

EES를 이용한 대체냉매 작동 2단압축냉동사이클의 성능해석

박 천 완, 이 동 규, 최 승 길*, 강 채 동**†

전북대학교 대학원 기계공학과, (주)썬이앤씨, 전북대학교 공업기술연구소 자동차신기술연구센터

Two-Stage compression cycle operating with alternative refrigerant using by EES program

ChunWan Park, DongGyu Lee, SeungKil Choi*, Chaedong Kang**

ABSTRACT: The present study has been conducted to an analysis of two stage refrigeration cycle with alternative refrigerant R410A. In the analysis, single stage cycle (R22 and R410A) compared to COP changing with supercooling degree. Secondly, two stage refrigeration cycle is investigated to the existence of intercooler or supercooler. At results, supercooler contributes to the increase of cooling capacity and the decrease of COP.

Key words: Two-stage compression(2단압축), intercooler(중간냉각기), supercooler(과냉각), alternative refrigerant(대체냉매), COP, EES

기 호 설 명

- COP : 성능계수
- G : 질량유량 [kg/s]
- h : 비엔탈피 [kJ/kg]
- m : 중간냉각기 가액냉매량비
- n : 저단부에 대한 고단부 순환냉매량비
- P : 압력 [kPa]
- T : 온도 [°C]
- W : 단위질량당 압축기 동력 [kJ/kg]

- SC : 과냉각
- SH : 과열

1. 서론

최근 하절기 냉방기기의 수요 증가는 여름철 전력 사용의 불균형을 초래하며, 국가 발전 설비 증대 필요성에 따른 막대한 비용 지출과 과도한 화석에너지의 사용으로 인한 에너지 고갈 및 환경오염 등의 문제를 야기하고 있다.⁽¹⁾⁽²⁾ 이와 함께 현재 냉방기기에 많이 사용되고 있는 CFC 및 HCFC계 냉매는 대기에 누출 될 경우 오존층을 파괴하고 지구온난화에 영향을 미치는 환경오염 물질로 분류되어 이들 물질에 대한 생산 및 사용에 대한 규제가 가속화 되고 있는 실정이다.⁽³⁾ 현재 R-22의 대체냉매로서 냉방 및 냉동기기에 사용되고 있는 R410A는 GWP가 1730, ODP가 0.0 으로서 비교적 녹색환경을 지향한다고 볼 수 있다.

냉방기기를 이용 할 때 소모되는 에너지를 절

하첨자

- I : 중간냉각기
- L : 저단압
- H : 고단압

† Corresponding author

Tel.:+ 82-63-270-2318; fax:+ 82-63-270-2315

E-mail address: ckang@chonbuk.ac.kr

약하기 위해서 냉방 시스템의 성능 및 효율 향상이 매우 중요하며, 이를 위해 현재 시스템 구성 기기들의 성능개선이나 적절한 부속기기들의 선정을 통해 최적의 성능을 발휘할 수 있는 시스템에 대한 실험적 연구가 많이 보고되어 있다.^{(4)~(6)} 이러한 많은 연구에도 불구하고 냉동 사이클의 다양한 조건에서의 성능 평가는 시간적, 경제적인 제약을 요구한다.

이에 본 논문에서는 기초설계단계에서의 냉동 사이클 해석을 세부적으로 상용 공학 수식 해석 도구인 EES(Engineering Equation Solver) 프로그램을 이용하여 계산하였다. 대체냉매인 R410A를 이용한 단단 냉동 사이클 및 2단압축 2단팽창 사이클을 변형시켜 저단 및 고단부에 과냉각 특성을 갖도록 시스템을 구성하고 수치적으로 냉매 종류 및 과냉각도가 각각의 증기 압축 냉동사이클의 성능에 미치는 영향에 대하여 살펴봄으로써 기초설계자료를 제공하는 데 그 목적이 있다.

