

차량용 에어컨의 성능에 미치는 인자에 관한 연구

Parametric Study on Performance of an Automobile Air Conditioner

박윤철 · 권기린

Y. C. Park, K. R. Kwon

Key Words: Automobile Air Conditioner(자동차용 에어컨), Test Facility(성능실험장치), Climate Condition(외기 조건), Parametric Study(변수 연구)

Abstract: This study was conducted to find performance evaluation method for automobile air conditioner. Experimental facilities were constructed to simulate wide range of operating condition for the automobile air conditioner. Compressor speed was controlled by variable speed electric motor and the power was measured through torque transducer and tachometer was used to measure compressor speed. Parametric studies were conducted in this study, to figure out effect of environment variables on the performance of the automobile air conditioner. The environmental variables are inlet air temperature, relative humidity and air flow rate for the evaporator and inlet air temperature and air flow rate for the condenser. Compressor speed is also changed. The results of this study shows that air flow rate of the evaporator is more sensitive to the performance of the automobile air conditioner than the other variables. However relative humidity of the inlet air of the evaporator strongly affects capacity rather than COP.

1. 서 론

1980년대 자동차용 에어컨은 소비자의 구매의 욕에 따라 선택할 수 있는 옵션 사항이었으나, 최근에는 모든 자동차에 에어컨이 장착될 정도로 필수품으로 인식되고 있다. 자동차용 에어컨은 일반 가정용 에어컨과 달리 에어컨 운전되는 외기조건이 사막의 더운 지방부터 북극권의 극지방에 이르기까지 광범위하다. 이러한 이유로 자동차의 성능을 평가하기 위하여 넓은 온도대역에서의 성능 실험이 필요하다.

자동차에어컨은 에어컨 자체가 자동차와 더불어 움직이고 있기 때문에 응축기의 냉각팬에서 공급되는 냉각공기 이외에 자동차의 속도에 따른 상대적인 공기의 유량증가 등이 고려되어야 한다. 이와 더불어 성능평가를 위하여 설정하는 외기온도는 응축기에서 열교환하는 공기의 유입온도일 뿐이며, 압축기의 주위온도는 도로의 복사열과 엔진 발열로 인하여 외기온도 보다 약 10°C 이상 높아지는 경향을 나타낸다.

자동차용 에어컨의 특징 중에 일반 가정용 에어

컨과의 가장 큰 차이를 나타내는 특징으로 압축기의 회전수 변화를 들 수 있다. 자동차용 압축기의 회전속도는 자동차의 엔진 회전수에 비례한다. 자동차가 정지 상태에 있을 경우에는 에어컨은 자동차의 공회전(ideal) 회전수에서 운전되며, 자동차가 운행중일 때는 운전자의 가속페달의 조작에 따라 엔진의 회전수가 바뀌어 짐으로써 압축기의 회전수가 변화한다.

이 외의 특징으로서 증발기의 공기유량의 변화를 들 수 있다. 외기나 실내부하 등의 여러 가지 요인으로 인하여 운전자가 좀 더 많은 냉방용량을 요구할 때 운전자는 실내팬의 조절스위치를 조작하여 공기유량을 변화시킴으로써 냉방용량을 제어하며, 증발기의 공기 유량은 전적으로 운전자의 의지에 따라 좌우된다.

또한 자동차 에어컨은 증발기의 적상을 막기 위하여 엔진의 회전을 압축기에 전달시키는 클러치(clutch)의 제어를 통하여 단속운전(cycling)을 하는 특징을 가지고 있다.

기존의 자동차 에어컨에 관련된 연구들은¹⁻³⁾ 자동차용 에어컨을 정적인 상태의 시스템으로 취급하여 앞에서 언급한 여러 가지 자동차 에어컨의 독특한 운전형태에 의한 영향을 깊이 있게 다루지

못하고 가정용 에어컨과 거의 같은 형태의 장치로 고려하고 있다.

본 연구에서는 자동차의 성능평가를 위하여 고려하여야 할 인자들에 대하여 검토하고 각각의 인자들이 자동차용 에어컨의 성능에 미치는 영향의 평가한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 전달장치(clutch/transmission/belt efficiency)

대부분의 자동차용 에어컨은 엔진구동 축으로부터 압축기로 동력을 전달하는 전달기구가 필요하다. 일반적으로 클러치(clutch) 혹은 벨트(belt) 시스템을 사용하고 있으나 자동차용 에어컨의 성능평가에서 이러한 전달기구의 효율까지 측정하기는 엔진구동을 통한 실차운전을 제외하고는 극히 힘들다고 볼 수 있다.

