

## 에어컨의 고효율화를 위한 용량가변 방식 비교에 관한 연구

유 윤 호<sup>†</sup>, 황 윤 제, 김 철 민, 조 관 식

LG전자 디지털 어플라이언스 연구소 냉열용용그룹

### Benchmark Performance Analysis of Vapor Compression System with Capacity Modulation Compressor

Yun Ho Ryu<sup>†</sup>, Yoon Jei Hwang, Chul Min Kim, Kwan Shik Cho

*Thermal Energy Application Group, Digital Appliance Laboratory,  
327-23, Gasan-dong, Keumchun-gu, Seoul, 153-023, Korea*

*(Received June 13, 2001; revision received January 4, 2002)*

**ABSTRACT:** The performance of a capacity controlled system, which are tandem, pole change, bypass and inverter driven compressor, has been compared with that of a conventional constant speed system. It has been found that capacity modulated system can offer more than 14 percent improvement in SEER over the conventional system. Comparative test results show that two compressor system can attain an improvement in SEER up to 42% over the conventional on/off system, and is feasible without additional investment.

**Key words:** Capacity modulation(용량가변), SEER(시간에너지 소비효율), Compressor(압축기)  
Two-compressor(2대 압축기)

#### 기 호 설 명

#### 그리스 문자

$F$  : 주파수 [Hz]  
 $G$  : 체적유량 [ $m^3/hr$ ]  
 $N$  : 회전수 [rotation per minute]  
 $P$  : 폴 수 [개]  
 $Q$  : 냉방능력 [W]  
 $R$  : 능력비 [-]  
 $S$  : 슬립비 [-]  
 $T$  : 토크 [ $kg\cdot cm$ ]  
 $W$  : 소비전력 [W]  
 $\Delta P$  : 압력강하 [ $kg\delta/cm^2$ ]

$\omega$  : 각속도 [radian/sec]  
 $\eta$  : 효율 [-]

#### 하첨자

*com* : 압축기  
*dri* : 드라이버  
*fan* : 팬 모터  
*inv* : 인버터  
*loss* : 손실  
*mot* : 모터  
*pol* : 폴 변환  
*r* : 냉매  
*sys* : 시스템  
*std* : 온/오프

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-818-3546; fax: +82-2-856-0313

E-mail address: yhryu@lge.com

1. 서론

공조분야의 시장환경은 지구환경보전 및 에너지 절감을 위해 공조 시스템의 고효율화가 점점 더 요구되어지고 있다. 따라서, 사용환경에 따라 성능을 가변하면서 에너지 절감운전을 할 수 있는 공조기에 대한 관심이 높아지고 있으므로, 여기에 적합한 기술인 용량가변 방식에 대해 정확히 이해하고, 성능을 비교하여 시장환경에 맞는 공조시스템 개발에 활용하고자 한다.

2. 용량가변 방식의 장점

용량가변 방식이 공조시스템의 에너지 절감을 위한 방법으로 대두되는 이유는 다음과 같은 운전특성 때문이다. 첫째, 냉방부하가 작은 외기조건에서, 압축기를 적은 용량으로 변화하여 운전함으로써 압축기의 운전/정지(on/off) 횟수가 줄어들어 운전효율이 향상된다. 운전/정지운전이 효율 측면에서 불리한 이유는 압축기 정지시 고압축 냉매와 저압축 냉매의 혼합으로 에너지 손실이 발생하고, 고압축 냉매의 저압축 증발기 유입으로 기동시 액압축이 발생하여 압축기 효율이 나빠지고 입력이 증가한다. 안정운전시 냉동사이클은 적절한 냉매분포를 나타내는 데 반해, 정지시에는 증발기에 과도한 냉매가, 응축기에는 적은 냉매가 분포하게 되어 저압축으로부터 고압축 응축기로 냉매이동이 필요하게 되어 에너지를 소비한다.<sup>(1)</sup> 또한, 재가동 후 냉방능력이 안정된 상태의 능력과 거의 동등한 상태가 되기 위해서는 약 10분 이상의 시간이 필요하나, 소비전력은 기동과 동시에 안정된 상태와 거의 동등하게 입력이 증가하여 시스템 효율이 좋지 않은 상태로 운전되기 때문이다.<sup>(2,3)</sup> Fig. 1과 Fig. 2에서 보는 바와 같이 운전/정지를 반복하는 정속 시스템은 실외온도가 낮은 경우 냉방부하보다 에어컨의 냉방능력이 크기 때문에 실내온도가 사용자 설정온도 이하로 내려가면 시스템이 정지되었다가, 실내온도가 설정온도 이상으로 올라가면 시스템이 운전되는 형태를 반복한다. 그러나 용량가변 방식은 냉방부하에 근접하게 압축기 용량조절이 가능하므로 압축기를 운전/정지하는 것을 최소화하면서 실내온도를 설정온도로 유지하는 것이 가능하다. 둘째, 냉방부하가 작은 온도조건에서, 압축기의 용량을 작게 가변하여 운전함으로써 응축압이 저

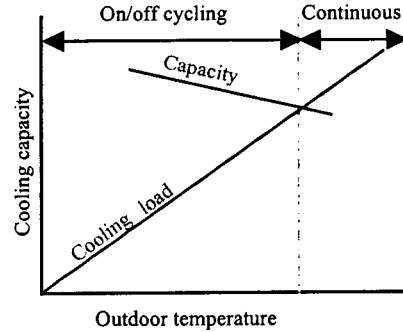


Fig. 1 Load matching of on/off system.

