Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 41, No. 3 pp. 191~196, 2017
J. Korean Soc. of Marine Engineering (JKOSME)
https://doi.org/10.5916/jkosme.2017.41.3.191

ISSN 2234-7925 (Print)
ISSN 2234-8352 (Online)
Original Paper

새로운 CO_2 오토 캐스케이드 열펌프 시스템의 성능특성 연구

윤상국†

(Received January 6, 2017 ; Revised February 15, 2017 ; Accepted March 6, 2017)

Study on the performance characteristics of a new CO_2 auto-cascade heat pump system

Sang-Kook Yun†

요약: 20세기에 대두된 HCFC나 CFC계의 냉매들의 환경에의 악영향을 극복하기 위하여 보다 환경 친화적인 이산화탄소와 같은 자연냉매에 대한 관심이 커지고 있다. 겨울철 대기의 열원을 이용하여 증발을 유도하는 이산화탄소 열펌프는 증발기의 온도가 높아 효율이 상대적으로 낮아지고, 130bar가 넘는 고압으로 인하여 열펌프 설비 부품들의 제작의 어려움이 따르게 된다. 본 연구는 보다 낮은 압력의 새로운 2단 팽창식 CO_2 오토 캐스케이드 열펌프를 고안하여 이러한 단점들을 해소하고 보다 효율을 증가시키고자 하였다. 새로운 오토 캐스케이드 열펌프에 2단 팽창방식과 효과적인 냉각방식의 시스템 구성을 하여 혼합냉매인 CO_2 와 R32를 적용하였다. 공정에 고압 70bar, 중간 팽창압은 25bar, 최종 저압은 10bar를 적용하여 해석한 결과, 현재의 오토 캐스케이드 열펌프 공정의 COP는 1.629이었으나, 개선된 중간 압력 25bar의 2단 팽창 오토 캐스케이드 공정은 2.332로 현재의 공정보다 43.15% 향상되었다. 또한 저압측 증발기의 온도도 -10℃ 이하가 되어 찬 외기에도 증발이 용이하게 발생되는 공정이 되었다. 본 공정이 향후 CO_2 열펌프의 성능계수를 보다 향상시키고 고압에 따른 부품 문제들의 해소에 기여할 수 있는 공정으로 분석되었다.

주제어: 이산화탄소, 열펌프, 오토 캐스케이드, 2단 팽창, 성능계수

Abstract: Owing to the harmful environmental effects of HCFC and CFC refrigerants discovered in the late 20th century, the need for environmentally friendly refrigerants such as CO_2 in cooling systems has increased. Air-source CO_2 heat pumps that utilize ambient heat in cold winter are less efficient because of a higher evaporation temperature, and it is difficult to manufacture the components of the heat pump owing to a super critical pressure of over 130 bar. This research aims to overcome these disadvantages and improve energy efficiency by introducing a new lower-pressure CO_2 auto-cascade heat pump system. CO_2-R32 zeotropic refrigerants were considered for two-stage expansion and effective cooling heat exchanging system configurations of the new auto-cascade heat pump. The results indicated that the efficiency of the two-stage expansion system was higher than that of the original one-stage expansion system. Furthermore, the two-stage expansion system showed significant performance improvements when the two-stage expansion stage from highest pressure of 70bar, intermediate expansion pressure of 25bar, and final low pressure of 10bar is applied. The COP of the new two-stage auto-cascade system (2.332) was 43.15% higher than that of the present simple auto-cascade system (1.629). Refrigerants having an evaporation temperature of -10℃ or lower can be obtained that can be easily evaporated in an evaporator even at a low temperature.

Keywords: Carbon dioxide, Heat pump, Auto-cascade, Two-stage expansion, Coefficient of performance

1. 서 론

오존층 파괴와 지구 온난화 등으로 환경 문제가 매우 중요한 과제가 되고 있는 현재, 대부분의 냉난방 시스템의 작동 냉매로 사용되고 있는 CFC 및 HCFC 계열의 냉매는 오존층 파괴 문제로 이미 생산 및 사용이 규제되고 있고, 오존층 파괴와 무관한 대체 냉매인 HFC 계열의 냉매들이 개발되어 널리 사용되고 있다. 그러나 HFC 냉매 중에도 지구온난화 지수가 높은 냉매들이 있어, 2005년 2월 교토 의정서의 발효와 함께 HFC 계열의 냉매 중 온난화 지수가 낮은 HFC 냉매와 천연냉매의 이용은 필수사항이 되고 있다. 그 중에서도 R744인 이산화탄소는 다른 천연냉매들에 비하여 독성, 인화성이 없이 안전하며, 오존층 파괴와 무관하고 지구 온난화 지수도 1로 매우 낮아 이의 활용에 대한 연구와 관심이 매우 커지고 있다**[1]-[3]**.

