

## 회전 피스톤형 로터리 압축기 내의 열전달이 성능특성에 미치는 영향에 관한 연구

양 동 준, 정 진 태\*, 박 진 무\*, 황 선 웅\*\*

고려대학교 대학원, \*고려대학교 기계공학과, \*\*LG전자 디지털 어플라이언스 연구소

### Effects of the Heat Transfer on the Performance Characteristics of Rolling Piston Type Rotary Compressors for Air Conditioner

Dong-Joon Yang, Jin-Taek Chung\*, Jin-Moo Park\*, Sun-Wong Hwang\*\*

Graduate school of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

\*\*Digital Appliance Company Lab, LG Electronics, Changwon, Kyungnam 641-711, Korea

(Received March 30, 2001; revision received May 24, 2001)

**ABSTRACT:** The high pressure side rotary compressor is investigated in this study. The temperatures at 29 points of main components and the refrigerant and the performance of the instrumented compressor are measured at various operating conditions. The complex heat transfer mechanism between the components, such as cylinder, suction pipe and stator of motor, is fairly clarified. It is also confirmed that the achievement of a high efficiency by reducing the heat transfer loss in the rotary compressor is possible.

**Key words:** Rotary compressor(로터리 압축기), Heat transfer(열전달), Performance(성능), Volumetric efficiency(체적효율), EER(Energy Efficiency Ratio)

#### 1. 서 론

에어컨을 구성하고 있는 모든 구성요소들 중에서 압축기가 차지하는 부분은 에어컨 전체 소비 전력의 90%나 된다. 또한 에어컨의 중요 구성품들이 성능에 미치는 영향을 비교 분석하여 보면, 압축기의 영향이 다른 구성품인 응축기나 증발기 등보다 훨씬 큼이 기존의 많은 연구 결과를 통해 보고되었다. 따라서 압축기의 성능향상 및 고효율화는 에어컨의 총괄적인 성능향상과 더 나아가 에너지 절감에 큰 기여를 할 수 있다. 현재 생산되는 에어컨 중에서 RAC(Room Air Conditioner)

의 대부분은 구동 압축기로서 로터리 압축기를 사용하고 있는데, 전세계적으로 매년 높은 신장률을 보이고 있는 에어컨 생산량을 고려하여 볼 때, 로터리 압축기의 고효율화에 대한 연구는 그 필요성이 크다고 할 수 있다.

본 연구에서는 로터리 압축기 내의 열전달 특성들에 대해 규명하고, 열적 거동이 성능에 어떤 영향을 미치는지 고찰하였다. 지금까지 로터리 압축기의 성능향상을 위한 여러 가지 방안이 많이 연구되어져 왔지만,<sup>(1-3)</sup> 내부 열전달 특성에 대한 연구는 매우 미미한 실정이며,<sup>(4,5)</sup> 따라서 이러한 측면에서 성능개선의 여지는 많다고 할 수 있다.

본 연구의 목적은 로터리 압축기 내부에서의 실제적인 온도측정을 통하여 압축기 내의 열전달 현상을 규명하고, 이러한 열적 거동이 압축기의 성능에 미치는 영향을 고찰하는 것이며, 본 연구

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3364; fax: 82-2-928-9766

E-mail address: jchung@korea.ac.kr

결과를 바탕으로, 로터리 압축기 내의 방열 및 단열구조의 채택 등과 같은 성능향상에 대한 방안을 제시할 수 있을 것이다.

## 2. 실험장치

본 연구에서는 압축기 주요 부위의 온도를 측정하기 위해 선정된 각 지점에 열전대를 부착하고, 압축기 칼로리미터에서 설정된 조건으로 압축기를 운전하며 온도를 측정하였다. Fig. 1은 본 실험에서 사용한 2차 냉매가열식 압축기 칼로리미터의 개략도를 나타내고 있다. 2차 냉매가열식 칼로리미터에서는 증발기 부분에 단열 2차 냉매 탱크를 설치하고 히터를 병설하여, 히터의 발열량과 압축기의 냉각능력을 열적으로 평형시켜 압축기의 냉동능력을 간접적으로 측정할 수 있다.

