

R22 대체냉매 에어컨의 동적 특성에 대한 실험적 연구

김 만 회*

(1997년 10월 16일 접수)

An Experimental Study on the Dynamic Characteristics of a Residential Air-Conditioner with a R22 Alternative Refrigerant

M. H. Kim

Key Words : Air-Conditioner(에어컨), Alternative Refrigerant(대체냉매), Capillary Tube(모세관), Compressor(압축기), Dynamic Characteristics(동적특성), Shut-Down Characteristics(정지특성), Start-up Characteristics(기동특성)

Abstract

This study presents experimental results on the shut-down and start-up characteristics of a residential split-system air-conditioner with capillary tube, using R410A as a R22 alternative refrigerant. During shut-down, the transient characteristics are evaluated by measuring the high side and low side pressures and temperatures of the system. The dynamic behavior of the system after start-up is also investigated at the high temperature cooling test condition. All experiments are performed in psychrometric calorimeter. The cooling capacity, power consumption, dehumidification capacity and cycle characteristics after start-up are analyzed.

1. 서 론

가정 및 산업용 에어컨의 냉매로 널리 사용되고 있는 R22 냉매의 사용 규제가 가속화 되면서 이를 대체하기 위한 응용연구가 활발히 진행되고 있다. 소형 가정용 에어컨의 대체냉매는 R410A를 포함한 HFC계열 냉매가 유력하게 검토되고 있다. 소형 가정용 에어컨은 증기 압축 시스템으로 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 및 기타 부속장치로 구성된다. R22 시스템의 정상상태의 운전 특성은 비교적 잘 알려져 있으며, 대체냉매에 대한 시스템의 정상상태의 운전 특성도 다각도로 연구가 진행되고 있다. 그러나 에어컨의 운전은 하절기의 냉방부하에 따른 설정온도에 따라 단속운전(on-off con-

trol)을 하게 된다. 기동시의 시스템의 성능은 정상상태에 비해 작으며 실제 에어컨의 계절 성능에 영향을 미치므로, 시스템의 과도특성을 파악하여 시스템의 계절성능을 향상시키기 위한 설계 및 제어기술을 연구하는 것은 매우 중요한 일이다. 따라서, R22 시스템의 과도상태의 운전 특성은 많은 사람들에 의해 연구되어 왔다.⁽¹⁻¹⁵⁾ 그러나, 대체냉매 시스템에 대한 동적 특성은 잘 알려져 있지 않다.⁽¹⁶⁾

Dhar(1)는 증기 압축 시스템의 과도특성을 수학적으로 모델링 하여 냉동시스템의 동적 특성을 해석하였다. Murphy 등^(2,3)은 3톤 급의 에어컨을 이용한 실제 사용 조건에서의 동적 성능 실험을 수행하였다. 그들은 실험결과를 이용하여 기동시의 증발기의 온도강하 특성을 분석하고 과도상태의 시간(t)에 따른 냉방능력(Q)을 정상상태의 냉방능력(Q_s)과 시간상수($\tau=28$ sec)를 도입하여 하기와

*회원, 삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소

같이 나타낼 수 있음을 보였다.

$$Q = Q_s [1 - \exp(-t/\tau)] \quad (1)$$

Chi와 Didion⁽⁴⁾은 가정용 열펌프의 과도특성에 대한 해석모델을 개발하고 4톤 급 가정용 열펌프의 냉방조건의 실험결과와 비교하여 모델의 정확성을 검증하였다. Tanaka 등⁽⁵⁾은 로터리 압축기를 사용하는 가정용 열펌프에 대한 정지 및 기동 특성 실험을 수행하여 시스템의 동적 특성을 분석하였다. 또한 응축기, 증발기, 압축기 및 어큐뮬레이터 등 주요 구성 요소에 대한 냉매량을 측정하고 기동시의 성능저하를 개선하기 위한 방안을 제시하였다. Murphy와 Goldschmidt⁽⁶⁾은 왕복동압축기를 사용한 가정용 분리형 에어컨의 정지 및 기동특성을 실험적으로 평가하였다. Mulroy와 Didion⁽⁷⁾은 3톤 급 분리형 에어컨의 기동시 냉매의 이동 및 사이클 손실을 실험적으로 분석하여 시간(t , 단위: min)에 따른 과도상태의 능력(Q)을 정상상태의 능력(Q_s)으로 나타낼 수 있는 상관식을 수립하였다.

