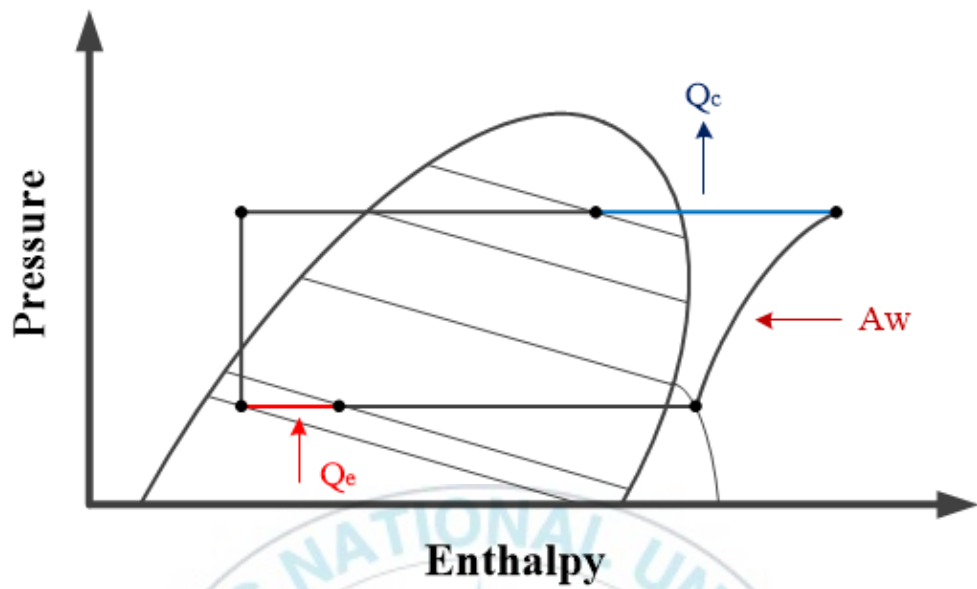


Figure 5 P-h diagram of MR J-T cycle

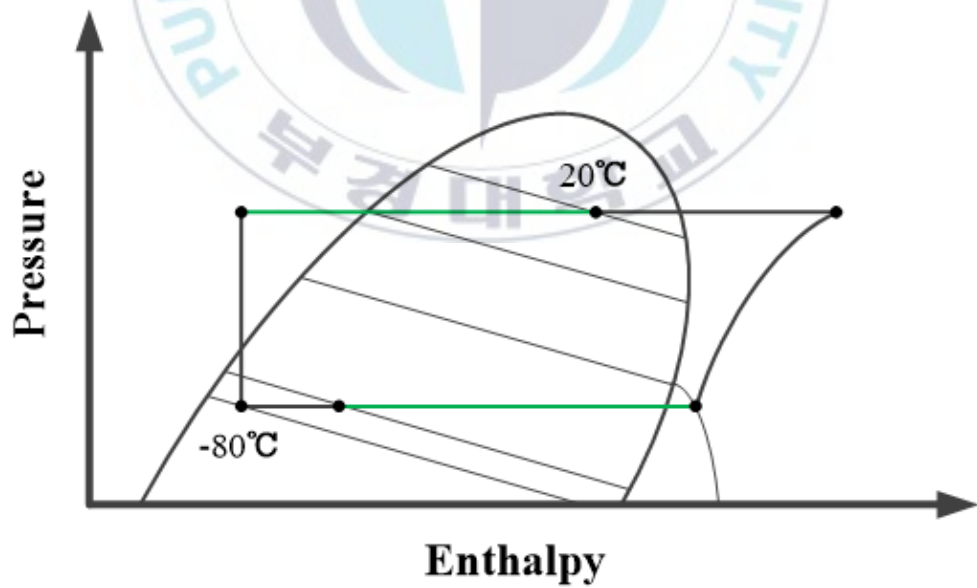


Figure 6 P-h diagram applying mixed refrigerant with high dew point

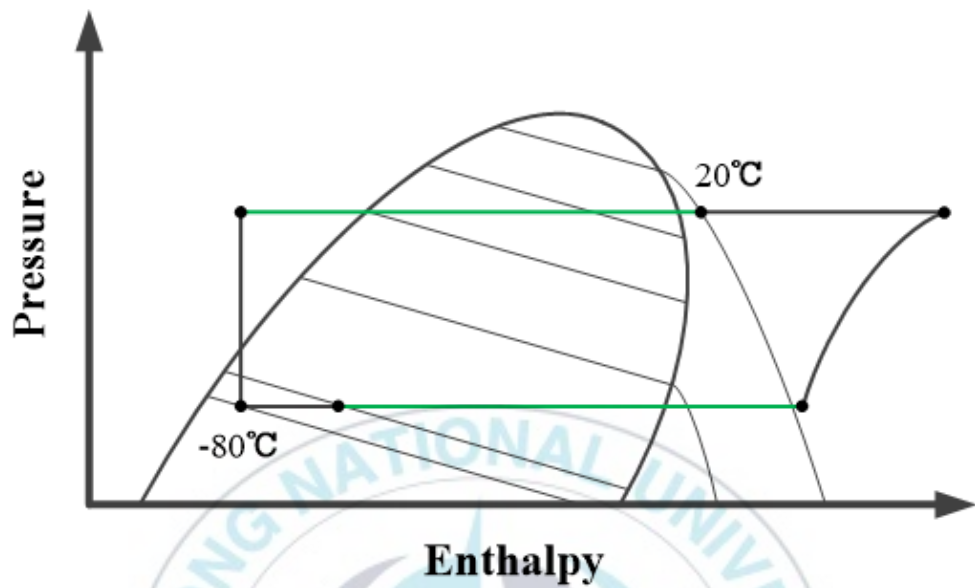


Figure 7 P-h diagram applying mixed refrigerant with low dew point

제3장 MR J-T 냉동기의 성능실험

3.1 실험장치 및 방법

3.1.1 실험장치 및 구성기기

Fig. 8는 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 압축기와 유분리기, 응축기, 팽창 탱크, 중간 열교환기, 증발기, 액분리기로 냉매 측 사이클이 구성된다. 냉각수 측은 항온조와 냉각수 펌프, 인버터로 구성되어 회전수 제어를 통해 냉각수 펌프 유량을 조절하였다. 브라인 측은 브라인 탱크와 브라인 펌프, 인버터, 히터로 구성되어 마찬가지로 인버터를 통해 브라인의 유량을 제어하고 히터로 부하를 조절하였다.

냉매 측 사이클에서 팽창 탱크는 냉매 충전 후 초기 균압 시 압력이 과도하게 상승하는 것을 방지하는 역할을 하며, 팽창 탱크로 연결된 핫가스 바이패스 밸브의 개도 조절을 통해 초기 기동 시 압축기 토출 압력이 지나치게 상승하는 것을 제어하였다.