† Corresponding Author (ORCID: http://orcid.org/0000-0001-5533-3986): Division of Mechanical and Energy Systems Engineering, Korea Maritime and Ocean University, 727, Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan 49112, Korea, E-mail: skyun@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4363

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Copyright ⓒ The Korean Society of Marine Engineering

CO_2 열펌프 시스템의 경우 이미 1900년 초 시스템이 완성되었으나 최근에는 보다 효율적이고 안전한 시스템의 개발을 위하여 다양한 시도가 이루어지고 있다. 통상 이산화탄소 냉동기는 고압 측 압력이 초임계 이상의 압력이 적용됨으로써 증발기 측보다는 고온의 응축기의 열을 온수와 난방에 사용되는 열펌프로 보급되고 있다. 이러한 장점으로 인하여 CO_2를 작동유체로 하는 증기압축 시스템에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있으며, 일본, 유럽 등에서는 CO_2를 냉매로 하는 각종 가정용, 산업용 열펌프 및 상업용 자판기 등까지 개발하여 보급하고 있다**[2]-[4]**.

그러나 냉동기용 이산화탄소 냉매의 단점으로는 냉동기의 고압 측 압력이 130bar 정도인 높은 압력에 따른 고압 압축기, 고압 열교환기 등이 필요하고, 증발기의 온도가 0℃ 정도로 높아 겨울철 외기 온도가 저하될 때 CO_2 냉매의 기화를 위하여 보조 열원이나 응축기 측의 열을 이용하게 됨으로써 냉난방 성능이 저하되는 문제들이 있다. 국내의 CO_2를 냉매로 이용하는 냉난방 열펌프 시스템에 대하여는 성능과 신뢰성 향상을 위한 과제가 많이 남아 있으며, 실용화를 위해서는 극복해야 할 여러 가지 문제점들이 남아 있다.

본 논문에서는 CO_2를 이용한 냉난방 열펌프 시스템의 이러한 근본적인 문제 해결과 성능향상을 위한 방법으로 혼합냉매를 사용하는 오토 캐스케이드(Auto cascade) 시스템의 적용 가능성을 검토하였다. CO_2 사이클의 고압의 문제점을 해결하기 위한 방법 중 하나는 CO_2와 포화압력이 낮은 냉매의 혼합냉매를 사용하는 방법을 들 수 있다. 또한 겨울철 대기에 의한 원활한 기화를 위해서는 증발기 온도가 -10~-30℃의 저온을 얻을 수 있어야 한다. 혼합 대상 냉매로는 오존층 파괴와 무관한 HFC 계 냉매나 천연냉매 중에서 선택하는 것이 바람직하고, 포화 압력이 낮으면서 열역학적 물성의 우수한 냉매로는 R32, R134A, R152A 등이 있으며 이들에 대한 다양한 연구들이 수행되고 있다**[5]**.

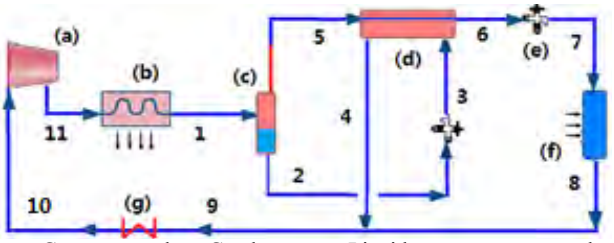
혼합 냉매를 적용한 오토 캐스케이드 냉동시스템에 대한 종래의 연구들을 살펴보면 Kim 등이 응축압력을 낮추기 위하여 R744/R260과 R744/R134A 혼합냉매를 적용하여 오토 캐스케이드 냉동사이클의 성능을 열역학적으로 분석하고 실험을 수행하였다. 적용한 CO_2의 혼합율은 13~36%, 최고압력은 증기압축 냉동시스템의 30bar를 적용하여 COP가 0.4~0.5로 매우 낮게 됨을 밝혔다**[6]**. 또한 다단의 압축을 통한 오토 캐스케이드 냉동사이클의 CO_2 혼합냉매에 대한 종래 연구들이 수행된 바 있다**[7]-[10]**.

