

R134a용 터보냉동기의 성능시험

이 현 구[†], 윤 필 현, 김 춘 동, 이 용 덕, 정 진 화
LG전선(주)

Performance Test of a R134a Centrifugal Water Chiller

Hyeonkoo Lee[†], Pil-Hyun Yoon, Choon-Dong Kim, Yong-Duck Lee, Jinhee Jeong
LG Cable Ltd., 555 Ho-Gye Anyang-shi Kyunggi 431-080, Korea
(Received August 11, 2000; revision received February 20, 2001)

ABSTRACT: A centrifugal water chiller using alternative refrigerant R134a have been developed. The prototype was designed to have refrigeration capacity of 300 RT. Its compressor employs a single high-speed impeller, airfoil diffuser and collector. Newly developed enhanced tubes were installed in the evaporator and the condenser to reduce the required head for the compressor. Off-design characteristics at various conditions, performance test of the compressor and analysis of the refrigeration cycle were performed. So the probability of use in part load condition was checked and the direction for revision was suggested.

Key words: R134a refrigerant(R134a 냉매), Centrifugal water chiller(터보냉동기), Head coefficient(양정계수), Flow coefficient(유량계수)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 C : 비열 [$kJ/kg \cdot K$]
 D : 임펠러 직경 [m]
 H : 양정 [m]
 h : 엔탈피 [J/kg]
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 $LMTD$: 대수 평균 온도차 [$^{\circ}C$]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 N : 임펠러 회전수 [rev/s]
 n : 폴리트로픽 지수
 P : 압력 [Pa]
 Q : 열량 [W]

q : 체적유량 [m^3/s]
 T : 온도 [K]
 u : 임펠러 출구 날개속도 [m/s]
 U_{cond} : 응축기 총괄 열전달계수 [W/m^2K]
 U_{evap} : 증발기 총괄 열전달계수 [W/m^2K]
 W : 일 [W]

그리스 문자

Φ : 유량계수
 Ψ : 양정계수

하첨자

e : 증발기
 p : 폴리트로픽 과정
 r : 냉매
 w : 물

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-450-8349; Fax: +82-31-450-8361

E-mail address: hkool@lgmach.co.kr

: 보완 설계

1. 서 론

전기모터 구동에 의한 원심압축기를 사용하는 터보냉동기는 LNG를 사용하는 흡수식 냉동기와 더불어 산업용, 빌딩 공조용 등 대용량 냉방용으로 많이 쓰이고 있다. 국내에서는 전력수요관리에 따른 제도적, 금전적 지원을 바탕으로 흡수식 냉동기 시장이 터보냉동기 시장에 비해 4배 정도 크게 형성되어 있지만, 터보냉동기는 흡수식에 비해 4배 이상인 COP와 빠른 응답성, 제어 편리성 등에서 우수하여 미국을 비롯하여 중국, 동남아 대형 냉동기 시장에서 주류를 차지하고 있다. 터보냉동기는 1970년대 미국으로부터 기술도입에 의해 국내에서 처음 생산되었고, 현재 3~4개 업체가 부분 대체냉매인 R123용 터보냉동기를 생산하고 있다. 하지만, 오존층 파괴문제로 터보냉동기에 사용되는 냉매가 HCFC계 냉매인 R123에서 HFC계 냉매인 R134a로 빠르게 전환되고 있다. 이런 시장변화에 따라 최근 국내 터보냉동기 업체들도 R134a용 터보냉동기 개발에 뛰어들었다. R123 냉매와는 달리 R134a 냉매는 냉동사이클이 고압에서 이뤄지고, 물설치가 상이하기 때문에 냉동기 시스템 전체에서 설계가 새로 이뤄져야 하고, 특히 핵심부인 압축기의 설계가 기존의 R123용 압축기와 완전히 달라지게 된다. 현재 R134a용 터보냉동기는 미국, 일본의 몇 개사만이 기술을 독점하고 있다.

본 연구진은 1996년부터 300RT급 R134a용 터보냉동기 자체 개발에 착수하여 Fig. 1과 같이 1998년 시제품 개발에 성공하였다. 이후 본 연구

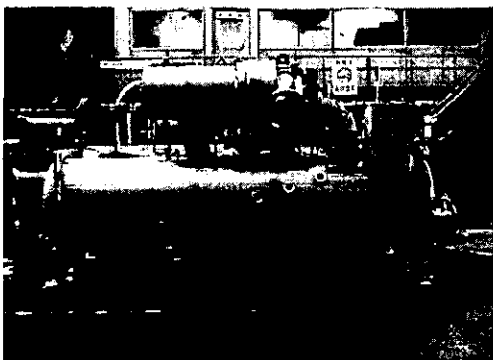


Fig. 1 Developed centrifugal water chiller.

