

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.8.567

증발압력 병렬제어 냉동시스템의 성능해석

이 종 석*

(2007년 11월 8일 접수, 2008년 6월 30일 수정, 2008년 7월 9일 심사완료)

Performance Analysis of a Refrigeration System with Parallel Control of Evaporation Pressure

Jong Suk Lee

Key Words: Evaporation Pressure(증발압력), Parallel Control(병렬제어), Refrigeration System(냉동 시스템), Evaporation Pressure Regulator(EPR, 증발압력조절기), Refrigeration Effect(냉동효과), Compression Work(압축일), COP(성능계수)

Abstract

The conventional refrigeration system is composed of a compressor, condenser, receiver, expansion valve or capillary tube, and an evaporator. The refrigeration system used in this study has additional expansion valve and evaporator along with an evaporation pressure regulator(EPR) at the exit side of the evaporator. The two evaporators can be operated at different temperatures according to the opening of the EPR. The experimental results obtained using the refrigeration system with parallel control of evaporation pressure are presented and the performance analysis of the refrigeration system with two evaporators is conducted.

1. 서 론

일반적인 증기압축식 냉동시스템은 각각 1개씩의 압축기, 응축기, 수액기, 팽창밸브 또는 모세관, 그리고 증발기로 구성되어 있다. 본 연구에 사용된 증발압력 병렬제어 냉동시스템은 1개씩의 팽창밸브와 증발기를 가진 일반적인 증기압축식 냉동시스템에 1개씩의 팽창밸브와 증발기, 그리고 증발압력조절기(Evaporation pressure regulator, EPR)를 추가로 설치하여 구성된다. 이렇게 함으로써 2개의 증발기는 각각 다른 온도에서 작동할 수 있게 된다.

증발압력 병렬제어 냉동시스템에 있어서, 낮은 온도에서 작동하는 저온증발기는 기존의 일반적인 냉동시스템에서의 증발기와 마찬가지로 설계된 증발압력에서 증발이 일어나므로 이에 따른 증발온도가 얻어지고 따라서 요구되는 냉장 또는 냉동실의 온도가 얻어진다. 이보다 높은 온도에서 작동하는 고온증발기에는 증발기의 출구측에 증발압력조절기(EPR)를 설치한다. 이 증발압력조절기(EPR)의 개도를 변화시켜줌으로써 증발압력이 조절되어 증발온도를 변화시킬 수 있고, 이때 2개의 증발기로 흐르는 냉매의 분배량도 변화함으로써 해당 증발기에서의 냉동능력은 물론 전체 냉동시스템의 냉동능력도 변화한다.

그러므로 증발압력 병렬제어 냉동시스템을 설계·운전할 때는 사용하고자 하는 저온증발기와 고온증발기의 부하계산과 냉매 충전량을 정확하게 할 필요성이 있다. 이러한 냉동시스템을 설계하여 냉매를 충전할 때는 사용목적에 따른 기준

* 회원, 강릉대학교 정밀기계공학과
E-mail : jslee@kangnung.ac.kr
TEL : (033)640-2393 FAX : (033)640-2390

설정을 정확하게 하지 않으면 과열압축 또는 습압축의 우려가 빈번하므로 주의를 요한다.

증발압력 병렬제어 냉동시스템은 냉동산업에 다양한 용도로 활용가치가 높은 반면, 상용으로 개발되어 실제 실용되는 경우는 그리 많지 않다. 그러므로 본 연구에서는 증발압력 병렬제어 냉동시스템의 운전성능에서 가장 기초적인 실험부터 단계적으로 연구하여 정확한 시스템의 설계로 실용화 될 수 있도록 하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 증발압력 병렬제어 냉동시스템의 실제모습이다. 실험장치의 구성은 냉동시스템을 수동 또는 자동운전으로 변환할 수 있는 제어패널과 냉동시스템을 구성한 냉동장치, 그리고 운전 중에 정해진 지점에서의 온도 및 압력을 기록할 수 있는 온도 및 압력 기록장치로 구성된다. 제어패널은 고온 및 저온 증발기의 수동운전, 온도제어 자동운전, 압력제어 자동운전 등 실험자가 바나나잭으로 구성하고자 하는 회로를 임의로 구성하여 운전할 수 있도록 하였다.