그러나 본 연구에서는 CO_2 열펌프의 압력을 낮추고 증발기의 증발이 대기에 의하여 용이하게 이루어질 수 있는 새로운 팽창 공정을 고안하고 이를 해석하였다. 적용한 혼합냉매로는 이산화탄소(R744)와 함께 HFC계 냉매이면서 온난화 지수가 600 정도로 매우 낮고 비점이 대기압에서 -51.6℃인 R32를 선정하였다. 해석 적용 압력으로는 현재의 CO_2 열펌프의 고압 측 압력의 절반 정도인 70bar로 하였으며, 저압 측 증발기의 온도는 최소 -10℃이하가 되는 공정이 이루어지도록 하였다. 이를 통하여 오토 캐스케이드 냉동사이클의 성능에 미치는 인자들을 파악하고 분석하였다. 이를 통하여 자연냉매를 적용한 오토 캐스케이드 냉동시스템의 지속적인 성능 개선을 위한 기본 자료를 제공하고, 향후 CO_2 열펌프의 성적계수 향상과 고압에 따른 부품 문제들의 해소에 기여하고자 하였다. 모든 공정 해석은 열손실이 없는 이론적 사이클로 기준하여 해석하였으며, 각 지점의 열역학 물성값은 Refprop 9.0을 사용하여 산정하였다.

2. CO_2 오토 캐스케이드 열펌프 해석

2.1 CO_2 오토 캐스케이드 공정

오토 캐스케이드 공정은 비점이 서로 다른 두 개의 냉매를 혼합하여 압축한 후 대기로 냉각시키면 비등온도가 높은 냉매는 액화되고 낮은 냉매는 기체로 남게 되어 액기분리기에 포집된다. 이 중 액체만의 압력을 강하시켜 저온의 냉매를 얻은 후, 이 저온 냉매로 열교환기에서 액기분리기의 기체를 냉각시킴으로써 증발기에 보다 낮은 온도를 제공하는 공정이다.



a : Compressor, b : Condenser, c: Liquid vapor separator, d : Heat exchanger, e : Expansion valve, f : Evaporator, g : Heater

No.	1	2	3	4	5
P(bar)	70	70	10	10	70
T(℃)	45	45	-25.7	-21.3	45
flowrate	1.0	0.729	0.729	0.729	0.271
h(kJ/kg)	346.9	323.9	323.9	417.5	408.8
x(Quality)	0.271	0	0.562	0.8411	1.0
Mole ratio (CO_2/R32)	0.7:0.3		0.6846:0.3154		0.741:0.259

6	7	8	9	10	11
70	10	10	10		70
-20.7	-32.8	-21.7	-21.4	-19.5	-122
0.271	0.271	0.271	1.0	1.0	1.0
157.7	157.7	465.3	430.5	469.2	563.4
-	0.0757	1.0	0.884	1.0	-
0.741:0.259			0.7:0.3		

Figure 1: Analysis of present simple CO_2 auto-cascade heat pump system

Figure 1은 이 오토 캐스케이드 공정에 혼합냉매로 CO_2와 R32를 70:30 mole%로 혼합하여 적용한 공정을 해석한 것이다. 이를 보면, 먼저 압축기에서 혼합기체를 70bar로 압축한 후 응축기에서 응축열이 온수나 난방에 이용되면서 45℃로 냉각되어 기체는 27.17%, 액체는 72.83%가 액기분

리기에 얻어진다. 이때 기체의 CO_2:R32의 평형 조성은 74.9 mole%, 25.1 mole%이고, 액체의 평형 조성은 68.45%, 31.55%가 된다. 이 중 액체가 70bar에서 10bar로 저하되면서 건도 0.841, -25.7℃(지점 3)로 열교환기에 주입되어45℃(지점 5)의 기체를 -20.7℃(지점 6)까지 강하시킨다. 이 지점 3와 지점 6의 온도차는 5℃로 설정하였다.