따라서 실험실에서 자동차 에어컨의 성능실험을 수행하기 위하여 Fig. 1과 같은 시스템을 제작하였으며, 압축기의 회전속도는 압축기 크랭크축에 연결된 모터의 회전수 조절을 통하여 압축기의 회전수를 제어하며, 압축기의 소비전력은 벨트 등의 전달기구의 손실을 배제하고 축에 직접 공급되는 축동력을 토크미터(torque meter)를 사용하여 식(1)으로부터 계산한다. 압축기의 회전속도는 타코메터(tachometer)로 측정한다. Fig. 1은 압축기의 회전수 제어와 소비동력의 측정을 위한 시스템의 개략도이다.

$$W_{comp} = T \times RPM / 9.5488 / 1000 \text{ [kW]} \quad (1)$$

2.2 환경제어실(climate control chamber)

자동차가 운전되는 다양한 외기온도를 제어하기 위하여 Fig. 2와 같은 환경체임버를 구성한다. 환경체임버는 실내 열교환기용 체임버와 실외 열교환기 체임버외에 압축기의 설치공간인 자동차의 엔진실의 온도를 구현하기 위한 소형압축기용 캠버 등 세 개의 체임버로 구성한다. 체임버의 용량 측정과 제어를 위한 센서의 위치와 제어개략도는 Fig. 3과 같다. 또한 체임버의 온도를 일정하게 제어하고 압축기에서 발생하는 열량을 제거하기 위하여 Fig. 4와 같은 5RT급의 칠러(chiller)를 구성하였다. 칠러의 출구에는 미세한 온도제어를 위하여 그림상의 3 지점에 6kW급의 inline 히터를 장착하였으며, 체임버용 열교환기 입구의 6-7 지점의 1.2kW 히터는 체임버에 공급되는 브라인의

비열측정을 위하여 설치하였다. 즉, 응축기 체임버에서 제거되는 열량은 브라인루프를 순환하면서 달라지는 에틸렌글리콜 농도변화의 영향을 배제하기 위하여 열교환기 입구에서 직접 비열을 측정하고 브라인의 온도차와 유량으로부터 계산하였다.

