

# 공조용 로터리 압축기

소순갑\* · 이승갑\* · 박윤서\*

## 1. 서 론

가정용 룸 에어컨에는 주로 채용되고 있는 로터리압축기는 에어컨에 있어서 소비전력의 대부분을 차지하고 있기 때문에 에어컨의 절전화를 위해서는 압축기의 고효율화가 가장 큰 관심사의 하나이다. 이에 부응하기 AC 인버터 모터를 채용한 인버터 로터리압축기가 개발되어 에어컨의 효율 (SEER) 을 크게 향상시켰으며, 최근에는 추가적인 효율향상과 넓은 능력가변제어를 위해 BLDC 모터를 채용한 인버터 압축기<sup>(1,2)</sup>의 개발에 많은 노력을 하고 있다. DC 모터를 적용한 로터리압축기는 넓은 운전 범위에서 성능 및 신뢰성 확보가 중요하다. 이를 위해 자석을 이용한 BLDC 모터의 설계 및 자석에 대한 감자특성의 연구가 필요하다. 또한 에어컨 분야에서는 현재 사용하고 있는 R22냉매의 대체냉매로써 R410A냉매를 적용한 압축기의 개발이 중요한 이슈가 되어 있다.

이에 따라 본 논문에서는 대체냉매 로터리압축기의 설계 및 성능특성을 살펴보고, BLDC 모터를 적용한 로터리압축기의 개발현황을 소개하고자 한다. 나아가서 로터리압축기의 정음화 기술 및 오일토출 억제 기술<sup>(3,4)</sup>에 대한 연구결과를 기술하고자 한다.

## 2. 대체냉매용 로터리압축기의 설계

### 2.1. 물성치에 따른 이론적 성능비교

\* 삼성전자(주) 생활시스템연구소

압축기의 성능은 일반적으로 Fig. 1과 같은 표준성능시험조건(ASHRAE-T)에서 평가하게 되는데, 1-2-3-4의 냉동사이클을 압축기의 입·출구의 온도·압력(1, 2) 및 팽창밸브입구의 온도(3)를 일정한 상태로 맞추어 주고 압축기의 성능을 평가한다. 압축기의 성능은 냉동능력과 압축기의 소비입력의 비인 EER(Energy Efficiency Ratio)로써 나타내는데, 압축기의 EER은 압축기 열량계에서 냉동능력과 소비입력을 측정하므로써 구할 수 있다. Fig. 1의 압축과정(1-→2)이 가역단열과정이라고 했을때, 압축기의 이론 EER은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$EER_{th} = 3.413 \frac{\Delta h_{1-4}}{\Delta h_{2-1}} \quad (\text{Btu} / \text{W} \cdot \text{h}) \quad (1)$$

식 (1)로부터 압축기의 EER은 작동조건과 사용냉매에 의존함을 알 수 있으며, ASHRAE-T 조건에서 R22냉매의 이론 EER은 16.5 Btu/W·h이다. 이와 같이 사용냉매에 따라 EER은 달라지며, 그 한계값은 다음 식과 같은 카르노 사이클 (Carnot Cycle) EER에 의해 계산할 수 있다.<sup>(5)</sup>

$$EER_{CARNOT} = 3.413 \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2)$$

식 (2)에서  $T_L$ 과  $T_H$ 는 각각 증발기온도, 응축기온도를 나타낸다. 식 (2)로부터 카르노사이클 EER은 20.3 Btu/W·h임을 알 수 있다. 이것은 ASHRAE-T조건에서 사용냉매와 무관한 이상적인 EER 이라고 할 수 있다. 즉 카르노사이클

20.3 Btu/W·h와 R22의 16.5 Btu/W·h의 차이는 실제 사용하는 작동유체에 의해 발생한 것이다. R410A 냉매의 이론 EER은 Table 1에 나타난 바와 같이 15.4 Btu/W·h로써 R22 냉매의 93%이다. 이것은 압축기의 사용냉매를 R22에서 R410A로 바꿀 경우 압축기의 EER이 약 7% 떨어짐을 의미한다. 따라서 R22 대체냉매로써 R410A 냉매를 사용할 경우 압축기의 최적화 설계 및 행정체적 재설계를 통한 압축기의 효율향상에 대한 노력이 필요하다.