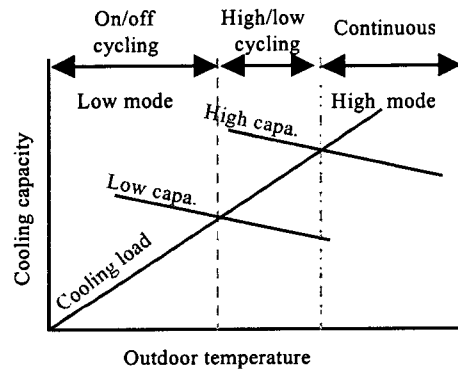


Fig. 2 Load matching of modulated system.

하하고 증발압이 상승하여 운전효율이 향상된다. 용량가변 압축기를 적용한 시스템의 경우 압축기의 용량이 작아지면 압축기의 용량에 비해 상대적으로 시스템의 열교환 능력이 증가하므로 COP는 향상된다.<sup>(4)</sup>

3. 용량가변 방식의 분류와 특징

Table 1에 각 용량가변 방식에 대해 분류하였다. 용량가변 방식은 극수변환과 인버터 구동에 의해 모터의 회전수를 제어하여 단위시간당 냉매유량을 제어하는 회전수에 의한 용량제어 방식과, 다기통과 압축기 1회전당 냉매유량을 제어하

Table 1 Classification of capacity modulation

Capacity modulation	Constant speed/variable displacement	Multiple cylinder
		By-pass
	Variable speed/constant displacement	Motor pole change
		Inverter circuit

는 압축행정거리에 의한 용량제어 방식을 사용하는 바이패스(By-pass) 방식으로 크게 나눌 수 있다. 압축 행정거리에 의한 용량제어 방식은 다기통이나 바이패스 방식 외에도 흡입폐쇄 방식 등 더 많은 방식이 있으나, Table 1에는 본 연구에서 검토한 대표적인 방식만을 정리하였다.

### 3.1 다기통 방식

Fig. 3은 다기통 방식의 대표적 예인 2대 압축기 방식의 작동원리를 나타낸다. 냉방부하가 클 경우, 냉방부하에 대응하는 냉방능력을 확보하기 위해서 두 대의 압축기가 모두 운전되고, 부하가 작은 경우, 작아진 부하에 적합하게 한 대의 압축기만이 운전된다. 특히, 두대의 압축기 용량이 다른 경우에는 압축기 용량이 같은 경우보다 압축기의 용량변이 한단계 더 많아지게 되므로 3 단계까지 운전용량을 가변시킬 수 있다.

Fig. 4와 같이 두 대의 압축기 중 1대만 운전되는 경우가 발생한다면 제시한 다른 용량가변 방식과 달리 바이패스에 의한 냉매가스의 손실이

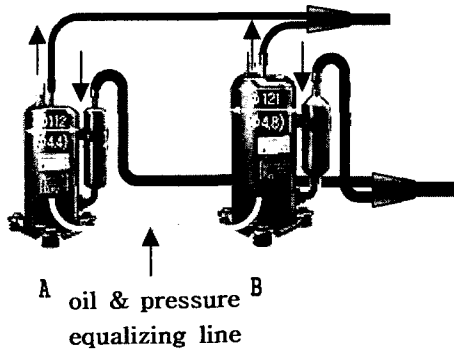


Fig. 3 An example of two compressor configuration.

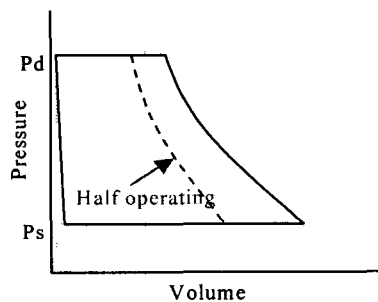


Fig. 4 P-V diagram of two compressor.

발생하지 않아 상대적으로 고효율의 가능성이 기대되는 용량제어 방식이다. 그러나 압축기를 한 대만 운전할 경우 정지된 압축기로의 오일집중 문제가 발생하므로 두 대의 압축기 내 압력을 평형하게 하여 오일을 균일하게 분배해 주는 연결관을 비롯한 대책이 필요하다. 그리고, 압축기 수의 증가로 배관계 설계가 까다롭고, 두 대의 압축기가 동시에 운전할 경우 진동이 증가할 수 있으므로 시스템 내 설치공간 확보가 관건이다.