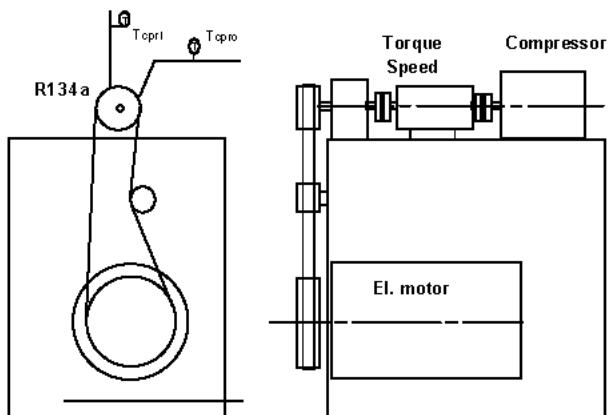


Fig. 1 Mobile A/C compressor instrumentation

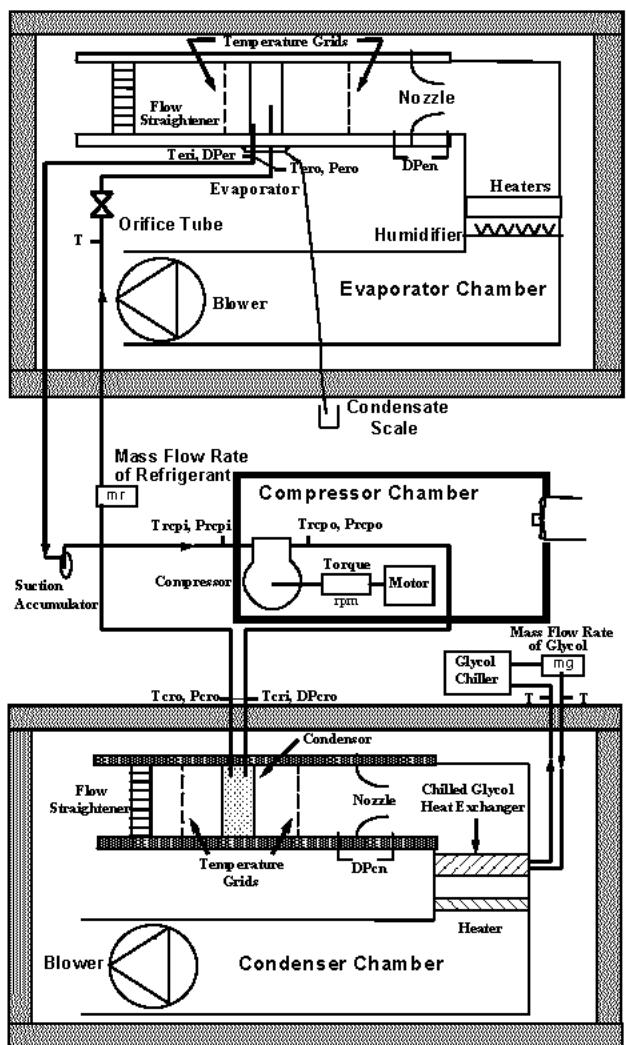


Fig. 2 Schematic of climate control chambers

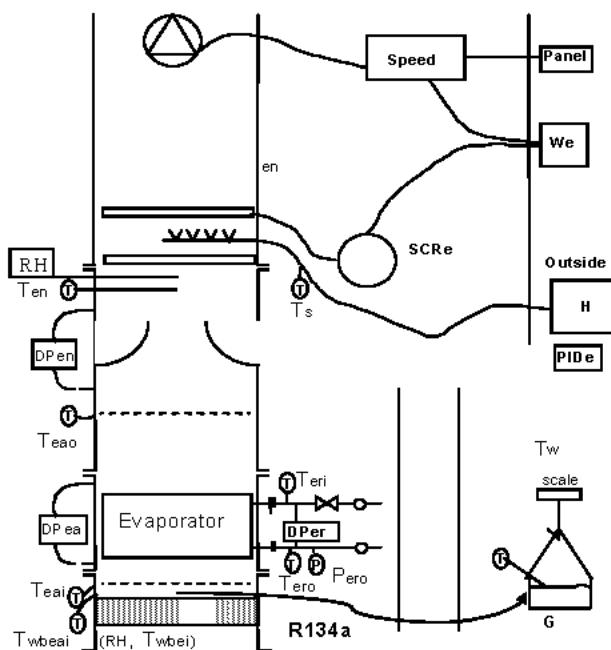


Fig. 3 Measuring devices and control mechanism

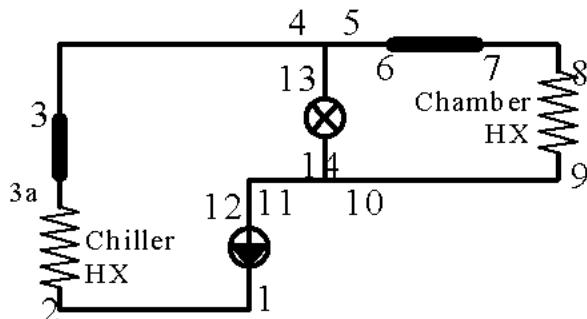


Fig. 4 Schematic of chiller system

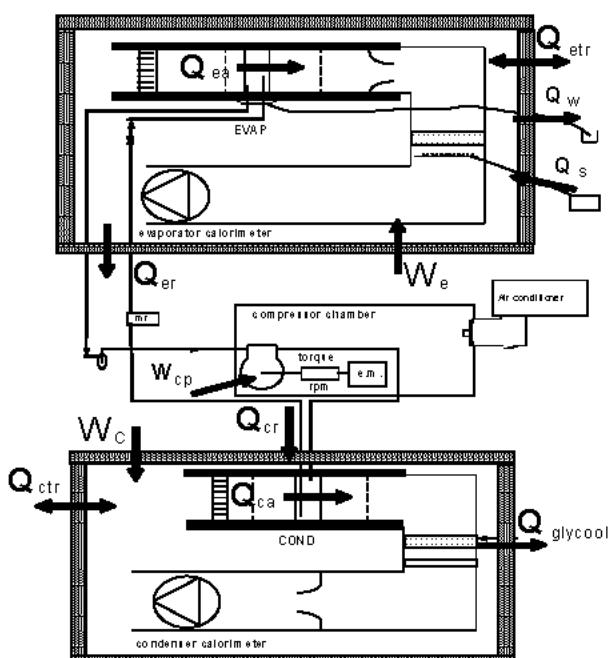


Fig. 5 Energy balance of the chambers

자동차 에어컨은 저압스위치를 통하여 시스템의 용량을 제어하므로, 자동차의 운전형태에 따라서 수시로 저압스위치에 의하여 작동하는 압축기의 클러치가 붙었다 떨어졌다 하는 동작을 반복한다. 이때 냉매의 상태는 비정상유동(transient flow)의 형태를 띠게 되며, 응축기 출구에서 과냉도를 확보할 수 없다. 따라서 냉매유량과 엔탈피의 차이로 측정하는 냉매측 상태량 측정에 의한 에어컨의 냉방용량측정이 힘들다.