Fig. 9와 10은 실제 실험 장치의 우측면과 정면의 모습을 나타낸다. 초저온 냉동기에서는 증발기 하부 또는 저온 구간에서 오일 적체 문제가 발생하기 쉽다. 이는 압축기 내 오일 레벨의 저하 및 윤활 불량으로 인한 압축기 손상을 야기하는 문제이며, 압축기 흡입 배관에 연결된 팽창 탱크 내부로 오일이 유입되어 적체될 우려가 있기 때문에 팽창 탱크는 장치 상부에 위치하였다. 뿐만 아니라, 저압 측의 상향 구배가 발생하는 배관에서도 이와 같은 문제

가 발생할 수 있기 때문에 팽창밸브 전후 배관은 수평관으로 두었다. 이는 실험 간 냉매의 액체와 기체의 상분리가 발생할 수도 있기 때문에 2상 구간에서 혼합냉매의 조성비가 변화하는 것을 예방하기 위함의 목적도 포함된다.

Fig. 11~14는 실험장치의 구성기기를 나타낸다. 압축기는 6HP의 Liquid Injection 타입의 스크롤 압축기로 선정하였으며, 응축기와 증발기, 중간 열교환기는 판형 열교환기를 사용하였다.

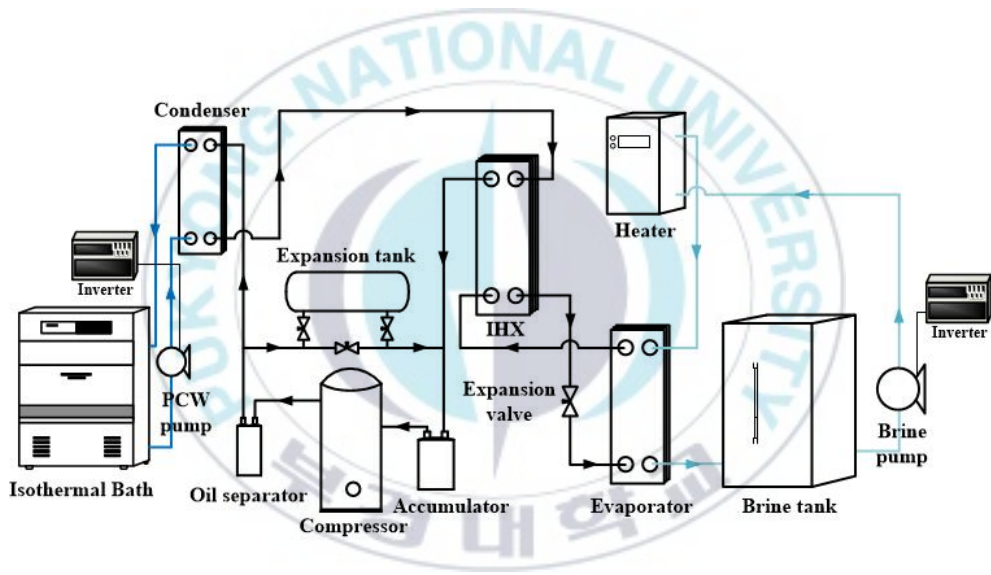


Figure 8 Schematic diagram of experimental apparatus

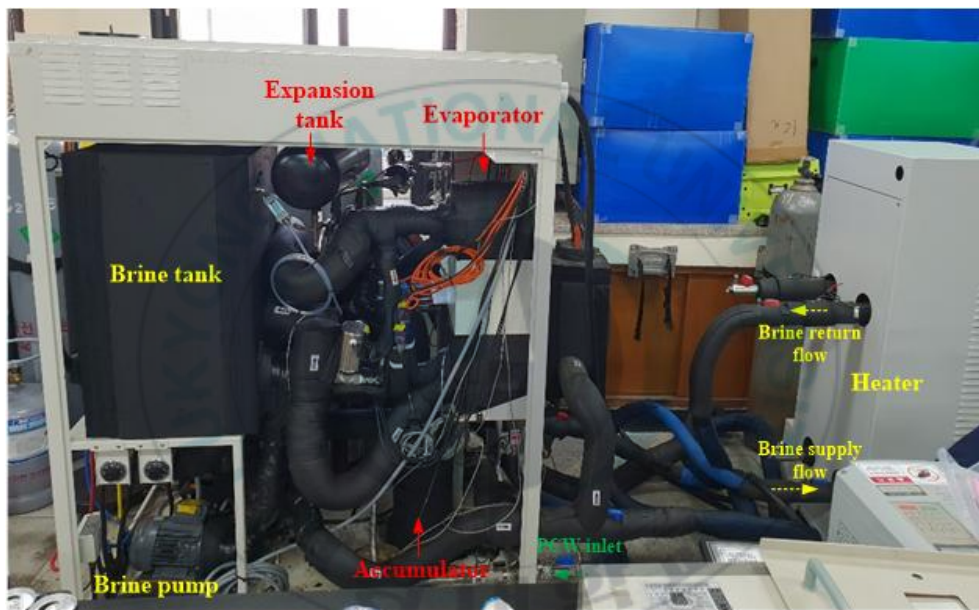


Figure 9 Experimental apparatus (Right side)



Figure 10 Experimental apparatus (Front side)



