한국마린엔지니어링학회지 제35권 제1호, pp. 40~45, 2011. 1 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

과냉각기와 팽창장치 후 액기분리기를 적용한 냉동시스템 성능특성 연구

윤 상 국†

(원고접수일 : 2010년 11월 10일, 원고수정일 : 2010년 11월 23일, 심사완료일 : 2010년 12월 6일)

A Study on the Characteristics of Refrigeration System Installed with Precooler, and Liquid-Vapor Separator after Expansion Device

Sang-Kook Yun†

요 약 : 본 연구의 목적은 팽창장치 후에 설치된 액기분리기와 예냉 열교환기를 갖는 냉동시스템의 특성을 파악하고자 하는 것이다. 냉장고의 전형적 냉매인 냉매 R134a의 팽창공정 후 액기분리기에서 분리된 찬 증기를 이용하여 예냉 열교환기에서 팽창장치에 주입되는 냉매를 과냉시킨다. 분석결과 냉동능력은 8.9% 상승하였으며, COP는 1.4% 증가하였다. 이러한 성능 향상의 이유는 냉매 모리엘선도의 포화액선과 포화기체선의 기울기가 다르기 때문이다.

주제어 : 냉동시스템, 액기분리기, 예냉, 성능계수, 냉동능력

Abstract: The purpose of research is to understand the characteristics of refrigeration system having a liquid-vapor phase separator after expansion device and precooling heat exchanger. After expansion process of typical refrigerant of freezer, R134a, the cold vapor of the expanded refrigerant mixture is separated in the liquid-vapor separator and introduced in the precooling heat exchanger to enable the liquid refrigerant to be subcooled. The analysis results showed that the increasing rate of refrigeration capacity and COP can be 8.6% and 1.4%, each. The cause of these performance improvements is due to the difference of the slope of saturated vapor and saturated liquid lines in Mollier diagram of refrigerant.

Key words: Refrigeration system, Liquid vapor separator, Precooling, COP, Refrigeration capacity

1. 서 론

일반적으로 냉동냉장고는 외부로부터 열이 유입되거나 식품 부하가 증가하면 냉동실 온도가 설정온도 이상이 되어 냉동기가 지속적으로 가동된다. 이로 인한 국가적 전력소요를 보면, 이들의 보급수요를 기준할 때 막대한 양이 됨은 자명한 일이다. 본 연구는 냉동기의 냉동능력을 증대시키고 사이클 효율을 높일 수 있는 팽창장치 후 액기분리 시스템을 적용한 공정을 개발하여 국가 에너지절약에 기여하고자 하였다. 주요 기술은 냉동기에 팽창장치 후 생성되는 저온의 냉매 액체와 냉매기체를 분리한 후, 이 중 냉매기체만을 이용하여 응축기에서 액화된 액체냉매의 온도를 보다 더 저하시켜 냉매액을 증가시킴으로써 냉동능력을 증가시키는 공정을 해석하여 효율을 개선하고자 하였다.

국내 보급되고 있는 냉동냉장고는 용량에 따라

† 교신저자(한국해양대학교 기계정보공학부, E-mail:skyun@hhu.ac.kr, Tel: 051-410-4363)

가정용, 상업용, 산업용으로 구분되고, 적용온도를 보면 냉장고에 적용되는 -25~-35℃의 단단 압축 냉동, -50℃정도의 2단 압축 혹은 2원 냉동장치 등이 있다[1]. 국내 가정용 냉장고는 백색가전 품목으로 S사, L사 등에서 생산되고 있으며, 이들의 에너지 효율 개선을 위한 연구가 지속적으로 추진되어 오고 있다. 가정용 냉장고는 모든 가정에 1개 이상 보유하는 품목으로 효율개선은 국가적 에너지 절약, CO_2 발생 저감 측면에서 매우 의미가 크게 된다. 가정용 냉장고 전력소요를 월 평균 40kWh로 가정하면 1천만대를 기준할 때 연 4,800MWh가 소요되며, 이의 효율 2%가 개선되면 연 96MWh가 절감되는 효과를 갖게 되는 것이다.

상업 산업용 냉동기는 육류, 어류 등 식품의 선도 유지를 위하여 대규모 냉동창고, 마트 상업용 냉동장치, 참치냉동고, 냉동 컨테이너 등에 널리 보급되고 있다. 상업 산업용 냉동기 경우는 가정용과 달리 에너지절약 기술개발 및 적용이 거의 이루어지지 않고 있는 상황으로 보인다. 국내 보급되고 있는 상업・산업용 냉동기의 용량은 8만톤 저장규모의 냉동창고 부터 마트의 쇼케이스까지 매우 다양하나, 상업 산업용 냉동고 평균 전력소요는 30RT급, 50% 가동율, 10만대를 기준할 때 연 6,000MWh가 소요되며, 이의 효율 2%가 개선되면 연 120MWh가 절감되는 효과를 갖게 된다.