본 연구에서는 각 열교환기와 열전달하는 공기의 풍량과 엔탈피차이로부터 계산되는 공기측 용량측정법과 더불어 공기측의 용량측정의 정확성을 확보하기 위하여 제 3의 측정법인 체임버의 에너지 밸런스를 측정하는 방법을 사용하였다. 에너지 밸런스 측정법은 체임버내의 설정온도를 유지하기 위하여 냉매에 의해서 공급 혹은 체임버로부터 제거되는 열량은 어떠한 형태의 에너지일지라도 체임버로부터 공급 혹은 제거되어야 한다. Fig. 5는 각 챔버에서의 에너지 출입을 나타내고 있으며, 식(2)과 (3)은 용량측정을 위한 증발기 체임버 및 응축기 체임버의 에너지 평형식이다.

$$Q_{ea} = W_e + Q_s - Q_w + Q_{etr} \quad (2)$$

$$Q_{ca} = W_c + Q_{ctr} - Q_{glycol} \quad (3)$$

여기서, Q_{ea}, Q_{ca} : 공기측에서 측정한 응축기 및 증발기의 용량, Q_{ctr}, Q_{etr} : 벽면을 통한 열손실량, Q_w : 응축수를 통한 열방출, Q_s : 공급증기의 열량, W_e, W_c : 각 체임버에 공급된 전력량, Q_{glycol} : 응축기 체임버에 공급된 냉방열량이다. 또한, 자동차용에어컨의 성능평가를 위해서는 위의 에너지 평형이외에 압축기의 토크(torque), 회전수(speed) 및 모터 소비전력(motor power) 등의 측정이 부가적으로 필요하다.

2.3 실험조건

자동차용 에어컨은 도로상을 주행하는 자동차에 장착된 제품으로 운전자의 운전습관과 운전되는 외기온도 조건이 다양하다. Table 1은 자동차가 운전되는 환경과 이때의 에어컨의 작동상태를 나타낸다. 본 연구에서는 자동차의 운행속도를 고속도로 주행 시, 일반 주행 시 및 시내에서 가다 서다(stop and go traffic)를 반복하는 3개의 운전형태로 구별하였으며, 운전자의 취향에 따라서 결정되는 외부공기가 유입되는 상태와 유입되지 않는 상태로 대별하여 8가지의 유형으로 구분하였다. 이를 바탕으로 실내온도 및 실외온도조건과

응축기와 증발기의 햌풍량의 변화를 고려하여 Table 2와 같은 광범위한 운전조건에 대하여 성능실험을 수행하였으며 Table 2의 오른쪽 행에는 운전환경을 표시하였다.

Table 1 Running conditions of automobile A/C

A	Highway speed (70mph) in hot weather, high fan speed with recirculation
B	Intermittent speed (40mph) in hot weather, high fan speed with recirculation
C	Highway speed (70mph) in mildly hot weather, low fan speed with no recirculation
D	Intermittent speed (40mph) in mildly hot weather, low fan speed with no recirculation
E	Highway speed (70mph) in mildly hot weather, medium fan speed with recirculation
F	Intermittent speed (40mph) in mildly hot weather, medium fan speed with no recirculation
G	Stop and Go traffic in mildly hot weather high fan speed with recirculation
H	Stop and Go traffic in mildly hot weather medium fan speed with recirculation

2.4 실험장치의 제작

에어컨의 성능실험을 위해 자동차에 장착된 에어컨을 분리하여 환경체임버에 설치한다. 이때 환경체임버의 설치위치 등에 따라서 본래의 에어컨의 배관 길이가 길어질 수 있다. 본 연구에서는 원래의 에어컨의 형태나 배관 등의 수정을 최소화하기 위하여 최대한 응축기와 증발기 체임버의 위치를 가깝게 설치하였으며, 또한 체임버내에서도 두 열교환기의 설치위치를 서로 가깝도록 구성하였다. 또한 증발기와 응축기도 자동차의 공냉응축기를 그대로 사용하였으며, 응축기 체임버의 냉각을 위해서는 전술한 바와 같은 칠러시스템의 수냉냉각기를 사용하여 응축기의 운전온도를 제어하였다.

Table 3은 본 연구에서 사용한 자동차 에어컨의 원래의 사양과 수정된 사양을 비교하였다. 응

축기와 압축기 사이의 배관과 응축기에서 오리피스(orifice)사이의 배관길이가 약 1m 정도 증가하였으며, 이외에 다른 배관은 원래사양에서 큰 차이가 없는 것을 알 수 있다.

