



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

비가연성 혼합냉매의 조성비 변화에 따른
줄-튐슨 냉동기의 성능 특성



냉동공조공학과

박 성 수

공 학 석 사 학 위 논 문

비가연성 혼합냉매의 조성비 변화에 따른 줄-톰슨 냉동기의 성능 특성

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2022년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

박 성 수

박성수의 공학석사 학위논문을 인준함

2022년 2월 25일



주 심 공 학 박 사

김 은 필 ㉠

위 원 공 학 박 사

손 창 효 ㉠

위 원 공 학 박 사

윤 정 인 ㉠

목 차

Abstract	iii
List of figures, tables and symbols	vi
Nomenclature	ix

제1장 서 론

1.1 연구 배경	1
1.2 종래 연구	4
1.3 연구 목적	9

제2장 연구 이론

2.1 비공비 혼합냉매	10
2.2 혼합냉매를 이용한 줄-툼슨 사이클	13
2.3 혼합냉매 조성비의 선정	18

제3장 혼합냉매를 이용한 줄-툼슨 냉동기 성능 실험

3.1 실험 장치 및 실험 조건	22
3.1.1 실험 장치 및 구성기기	22
3.1.2 실험 조건 및 실험 방법	28
3.2 실험 결과 및 고찰	31
3.2.1 냉매 비점별 조성비 변화 실험	31

3.2.2 고비점 냉매의 조성비 변화 실험	35
3.2.3 중, 저비점 냉매의 조성비 변화 실험	41
제4장 결 론	46
참 고 문 헌	49



Performance characteristics of the Joule–Thomson refrigerator according to the change in the composition ratio of the non-combustible mixed refrigerants

Sung–Soo Park

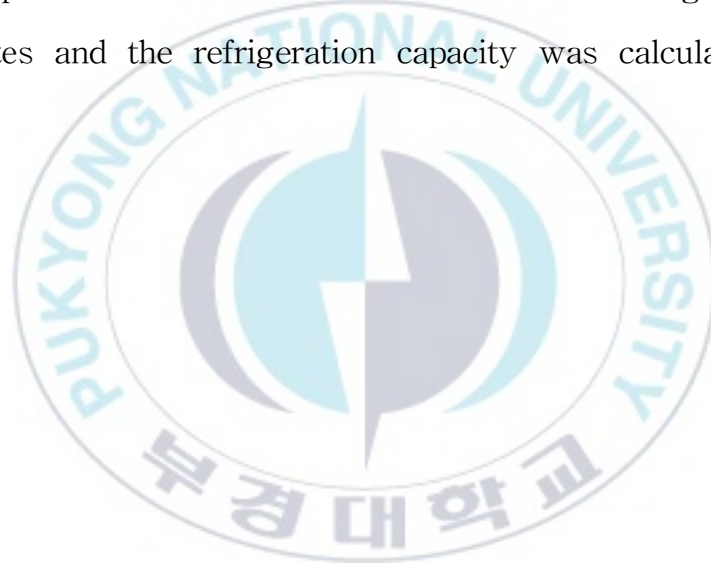
Department of refrigeration & Air-Conditioning
Engineering,
Graduate School, Pukyong National University

Abstract

Recently, demand for low temperatures below -60°C is increasing in many places such as food, industry, and medicine. In this study, in order to supply such a low temperature of -60°C or lower, a study was conducted on the subject of a Joule–Thomson refrigerator using mixed refrigerant. Since the performance of the Joule–Thomson refrigerator using the mixed refrigerant depends on the composition ratio of the mixed refrigerant used, it is essential to select an optimal mixed refrigerant composition ratio for high efficiency. There were many studies conducted to this end, but it was difficult to confirm whether it was realized or not due to theoretical

optimization, and some experimental studies conducted only parameter analysis due to changes in composition ratio, so it was not possible to determine whether the composition ratio was optimized. Therefore, to solve the limitations identified above, in this study, the following research goals were selected. First, identifies the specific effect of a single refrigerant constituting a mixed refrigerant on the refrigerator. Second, presents an optimal mixed refrigerant composition ratio by evaporator inlet temperature. Third, based on the experimental results, present a method for selecting a mixed refrigerant composition ratio. To this end, a number of experiments were conducted using a mixed refrigerant consisting of R134a, R23, and R14, and the results obtained are as follows. First, the refrigerant that had the greatest influence on the performance of the refrigerator was R134a. The higher the ratio of R134a, the faster the cooling time and greater refrigeration capacity could be obtained. However, there was a risk of liquid compression when the proportion was excessive. And among R23 and R14, the refrigerant that had a greater influence on the performance of the refrigerator was R23. When the ratio of R23 was larger than that of R14, faster cooling time and greater refrigeration capacity could be secured. However, there was a risk of liquid compression when the proportion was excessive. Through such

a number of composition ratio change experiments, the appropriate ratio of single refrigerants that can be stably operated could be identified, and the optimal composition ratio for each evaporator inlet temperature could be presented. The optimal composition ratio based on the evaporator inlet temperature of -70°C was CMR 9. The cooling time took 18 minutes and the refrigeration capacity was calculated to be 580W. The optimal composition ratio based on the evaporator inlet temperature at -80°C was CMR 6. The cooling time took 38 minutes and the refrigeration capacity was calculated to be 300W.



LIST OF FIGURES, TABLES AND SYMBOLS

FIGURES

- Fig. 1.1 Two-stage cascade refrigerator
- Fig. 1.2 MR(Mixed Refrigerant) Joule-Thomson refrigerator
- Fig. 2.1 P-h diagram of R407C
- Fig. 2.2 Schematic diagram of Joule-Thomson cycle
- Fig. 2.3 P-h diagram of MR Joule-Thomson cycle
- Fig. 2.4 T-s diagram of MR Joule-Thomson cycle
- Fig. 3.1.1 Schematic diagram of experimental apparatus
- Fig. 3.1.2 Experimental apparatus
- Fig. 3.1.3 MR Joule-Thomson cycle with experimental condition
- Fig. 3.2.1 Comparison of cooling time according to changes
- Fig. 3.2.2 P-h diagram according to changes in operating pressure
- Fig. 3.2.3 Comparison of final evaporation temperature (CMR 1 - CMR 3)
- Fig. 3.2.4 Comparison of cooling time (CMR 1 - CMR 3)
- Fig. 3.2.5 Comparison of final evaporation temperature

according to change in the composition ratio of R134a

- Fig. 3.2.6 Comparison of compressor suction temperature CMR 6(left) and CMR 7(right)
- Fig. 3.2.7 Comparison of cooling time according to change in the composition ratio of R134a at -70°C
- Fig. 3.2.8 Comparison of refrigeration capacity according to change in the composition ratio of R134a at -70°C
- Fig. 3.2.9 Specific heat of refrigerants at 2.5bar
- Fig. 3.2.10 Comparison of cooling time according to change in the composition ratio of R134a at -80°C
- Fig. 3.2.11 Comparison of refrigeration capacity according to change in the composition ratio of R134a at -80°C
- Fig. 3.2.12 Comparison of final evaporation temperature according to change in the composition ratio of R23 and R14
- Fig. 3.2.13 Comparison of compressor suction temperature CMR 6(left) and CMR 9(right)
- Fig. 3.2.14 Comparison of cooling time according to change in the composition ratio of R23 and R14
- Fig. 3.2.15 Comparison of refrigeration capacity according

to change in the composition ratio of R23 and R14

Fig. 3.2.16 Comparison of cooling time according to changes in operating pressure at CMR 9

Fig. 4.1 Experimental result of CMR 9

Fig. 4.2 Experimental result of CMR 6

TABLES

Table 3.1.1	Specifications of instruments
Table 3.1.2	Experimental condition
Table 3.1.3	Composition ratio of mixed refrigerant
Table 3.2.1	List of CMR 1-3
Table 3.2.2	List of CMR 4-7
Table 3.2.3	List of CMR 6-9

NOMENCLATURE

SYMBOLS

q_e	Refrigeration Effect	[kJ/kg]
h	Enthalpy	[kJ/kg]
CMR	Composition ratio of Mixed Refrigerant	[-]



제1장 서론

1.1 연구 배경

최근 국내에서는 산업, 식품, 의약 등 많은 분야에서 -60°C 이하 저온의 수요가 늘고 있다. 산업 분야에서는 반도체 공정을 대표적인 예로 들 수 있다. 반도체 공정 중 식각 공정(Etching process)에서는 웨이퍼의 불필요한 부분을 제거하기 위해 화학 처리를 하는데, 이때 다량의 열이 발생한다. 이러한 열을 적절히 처리하지 못할 시 반도체 불량품 발생률이 급격히 늘어나므로 이를 방지하기 위해 -60°C 이하의 브라인 공급이 필요하다. [1] 식품 분야에서는 밀키트 시장의 성장으로 식품의 품질 보존이 매우 중요해졌으며, 이를 위해 -60°C 이하의 온도가 필요한 급속 냉동의 수요가 늘어나게 되었다. 식품은 급속 냉동 시 세포 손상이 가장 많이 일어나는 온도 대인 최대 빙결점 생성대를 빨리 통과할 수 있으며, 이를 통해 동결 시 식품의 세포 손상을 최소화하고 해동 시 드립량이 줄어들어 품질의 보존이 가능하다. [2] 의약 분야에서는 백신 및 의약품 보관 시 -60°C 이하의 온도가 필요하며, 특히 COVID-19 백신 중 화이자 백신은 변질 혹은 품질 손상의 방지를 위해 보관 시 -60°C 이하의 고내 온도 유지가 필수적이다. [3]

이러한 -60°C 이하의 저온 공급을 위해 기존에 사용되던 대표적인 냉동기에는 이원 케이스케이드 냉동기가 있다. 그러나 이원 케이스케이드 냉동기는 Fig. 1.1에서 보이는 것처럼 두 개의 사이클로 구

성되므로 시스템이 복잡하고 유지보수 및 소형화에 불리하다는 단점이 존재한다. 이를 해결할 방안으로 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동기가 주목받고 있다.

혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동기는 Fig. 1.2에서 보이는 것처럼 단단 사이클만으로 -60°C 이하의 저온을 얻을 수 있는 냉동기로 이원 캐스케이드 냉동기에 비해 장치 구성이 간단해 소형화가 가능하고 소음이 적다는 장점이 있다. [4] 그리고 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동기의 성능은 사용되는 혼합냉매의 조성비에 따라 결정되기 때문에 고효율화를 위해 최적화된 혼합냉매의 조성비를 찾는 것이 필수적이다.

이를 위해 최적의 혼합냉매 조성비 선정에 관한 다수의 연구가 진행되었으나 실증 실험을 통해 검증한 사례를 찾아보기 힘들었고 그나마 진행된 실증 연구의 경우 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매들에 대한 분석이 미흡해 조성비의 최적화 여부를 판단할 수 없다는 한계를 갖고 있었다. 이에 본 연구에서는 실증 실험을 통해 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매가 냉동기에 미치는 영향을 분석하고 이를 통해 최적의 혼합냉매 조성비를 제시하는 것을 연구의 목표로 삼았다. 다음절부터는 종래연구의 한계점을 살펴보고 이를 보완하기 위한 본 연구의 구체적인 연구목표에 대해 언급하고자 한다.