지점 6의 70bar 기체 냉매는 압력 10bar(지점 7), -32.87℃가 되어 증발기에서 외기 열을 흡입하여 -21.72℃(지점 8) 포화기체가 된다. 이 기체는 지점 4의 건도 0.841의 액기 혼합물과 합하여져 10bar, -21.4℃(지점 9)가 된다. 이는 11.6%가 액으로 존재하므로 히터로 가열하여 포화기체 상태로 한다. 압축기에서 70bar로 압축 후 토출가스 온도는 121.9℃가 된다. 이 오토 캐스케이드 공정의 성능계수는 **식 (1)**에 의하여 1.629이고, 냉동기의 성능계수는 **식 (2)**에 의하여 1.42가 된다. 즉, 종래 오토 캐스케이드 공정은 압축기 흡입가스를 포화기체로 하기 위한 가열열량이 추가 소요되고 성능계수도 매우 낮은 것을 알 수 있다.

$$COP_h = Qc/W = (h_{11}-h_1)/((h_{11}-h_{10}) + (h_{10}-h_9)) \quad (1)$$

$$COP_R = Qe/W = (h_8-h_7/((h_{11}-h_{10}) + (h_{10}-h_9)) \quad (2)$$

여기서 Qc는 응축기의 방열량이며 Qe는 증발기의 흡열량이고,, W는 압축기의 일량이다. **Figure 2**는 오토 캐스케이드 공정의 Moller선도이다. CO_2:R32가 70:30으로 혼합된 선도를 적용하여 해석하였다.

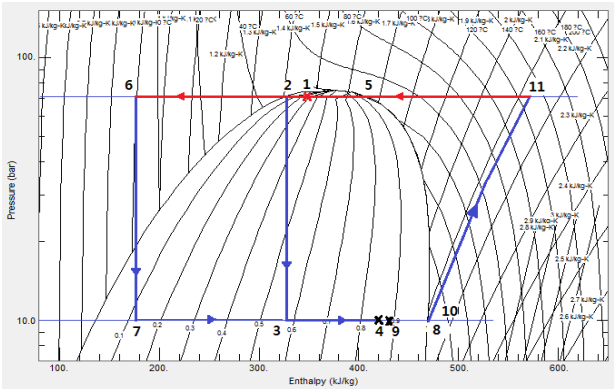


Figure 2: Mollier diagram of present simple CO_2 auto-cascade system

2.2 중간 팽창식 오토 캐스케이드 공정

Figure 3은 현재의 오토 캐스케이드 공정을 변형한 것으로 2단의 팽창과정과 열교환기 토출부의 액체냉매(지점 5)를 증발기로 유입시켜 완전 기화시킴으로써 가열열량을 저감시키는 것이다.

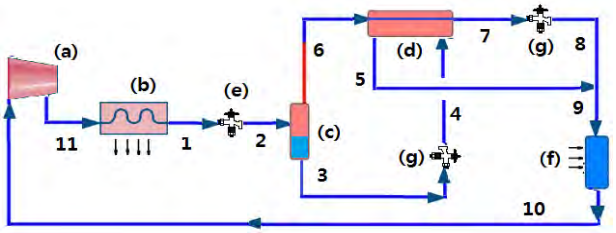
이 공정을 보면, 먼저 압축기에서 혼합기체를 70bar로 압축하고 응축기에서 45℃로 냉각된 후 제1 팽창장치에서 중간압력인 25bar, 3.27℃로 저하되면, 기체는 55.36%, 액체는 44.74%가 액기분리기에 얻어진다. 이 때 기체의 평형성분은 CO_2 :R32가 79.2 mole%, 20.8 mole%이고, 액체의 평형 조성은 58.22%, 41.78%가 된다. 이 중 액체는 25bar에서 다시 10bar로 저하되면서 건도 0.1856, -26.1℃(지점 4)로 열교환기에 주입되어 3.27℃(지점 6)의 기체를 -1.77℃(지점 7)까지 강하시킨다.

지점 7의 25bar 건도 0.533의 냉매는 압력 10bar(지점 8), -30.3℃, 건도 0.617로 되고 지점 5의 -1.73℃ 과열기체와 합체되어 건도 0.8051, -22.7℃로 증발기에 유입되어 외기에 의하여 -19.5℃로 포화기체가 된 후 압축기에 유입된다. 압축 후 토출가스 온도는 122.0℃가 되고 이 열펌프의 성능계수는 **식 (3)**에 의하여 2.298로 종래 오토 캐스케이드 공정의 41%가 향상된다. 이 때 냉동기의 성능계수는 **식 (4)**에 의하여 0.692로 매우 낮은 값을 갖는다.