Table 2 Test matrix for automobile A/C

Test #	Test Matrix					
	Air Inlet to Evaporator		Air Inlet to Condensers		Comp. Speed	Code
	Temper. [F]/[C]	Rel Hum [%]	Flow [scfm]	Temper. [F]/[C]		
1	70 / 21.1	25	100	70/21.1	950	1800 D
2	70 / 21.1	25	100	70/21.1	1250	3000 C
3	70 / 21.1	25	250	110/43.3	800	950 H
4	70 / 21.1	25	250	110/43.3	950	1800 B
5	70 / 21.1	40	100	70/21.1	950	1800 D
6	70 / 21.1	40	100	70/21.1	1250	3000 C
7	70 / 21.1	40	250	110/43.3	800	950 H
8	70 / 21.1	40	250	110/43.3	950	1800 B
9	70 / 21.1	50	100	70/21.1	950	1800 D
10	70 / 21.1	50	100	70/21.1	1250	3000 C
11	70 / 21.1	50	250	110/43.3	800	950 H
12	90 / 32.2	25	175	70/21.1	950	1800 F
13	90 / 32.2	25	250	110/43.3	800	950 H
14	90 / 32.2	25	250	110/43.3	950	1800 B
15	90 / 32.2	25	250	110/43.3	1250	3000 A
16	90 / 32.2	25	250	150/65.6	800	950 G
17	90 / 32.2	40	175	70/21.1	950	1800 F
18	90 / 32.2	40	250	110/43.3	800	950 H
19	90 / 32.2	40	250	110/43.3	950	1800 B
20	90 / 32.2	40	250	110/43.3	1250	3000 A
21	90 / 32.2	40	250	150/65.6	800	950 G
22	90 / 32.2	50	175	70/21.1	950	1800 F
23	90 / 32.2	50	250	110/43.3	800	950 H
24	90 / 32.2	50	250	110/43.3	950	1800 B
25	90 / 32.2	50	250	110/43.3	1250	3000 A
26	90 / 32.2	50	250	150/65.6	800	950 G
27	110/43.3	50	250	110/43.3	950	1800 B
28	110/43.3	50	250	110/43.3	1250	3000 A
29	110/43.3	50	250	150/65.6	800	950 G

Table 4는 본 연구에서 사용한 소형자동차용 에어컨의 각 요소부품의 사양을 나타내고 있다. 압축기의 형태는 Swash plate를 사용한 왕복동 압축기이며, 팽창장치로는 오리피스를 사용하며, 냉매는 R134a이다.

Table 3 Pipe dimension of the test R134a automobile A/C

Pipe Location	Original System(mm)	Modified System(mm)	ID(mm)
Evaporator --> Accumulator	1120	1440	12.7
Accumulator--> Compressor	610	1080	12.7
Compressor--> Condenser	960	2210	9.5
Condenser --> Orifice Tube	660	2740	9.5
Orifice Tube --> Evaporator	1780	1510	9.5

3. 실험결과 및 고찰

에어컨의 냉방용량 측정을 공기측과 냉매측 및 에너지 밸런스의 세 가지 방법을 사용하여 압축기의 회전속도의 변화에 따라서 시스템의 성능측정을 수행한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 응축기의 용량측정은 냉매측에서 측정한 값이 다른 두 가지 방법에 의하여 측정한 결과보다 크게 나타나고 있으며, 증발기에서도 같은 결과를 나타내고 있다. 이러한 현상은 응축기 출구측에서 측정된 냉매의 질량유량의 정확도에 기인하는 것으로 공기측의 측정결과와 에너지 밸런스에 의한 측정값이 응축기 및 증발기 모두 거의 일치하는 결과를 보여주고 있다.

Fig. 6에서의 실험조건은 증발기의 주위온도는 43°C이며, 풍량은 $0.118 \text{ m}^3/\text{s}$ 이며, 응축기의 경우는 43°C 및 $0.448 \text{ m}^3/\text{s}$ 이다.

압축기의 운전회전수를 3000RPM에 고정하고 증발기의 유입공기온도를 변화시켰을 때도 같은 결과를 얻을 수 있으며, 본 실험에서 시스템의 용량측정은 에너지 밸런스 법에 의한 측정값을 사용하였다.

자동차가 운전되는 환경에서 각 외부 인자들이 자동차 에어컨의 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 Table 2의 실험조건에 대하여 성능실험을 수행하였다.