$$Q = Q_s [1 - \exp(-t/\tau_1)] [1 + 4.0 \exp(-t/\tau_2)] \quad (2)$$

여기서, $\tau_1=3.0$ (min), $\tau_2=0.8$ (min)은 곡선근사(curve fitting)에서 도출된 상수로, 식 (1)에서 사용한 물리적 개념의 시간상수(τ)와는 다르다. 식 (2)에서 첫 항은 열교환기 등의 열용량(thermal capacity)에 의한 성능저하를, 둘째 항은 냉매의 이동 메커니즘에 의한 성능저하를 나타낸다. Murphy와 Goldschmidt^(8,9)은 분리형 에어컨에 대한 정지 및 기동 특성에 대한 해석 모델을 개발하고 시스템의 동적 특성을 분석하였다. Belth⁽¹⁰⁾ 등은 공기 열원 열펌프를 이용하여 과도상태에서 시스템을 구성하는 각 요소를 통과하는 냉매량을 운전중에 측정하는 방법을 고안하였다. 그들은 이 방법을 이용하여 냉방 및 난방 운전시 각 요소에서의 냉매량을 구하였다. Katipamula⁽¹¹⁾는 가정용 열펌프의 동적 특성을 분석하기 위해 여러 가지 운전조건에 대한 실험을 수행하였으며 동적 특성의 수학적 모델도 개발하였다. 또한, 압축기 기동후의 사이클 주요부의 온도 및 압력 특성을 분석하였다. 그리고 과도상태에 대한 시스템의 성능 및 제습현상을 고찰하고 운전조건에 따른 계절성능을 해석하였다. Wang과 Wu⁽¹²⁾는 왕복동압축기와 모세관을

사용하는 증기압축시스템을 이용한 정지 및 기동 특성을 실험적으로 연구하여 냉매의 이동현상 및 사이클 특성을 해석하였다. 그들은 정지시 냉매의 이동을 억제하는 밸브를 사용할 경우에 기동시의 소비전력을 약 4%, 최고(peak) 소비입력을 9.4% 정도 줄일 수 있음을 보였다. 한창섭⁽¹³⁾은 가정용 냉장고의 기동시에 대한 사이클 및 성능 특성을 해석하기 위해 실험 및 시뮬레이션을 수행하였다. Jacobsen⁽¹⁴⁾은 가정용 냉장고의 동특성을 분석하기 위해 수학적 모델을 개발하고 실험 결과와 비교 분석하였다. 특히, 그는 냉장고 기동시 저압 및 고압부에 대한 온도, 압력 특성 및 냉매의 이동을 체계적으로 해석 하였다. Rubas와 Bullard⁽¹⁵⁾는 모세관/흡입관 열교환기를 적용한 냉장고의 사이클 손실에 미치는 영향을 평가하기 위해 오일의 상용성과 냉매의 이동 특성 등에 대한 연구를 수행하였다. Judge와 Radermacher⁽¹⁶⁾는 R407C 시스템의 과도 및 정상 상태의 성능 특성을 실험적으로 연구하여, R407C 시스템의 사이클 손실이 R22시스템에 비해 냉방의 경우 23.3%, 난방의 경우 11.3% 작음을 보였다.

본 연구에서는 대체냉매 R410A를 사용하는 분리형 에어컨의 과도상태에서의 성능저하 문제를 개선하고 시스템의 성능을 향상시키기 위한 기초연구로 시스템의 정지 및 기동 특성을 실험적으로 평가한다. 고온냉방 시험조건에서 에어컨의 운전 정지시 시스템의 고압측과 저압측의 온도 및 압력을 측정하여 시스템의 정지 특성을 분석한다. 또한, 기동시의 냉방능력, 압축기 소요동력, 제습성능 및 사이클 특성 등에 관한 시스템의 동적 거동을 정지시의 냉매상태를 기초로 하여 분석한다. 필요한 냉매의 물성치는 NIST REFPROP⁽¹⁷⁾을 사용하여 계산하였다.