실험용 압축기와 연결된 압축기 칼로리미터의 메인루프의 냉매가스는, 압축기에서 고온 고압의 가스로 압축된 후 응축기에서 열을 방출하고,

리시버 탱크(receiver tank)를 거쳐 과냉장치(sub cooler)에서 열교환을 통해 과냉되고, 팽창밸브를 통해 온도와 압력이 강하된 후, 열량조 탱크에서 열교환을 통해 증발하고 다시 압축기로 흡입된다.

실험용 압축기는 현재 상용으로 사용하고 있는 압축기를 실험에 적합하게 개조하였다. 상용 로터리 압축기는 분해 및 조립이 불가능하게 1개의 셸(shell) 속에 모든 부분이 들어가 용접되어 있는 형태이다. 따라서 실험을 위해서 압축기를 덮개(top) 부분, 모터 부분, 실린더 부분, 밑바닥(bottom) 부분의 4부분으로 절단하고, 절단면 부위에 볼트와 너트로 체결이 가능하도록 구멍이 뚫어진 플랜지(flange)를 용접하여 장착하였다.

R410A 냉매를 사용하는 경우 압축기 내부 압력은 3.4 MPa까지 상승하므로, 이러한 고압의 압축기 내부에 열전대를 장착하기 위해서는 누설을 방지하기 위한 특별한 기술이 요구된다. 따라서 Fig. 2에 나타난 바와 같이 압축기 셸에 구멍을 뚫고, 어댑터(adapter)를 이용해 열전대를 압축기에 고정

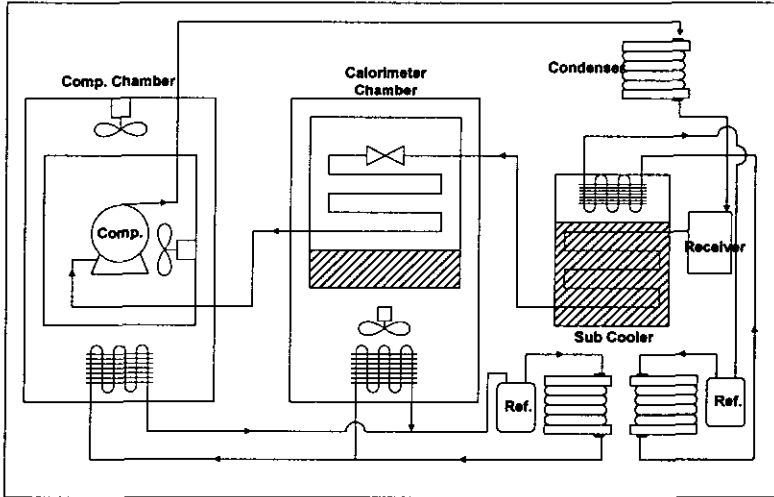


Fig. 1 Schematic diagram of compressor calorimeter.

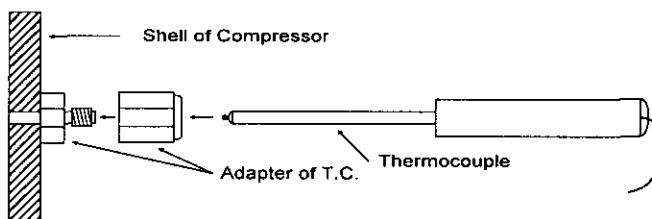


Fig. 2 Attachment of thermocouple at shell of compressor.

하여 부착함으로써 기밀을 유지하였다. 사용된 K-type 열전대의 오차 정도는 0.75 class(B class)이며, 열전대를 압축기에 고정시키기 위하여 3M의 메탈 에폭시를 사용하였다. 열전대의 전압값은 Yokogawa사의 HR2500E를 통하여 읽어 드렸고 다시 GPIB를 통해 PC에 저장되었다. HR2500E는  $\pm(0.03\% \text{ of reading} + 2 \text{ digits})$ 의 정도를 가진다. 한편 압축기 칼로리미터는 별도의 PC에 의해 제어되며, 모든 출력값도 이곳에 저장된다.