Fig. 7은 외기온도가 32.2°C이고 실내기에 유입되는 공기의 온도, 상대습도 및 풍량은 26.7°C, 40% 및 $0.0826 \text{ m}^3/\text{s}$ 이며, 응축기에 유입되는 공기의 온도는 압축기의 회전수 ($3000\text{rpm}/1800\text{rpm}/950\text{rpm}$)에 따라서 0.59, 0.4484 및

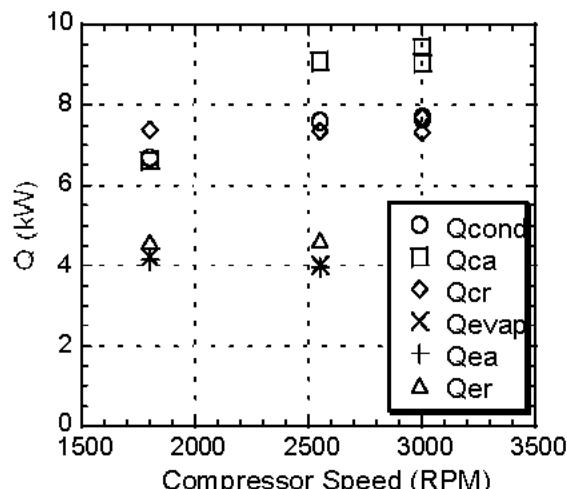


Fig. 6 Energy balance of the system

Table 4 Specification of components

System	Refrigerant	R134a
	Type	Ford Escort
Compress or	Type	Reciprocating
	Displacement	155 cm^3
Condenser	Expansion device	Orifice tube
	Description	Wavy Al fins, round Al tubes, 21 pass, OD = 6mm
	Mass	2.0 kg
	Face area	$36.1 \times 54.4 = 1964 \text{ cm}^2$
	Core depth	2.2 cm
	Core volume	4320 cm^3
	Air side surface	7.2 cm^2
Evaporator	Refrigerant side surface	0.40 cm^2
	Description	Brazed Al plate (drawn cup, laminated), 4-pass, 17 plates
	Mass	1.8 kg
	Face area	$18.4 \times 22.0 = 405 \text{ cm}^2$
	Core depth	9.2 cm
	Core volume	3720 cm^3
	Air side surface	3.5 m^2
	Refrigerant side surface	0.55 m^2

$0.3776 \text{ m}^3/\text{s}$ 으로 변화시키면서 측정하였다. 이는 압축기의 회전수 증가는 자동차의 운전속도의 증가를 가져오며, 상대적으로 응축기에 유입되는 공기의 유량이 많아지기 때문이다.

시스템의 COP는 압축기의 회전수 증가에 따라서 감소한다. 일반적인 에어컨의 경우에는 실내기와 실외기의 온도조건이 일정할 경우에 시스템의 용량은 증가하는 것이 일반적이나 본 연구에서와 같이 저압스위치를 사용하는 자동차용에어컨의 경우에는 부하가 거의 일정한 상태에서 압축기의 회전수만을 증가시키기 때문에 임의의 능력으로 인하여 단속운전의 횟수가 증가하여 시스템의 COP는 감소한다.

Fig. 8은 실외온도가 32.2°C이고 압축기의 운전속도가 950rpm 즉, 응축기에 공급되는 공기의 풍속이 $0.3776 \text{ m}^3/\text{s}$ 일 때 26.7°C의 공기가 증발기에 유입되는 풍량의 변화에 대한 시스템의 성능변화를 나타내고 있다. 여기서 3가지 증발기 풍량에 대하여 압축기는 정상상태로 운전되며, 증발기의 풍량 증가에 따른 열전달량의 증가로 증발기의 효율이 개선되어 시스템의 용량은 증가하며, 증발기 풍량의 증가는 다른 요소부품들이 일정한 상태에서 용량이 큰 열교환기를 사용하므로 시스템의