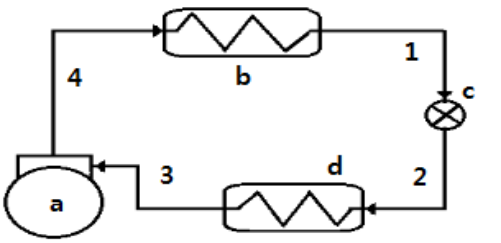
본 연구는 기존의 냉동기의 증발기 입구에 액기분리기를 장착하여, 분리된 냉매액체와 냉매기체 중 냉매기체를 사용, 응축기에서 배출되는 냉매액체를 과냉시킴으로써 팽창장치에서 냉매액의 생성을 증가시키고, 증발기에는 증가된 냉매액 만이 주입되어 냉동능력이 증가되는 공정의 특성을 파악하고자 하였다. 만약 다수의 팽창장치와 액기분리기를 장착한다면 냉매액의 증가는 더욱 증가할 것이다. 통상 냉동기에서 액기분리기는 증발기 출구에 장착되며, 압축기에 냉매액의 유입을 방지하고자 장착된다[2].

본 연구에서는 예냉기와 액기분리기를 장착하여 액체만이 증발기에 주입되는 시스템을 개발함으로써, 널리 보급되고 있는 가정용, 상업용, 산업용 냉동기의 효율을 높여 국가 에너지절약에 기여하고자 하는 것이다.

2. 냉동시스템 분석

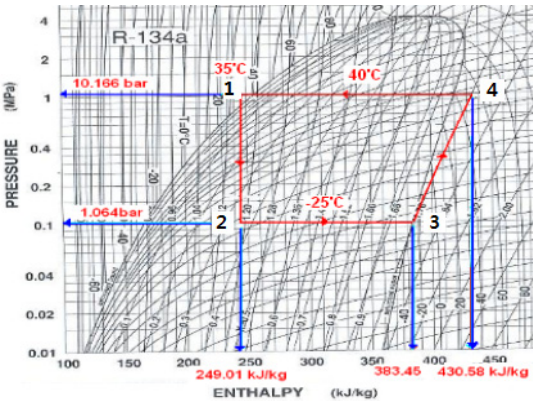
2.1 기존 냉동시스템 분석

본 액기분리기 적용 냉동시스템과 기존의 냉동시스템을 비교, 성능을 분석하고자 한다. Figure 1은 기존 냉동고에 적용되는 냉동시스템의 구조이다. 냉동기의 기본 구성품은 압축기, 응축기, 모세관 팽창장치, 증발기로 구성된다. 적용 냉매는 R134a이며 냉동실의 온도를 -18℃로 유지한다는 가정하에 증발기의 온도는 -25℃로 기준하고, 응축기는 40℃에 응축된 후 5℃가 과냉되는 것으로 한다.



(a) Compressor, (b) Condenser,
(c) Expansion device, (d) Evaporator

Figure 1: Process of refrigeration system



Points	1	2	3	4
T.(℃)	35	-25	-25	50.04
P(MPa)	1.0166	0.1064	0.1064	1.0166
h(kJ/kg)	249.01	249.01	383.45	430.58

Figure 2: Mollier diagram of refrigeration system

Figure 2는 R134a의 Mollier선도를 나타낸다[3]. 모든 공정의 변화값은 열손실이 없는 이론적 사이클을 기준하여 해석하였다. 공정을 보면, 압축기에

서 -25℃, 0.1064MPa의 냉매기체가 1.0166MPa까지 등엔트로피 과정으로 압축되고, 응축기에서 40℃에 액화된 후 35℃로 5℃ 과냉된다. 그리고 팽창장치인 모세관에서 교축과정인 등엔탈피 과정으로 압력이 1.064bar로 강하되면서 온도가 -25℃ 저하되어 증발기에서 흡열을 하게 된다.

냉동고의 압축과정에서의 등엔트로피 값은 1.7461 kJ/kg·K이며, 압축기 토출온도는 50.04℃가 된다. 모세관 통과 후 건도는 0.37835(냉매액율 0.62165)이 된다.