Fig. 2는 증발압력 병렬제어 냉동시스템의 구성요소를 보여주는 개략도이다. 냉동시스템을 구성한 냉동장치는 일반적인 단단 증기압축식 냉동시스템에 고온증발기와 저온증발기를 병렬로 설치하였다. 증발압력 병렬제어 냉동사이클은 압축기 - 응축기 - 수액기 - 사이트글라스 - 스톱밸브 - 필터드라이어 - 솔레노이드밸브(SV)를 지나 분배관에서 고온증발기와 저온증발기로 나뉘어진다. 고온증발기 입구에는 온도자동팽창밸브(TEV)를 설치하였으며 저온증발기 입구에는 수동팽창밸브(EV)를 설치하였다.

증발기는 1/2인치 동관을 나선형 형태로 제작하여, 지름 30 cm, 길이 50 cm의 원통형(두께 1 cm의 아크릴로 제작) 체임버에 설치되었는데, 증발기 체임버가 밀폐되어 있어서 -20℃ 정도의 낮은 온도에서도 착상은 거의 일어나지 않았다. 한편, 증발기에서의 부하는 원통형 증발기 체임버의 외부로부터 내부로의 열전달량으로 볼 수 있으며, 증발기의 입구와 출구에서 측정된 온도와 증발기 출구에서 측정된 압력에서의 냉매의 엔탈피 차이로 계산하였다.

Table 1 Specifications of system components

Component	Sign	Specification
Compressor	Comp	3/4 HP
Condenser	Cond	Air cooled
Expansion valve	EV	Const. pressure, 3/8 "
Auto. exp. valve	TEV	Internal equalizer, 3/8 "
Evap. pr. regulator	EPR	Welding type, 1/2 "



Fig. 1 Photo of the experimental apparatus

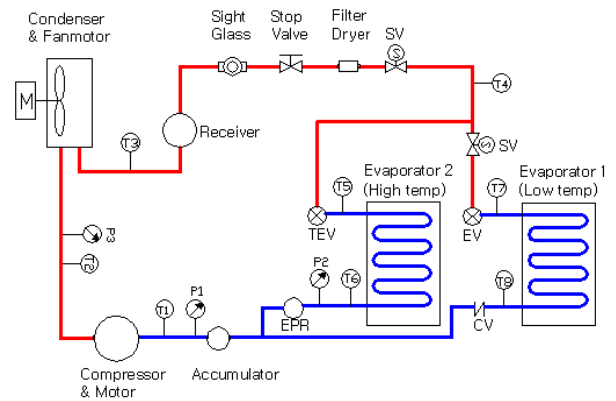


Fig. 2 Schematic of the experimental apparatus

고온증발기 출구에 증발압력조절기(EPR)를 설치하여 증발압력을 제어함으로써 증발온도를 조절할 수 있으며, 저온증발기 출구에는 역류방지밸브(CV)를 설치하여 증발압력이 높은 고온증발기로부터 저온증발기로 냉매가스가 역류하는 것을 방지하도록 하였다. 고온증발기와 저온증발기로 분배된 냉매는 각각 증발기 내에서 증발된 후 다시 합쳐져서 액분리기를 거쳐서 압축기로 흡입된다. 냉동시스템 구성에 사용된 주요부품의 사양을 Table 1에 정리하였다.

온도 및 압력 기록장치는 Fig. 2에 표시한 증발압력 병렬제어 냉동시스템의 주요 위치에서의 온도 및 압력자료를 기록하게 되는데, 온도는 제어 패널에 직접 나타나는 동시에 PC에 기록되어 그래프로 분석할 수 있으며, 압력은 측정지점에 부착되어 있는 압력계에 의해 운전 실험 중에 압력 변화를 수시로 비교 관찰할 수 있도록 하였다. 온도는 T-type 열전대를 동관의 표면에 부착하여 측정하였으며, 압력은 oil형 압력계(-1~35 bar)를 사용하여 측정하였다.

2.2 실험방법

실험장치의 운전방식은 수동운전, 온도제어 자동운전, 그리고 온도압력제어(펌프다운제어) 자동운전을 실시할 수 있으나, 본 연구에서는 증발압력조절기의 개도에 따른 냉동시스템의 성능해석을 위해 수동운전회로를 구성하여 실험하였다.

냉매는 R-22를 사용하였으며, 저온증발기 입구에 부착된 수동팽창밸브의 개도를 중간위치에 조절하고 고온증발기 출구에 설치한 증발압력조절기를 완전히 잠근 상태에서 냉매를 충전하였다.