$$COP_h = Qc/W = (h_{11}-h_1)/(h_{11}-h_{10}) \quad (3)$$

$$COP_R = Qe/W = (h_8-h_7/(h_{11}-h_{10}) \quad (4)$$

즉, 종래 오토 캐스케이드 공정의 팽창과정을 2단으로 하는 공정은 **Figure 1**의 지점 4의 잔여 액의 증발을 위하여 히터로 가열하여야 하는 에너지가 제거됨으로 인하여 성능계수가 크게 향상되는 것을 알 수 있다. 또한 기존의 CO_2 열펌프에 적용되고 있는 13MPa 정도의 고압을 적용하지 않고도 응축열을 효과적으로 사용할 수 있으며, 특히 증발기의 온도가 -22.7℃로 낮아 냉동에도 활용할 수 있는 장점과 함께 겨울철 낮은 온도에도 원활한 증발을 얻을 수 있게 된다. 그러나 증발기의 냉동효과는 65.3 kJ/kg으로 매우 적은 단점을 갖는다.



e : 1st Expansion valve, g: 2nd Expansion valve

No.	1	2	3	4	5
P(bar)	70	25	25	10	10
T(℃)	45	3.27	3.27	-26.1	-1.73
flowrate	1.0	1.0	0.448	0.448	0.448
h(kJ/kg)	346.9	346.9	207.2	207.2	492.1
x(Quality)	-	0.553	0	0.185	-
Mole ratio (CO_2/R32)	0.7:0.3		0.5822:0.4178		

6	7	8	9	10	11
25	25	10	10	10	70
3.27	-1.77	-30.3	-22.7	-19.5	122
0.553	0.553	0.553	1.0	1.0	1.0
460.1	332.6	341.9	403.9	469.2	563.56
1.0	0.533	0.617	0.805	1.0	-
0.792:0.208			0.7:0.3		

Figure 3: Analysis of two-stage expansion system of CO_2 auto-cascade heat pump

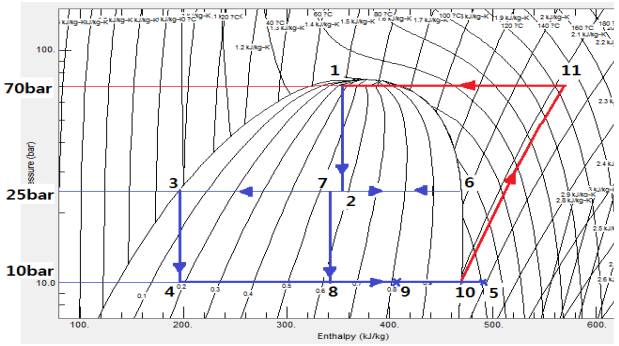


Figure 4: Mollier diagram of two-stage expansion system of CO_2 auto-cascade heat pump

2.3 열교환기 열교환량에 따른 성능 분석

오토 캐스케이드 공정의 중요한 성능 영향인자로는 열교환기의 저온 이용량이 있다. 열교환기의 기능은 액기분리기의 기체(지점 6)를 보다 냉각시키기 위하여 액기분리기의 액체(지점 3)가 팽창(지점 4)되면서 제공하는 저온을 최대한 이용하는 것이다. 이 액체 측 저온 이용량이 증가할수록 효율이 증가하게 된다. **Figure 5**는 중간압력의 변화에 따른 열교환기의 저온 이용량의 변화이다.

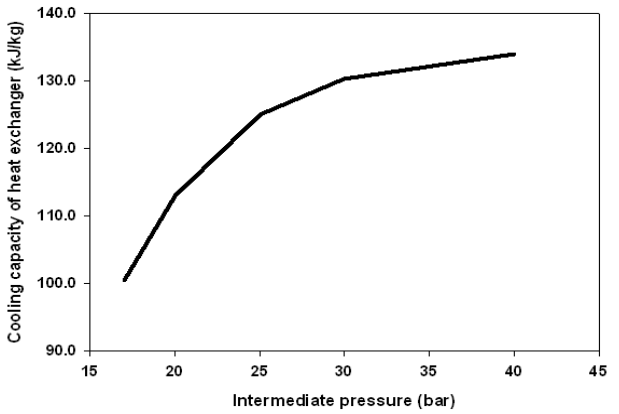


Figure 5: Cooling capacity variation of heat exchanger with Intermediated pressure change in two-stage auto-cascade heat pump