진은 사업부의 설계팀과 공동으로 압축기의 효율 개선을 위해 수 차례의 수정설계와 성능시험을 거쳐 냉동기 전부하 효율이 목표수준에 도달할 수 있었다.

본 연구에서는 시제품 냉동기의 부분부하 운전을 통하여 시스템의 운전 특성을 보고, 압축기의 성능 곡선을 구하였다. 이 결과를 통하여 압축기의 설계 수정의 방향을 제시하였으며, 응축기에서 전열관의 전열 특성을 살펴보았다.

2. 시험설비 및 방법

2.1 시험설비

시제품 냉동기는 1단 압축방식이며, 냉동사이클은 Fig. 2와 같이 구성된다. 압축기는 증속기어 방식의 고속압축기이다. 사양 및 압축기 설계 데이터는 Table 1 및 Fig. 3과 같으며, 압축기의 설계 방법은 이용덕 외⁽¹⁾에 제시된 바와 같으나 설계 용량은 다르게 하였다.

냉동기의 시험설비는 최대 300 RT급 냉동기 시험용으로 Fig. 4(a)와 같이 냉수(cooled water)와 냉각수(cooling water) 펌프, 냉각탑, 판형 열교환기, 제어반 및 밸브류로 구성되어 있다. KS규격에 의하면 냉수 입출구온도(12℃, 7℃)와 냉각수 입출구온도(32℃, 37℃)를 100% 부하상태로 규정하고 있으며, 시제품 냉동기는 실제 건물에 적용하여 시험하기가 어렵기 때문에 응축기 출구의 냉각수와 증발기로 들어가는 냉수를 열교환함으로써 냉동기에 냉동부하를 주도록 시험설비가 고안되어 있다.

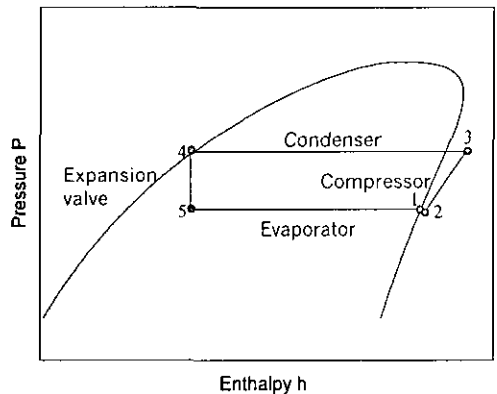


Fig. 2 Refrigeration cycle.

Table 1 Details of the R134a turbochiller

Com-pressor	impeller	unshrouded, 11 blades, 11 splitters		
	angle of attack	4.0°		
	diffuser	Low Solidity Airfoil type, 9 Airfoils		
	speed	14,400 RPM		
	r_{1h}	0.0335 m	t_{ctr}	0.0004 m
	r_{1t}	0.062 m	r_5/r_2	1.2281
	r_2	0.1252 m	r_6/r_2	1.88698
	r_3/r_2	1.1	D_1	0.1552 m
Heat exchanger	Shell and Tube type			
Expansion device	Fixed orifice and butterfly valve			
Motor	Semi-hermatic, 2 pole, 240 kW			

냉동기의 성능분석을 위해서 Fig. 4(b)와 같이 온도, 압력 및 유량의 계측이 필요하다. 냉매라인의 온도측정은 T형(Copper-Constantan) 열전대를 사용하였고 냉수와 냉각수 입출구에서 온도측정을 위해 4개의 백금저항온도계(Pt 1000 Ω)를 사용하였다. 백금저항온도계는 열전대보다 측정오차가 작고 온도에 대한 선형성이 매우 좋다. 기준저항이 1000 Ω 인 백금저항온도계(RTD)를 사용하고 4선식 저항 측정법으로 수축 온도를 측정함으로써 센서로부터 자료수집장치까지 연결된 도선 저항의 영향을 최소화하였다.