실험장치를 운전하고 저온증발기측의 온도가 -21~-20℃ 정도에서 압축기 흡입측을 관찰하여 과열압축, 습압축이 되지 않도록 운전상태를 10

분 정도 유지시켰다. 이때 고온증발기 입·출구 온도는 14℃를 유지하는 것을 확인할 수 있었다.

본 연구에서는 증발압력조절기의 개도를 변수로 하여 증발압력 병렬제어 냉동시스템의 온도 및 압력분포를 측정하고, 이들 데이터를 이용하여 냉동시스템의 성능을 해석하기 위해서 초기 운전상태에서 EPR의 개도를 1회전(360°)씩 열어가면서 각각 정상상태에 도달하였을 때 고온증발기와 저온증발기의 입·출구 및 주요지점에서의 압력과 온도를 관찰하여 기록하였다.

냉동시스템의 운전회로 방식, 증발기 내부의 부하 등 실험에 대한 신뢰도 및 여러 가지 다른 변수들도 많으나, 본 연구에서는 EPR의 개도에 따른 온도 및 압력 변화만을 이용해서 증발압력 병렬제어 냉동시스템의 성능을 해석해보는 것을 목표로 하였다.

3. 성능실험 및 해석

3.1 증발압력조절기 개도에 따른 성능실험

증발압력 병렬제어 냉동시스템의 핵심요소인 증발압력조절기의 개도에 따른 성능실험을 수행하였다. 이 실험은 저온증발기 입구에 있는 수동

Table 2 Experimental results according to EPR opening

(Unit: °C, bar)

EPR opening (rev)	T1 Comp In	T2 Comp Out (Cond In)	T3 Cond Out	T4 EV In	T5 Evap2 In	T6 Evap2 Out	T7 Evap1 In	T8 Evap1 Out	P3 Cond	P2 Evap2	P1 Evap1
1	-15.8	56.7	29.2	29.1	14.1	14.2	-21.4	-20.4	12.0	7.7	2.3
2	-16.2	59.0	29.2	29.2	12.8	12.8	-21.2	-20.4	12.0	7.4	2.3
3	-15.6	61.1	29.5	29.5	10.8	10.8	-20.6	-20.3	12.1	7.0	2.4
4	-15.6	62.7	29.6	29.5	9.3	9.4	-20.6	-20.4	12.1	6.7	2.4
5	-15.4	64.5	29.8	29.7	7.1	7.0	-20.4	-20.2	12.2	6.2	2.4
6	-15.2	66.2	30.0	30.0	4.8	4.6	-20.1	-20.0	12.2	5.8	2.4
7	-14.7	67.3	30.2	30.1	2.7	2.5	-19.7	-19.6	12.3	5.4	2.5
8	-14.2	68.3	30.4	30.4	0.2	0.0	-19.1	-19.1	12.4	5.0	2.5
9	-14.1	68.8	30.8	30.7	-3.5	-3.5	-19.5	-19.0	12.5	4.4	2.5
10	-13.7	68.8	31.0	30.9	-5.5	-5.6	-18.7	-18.7	12.6	4.1	2.6
11	-13.5	68.8	31.5	31.5	-9.5	-9.5	-18.1	-18.1	12.7	3.6	2.6
12	-13.0	68.5	31.6	31.6	-13.6	-13.6	-17.9	-18.0	12.7	3.1	2.7
13	-12.9	67.0	31.8	31.7	-16.7	-17.0	-17.7	-17.4	12.8	2.8	2.7
14	-13.0	67.3	31.7	31.6	-17.8	-17.9	-17.6	-17.4	12.8	2.7	2.7
15	-13.1	67.1	31.6	31.5	-18.0	-18.2	-18.0	-18.1	12.7	2.7	2.6

팽창밸브의 개도를 일정하게 한 상태에서 고온증발기 출구측의 증발압력조절기 개도를 변화시키는 방법으로 수행하였다. Table 2는 증발압력조절기(EPR)의 개도를 1회전부터 15회전까지 변화시킨 실험 결과를 정리한 것으로, 운전을 시작하여 약 10분이 지났을 때(대체로 5분 이내에 정상상태에 도달함)의 온도와 압력을 나타낸다.