2. 이론적 배경

2.1 2단압축 2단팽창 냉동사이클

2단압축 2단팽창 냉동사이클(two stage refrigeration cycle with double expansion)은 주로 증발온도 -30°C 이하의 저온 냉동설비에 사용되는 장비로서, 1단압축 1단 팽창방식과 다른 점은 응축기에서 액화된 고압냉매를 제1팽창 밸브를 거쳐 모두 중간냉각기(Intercooler)로 보내어 중간압력까지 감압하고, 다시 중간냉각기에서 분리한 포화액을 제2팽창 밸브를 거쳐서 증발압력까지 감압시켜서 증발기로 보내는 방식이다.⁽⁷⁾

Fig. 1은 기존 2단압축 2단팽창 사이클에 과냉각열교환기(Supercooler, A부분)를 추가한 시스템의 개략도이며, Fig. 2는 Fig. 1의 각 지점을 $P-h$ 선도상에 나타낸 것이다.

2.1.1 중간냉각기(Intercooler)

중간 냉각기는 고단압축기 출구의 과열기체 상태 냉매를 중간압력하에서 포화상태까지 냉각시켜 고단압축기로 송출하는 한편, 고단부에서 팽창된 냉매를 포화액 상태로 저단부팽창 밸브로 보내는 역할을 한다. 이때 중간냉각기에서 저단부 압축기에서 토출되는 가스량(G_L)과 중간냉각

기에서 증발하는 냉매량(G_I)의 비율을 $m(=G_I/G_L)$ 이라 할 경우 m 은 (1)식과 같다.

$$m = \frac{(h_6 - h_7) + (h_2 - h_3)}{h_3 - h_6} \quad (1)$$

또한 고단부를 순환하는 냉매량(G_H)은 (2)식과 같으며, 저단부 순환 냉매량(G_L)과의 비를 n 이라 하면 n 은 (3)식과 같다.

$$G_H = G_I + G_L \quad (2)$$

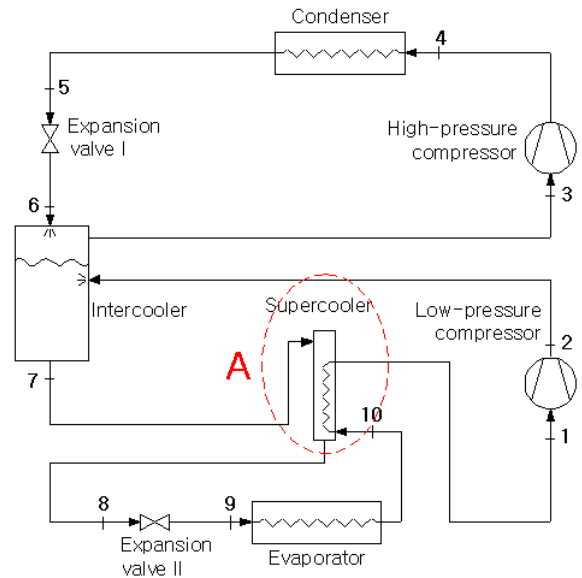


Fig. 1 Schematic diagram of two stage refrigeration cycle with double expansion.

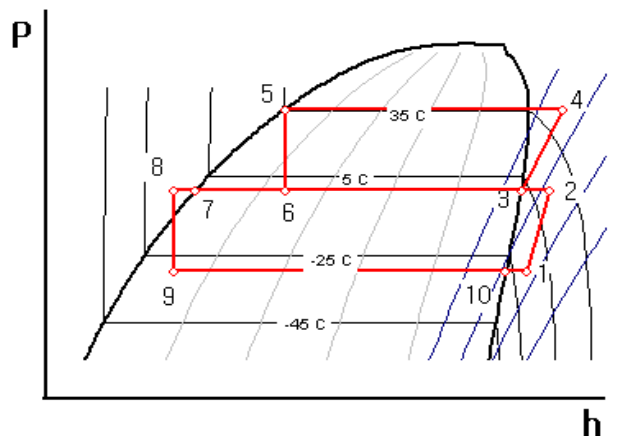


Fig. 2 $T-s$ & $P-h$ diagrams of two stage refrigeration cycle with double expansion

$$n = \frac{G_H}{G_L} = \frac{G_L + G_I}{G_L} = 1 + m \quad (3)$$

2.1.2 과냉각열교환기(Supercooler)