### 3.2 바이패스(By-pass) 방식

Fig. 5는 바이패스 방식의 작동원리를 나타낸다. 냉방부하가 클 경우 냉방부하에 대응하는 냉방능력을 확보하기 위해서 바이패스 관에 설치된 솔레노이드 밸브가 닫히게 되어 냉매의 바이패스 없이 정속 압축기와 동일한 방식으로 운전하고, 부하가 작을 경우는 작아진 부하에 맞게 바이패스 관에 설치된 솔레노이드 밸브가 열리게 되어 이 바이패스 관을 통하여 압축과정 중 냉매의 일부가 흡입측으로 바이패스된다. 이때, 시스템을

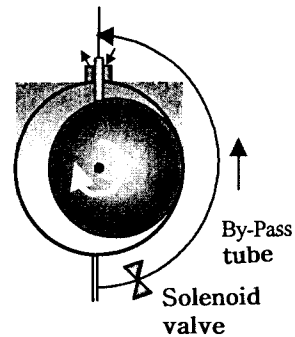


Fig. 5 Operating mechanism of by-pass compressor.

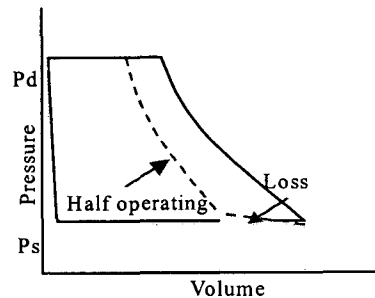


Fig. 6 P-V diagram of by-pass compressor.

순환하는 냉매 유량은 바이패스 통로로 빠져나간 만큼 저감된다. Fig. 6과 같이 냉매가스를 흡입실로 바이패스시킬 때 반드시 가열, 누설 및 압력 손실이 발생하여, 용량제어에 따른 손실원인이 된다. 그러나, 압축기 설계변경을 제외하면 바이패스 관과 솔레노이드 밸브만이 추가되므로 재료비가 크게 오르지 않으면서 용량제어를 할 수 있는 방법이다.

### 3.3 극수 변환 방식

Fig. 7은 극수 변환 방식의 작동원리를 나타낸다. 모터를 회전시키기 위해서는 회전 자계를 형성시켜야 하기 때문에 단상교류 전원을 2상으로 만들어야 한다. 따라서 2극으로 운전시키기 위해서는 N, S극이 각각 2개씩 있어야 하며, 4극으로 운전시키려면 N, S극이 각각 4개씩 존재해야 한다. 따라서 2극과 4극으로 극수 변환이 가능하도록 하기 위해 2극 모터에 4극용 보조권선을 추가 설치하여야 한다. 주권선은 4극이나 2극 운전시 공용으로 사용한다. 먼저 2극 운전시는 Fig. 7의 (a)와 같이 주권선과 보조권선이 N과 S극으로 되어 자극을 2 개로 나눠 운전하게 되고, 4극 운전시는 스위칭 소자를 이용하여 주권선은 N극으로 보조권선은 2개의 N극과 S극이 되어 주권선 사이에 가상의 S극을 만들어 자극이 4개로 나눠져 운전하게 된다. 이와 같이 모터의 극수를 4극과 2극으로 절환하면 식(1)과 같이 회전수가 3600 rpm과 1800 rpm으로 운전되어 능력을 100%와 50%로 제어할 수 있다.

$$N = \frac{120 \times F}{P} \times (1 - S) \quad (1)$$

2극 모터에 4극용 보조권선을 추가 설치해야

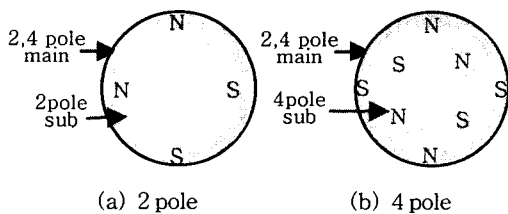


Fig. 7 Operating mechanism of pole change compressor.

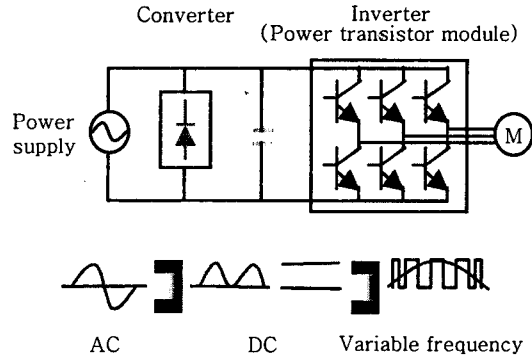


Fig. 8 Schematics of basic inverter circuit.

하기 때문에 압축기의 크기가 커지고 모터의 재료비가 상승한다.

### 3.4 주파수 변환 방식

주파수 변환 방식인 인버터의 기본 회로 구성을 Fig. 8에 나타내었다. 인버터의 원리는 먼저, 60 Hz의 교류공급 전력을 정류회로에 의해 직류화한다. 이것을 파워소자에 의해 펄스 파형으로 만들어 좁고 넓은 펄스 조합의 주기를 길게 또는 짧게 하여(PWM 방식) 정현파의 주파수를 변화시킨다. 이와 같이 변화된 주파수에 의해 압축기 모터의 회전속도를 조절한다. 주파수를 변화시키기 위해서는 반드시 파워소자 구동부가 필요한데 이 파워소자 구동부의 재료비는 용량이 커질수록 기하급수적으로 증가하고 고조파규제에 대한 대응 때문에 3 hp 이상의 대용량에 적용한 예는 많지 않다. 그리고 파워소자에서 펄스 파형을 조절할 때 파워 손실이 발생하나 다른 방식과는 달리 압축기의 회전수를 자유자재로 변화시켜 연속적으로 용량가변 운전하는 것이 가능하기 때문에 큰 용량변화를 필요로 하는 난방저온 운전에 응용하려고 할 경우와 쾌적성 측면이 중요할 때에는 가장 유리한 방식이다.