Figure 11 Compressor



Figure 12 Condenser



Figure 13 Intermediate heat exchanger

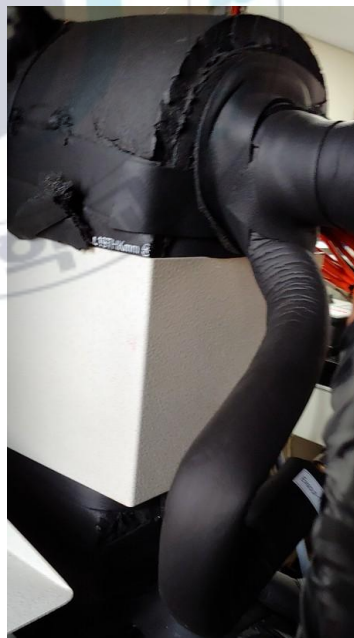


Figure 14 Evaporator

3.1.2 실험 방법

혼합냉매를 작동 유체로 사용하는 줄-튐슨 냉동기에서 혼합냉매의 조성과 조성비는 성능에 직접적인 영향을 미치는 요소이다. 따라서 본 절에서는 가연성 탄화수소계 냉매와 비가연성 냉매로 이루어진 혼합냉매를 구성하고, 각 구성의 조성비에 따른 성능 변화를 실험을 통해 분석하였다. 실험 진행은 다음과 같다. 혼합냉매의 조성을 이루는 각 냉매의 상온에서의 포화압력은 표준비점에 따라 다르게 나타나며, 표준비점이 높은 냉매일수록 상온에서의 포화압력이 낮은 값을 가진다. 압력이 높은 냉매부터 충전할 경우 장치 내 평압이 높아져 저압 냉매의 충전에 어려움이 따른다. 이에 진공 상태의 장치에 표준비점이 높은 저압 냉매부터 순차적으로 충전을 실시하며, 충전량은 조성된 몰 비율에서 REFPROP 8.0 [10] 프로그램을 이용하여 질량 비율을 구하였다. 냉매 충전 후 균압이 이루어지면 냉각수 펌프를 가동하여 응축기로 냉각수가 유입되게 하였으며, 향온 장치를 통해 냉각수 탱크의 온도를 19℃가 되도록 유지하였다. 브라인 또한 펌프를 가동하여 증발기로 순환할 수 있도록 하였다. 냉각수와 브라인의 순환이 이루어지면 팽창 밸브를 완전히 열어 초기 기동 시 발생하는 압축기 토출 압력의 과도한 상승을 방지하였으며, 고압 측의 팽창탱크 입구 라인의 밸브를 잠근 뒤 저압 배관에 연결된 출구 측 밸브를 연 상태로 유지한다. 상기의 상태에서 압축기를 가동하며, 기동 후 초기 과도상태에서 발생하는 압축기 토출 압력의 과도한 상승은 핫가스 바이패스 밸브를 조정하며 고압 측 압력이 3MPa이 되지 않도록 유지하

였다. 30분 간 각 지점의 온도가 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 이내의 변화를 보일 때 정상상태로 전제하였으며, 정상상태 도달 시 외부 히터를 작동하여 증발기 부하를 조절하였다.

3.2 실험 조건

3.2.1 운전 조건

본 연구에서는 혼합냉매를 작동 유체로 사용하는 J-T 냉동기에 서 혼합냉매의 조성 및 조성비에 따른 성능 특성을 파악하고자 아래의 Table 2와 같은 조건에서 실험을 진행하였다. 19°C 의 냉각수가 27.5 LPM으로 응축기에 공급되며, 증발기로 유입되는 브라인의 유량은 15 LPM으로 일정하게 공급되도록 하였다. 압축기는 일반 산업용 압축기로 선정하였으며, 이에 수반되는 운전상의 제한사항은 토출 압력이 3 MPa을 넘지 않으며 흡입 측 압력이 0 MPa이 되지 않도록 유지되어야 한다. 흡입 압력이 진공 상태가 될 경우 압축기 내의 윤활유가 원활히 공급되지 않기 때문에 흡입 압력이 진공 이상의 압력이 되어야 한다. 토출 온도 또한 100°C 를 넘지 않도록 제한을 두었는데, 이는 압축기 오일의 비등 및 코일의 탄화를 방지하고자 하였다. 이러한 조건에서 -80°C 의 브라인 공급 온도까지 온도를 강하하였으며, 온도 도달 후에는 외부 히터를 통해 부하를 증가시켜 최대 냉각 능력을 측정하였다.

Table 2 Experimental conditions

Parameter	Value	Unit
Cooling water inlet temperature	19	℃
Cooling water volume flow	27.5	LPM
Brine volume flow	15	LPM
Brine supply temperature	-80	℃
Compressor discharge pressure constraint	3	MPa
Compressor discharge temperature constraint	100	℃
Compressor suction pressure constraint	0	MPa

3.2.2 작동 유체

본 실험에 사용된 작동 유체는 2.2절에서 언급한 바와 같이 비점이 다른 2개 이상의 냉매를 혼합함으로써 이루어진다. 초기 혼합냉매의 조성을 결정하기 위해 T-h 선도를 통해 혼합냉매의 온도별 엔탈피 차를 확인하였다. 혼합냉매의 온도별 엔탈피 차는 REFPROP 8.0 [10]을 통해 구하였다. 응축 압력 2.0 MPa, 증발 압력 0.3 MPa를 기준으로 팽창이 이루어질 때 엔탈피 차가 비교적 일정한 값으로 나타나는 것을 가장 이상적이라 판단하였다. 실험에 사용된 냉매는 고비점 냉매로 R-600a를 사용하였으며, 중비점 냉매로는 R-23, 저비점 냉매로 R-14를 혼합한 3성분 혼합냉매로 실시하였다. 혼합냉매의 조성비를 결정하기 위해 임의로 조성된 혼합냉매의 T-h 선도를 통해 엔탈피 차에 따라 결정하였으며, Fig. 15는 R-600a, R-23, R-14 냉매가 각각 32.0%, 35.0%, 33.0%의 몰 비율로 혼합된 혼합냉매의 엔탈피 차를 나타낸다. 조

성된 혼합냉매는 292 K의 냉각수 온도와 목표 냉각 온도인 193 K에서 각각 63.9 kJ/kg, 49.9 kJ/kg으로 비교적 일정한 엔탈피 차를 가짐으로써 초기 작동 유체로 선정되었다.

초기 작동 유체의 성분과 조성비를 바탕으로 고비점 냉매에 해당하는 R-600a의 조성비와 중비점 냉매인 R-23, 저비점 냉매인 R-14의 조성비를 변화하였을 때 J-T 냉동기의 성능 변화를 실험을 통해 분석하였으며, 실험에 적용된 가연성 혼합냉매의 조성비는 Table 3과 같다. 또한, 가연성 탄화수소계 냉매를 대체하기 위해 비가연성 냉매인 R-245fa와 R-134a 냉매를 적용하여 비가연성 혼합냉매를 작동 유체로 사용하였으며, 비가연성 혼합냉매의 실험은 가연성 혼합냉매 실험을 바탕으로 초기 조성비를 도출하였다. 실험에 사용된 혼합냉매의 조성비는 Table 4, 5와 같다.

실험에 사용된 브라인은 저온용 브라인으로 증발기의 냉각 능력은 아래 식 (1) ~ (3)과 같이 증발기로 유입되는 브라인의 유량과 밀도, 비열 및 입·출구 온도차를 이용하여 계산하였다.

$$Q_e = m \times c_p \times \Delta T \quad (1)$$

여기서, m 은 질량유량을 의미하며 아래 식 (2)를 이용하여 구할 수 있다. ΔT 는 증발기로 유입되는 브라인의 입출구 온도차를 의미하며 식 (3)과 같다.