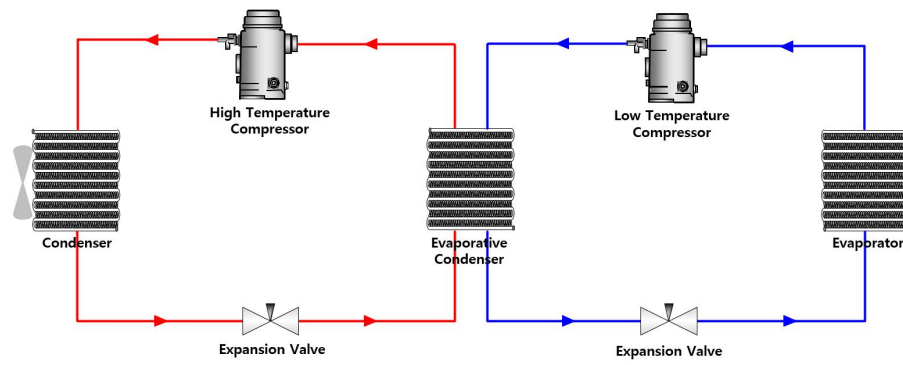


Fig. 1.1 Two-stage cascade refrigerator

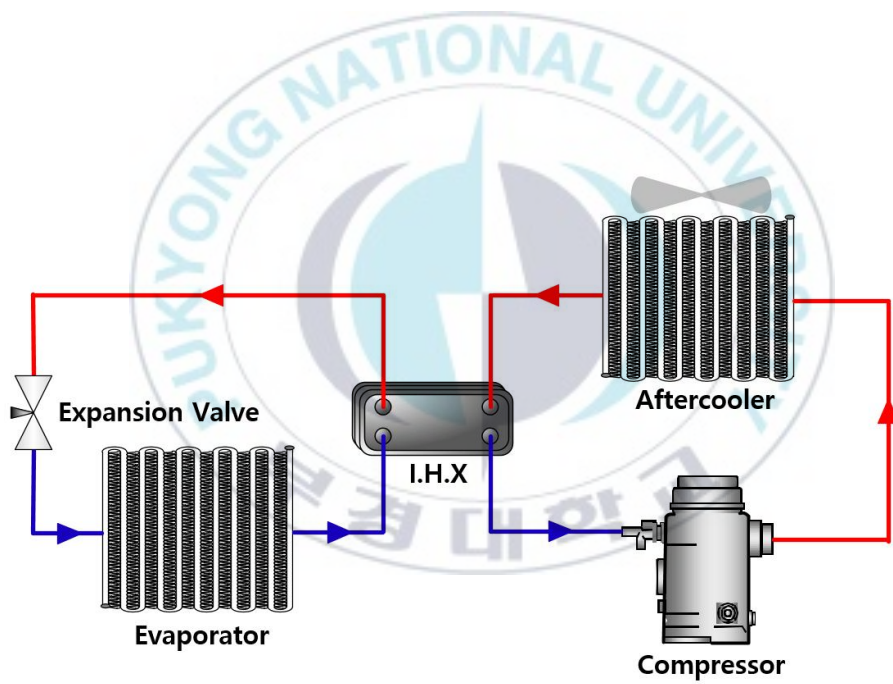


Fig. 1.2 MR (Mixed Refrigerant) Joule-Thomson refrigerator

1.2 종래 연구

지금부터 혼합냉매를 이용한 줄-톰슨 냉동기에 사용되는 혼합냉매 조성비와 관련된 연구들에 대해 살펴보도록 한다.

Zbigniew Rogala [5]는 Refprop와 python을 이용해 이론적으로 줄-톰슨 냉동기에 사용되는 혼합냉매의 최적 조성비를 제시하였다. Nitrogen, Methane, Ethane, Propane으로 구성되는 혼합냉매를 이용하였으며, 냉동기 각 부분의 운전 조건을 부여하고 주어진 조건에서 가장 큰 성능을 갖는 조성비를 찾기 위한 알고리즘을 제안하였다. 이를 통해 선정된 조성비에서 성능계수와 냉동효과를 비교한 결과, 최종 선정된 혼합냉매 조성비에서 최초 대비 약 1.8배의 성능 계수, 약 2.8배의 단위 체적 당 냉동효과를 확보할 수 있었다.

Lee et al. [6]은 줄-톰슨 냉동기에 사용될 극저온용 혼합냉매 선정을 위한 이론적 연구를 진행하였다. N_2 , CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , $i-C_4H_{10}$ 로 구성되는 5성분 혼합냉매가 극저온에서 안정적으로 운전 가능한 조성비를 찾기 위해 NIST 혼합가스 자료를 이용하였다. 연구를 통해 고비점 냉매의 비율이 높아질 시 압축기 토출 온도를 감소시킬 수 있음을 발견했으나 동시에 압축기 흡입온도 또한 감소하며 시스템이 불안정해지는 것을 확인했다. 문제 해결을 위해 고비점 냉매의 비율을 변화시켜가며 각 조성비의 온도-엔탈피 그래프를 비교하였다. 이를 통해 70K 부근의 극저온 영역에서도 압축기 흡입온도와 토출 온도가 안정적인 범위 내에서 운전 가능한 조성비를 찾는 데 성공하였다.

M. Boiarsk et al. [7]은 혼합냉매를 이용한 줄-톰슨 냉동기의 실

제 실험 데이터를 바탕으로 냉동기 최적 설계 프로그램을 제안했다. 중간열교환기에서 시뮬레이션과 실험값의 오차율을 10%까지 줄였으며 이를 바탕으로 줄-톰슨 냉동기에 사용되는 중간열교환기 최적 사양을 제시하였다. 그러나 장치의 사양이 달라지면 본 프로그램을 사용할 수 없다는 단점이 존재한다.

Dobak [8]은 소형 줄-톰슨 냉동기에 사용되는 혼합냉매의 이론적 최적화 방안에 대해 제시하였다. 혼합냉매 구성에 사용되는 냉매의 어는 점은 목표 증발기 입구 온도보다 더 낮아야 한다고 언급하였다. 또한 혼합냉매 구성 시 목표 증발기 입구 온도까지 원활한 온도 강하를 위해 지속적으로 줄-톰슨 계수가 양의 값을 갖는 냉매를 반드시 포함해야만 한다고 언급하였다. 최종적으로 위와 같은 기준들로 선정된 단일 냉매들로 구성되는 혼합냉매의 최적 조성비는 중간열교환기에서 최대 열교환량과 중간열교환기 고단, 저단 스트림의 최소 엔탈피 차의 비가 가장 큰 값을 가질 때 얻을 수 있다고 언급했다.

J Deltor et al. [9]은 혼합냉매 조성비의 최적화를 위해 Matlab과 Refprop을 이용한 최적화 알고리즘을 제시하였다. 최적화 알고리즘을 통해 중간열교환기의 미니멈 어프로치에서의 엔탈피 차를 최대화하고자 하였으며, 이러한 방법을 통해 탄화수소계 혼합냉매와 비탄화수소계 혼합냉매를 선정해 작동 압력에 따른 냉동효과를 비교하였다. 결과는 탄화수소계 혼합냉매가 비탄화수소계 혼합냉매에 비해 높은 냉동효과를 보였다. 이는 탄화수소계 혼합냉매가 비탄화수소계 혼합냉매에 비해 더 넓은 온도 범위에서 이상 상태로 존재

하기 때문에 발생한 현상이라고 언급했다.

Dorosz et al. [10]은 중간열교환기에서 발생하는 최소 엔탈피 차의 최대화에 중점을 두고 이론적 최적화를 진행하였다. Python으로 제작한 알고리즘을 이용해 최적화된 조성비를 선정하였으며, 실증 실험을 통해 선정된 조성비들의 이론값과 실제 실험값을 비교하였다. 비교 결과 이론값 대비 실제 냉동효과는 12.3%에 그쳤으며 이는 외부로의 열 손실, 압력 강하 등으로 인해 발생한 비가역성 때문이라고 언급했다.

T. Bai et al. [11]은 줄-튐슨 냉동기에 R170과 R290으로 구성되는 혼합냉매를 사용해 조성비 변화에 따라 -60°C 의 증발기 입구 온도에서 쿨링 타임, 압축기 토출 온도, 압축기 축동력을 비교하는 실험을 진행하였다. 그 결과 R170의 비율이 35%일 때 가장 빠른 쿨링 타임과 가장 적은 압축기 축동력을 소모하는 것을 확인할 수 있었으며, 40%의 비율부터는 압축기 토출 온도가 130°C 이상으로 높아지며 압축기 축동력 또한 상승하는 것을 확인하였다.

Kim et al. [12]은 R134a, R23, R14로 구성되는 3성분 혼합냉매를 사용해 -70°C 이하의 증발기 입구 온도에서 운전 가능한 줄-튐슨 냉동기를 개발하고자 하였다. 실험을 통해 R134a의 충전량이 390g 이하일 때는 -70°C 이하의 증발기 입구 온도에 도달할 수 없음을 확인하였다. 또한 R14의 냉매 충전량 증가 시 기존 -78.7°C 에서 -85.2°C 까지 증발기 입구 온도가 강하할 수 있음을 확인하였다. 단 R14의 충전량이 증가함에 따라 응축 압력 역시 상승함을 확인하였다.

Walimebe, N.S [13]은 He, N₂, Ne로 이루어지는 극저온 냉매군, 큰 냉동 능력을 얻기 위해 탄화수소로 이루어지는 냉매군, 극저온에서도 낮은 용해도를 갖는 수소화플루오린화탄소로 이루어지는 냉매 군을 선정해 비가연성 냉매로만 구성되는 혼합냉매, 가연성 냉매를 포함하는 혼합냉매의 실험 결과를 비교하였다. 실험 결과 가연성 혼합냉매를 포함한 혼합냉매는 99K의 증발기 입구 온도에 도달할 수 있었으며 이는 비가연성 냉매로만 구성되는 혼합냉매 대비 12K 더 낮은 온도였다. 또한 COP 역시 가연성 혼합냉매를 포함한 혼합냉매가 비가연성 냉매로만 구성되는 혼합냉매 대비 20% 더 큰 것을 확인할 수 있었다.

Lee et al. [14]은 R600a, R23, R14로 구성되는 3성분 혼합냉매를 사용해 조성비 변화에 따라 증발기 입구 도달 온도, 냉동능력, 응축 압력을 비교하였다. R600a 증가 시에는 압축기 흡입온도가 감소하는 모습을 보이며 과도한 비율 함량 시 액압축이 발생하였다. R23의 비율 증가 시에는 응축 압력이 감소하는 결과를 확인했다. R14의 비율 증가 시에는 냉동능력이 상승하는 모습을 확인했다.

위처럼 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동기에 사용되는 혼합냉매 조성비와 관련된 연구는 크게 이론적 연구와 실험적 연구로 나뉜다. 이론적 연구는 중간열교환기 끝단의 엔탈피 차가 냉동효과와 같다는 점을 고려해 중간열교환기 끝단의 엔탈피 차가 최대가 되는 조성비 선정을 목표로 진행된 경우가 다수였다. 그러나 이론적으로 선정된 조성비의 실현 여부를 검증한 사례를 찾아보기 힘들었고 검증을 진행한 일부 실험에서는 오차율이 80%에 이르는 모습

을 보이며 실현 여부 검증에 대한 한계를 갖고 있었다.

그리고 실험적 연구는 혼합냉매 조성비 변화에 따른 압축기 토출 온도, 증발기 입구 도달 온도, 작동 압력 등의 파라미터를 비교하고 냉동기의 성능 특성을 분석하는 연구가 주를 이루었다. 그러나 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매가 냉동기의 성능에 미치는 영향에 대한 분석이 미흡해 혼합냉매 조성비의 최적화 여부를 확인할 수 없다는 한계가 존재했다. 본 연구에서는 이러한 종래연구의 한계점을 보완하기 위한 연구 목적을 다음절에 제시하였다.



1.3 연구 목적

본 연구는 앞서 확인한 종래연구의 한계를 보완하기 위해 다음과 같은 연구 목적을 달성하고자 하였다.

첫째, 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매들이 냉동기의 성능에 미치는 구체적인 영향을 파악한다. 이를 위해 다수의 조성비 변화 실험을 진행했으며 각 조성비의 성능은 증발기 입구 도달 온도, 쿨링타임, 증발기 입구 온도별 냉동능력이라는 세 가지 지표를 기준으로 비교되었다. 결과는 3장에서 확인할 수 있다.

둘째, 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매들의 적정 비율을 파악하고 증발기 입구 온도 별 최적의 혼합냉매 조성비를 제시한다. 앞서 진행한 다수의 조성비 변화 실험을 통해 냉동기가 안정적으로 운전 가능한 적정 비율을 파악하고 이 범위 내에서 가장 큰 성능을 갖는 혼합냉매 조성비를 제시할 수 있었다. 결과는 4장에서 확인할 수 있다.

셋째, 사용처의 요구 조건을 고려한 최적의 혼합냉매 조성비 선정 방법을 제시한다. 이를 위해 먼저 목표 증발기 입구 온도를 선정하고 이에 도달할 수 있는 혼합냉매 구성 방법을 제시하였다. 이후 진행된 조성비 변화 실험 결과와 종합해 최대의 성능을 얻을 수 있는 혼합냉매 조성비 선정법을 제시하였다. 이는 2.3절에서 확인할 수 있다.

최종적으로 위와 같은 연구 목표 달성을 통해 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동기의 성능 특성 기초자료와 혼합냉매 조성비 선정 방법을 제공하고자 하였다.

제2장 연구 이론

2.1 비공비 혼합냉매

비공비 혼합냉매는 열물성치가 다른 2개 이상의 냉매가 혼합되어 각각 개별적인 성격을 띠며, 일정 압력 하 증발 및 응축 과정에서 혼합냉매의 액체 및 기체의 조성비가 변하고 온도구배(temperature gliding)가 나타나는 냉매를 말한다. [15] 비공비 혼합냉매는 동일한 압력에서 포화액, 포화증기 상태일 때 온도가 다르므로 포화온도라는 개념을 적용할 수 없다. 따라서 비공비 혼합냉매에서는 동일한 압력에서 최초 증발할 수 있는 지점의 온도를 boiling point, 최초 응축할 수 있는 지점의 온도를 dew point라고 명명하게 된다.