## 4. 용량가변 방식 적용 시스템의 성능비교

### 4.1 실험장치

본 연구에서는 정속 및 용량가변 압축기 종류에 의한 시스템의 성능을 파악하기 위해 압축기 용량 차이에 따른 시스템 용량가변을 용이하게

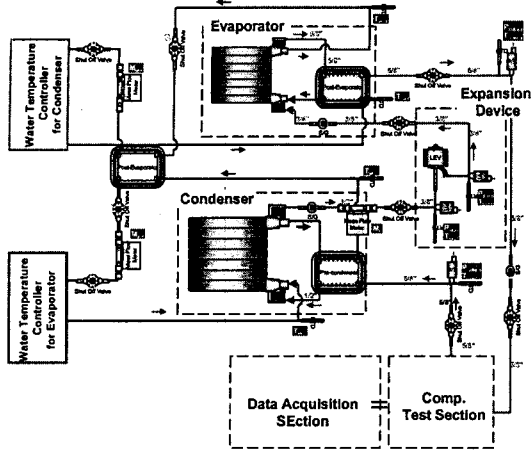


Fig. 9 Schematic of the experimental setup.

하기 위하여 Fig. 9와 같이 수냉식 시스템을 구성하였다. 응축기 출구에 가시창을 설치하여 응축기 출구의 과냉상태를 확인하였고, 증발기 출구에도 가시창을 설치하여 압축기 흡입가스의 과열상태를 확인하였다. 시스템의 부하변동을 조절하기 위해서는 응축기 및 증발기에서 물의 온도와 유량을 조절하였으며, 이를 위해 응축기 및 증발기에 각각의 항온수조를 설치하였다. 또한, 응축기 출구에 냉매 질량유량계를 설치하여 냉매의 질량유량을 측정하였으며, 응축기와 증발기 각각의 항온수조에도 물 유량계를 설치하여 유량을 측정하였다. 시스템의 부하변동에 따른 최적의 시스템 구성을 위해 팽창장치로는 모세관 대신 전자팽창밸브(linear expansion valve, LEV)를 사용하였고 압축기 소비전력은 전력계(power meter)를 이용하여 측정하였다. 사이클 각 위치에서의 온도 및 압력을 측정하여 데이터 레코더를 통해 PC에서 데이터를 3회 반복 측정하였다. 3회 반복 측정값을 이용하여 증발기에서 측정된 냉매 측정 열량과 물측 열량의 계산값 오차가  $\pm 3\%$  이

Table 2 Compressor type and specification

Compressor		Type	Capacity (Btu/hr)	
Fixed speed(on/off)		Scroll	23,740	
Modulated compressor	By-pass	Twin rotary	42,250	
	Pole change	Reciprocating	47,958	
	Two comp.	44 : 56	Rotary	35,400
		34 : 66	Rotary	30,200

Table 3 Standard test condition

Name	Condition	Tolerance
Condensing pressure(MPa)	1.86	$\pm 0.05$
Evaporating pressure(MPa)	0.63	$\pm 0.01$
Subcooled temperature( $^{\circ}\text{C}$ )	5	$\pm 3$
Superheated temperature( $^{\circ}\text{C}$ )	10	$\pm 3$

Table 4 Test condition

Name	Condition	Tolerance
Condensing pressure(MPa)	1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2	$\pm 0.05$
Evaporating pressure(MPa)	0.53, 0.58, 0.64, 0.70	$\pm 0.02$
Superheated temperature( $^{\circ}\text{C}$ )	10	$\pm 3$

내인 경우의 데이터를 최종 실험결과로 하여 시스템의 냉방능력을 계산하였다. 실험대상 압축기의 상세사양은 Table 2에 표시되어 있다. 정속압축기는 코플랜드사의 스크롤 압축기를 사용하였으며 용량가변 압축기로는 바이패스, 극수 변환 및 두 대 압축기(two comp.) 방식의 압축기를 사용하였다. 바이패스 방식으로는 일본 산요사의 흡입지연 방식 트윈 로터리 압축기를 사용하였으며, 극수 변환 방식은 코플랜드사의 왕복동식 압축기를 사용하였다. 두 대 압축기 방식으로는 용량비율을 44 : 56과 34 : 66으로 구성하여 엘지의 로터리 압축기를 사용하여 실험하였다. 실험은 Table 3의 정격 실험조건과 Table 4의 응축압력과 증발압력의 변화에 따라서 시스템 성능을 측정하였으며, 각 조건에서는 측정범위 오차 안에서 실험을 실시하였다. 실험 후 각각 다른 방식과 용량을 비교 분석하기 위하여 시험 데이터를 표준화하였다.<sup>(5)</sup>