2. 실험

2.1 실험장치

모든 실험은 에어컨 열량계(Psychrometric calorimeter)에서 수행하였다. Table 1에 열량계의 간단한 제원을 나타내었다. 열량계는 두개의 항온항습조로 구성되어 있으며, 항온항습조내의 온도와 습도는 실험조건에 따라 설정할 수 있다. 온도와 습도는 냉동기, 가열기 및 가습장치를 이용하여 제어한다. 한국공업규격(KS B-6369)에서는 항온항

습조의 온도에 대한 오차범위를 건구온도 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$, 습구온도 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 이내에서 관리하도록 규정하고 있다. 그러나 본 연구의 경우 열량계의 온도오차는

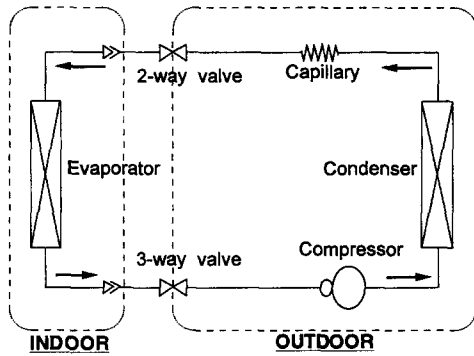


Fig. 1 Schematic diagram of the test unit

실외측의 건구온도 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 를 제외하면 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이내에서 유지된다. 에어컨의 능력은 공기 엔탈피법을 이용하여 구하며, 제습능은 실내기를 통과하는 공기의 습도와 공기의 풍량을 측정하여 구한다. 에어컨의 성능을 평가하는데 필요한 건 습구 온도는 에어컨의 실내외기를 통과하는 입 출구공기를 샘플링 하여 측정하며, 실내기를 통과하는 풍량은 노즐과 보조송풍기로 구성된 Cord-tester에서 측정한다. 보조송풍기는 에어컨에서 토출된 공기의 정압이 Code-tester내에서 영이 되도록 공기를 흡입하는 역할을 한다. 풍량의 오차 한계는 $\pm 1\%$ 이며 공기의 물성치에 대한 불확실성은 0.05% 미만으로 매우 작으므로 실험장치는 3%이내의 오차내에서 신뢰성을 갖는다.

Table 1 Specifications of the psychrometric calorimeter.

Items		Specifications
Available test ranges	Cooling capacity	1,000~10,000 kcal/hr (1.163~11.63 kW)
	Heating capacity	1,500~12,000 kcal/hr (1.745~13.96 kW)
	Indoor air flow	4.0~40 m ³ /min
	Temperature and humidity	10~40°C, 30~85% (indoor) -15~55°C, 30~95% (outdoor)
Cooling unit		2×4.0 kW (indoor), 2×5.5 kW (outdoor)
Heater		24 kW (indoor), 30 kW (outdoor)
Humidifier		Max. 7.5 l/hr (indoor) Max. 4.5 l/hr (outdoor)
Cooling tower		40 RT

Table 2 Specifications of the test unit.

Items	Specifications
Rated cooling capacity	4.13 kW
Refrigerant/Oil	R410A/POE(VG68)
Compressor	Rotary type
Evaporator	φ7 mm, 2-row 12 tubes (719×252 mm)
Condenser	φ9.52 mm, 1-row 28 tubes (690×700 mm)
Expansion device	Capillary (φ1.7 mm, L=800 mm)
Indoor fan	Cross flow fan (φ95.5 mm, L=734 mm)
Outdoor fan	Propeller fan (φ400 mm, L=96 mm)

2.2 실험모델

본 실험에서 사용한 실험모델은 공칭 냉방능력이 4.13 kW인 가정용 분리형 R410A 에어컨이다. 시스템은 로터리압축기, 응축기, 모세관, 증발기 등의 증기 압축 시스템의 기본사이클의 구성요소와 어큐뮬레이터 및 실 내의 열교환용 송풍기 등의 부속장치로 구성되어 있다. 본 실험에 사용된 기본모델의 사양을 Fig. 1과 Table 2에 간단히 나타내었다. 정지 및 기동시의 사이클 특성을 분석하기 위해 사이클 주요부에 30개의 T형 열전대를 부착하였으며 압축기 흡입부 및 출구부에는 압력센서를 장착하였다. 실험자료의 수집은 하이브리드 레코더와 적산전력계를 이용하고, GPIB로 PC와 연결하여 실시간 처리하도록 하였다.