Figure 1 공정의 열교환량을 보면, 기체 입구 측 지점 5와 출구 지점 6은 45℃로 유입되어 -20.7℃까지 저하되어 이용량이 큰 것으로 보이나, 이를 냉각시키는 지점 3과 4의 액기 혼합 냉매의 온도는 -25.7℃에서 -21.3℃에 불과하여 저온 에너지 이용량이 68 kJ/s로 매우 적게 된다. 즉, 열교환량을 최대화하기 위해서는 출구 지점 4의 저온 액기 혼합 냉매 온도와 지점 5의 45℃로 유입되는 기체 온도가 근접하는 것이 바람직할 것이나, 액기 혼합냉매의 유량은 크고 기체의 유량은 작아 열교환기에서 이용하는 열량이 감소하게 되는 것이다.

Figure 3 공정의 저온 냉매 이용량은 지점 7의 온도가 지점 4의 -26.1℃에 의하여 5℃ 정도 높은 -21.1℃까지 저하되는 에너지 이용이 가능할 것이나, 실제 온도는 -1.77℃로 이용 에너지량이 127.46 kJ/s가 된다. 이는 **Figure 1**의 공정보다 크게 증가함을 알 수 있다. 최대 냉각 열교환 이용량을 보면 **Figure 5**에서 중간압력의 증가와 함께 증가하나 135 kJ/s 정도에서 수렴함을 알 수 있다.

열교환기의 냉각 이용량을 보다 향상시키기 위해서는 액기 분리기에서 얻어지는 액체와 기체 냉매가 적절히 생성되도록하는 설계가 필요하게 된다. 액기분리기의 액체와 기체 생성량은 CO_2와 R32의 혼합비율에 따라 발생량이 변화된다. 그러므로 향후 이들의 혼합 비율의 분석과 함께 또 다른 냉매의 혼합 경우의 성능 향상 분석이 필요함을 알 수 있다.

2.4 중간팽창 압력에 따른 성능 변화

Figure 3의 2단 팽창식 오토 캐스케이드 공정의 중간 팽창 압력의 변화에 따른 열펌프의 성적계수 변화를 보면, 중간 팽창의 압력과는 무관하게 응축기 측 열펌프의 성능계수가 일정한 값인 2.2973으로 얻어지게 된다. 이는 증발기 입구 측 온도 조건에 무관하게 증발기에서 포화기체까지 증발시키고 압축일량이 동일하게 가하여지기 때문이다.

3. 개선된 CO_2 오토 캐스케이드 열펌프

3.1 개선된 2단 팽창식 오토 캐스케이드 공정

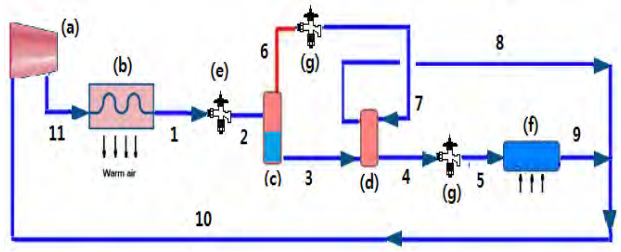
Figure 6은 2단 팽창식 오토 캐스케이드 공정을 개선한 것으로 종래 오토 캐스케이드 공정의 액체를 팽창시켜 저온을 이용하는 대신에, 액기 분리기의 기체를 팽창시켜 이 저온을 이용하여 액체의 온도를 저하시키는 공정이다.

Figure 6의 공정도 응축온도를 동일한 45℃를 기준하여 분석하였으며, 응축기에서 70bar, 45℃가 되어 액기분리기에 포집된 액체 비율은 44.8%로 CO_2/R22 조성비는 0.5822:0.4178이고, 기체의 조성비는 0.792:0.208이 된다. 이 액기분리기의 액체는 기체의 압력강하에 의하여 냉각된다. 기체는 중간압력인 25bar로 팽창되면서 -24.68℃로 열교환기에 주입되어 출구인 지점 8의 -1.79℃까지 상승하면서 지점 3의 3.27℃의 액체를 -10.7℃까지 저하시킨다. 이때 지점 8과 지점 3의 온도차는 5℃로 기준하였다. 이 공정의 열펌프 성능계수는 **식 (3)**에서 2.332로 현재의 오토 캐스케이드 공정보다 43.15% 향상되고, 냉동기 성능계수는 아래 **식 (5)**에 의하여 1.333으로 **Figure 3**공정 효율의 92.7%가 향상된다. 열교환 이용량 Q_{hex}는 **식 (6)**에서 12.8 kJ/s이 된다.