과냉각 열교환기는 중간냉각기의 작용에 의해 생성된 포화상태의 냉매액을 동일압력 하에서 포화온도 이하로 냉각시키기 위해 증발기 출구에서의 냉매와 열 교환시키는 장치이다. 과냉각열교환기 내에서 과정은 등압과정으로 가정하였으며 이때 엔탈피 평형식은 (4)식과 같다.

$$h_7 - h_8 = h_1 - h_{10} \quad (4)$$

2.2 해석방법 및 조건

상용 공학 프로그램인 EES 프로그램은⁽⁸⁾ 미국 Wisconsin 대학 Solar Energy Lab.에서 개발된 것으로 열·유체 분야의 계산 Tool로 알려져 있다. 본 논문에서는 EES 및 내장 열물성 자료를 이용하여 냉동사이클 해석을 통한 냉동시스템의 성능을 분석하였다.

대부분 2단압축 냉동사이클의 경우는 증발온도가 -30℃이하인 저온 냉동시스템에 사용되기 때문에 냉동사이클의 증발온도는 -30℃, 응축온도는 35℃로 고정하여 시뮬레이션을 하였다. 또한 중간냉각기에 작용하는 중간압력은 저단 및 고단부 압력에 의해서 (5)식과 같이 얻어진다.

$$P_I = \sqrt{P_H \times P_L} \quad (5)$$

Table 1은 본 연구의 실험조건을 나타낸 표이다. 1단 압축과 2단 압축 사이클을 서로 비교하였으며, 사용된 냉매는 R22, R410A이고, 고단부와 저단부의 과냉각도를 각각 0~5K로 변화를 주었다. 냉매 R22 및 R410A에 대한 열물성 값을

Table 1. Analysis conditions

Cycle Type	Refrigerant	Supercooling degree	
		T_{scH}	T_{scL}
One stage	R22	0~7 K	0~7 K
	R410A		
Two stage	R410A		

Table 2에 나타내었다. R410A는 R22에 비해 GWP가 약간 크나 ODP는 0으로써 환경친화적인 대체냉매로 알려져 있다. 또한 냉매특성상 R22에 비해 고압에서 사용하는 것이 유리하다.

3. 결과 및 고찰

3.1 표준 냉동사이클에서의 과냉도 영향

Fig. 3은 표준 1단압축 냉동사이클($T_H=30^\circ\text{C}$, $T_L=-15^\circ\text{C}$)에서 R22와 R410A 냉매를 이용하여 과냉도 변화에 따른 COP의 특성을 나타낸 그래프이다. COP는 R22가 R410A에 비해 전체적으로 높은 값을 가지고 있으며, 과냉도가 0K에서 7K로 증가하는 동안 COP는 R22 냉매 사용 냉동사이클이 4.66에서 4.91로 0.25 증가하였으며, R410A 냉매 사용 냉동사이클이 4.45에서 4.76으로 0.31증가 하였다. 이는 과냉도가 증가 할수록 냉동능력이 증가하기 때문에 COP가 상승한 것으로 보여진다. 또한 R22와 R410A 냉매 과냉도의 증가분에 대한 COP 상승효과는 각각 5%, 7%로 나타났다. R410A의 경우 R22에 비해 작동압력은 높았으나 압축비는 약 0.1작게 나타났다. 이

Table 2. Properties of refrigerant(R22, R410A)

ASHRAE No.	R-22	R-410A	
Molecular weight	86.5	72.6	
Component ratio	HCFC-22 (100wt%)	HFC-32/125 (50:50wt%)	
ODP	0.055	0	
GWP	1700	1730	
NBP at 1bar (°C)	-40.8	-52.7	
Critical temperature(°C)	96.1	72.5	
Saturation Density at 30°C(kg/m ³)	1174.2	1038.0	
Specific heat at 30°C, 1bar (KJ/kg-K)	Liquid	1.30	1.72
	Gas	0.67	0.88

Table 3. Saturated Pressure of refrigerant (kPa) (Ref. 8)

Temperature°C	-30	-10	10	30
P_R22	105.2	354.9	681.2	1192
P_R410A	270.2	572.1	1081	1876