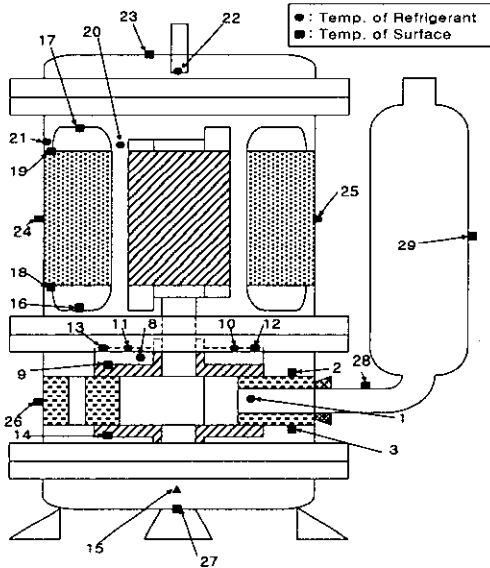


Fig. 3 Points of temperature measurement.

### 3. 실험방법 및 실험조건

압축기 내의 열전달 현상들을 알아보기 위해 압축기 내부와 외부에 중요 지점들을 대표할 수 있는 위치를 선정하여 온도를 측정하였다. Fig. 3와 Fig. 4에서 제시되어 있듯이 압축기 내부에는 22지점, 외부에는 7지점을 선정하여 열전대를 부착하고 온도를 측정하였다. 그림에서 “●” 기호는 각 지점을 지나는 냉매의 온도, “■”는 각 지점 표면온도를 나타낸다. 열전대가 설치된 구체적인 위치는 Table 1에 설명되어 있다. 먼저 기본실험은 Table 2에 표현된 것과 같은 ASHRAE-T 조건에서 수행되었으며, 다양한 운전영역에서의 압

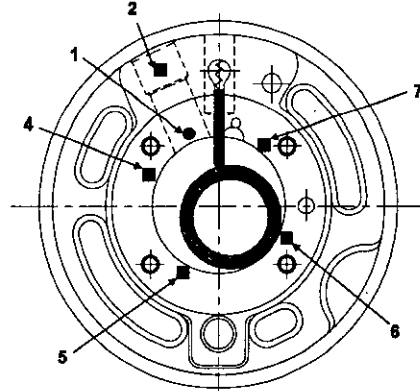


Fig. 4 Points of temperature measurement at cylinder.

Table 1 Positions of temperature measurement

No.	Positions	No.	Positions
1	Refrigerant suction port	16	Lower stator copper winding
2	Motor side of suction port	17	Upper stator copper winding
3	Oil side of suction port	18	Lower stator iron
4	Cylinder wall 1	19	Upper stator iron
5	Cylinder wall 2	20	Gap between rotor & stator
6	Cylinder wall 3	21	Channel between stator & shell
7	Cylinder wall 4	22	Inlet of discharge pipe
8	Gas between main bearing & muffler	23	Case surface (top)
9	Main bearing	24	Case surface (motor side near valve)
10	Gas at muffler exit away from discharge valve	25	Case surface (motor side away from valve)
11	Gas at muffler exit near discharge valve	26	Case surface (cylinder side)
12	Muffler surface away from discharge valve	27	Case surface (bottom)
13	Muffler surface near discharge valve	28	Suction pipe surface
14	Sub bearing	29	Accumulator surface
15	Oil		

Table 2 ASHRAE-T condition of R410A

Item	Value
Condensing Temperature	54.4°C
Discharge Pressure	3381.637 KPa
Temp. of Expansion Valve	46.1°C
Evaporating Temperature	7.2°C
Suction Pressure	995.371 KPa
Suction Temperature	35.0°C
Temp. of Compressor Room	35.0°C
Temp. of Calorimeter Room	35.0°C