Table 2에서 증발압력조절기(EPR)의 개도가 변할 때 다른 온도와 압력에 비해서 고온증발기에서의 입구와 출구온도(T5와 T6) 및 압력(P2)이 현저하게 변하는 것을 볼 수 있다. 이것은 고온증발기의 출구측에 설치되어 있는 EPR이 고온증발기의 성능에 직접적인 영향을 미치기 때문이다. 저온증발기에서의 입구와 출구온도(T7와 T8) 및 압력(P1)은 고온증발기에서와는 달리 EPR의 개도 변화에 대한 영향을 그리 많이 받지 않는 것으로 나타난다.

Table 2에 정리한 증발압력조절기의 개도 변화에 따른 냉동시스템의 각 지점에서의 온도분포를 고압측(압축기 출구, 응축기 출구, 팽창밸브 입구)과 저압측(증발기 입·출구와 압축기 입구)으로 나누어서 각각 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다.

Fig. 3은 압축기 출구(T2), 응축기 출구(T3)와 팽창밸브 입구(T4)에서의 온도분포를 나타내며 Fig. 4는 고온증발기 입구와 출구(T5와 T6), 저온증발기 입구와 출구(T7와 T8) 및 압축기 입구(T1)에서의 온도분포를 나타낸다. 증발압력조절기의 개도가 커짐에 따라 고온증발기의 입·출구에서의 온도가 현저하게 하강하는 반면, 저온증발기의 입·출구에서의 온도는 완만하게 상승하는 것을 볼 수 있다. EPR의 개도가 충분히 커지면(14회전 이상) 고온증발기와 저온증발기에서의 압력이 거의 같아지기 때문에 증발온도는 -18°C 정도로 같아진다.

3.2 성능계산 및 고찰

Fig. 5는 2개의 증발기를 가진 냉동사이클의 P-h선도(몰리에르 선도)를 나타내는데, Fig. 2에 표시된 측정위치에서의 온도(8개)와 압력(3개)이 표시되어 있다. 또한 성능계산에 필요한 냉동효과, 압축일량, 응축열량 등도 표시되어 있으며, 본 연구에서는 증발기와 응축기에서는 압력손실을 무시하고 팽창장치에서는 등엔탈피 과정으로 가정하여 성능해석을 수행하였다.

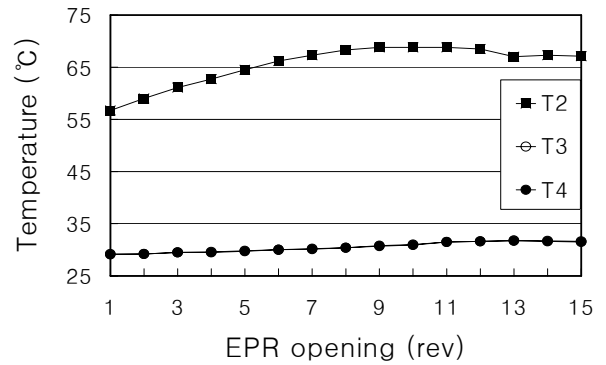


Fig. 3 Temperature distribution of the high pressure side

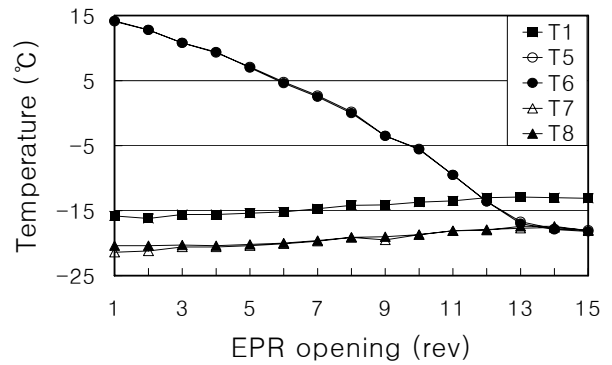


Fig. 4 Temperature distribution of the low pressure side

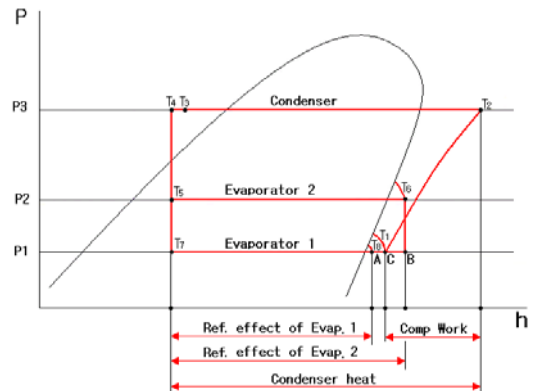


Fig. 5 P-h diagram of the refrigeration cycle with two evaporators

냉동 시뮬레이션 프로그램인 Coolpack⁽¹⁾을 이용하여 각 상태에서의 엔탈피를 계산하고, 다음의 식들을 이용하여 냉동효과와 압축일량, 응축열량,

압축비, 냉매분배율과 이를 고려한 냉동효과 그리고 성능계수를 순차적으로 계산하였다.