이 냉동고 공정의 냉동효과는

$$Q_e = h_s - h_g \quad (1)$$

으로 134.44kJ/kg이 된다. 여기서 질량유량흐름 m은 액기혼합 냉매 흐름량인 1kg/s로 하였다. 그러므로 냉동능력은 134.4kJ/s가 된다.

이 공정의 성능계수(COP)는

$$COP = Q_e/W = m(h_3 - h_2)/m(h_4 - h_3) \quad (2)$$

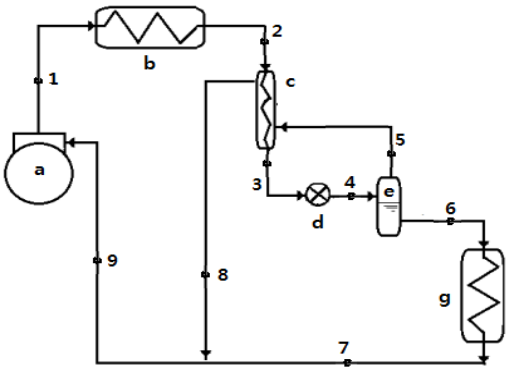
으로 2.8525가 된다.

2.2 액기분리식 냉동시스템 분석

Figure 3과 4는 본 기술개발 공정과 p-h선도를 나타낸다. 주요 기술은 팽창장치 후 생성되는 저온의 냉매액과 기체를 분리하고, 이 중 냉매기체만을 이용하여 응축기에서 액화된 냉매의 온도를 보다 더 저하시켜 냉매액을 증가시키는 것이다.

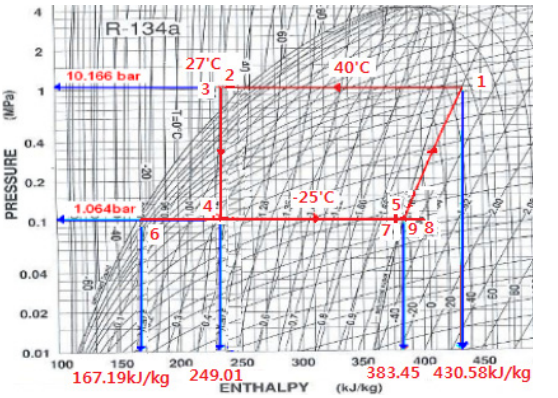
공정을 보면, 응축기(b)에서 냉매는 1.0166MPa, 40℃에서 응축 액화된 후, 35.0℃(2)로 5℃만큼 과냉된다. 이 응축기 출구 냉매액은 예냉(Precooling)용 열교환기(c)를 거치면서 지점 5의 냉매기체가 보유한 찬 에너지에 의하여 27.0℃(3)까지 과냉된다. 과냉 냉매액은 팽창장치인 모세관(d)에서 0.1064MPa, -25.0℃(4)로 등엔탈피 과정으로 팽창 후 액기분리기(e)로 주입된다. 이 때 건도는 0.32471(냉매액 0.67529)가 된다. 이 액기분리기에서 -25℃의 기체 냉매(5)는 예냉기(c)로 가고, 100% 액체 냉매(6)는 증발기에 주입되어 저온을 제공하면서 흡열을 하여 -25℃ 포화기체(7)가 되어 배출된다.

예냉기에서 열교환 후 나오는 과열기체(8)는 유량 0.32471kg/s, 18.8℃, 0.1064MPa로 증발기



(a) Compressor, (b) Condenser, (c) Precooler, (d) Expansion device, (e) Liquid-vapor separator, (g) Evaporator

Figure 3: Refrigeration system of liquid-vapor separation and precooling processes



Points	1	2	3	4
T(℃)	64.11	35.0	27.0	-25.0
P(MPa)	1.0166	1.0166	1.0166	0.1064
h(kJ/kg)	445.56	249.01	237.41	237.41

5	6	7	8	9
-25.0	-25.0	-25.0	18.80	-10.52
0.1064	0.1064	0.1064	0.1064	0.1064
383.45	167.19	383.45	419.17	395.05

Figure 4: Mollier diagram of liquid-vapor separation and precooling processes

의 포화기체(7)와 혼합되어 -10.52℃의 과열기체(9)가 되어 압축기에 주입된다. 압축기에서는 -10.52℃, 0.1064 MPa의 냉매기체가 등엔트로피로 압축되어 1.0166MPa, 64.11℃(1)로 압축된다.

본 해석공정의 증발기에 주입되는 냉매액량을 보면 0.67529kg/s로 기존 냉동사이클보다 증가하게 된다.