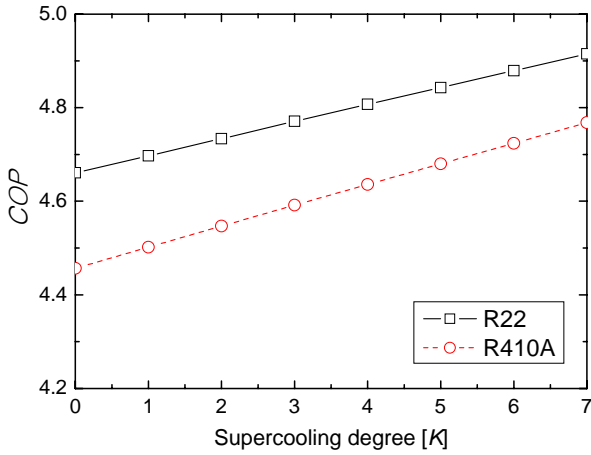


Fig. 3 The Relationship between supercooling degree and COP

는 R410A냉매의 특성으로 높은 밀도를 고려할 경우 고압압축이 유리함을 보인다. Table 3 에 두 냉매의 포화압력을 비교하였다.

3.2 R410A 냉매이용 단단 냉동사이클

Fig. 4는 표준냉동사이클 조건에서 R410A 냉매를 사용할 경우 증발온도 및 과냉도 변화에 따른 COP의 변화를 나타낸 그래프이다. 이론적으로 COP를 높이기 위해서는 냉동효과를 크게 하거나 압축일을 작게 만들면 된다. 냉동효과를 크게 하는 방법 가운데 하나로써 과냉각과정을 이용하였다. 과냉각의 온도변화에 따른 COP 변화를 살펴보면 과냉각의 온도를 0°C~6°C까지 상승시키는 동안 COP도 함께 상승하였다. 하지만 과냉

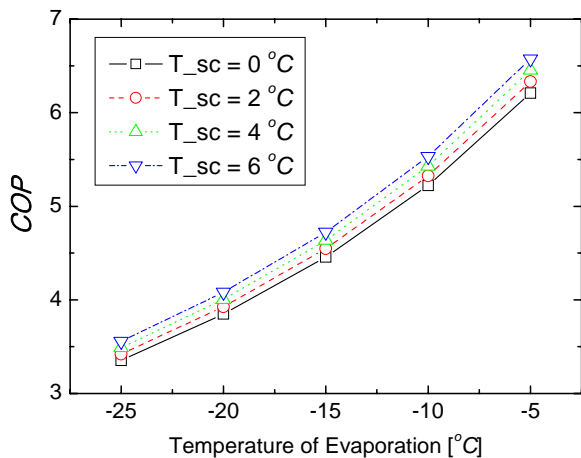
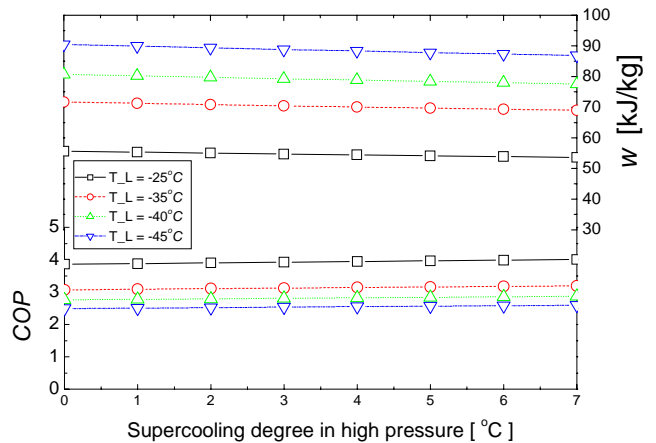
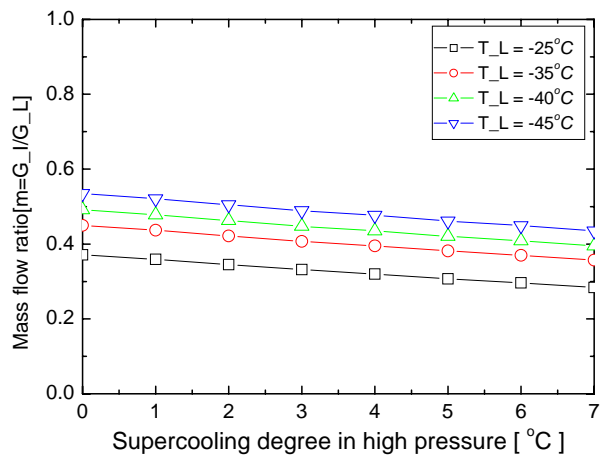


Fig. 4 The Relationship between T_L and COP to supercooling degree(R410A).