2.3 실험조건 및 방법

실험은 실내 및 실외의 건/습구온도를 27/19.5°C와 35/24°C로 각각 설정하는 에어컨의 고온 냉방 실험 조건에서 수행하였다. 실험모델을 설치하고 실험장치를 2시간 이상 가동시켜 정상상태에 도달하면 실험모델을 운전시킨다. 실험모델의 성능 특성이 정상상태에 도달한 것이 확인되면 실험모델의 운전을 정지시키고 자료를 20초 간격으로 PC에 저장한다. 시스템의 정지 후 약 30분이 지난 후 시스템의 고압단과 저압단이 평형상태에 도달한 것이 확인되면, 실험모델의 압축기를 다시 운전시켜 20초 간격으로 실험자료를 수집한다. 상기와 같은 실험을 수회 반복하여 실험결과의 신뢰성을 검증한다.

3. 결과 및 고찰

모세관을 팽창장치로 사용하는 R410A 분리형 가정용 에어컨의 정지 및 기동 특성에 대한 실험 결과를 Fig. 2에서 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 2에는 시스템이 정지한 후부터 시간에 따른 압축기의 토출부와 흡입부의 압력과 온도 특성을 도시하였다. 시스템이 정지하면 시스템 내 고압부의 냉매가 모세관을 통하여 저압부로 이동하게 되는데 시스템의 압력은 정지 후 약 3분 이내에 평형상태에 도달함을 알 수 있다. 압축기의 정지 후 약 80초까지는 냉매의 이동에 따라 흡입압력은 증가하고 토출압력은 감소하여 압력차가 줄어들고 있다. 그러나 약 80초 후부터 평형상태에 도달하는 160초까지는

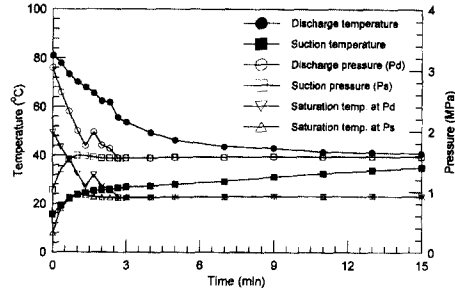


Fig. 2 Suction and discharge temperatures and pressures during shut-down.

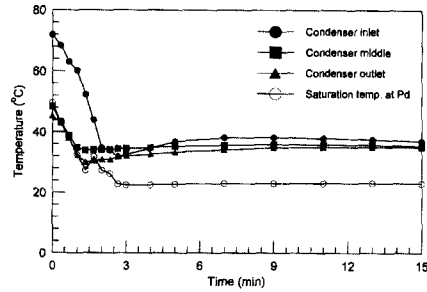


Fig. 3 Condenser wall temperatures during shut-down.

고압부와 저압부 사이에 압력차가 다시 증가하다가 감소하고 있음을 볼 수 있다. 압력차가 다시 증가하는 것은 응축기의 출구와 증발기내의 압력이 같아져도 관성에 의해 냉매가 계속 이동하게 되고 응축기 출구압력이 증발기 압력 보다 작아지는 현상 (Murphy와 Goldschmidt⁽⁶⁾)이 발생하기 때문으로 판단된다. 그러나 시간이 경과하면서 압력조정 과정을 거쳐 고압부와 저압부는 압력 평형을 이루게 된다. 토출부와 흡입부의 온도차는 토출압력이 감소하다가 갑자기 증가하는 구간을 제외하면 시간에 따라 계속 감소하고 있다. 이러한 온도 변화는 정지 직후에는 주로 냉매의 이동에 의해 발생하고 냉매의 이동이 끝난 후에는 35°C로 유지되고 있는 주위와의 열교환을 통하여 생기는 것으로 볼 수 있다. 그림에서 알 수 있듯이 평형상태의 압력에 대한 포화온도가 실외기의 주위온도 35°C 보다 낮기 때문에 흡입부와 토출부의 냉매는 과열상태로 존재하게 된다.