냉수, 냉각수의 유량측정은 불확도가 $\pm 1.74\%$ 이내인 노즐유량계($\beta=0.75$)를 이용하였으며 이에 필요한 차압측정은 차압계(SIEMENS 7MF4432)

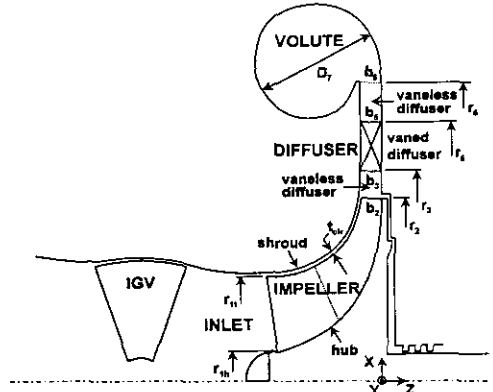


Fig. 3 Schematic of a centrifugal compressor.

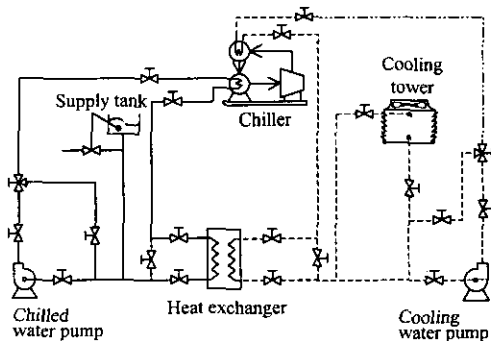
를 사용하였다.

냉동기 시제품에서는 각 부분간의 연결부위 움직임이 충분히 확보된 부분이 거의 없다. 따라서 냉매의 유량측정은 노즐유량계에 비하여 직관부가 비교적 짧아도 되는 cone 유량계($\beta=0.7505$)를 이용하였다. 차압을 제외한 냉동기 시제품 각 부분에서의 압력은 압력계(Danfoss AKS33 060-G21)를 이용하였다. 센서 출력의 전압 강하 문제를 없애기 위하여 모든 센서는 2선식 전류출력(4-20 mA) 방식을 사용하였다.

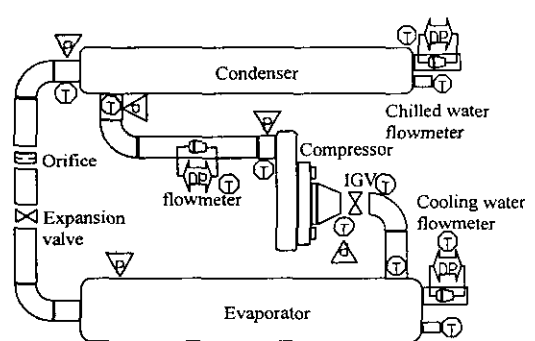
각 센서의 전류출력 신호는 정밀저항(250 Ω) 양단의 전압신호로 변환하여 16bit A/D 변환기(10tech DaqBook200)를 통하여 PC에 동시에 저장되었다.

2.2 계측 및 결과처리

냉동기 각 부분에서 온도가 압력에 비해 늦게



(a) Test rig



(b) Measuring sensors

Fig. 4 Experimental apparatus for the chiller.

평형상태가 되므로 냉수 및 냉각수 온도변화가 30분 동안 0.1℃ 이내로 안정이 될 때를 정상상태로 간주하여 온도 및 압력을 측정하였다.

냉동기의 탈설계 운전조건으로 IGV(inlet guide vane) 개도를 변화시켰고, 각각의 고정된 개도 상태에서 압축기에 걸리는 양정을 변화시켜 가며 압축기의 성능시험을 수행하였다. 압축기의 양정 변화는 응축기로 들어가는 냉각수 입구온도의 조절을 통하여 얻어질 수 있다. 즉 응축기의 입구의 온도를 압축기에서 서지가 발생할 때까지 단계적으로 증가시키며 각 단계에서 필요한 데이터를 얻는다. 압축기 입구조건에 영향을 주는 냉수 입출구 온도는 KS 규격에 준해 표준조건(입구 12℃, 출구 7℃)에 가깝도록 하고 결과처리에 필요한 정확한 온도를 측정하였다. KS 규격에서 냉수는 표준조건, 냉각수 입구온도가 27℃에서 32℃까지를 0~100% 부하로 규정하고, 이 구간에서 냉각수 입구온도에 따라 선형적으로 부분부하로 규정하고 있다.

냉수, 냉각수, 냉매의 유량결정은 냉수, 냉각수 측의 온도를 결정하기 위하여 제어밸브로 조절한다. 따라서 유량은 온도조건에 따라서 다양하게 변화될 수 있다.