1. 냉동효과(각각 냉매 1 kg당)

저온증발기: $q_1 = h_8 - h_7$ (1)

고온증발기: $q_2 = h_6 - h_5$ (2)

2. 압축일량(냉매 1 kg당): $Aw = h_2 - h_1$ (3)

3. 응축열량(냉매 1 kg당): $q_c = h_2 - h_3$ (4)

4. 압축비: $P_r = P_3/P_1$ (5)

5. 냉매분배율

증발기가 2개인 냉동시스템에서는 냉매가 양쪽으로 나누어지기 때문에 냉매분배율을 계산해야 한다. 냉매분배율은 저온증발기와 고온증발기에서 나온 냉매증기의 단열혼합과정을 이용하여 계산한다. Fig. 5에서 저온증발기 출구의 냉매증기(A)와 고온증발기 출구의 냉매증기(B)가 합쳐져서 압축기 입구의 상태(C)로 되는 혼합과정에 대해 에너지보존을 적용하면 다음과 같다.

저온증발기: $D_1 = \frac{h_6 - h_1}{h_6 - h_8}$ (6)

고온증발기: $D_2 = \frac{h_1 - h_8}{h_6 - h_8}$ (7)

6. 냉동효과(냉매분배율을 고려한 냉매 1 kg당)
순환냉매 1kg당의 냉동효과는 저온증발기와 고온증발기에서의 냉동효과에 각각 냉매분배율을 곱해서 더한 값이 된다.

$q_e = D_1 \times q_1 + D_2 \times q_2$ (8)

7. 성능계수: $COP = \frac{\text{냉동효과}(q_e)}{\text{압축일량}(Aw)}$ (9)

고온증발기의 출구측에 위치한 증발압력조절기의 개도에 따른 성능실험 데이터(Table 2)에 대해 식 (1)-(9)를 이용하여 계산한 결과를 Table 3에 정리하였다. 표에 정리한 성능계산 결과 중에서 냉동효과, 압축일량 그리고 성능계수를 각각 Fig. 6-8에 나타내었다.

식 (6)과 (7)을 이용하여 냉매분배율을 계산한 결과, EPR의 개도가 12회전 이상에서는 음수의 수치가 얻어졌다. 이는 Fig. 5에서의 C점(압축기

Table 3 Summary of performance calculations using experimental results in Table 2

EPR opening (rev)	Refrigeration effect		Comp. work Aw	Cond. heat q_c	Press. ratio P_r	Refrigerant distribution		Refrigeration effect q_e	COP
	q_1	q_2				D_1	D_2		
	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	—	%	%	kJ/kg	—
1	162.1	174.7	36.4	201.5	5.22	76	24	165.1	4.53
2	162.0	174.1	38.6	203.2	5.22	78	22	164.7	4.27
3	161.4	173.0	40.0	204.4	5.04	74	26	164.5	4.11
4	161.3	172.6	41.3	205.8	5.04	72	28	164.5	3.98
5	161.2	171.6	42.5	206.8	5.08	70	30	164.3	3.87
6	160.9	170.3	43.8	207.8	5.08	66	34	164.1	3.75
7	160.8	169.5	44.4	208.5	4.92	63	37	164.0	3.69
8	160.8	168.2	44.8	208.8	4.96	57	43	164.0	3.66
9	160.5	166.6	45.0	208.7	5.00	48	52	163.7	3.64
10	160.2	165.5	44.9	208.3	4.85	39	61	163.5	3.64
11	159.8	163.2	44.6	207.4	4.89	12	88	162.8	3.65
12	159.5	161.5	44.2	207.0	4.70	-	-	162.8	3.68
13	159.7	159.8	42.8	205.5	4.74	-	-	162.7	3.80
14	159.9	159.5	43.1	205.9	4.74	-	-	162.8	3.78
15	159.8	159.5	42.9	206.0	4.89	-	-	163.1	3.80