#### 4.2 두 대 압축기 방식

두 대 압축기 방식의 실험은 동일한 시스템에 동일한 응축 및 증발부하로 압축기의 용량을 변화시키면서 실험하였다. 용량의 변화에 있어서는 3단계로 구분할 수 있다. 두 대 압축기 동시운전인 경우와 용량이 다른 압축기가 각각 한 대씩 운전할 경우로부터 3단계 운전으로 분류하여 조합하였다. 이때 냉매 봉입량은 표준운전시에 맞

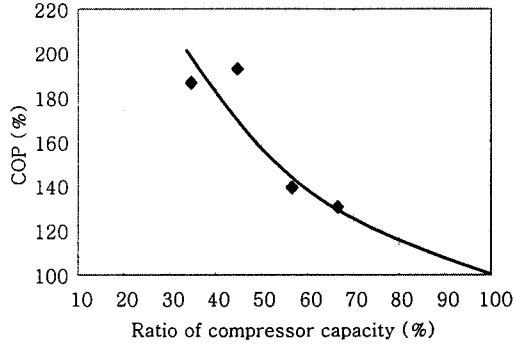


Fig. 10 COP variation according to compressor capacity.

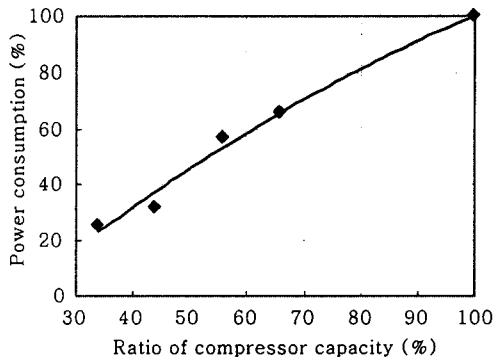


Fig. 11 Variation of power consumption with compressor capacity.

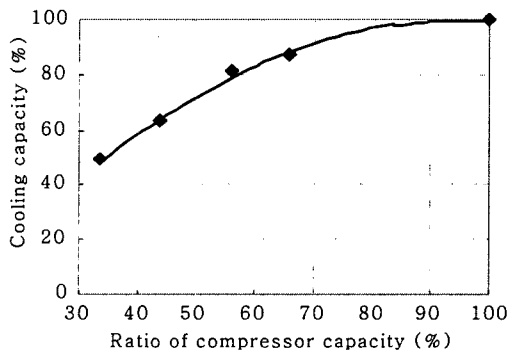


Fig. 12 Variation of cooling capacity according to compressor capacity.

게 봉입되었으며 팽창장치는 전자제어 팽창장치를 사용하여 압축기의 용량변화에 대응하여 최적의 팽창장치 개도를 갖도록 조정하였다. Fig. 10은 용량가변 비율에 대한 효율의 변화를 나타낸 것이다. 가로축의 용량가변 비율은 두 대 압축기

Table 5 Variation of matching ratio

	Cooling capacity (W)	Power of comp. (W)	Power of fan motor (W)	Power of system (W)	COP
100	6927	1761	250	2011	3.44
90	6920	1610	250	1860	3.72
80	6719	1435	250	1685	3.99
70	6331	1243	250	1493	4.24
60	5756	1035	250	1285	4.48
50	4994	808	250	1058	4.72
40	4364	564	250	814	5.36
30	3394	458	250	708	4.80

의 능력함을 100으로 하였을 때 두 대 중 1대의 능력을 변화한 것이다. Fig. 10에서 보는 바와 같이 동일 시스템에서 압축기 용량이 작아지면 압축기의 용량에 비해 상대적으로 시스템의 열교환 능력이 증가하므로 COP는 향상된다. 그리고 최대의 기간에너지 소비효율(seasonal energy efficiency ratio, SEER)을 갖는 최적의 가변 용량비를 결정하기 위하여 용량별 실험 데이터로부터 냉방능력과 압축기 소비전력에 대해 별도의 커브 피팅 식(2), (3)을 구하여(Fig. 11, 12 참조) 압축기 용량에 따른 시스템 성능을 Table 5에 정리하였다.

$$Q = -0.0135 \times R^2 + 2.5864 \times R - 23.519 \quad (2)$$

$$W_{com} = -0.0049 \times R^2 + 1.8229 \times R - 32.969 \quad (3)$$

여기서 COP는 다음의 식(4)에 의해 구하였으며 실제 시스템에서 발생하는 팬 소비전력은 별도로 구하여 사용하였다.

$$COP = \frac{Q}{(W_{can} + W_{fan})} \quad (4)$$

다음은 이상에서 구한 용량변화에 따른 시스템 성능을 이용하여 두 대 압축기 방식 적용 시스템에서 SEER이 가장 좋은 압축기의 최적 용량비를 결정하였다. 이와 같이 최적의 용량비가 존재하는 이유는 최소의 능력비율이 작아질수록 압축기의 용량에 비해 상대적으로 시스템의 열교환 능력은 점점 더 증가하므로 시스템 효율은 더 좋아지는 것으로 생각할 수 있으나, 최소 능력비율

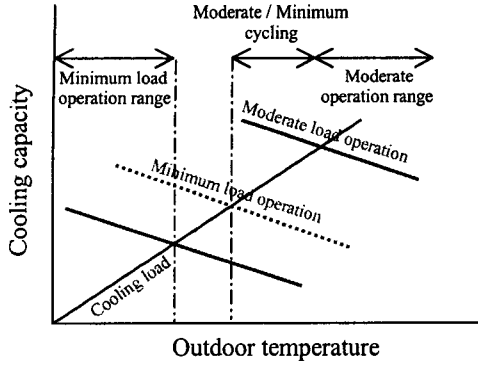


Fig. 13 Load matching according to outdoor temperature.