$$m = \frac{0.001v}{60} \times \rho \quad (2)$$

$$\Delta T = T_{in} - T_{out} \quad (3)$$

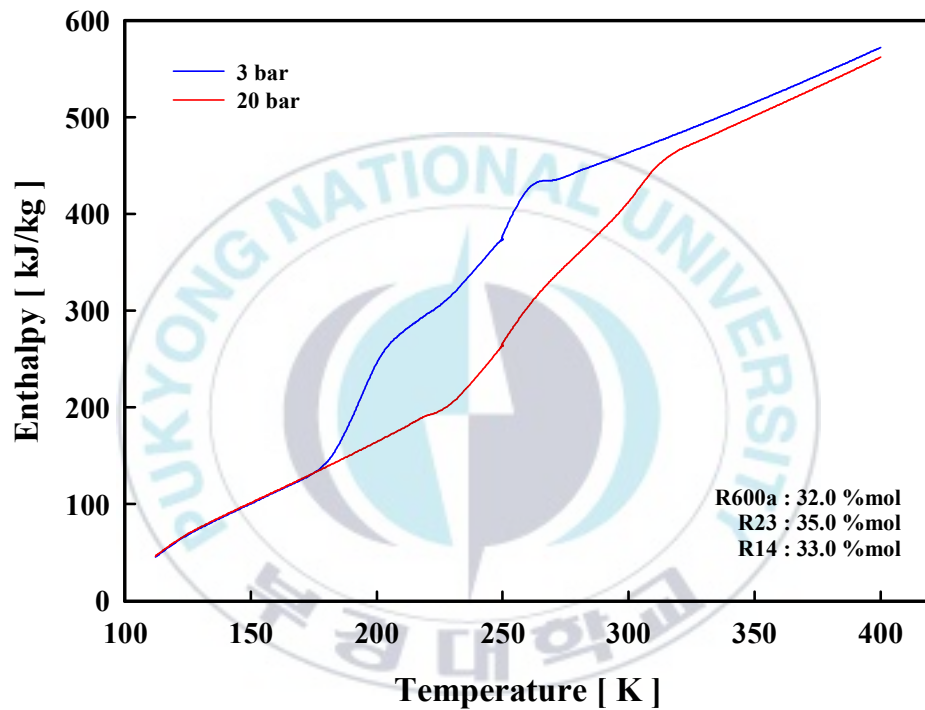


Figure 15 T-h diagram of mixed refrigerant applying R-600a

Table 3 Concentration of flammable mixed refrigerants

	R-600a	R-23	R-14	Dew point [°C]
MR1				39.9
MR2				58.9
MR3				64.5
MR4				68.1
MR5				71.5
MR6				74.6
MR7				74.8
MR8				73.0
MR9				71.2
MR10				68.3
MR11				67.1
MR12				66.0
MR13				64.6

지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

Table 4 Concentration of non-flammable mixed refrigerants applying R-134a

	R-134a	R-23	R-14	Dew point [°C]
MR14				43.3
MR15				48.9
MR16				47.7
MR17				47.0

지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

Table 5 Concentration of non-flammable refrigerants applying R-245fa

	R-245fa	R-134a	R-23	R-14	Dew point [°C]
MR18					53.5
MR19					58.4
MR20					63.1
MR21					67.6
MR22					71.7

지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

3.3 실험 결과 및 고찰

3.2.2절에서 선정한 가연성 혼합냉매는 탄화수소계 냉매인 R-600a를 포함하는 3성분 혼합냉매로 성능실험은 고비점, 중비점, 저비점 냉매의 조성비를 변화하였을 때 냉동기의 성능 특성을 파악하고자 실험을 진행하였다. 실험 결과는 30분 이상 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 의 상태를 정상상태로 판단하여 데이터를 획득하였으며, 실험 결과는 다음과 같다.

3.3.1 가연성 혼합냉매 적용 실험 결과

(1) 고비점 냉매의 조성비 변화

Fig. 16은 3.2.2절에서 도출한 R-600a, R-23, R-14 냉매의 초기 조성비 실험 결과를 나타낸다. 32.0%, 35.0%, 33.0%의 몰 비율로 조성된 혼합냉매를 적용 시 장치 기동과 함께 압축기 토출 온도는 급격한 상승을 보여 100°C 정도로 유지되었다. 증발온도의 강하를 위해 팽창밸브 개도를 줄일 경우 압축기 토출 온도는 계속해서 증가하는 경향을 보였으며, 압축기 과열을 막고자 실험을 중단하였다. 이에 혼합냉매의 이슬점을 증가시켜 압축기 토출 온도를 강하하고자 하였으며, 고비점 냉매에 해당하는 R-600a의 조성비를 Table 3의 MR1 ~ 7과 같이 30.0 ~ 70.0% mol의 범위 내에서 증가시킴으로써 그 결과를 확인하였다. Fig. 17은 R-600a의 조성비에 따른 압축기 토출 온도 및 흡입 온도, 증발기 입구 온도, 브라인 공급 온도를 나타낸다.

R-600a의 조성비 증가 시 압축기 흡입 온도는 14.6°C 에서 -

20.2℃로 확연하게 감소한 것을 볼 수 있다. 증발기 입구 온도의 경우 MR3부터 -80℃ 이하로 강하되었으며, 이후 R-600a의 조성비를 더욱 증가시킴에도 불구하고 증발기 입구 온도는 -81℃에서 $\pm 1^\circ\text{C}$ 정도의 변화를 보였다. 고비점 냉매의 조성비는 증발기 입구 온도 강하에는 별다른 영향을 미치지 않는 것으로 판단된다. 반면에 압축기 토출 온도는 감소하다가 66.1% mol에서 다시 증가하였으며, 이때 압축기 내부 사이트 글라스 상에서 오일포밍 현상이 발생하였다. 이는 2.2절에서 언급한 바와 같이 고비점 냉매의 조성비가 증가하는 것은 혼합냉매의 이슬점을 증가시켜 과열도를 감소시키지만, 과도한 이슬점의 상승은 압축기의 액압축을 발생시킨다. MR1 ~ MR7의 이슬점은 39.9 ~ 74.8℃로 증가하였으며 이슬점이 74.6℃ 이상 증가할 경우 압축기의 액압축이 발생하여, 이로 인한 불안정한 운전상태는 압축기 토출 온도를 상승시키는 것으로 사료된다.