이러한 특징을 갖는 비공비 혼합냉매의 대표적인 예로는 R407C가 있다. R407C는 단일 냉매인 R32(표준비점: -51.7°C), R125(표준비점: -48.1°C), R134a(표준비점: -26.1°C)가 각각 23%, 25%, 52%의 질량비로 혼합된 비공비 혼합냉매이다. R407C의 P-h 선도는 Fig. 2.1과 같으며 이를 예시로 비공비 혼합냉매가 상변화 과정 동안 갖는 특징에 대해 보다 자세히 살펴보고자 한다. 상변화 과정은 최초 포화액 상태인 R407C가 증발하여 포화증기에 이르는 과정까지를 설명하며 구체적인 내용은 아래와 같다.

최초 포화액 상태(①)인 혼합냉매 R407C가 외부로부터 열량을 얻으면 이를 구성하는 단일 냉매 중 비점이 가장 낮은 R32가 최초로 증발하며 R407C의 건도가 상승하기 시작한다. 이와 동시에 다른

구성 성분인 R125, R134a는 액체 상태로 현열 교환을 통해 온도가 상승하게 된다. 현열 교환하는 단일 냉매들의 영향으로 R407C의 온도가 높아지며 R125의 비점(②)에 도달하게 되고 R125 역시 증발하며 혼합냉매의 건도가 더 높아진다. 이때 기존에 상변화 과정을 거쳤던 R32는 최종적으로 과열증기가 되어 현열 교환을 통해 R407C의 온도상승에 기여하기 시작한다. 이후 혼합냉매 R407C의 온도는 R134a의 비점(③)까지 도달하고 R134a 역시 증발하며 혼합냉매의 건도가 더 높아진다. 이때 기존에 상변화 과정을 거쳤던 R125는 최종적으로 과열증기가 되어 현열 교환을 통해 R32와 함께 R407C의 온도상승에 기여하기 시작한다. 최종적으로 R134a가 모두 기체 상태로 증발해 R407C가 포화증기(④)가 되는 것으로 상변화 과정이 마무리된다.

본 연구에서 사용하는 혼합냉매 역시 위에서 설명한 R407C와 같은 특성을 갖는 비공비 혼합냉매이다. 그러나 보편적으로 사용되고 있는 비공비 혼합냉매들과 달리 본 연구에서 사용하는 비공비 혼합냉매는 사용처의 요구 조건에 따라 새롭게 고안된 비공비 혼합냉매이기 때문에 열적 물성치 데이터가 없어 성능 예측이 불가능에 가깝다. 따라서 새롭게 고안된 비공비 혼합냉매의 성능 특성을 파악하기 위한 실증 실험이 필수적이다. 본 연구에서는 혼합냉매의 성능 특성 파악을 위해 다수의 조성비 변화 실험을 진행하였다. 그 결과 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매가 냉동기에 미치는 영향과 안정적으로 운전이 가능한 단일 냉매의 적정 비율을 파악할 수 있었다. 자세한 실험 과정과 결과는 3장에서 확인할 수 있다.

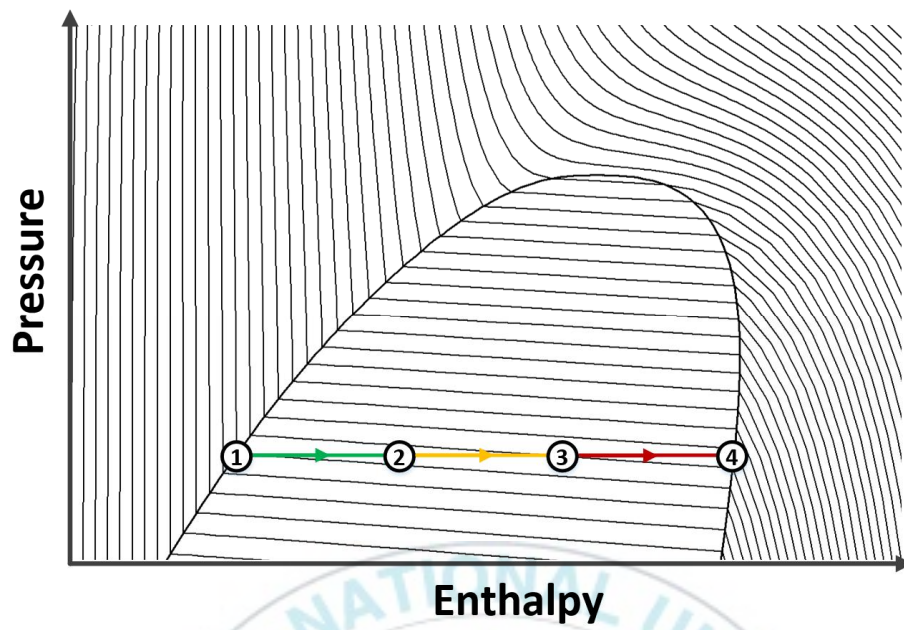


Fig. 2.1 P-h diagram of R407C

2.2 혼합냉매를 이용한 줄-톰슨 사이클

줄-톰슨 사이클은 최초 공기 액화를 위해 고안되었으며 이를 개발한 발명자들의 이름을 붙여 린데-햄슨 사이클이라고도 불린다. 줄-톰슨 사이클은 단단 냉동사이클에서 응축기 후단에 고, 저단 스트림의 열교환이 가능한 중간열교환기가 추가된 형태이며 그 모습은 Fig. 2.2와 같다.

줄-톰슨 사이클은 주변 환경으로 인한 열량의 출입이 없고 마찰 손실이 없는 이상적인 조건일 때, 아래와 같은 열평형식이 성립한다. 엔탈피의 하첨자는 Fig. 2.2에 표기된 각 부분의 상태점과 동일하며, 먼저 증발기에서의 냉동효과를 증발기 입, 출구 엔탈피 차이로 표현하면, 아래와 같다.

$$q_e = h_6 - h_5 \quad \dots\dots\dots (1)$$

이상적인 과정일 때, 중간열교환기에서 고단과 저단 스트림간 열교환량이 동일하므로 아래의 식 역시 성립한다.

$$h_4 - h_3 = h_6 - h_1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

그리고 이상적인 과정에서 팽창밸브 전, 후단 냉매의 엔탈피는 동일하므로 중간열교환기 고단측 스트림의 출구 엔탈피는 증발기 입구의 엔탈피와 동일하다.

$$h_4 = h_5 \dots\dots\dots (3)$$

(3)식을 (2)식에 대입해 정리해보면 아래와 같다.

$$h_5 - h_3 = h_6 - h_1 \dots\dots\dots (4)$$

$$h_6 - h_5 = h_1 - h_3 \dots\dots\dots (5)$$

이때, 식 (5)의 좌항은 식 (1)과 같으므로 최종적으로 아래와 같은 식을 얻는다.

$$q_e = h_6 - h_5 = h_1 - h_3 \dots\dots\dots (6)$$

즉 이상적인 과정에서 증발기에서 얻을 수 있는 냉동효과는 중간 열교환기 저단측 스트림 출구와 중간열교환기 고단측 스트림 입구의 엔탈피 차이와 같다는 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 2.2의 파란박스 내부를 하나의 검사 체적으로 설정 시에도 동일한 결과를 확인할 수 있다.

지금부터는 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 사이클을 구성하는 구성 기기들의 특징과 작동원리에 대해 살펴보기로 한다. 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 사이클에서는 응축기를 에프터쿨러라고 지칭하게 된

다. 이는 기존의 역카르노 사이클에서 기체 상태인 냉매를 포화액까지 응축시키는 역할을 하던 응축기가 본 사이클에서는 표준비점 기준 -70°C 이하의 저비점 냉매의 사용으로 인해 상온 수준으로 냉각시키는 역할에 그치기 때문이다. 대신 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 사이클에서는 팽창밸브를 통과하며 줄-튐슨 효과에 의해 냉각된 저단측 스트림이 중간열교환기에서 열교환을 통해 고단측 스트림을 지속적으로 응축시키며 더 낮은 증발기 입구 온도를 얻는 것을 가능케 한다. 최종적으로 외기로부터 열 침입을 고려했을 때, 압축기 출구부터 중간열교환기 고단측 출구까지의 엔탈피 차이와 증발기 입구부터 압축기 출구까지의 엔탈피 차가 같아질 때 정상 상태에 접어들며 증발기 입구의 온도 강하가 멈추게 된다.

Fig. 2.3과 Fig. 2.4는 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 사이클의 P-h 선도, T-s 선도를 나타낸 모습이며 각 상태점은 Fig. 2.2와 동일한 지점을 가리킨다. 선도와 개략도를 통해 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 사이클의 작동원리에 대해 살펴보도록 한다.

먼저 상온의 온도를 갖는 저압의 기체 냉매는 압축기로 흡입되어 고온·고압의 상태로 압축되어 토출(①-②)된다. 이후 에프터쿨러를 통과하며 상온까지 냉각되고(②-③) 중간열교환기로 유입되어 반대측 스트림(⑥-①)과 열교환을 통해 냉각되며(③-④) 중간열교환기 입구 대비 저온·고압의 이상(Two-phase)상태 냉매가 된다. 중간열교환기를 통과한 저온·고압의 냉매는 팽창밸브를 통과하며(④-⑤) 줄-튐슨 효과에 의해 저온·저압의 이상(Two-phase)상태 냉매가 된다. 이후 증발기를 통과(⑤-⑥)하고 중간열교환기로 유입되어 반

대편 스트림(③-④)과 열교환을 통해 가열된다.(⑥-①) 최종적으로 상온까지 가열되며 저압의 과열증기 상태로 다시 압축기로 흡입되며 사이클을 완성한다.

위와 같은 특성을 갖는 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동기는 사용되는 혼합냉매의 조성비에 따라 성능이 결정된다. 이에 본 연구에서는 최적의 혼합냉매 조성비를 얻기 위한 다수의 실험을 진행하였고 이를 통해 증발기 입구 온도별 최대의 성능을 갖는 조성비를 찾을 수 있었다. 또한 진행한 실험 결과에 기반해 혼합냉매 선정법 또한 고안했으며 이에 대한 자세한 내용을 다음절에 명시하였다.



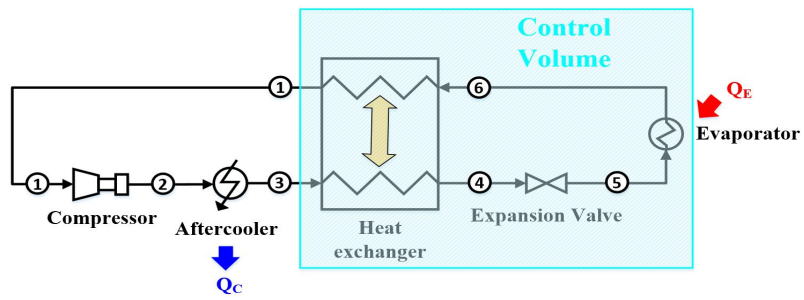


Fig. 2.2 Schematic diagram of Joule-Thomson cycle

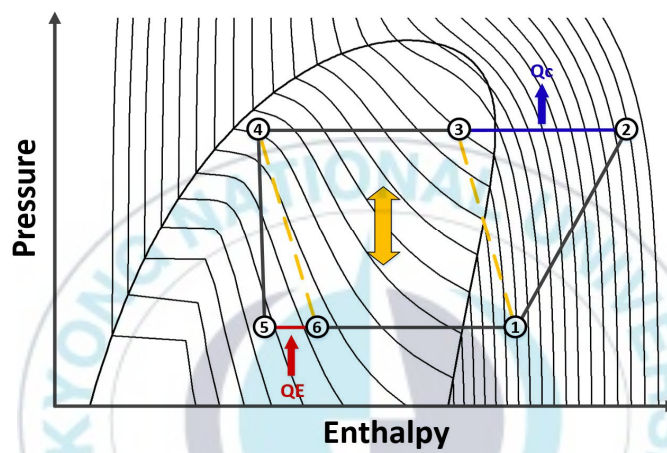


Fig. 2.3 P-h diagram of MR Joule-Thomson cycle

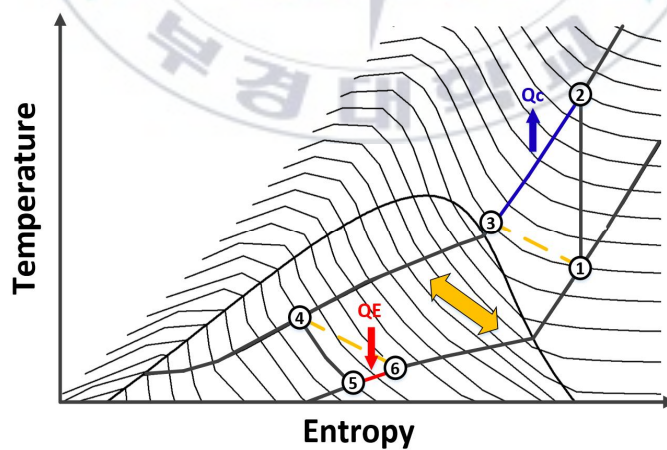


Fig. 2.4 T-s diagram of MR Joule-Thomson cycle

2.3 혼합냉매 조성비의 선정

1. 사용처에서 필요한 온도 조건을 파악하고 도달하고자 하는 목표 증발기 입구 온도를 선정한다.