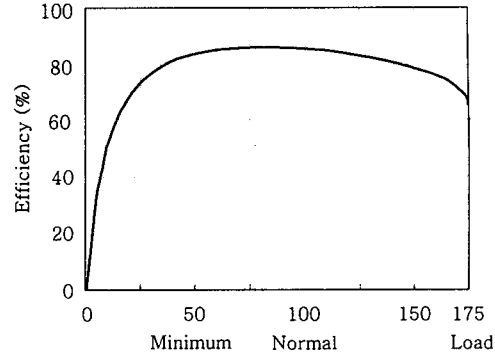


Fig. 15 Performance curve for constant speed motor.

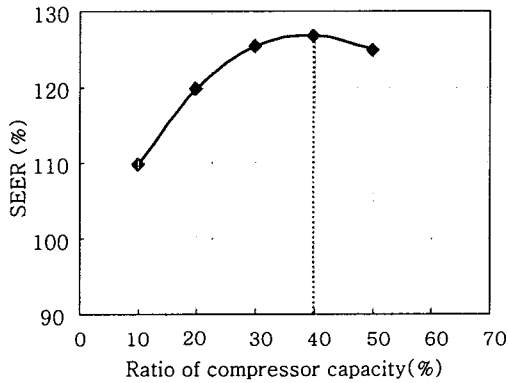


Fig. 14 Variation of SEER according to various capacity ratio.

이 너무 작아지면 Fig. 13에서 보는 바와 같이 효율이 높은 최소 운전영역은 감소하고, 표준/최소 사이클 운전영역이 증가하여 효율이 좋지 않은 표준 운전영역이 넓어지는 단점이 있기 때문이다. SEER 계산은 KS규격(KSC9306 부속서 5.3)을 이용하여 각 용량비율로 SEER을 구하였다. Fig. 14는 그 결과로서 두 대 압축기 방식의 최적 용량비는 약 40%의 최소 운전비에서 나타났다.

4.3 바이패스(By-pass) 방식

바이패스 방식은 표준 운전시는 손실이 발생하지 않으나, 최소 운전시는 앞서 용량가변 방식의 특징에서 설명한 바와 같이 냉매가 바이패스되는 과정 동안 거의 무부하 상태로 운전되기 때문에 모터 효율의 큰 감소를 수반하게 된다. 바이패스에 의해 발생하는 손실은 아래와 같은 방법으로

계산하였다. 소비전력은 식(5) 및 (6)으로 나타낼 수 있으므로 이 두 식으로부터 모터의 토크는 식(7)과 같이 표현할 수 있다. 식(7)로부터 계산된 토크에 상응하는 모터의 효율은 Fig. 15의 모터의 특성곡선에서 구하였으며, 여기서 구해진 모터 효율을 식(8)에 대입하면 바이패스시 소비전력을 얻을 수 있다. Table 6은 바이패스에 의한 냉매의 압력손실을 1 kPa에서 100 kPa까지, 바이패스되는 냉매량을 10%에서 90%까지 변화시키면서 소비전력을 계산한 결과를 나타낸 것이다.

$$W = \Delta P G_r \tag{5}$$

$$W = T \omega \tag{6}$$

$$T = \frac{\Delta P G_r}{\omega} \tag{7}$$

Table 6 Power consumption relation between by-pass ratio and pressure drop

By-pass ratio(%)	Press drop				
	1 kPa	5 kPa	10 kPa	50 kPa	100 kPa
90	183	186	187	191	195
80	183	187	188	196	206
70	183	187	189	201	216
60	183	188	190	206	228
50	183	188	191	212	239
40	183	189	192	217	250
30	183	189	193	222	261
20	183	190	194	228	272
10	183	190	195	233	283

Table 7 System performance of by-pass type according to compressor matching ratio

Capa. ratio	Cooling capa. (W)	Power of on/off comp. (W)	By-pass loss (W)	Power of fan motor (W)	Power of system (W)	COP
100	6927	1761	0	250	2011	3.44
90	6920	1610	183	250	2043	3.39
80	6719	1435	183	250	1868	3.60
70	6331	1243	183	250	1676	3.78
60	5756	1035	183	250	1468	3.92
50	4994	808	183	250	1241	4.02

$$W_{loss} = \frac{\Delta P G_r}{\eta} \quad (8)$$

결과를 분석하면 모터 효율이 4% 정도로 손실에 가장 큰 영향을 미치고, 바이패스되는 냉매량 증가에 의한 냉매의 압력손실은 증가해도 소비전력에는 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다. Table 7은 바이패스 되는 냉매량에 따른 성능변화를 계산한 결과이다. 시스템 성능계산시 바이패스되는 냉매의 압력손실을 1 kPa로 가정하였다. 여기서 소비전력은 식(9)와 같이 정속 압축기의 소비전력과 바이패스시 모터 손실에 의한 추가입력 및 팬 소비전력의 합이다. 압축기 단품의 소비전력과 팬모터 소비전력은 별도의 실험으로부터 구하여 사용하였다.