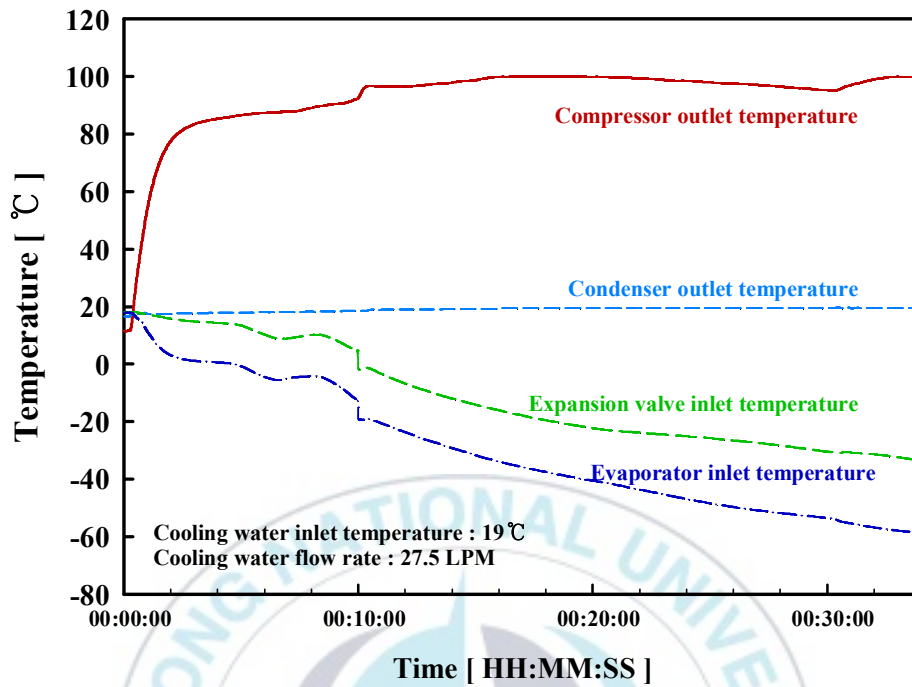


Figure 16 Experimental result applying MR1

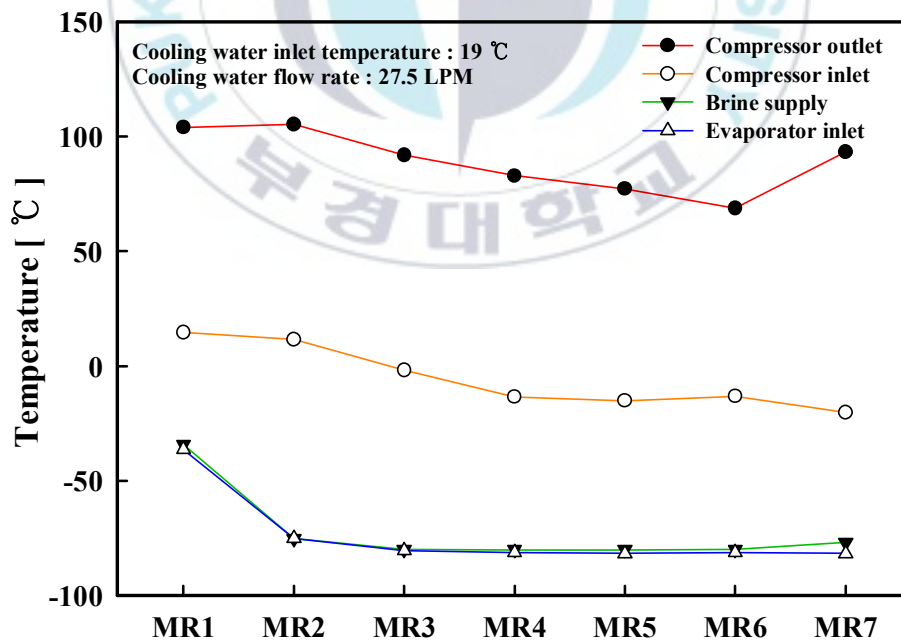


Figure 17 Experimental results with respect to concentration of R-600a

(2) 중비점 냉매의 조성비 변화

앞서 3.3.1절의 (1)항에서는 고비점 냉매의 조성비 변화에 따른 성능 변화를 확인한 반면, 본 항에서는 중비점 냉매에 해당하는 R-23 냉매의 조성비가 변화하였을 때 성능 변화를 확인하기 위한 실험이다. Fig. 18은 MR7의 조성비에서 중비점 냉매에 해당하는 R-23 냉매의 몰 비율을 15.0 ~ 30.0%의 범위 내에서 증가시켰을 때 응축 압력, 팽창밸브 전단 온도, 증발기 입구 온도, 압축기 흡입 압력 및 브라인 공급 온도를 나타낸다.

중비점 냉매의 조성비 증가 시 응축 압력의 경우 2.05 MPa에서 1.63 MPa로 감소하는 경향을 보이며, 응축 압력의 감소로 인해 팽창밸브 전단 온도 또한 -50.9°C 에서 -62.7°C 로 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 중간 열교환기에서의 열교환 열량의 증가에 기인한 것으로 사료되며, 고압 측 냉매의 냉각과 저압 측 냉매의 가열이 원활히 이루어진 것으로 판단된다. 또한, 증발기 입구 측 냉매 온도는 -81.7°C 에서 최저 -83.2°C 까지 강하되었으며, 이는 R-23 냉매의 조성비가 증가할수록 저압의 상승과 증발기 입구 온도의 강하에 영향을 미치는 것으로 판단된다.

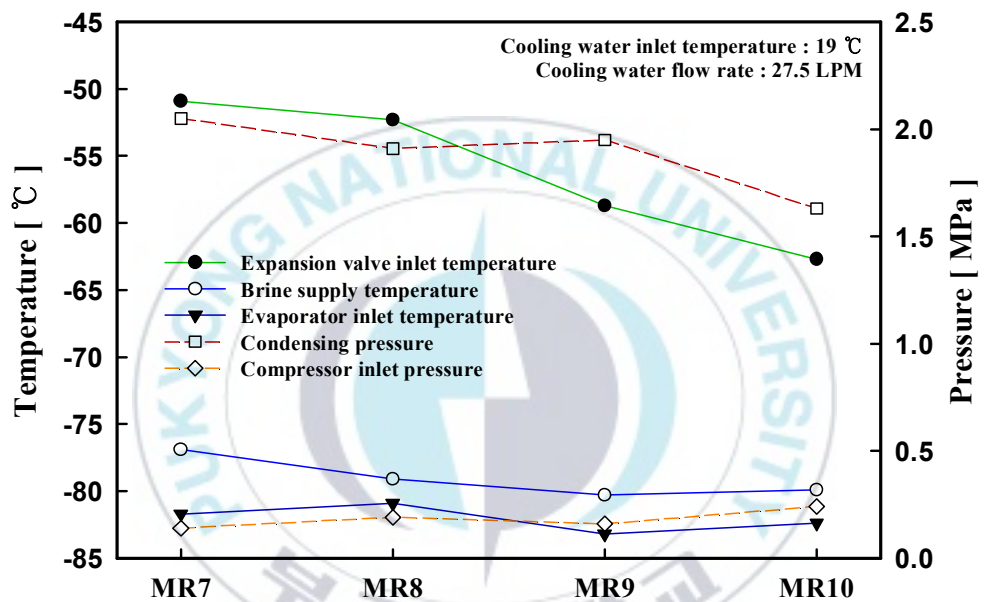


Figure 18 Experimental results with regard to concentration of R-23

(3) 저비점 냉매의 조성비 변화

Fig. 19는 저비점 냉매에 해당하는 R-14 냉매의 조성비 변화에 따른 압축기 토출 온도와 팽창밸브 전단 온도, 증발기 입구 온도, 응축 압력 및 증발기 입구 측 압력을 나타낸다. MR10의 조성비에 서 저비점 냉매의 조성비를 10.0% mol 에서 25.0% mol의 범위 내에서 증가하였을 때, 압축기 토출 온도는 66.8℃에서 85.7℃로 증가하는 경향을 보였다. 이는 저비점의 냉매 조성비가 증가함으로 써 혼합냉매의 이슬점이 68.3℃에서 64.6℃로 감소하며 과열도가 증가하는 것에 기인한 것으로 판단된다. 또한, 압력이 높은 저비점의 냉매 조성비가 증가함으로 써 응축 압력이 증가하였으며 이로 인해 팽창밸브 전단의 온도는 -62.7℃에서 -52.6℃로 증가하는 결과를 보였다. 증발기 입구 압력은 저비점 냉매 조성비 증가 시 0.17 MPa에서 0.22 MPa로 상승하는 결과가 나타났다.