축기 특성을 살펴보기 위해 응축온도와 증발온도를 변경한 경우, 또한 팬(fan)을 작동시킨 Air blow의 경우와 그렇지 않은 No blow의 경우에 대해 실험을 수행하였다. 한편 압축기 내부의 열적 거동을 좀더 명확히 규명하기 위해, 압축기의 일부분을 단열한 경우에 대해 실험을 수행하였다. Table 3은 본 실험에 사용한 압축기의 주요 사양이다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 ASHRAE-T 조건에서의 온도분포와 성능특성

Fig. 5는 ASHRAE-T 조건하에서의 압축기의 온도분포를 보여주고 있다. 압축기 내부에서의 유동에 따른 냉매의 전체적인 온도변화(1→8→10→20→22)를 살펴보면, 실린더에서 압축되면서 온

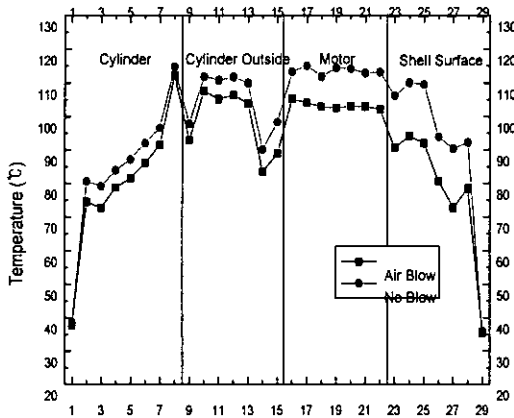


Fig. 5 Temperature distribution at air blow & noblow cases at ASHRAE-T condition.

Table 3 Specification of the compressor

Item	Value
Displacement (m <sup>3</sup> )	13.1×10 <sup>-6</sup>
Frequency (Hz)	60
Phase (∅)	1
Voltage (V)	220
RPM	3400
Comp. Input (W)	1320
Refrigerant	R410A

도가 급격히 올라가고, 모터부를 통과하면서는 외부와의 강제대류 유무에 따라 약간의 변화가 있는 것으로 나타났다. 이러한 온도분포는 기존의 연구결과<sup>(4,6)</sup>와 유사한 경향을 보이고 있다. Air blow의 경우가 No blow의 경우보다 온도가 전체적으로 낮음을 확인할 수 있다. 두 경우의 온도 분포를 좀더 자세히 살펴보면, 외부 유동이 직접 접하는 압축기 표면(23~28)은 13~18°C의 차이를 보이고, 모터부(15~22)는 8~12°C, 실린더를 포함한 압축부 내부(2~7, 9, 10, 12~14)는 4~7°C 정도의 차이를 보였다. 그러나 실린더 내로 들어오는 흡입 냉매온도(1)와, 실린더를 빠져 나오는 토출 냉매온도(8)는 그 차이가 각각 1°C, 3°C 이내로 크지 않았다.

한편 흡입 냉매온도(1)는 기존 연구결과<sup>(6)</sup>보다 그 크기가 낮은 것을 알 수 있다. 저압 셀 방식의 압축기의 경우 압축실로 들어가기 전에 냉매의 온도가 주변부로부터 가열이 많이 되는 것이 보고<sup>(7)</sup>되었고, 따라서 흡입냉매의 온도를 낮추고 그것을 통한 성능 향상을 위한 여러 가지 방안이

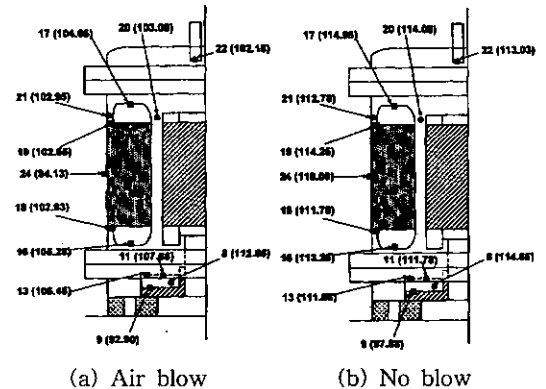


Fig. 6 Temperature distribution on the upper part of compressor.