Fig. 3에는 시스템 정지후의 시간에 따른 응축기 관벽의 온도변화를 토출압력의 포화온도와 함께 나타내었다. 응축기의 온도는 정지 후 시간에 따라 감소하다가 다시 증가하여 일정한 값으로 변해가

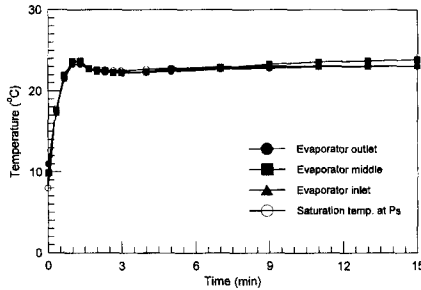


Fig. 4 Evaporator wall temperatures during shut-down.

고 있는데 응축기의 위치에 따라 온도 변화의 경향이 다르게 나타나고 있다. 이는 정지시의 응축기의 온도가 위치에 따라 다르고 냉매가 이동하는 모세관과의 거리에 의해 생기는 결과로 볼 수 있다. Fig. 4에는 정지 후 시간에 따른 증발기의 온도분포를 나타내었다. 증발기의 온도는 응축기로부터의 냉매의 이동에 따라 약 1분까지는 증가하여 최대값을 가진 후 약간 감소하다가 3분 후 부터는 다시 증가하고 있다. 이는 응축기의 온도변화에서와 마찬가지로 고압부와 저압부의 압력조정 과정에서 생기는 냉매의 상태에 의해 일부 기인하는 것으로 볼 수 있다. 증발기는 건구온도 27°C, 습구온도 19.5°C로 유지되는 실내측에 위치하고 있어서 포화상태로 존재하는 증발기내의 냉매가 주위로부터 열을 흡수하여 온도와 압력이 시간에 따라 증가하고 있다.

Fig. 5부터 Fig. 7에는 압축기 기동후의 사이클 주요부의 온도와 압력특성을 시간에 따라 나타내었다. 흡입 및 토출 압력특성을 보면 기동 후 90초 정도에서 거의 정상상태의 값에 도달하고 있음을 알 수 있다. 흡입압력의 경우는 약 40초까지는 급격히 감소하다가 다시 완만하게 증가하고 있다. 토출압력은 기동 후 80초까지는 급격히 증가하고 그 이후에는 시간에 따라 서서히 증가하고 있다. 흡입 및 토출온도의 경우도 압력의 변화에 따라 변하고 있으나 흡입온도의 경우 기동초기에 급격히 저하하다가 증가하여 최대값을 보인 후 다시 일정온도로 변하고 있다. 이는 시스템의 정지시에 시스템내의 냉매의 상태를 살펴보면 잘 알 수 있는데, 시스템의 정지시 상당량의 냉매는 증발기내에 포화상태로 존재하게 되고 응축기에는 과열상태의 냉매가 일부 존재하게 된다(Mulroy 와 Didion⁽⁷⁾). 압축기가 기동하면 증발기를 포함한 저압부의 압력이 급

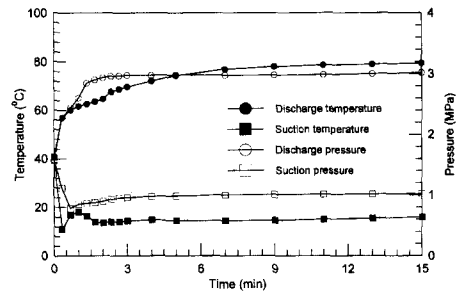


Fig. 5 Suction and discharge temperatures and pressures at start-up.

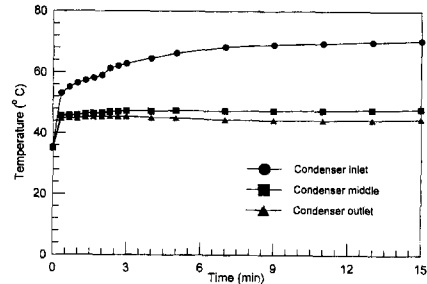


Fig. 6 Condenser wall temperatures at start-up.