브라인의 공급 온도가 -80℃를 유지할 때 외부 히터를 통해 증발기의 냉각 능력 테스트를 실시하였으며, 냉각 능력 실험 결과는 특허와 관련되어 본 논문에서 구체적인 데이터를 밝히지 않는다.

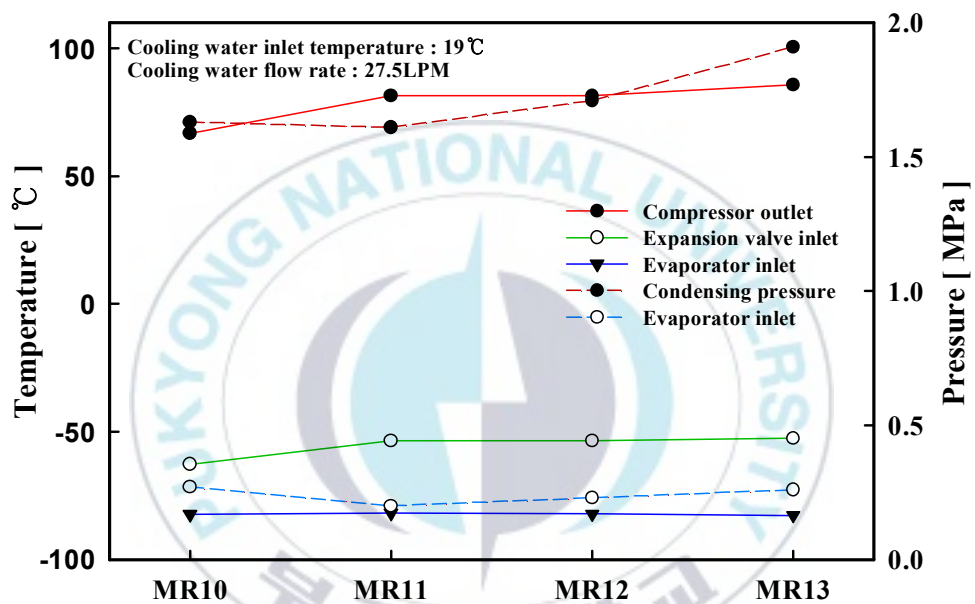


Figure 19 Experimental results with respect to concentration of R-14

3.3.2 비가연성 혼합냉매 적용 실험결과

(1) R-134a 냉매 적용 실험 결과

3.3.1절에서는 고비점 냉매로서 가연성을 지닌 탄화수소계 냉매 R-600a를 사용하였으며, 이는 냉매 누설 시 폭발 및 화재의 위험 부담을 가진다. 이에 비가연성 냉매인 R-134a를 고비점 냉매로 대체하여 실험을 진행하였으며, 가연성 혼합냉매 실험 결과를 바탕으로 최적 조성비를 새로 도출하였다. 고비점 냉매의 조성비는 50.0~60.0% mol의 범위에서 최적 조성비를 도출하였으며, 중비점 냉매의 조성비는 20.0~30.0% mol 범위 내의 조성비를 가진다. 저비점 냉매의 조성비로는 10.0~20.0% mol 범위에서 최적 조성비를 도출하였다. 도출된 조성비로 혼합된 MR14 작동 유체의 실험 결과, 기동 초기에 압축기 토출 압력은 급격한 상승을 보였으며 증발온도를 강하시키기 위해 팽창밸브 개도를 제어하였을 때 압축기 토출 온도는 꾸준히 상승하는 경향을 보였다. 압축기 토출 온도가 100℃를 초과하여 -60.9℃의 증발온도에서 더 이상 온도 강하는 불가능하였다. 고비점 냉매의 조성비는 압축기 토출 측의 온도를 낮춰주는 효과가 있지만 R-600a 실험과 달리 R-134a 적용 시 -60.9℃의 증발온도에서 압축기 토출 온도가 과열되는 결과가 나타났기에 고비점 냉매의 조성비를 증가시켜 실험을 진행하였다. 고비점 냉매인 R-134a의 조성비는 58.0% mol에서 70.0% mol 범위 내에서 증가시켰으며, 실험 결과는 Fig. 20과 같다. Fig. 20은 R-134a 냉매의 조성비 변화에 따른 압축기 토출 온도와 흡입 온도, 팽창밸브 전단 온도, 증발기 입구 온도 그리고 압축기 흡입

측 압력을 나타낸다.

R-134a 냉매의 조성비를 증가시킨 결과 압축기 흡입 온도는 11.8°C 에서 -32.2°C 까지 감소하는 경향이 나타났으며, 압축기 토출 온도는 더 낮은 증발기 입구 온도인 -75.2°C 에서 100.6°C 를 보였다. 하지만 R-134a의 조성비가 68.0% mol 가량에서 증발기 입구 온도가 오히려 상승하는 결과가 나타났다. 이는 압축기 흡입 측 온도가 -32.2°C 에서 액압축이 발생하였으며, 3.3.1절에서 고비점 냉매의 조성비 변화 실험 결과와 마찬가지로 고비점 냉매 조성비 증가 시 이슬점의 상승으로 액압축이 발생한 것과 동일하게 나타났다. 고비점 냉매의 조성비가 높을수록 압축기 흡입 측 온도 강하가 발생하고, 이는 압축기 토출 온도의 강하 효과를 얻을 수 있다. 하지만, 고비점 냉매의 조성비가 증가할수록 액압축의 우려가 발생하며 이를 해결하기 위해 더 높은 표준비점의 냉매를 추가하여 고비점 냉매군의 조성비가 낮으면서 이슬점을 높이하고자 하였다.