Table 4 Nondimensional performance characteristics at ASHRAE-T condition

	Air blow	No blow
EER	1	0.989
Comp. Input (W)	1	1.004
Cooling Capacity (Btu/h)	1	0.992

모색되어 왔다. 하지만, 고압 셀 방식의 로터리 압축기를 사용한 본 실험의 경우에는 흡입포트의 온도(2, 3)가 매우 높음에도 불구하고 흡입냉매가스의 온도 상승은 얼마 되지 않는 것(2~3°C)을 알 수 있었다.

머플러를 나온 냉매가스는 모터부를 지나면서 Air blow와 No blow의 상황에 따라 Fig. 6에서 보는 것처럼 그 경향에 현격한 차이를 보인다. 즉, Air blow의 경우, 냉매는 머플러를 떠나 모터부를 통과하면서(11→20) 온도가 4.57°C 떨어졌지만, No blow의 경우에는 모터부를 통과하면서 오히려 가열되어 냉매의 온도가 2.30°C 높아졌다.

Air blow의 경우, 냉매가스는 모터의 스테이터(18, 19)에는 열을 전하고 모터의 스테이터 구리선 부분(16, 17)으로부터는 오히려 열을 받음을 알 수 있다. 또한 기존 연구결과<sup>(6)</sup>에 의하면 로터부분이 모터부에서 가장 온도가 높으므로 로터로부터 어느 정도 열을 받게 되지만 셀을 통하여 외부 유동과의 열전달에 의해 전체적으로는 냉매가 모터부를 지나면서 냉각됨을 알 수 있다. 반면, No blow의 경우에는 외부와의 강제대류가 없으므로 모터부의 모든 부분의 온도가 Air blow의 경우보다 높고 냉매도 모터부를 지나면서 온도가 상승하는 것을 알 수 있다.

ASHRAE-T 조건에서의 성능특성은 Table 4와 같은데, 이후의 모든 성능특성값들은 ASHRAE-T 조건의 Air blow인 경우를 기준으로 무차원화되었다. Air blow인 경우가, No blow의 경우와 비교하여 냉동능력이 증가한 큰 이유는, 흡입냉매의 온도가 떨어져, 냉매유량이 증가하고 실린더부 주위 온도가 낮아 체적효율이 증가하기 때문인 것으로 사료된다. 또한 압축기 입력 동력이 Air blow인 경우에 더 감소해 있는데, 일반적으로는 냉동 능력이 증가하면, 압축기의 입력값도 같이 증가한다. 따라서 냉동 능력이 증가하면서 압축기의 입력이 감소하는 것은 이상적인 경우라 할 수 있다. 압축기의 입력이 줄어든 것은, Air

blow인 경우에 압축과정에 있어서의 열전달손실이 줄어 지시효율이 증가하였고, 또한 모터부를 잘 냉각시켜, 모터의 효율이 좋아졌기 때문인 것으로 사료된다. 한편, Air blow의 경우 No blow의 경우보다 오일의 온도(15)가 10°C 가량 낮기 때문에 오일의 점도가 증가하고, 기계적인 마찰손실이 증가하게 된다. 따라서 Air blow의 경우, 지시효율, 모터효율의 상승분과 기계효율의 감소분의 차가 결과적으로 0.4%의 입력동력의 감소를 가져왔음을 알 수가 있다.