$$COP_R = Qe/W = m_5 (h_9-h_5) / m_{10} (h_{11}-h_{10}) \quad (5)$$

$$Q_{hex} = m_7 (h_7-h_8) = m_3 (h_4-h_3) \quad (6)$$

이는 종래 오토 캐스케이드 공정 즉 열교환기에서 액체의 저온 팽창을 이용하여 기체를 냉각하는 방식과는 달리, 기체의 팽창을 이용하여 액체를 냉각시키는 방식을 적용함으로써 증발기에서 냉매의 온도가 보다 낮아지는 효과와 함께 냉동능력을 증가시키고, 열펌프의 성능을 보다 향상시킬 수 있는 공정이 된다.



No.	1	2	3	4	5
P(bar)	70	25	25	25	10
T(℃)	45	1.43	3.27	-10.7	-27,1
flowrate	1.0	1.0	0.448	0.448	0.448
h(kJ/kg)	346.9	346.9	207.2	178.6	178.6
x(Quality)	-	0.552	0	-	0.1001
Mole ratio (CO_2/R32)	0.7:0.3		0.5822:0.4178		

6	7	8	9	10	11
70	10	10	10	10	70
3.27	-24.68	-1.73	-13.8	-7.6	136.9
0.552	0.552	0.552	0.448	1.0	1.0
460.1	460.1	483.3	479.3	481.5	582.5
1.0	-	-	1.0	-	-
0.792:0.208			0.7:0.3		

Figure 6: Analysis of new two-stage expansion system of CO_2 auto-cascade heat pump

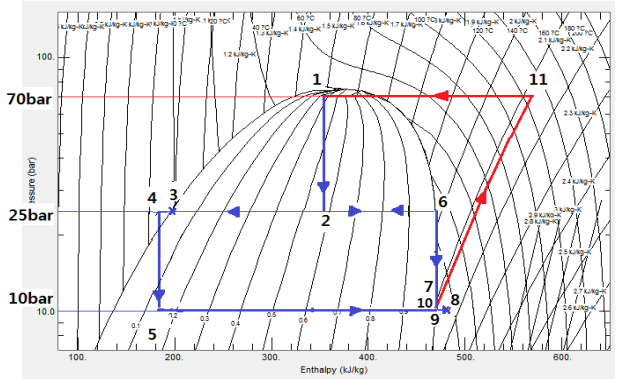


Figure 7: Mollier diagram of new two-stage expansion system of CO_2 auto-cascade heat pump

3.2 중간팽창 압력에 따른 열교환량 변화

Figure 8은 개선된 2단 팽창식 오토 캐스케이드 공정의 중간 팽창 압력의 변화에 따른 열교환기의 열교환량의 변화를 보여준다. 중간 팽창의 압력이 높아짐에 따라 열교환기의 열교환량이 증가하게 되나, **Figure 5**의 값보다 크게 적은 값을 보여준다. 이는 액기분리기의 기체가 팽창되면서 제공하는 기체의 저온 현열을 이용하기 때문이다. 해석의 기준은 지점 3과 지점 8의 온도차가 5℃ 갖는 것을 기준하였다.

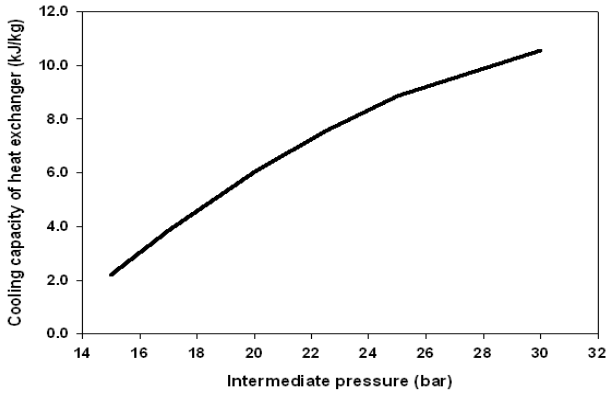


Figure 8: Cooling capacity variation of heat exchanger with Intermediated pressure change in new auto-cascade heat pump

3.3 응축온도 변화에 따른 성적계수

Figure 9는 응축온도 변화에 따른 개선된 2단 팽창 CO_2 열펌프 성적계수의 변화를 나타낸다. 고압 70bar, 중간압력 25bar, 저압 10bar를 기준하여 응축온도가 강하하여 40℃가 되면 열펌프의 성능계수는 2.806으로 72.5% 향상되고, 응축온도 35℃로 저하되면 성능계수가 2.988로 28.1% 증가한다. 이는 종래 캐스케이드 공정의 효율 보다 83.4%가 향상된 것이다.