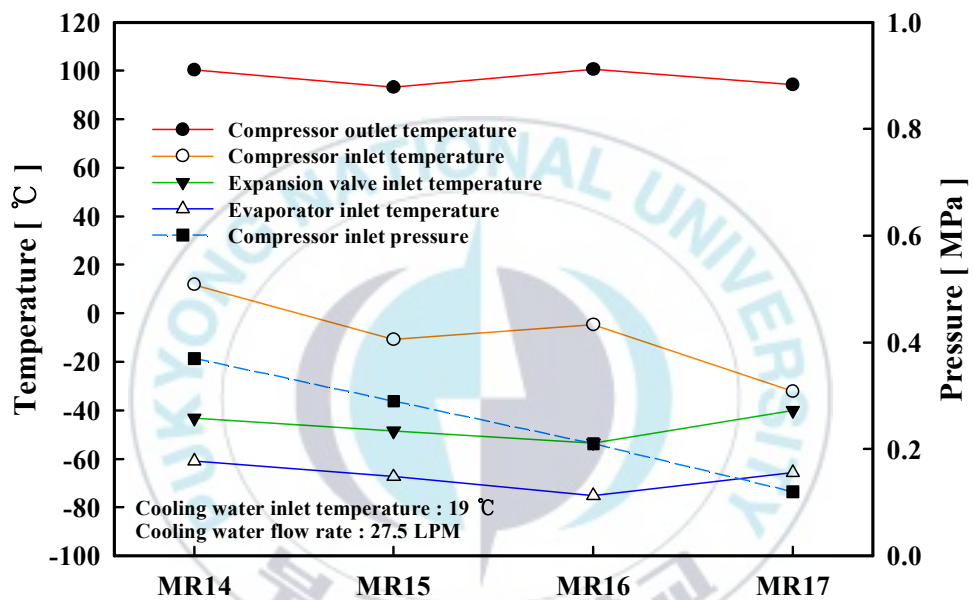


Figure 20 Experimental results with respect to concentration of R-134a

(2) R-245fa 냉매 적용 실험 결과

앞서 3.3.2절의 (1)항에서는 고비점 냉매로서 R-134a 냉매 1종을 사용하여 압축기 토출 온도의 저하를 실험을 통해 확인하였다. 하지만 고비점 냉매의 조성비가 증가할수록 압축기 흡입 측의 액상 냉매가 유입되는 것을 확인하였으며, 이에 고비점 냉매의 조성비가 65.0% mol 이하를 유지하면서 혼합냉매의 이슬점을 증가시키기 위해 표준비점이 15.0℃의 R-245fa 냉매를 추가하였다. R-245fa 냉매는 4종의 냉매 중 고비점 냉매에 해당하며, R-134a와 함께 2종의 냉매로 고비점 냉매의 역할을 수행하기 때문에 두 냉매의 초기 조성비를 도출하기 위한 실험을 진행하였다. 냉매 조성비는 MR17 혼합냉매의 조성비에서 R-245fa 냉매의 몰비율을 10%로 두었으며, 이후 R-245fa의 조성비를 점차 상승시키며 성능 변화를 확인하였다. Fig. 21은 R-245fa 냉매 조성비 변화에 대한 압축기 토출 온도, 흡입 온도, 팽창밸브 전단 온도, 증발기 입구 온도 및 압력을 나타낸다.

R-245fa와 R-134a 냉매로 이루어진 고비점 냉매의 조성비가 전체 혼합냉매의 조성비에서 일정할 때, R-245fa 냉매의 조성비가 증가하게 되면 혼합냉매의 이슬점이 상승하여 다음과 같은 결과가 나타났다. R-245fa 냉매의 조성비가 증가 시 증발기 입구 온도는 -72.2℃에서 -67.8℃로 증가하는 경향을 보였으며, 압축기 흡입 측 온도는 -8.7℃에서 -13.5℃로 감소하였다. 압축기 흡입 측 온도의 감소로 인해 압축기 토출 측 온도는 102.4℃에서 90.4℃로 감소하는 결과를 보였다. 팽창밸브 전단의 온도의 경우 -55.4℃

에서 -46.7°C 로 상승하였으며, 증발기 입구 측 압력은 R-245fa의 조성비가 증가할수록 미미하지만 대체로 감소하는 경향을 보였다.

R-245fa 냉매를 포함한 고비점 냉매의 조성비 증가 실험은 압축기 토출 온도의 강하 효과를 확인할 수 있었으며, 목표 온도인 -80°C 까지 도달하지 못하였다. 이를 통해 R-245fa의 조성비를 증가시켜 혼합냉매의 이슬점을 높이는 방법과, 중비점 냉매의 냉각 능력을 상승시킬 대체 냉매를 적용하여 응축 압력을 낮춰 압축비를 감소시키는 방안에 대한 모색이 필요할 것으로 사료된다.



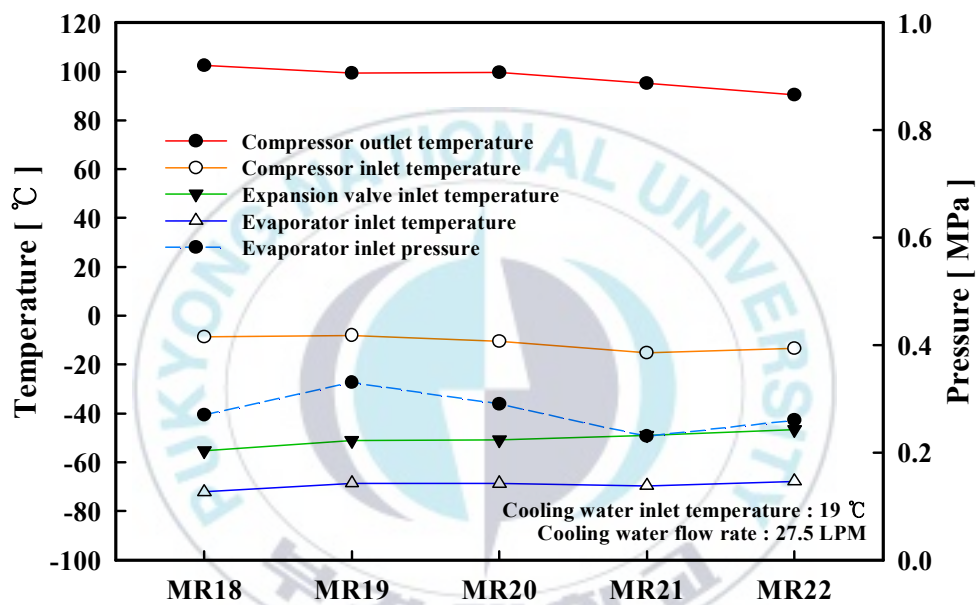


Figure 21 Experimental result with regard to concentration of R-245fa

제4장 결 론

본 연구에서는 가연성 탄화수소계 냉매를 포함하는 혼합냉매와 비가연성 냉매로 이루어진 혼합냉매를 조성하여 조성비에 따른 증-축 냉동기의 성능 변화에 대하여 실험을 진행하였다. 성능실험을 통해 얻은 연구 결과를 종합하면 다음과 같다.

1) 고비점 냉매의 조성비는 압축기의 흡입 측과 토출 측 온도에 영향을 미치며, 조성비가 증가할 경우 압축기 흡입 온도와 토출 온도의 강하를 확인할 수 있었다. 하지만, 65% 이상의 몰 비율로 조성하였을 경우 R-600a 냉매와 R-134a 냉매 적용 시 모두 액 압축이 발생하여 불안정한 운전상태를 보였다.