본 연구에서는 반도체 공정, 식품 급속 냉동, 백신 보관 등에 필요한 -60°C 이하의 온도를 공급할 수 있는 혼합냉매 선정을 목표로 삼았다. 그리고 상변화 중에도 온도 변화가 있는 비공비 혼합냉매의 특성을 고려하여 피냉각물의 온도를 -60°C 이하로 만들기 위해 목표 증발기 입구 온도를 -70°C 이하로 선정하였다.

2. 상온부터 목표 증발기 입구 온도까지 온도 강하가 가능한 혼합냉매 구성을 위한 단일 냉매 후보군을 선정한다.

상온부터 목표 증발기 입구 온도까지의 온도 강하를 얻기 위해서는 작동 온도 범위 내에서 지속적으로 줄-톰슨 계수가 양의 값을 갖도록 혼합냉매가 구성되어야 한다. 줄-톰슨 계수는 작동 압력에 따라 달라질 수 있으며, 본 연구에서는 시스템 불안정 시 발생할 수 있는 공기 및 수분의 침입 방지를 위해 냉동기의 작동 저압을 2.5bar(A)로 선정하였다. 이때 냉매들의 줄-톰슨 계수를 확인하기 위해 Refprop 9.1[16]을 이용하였고 이를 통해 상온부터 목표 증발기 입구 온도까지 줄-톰슨 계수가 양의 값을 갖도록 조합이 가능한 단일 냉매 후보군을 선정하였다.

3. 혼합냉매를 구성할 단일 냉매 후보군 중 고비점, 중비점, 저비점 냉매를 선택해 혼합냉매를 구성한다.

단일 냉매 후보군 중 중간열교환기에서 잠열 교환을 통해 빠른

증발기 입구 온도 강하를 가능하게 하고 줄-튐슨 팽창 직전인 중간열교환기 고단측 출구의 엔탈피를 더 낮게 만들어줄 고비점 냉매(목표 증발기 입구 온도에서의 동결 가능성이 없을 것), 증발기에서 잠열 교환을 통해 큰 냉동능력의 확보가 가능한 중비점 냉매, 줄-튐슨 팽창계수가 목표 증발기 입구보다 더 낮은 온도에서도 양의 값을 가져 지속적으로 증발기 입구 온도 강하를 가능하게 해줄 저비점 냉매를 선정한다. 본 연구에서는 이러한 기준을 통해 R134a, R23, R14를 각각 고비점, 중비점, 저비점 냉매로 선정하여 혼합냉매를 구성하였다.

4. 고비점, 중비점, 저비점 냉매가 각각 가장 높은 비율을 갖도록 총 3개의 조성비를 선정해 실증 실험을 진행한다.

본 순서부터는 실증 실험을 통해 혼합냉매를 구성하는 서로 다른 비점의 냉매들이 냉동기의 성능에 미치는 영향에 대해 분석하며, 이는 1.3절에서 언급한 세 가지 조성비 성능 판단 지표를 근거로 판단한다. 이때 선정된 각 조성비에서 비율이 가장 높은 냉매를 제외한 냉매들의 비율은 동일하며, 최종적으로 본 실험을 통해 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 단일 냉매가 무엇인지 파악할 수 있다. 본 연구에서 진행한 실험의 결과는 3.2.1절에서 확인할 수 있다.

5. 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매의 비율을 점점 높이는 실험을 통해 적정 비율을 찾는다.

냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매의 비율을 4-6%씩

늘리고 동시에 나머지 두 냉매의 비율은 동일하게 감소시키며 어느 정도의 비율부터 냉동기의 성능에 악영향을 미치기 시작하는지 확인한다. 이 역시 1.3절에서 언급한 조성비의 성능 판단 지표를 이용해 판단하며 본 연구에서 진행한 실험의 결과는 3.2.2절에서 확인할 수 있다.

6. 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매의 적정 비율을 고정한 채로 나머지 냉매들의 구성 비율의 대소를 변경한 2개의 조성비를 선정해 실증 실험을 진행한다.

본 실험을 통해 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매를 제외한 두 냉매 중 어떤 냉매가 냉동기의 성능에 더 큰 영향을 미치는지 확인할 수 있으며, 이 역시 1.3절에서 언급한 조성비의 성능 판단 지표를 이용해 판단한다. 본 연구에서 진행한 실험의 결과는 3.2.3절에서 확인할 수 있다.

7. 두 번째로 냉동기의 성능에 큰 영향을 미치는 냉매의 비율을 점점 높이며 실증 실험을 통해 적정 비율을 찾는다.

두 번째로 냉동기의 성능에 큰 영향을 미치는 냉매의 비율을 4-6%씩 늘리는 동시에 가장 냉동기의 성능에 영향을 가장 덜 미치는 냉매의 비율을 동일하게 감소시키며 실증 실험을 진행해 어느 정도의 비율부터 냉동기의 성능에 악영향을 미치기 시작하는지 확인한다. 이 역시 1.3절에서 언급한 조성비의 성능 판단 지표를 이용해 판단하며 본 연구에서 진행한 실험의 결과는 3.2.3절에서 확인할 수 있다.

8. 최종 선정된 혼합 냉매의 조성비를 제시한다.

앞선 실증 실험을 통해 찾은 최적의 혼합냉매 조성비를 제시한다.
본 연구에서 제시한 결과는 4장에서 확인할 수 있다.

본 연구에서는 위와 같은 방법을 통해 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매를 선정하고 혼합냉매 조성비의 최적화를 진행하였다. 단, 위 방법은 실증 실험 시 경우의 수가 너무 많아질 것을 고려해 3성분 혼합냉매에 국한해 고안되었으며, 얻고자 하는 목표 증발기 입구 온도에 따라 수정될 수 있다.



제3장 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동기 성능 실험

3.1 실험 장치 및 실험 조건

지금부터는 혼합냉매를 이용한 줄-튐슨 냉동기의 성능 실험에 사용된 실험 장치 및 실험 조건에 대해 언급한다. 실험 장치에 대한 내용은 구성기기의 종류 및 사양 정보로 이루어진다. 실험 조건에 대한 내용은 냉동기 각 부분의 운전 조건, 초기 냉동기 운전 절차, 팽창탱크의 개도 조절과 같은 전반적인 실험 과정 설명으로 이루어진다.

3.1.1 실험 장치 및 구성기기

실험 장치의 개략도는 아래 Fig. 3.1.1과 같으며 실제 모습은 Fig. 3.1.2에서 확인할 수 있다. 실험 장치는 증발기, 중간열교환기, 에프터쿨러, 압축기, 팽창밸브와 같은 주요기기와 팽창탱크, 유분리기, 필터드라이어 등과 같은 부속기기로 구성된다. 구성기기들의 자세한 종류 및 사양은 Table 3.1.1에서 확인할 수 있다.

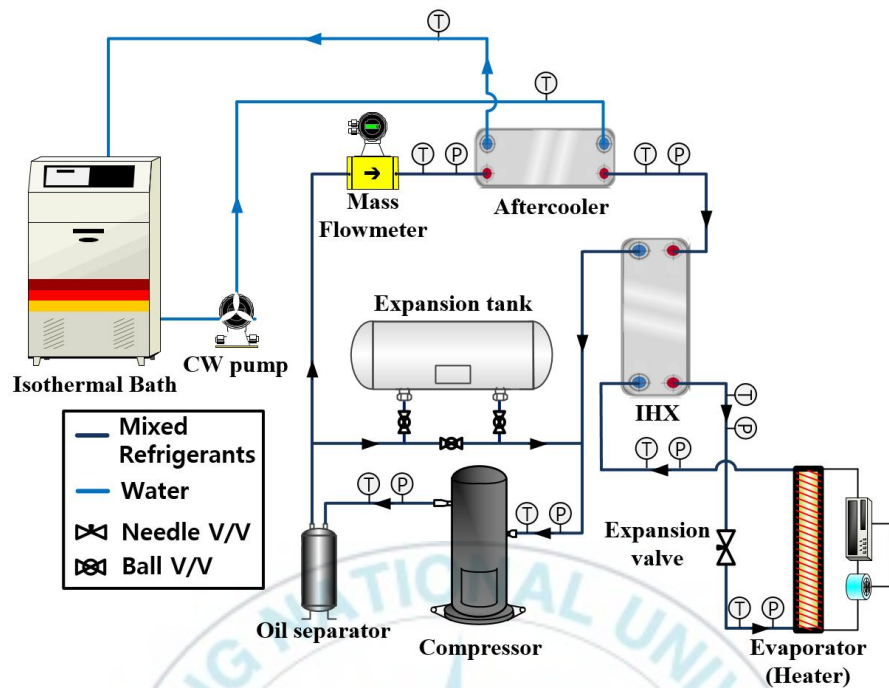


Fig. 3.1.1 Schematic diagram of experimental apparatus

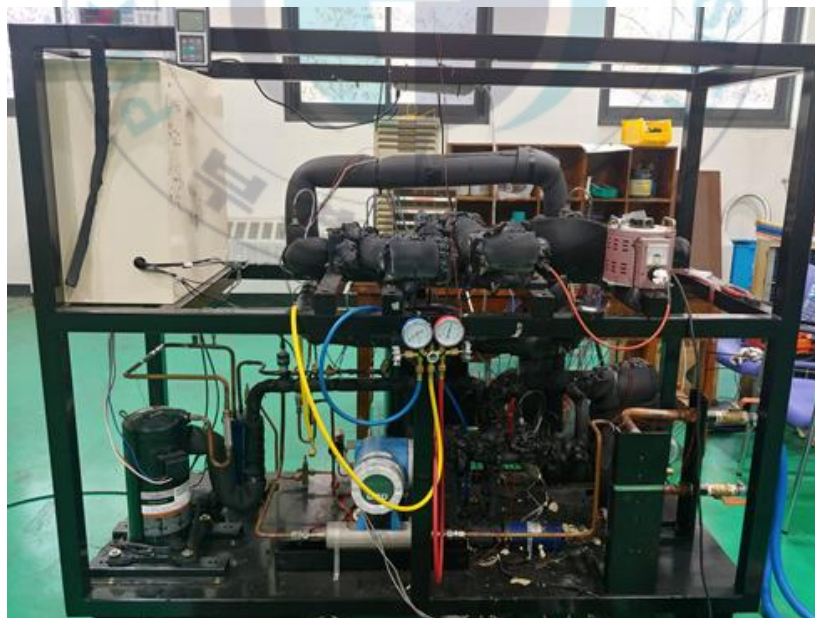


Fig. 3.1.2 Experimental apparatus

Table 3.1.1 Specifications of instruments

Compressor	
Model : ZB21KQE (Emerson) Type : Scroll Compressor Capacity : 3HP	
Aftercooler	
Type : Plate Heat Exchanger (Kaori) Heat transfer area : 1.224m² Coolant : Water	
IHX(Inter Mediate Heat Exchanger)	
Type : Plate Heat Exchanger (Kaori) Heat transfer area : 2.448m²	
Evaporator(Heater)	
Type : Non-asbestos heater Capacity : 600W	

Table 3.1.1 Specifications of instruments

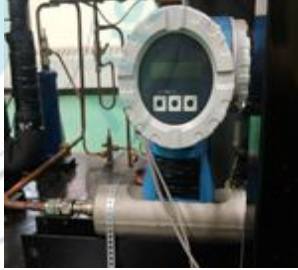
Oil separator	
Model : A-WZ 55824 (Emerson) Capacity : 2L	
Isothermal Bath	
Model : DA 2000 (DAEIL) Capacity : 1RT	
Flow Meter	
Model : Promass 80F (Endress+Hauser) Range : 0 - 2,200,000kg/h	
Expansion Tank	
Volume : 33L	

Table 3.1.1 Specifications of instruments

CW(Cooling Water) Pump	
Model : PW-K261M (WILO) Suction / Discharge Head : 8m / 24m Volumetric flow rate : 25L/min	
Slide AC	
Company : Daelimec Capacity : 1kVA Efficiency : 95%	
Thermocouple	
Type : T-Type Range : -200℃ - 350℃	
Pressure transmitter	
Model : PSCE0030KCPJ-CR (SENSYS) Range : 0kgf/cm² - 30kgf/cm² (Absolute)	

Table 3.1.1 Specifications of instruments

Power meter (Compressor)	
Model : YOKOGAWA - WT333E Phase : Single Phase or 3-Phase	
Power meter (Evaporator)	
Model : YOKOGAWA - WT100 Phase : Single Phase	
Data logger	
Model : YOKOGAWA - GM10 Channel : up to 420	

3.1.2 실험 조건 및 실험 방법

실험 조건은 Table 3.1.2와 같으며, 이를 알아보기 쉽도록 Fig 3.1.3에 표기하였다. 에프터쿨러 출구 온도는 공기로 냉각 시 상온까지 온도를 떨어뜨릴 수 있다는 가정하에 27℃로 선정하였다. 실제 실험에서는 에프터쿨러를 통과하는 혼합냉매 냉각을 위해 항온조로부터 공급되는 냉수를 이용하였다.