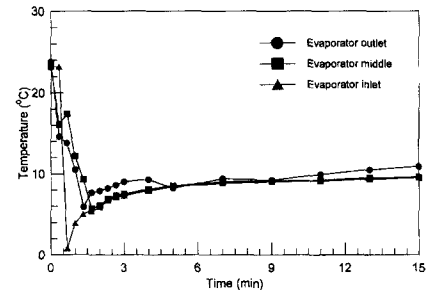


Fig. 7 Evaporator wall temperatures at start-up.

격히 저하 하면서 냉매가 압축기로 유입 된다. 기동 직후에는 압축기에서 토출하는 냉매의 유량이 모세관을 통과하는 냉매유량보다 크기 때문에 응축기에는 냉매량이 증가하여 압력 및 온도가 급격히 증가하게 된다. 반면, 증발기는 일시적으로 냉매의 부족 현상이 발생하여 온도가 급격히 저하 하게 된다(Fig. 9). 그러나 일정시간이 지나면 냉매유량이 평형상태에 도달하게 되고 응축기 및 증발기의 온도는 정상상태의 값으로 수렴해 가게 된다.

Fig. 8에서 Fig. 10에는 기동 후 시스템의 성능특성을 나타내었다. Fig. 8을 보면 기동 후 소비전력은 급격히 상승하여 약 1분 후에 거의 정상상태의 값에 수렴하고 있다. 그러나 냉방능력 및 성능계수

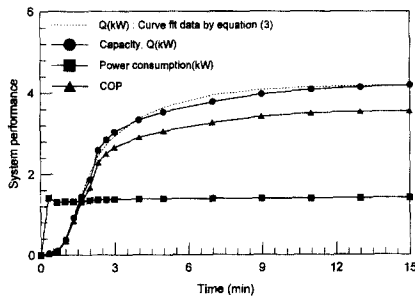


Fig. 8 System performance at start-up.

(COP)는 기동 직후에는 아주 작은 값을 보이다가 시간에 따라 서서히 증가하여 약 15분 후에는 정상 상태가 된다. 과도상태의 시간(t , 단위: min)에 따른 냉방능력(Q)은 정상상태의 냉방능력(Q_s)의 함수로 근사화 할 수 있으며 지수함수의 형태로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = Q_s [1 - \exp(-t/\tau_1)] / [1 + a \exp(-t/\tau_2)] \quad (3)$$

여기서, $a=53.21$, $\tau_1=2.45$ min, $\tau_2=0.34$ min이다. 식 (3)에서 사용한 두 가지의 지수함수의 형태는 Mulroy와 Didion⁽⁷⁾이 그들의 근사식 (2)에서 사용한 것과 동일하다. 그러나 식 (3)은 그들이 냉방능력의 근사식을 두개의 지수함수의 곱으로 나타낸 것과는 차이가 있다. 이는 그들이 기동 직후에 생기는 잠열에 의한 냉방능력의 감소 현상을 고려하지 않았고, 실험에 사용한 시스템의 종류 및 냉매가 다르기 때문인 것으로 생각된다. 식 (3)을 이용하여 근사화한 냉방능력을 Fig. 8에 측정값과 비교하여 도시하였는데 3% 이내의 오차 내에서 잘 일치하고 있다.

Fig. 9에는 냉방능력을 현열 및 잠열량으로 구분하여 나타내었다. 기동 초기에는 전체 냉방능력이 잠열에 의해 감소하는 구간이 나타나고 있는데, 이는 기동 직후의 시스템의 성능을 감소시키는 요인이 된다. 이러한 현상은 증발기에 의한 제습능력 (Fig. 10)에서 잘 설명될 수 있는데, 기동 후 70초까지는 오히려 증발기 표면에 존재하는 응축수가 실내기 밖으로 비산되고 있다. 따라서 단속운전을 하는 에어컨의 경우 기동 후 약 1분 동안은 오히려 가습현상이 발생하는 것으로 볼 수 있는데, 이는 증발기의 온도분포로부터 일부 설명이 가능하다. 압축기의 기동 직후에는 Fig. 7과 같이 증발기의 온도가 급격히 저하하여 정상 상태의 값보다 작게 되고 냉방능력 중 현열이 급격히 증가하며 증발기

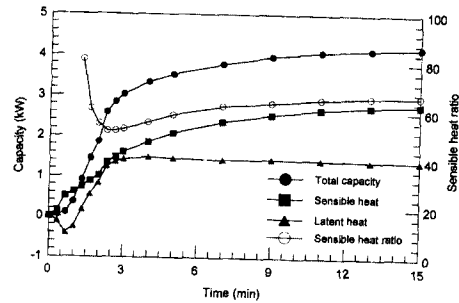


Fig. 9 System capacity at start-up.