#### 4.2 증발온도와 응축온도 변화시의 온도와 성능 특성

응축온도와 증발온도 변화시의 EER의 변화가 Fig. 7에 제시되어 있다. 이 그림은 다른 압축기의 성능특성 경향과 동일한 경향들을 보여주고 있다.<sup>(8)</sup> EER은 응축온도가 40°C일 때 가장 높고 온도가 증가할수록 감소하였다. 동일 응축온도에 대해서는 증발온도가 높을수록 EER값이 높은 경향을 나타내었다.

Fig. 8은 응축온도가 40°C일 때 증발온도 변화에 따른 압축기 온도변화를 Air blow와 No blow의 경우에 대해 함께 표시한 것이다. 가로축의 번호는 실험조건 번호를 나타낸다. 온도분포는 기본 실험조건(ASHRAE-T)의 결과와 경향이 유사하나, 설정된 응축온도와 증발온도 차이가 클수록 압축기 온도는 전체적으로 높았으며, No

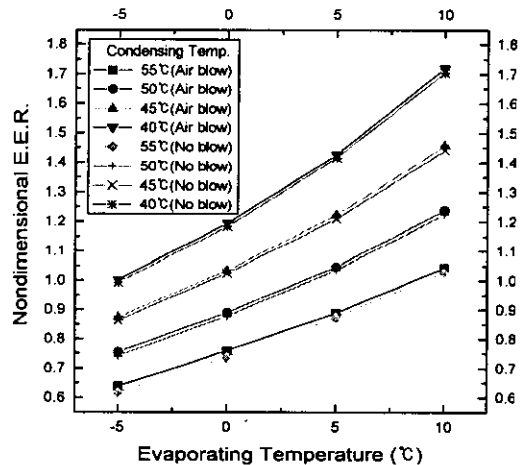
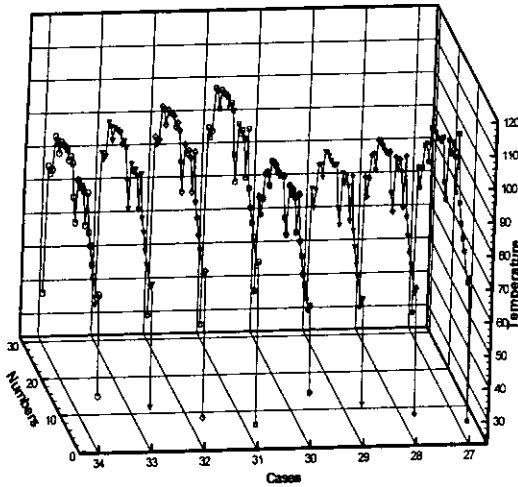


Fig. 7 Variation of nondimensional EER with variation of eva. & cond. temperatures.



- case 27 : -5°C of Eva. Temp.(Air Blow)
- case 28 : 0°C of Eva. Temp.(Air Blow)
- case 29 : 5°C of Eva. Temp.(Air Blow)
- case 30 : 10°C of Eva. Temp.(Air Blow)
- case 31 : -5°C of Eva. Temp.(No Blow)
- case 32 : 0°C of Eva. Temp.(No Blow)
- case 33 : 5°C of Eva. Temp.(No Blow)
- case 34 : 10°C of Eva. Temp.(No Blow)

Fig. 8 Temperature distribution according to variation of eva. temp. at 40°C of condenser temp.

blow의 경우가 Air blow의 경우보다 온도분포가 높게 나타났다.

4.3 압축기 단열시의 온도와 성능특성

압축기 내의 열전달 특성들을 더욱 자세히 알아보기 위해, ASHRAE-T 조건하에서, 압축기의 일부분, 즉, 모터부 또는 실린더를 단열체를 이용하여 단열시켜 실험을 수행하였으며, 그 결과가 Fig. 9에 나타나 있다. 압축기를 단열시키지 않은 기준조건(case 1)의 온도분포가 가장 낮았고, 실린더부와 모터부 전체를 단열시켰을 경우(case 4)가 가장 높은 온도분포를 보인다. 압축기를 단열시키지 않은 기준조건과 비교하여, 모터부만을 단열시킨 경우(case 2)는 실린더부와 압축기 하단부의 온도는 기준조건과 거의 동일하다가 모터부만이 5~6°C 가량 상승하였다. 모터부가 단열되었기 때문에 방출되지 못한 열이 실린더부나 압축기 하단부 쪽으로는 영향을 미치지 못하였을