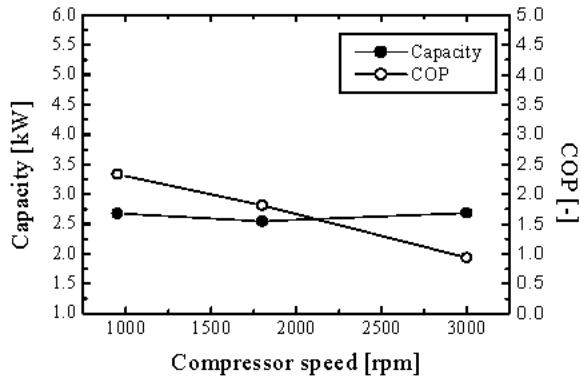


Fig. 7 System performance variation with compressor speed

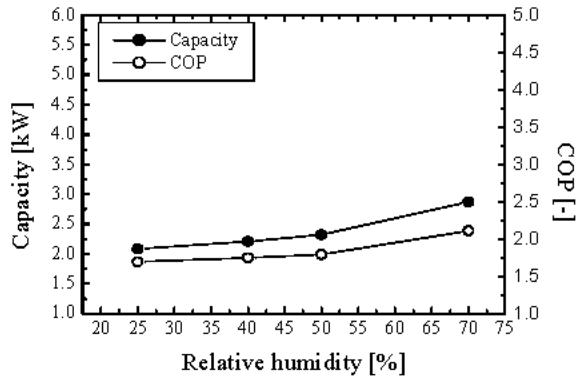


Fig. 9 System performance variation with evaporator relative humidity

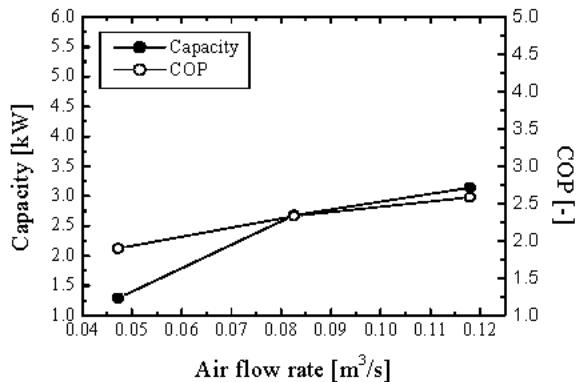


Fig. 8 System performance variation with evaporator air flow rate

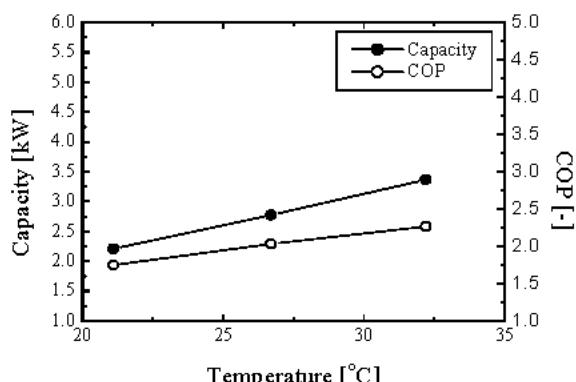


Fig. 10 System performance variation with evaporator inlet air temperature

COP도 증가한다.

또한 Fig. 9에 나타낸 바와 같이 증발기에 유입되는 공기의 상대습도 증가는 증발기 풍량의 증가와 같은 효과를 나타내지만 그 영향은 풍량에 비하여 상대적으로 적다. 이때 압축기의 운전속도는 900rpm, 응축기의 유입공기의 온도는 43.3°C 이며, 증발기의 온도와 풍량은 각각 21.1°C 와 $0.1180 \text{ m}^3/\text{s}$ 이다.

Fig. 10과 11은 각 열교환기에 공급되는 공기의 온도 변화에 대한 시스템의 성능변화를 나타내고 있다. 상대습도 혹은 공기의 풍량의 변화에 따른 성능변화와는 달리 유입공기의 온도변화에 대하여 시스템의 냉방용량 및 COP는 선형적으로 변화함을 알 수 있다.

Fig. 10의 증발기 유입공기의 온도변화에 대한 시스템의 성능은 응축기의 유입공기온도가 43.3°C 이고, 증발기의 온도 및 풍량이 21.1°C 및 $0.1180 \text{ m}^3/\text{s}$ 일 때이며, 증발기 유입공기의 온도상승은 사이클 상의 저압과 고압의 압력차를 감소

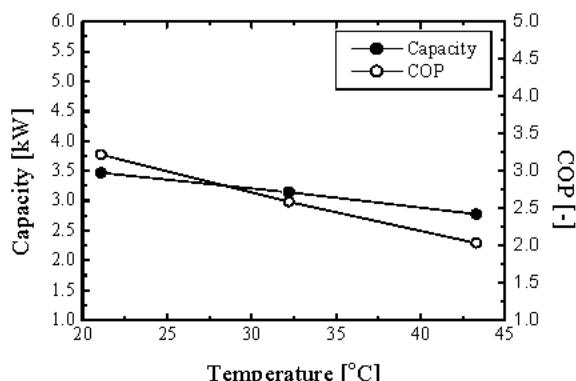


Fig. 11 System performance variation with condenser inlet air temperature

시켜 시스템의 소비전력의 감소와 냉매유량증가에 따른 시스템의 성능증가를 가져온다. 반면에 Fig. 11에서 응축기의 유입공기의 온도증가는 응축압력의 상승을 유발하여 냉매유량과 시스템의 냉방용량 및 COP감소를 수반한다. 이때 증발기의 공

기온도와 풍량은 26.7°C 및 $0.1180 \text{ m}^3/\text{s}$ 이다.

Fig. 12 및 13은 압축기가 950rpm 으로 운전될 때 Table 2의 시험조건에서 측정한 시스템의 냉방용량과 COP를 나타내고 있다. 이 그래프를 살펴보면 여러 가지 변수의 변화에 따른 시스템의 성능변화를 살펴볼 수 있다.