$$W_{sys} = W_{com} + W_{loss} + W_{fan} \quad (9)$$

그리고 최대의 SEER을 갖는 용량비는 Fig. 16에서 보는 바와 같이 두 대 압축기 방식과 동일

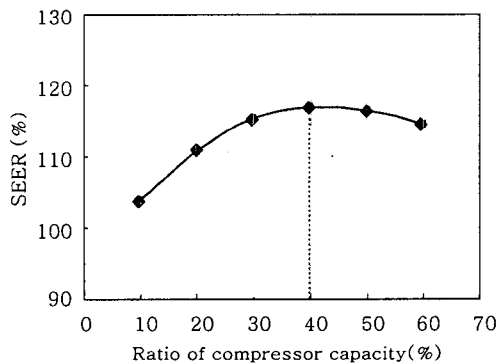


Fig. 16 Optimum operation matching ratio for minimum load.

하게 약 40%의 최소 운전비에서 나타나지만, 스크롤 압축기에서는 바이패스되는 냉매비율이 50%가 넘을 경우는 바이패스 구멍(hole)과 토출 구멍이 동시에 연통되기 때문에 바이패스 방식을 구현하는 것이 현실적으로 어렵다. 따라서 스크롤 바이패스 방식의 적정 용량비는 60%로 선정함이 바람직하다.

#### 4.4 극수 변환 방식

일반적으로 압축기는 운전 회전수(rpm)에 따라 요구되는 토크는 거의 일정하다. 그 이유는 식(10)에서와 같이 회전수가 반으로 줄면 모터 출력이 반으로 줄기 때문이다. 따라서, 극수 변환시

$$W_{mot} = N \times T \quad (10)$$

$$W_{sys} = W_{com, std} \frac{\eta_{mot, std}}{\eta_{mot, pol}} + W_{fan} \quad (11)$$

동일 토크를 발생시키기 위해서는 자속밀도를 거의 동일하게 유지시켜야 한다. 4극의 자속밀도를 2극과 동일 수준으로 유지하기 위해서는 2극의 직렬권회수를 2배 정도로 크게 해야 동일한 자속 밀도를 유지할 수 있다. 이와 같이, 직렬 턴

Table 8 Specification of motor

Specification	On/off (2 pole)	Pole change	
		2 pole	4 pole
Output [W]	2200	2200	1100
Voltage/Frequency	220V/60Hz	220V/60Hz	220V/60Hz
Revol. [rpm]	3497	3455	1700
Torque [kg · cm]	61.3	62.9	63.1
Efficiency [%]	87.5	85.3(97%)	83.2(95%)



Table 9 System performance with poles

Capa. ratio (%)	Cooling capa. (W)	Comp. power (W)	Pole change motor eff. (vs on/off)	Fan motor power (W)	System power (W)	COP
2 pole (100)	6927	1806	1806	250	2056	3.37
4 pole (50)	4994	851	95.0	250	1101	4.54

수를 증가시킴에 의하여 1차 저항 증가 및 이로 인한 동손 증가가 예상되며 여자전류의 증가에 의하여 철손 증가 등의 영향으로 4극 운전시 효율을 저하가 예상된다. 그 예측값은 Table 8과 같고, Table 9는 극수 변환에 따른 성능변화를 계산한 결과이다. 여기서, 소비전력은 식(11)과 같이 정속 압축기의 소비전력에 극수 변환으로 인해 발생된 모터의 효율 저하 비율을 곱하고, 팬 소비전력을 더하였다.

4.5 인버터 방식

인버터 방식은 Fig. 17에서처럼 모든 운전 주파수에서 압축기 소비전력의 5~10% 비율로 구

동 드라이브의 손실이 발생하며, Fig. 18과 같이 운전 주파수가 감소하면 모터 효율이 저하한다. 따라서, 인버터 방식의 소비전력은 인버터 모터의 효율 저하를 곱하고 드라이브 손실과 팬 소비전력을 더하여

$$W_{sys} = W_{com, std} \frac{\eta_{mot, std}}{\eta_{mot, inv}} + W_{dri} + W_{fan} \quad (12)$$

식(12)와 같이 구해야 한다. 운전 주파수의 결정은 별도의 연구결과를 참고하여 결정하였다. 운전 주파수에 따라 냉매 순환량은 비례하므로 운전 주파수를 용량비로 볼 수 있다. Table 10은 이와 같은 방법으로 구한 용량별 시스템 성능이다.

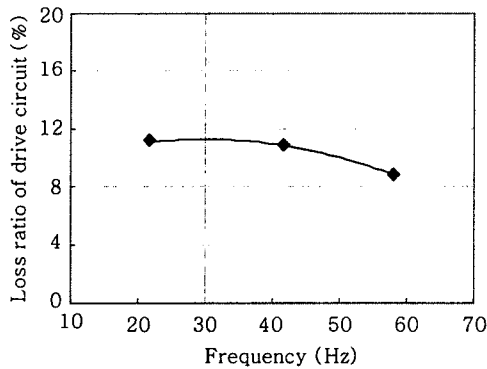


Fig. 17 Loss ratio of circuit drive with Hz.