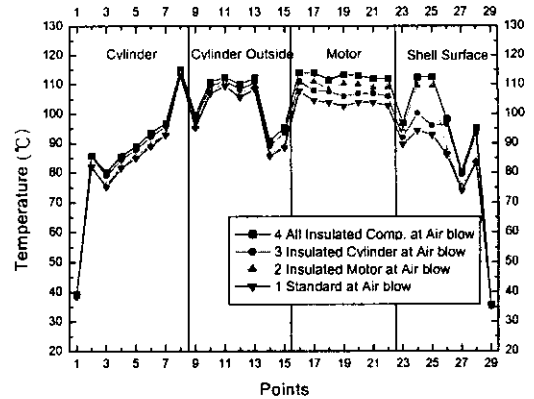


Fig. 9 Comparison of temperature distribution at adiabatic condition test (Air blow).

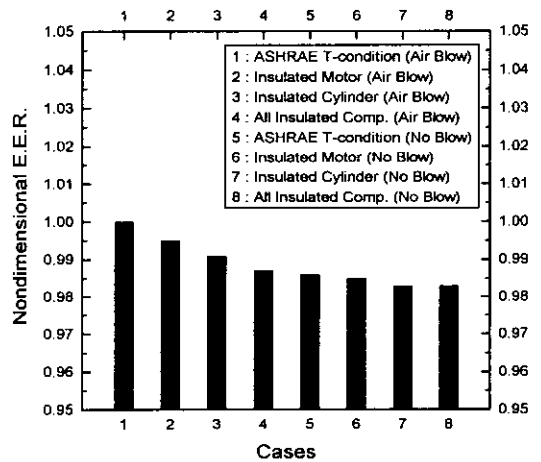


Fig. 10 Nondimensional EER at adiabatic condition test.

을 의미하는데, 이것은 모터부의 발생된 열이 토출되어진 냉매의 온도를 높였지만, 온도가 높아진 냉매가 실린더부 쪽으로 전달하는 열량은 얼마 되지 않는 것을 의미하며, 압축기 셸을 통하여 실린더 쪽으로 전도되었던 열전달 양도 대부분 외부로 방열되었음을 알 수가 있다. Fig. 10에 제시된 EER의 비교에 따르면 기준조건보다 case 2의 EER이 0.51%가 떨어졌는데, 이 값의 대부분은 모터부의 온도가 올라감으로써 모터효율이 떨어지는 것에 기인한 것으로 볼 수 있다.

한편 실린더부를 단열한 경우(case 3)의 결과는 기본조건과 비교하여 전체적인 온도분포가 3°C 가량 올라가는 경향을 보였다. 이것은 실린더부가 단열되었기 때문에 압축과정에서 체적손

실, 지시손실 등이 발생하여 실린더 주위온도와 토출온도가 2~3°C 올라간 것에 기인한다. 이렇게 높아진 토출온도는 다른 부위의 온도를 전체적으로 높이는 역할을 하였다. 또한 오일이 쉽게 냉각되지 못해 오일의 온도가 높은 것도 원인 중의 하나이다. 실린더부를 단열한 경우(case 3), 기준조건에 비하여 EER이 0.92%가 떨어져서, 모터부가 단열된 경우(case 2)보다 성능이 더 좋지 않음을 Fig. 10에서 볼 수 있다. 이것은 실린더부위의 단열면적이 모터부의 1/2 정도밖에 되지 않지만, 실린더부의 단열은 압축과정에 직접적으로 영향을 미쳐, 압축과정의 열전달손실을 증가시켰기 때문이며 따라서, 온도증가에 따른 성능(EER)의 감소는 모터부 단열시의 몇 배가 됨을 확인할 수가 있었다. 결국 압축기의 성능을 향상시키기 위해서는 모터부보다는 실린더 주변의 온도를 떨어뜨리는 것이 중요함을 알 수 있다. 이러한 경향은 실린더와 모터부를 함께 단열시킨 실험결과에서도 확인할 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 고압 셀 방식의 회전 피스톤형 압축기의 내부 및 외부의 각 지점의 온도가 실측되었고, 고압 셀 방식의 압축기에서의 온도측정방법이 획득되었다. 본 연구를 통해 고압 셀 방식의 압축기 내부의 온도분포와 열전달현상 연구에 대한 기본적인 토대가 마련되었으며, 이러한 결과는 압축기 내부에서의 열전달손실의 감소와 압축기효율의 증대에 응용될 수 있을 것이다.