부분부하 성능곡선을 완성하기 위하여 많은 경우에 대한 시험이 필요하다. 여기서는 개도율의 변화를 20% 단위로 나누어 0, 20, 40, 60, 80,

100% 개도율에 대하여 각각 양정을 높여 가며(냉각수 입구온도를 조절하여) 시험하였다. 각 개도율에 대하여 서지가 발생하기 전까지 3~6회 측정이 가능하였으며 총 30회의 시험을 수행하였다. 측정 데이터를 1차 가공한 결과를 Table 2에 일부 경우에 대하여 나타냈다.

계측된 온도, 압력으로 냉동기의 성능을 분석하기 위해서는 냉매의 물성치를 알아야 한다. R134a의 물성치는 실험식⁽²⁾을 참조하여 자체 프로그램으로 계산하였다.

압축기의 압축성능은 유량, 임펠러 마하수, 레일늘즈수 변화에 따라 변하게 된다. 따라서, 본 연구에서는 압축기의 성능을 나타내기 위한 적절한 무차원 변수로 ASHRAE Handbook⁽³⁾에서 추천하고 있는 유량계수와 양정계수를 도입하였으며, 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = \frac{q}{ND^3} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{gH}{u^2} \quad (2)$$

부분부하 조건에서 시험한 유량계수와 양정계수를 이용하여 압축기 특성곡선을 구할 수 있다. 이 특성곡선의 서지(surge) 한계와 KS 조건을 이용하면 부분부하 운전범위를 추정할 수 있다.

Table 2 Reduced experimental data for some load conditions

	case01(20%)	case2(80%)	case3(100%)	case4(100%)	case5(100%)	case6(100%)
Evaporating pressure(kgf/cm ²)	3.94	3.74	3.72	3.73	3.74	3.91
Evaporating temperature(℃)	7.87	6.33	6.17	6.28	6.37	7.63
Pressure, compressor inlet(kgf/cm ²)	3.57	3.59	3.57	3.59	3.62	3.81
Temperature, compressor inlet(℃)	6.82	5.91	5.75	5.88	6.00	7.34
Pressure, compressor outlet(kgf/cm ²)	9.30	10.08	10.14	10.22	10.36	10.79
Temperature, compressor outlet(℃)	49.28	49.49	49.22	49.67	50.69	53.55
Mass flow rate(kg/s)	5.251	7.153	7.712	7.596	7.202	6.386
Shaft work(kW)	153.4	206.1	219.7	218.3	212.5	198.2
Flow coefficient	0.0740	0.1062	0.1151	0.1129	0.1067	0.0908
Head coefficient	0.515	0.589	0.595	0.598	0.605	0.606
Polytropic efficiency(%)	62.9	72.9	74.4	74.1	73.0	69.6
Condensing pressure(kgf/cm ²)	9.25	9.99	10.03	10.12	10.27	10.73
Condensing temperature(℃)	35.81	38.62	38.76	39.09	39.67	41.30
Entering condenser water temperature(℃)	31.15	31.97	31.54	32.01	33.01	35.69
Leaving condenser water temperature(℃)	34.59	36.71	36.64	37.02	37.76	39.67
Volume flow rate, cooling water(m ³ /h)	215.96	221.7	223.83	223.27	221.5	219.06
Heat flux, cooling water(kW)	864.6	1220.8	1326.1	1301.4	1223.3	1013.6
Entering chilled water temperature(℃)	11.46	11.46	11.78	11.79	11.50	11.68
Leaving chilled water temperature(℃)	8.49	6.93	6.91	7.02	7.06	8.09
Volume flow rate, chilled water(m ³ /h)	191.65	186.97	190.46	189.83	189.79	190.36
Heat flux, chilled water(kW)	663.21	984.42	1077	1051.9	979.17	794.44
Cooling capacity(RT)	188.7	280.1	306.45	299.29	278.6	226.04
Consumption power(kW)	164	220	231	232	225	210
kW/RT	0.869	0.785	0.754	0.775	0.808	0.929
Qw(Qwc-Qwe)	201.39	236.38	249.1	249.5	244.13	219.16
Heat balance(water, %)	4.32	1.34	1.36	1.34	1.56	0.90
Heat balance(refrigerant, %)	0.60	0.63	0.86	0.71	0.79	0.81

압축기에서 폴리트로픽 압축을 가정하면, 단위 질량당 폴리트로픽 압축일은 다음과 같다.

$$W_p = \int v dp = \frac{n}{n-1} p_2 v_2 \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (3)$$

여기서, n 은 폴리트로픽 지수이고, 압축기 입출구 온도 및 압력에 의해 결정될 수 있다.