Figure 5는 0.1064MPa, -25℃ 저온기체와 응축기 출구 지점 2의 냉매액 간의 열교환 상태도이다. 지점 5의 기체냉열을 이용하여 냉매액(지점 2)을 지점 3까지 과냉시키면서 지점 5의 기체는 지점 8까지 과열된다. 이 과열기체는 증발기에서 배출되는 지점 7의 기체와 혼합되어 지점 9의 중간 과열 조건으로 압축기에 흡입된다.

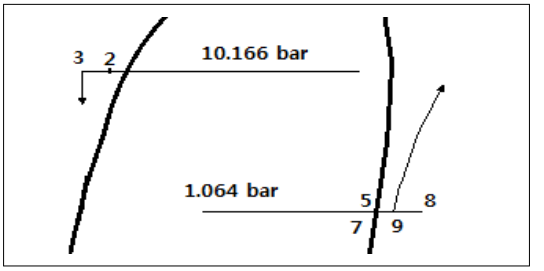


Figure 5: Heat exchange diagram of liquid-vapor refrigerants

냉동능력은

$$Q_e = h_7 - h_6 = (0.67529kg/s)(216.26kJ/kg) \quad (3)$$

으로 146.04kJ/s가 되어 기존 냉동기 냉동능력보다 증가하게 된다.

성능계수(COP)는 2.8913로 1.4%가 향상된다.

3. 해석결과 및 고찰

3.1 과냉도에 따른 냉매 액량의 변화

Figure 6은 예냉기의 출구온도(Figure 3 지점 3) 즉 과냉도에 따른 냉매액의 생성량 변화를 보여준다. 35℃로 예냉기에 주입된 냉매액이 32~27℃(지점 3)까지 과냉될 때 냉매액이 0.642kg/s에서 0.67529kg/s까지 선형적으로 증가하였다. 이는 과냉에 의하여 팽창과정동안 건도 생성이 감소하고 냉매액이 증가하기 때문이며, 냉매액의 증가는 기존 시스템 대비 8.6%가 되었다. 냉매액이 선형적으로 증가하는 이유는 Mollier 선도에서 포화액이 일정한 비율로 증가하기 때문이다.

이 냉매액의 증가는 증발기에서 단위 시간당 냉동효과가 증가되는 것으로, 냉동공간의 온도를 보다 빠르게 저하시키는 효과를 제공하는 것을 의미한다.

예냉기에 주입된 35℃의 냉매액이 출구온도 27℃로 과냉되면, 예냉기 출구 지점 8의 온도가 18.8℃가 되어 열교환에 문제가 없을 것이나, 출구온도가 26℃까지 저하되면 예냉기 출구 지점 8의 온도가 24.9℃가 되어 열교환 면적이 크게 요구되는 문제가 발생하게 된다. 그러므로 예냉온도는 27℃까지 검토하였다.

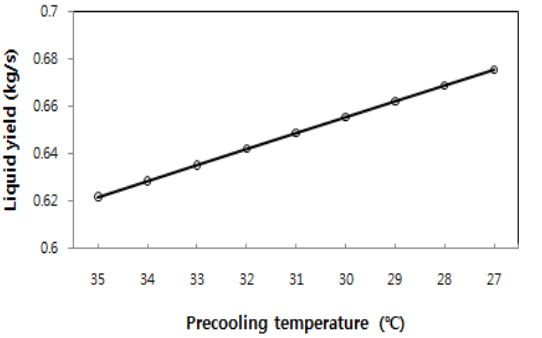


Figure 6: Liquid refrigerant yield rate with precooling temperature

3.2 과냉도에 따른 냉동능력의 변화

Figure 7은 예냉기의 출구온도에 따른 증발기의 냉동능력 변화를 보여준다. 35℃로 예냉기에 주입된 냉매액이 32~27℃까지 과냉될 때 증발기의 냉동능력은 138.84kJ에서 146.04kJ까지 선형적으로 증가하여 기존 시스템 대비 8.6%가 증가되었다.

냉동능력은 식(3)의 냉매흐름량에 냉동효과가 고려된 것으로 냉동효과는 216.26kJ/kg으로 일정하나 냉매액량이 증가함에 따라 냉동능력이 증가하게 된다.