(1) 냉매온도는 압축과정이 일어나는 실린더부를 통과하면서 대부분 증가되고 모터부를 통과하면서는 외기와의 강제대류 유무에 따라 작은 범위에서 변화한다.

(2) 흡입포트의 온도는 냉매의 흡입온도에 비해 매우 높음에도 불구하고 냉매는 실린더 내로 흡입되기 전에 크게 가열되지 않는 것을 확인하였다.

(3) 외부와의 강제대류가 없는 경우, 냉매는 모터부를 통과하면서 가열되어 온도가 2.30°C 상승하였지만, 강제대류의 경우에는 오히려 4.57°C 떨어졌다.

(4) 압축기 외부에 강제대류가 있는 경우, 실린더 내부를 비롯한 압축기 전체와 냉매의 온도가

낮게 나타났으며, 이로 인한 체적효율 및 모터효율의 증가로 인하여 EER의 증대를 가져올 수 있음이 확인되었다.

(5) 실린더부를 냉각시키는 것이 모터부만을 냉각시키는 것보다 EER에 더 효과적임이 확인되었다.

## 후 기

본 연구는 학술진흥재단의 '97년도 학술연구조성비에 의한 대학부설연구소 지원사업 및 LG전자 리빙 시스템연구소(현 : 디지털 어플라이언스 연구소)의 위탁 연구지원에 의해 수행되었으며, 본 연구를 수행하는데 있어, 도움을 주신 LG전자 관계자 여러분에게 감사의 뜻을 표합니다.

## 참고문헌

1. Matsuzaka, T. and Nagatomo, S., 1982, Rolling Piston Type Rotary Compressor Performance Analysis, Proceeding of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 149-158.
2. Kakuda, M., Koda, T. and Kitora, Y., 1992, Fundamental Study of High-efficiency Rolling Piston Type Compressors for Refrigerators, Proceeding of International Compressor Engineering Conference, pp. 809-816.
3. Ishii, N., Fukushima, M., Yamamura, M., Fujiwara, S. and Kakita, S., 1990, Optimum Combination of Dimensions for High Mechanical Efficiency of a Rolling-Piston Rotary Compressor, Proceeding of International Compressor Engineering Conference, pp. 418-424.
4. Padhy, S. K. and Dwivedi, S. N., 1994, Heat transfer analysis of a rolling piston rotary compressor, Int. Journal of Refrig., Vol. 17, No. 6, pp. 400-410.
5. Padhy, S. K., 1992, Mathematical Modeling and Experimental Validation of a Rotary Compressor for Dynamics, Lubrication and Heat Transfer, Pb. D. dissertation West Virginia University.

6. Kim, D. H. and Kim, H. S., 1996, Temperature Measurements and Heat Transfer Analysis of Compressors, LG Electronics Living System Lab Internal Report.
7. Kawai, H., Nishihara, H., Hamada, K. and Nakaoka, S., 1982, The Development of High Efficiency Compressors by Reducing Suction Gas Temperature, Proceeding of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 222-228.
8. ASHRAE, 1992, ASHRAE HANDBOOK HVAC Systems and Equipment, pp. 35.1-35.21.