각의 온도변화(0°C~6°C)에 따른 COP의 평균 변화량은 약 0.27정도로 그 차이가 매우 적음을 알 수 있으며, 이 결과로 과냉각은 표준냉동사이클에서 COP에 큰 영향을 미치지 못함을 알 수 있다. 냉동효과를 높이는 또다른 방법으로서 증발온도를 변화시켰다. Fig. 4에서 과냉각이 일정할 경우 응축온도를 일정하게 하고 증발온도에 변화를 주었을 때 증발온도가 상승함에 따라 COP는 3.6에서 6.6으로 상승하였다. 이는 증발온도와 응축기의 온도차이가 작아짐에 따라 작동압력비가 작아져 압축일이 줄어들기 때문이다. 두 결과로부터 과냉도보다 증발온도를 변화시키는 조건이 COP 상승에 더 큰 영향을 주는 것으로 파악되었다.



(a) COP and Compressor Power



(b) Mass flow ratio

Fig. 5 Performance characteristics of double stage cycle to with T_{scH} ($T_{scL}=0^\circ\text{C}$, No SH)

3.3 고단부 과냉도의 영향

Fig. 5 (a)는 2단 압축냉동사이클에서 응축온도와 저단부 과냉각온도(0°C)를 일정하게 고정하고 증발온도를 $-25^{\circ}\text{C} \sim -45^{\circ}\text{C}$ 까지 낮추면서 고단부의 과냉도를 $0^{\circ}\text{C} \sim 7^{\circ}\text{C}$ 까지 변화시켰을 경우에 COP와 압축기 동력의 변화를 나타낸 그래프이다. 이론적으로 알고 있는 것과 같이 증발온도가 상승할때 COP가 증가하는 특성을 보였으며, 동일 증발온도 조건에서 고단부 과냉도가 증가할 때 COP가 약 5% 상승하였다. 또한 고단부의 동일 과냉도 조건에서 증발온도를 증가시킬 경우에도 COP는 상승하였다. 이는 증발온도 및 과냉도의 영향으로 압축일이 변하였기 때문으로 판단되어진다. 한편 단위질량당 압축기 일은 고압측에서 과냉도가 증가함에 따라 감소하였다 이는 중간냉각기의 냉매 증발량과 저단부 냉매 질량유량의 비(m)의 영향으로 판단된다.

Fig. 5 (b)는 동일 증발온도에서 m 의 변화를 나타내는 것으로 고단부의 과냉각이 증가할 수록 m 이 감소하였다. 이는 중간냉각기에서 증발하는 냉매량이 상대적으로 감소하는 것을 의미하며, 이는 고단부의 과냉도가 커짐에 따라 중간냉각기에 유입되는 냉매의 건도가 작아져서 저단부 압축기에서 토출되는 고온의 냉매와 열교환하여 증발할 수 있는 액상냉매액량이 감소하기 때문으로 판단된다.

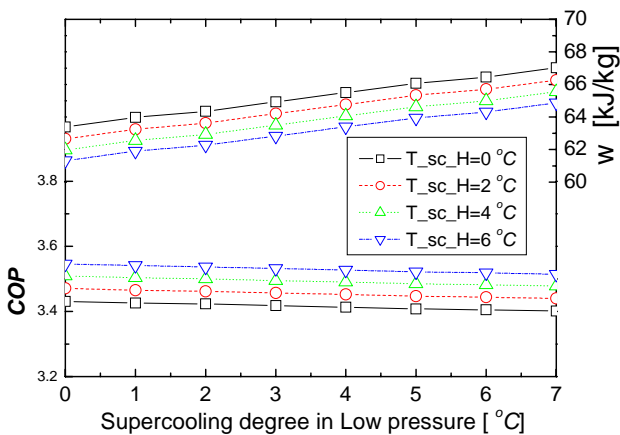


Fig. 6 Performance characteristics of double stage with T_{scL} and T_{scH} variation(Super heater)