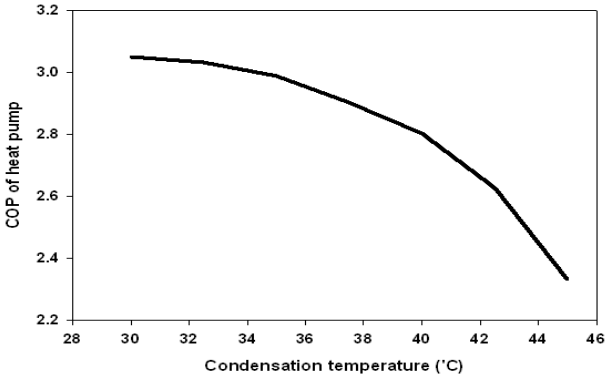


Figure 9: COP variation with condensation temperature in new auto-cascade heat pump

4. 결 론

본 연구를 통하여 현재의 오토 캐스케이드 열펌프를 개선한 2단 팽창식 CO_2 오토 캐스케이드 열펌프의 혼합냉매로 CO_2와 R32를 70:30으로 혼입하여 시스템을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 개선된 2단 팽창식 CO_2 오토 캐스케이드 열펌프 성능계수는 응축온도 45℃를 기준할 때 2.332로 현재의 오토 캐스케이드 공정보다 4315% 향상되었다.

(2) 저압 측 증발기의 온도가 -10℃ 이하가 되어 겨울철 찬 외기에도 증발이 용이하게 발생되는 공정이 되었다.
(3) 본 공정은 CO_2 열펌프의 성적계수를 보다 향상시키고 고압에 따른 부품 문제들의 해소에 기여할 수 있는 공정으로 분석되었다.

향후 본 개선된 2단 팽창 공정을 활용한 다양한 냉매의 성능 변화 특성을 분석하고자 한다.

References

[1] G. Lorentzen, “Revival of carbon dioxide as a refrigerant,” International Journal of Refrigeration, vol. 17, no. 5, pp. 292–301, 1994.

[2] P. Neksa, “CO2 heat pump systems,” International Journal of Refrigeration, vol. 25, no. 4, pp. 421-427, 2002.

[3] H. Tian, Z. Yang, M. Li, and Y. Ma, “Research and application of CO2 refrigeration and heat pump cycle,” Science in China Series E: Technological Sciences, vol. 52, no. 6, pp. 1563-1575, 2009.

[4] T. Tsuruha, Y. Yamagami, and T. Matsubara, “Heat pump vending machine equipped with CO2 ejector refrigerating cycle,” FUJI Electric Review, vol. 61, no. 3, pp. 158-162, 2015.

[5] P. Domanski and M. McLinden, “A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures,” International Journal of Refrigeration, vol. 15, no. 2, pp. 81–88, 1992.

[6] S. G. Kim and M. S. Kim, “Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant,” International Journal of Refrigeration, vol. 25, no. 8, pp. 1093-1101, 2002.

[7] D. Kai, Z. Shaoqian, X. Weirong, and N. Xiaofeng, “A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 33, no. 2, pp. 240-245, 2009.

[8] M. Sivakumar and P. Somasudaram, “Exergy and performance analysis of three stage auto refrigerating cascade (3 stage ARC) system using Zeotropic mixture of eco-friendly refrigerants,” International Review of Mechanical Engineering. vol. 8, no. 1, pp. 124-134, 2014.

[9] Y. Jianlin, Z. Hua, and L. Yanzhong, “Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement,” International Journal of Refrigeration, vol. 31, no. 2, pp. 279-286, 2008.

[10] S. N, Park and M. S. Kim, “Performance of auto-cascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a, In: natural working fluids,” 98 Proceedings of the IIR-Gustav Lorentzen Conference, Oslo, Norway, pp. 311–320, 1998.