압축기 흡입 온도는 중간열교환기의 미니멈 어프로치를 고려해 25℃로 선정하였으나 실제 실험에서는 사용된 혼합냉매의 조성비마다 다소 차이가 발생했다. 압축기 토출 온도는 사용된 압축기의 안전장치 가동 조건인 130℃를 넘지 않도록 제한했으며, 실제 실험 결과 정상상태 도달 시 압축기 토출 온도는 120℃ 부근에서 유지되는 모습을 보였다. 작동 압력 중 압축기 흡입 압력은 공기 및 수분의 유입 방지와 목표 증발기 입구 온도에 도달하는 것을 고려해 2.5bar(A)로 선정했으며, 압축기 토출 압력은 3.2.1절의 실험 결과에 근거해 압축기 토출 온도의 한계인 130℃에 도달하지 않는 선에서 가장 높게 유지하였다.

실험은 2.3절의 실증 실험 과정에 기반해 진행되었으며 크게 1. 냉매 비점별 조성비 변화 실험 2. 고비점 냉매의 조성비 변화 실험 3. 중, 저비점 냉매의 조성비 변화 실험으로 구성된다. 실험에 사용된 혼합냉매 조성비는 Table 3.1.3에 나타난 것과 같으며 특허와 관련되어 있어 구체적인 수치를 밝히지 않았다.

Table 3.1.2 Experimental condition

Parameter	value	Unit
Aftercooler outlet temperature	27	°C
Compressor suction temperature	25	°C
Compressor discharge temperature	≤ 130	°C
Compressor suction pressure	2.5	bar(A)
Compressor discharge pressure	from 15 to maximum	bar(A)
Target evaporation temperature	≤ -70	°C

Table 3.1.3 Composition ratio of mixed refrigerant

CASE	Mole fraction of refrigerant [%]		
	R134a	R23	R14
CMR 1	Same	Same	High
CMR 2	High	Same	Same
CMR 3	Same	High	Same
CMR 4	40-50	Same	Same
CMR 5	40-50	Same	Same
CMR 6	50-60	Same	Same
CMR 7	50-60	Same	Same
CMR 8	Constant	Low	High
CMR 9	Constant	High	Low

* CMR : Composition ratio of mixed refrigerant

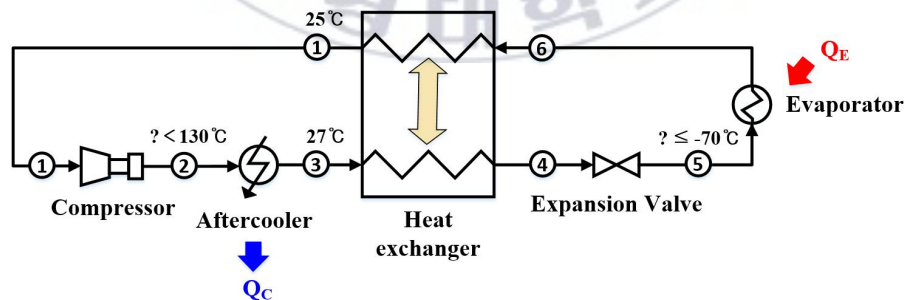


Fig. 3.1.3 MR Joule-Thomson cycle with experimental condition

실험 방법은 다음과 같다. 냉매 주입 시 먼저 진공펌프를 통해 냉동기 내부 진공 압력을 형성한다. 이후 선정된 조성비에 맞게 단일 냉매들의 양을 달리하여 주입하였다. 이때 냉매는 비점이 높은 냉매를 먼저 주입하였다. 이는 상온에서 고비점 냉매보다 압력이 더 높은 저비점 냉매를 먼저 넣을 시 냉동기 내부 압력이 높아져 고비점 냉매의 냉매 주입이 불가하기 때문이다.

이후 초기 기동 시 과도한 압축기 토출 압력 상승 방지를 위해 팽창탱크의 입, 출구 밸브를 모두 연 상태로 냉동기를 가동하였다. 가동 후 초기 1분은 냉동기 안정화를 위해 팽창밸브 및 팽창탱크의 밸브 개도 조절 없이 운전하였다. 이후 팽창탱크 입구 밸브를 닫아 압축기 토출 압력이 목표 조건까지 상승하도록 운전하고 압축기 토출 압력이 목표 조건에 도달하면 팽창탱크 출구 밸브 역시 닫는다. 그 후 팽창밸브 개도 조절을 통해 압축기 흡입 압력이 목표 조건에 도달할 수 있도록 하였다.

실험 초기에는 증발기 입구 온도가 빨리 떨어져 중간열교환기에서 고단축 스트림이 급격하게 냉각되므로 압축기 토출 압력 또한 급격하게 감소하게 된다. 이처럼 감소하는 압축기 토출 압력을 그대로 둘 경우 3.2.1절의 실험 결과에 근거했을 때, 쿨링 타임이 길어질 수 있기에 팽창탱크 출구 밸브를 열어 압축기 토출 압력이 목표 조건을 유지할 수 있도록 운전하였다.

위와 같은 운전과정을 거쳐 최종 증발기 입구 온도 변화가 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 내에서 3분 이상 지속될 때 정상상태에 접어들었다고 판단했으며, 이후 슬라이덱스와 연결된 히터를 통해 증발기에 부하를 인가하여 냉동능력을 측정하였다. 냉동능력 측정 시에도 부하 인가 후 3분 이상 증발기 입구 온도가 변화가 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 내에서 지속될 때를 정상상태에 접어들었다고 판단해 이를 냉동능력으로 산출하였다.

3.2 실험 결과 및 고찰

지금부터 실증 실험 결과에 대해 살펴보도록 한다. 실증 실험은 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매가 냉동기의 성능에 미치는 영향을 파악하는 것을 1차 목표로 진행되었으며, 최종적으로 파악한 결과에 기반해 비점별 최적의 혼합냉매 조성비를 제시하고자 하였다.

3.2.1 냉매 비점별 조성비 변화 실험

본 실험은 최적의 압축기 토출 압력을 선정하고 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매 중 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매를 찾기 위해 진행되었다. 이를 위해 Table 3.2.1과 같이 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매가 각각 가장 높은 비율을 갖는 3개의 조성비를 선정해 실험을 진행하였다.

먼저 최적의 압축기 토출 압력 선정을 위해 진행한 실험 결과는 다음과 같다. CMR 1을 대상으로 압축기 토출 압력을 변화시키며 운전했을 때 증발기 입구 온도의 변화를 Fig. 3.2.1에 나타내었다. 압축기 토출 압력을 15bar부터 19bar까지 점점 높이며 운전했을 때와 최초부터 19bar로 유지했을 때 모두 무부하 운전 시 -50°C 부근의 증발기 입구 온도에서 정상상태에 접어들며 온도 강하를 멈추었다. 그리고 -50°C 의 증발기 입구 온도 도달 기준 쿨링 타임을 비교한 결과, 최초부터 압축기 토출 압력을 19bar로 운전했을 때 더 빠른 쿨링 타임을 보였다. 이는 Fig. 3.2.2에서 보이는 것처럼 압축기 토출 압력이 높을수록 동일한 증발기 입구 온도에 도달하기 위한 중간열교환기에서 필요 열교환량이 감소하기에 나타난 현상으로 판단되었다.

이러한 실험 결과를 바탕으로 가장 빠른 쿨링 타임 확보를 위해 압축기 토출 압력은 토출 온도의 한계인 130°C 를 넘지 않는 선에서 가장 높게 운전하는 것으로 선정하였다.

추가로 위 결과의 신뢰성 확보를 위해 3.2.3절에서 선정된 최종

조성비인 CMR 9을 대상으로 압축기 토출 압력을 최대로 높여 운전했을 때와 그렇지 않을 때의 쿨링 타임을 재비교하였다. 그 결과 CMR 1을 대상으로 진행한 결과와 동일하게 압축기 토출 압력이 높을 때 더 빠른 쿨링 타임을 얻을 수 있음을 확인하였다. 이는 3.2.3절에서 보다 자세히 확인할 수 있다.

지금부터는 앞서 선정된 압축기 토출 압력을 고정된 채로 진행된 조성비 변화 실험에 대해 언급한다. 실험 결과는 Fig. 3.2.3과 Fig. 3.2.4에 나타내었다. 먼저 증발기 입구 도달 온도를 기준으로 비교한 결과, CMR 1과 CMR 3는 -50°C 부근의 증발기 입구 온도에서 온도 강하를 멈추었고 CMR 2만 유일하게 -70°C 이하의 증발기 입구 온도에 도달하였다.

이러한 결과는 중간열교환기에서 열교환량 차이 때문에 발생한 것으로 판단되었다. 유일하게 -70°C 이하의 증발기 입구 온도에 도달한 CMR 2는 중간열교환기에서 잠열교환이 가능한 R134a의 비율이 높은 조성비였다. 이로 인해 중간열교환기에서 타 조성비에 비해 열교환량이 늘어날 수 있었고 최종적으로 팽창밸브 전단의 엔탈피가 더 감소해 더욱더 낮은 증발기 입구 온도에 도달할 수 있었던 것으로 판단된다.

쿨링 타임을 세 조성비 모두 도달 가능했던 -50°C 의 증발기 입구 온도를 기준으로 비교하였다. 그 결과 CMR 2에서 가장 빠른 쿨링 타임을 확보할 수 있음을 확인하였다. 이러한 결과 역시 CMR 2가 중간열교환기에서 잠열교환이 가능한 R134a의 비율 함량이 가장 높았기에 발생한 것으로 판단된다.

위와 같은 실험 결과를 통해 고비점 냉매의 비율이 높을 때 -70°C 이하의 증발기 입구 온도와 빠른 쿨링 타임을 얻을 수 있음을 확인하였다. 이를 통해 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매는 고비점 냉매인 R134a라고 판단하였다.

Table 3.2.1 List of CMR 1-3

CASE	Mole fraction of refrigerant [%]		
	R134a	R23	R14
CMR 1	Same	Same	High
CMR 2	High	Same	Same
CMR 3	Same	High	Same

* CMR : Composition ratio of mixed refrigerant

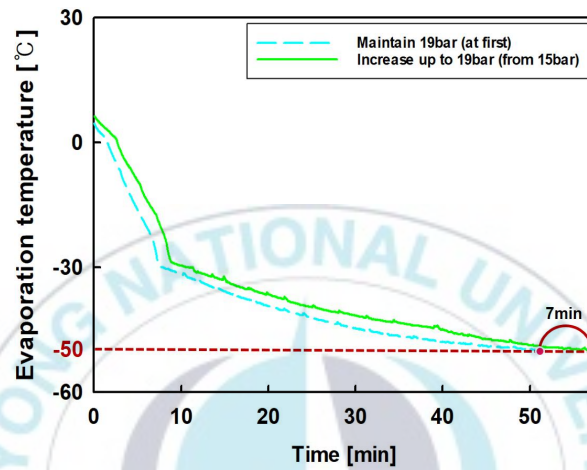


Fig. 3.2.1 Comparison of cooling time according to changes in operating pressure at CMR 1

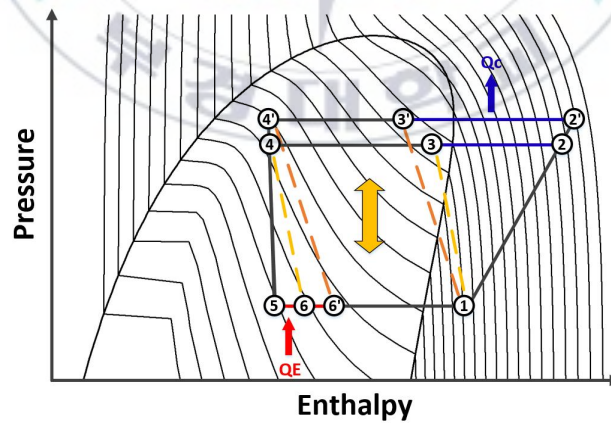


Fig. 3.2.2 P-h diagram according to changes in operating pressure

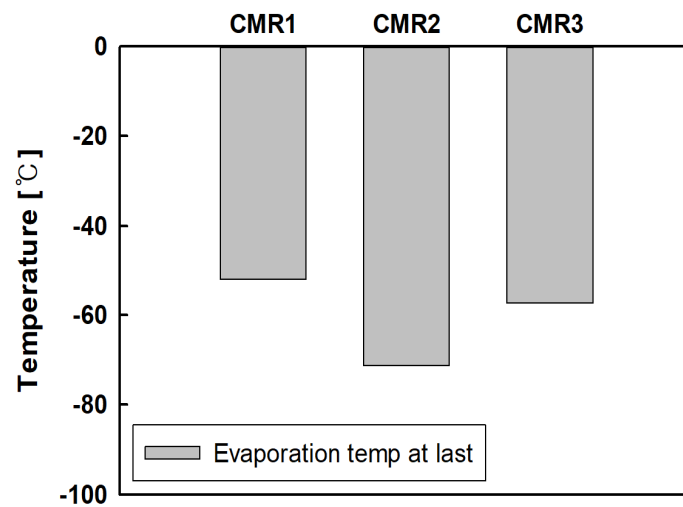


Fig. 3.2.3 Comparison of final evaporation temperature (CMR 1 - CMR 3)