폴리트로픽 효율은 폴리트로픽 압축작업과 실제 압축작업의 비로 다음과 같다.

$$\eta_p = \frac{W_p}{h_3 - h_2} \quad (4)$$

열교환기의 열교환량은 냉매와 냉수 및 냉각수에 대하여 동일하므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = \dot{m}_w C_w \Delta T_w = \dot{m}_r \Delta h_r \quad (5)$$

또한, 대수 평균 온도차(LMTD), 총괄열전달계수 및 전열면적의 곱으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = UA \Delta T_{LMTD} \quad (6)$$

열교환기의 총괄열전달계수 U 는 열교환기의 기하학적 특성, 내측 레이놀즈수, 냉매와 수축의 온도차 및 판교효과에 의해 결정되어진다. 주어진 냉동기에서 총괄열전달계수 U 는 레이놀즈수와 대수 평균 온도차에 대해서 나타낼 수 있으며 식(5)와 식(6)에서 얻어진다.

ARI(Air-Conditioning & Refrigeration Institute)에서는 냉동기 시험의 신뢰성 확보를 위한 열평형의 오차⁽⁴⁾(percent heat balance)를 다음과 같이 규정하고 있다.

$$\% \text{ heat balance} = \frac{Q_{we} + W_{in} - Q_{wc}}{Q_{wc}} \times 100 \quad (7)$$

Table 2에서 열평형 오차가 냉수-냉각수축과 냉매축 모두 이 조건을 만족시킴을 알 수 있다. ARI Standard에서는 냉동기의 일반적 사용조건

에 따라 냉수, 냉각수에서 처리하는 열부하를 기준으로 Q_e 와 Q_c 를 구한다. 여기서는 추가적으로 증발기와 응축기에서 냉매의 엔탈피와 질량유량으로 구한 Q_e 와 Q_c 에 대해서도 열평형을 제시하였다. 냉수, 냉각수를 기준으로 한 열평형은 최대 4.96% 이내이고 냉매상태 변화를 기준으로 한 열평형은 최대 1.16%였다.

3. 시험결과 및 고찰

3.1 열교환기 성능분석

냉동기 성능시험에서 냉각수 입구온도를 다양하게 변화시켰기 때문에, 여러 가지 운전조건하에서 계측된 응축기의 총괄열전달계수(U)를 Fig. 5에 나타내었으며 근사식은 다음과 같다.

$$U_{cond} = \frac{4764.5}{\sqrt{LMTD}} + 2736.1 \quad (8)$$

총괄열전달계수는 냉각수와 응축기 내 냉매의 대수 평균 온도차에 대하여 잘 근사되고 있다. 열교환기의 전열성능이 응축기는 대수 평균 온도차의 증가에 대해서 총괄열전달계수가 감소한다. 응축관에 쓰이는 튜브(Wolverine Turbo-C)는 현재 냉동기 업체에서 널리 쓰이는 형태 중의 하나이다. 물론 상세 치수는 조금씩 다를 수 있지만 단관에 대한 총괄열전달계수값은 이미 실험치로 발표된 바 있다.⁽⁵⁾ 그러나 이 단관의 결과는 판이 여러 개 있을 때 다소 달라지므로 식(8)은 판교

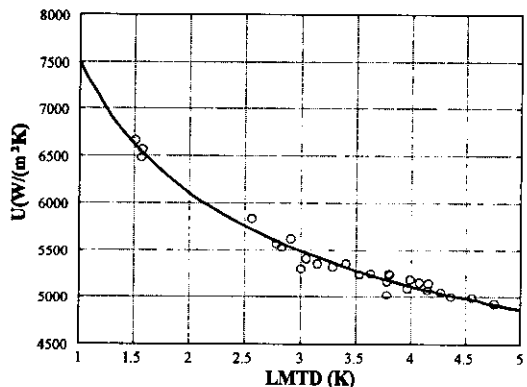


Fig. 5 Overall heat transfer coefficient of the condenser.

효과를 가진 실제 응축기에서 상관식이며, 향후 이 냉동기에서 압축기만을 교체하거나 보완 설계 시 유용하게 쓸 수 있다.