입구)의 온도가 A점(저온증발기 출구)과 B점(고온증발기 출구)의 온도 사이에 있지 않고 C점의 온도가 가장 높기 때문이다. 이것은 본 실험에서 고온증발기 출구에 설치한 증발압력조절기를 완전히 잠근 상태에서 냉매를 충전하였기 때문에 EPR이 열려서 고온증발기로 냉매가 흐르기 시작하면서부터 냉동시스템 내의 냉매의 양이 충분치 않아서, 2개의 증발기에서 나와 혼합된 적은 양의 냉매증기가 압축기로 들어가기 전에 주위의 공기에 의해서 가열이 이루어졌기 때문인 것으로 여겨진다.

Table 3에서 냉매분배율이 음수로 나오는 경우 (12회전 이상의 EPR 개도)에서의 냉동효과는 식 (8)를 이용하는 대신에 다음 식을 이용하여 계산하였다.

$$q_e = q_c - Aw \quad (10)$$

식(10)을 1-11회전의 EPR 개도에 대해서 적용하더라도 식(8)을 이용해서 얻어진 수치와 동일한 결과를 얻었다.

전반적으로 증발압력조절기의 개도가 커짐에 따라 냉매의 분배율이 저온증발기측으로부터 고온증발기측으로 점점 더 많아지는 경향을 볼 수 있다. 최근에는 멀티형 열펌프에 있어서 전자팽창밸브(EEV)의 개도 변화에 따른 유량분배 및 용량조절에 대한 연구가 많이 수행되고 있다.⁽²⁻⁴⁾

Fig. 6-8을 보면, 증발압력조절기의 개도가 커짐에 따라 냉동효과와 성능계수는 떨어지고, 압축일량은 올라가는 경향이 나타난다. 냉동효과와 성능계수가 떨어지는 주된 요인은 앞에서 언급한 바와 같이 2개의 증발기로 나누어지는 냉매의 양이 충분치 않기 때문으로 여겨진다.

본 연구에서는 냉매 충전량에 따른 성능변화에 대해서는 조사하지 않았으나, 냉매 충전량이 변하면 성능해석 결과도 달라질 수 있을 것이다. 냉동시스템의 냉방능력과 성능계수는 냉매 충전량에 따라 크게 변화하며, 성능계수가 최대치로 되는 최적 냉매 충전량이 존재한다.^(5,6)

본 연구의 주목적은 두 개의 증발기를 가진 냉동시스템에서 고온증발기에 설치된 EPR의 개도가 변함에 따른 두 개의 증발기의 성능 변화를 파악하는 것이었으며, EPR의 개도 변화에 따른 최적의 냉매충전량을 찾거나 최적의 운전상태에

서의 부하나 성능을 계산하고자 하는 것이 아니었다. 실제로 EPR의 개도가 변함에 따라 전체 냉동시스템은 최적이지 아닌 상태에서 운전이 되며, 이것이 실제의 냉동시스템이 운전되는 상황에 더 가깝다고 볼 수 있다.

한편 본 실험에서 실제로 측정되어 성능계산에 사용된 온도 및 압력 값들은 온도계 및 압력계의 측정오차를 수반하고 있음을 밝힌다.