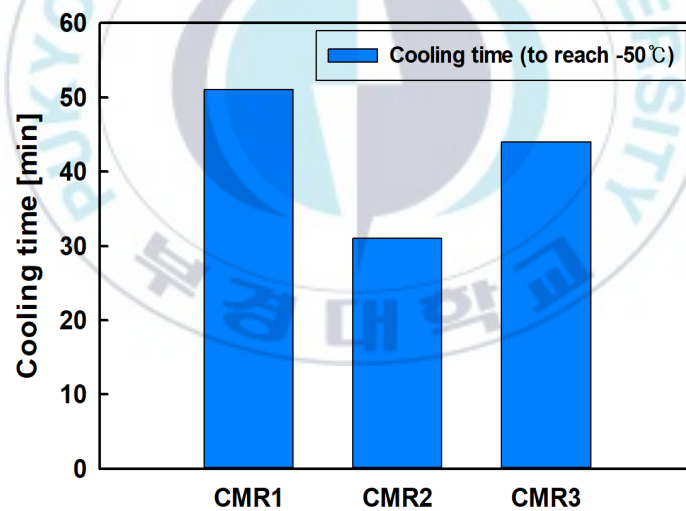


Fig. 3.2.4 Comparison of cooling time (CMR 1 - CMR 3)

3.2.2 고비점 냉매의 조성비 변화 실험

앞선 실험을 통해 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매 중 고비점 냉매인 R134a가 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매임을 확인하였다. 이후 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매인 R134a의 최적 비율을 선정하기 위해 고비점 냉매의 조성비 변화 실험을 진행하였다.

본 실험에서 사용된 조성비는 R134a의 비율을 4-6%씩 늘리는 동시에 R23과 R14의 비율을 각각 동일하게 2-3%씩 낮추는 방식으로 선정되었으며 Table 3.2.2에서 확인할 수 있다.

먼저 증발기 입구 도달 온도를 비교한 결과를 Fig. 3.2.5에 나타내었다. 실험 결과, 고비점 냉매의 비율이 높을수록 더욱더 낮은 증발기 입구 온도를 얻을 수 있었으며 최저 -88.1°C 까지 도달할 수 있었다. 이는 3.2.1절에서 언급한 것과 같이 R134a의 비율이 늘어나 중간열교환기의 열교환량이 늘어났고 팽창밸브 전단의 엔탈피가 더 감소할 수 있었기에 나타난 결과로 판단되었다.

그러나 CMR 7부터는 R134a의 비율이 늘어났음에도 더 낮은 증발기 입구 온도에 이르지 못하고 압축기 흡입온도까지 급격하게 감소하는 불안정 현상이 나타났다. 이를 Fig. 3.2.6에 나타내었다. 이러한 현상은 과도한 R134a의 비율 함량으로 인해 발생한 것으로 판단되었다. 중간열교환기에서 잠열교환이 가능한 R134a의 비율이 높아지면서 중간열교환기에서 총괄열전달계수 역시 상승하였고 이로 인해 열교환기에서 감당할 수 있는 최대 열교환량에 도달한 후 부터는 대수평균온도차가 감소하였기에 압축기 흡입온도가 떨어진 것으로 판단되었다. Lee et al. [14]의 연구에서도 과도한 고비점 냉매 비율 함량 시 압축기 흡입온도가 급격히 떨어지며 최종적으로 액압축이 발생했다는 유사한 결과를 확인할 수 있었다. 이를 참고했을 때 안정적인 시스템 운전을 위해서는 CMR 7에 사용된 고비점 냉매의 비율 이하로 조성비를 선정해야 함을 판단할 수 있었다.

안정적으로 운전이 가능했던 조성비들을 대상으로 쿨링 타임과 냉동능력을 비교한 결과는 다음과 같다. 먼저 -70°C 의 증발기 입구 온도를 기준으로 비교한 모습을 Fig. 3.2.7과 Fig. 3.2.8에 나타내었다. 쿨링 타임의 경우 R134a의 비율이 높아질수록 이에 비례해 더욱더 빨라지는 모습을 확인할 수 있었다. 이러한 현상이 발생한 원인은 3.2.1절에서 언급한 것과 동일한 것으로 판단되었다. 냉동능력 역시 R134a의 비율이 높아질수록 이에 비례해 더욱더 커지는 모습을 확인할 수 있었다. 이러한 현상은 Fig. 3.2.9에서 보이는 것처럼 R14에 비해 R134a가 확연히 큰 비열을 갖기 때문에 발생한 것으로 판단되었다.

-80°C 의 증발기 입구 온도를 기준으로 쿨링 타임과 냉동능력을 비교한 그래프를 Fig. 3.2.10과 Fig. 3.2.11에 나타내었다. -80°C 의 증발기 입구 온도에는 CMR 5와 CMR 6만 도달할 수 있었기에 이들만을 대상으로 비교를 진행하였다. 실험 결과 R134a의 비율이 높아질수록 더 빠른 쿨링 타임과 더 큰 냉동능력을 얻을 수 있음을 확인하였다. 이러한 현상의 원인은 위에서 언급한 이유와 동일한 것으로 판단되었다.

위와 같은 실험 결과를 통해 고비점 냉매인 R134a의 비율이 높을수록 더 빠른 쿨링 타임과 더 큰 냉동능력을 얻을 수 있음을 확인하였다. 그러나 CMR 7부터는 액압축의 위험이 발생하였기에 이보다 낮은 범위 내에서 가장 높은 비율을 갖는 CMR 6의 R134a의 비율이 최적이라 판단하였다.

Table 3.2.2 List of CMR 4-7

CASE	Mole fraction of refrigerant [%]		
	R134a	R23	R14
CMR 4	40-46	Same	Same
CMR 5	46-52	Same	Same
CMR 6	52-58	Same	Same
CMR 7	58-64	Same	Same

* CMR : Composition ratio of mixed refrigerant

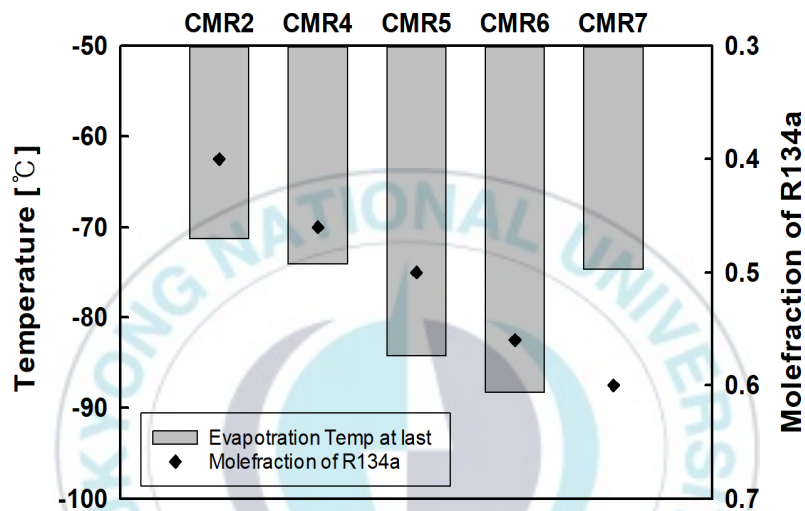


Fig. 3.2.5 Comparison of final evaporation temperature according to change in the composition ratio of R134a

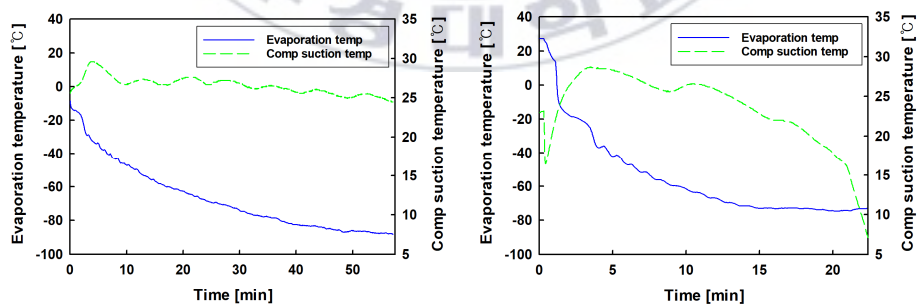


Fig. 3.2.6 Comparison of compressor suction temperature CMR 6(left) and CMR 7(right)

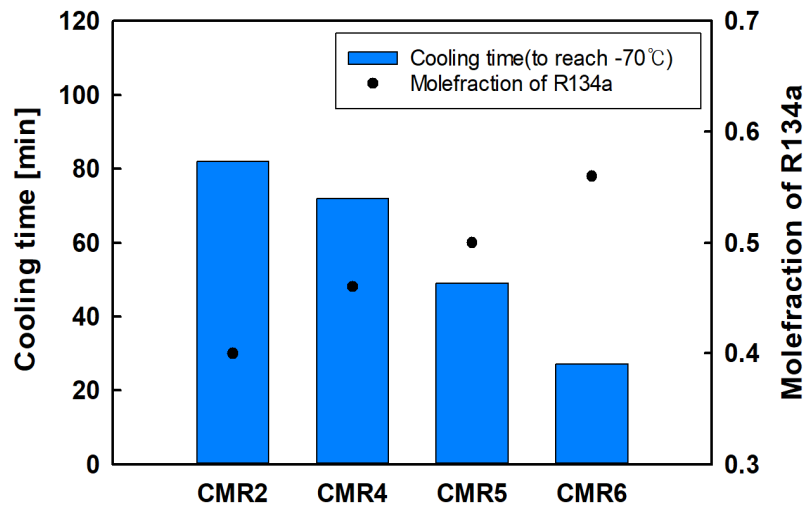


Fig. 3.2.7 Comparison of cooling time according to change in the composition ratio of R134a at -70°C

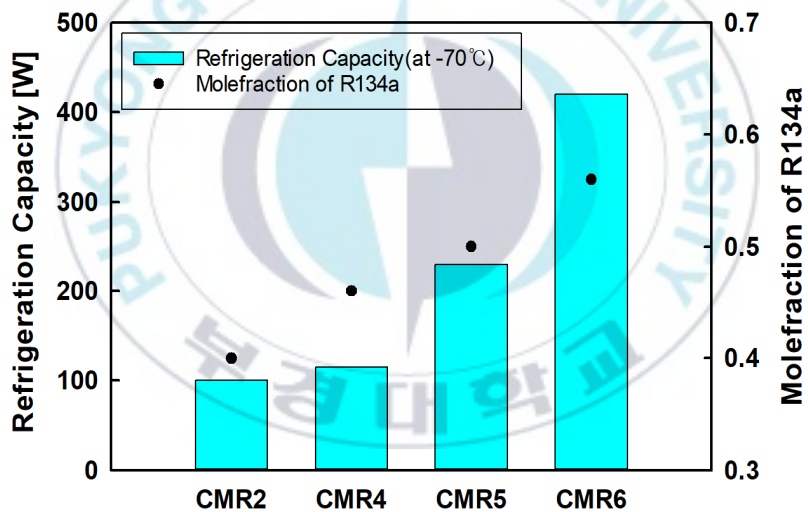


Fig. 3.2.8 Comparison of refrigeration capacity according to change in the composition ratio of R134a at -70°C