3.4 과냉기(Supercooler)의 영향

Fig. 6은 2단 압축 냉동사이클에 과냉기를 설치하여 저단부 과냉도 변화에 따른 COP 특성을 나타낸 그래프이다. 과냉기는 중간냉각기에서 발생하여 저단부 팽창밸브로 공급되는 포화 냉매액을 저단부 증발기 출구의 저온상태 포화 냉매 증기와 열교환 시키는 장치이다. 해석 결과, 저단부 과냉도가 일정한 조건에서 고단부 과냉도가 증가할수록 COP는 상승하였다. 이는 고단부 과냉도는 냉동효과에 영향을 미치지 않지만 압축기의 소요동력과 중간냉각기에서 증발하는 냉매량을 감소시 COP가 증가하였다. 그러나, 고단부 과냉도가 일정한 조건에서는 저단부 과냉도가 증가할 때 COP가 감소하였다. 이는 저단부 과냉도는 냉동효과를 증가시키는 효과는 있지만 과냉기에 의해서 저단부 압축기 입구의 초기 온도가 상승하여 압축기 소요동력을 상승시켰다. 그 결과 냉동 효과 상승률 보다 압축기 소용동력 상승률이 커 COP가 감소하는 결과로 이어졌다.

4. 결론

본 연구에서는 대체냉매인 R410A를 이용하여 2단압축 냉동사이클에서 과냉도에 따른 COP를 변화를 EES를 이용하여 살펴보았으며, 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) R22 및 R410A 냉매를 이용한 단단 사이클에서 과냉도에 따른 COP 분석결과 과냉도가 증가할수록 COP는 각각 5, 7%상승하였다.

(2) R410A 냉매를 이용한 단단 사이클에서 과냉도 보다 증발온도가 COP 상승률에 약 2.5배 더 영향을 미친다.

(3) R410A 냉매를 이용한 2단압축 냉동사이클에서 저단부 과냉도가 0°C 일 때 고단부 과냉도를 증가시키면 COP는 증가하고, 증발온도를 감소하면 COP는 낮아졌다.

(4) R410A 냉매를 이용한 2단압축 냉동사이클에서 저단부 과열이 작용할 때 고단부 과냉도가 증가하면 COP는 증가하고, 저단부 과냉가 증가하면 COP는 감소하였다.

후 기

이 논문은 자동차신기술연구센터의 지원에 의해 이루어졌습니다.

참고문헌

1. Sung Soo Kim, Youn Tae Kang, 2008, Operation and management state for cooling systems, Proceeding of the SAREK 2008 Summer Annual Conference, pp. 220~225.
2. Jeong, S., Cho, K., Kim, M. S., Kim, Y., 2007, A Study on the Status and Promotion Plan of Gas Cooling, Proceeding of the SAREK 2007 Summer Annual Conference, pp. 358~364.
3. Kim, M. H., 지구온난화와 차세대 대체냉매 기술, 2007, 설비저널, Vol 36, No. 7, pp.7~19.
4. Cho, H., Baek, C, Ryu, C., Kim, Y., 2007, Simulation Study on the Performance Characteristics of a CO_2 Cooling System with an Expander, Korean journal of air-conditioning and refrigeration engineering 2007, pp.630-639.
5. Lee, J., 2008, Performance Analysis of a Refrigeration System with Parallel Control of Evaporation Pressure, Transactions of the Korean society of mechanical engineers. B., Vol. 32, No.8, pp.567-573.
6. Je-Bong Kim, Soo-Youn Kim, Pyung-suk Jung, Kyung-Chul Cho, 2003, Performance Characteristics with Capacities of Heat Exchangers of a Refrigeration System, Korean journal of air-conditioning and refrigeration engineering, Vol. 15 No. 3, pp.187-195.
7. Stoecker, W. F., Jones, J. W., 1982, Refrigeration & Air Conditioning, Mc. GrawHill. pp. 317.
8. <http://www.fchart.com/>