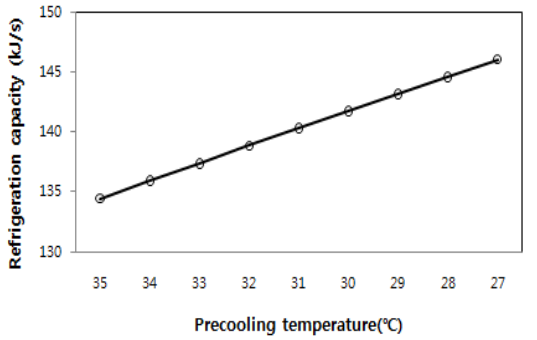


Figure 7: Variation of refrigeration capacity rate with precooling temperature

3.3 과냉도에 따른 성능계수의 변화

Figure 8은 예냉기의 출구온도에 따른 냉동기 성능계수의 변화이다. 35℃로 예냉기에 주입된 냉매액이 32~27℃까지 과냉될 때 성능계수는 2.8668에서 2.89127까지 증가하여 기존 시스템 대비 성능계수의 증가는 1.4%가 되었다.

성능계수가 증가하는 이유는 냉매의 Mollier선도의 특성에 기인한다. 즉, p-h선도의 우측 포화기체선은 기울기가 큰 반면, 좌측의 포화액선은 완만한 기울기의 곡선을 갖는다. 우측은 기울기가 커서 압력의 변화에 대한 압축 엔탈피 값의 차가 적은 반면, 좌측은 냉동효과로 우측값을 비교할 때 크게 된다. 즉, 좌우측 기울기가 같다면 압축 소요에너지 및 냉동효과 증가 양이 같게 되어 냉매액의 예냉에 의한 COP가 동일한 값이 될 것이나, 좌측의 기울기가 완만함으로 인하여 냉동효과가 압축열량보다 크게 되는 것이다.

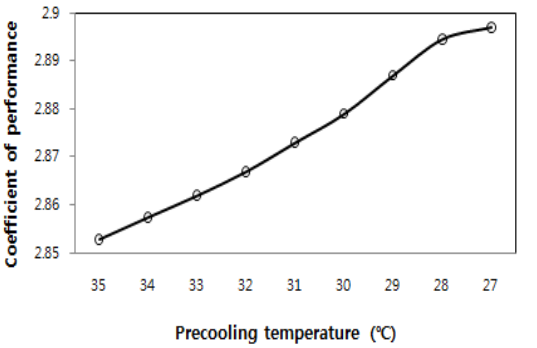


Figure 8: COP improvements by liquid-vapor and precooling processes

그러므로 좌측 포화액선의 기울기가 완만한 냉매 일수록 액기분리기 및 예냉기의 장착효과가 크게 되며, 증발기 온도가 낮은 냉동시스템일수록 보다 더 포화액선 기울기가 완만하게 되어 액기분리에 의한 냉매액 생성량 및 효율이 증가하게 되는 것이다.

3. 결 론

본 연구에서는 냉동기 냉동 시스템에 다수개의 액기분리기와 예냉기를 적용하여 냉매액 생성량을 증가시킴으로써 냉동기 성능과 효율을 향상시키는 공정개발을 위하여, 먼저 1개의 액기분리기와 예냉기가 장착된 시스템의 열해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 35℃로 예냉기에 주입된 냉매액이 32~27℃까지 과냉될 때 냉매액의 증가율은 기존 시스템을 대비할 때 8.6%가 되었다.

(2) 증발기 냉동능력의 증가도 기존 시스템 대비 8.6%가 되었다. 이는 증발기의 단위 시간당 냉동효과가 증가되는 것으로 액기분리기 설치로 보다 빠르게 냉동공간의 온도를 저하시키는 효과를 갖는다.

(3) 기존 시스템 대비 성능계수의 증가는 1.4%가 되었으며, 이의 증가 이유는 냉매 Mollier선도의 특성에 기인된다.

향후 보다 효율을 향상시킬 수 있는 다수개의 액기분리기가 적용된 냉동시스템의 냉동능력 및 효율 향상 분석을 수행하고자 한다.

참고문헌

[1] ASHRAE Handbook, Refrigeration, Chapter 39, pp. 39.1~39.4, 1998.
[2] ASHRAE Handbook, Refrigeration, Chapter 1, pp. 1.8, 1998.
[3] ASHRAE Handbook, Fundamentals, Chapter 19, pp. 19.24, 1997

저 자 소 개

윤상국(尹相國)

1955년생. 1977년 성균관대학교 화학공학과 졸업(학사). 1982년 연세대학교 대학원졸업(공학석사). 1989년 Southampton 대학교 초저온공학과 졸업(공학박사), 1993～현재 한국해양대학교 기계정보공학부 교수