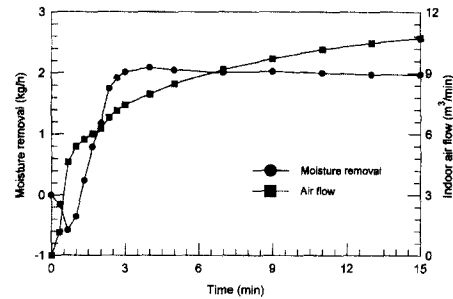


Fig. 10 Moisture removal and indoor air flow at start-up.

표면에는 일시적으로 과포화 현상이 발생한다. 따라서 증발기 표면의 과포화 응축수의 일부가 송풍 시 실내기 밖으로 공기와 함께 유출하게 된다. 그러나, 그림에서 볼 수 있듯이 냉방능력 중 잠열은 현열에 비해 비교적 빠른 시간(3 min)내에 정상 상태의 값에 도달하고 있다. 결과적으로 과도상태의 시스템의 성능 저하는 기동 직후 1분 정도를 제외하면 주로 현열의 저하에 기인하며, 이러한 기동시의 동적 성능의 저하는 시스템의 정지시 발생하는 냉매의 이동과 열교환기의 열용량(thermal capacity) 등에 의해 생기는 것으로 볼 수 있다.

Fig. 10에는 실내의 제습성능과 송풍량을 나타내었다. 제습 성능은 기동 직후 약 70초까지는 앞에서 이미 기술한 바와 같이 가습이 발생한다. 그러나, 시간이 증가함에 따라 약 3분까지는 제습 능력이 급격히 증가하여 최대값을 보이고, 다시 시간이 증가함에 따라 서서히 감소하여 정상 상태의 값으로 변해가고 있다. 이러한 제습현상은 Fig. 7의 증발기의 시간에 따른 온도 변화를 보면 잘 알 수 있다. 즉, 기동 후 3분 이후에는 증발기의 표면 온도가 시간에 따라 완만하게 증가하고 있으며 이는 제습능력을 감소시키는 요인이 된다. 실내의 송풍

량은 기동 직후 급격히 증가한 후 시간에 따라 완만하게 정상상태의 값으로 변하고 있다. 이러한 송풍량에 대한 정상상태로의 지연 특성은 기동 초기에 냉방능력을 저하시키는 한 요인이 된다. 그러나 이러한 특성은 공기의 풍량 측정 장치의 구조에 의한 영향(에어컨 실내기에서 토출되는 공기의 압력을 보조송풍기를 이용하여 대기압으로 조정하는데 일정시간이 소요됨)이 포함된 것이다. 따라서, 실제 설치하여 사용중인 에어컨의 경우는 기동 후 송풍량의 정상상태로의 지연특성이 열량계에서 측정 한 것보다 작을 것으로 보인다.

4. 결 론

팽창장치로 모세관을 사용하는 R410A 분리형 에어컨의 정지 및 기동 특성을 실험적으로 평가하였다. 실험은 에어컨 열량계에서 고온 냉방 실험 조건 하에서 수행하였으며 일련의 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 시스템의 정지시 압력은 수분 이내에 고압부와 저압부가 평형상태를 이루며 평형압력은 주위와의 열교환을 통해 서서히 증가한다.

(2) 시스템의 정지시 실내기에 위치한 증발기의 냉매는 포화상태로, 실외기의 응축기, 흡입 및 토출 부 등은 과열상태로 존재한다.

(3) 시스템의 기동 직후에는 증발기의 급격한 온도 저하로 증발기 표면의 과포화 응축수가 실내기 밖으로 유출되고, 잠열에 의해 오히려 냉방능력과 효율이 감소한다.

(4) 시스템의 기동 후 냉방 능력은 $Q = Q_s[1 - \exp(-t/\tau_1)]/[1 + a \exp(-t/\tau_2)]$ 형태의 지수함수로 3% 이내의 오차 내에서 근사화 할 수 있다.