2) 중비점 냉매에 해당하는 R-23 냉매의 조성비가 15.0%에서 30.0%의 몰 비율 범위 내에서 증가할 경우 응축 압력이 감소하는 결과가 나타났으며, 응축 압력의 감소로 인해 팽창밸브 전단의 온도 또한 -62.7°C 까지 강하하였다. 이를 통해 중비점 냉매의 조성비 증가 시 중간 열교환기에서 고압 측 냉매의 냉각이 원활히 이루어지는 것을 확인하였다.

3) 저비점 냉매인 R-14 냉매의 조성비 증가 시 압축기 흡입 측과 토출 측의 온도가 상승하는 결과를 보였으나, 증발기에서의 냉각 능력은 증가하는 결과가 나타났다. 저비점 냉매의 조성비가 증가할 경우 증발기의 냉각 능력 상승에 직접적인 영향을 미치며, 압축기 흡입 측과 토출 측의 온도를 상승시켜 운전상태를 악화시키는 결과를 확인하였다.

4) 고비점 냉매를 비가연성 냉매인 R-134a 냉매로 적용하였을 때 조성비 증가에 따른 압축기 토출 온도의 강하를 확인할 수 있었다. 하지만 R-600a와 동일한 몰 비율에서 비교하였을 때, 증발기 입구 측 저온은 R-600a에서 더 낮은 온도를 보임으로써 R-134a 냉매 적용 시 더 높은 조성비가 요구된다.

5) R-245fa 냉매를 고비점 냉매로 추가하여 10% mol에서 조성비를 점차 증가시켰을 경우, 혼합냉매의 이슬점은 53.5℃에서 71.7℃로 상승하였다. 이로 인한 압축기 흡입 측 온도는 -8.7℃에서 -13.5℃로 감소하였으며, 토출 온도 또한 102.4℃에서 90.4℃로 감소하는 결과를 확인하였다. 압축기 토출 온도의 강하를 위해서 비점이 높은 냉매의 적용에 대한 추가적인 모색이 필요할 것으로 사료된다.

참고문헌

- [1] K. S. Lee, K. T. Jang and S. Jeong (1999), Design of the cryogenic Joule-Thomson cooling system with mixed refrigerant, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering (Winter conference proceeding), pp. 265-270.
- [2] K. Lee, K. T. Jang and S. Jeong (2000), A Study of the Determination of Mixed Refrigerant for the Joule-Thomson Cryocooler, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 10, pp. 901-907.
- [3] G. Hwang, S. Baek and S. Jeong (2011), Mixed refrigerant cooling system using non-flammable refrigerants, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering (Summer conference proceeding), pp. 1081-1084.
- [4] S. Jeong (2012), Cryogenic refrigeration technology, 도약연구사업 최종보고서
- [5] C. Lee (2017), Development of a high efficiency non-flammable mixed refrigerant Joule-Thomson refrigerator for 100 K cooling temperature, Thesis for the degree of Philosophy of science in mechanical engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology.
- [6] J. Lee (2014), Development of a high efficiency Joule-Thomson refrigerator below 77 K, Thesis for the degree of Philosophy of science in mechanical engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology.
- [7] O. Podtcherniaev, M. Boiarski and A. Lunin (2002), Comparative Performance of Two-Stage Cascade and Mixed Refrigerant Systems in a Temperature Range from -100°C to -70°C ,

International Refrigeration and Air Conditioning Conference, pp. 618.

- [8] O. Podtcherniaev, M. Boiarski and K. Flynn (2002), Performance of throttle-cycle coolers operating with mixed refrigerants designed for industrial applications in a temperature range 100 to 190 K, AIP conference Proceedings, Vol. 613, pp. 863-872.
- [9] N. S. Walimbe, K. G. Narayankhedkar and M. D. Atrey (2010), Experimental investigation on mixed refrigerant Joule-Thomson cryocooler with flammable and non-flammable refrigerant mixtures, Cryogenics, Vol. 50, No. 10, pp. 653-659.
- [10] REFPROP NIST Reference Properties



감사의 글

본 논문의 완성과 더불어 석사과정동안 많은 것을 가르쳐주시고 많은 신뢰와 배움의 기회를 주신 존경하는 윤정인 교수님께 진심으로 감사드립니다.

많은 격려를 보내주시고 언제나 응원해주신 최광환 교수님과 연구수행에 있어 그리고 학업에 있어 유익한 조언을 아낌없이 주신 손창효 교수님께도 감사의 글을 올립니다. 바쁘신 와중에도 지도와 조언을 해주신 정석권 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 김은필 교수님께도 감사드립니다.

저의 석사과정뿐만 아니라 인생에 있어서도 많은 격려와 조언을 주신 문춘근 박사님, 그리고 석사로서 저의 기초를 다져주고 많은 동기부여가 되어준 설성훈 형님과 언제나 도움이 되어 주신 허정호 형님께 감사드립니다.

그리고 선배로서의 조언과 연구수행에 있어서 많은 도움을 주셨던 선박해양플랜트 연구소의 이호생 박사님께도 감사드리며, 김현주 박사님, 문정현 연구원, 임승택 연구원께도 본 논문을 빌려 감사의 말을 전합니다.

엔시스의 대선배이자 또 연구과제의 실험을 도와주시고 많은 격려와 조언을 주셨던 설원실 박사님, 동명대학교 김재돌 교수님, 최인수 교수님께도 감사드리며, 차동안 박사님, 이근태 선배님 그간의 많은 도움에 감사를 드립니다.

제가 에너지시스템실험실로 들어오는데 가장 기여한 친구 한형

민과, 함께 졸업하진 못했지만 오랜 시간을 보낸 승주, 실험실 생활을 함께 했던 인호형, 준봉이형, 병화, 그리고 새로 들어와서 많이 알려주지 못했지만 앞으로 실험실을 이끌어 나갈 지훈, 두영, 선근, 지후, 준영에게도 감사의 말을 전합니다.

그리고 벽 하나 사이에 두고 오랜 시간 함께해 온 냉동시스템실험실의 대호와 준혁이 형, 용기, 용택, 상우 그리고 언제나 많은 도움을 주신 전민주 박사님, 최휘웅 박사님께도 감사드립니다.

대학원 생활에 많은 도움을 주신 학과사무실의 김대한 선생님과 장지영 선생님께도 감사의 말씀을 드립니다.

마지막으로 저를 위해 헌신하시고 지지해주시는 부모님께 진심으로 감사드리며, 저에게 많은 것을 양보해준 누나를 비롯한 도움을 주신 많은 분들께 이 글을 바칩니다.

대학원에서의 진학을 통해 전공에 대한 넓은 식견과 전공지식뿐만 아니라 그 이상의 더 많은 것을 배운 것 같습니다. 배운 것이 헛되지 않도록 언제나 최선을 다하며 초심을 잃지 않고 더 큰 곳으로 나아가겠습니다.

무사히 학위를 마칠 수 있게 도움을 주신 많은 분들께 다시 한번 감사의 말씀을 드리며, 앞으로 좋은 일이 가득하시길 바랍니다.