3.2 냉동기 성능분석

냉동기에서 냉동부하(RT)의 변화에 따라 증발기와 응축기에서 냉매-물의 대수 평균 온도차를 Fig. 6에 나타내었다. 대수 평균 온도차는 냉동부하가 증가함에 따라 함께 증가한다. 응축기에서는 Fig. 5에서 보듯이 대수 평균 온도차의 증가에 따라서 총괄열전달계수가 감소하므로 냉동부하가 증가함에 따라 대수 평균 온도차 값은 더 크게 증가해야 하므로 기울기가 점점 커짐을 알 수 있다. 반면 증발기의 경우는 기울기가 미세하게 줄고 있으므로 대수 평균 온도차 증가에 따라

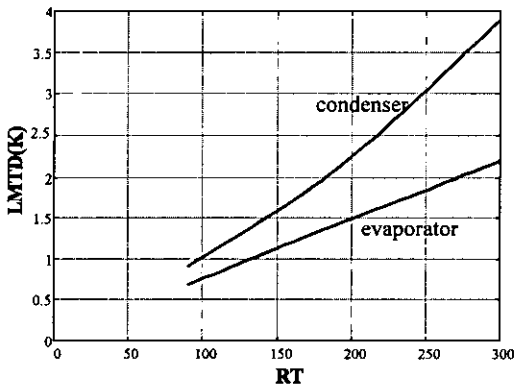


Fig. 6 Variation of LMTD for heat exchangers with respect to cooling load.

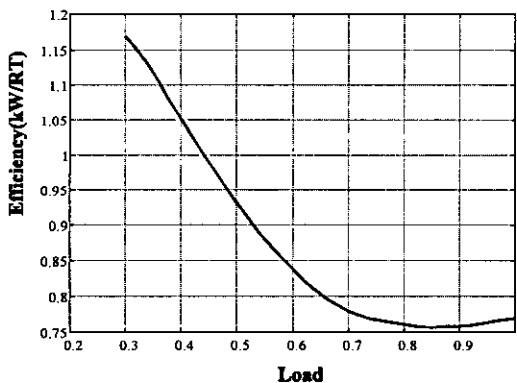


Fig. 7 Chiller efficiency for part load conditions.

서 총괄열전달계수가 증가하는 것으로 추정할 수 있으며 이것은 단관실험 결과⁽⁵⁾에서 입증된 바 있다.

압축기는 터보냉동기의 핵심요소이고 압축기의 성능은 냉동기의 효율(chiller efficiency)로 직결된다. 통상 냉동기 효율을 나타내는 지표로 효율의 역수개념인 단위 냉동 톤당 소비전력(kW/RT)을 사용하며, 그 값이 작을수록 좋은 효율을 의미한다. Fig. 7에는 시험냉동기의 효율을 부하범위에 따라 나타내었다. 부하 1.0은 100% 부하를 나타내며, load 0은 0% 부하를 나타낸다. 현재 냉동기의 전부하효율은 0.76 kW/RT로 나타났다. 이는 기존의 국내 R123용 터보냉동기에 비해 10~15% 가량 좋아진 것이고, 국내에 판매되는 외국 제품수준에 근접한 효율이다. 80% 부하까지는 냉동기의 부하가 작아짐에 따라 좋은 냉동기효율이 나타난다. 그러나 그보다 더 부하가 작은 경우에 냉동기의 효율이 급격하게 나빠진다. 이 이유는 Fig. 8에 나타낸 바와 같이 압축기가 최적운전조건에서 벗어나기 때문에 폴리트로픽 효율이 급격히 감소하여 냉동기 효율이 나빠진다. Fig. 8에 나타낸 바와 같이 전 부하시 압축기의 효율은 74% 정도이다. 잘 설계된 원심 압축기의 효율이 85%까지 이르기 때문에 아직 10%의 효율개선의 여지가 있다. 싸이클 해석에 의하면, 현재의 모터와 열교환기를 사용하였을 때 압축기의 효율이 85%에 이르면 냉동기 시스템에서 효율 0.7 kW/RT 이하가 가능하다.

Fig. 9는 부하에 따른 IGV 개도를 나타낸다. IGV 개도에 따른 부하조절은 선형적이어야만 제

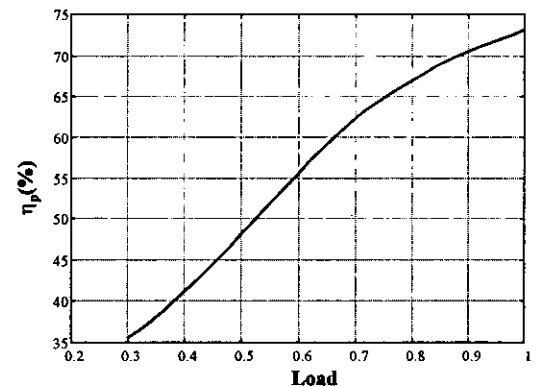


Fig. 8 Polytropic efficiency of compressor for part load conditions.