(5) 기동 후 시스템의 성능 저하는 열교환기를 포함한 부품들의 열용량과 정지시 고압부에서 저압부로의 냉매의 이동에 의해 발생하는 것으로 보인다.

(6) 과도운전시 발생하는 시스템의 성능저하 문제를 해결하기 위해서는 시스템의 정지시 냉매의 이동을 제어할 수 있는 연구와 열교환기의 성능을 향상시켜 크기를 줄이는 연구가 요구된다.

후 기

본 연구에 필요한 실험자료를 수집한 삼성전자의 김권진 선임연구원에게 감사 드린다.

참고문헌

- (1) Dhar, M., 1978, Transient Analysis of Refrigerating System, Ph. D. Thesis, Purdue University.
- (2) Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W., 1979, "The Degradation Coefficient of a Field Tested Self-Contained 3-Ton Air-Conditioner," *ASHRAE Trans.*, Vol. 85, Pt. 2, pp. 396~405.
- (3) Goldschmidt, V. W., Hart, G. H. and Reiner, R. C., 1980, "A Note on the Transient Performance and Degradation Coefficient of a Field Tested Heat Pump- Cooling Mode," *ASHRAE Trans.*, Vol. 86, Pt. 2, pp. 368~375.
- (4) Chi, J. and Didion, D. A., 1982, "A Simulation of Transient Performance of Heat Pump," *Int. J. of Refrig.*, Vol. 5, No. 3, pp. 176~184.
- (5) Tanaka, N., Ikekuchi, M. and Yamanaka, G., 1982, "Experimental Study on the Dynamic Characteristics of a Heat Pump," *ASHRAE Trans.*, Vol. 88, Pt. 2, pp. 323~331.
- (6) Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W., 1984, "Transient Response of Air-Conditioners - a Qualitative Interpretation Through a Sample Case," *ASHRAE Trans.*, Vol. 90, Pt. 1B, pp. 997~1008.
- (7) Mulroy, W. J. and Didion, D. A., 1985, "Refrigerant Migration in a Split-Unit Air-Conditioner," *ASHRAE Trans.*, Vol. 91, Pt. 1A, pp. 193~206.
- (8) Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W., 1985, "Cyclic Characteristics of a Residential Air-Conditioner - Modeling of Start-up Transient," *ASHRAE Trans.*, Vol. 91, Pt. 2A, pp. 427~444.
- (9) Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W., 1986, "Cyclic Characteristics of a Residential Air-Conditioner - Modeling of Shutdown Transient," *ASHRAE Trans.*, Vol. 92, Pt. 1A, pp. 186~202.

- (10) Belth, M. L., Grzymala, T. E. and Tree, D. R., 1988, "Transient Mass Flow Rate of a Residential Air-to-Air Heat Pump," *Int. J. of Refrig.*, Vol. 11, pp. 298~304.
- (11) Katipamula S., 1989, A Study of the Transient Behavior During Start-Up of Residential Heat Pumps, Ph. D. Thesis, Texas A&M University.
- (12) Wang, J. and Wu, Y., 1990, "Start-Up and Shut-Down Operation in a Reciprocating Compressor Refrigeration System with Capillary Tubes," *Int. J. of Refrig.*, Vol. 13, pp. 187~190.
- (13) 한창섭, 1991, 소형냉동시스템의 시동시 동적 성능에 관한 시뮬레이션 및 실험적 연구, 박사학위논문, 고려대학교.
- (14) Jakobsen, A., 1995, Energy Optimization of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator - a Case Study, Ph. D. Thesis, The Technical University of Denmark, pp. 77~83.
- (15) Rubas, P. J. and Bullard, C. W., 1995, "Factors Contributing to Refrigerator Cycling Losses," *Int. J. of Refrig.*, Vol. 18, No. 3, pp. 168~176.
- (16) Judge, J. F. and Radermacher, R., 1995, "The Transient and Steady State Performance of R-22 and R-407C," Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications, ASME, AES-Vol. 34, pp. 1~9.
- (17) Huber, M., Gallagher, J., McLinden, M. and Morrison, G., 1996, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 5.0, NIST.