시스템에서 각 외란이 시스템에 미치는 영향을 살펴보면, 같은 조건에서 압축기의 회전수를 100%증가시키면 시스템의 COP는 약 22% 감소 한다. 증발기에 있어서 풍량의 경우에는 풍량을 75%증가시킬 때 시스템의 냉방용량은 약 100% 증가하는 결과를 나타내고 있다. 또한 상대습도가 100%증가할 경우 시스템의 냉방용량은 단지 6% 정도의 증가만을 동반하며, 유입공기의 온도가 52%증가할 때 시스템의 용량은 거의 같은 비율로 증가하는 결과를 나타내고 있다. 따라서 증발기에 있어서 시스템의 냉방용량에 미치는 영향은 증발기에 공급되는 공기의 풍량에 의한 영향이 가장

큰 것을 알 수 있다.

반면에 응축기의 경우에 유입공기의 온도를 약 72%상승시켰을 때 시스템의 용량은 약 20%감소 하므로 증발기의 유입공기온도의 변화에 대한 시스템의 용량변화보다는 시스템에 미치는 영향이 작음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 자동차용 에어컨의 성능실험을 위한 실험장치의 구성과 자동차의 운전조건을 모사할 수 있는 실험조건을 구성하여 각각의 외란의 영향에 의한 시스템의 성능변화를 고찰하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 자동차용 에어컨은 매우 다양한 형태의 운전조건에서 운행되므로 시스템의 성능평가를 위해서는 여러 가지 운전조건을 모사할 수 실험설비와 실험조건을 구현하여야 한다.
2. 같은 온도조건에 대하여 압축기의 회전수증가는 시스템의 냉방용량의 증가를 가져오지 못하며, 부하가 거의 일정하므로 압축기의 단속운전을 증가시킨다. 용량이 거의 일정한 상태에서 압축기의 회전수가 2배로 증가하였을 경우에 시스템의 COP는 약 22% 감소한다.
3. 증발기에 유입되는 공기의 상태변화 중에서 상대습도가 시스템의 냉방용량에 미치는 영향이 가장 작다. 반면에 공기의 풍량 변화는 시스템의 성능에 가장 큰 영향을 미친다.
4. 자동차용 에어컨의 경우에도 일반 공기조화기와 마찬가지로 증발기에 유입되는 공기의 온도가 응축기에 유입되는 공기의 온도보다 시스템의 성능에 미치는 영향이 크다.

참 고 문 헌

1. 안후남, "자동차에어컨에서의 신냉매사용," 공기조화냉동공학, 제25권, 제6호, pp. 518~523, 1996
2. 김기효, "자동차용 열교환기에 있어서 최근의 기술동향," 대한기계학회지, 제33권, 제11호, pp. 951~956, 1993
3. 정덕수, "국내자동차 에어컨의 변천과 추이," 대한기계학회지, 제33권, 제11호, pp. 957~965, 1993

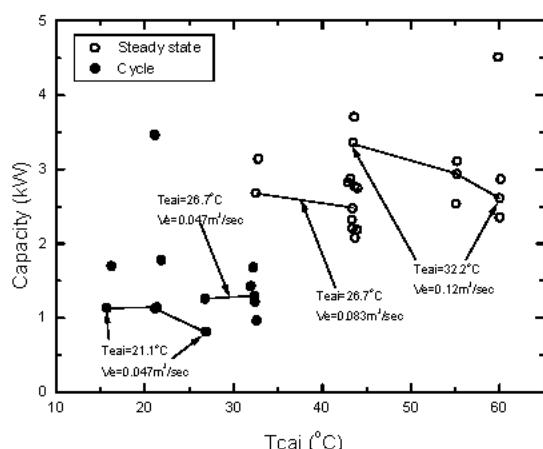


Fig. 12 Capacity variation with test conditions

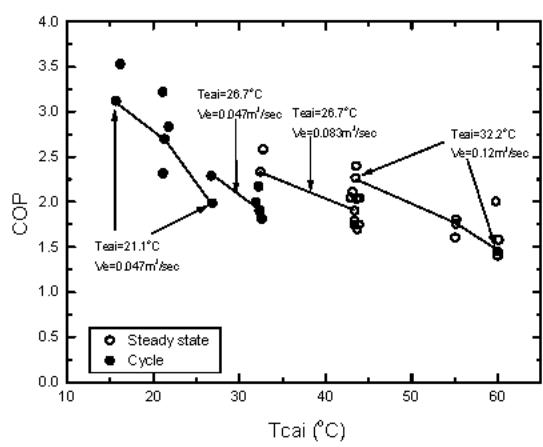


Fig. 13 COP variation with test conditions