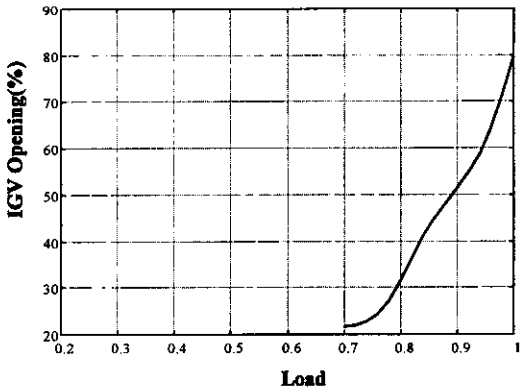


Fig. 9 IGV opening for part load conditions.

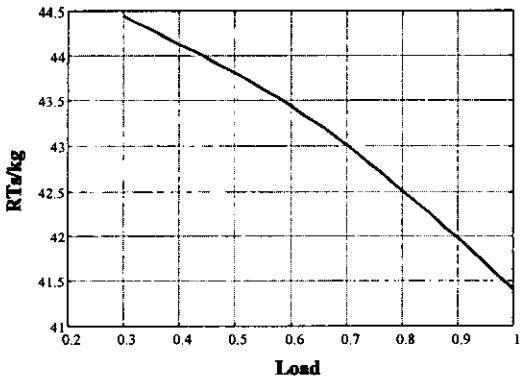


Fig. 10 Refrigeration load per mass flow rate for part load conditions.

여회로 구성이 용이하다. 이 시제품은 100~20%까지 IGV 개도에 따라 비교적 선형적으로 부하의 제어가 가능하였다. 그러나 현재 공조시장에서 요구되는 냉동기의 운전범위는 사용조건에 따라 10~30% 부분부하까지 요구되는 경우가 많다. 따라서 본 냉동기의 상품화를 위해서는 부분부하운전을 위한 운전범위 확보가 우선 해결되어야 한다. 해결방안은 이 논문의 후미에서 논의하기로 한다.

Fig. 10에는 냉동부하 변화에 대한 단위 질량 유량당 냉동력을 나타내었다. 부하가 작아질수록 단위 질량 유량당 냉동력은 커짐을 알 수 있다. 이것은 다음과 같이 설명되어진다. 냉매의 질량 유량과 냉동력은 비례한다. 식(5)에 나타낸 바와 같이 만약 부하 감소에 따라 증발기의 잠열이 일정하다면, 요구되는 질량 유량도 같은 비율로 감소할 것이다. 그러나, 부하 감소는 응축기와 증발

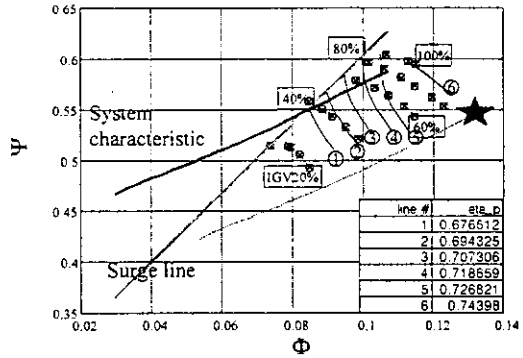


Fig. 11 Performance map of the compressor.

기의 온도 차이를 줄이게 된다(이 실험에서는 응축온도를 감소시켜 부하를 줄임). 따라서 Fig. 2에 나타낸 냉동사이클에서 팽창 후에 증발기 입구에서 냉매의 건도가 감소하고 증발기에서 증발 잠열이 커진다. 결국 질량 유량이 상대적으로 적어져 단위 질량 유량당 냉동력을 증가시킨다.