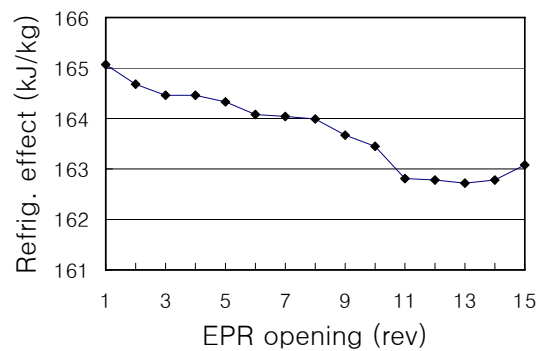


Fig. 6 Refrigeration effect vs. EPR opening

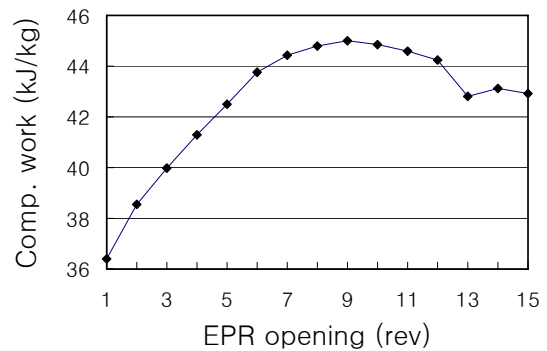


Fig. 7 Compression work vs. EPR opening

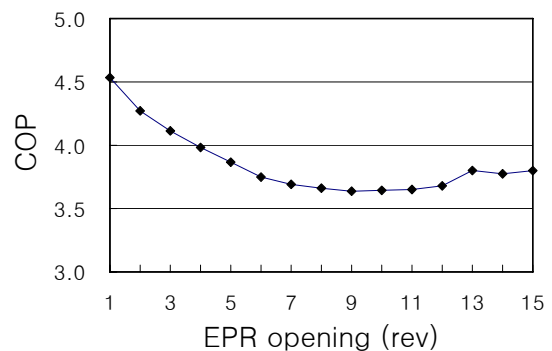


Fig. 8 COP vs. EPR opening

4. 결 론

참고문헌

본 연구에서는 증발압력 병렬제어 냉동시스템을 구성하여 고온증발기 출구에 설치한 증발압력 조절기(EPR)의 개도 변화에 따른 주요 측정위치에서의 온도 및 압력분포를 측정하였다. EPR의 개도가 커짐에 따라 고온증발기에서의 온도는 현저하게 하강하는 반면, 저온증발기에서의 온도는 완만하게 상승하였으며, EPR이 모두 열렸을 때는 두 개의 증발기에서의 온도가 동일하게 나타남을 볼 수 있었다. 본 실험에서 측정된 데이터를 이용하여 성능해석을 수행한 결과는 다음과 같다.

(1) 고온증발기의 온도변화가 비교적 큰 폭으로 하강하는 것은 EPR의 개도에 따라 저온증발기측으로 흐르는 냉매의 분배량이 점차로 고온증발기 쪽으로 많아지기 때문이다.

(2) EPR의 개도에도 불구하고 고온증발기 온도가 떨어진 만큼 저온증발기 온도가 비례하여 상승하지 않는 이유는 저온증발기 챔버의 부하가 운전시간이 경과함에 따라 감소하였기 때문이다.

(3) EPR의 개도가 증가함에 따라 냉동효과와 성능계수는 떨어지고, 압축일량은 올라가는 경향이 나타났다. 냉동효과와 성능계수가 떨어지는 주된 요인은 2개의 증발기로 나누어지는 냉매의 양이 충분치 않기 때문이며, 압축일량이 올라가는 이유는 적은 양의 냉매증기가 주위의 공기로 부터 가열되기 때문으로 여겨진다.

- (1) CoolPack Version 1.46, 2000, Department of Mechanical Eng., Technical University of Denmark.
- (2) Choi, J. M., Kim, Y. C. and Ha, J. H., 2001, "Performance of the Flow Distribution and Capacity Modulation of a Multi-Heat Pump System," *Korean J. Air-Cond. Ref. Eng.*, Vol. 13, No. 5, pp. 313~320.
- (3) Kim, S. Y. and Kim, M. S., 2001, "Capacity Modulation of a Multi-Type Heat Pump System Using PID Control with Fuzzy Logic," *Korean J. Air-Cond. Ref. Eng.*, Vol. 13, No. 9, pp. 810~817.
- (4) Park, B. D., Lee, J. D., Koyama, S., Hwang, I. N., Chang, S. D. and Chung, B. Y., 2001, "Development of the Dynamic Simulation Program for the Multi-Inverter Heat Pump Air-Conditioner," *Korean J. Air-Cond. Ref. Eng.*, Vol. 13, No. 11, pp. 1079~1088.
- (5) Lee, K. J. and Bang, K. H., 2000, "A Theoretical Evaluation of the Effect of Refrigerant Charge on the Performance of Vapor-Compression Air-Conditioning System," *Korean J. Air-Cond. Ref. Eng.*, Vol. 12, No. 5, pp. 486~493.
- (6) Sun, J. K., Chae, S. N. and Jung, D. S., 2002, "Effects of Refrigerant and Oil Charges on the Performance of an Refrigeration System," *Korean J. Air-Cond. Ref. Eng.*, Vol. 14, No. 8, pp. 617~625.