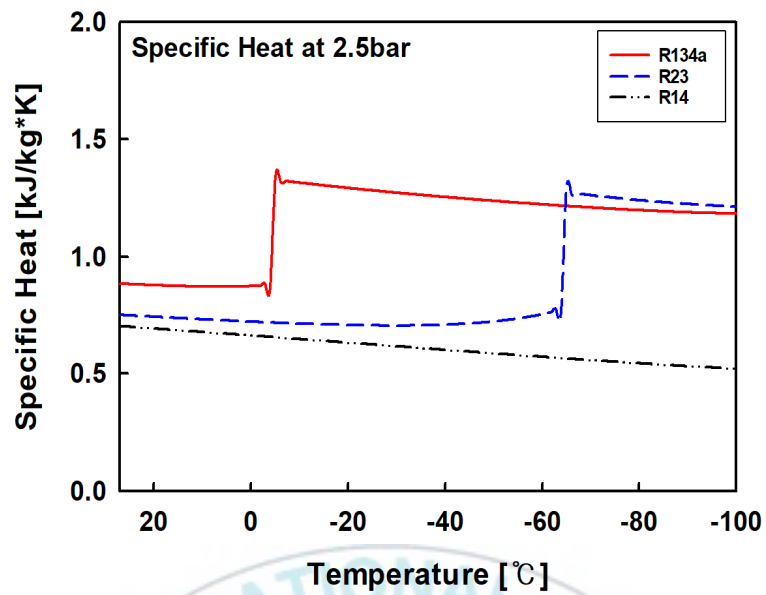


Fig. 3.2.9 Specific heat of refrigerants at 2.5bar

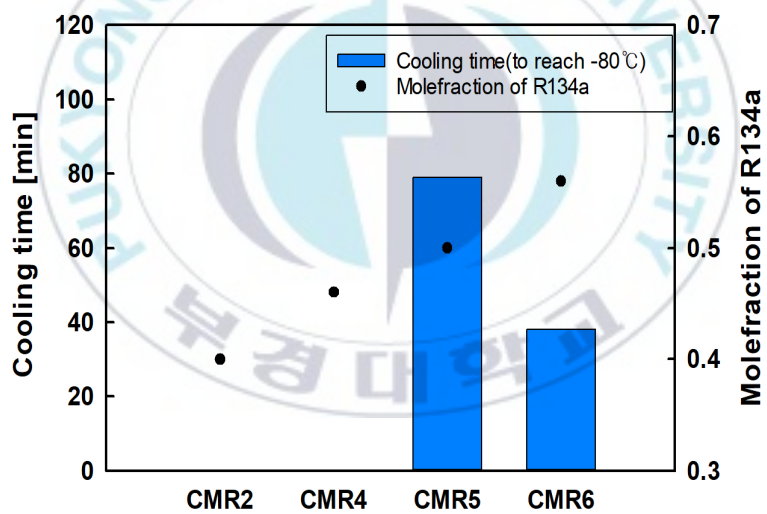


Fig. 3.2.10 Comparison of cooling time according to change in the composition ratio of R134a at -80°C

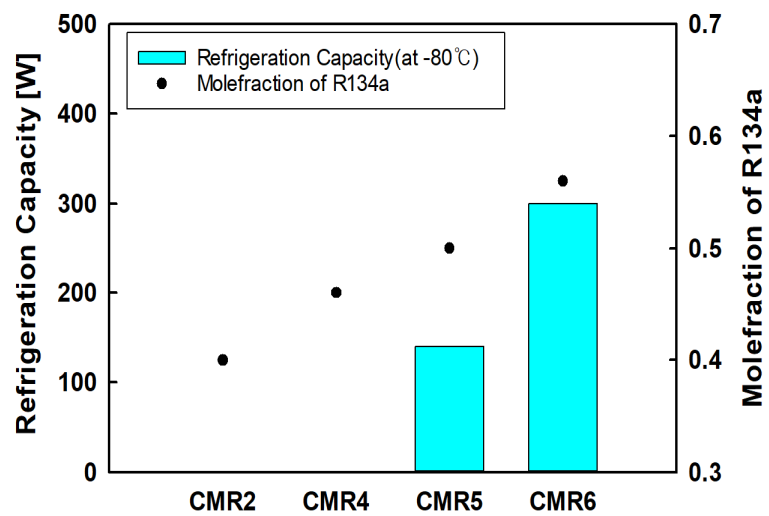


Fig. 3.2.11 Comparison of refrigeration capacity according to change in the composition ratio of R134a at -80°C



3.2.3 중, 저비점 냉매의 조성비 변화 실험

앞서 확인한 R134a의 최적 비율을 고정한 채로 나머지 R23과 R14 중 냉동기의 성능에 더 큰 영향을 미치는 냉매가 무엇인지 확인하고 이들의 적정 비율을 판단하기 위해 본 실험을 진행하였다. 사용된 조성비는 CMR 6를 기준으로 R14의 비율이 더 높은 조성비를 CMR 8, R23의 비율이 더 높은 조성비를 CMR 9로 선정하였고 이를 Table 3.2.3에 나타내었다.

먼저 증발기 입구 최종 도달 온도 비교 결과를 Fig. 3.2.12에 나타내었다. CMR 8과 CMR 9 모두 기존 CMR 6보다 낮은 온도에 도달하는 데 실패하였다. 그리고 CMR 9는 Fig. 3.2.13에 나타난 것처럼 증발기 입구 온도가 -80°C 부근에 도달하자 압축기 흡입온도가 급격하게 감소하는 모습을 보였다. 이는 3.2.2절의 R134a의 비율 과다 시 발생한 현상과 동일한 모습이었다. 이러한 현상은 중간열교환기 내에서 잠열교환이 가능한 R23의 비율 증가로 인해 총괄열전달계수가 상승하였고 이로 인해 열교환기에서 감당할 수 있는 최대 열교환량에 도달한 후부터는 대수평균온도차가 감소했기에 압축기 흡입온도가 떨어진 것으로 판단되었다. 이러한 결과를 바탕으로 중비점 냉매는 CMR 9의 비율보다 낮은 수준에서 선정되어야 함을 판단할 수 있었다.

-70°C 의 증발기 입구 온도에는 세 조성비 모두 안정적으로 도달했기에 이를 기준으로 쿨링 타임과 냉동능력을 비교한 모습을 Fig. 3.2.14과 Fig. 3.2.15에 나타내었다. 중비점 냉매의 비율이 높은 CMR 9 조성비에서 가장 빠른 쿨링 타임을 얻을 수 있었으며 이는 중간열교환기 내에서 잠열교환이 가능한 R23의 비율이 상승하였기에 발생한 현상으로 판단되었다. 냉동능력 역시 CMR 9 조성비에서 가장 큰 모습을 확인할 수 있었으며 이는 R23의 포화온도가 증발기 입구 온도와 근접해 증발기에서 더욱더 많은 잠열교환이 일어난 것이 원인으로 판단되었다. 이를 통해 중, 저비점 냉매 중 냉

동기의 성능에 더 큰 영향을 미치는 냉매는 중비점 냉매인 R23임을 확인하였다.

최종적으로 시스템을 안정적으로 운전하기 위한 중비점 냉매의 최적 비율은 CMR 9보다는 낮고 CMR 6보다는 높은 비율 내에서 선정되어야 한다고 판단할 수 있었다.

추가로 압축기 토출 압력이 높을수록 쿨링 타임이 빨라질 수 있다는 3.2.1절 결과의 신뢰성을 높이기 위해 CMR 9을 대상으로 재검증을 진행하였다. 압축기 흡입 압력을 2.5bar로 유지한 채로 압축기 토출 압력을 15bar와 20bar로 각각 운전하며 -70℃의 증발기 입구 온도까지의 쿨링 타임을 Fig. 3.2.16에 나타내었다. 실험 결과 압축기 토출 압력이 더 높을 때 쿨링 타임이 21분 빨라지는 것을 확인할 수 있었으며 이는 3.2.1절의 결과와 동일한 모습이었다. 이를 통해 압축기 토출 압력을 압축기 토출 온도의 한계를 넘지 않는 범위 내에서 가장 높게 유지했을 때 가장 빠른 쿨링 타임을 얻을 수 있음을 재확인하였다.

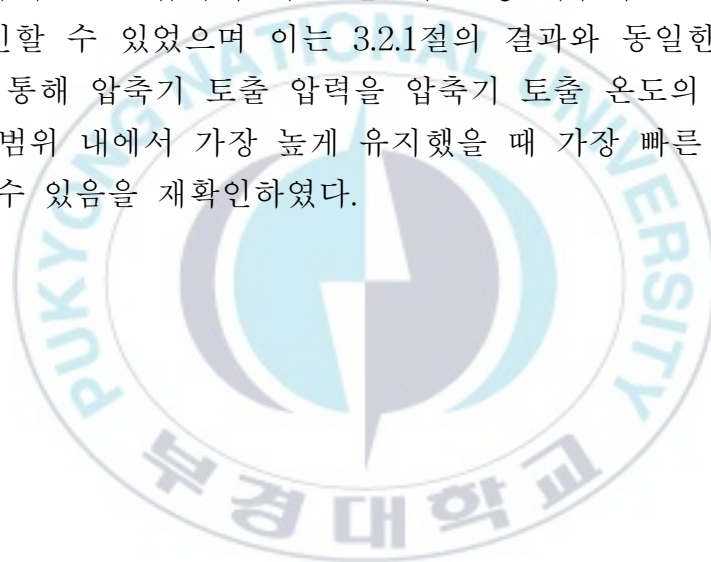


Table 3.2.3 List of CMR 6-9

CASE	Mole fraction of refrigerant [%]		
	R134a	R23	R14
CMR 6	52-58	Same	Same
CMR 8	Constant	Low	High
CMR 9	Constant	High	Low

* CMR : Composition ratio of mixed refrigerant

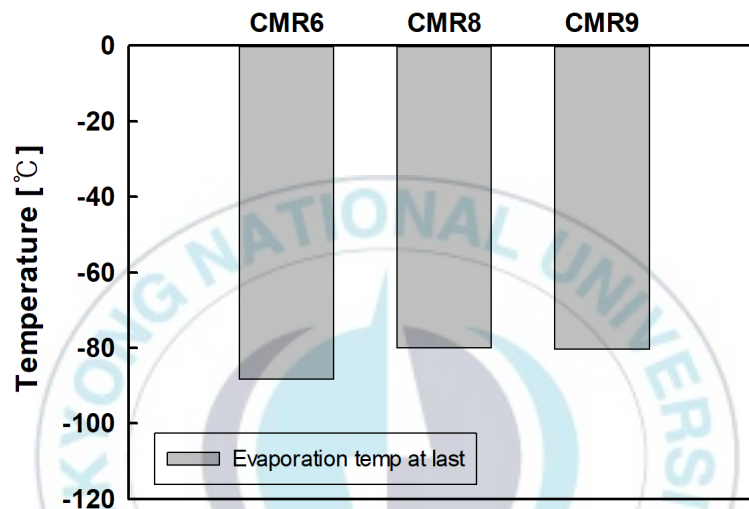


Fig. 3.2.12 Comparison of final evaporation temperature according to change in the composition ratio of R23 and R14

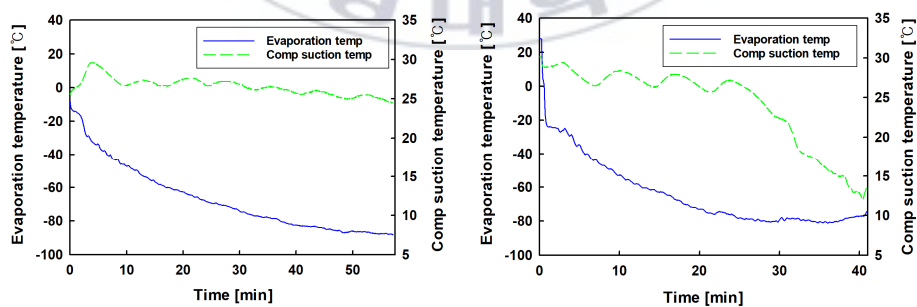


Fig. 3.2.13 Comparison of compressor suction temperature
CMR 6(left) and CMR 9(right)

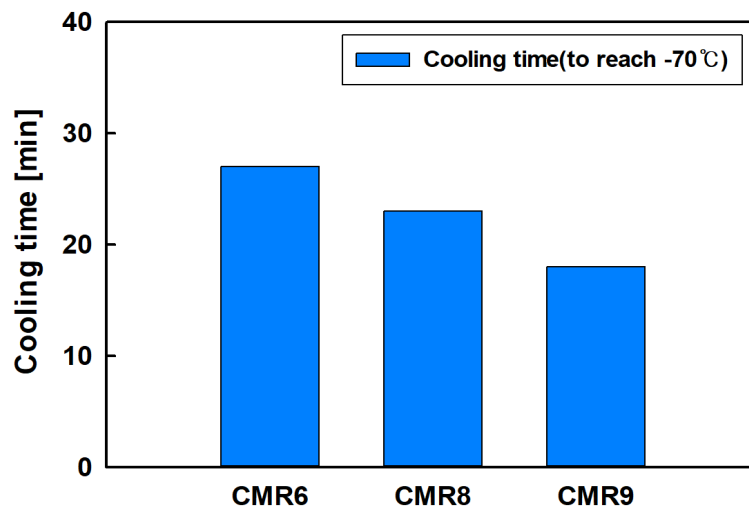


Fig. 3.2.14 Comparison of cooling time according to change in the composition ratio of R23 and R14