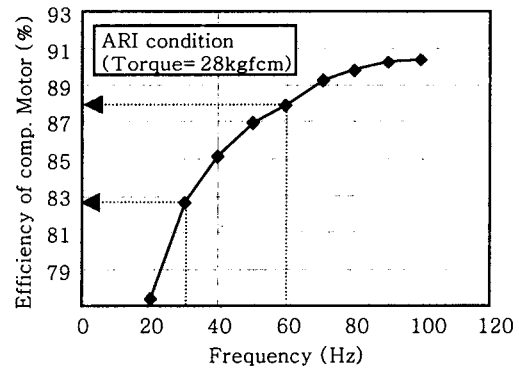


Fig. 18 Inverter motor efficiency variation.

Table 10 System performance with capacity modulation

Drive frequency (%)	58 (100)	42 (70)	22 (40)
Cooling capacity (W)	6927	6442	3817
Efficiency ratio of inverter comp. motor (vs. on/off)	101.4	99.5	96.6
Power consumption of inverter comp. (W)	1761	1297	531
Power consumption ratio of drive (vs. pole change comp.)	8.8	10.8	11.3
Power consumption of drive (W)	155	140	60
Power consumption of fan motor (W)	250	250	250
Power consumption of system (W)	2166	1687	84.1
COP	3.2	3.8	4.5

Table 11 Comparison of system performance according to compressor type

		Const. speed	Const. speed/variable displacement		Variable speed/const. displacement	
		On/off	By-pass	2 Comp.	Pole change	Inverter
Capa. (W)	Norm	6927	6927	6927	6927	6927
	Mid	-	-	-	-	6442
	Min	-	5756	4364	5611	3817
Power (W)	Norm	2011	2011	2011	2056	2166
	Mid	-	-	-	-	-
	Min	-	1468	814	1045	841
COP	Norm	3.44	3.44	3.44	3.37	3.2
	Mid	-	-	-	-	3.82
	Min	-	3.92	5.36	5.37	4.54
SEER (%)		3.59 (100)	4.06 (114)	5.02 (142)	5.16 (145)	4.34 (126)

## 5. 결 론

앞서 설명한 바와 같이 각 용량가변 압축방식의 성능분석 내용을 정리하면 Table 11과 같다.

(1) 용량가변 방식의 SEER은 정속형인 운전/정지(on/off) 방식 대비 최소 14%에서 최대 45%까지 개선됨을 알 수 있다.

(2) 용량가변 방식 중 표준 및 최소 운전시 효율 저하가 거의 없는 두 대 압축기 방식과 극수 변환 방식에서 SEER이 가장 높게 나타났다.

(3) 표준 운전시 두 대 압축기 방식과 바이패스 방식은 효율 저하가 없고, 극수 변환도 거의 효율 저하가 없으나 인버터는 드라이브 손실 발생으로 효율이 7% 정도 저하한다.

(4) 최소 운전시는 손실이 거의 없이 운전 가능한 두 대 압축기 방식과 극수 변환 방식의 효율이 가장 좋으며 인버터 방식은 모터 효율 저하가 표준 운전시보다 더 커지고 표준 운전시와 동일하게 압축기 소비전력의 약 5% 이상의 드라이브 손실이 발생하여 효율이 저하한다. 바이패스 방식은 냉매가 바이패스되는 동안 손실이 발생하여 상대적으로 다른 방식에 비하여 효율이 떨어진다.

(5) 본 연구에서는 주로 SEER을 위주로 효율을 평가하였지만 용량가변 방식은 장단점이 있으므로 용도에 적합하도록 사용하는 것이 필요하다. 효율이 다소 저하하는 인버터 방식의 경우,

난방 저온대응과 쾌적에 있어서 큰 장점을 갖고 있고 바이패스 방식은 시스템 구성이 간편한 반면 SEER은 불리하다. 또한 극수 변환 방식은 SEER은 우수하지만 절환회로와 모터 구성이 복잡한 단점이 있다.

## 참고문헌

- Hayase, Isao, 1999, Trends in Technology for Component Compressor, Refrigeration (in Japanese), Vol. 74, No. 863, pp. 13-17.
- Tassou, S. A., Green, R. K., Wilson, D. R. and Searle, M., 1981, Energy conservation through the use of capacity control in heat pumps, Journal of the institute of energy, 30, pp. 30-35.
- Ikemoto, Y., 1999, Economic/Environmental Aspect of Modulation, Refrigeration (in Japanese), Vol. 74, No. 863, pp. 63-67.
- Sano, Tetsuo, 1999, Capacity Control in Residential Air conditioners, Refrigeration (in Japanese), Vol. 74, No. 863, pp. 29-35.
- Kim, C. M. et al., 2001, The experimental study on the comparison in performance of the system which used modulated compressors, Proceedings of the SAREK 2001 summer annual conference (III), pp. 1114-1120.