Fig. 11에는 표준조건 및 부분부하 조건에서 IGV 개도별 분 시험 압축기의 성능곡선을 나타내었다. 그림에서 보듯이 개도율 20%부터 이상향으로 40, 60, 80, 100%의 순으로 유량계수에 대한 양정계수를 표시하였다. 성능시험 결과로 나타난 냉동기의 작동선(operation line)이 유량에 따른 기울기가 완만한 실선으로 표시되어 있고, 기울기가 급한 것이 압축기의 서지선이다. 서지선은 각 개도율에서 서지가 발생하는 조건(가장 양정계수가 큰 경우)에서의 측정 결과들을 선형 보간을 통하여 구하였다. 시제품 냉동기의 시험을 통한 정확한 압축기 서지의 판별은 힘들지만, 압축기 입구압력, 임펠러 출구압력, 디퓨저 내 정압, 응축 압력 등을 동시에 계측하면서, 시간에 따른 압력 변화를 보며 판단하였다. 서지가 심하게 일어나는 경우에는 모터 보호를 위해 냉동기 제어반에서 전원을 끊도록 되어 있다. Fig. 11에서 여러 개의 실선으로 나타난 것이 압축기의 등 효율선도이다. 현재 압축기는 유량계수 0.02 이하 (IGV 개도 40%)에서 서지영역에 들어가기 때문에 운전범위가 너무 좁다. 앞서 Fig. 8에 나타낸 바와 같이 IGV 개도가 40%이더라도 80% 부분부하에 해당하기 향후 때문에 부분부하에 대한 운전영역의 확보를 위한 설계의 보완이 필요하다.

설계보완의 한 방법으로 압축기 임펠러의 형상

을 그대로 하고 직경을 7.7% 키워서 ($D'=0.2696$) 작동선의 전부하(100%)시 유량계수, 양정계수값을 별표로 이동시키는 것이 바람직해 보인다. 직경을 크게 하더라도, 블레이드의 형상과 길각도 등을 동일하게 하면 무차원화된 전체 성능곡선은 거의 변하지 않으리라 예상하며, 설계점의 유량계수, 양정계수는 각각 0.132, 0.54가 된다. 이렇게 하면 설계점의 냉매유량이 $q'/q \approx 1.31$ 로 냉동용량이 약 390 RT로 늘고 서지 여유를 확보할 수 있게 되므로 더 넓은 범위의 부분부하 운전이 가능해진다.

압축기 서지 라인 판별, 압축기 입·출구 상태에 의한 효율측정 오차 등에서 냉동기 시제품 성능시험을 통한 압축기 특성시험에는 한계가 있고, 그 데이터의 정확도가 떨어진다. 앞서 제시한 바와 같이 설계점에서 압축기 효율은 현재 약 74%이고 세계적 수준은 85% 정도로 아직은 10% 정도의 격차가 있다. 고효율 압축기의 설계를 위해서는 압축기만을 보다 정교하게 시험할 수 있는, 즉 압축기 설계에 필요한 데이터를 정량적으로 제시할 수 있는 시험설비가 필수적이다. 현재 본 연구진은 냉매용 터보 압축기 전용 시험설비를 구축 중이며, 향후 압축기의 고효율 설계를 위한 압축기 시험설비로 활용할 계획이다.

4. 결 론

전부하 성능으로 설계된 R134a용 300 RT급 터보냉동기가 부분부하 성능을 만족하는가를 시험하였다.

(1) 냉동기의 전체 성능은 전 부하에서 0.76 kW/RT로 만족스러웠지만 좁은 부분부하 운전범위를 넓게 하기 위하여 압축기의 임펠러 직경을 7.7% 늘이는 방안이 강구되었다.

(2) 시험 결과 KS 규격의 운전조건에서 부분부하 성능은 서지한계 때문에 70% 부하 이하에서는 운전이 어려웠다.

(3) 응축기는 대수 평균 온도차의 증가에 대해서 총괄열전달계수가 감소한다. 단관시험으로 개발된 전열관을 적용하여 응축기에서 관군효과의 전열 특성 자료를 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구결과는 한국생산기술연구원 및 산업자원부 지원 청정기술개발과제인 "R134a 터보냉동기 개발" 과제로 LG전선(주) 기계연구소와 공조사업부가 수행한 연구 결과의 일부이다. 이에 관계자 여러분께 감사드리는 바이다.

참고문헌

1. Lee, Y., Jeong, J., Kim, J. and Lee, C., 2000, Design of the Centrifugal Compressor for a R134a Turbo-Chiller, Proceedings of the SAREK 2000 Summer Annual Conference (II), pp. 435-442.
2. Japanese Association of Refrigeration and Japan Flon Gas Association, 1991, Thermo-physical Properties of Environmentally Acceptable Fluorocarbons (HFC-134a and HCFC-123), Japanese Association of Refrigeration.
3. ASHRAE, 1996, Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment, Handbook 34-1996.
4. Air-conditioning and refrigeration institute, 1998, Standard for water chilling packages using the vapor compression cycle (Standard 550/590), p. 21.
5. LG Cable Ltd., 1999, Development of high performance heat exchanger (Turbo-B type evaporator/condenser), Ministry of Commerce, Industry and Energy.