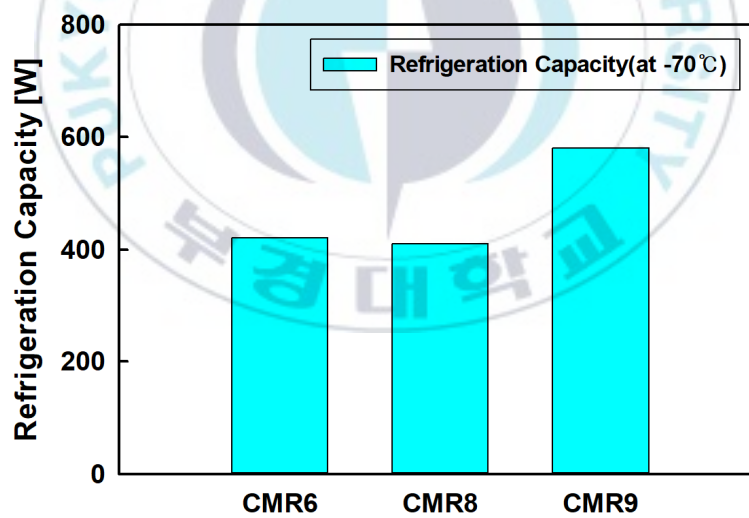


Fig. 3.2.15 Comparison of refrigeration capacity according to change in the composition ratio of R23 and R14

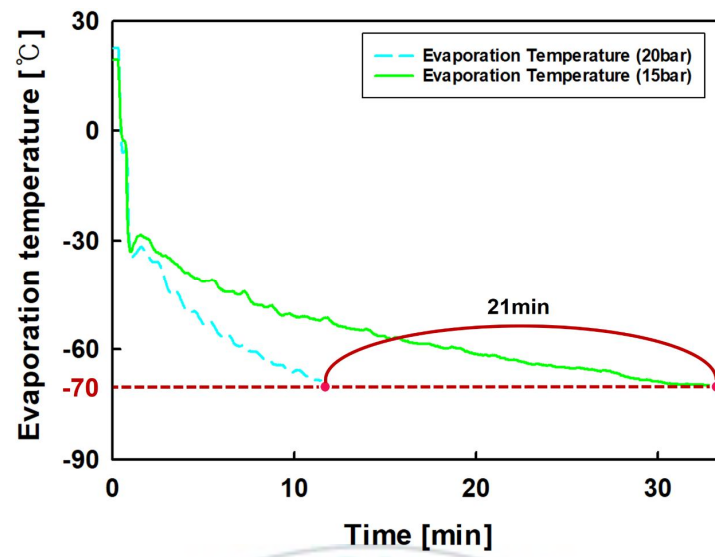
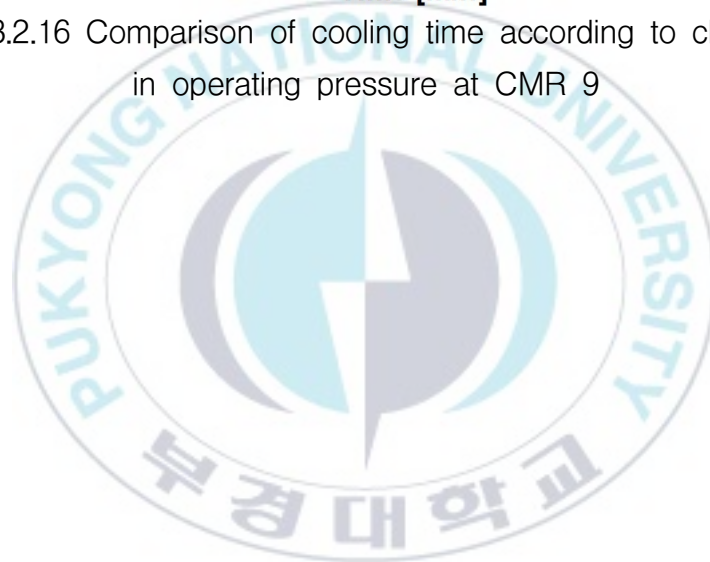


Fig. 3.2.16 Comparison of cooling time according to changes in operating pressure at CMR 9



제 4 장 결 론

혼합냉매를 구성하는 단일 냉매가 냉동기에 미치는 영향을 파악하기 위해 다수의 조성비 변화 실험을 진행하였고 아래와 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 고, 중, 저비점 냉매 중 냉동기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉매는 고비점 냉매인 R134a였다. R134a의 비율이 높을수록 더욱더 빠른 쿨링 타임과 더욱더 큰 냉동능력을 얻을 수 있었다. 그러나 CMR 7의 비율부터는 액압축 위험이 발생했기 때문에 최적 비율은 CMR 6로 판단되었다.

(2) 중, 저비점 냉매 중 냉동기의 성능에 더 큰 영향을 미치는 냉매는 중비점 냉매인 R23이었다. 중비점 냉매의 비율이 높은 CMR 9에서 -70°C 의 증발기 입구 온도 기준 가장 빠른 쿨링타임과 가장 큰 냉동능력을 얻을 수 있었다. 그러나 -80°C 의 증발기 입구 온도 부근부터 압축기 흡입 온도가 급격히 떨어지며 액압축 위험이 발생하였다. 따라서 시스템의 안정적인 운전이 가능한 중비점 냉매의 최적 비율은 CMR 6와 CMR 9의 사이로 판단되었다.

(3) 다수의 조성비 변화 실험을 통해 증발기 입구 온도별 최적의 혼합냉매 조성비를 선정할 수 있었다. 먼저 -70°C 의 증발기 입구 온도 기준 최적의 조성비는 CMR 9이었다. Fig. 4.1에서 확인할 수

있듯 쿨링 타임은 18분이 소요되었으며 냉동능력은 580W가 산출되었다. -80°C 의 증발기 입구 온도 기준 최적의 조성비는 CMR 6였다. Fig. 4.2에서 확인할 수 있듯 쿨링 타임은 38분이 소요되었으며 냉동능력은 300W가 산출되었다.

(4) 혼합냉매 조성비 선정 방법은 위의 실험을 통해 얻은 결과를 바탕으로 고안되었으며 2.3절에서 자세하게 확인할 수 있다.

본 연구에서는 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매들이 냉동기에 미치는 구체적인 영향에 대해 파악하고 이에 기반해 혼합냉매 조성비 선정 방법을 제시하였다. 그러나 혼합냉매 조성비 선정 방법은 경우의 수가 너무 많아지는 것을 고려해 3성분 혼합냉매에 국한해 고안되었다는 한계가 존재한다. 그리고 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매의 수가 늘어나면 더 넓은 온도 범위에서 혼합냉매가 이상(Two-Phase) 상태로 존재할 수 있기에 쿨링 타임, 냉동능력 면에서 이점을 얻을 가능성이 있다. 따라서 혼합냉매를 구성하는 단일 냉매의 수 증가에 대한 연구가 추가로 필요하다 판단된다. 본 연구에서 제공하는 기초 자료가 더욱더 많은 결과를 밝혀내는 디딤돌이 되기를 바란다.

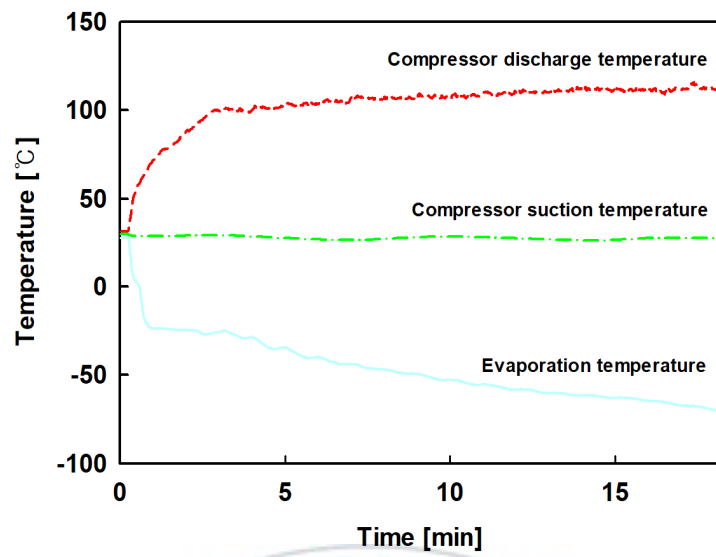


Fig. 4.1 Experimental result of CMR 9

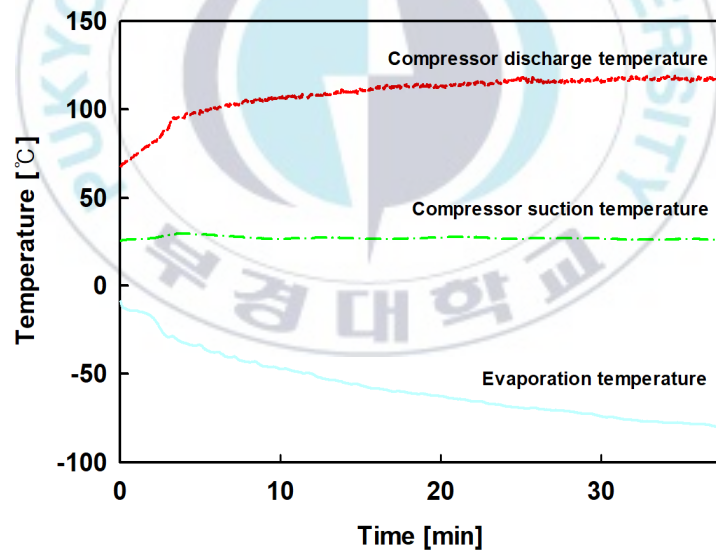


Fig. 4.2 Experimental result of CMR 6

참 고 문 헌

- [1] M. J. Han, 2020, "Evaluation of cooling characteristics of cryogenic cooling system for semiconductor manufacturing process using mixed refrigerant", Master Thesis, Graduate School of Ajou University.
- [2] H. H. Chun, E. J. Choi, A. R. Han, Y. B. Chung, J. S. Kim, S. H. Park, 2016, "Changes in Quality of Hanwoo Bottom Round under Different Freezing and Thawing Conditions", Journal of the Korean Society of Food Science and Nutrition 45(2), 2016.2, pp. 230-238
- [3] "COVID-19 Vaccine Storage and Transportation Management Guidelines", 2021, Korea Disease Control and Prevention Agency, 35-38
- [4] G. W. Hwang, S. W. Baek, S. K. Jeong, 2011, "Mixed refrigerant cooling system using non-flammable refrigerants", Paper presented at 2011 SAREK Summer Annual Conference, 1081-1084
- [5] Rogala, Z, 2021, "Composition optimization method for mixed refrigerant MR JT cryocooler", Cryogenics 113, 103223
- [6] G. Lee, K. T. Jang, S. Jeong, 2000, "A Study on the Determination of Mixed Refrigerant for the Joule-Thomson Cryocooler", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering 12(10), 901-907
- [7] Boiarski M, Khatri A, Kovalenko V, 1999, "Design optimization of the throttle-cycle cooler with Mixed Refrigerant", Cryocoolers 10, 457 - 465
- [8] Dobak JD, Radebaugh R, Huber ML, Marquardt ED, 1998, "Mixed gas refrigeration method", US Patent 5,787,715.
- [9] Detlor J, J P, Nellis G, 2017, "Mixture optimization for mixed gas Joule-Thomson cycle", IOP Conference Series: Materials Science and Engineering
- [10] Dorosz P, Piotrowska A, Pyrka P, Bogdan P, 2019, "Analysis of

- the LNG re-condensation system based on Joule-Thomson cooler
Analysis of the LNG re-condensation system based on
Joule-Thomson cooler”, IOP Conference Series Materials Science
and Engineering, 502 012151
- [11] T. Bai, D. Li, H. Xie, G. Yan, J. Yu, 2021, “Experimental research
on a Joule-Thomson refrigeration cycle with mixture R170/R290 for
-60°C low-temperature freezer”, Appl. Therm. Eng., 186
- [12] Y. D. Kim, S. J. Lee, J. H. Kwon, J. S. Lee, 2013, “An
Experimental Study on the Ultra-Low Temperature Refrigeration
System Using the Non-Flammable Mixed Refrigerants”, Paper
presented at 2013 SAREK Summer Annual Conference, 238-240
- [13] Walimbe, N.S., Narayankhedkar, K.G., Atrey,M.D., 2010,
“Experimental investigation on mixed refrigerant Joule-Thomson
refrigerator with flammable and non-flammable refrigerant
mixtures”, Cryogenics, Vol. 50, pp. 653-659
- [14] K. S. Lee, J. I. Yoon, C. H. Son, J. H. Lee, C. G. Moon, W. J.
Yoo, B. C. Lee, 2020, “Performance Characteristics of a
Joule-Thomson Refrigeration System with Mixed Refrigerant
Composition”, Heat Transfer Eng, 1-10
- [15] 오후규, 오종택, 손창효, 2016, “실무자를 위한 완성 냉동공학”, 문우
당, 101
- [16] NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties
Database(REFPROP): version 9.1