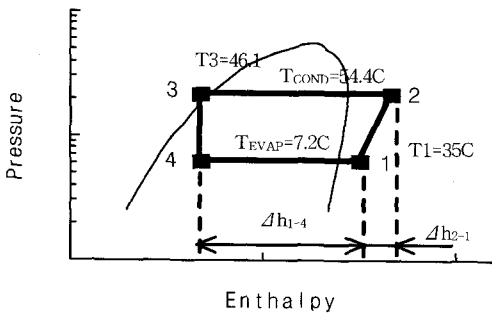


Fig. 1 Compressor test condition (ASHRAE-T)

Table 1 Characteristics of R410A and R22 at ASHAME-T condition

Specification	R22	R410A	R410A / R22
Suction pressure (kg/cm <sup>2</sup> A)	6.38	10.24	1.61
Discharge pressure (kg/cm <sup>2</sup> A)	21.88	34.53	1.58
Suction temp. (°C)	35.0	35.0	-
Sub-cool temp. (°C)	46.1	46.0	-
Suction gas temp. (kg/cm <sup>3</sup> )	23.07	32.14	1.39
ΔhCOND (kcal/kg)	41.1	43.02	1.05
Δhcvap (kcal/kg)	8.5	9.5	1.12
Theoretical EER (Btu/Wh)	16.5	15.4	0.93
Displacement volume (cc)	19.0	13.1	0.69

## 2.2. 실린더의 행정체적 설계

Table 1은 ASHRAE-T 조건에서 R22 냉매와 R410A 냉매의 물성치 및 특성을 비교한 것이다. R410A는 R22에 비해 압력이 1.6배 높고, 밀도가 1.4배 높다. 따라서 동일한 냉동능력을 얻기 위하여 행정체적을 R22에 비해 작게 설계해야 한다. 압축기의 행정체적은 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$V_s = \frac{Capacity(Btu/h)}{60} \quad (3)$$

식 (3)에서는 각각 냉매의 밀도, 압축기 회전수, 체적효율, 엔탈피 차를 나타내며, 체적효율은 경험적으로 가정한다. 식 (3)의 계산으로부터 R410A용 실린더의 행정체적은 냉매의 밀도 및 엔탈피의 차이에 의해 R22에 비해 약 31%를 축소해야 함을 알 수 있다. 실린더 행정체적의 축소는 주로 축의 편심량 및 실린더의 높이와 직경의 변경을 통해서 이루어진다. 또한 R410A용 실린더는 압축기의 성능 및 생산공정을 고려하여 적정한 설계가 이루어져야 한다.

## 2.3. 성능 해석 결과

로터리압축기의 행정체적을 가장 손쉽게 변경하는 방법은 축의 편심량을 변경하는 것이다. 편심량을 변경하여 R22와 동일 용량으로 설계한 R410A용 압축기와 R22용 압축기의 P-V선도를 Fig. 2에 나타냈다. P-V 선도를 이용하여 손실분석을 하므로써 압축기 각각의 성능특성을 알 수 있다. Fig. 3은 Fig. 2의 P-V 선도로부터 구한 압축기일의 분석 결과를 나타내고 있다. 편심량만을 변경하여 실린더 행정체적을 R22 대비 69%로 설계했을때, R401A에서 약 9%의 압축기 일이 증가했다. 냉매의 변경에 따른 이론 EER이 93%를 나타냈던 것과 비교하면 약 2%의 효율저하가 발생한 것을 알 수 있다. 이것은 압축손실의 증가에 기인한 것이며, 압축손실 증가의 가장 큰

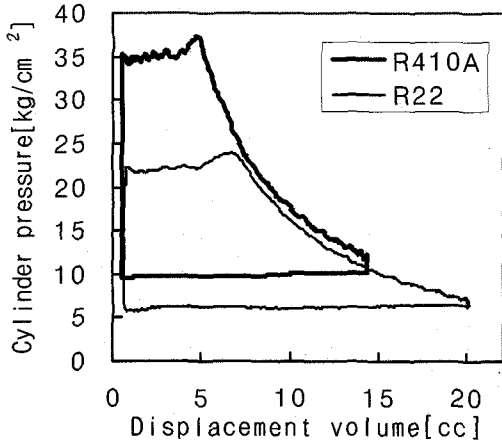


Fig. 2 P-V diagram for R410A and R22

원인은 간극체적에 의한 재팽창손실 및 간극을 통한 가스누설손실의 증가 때문이다. 간극체적에 의한 재팽창손실은 다음과 같은 식으로부터 구할 수 있다.

$$\Delta L_{cl} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_s (V'_{cl} - V_{cl}) \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1 \right] \frac{N}{60} A \quad (4)$$

여기서

$$V'_{cl} = V_{cl} (P_d / P_s)^{1/\kappa}$$

$$A = 9.81 \times 10^{-2}$$

식 (3)에서는 각각 흡입압력, 토출압력을 나타내고, 은 간극체적을 나타낸다. 식 (4)로부터 동일한 간극체적을 가정했을 때 R410A에서 재팽창손실이 약 1.5배 증가함을 알 수 있다. 따라서 R410A에서 이론 계산치인 93%이상의 EER을 달성하기 위해서는 간극체적에 의한 재팽창손실의 저감 및 실린더의 가스누설손실의 저감이 필요하다. 재팽창손실을 줄이기 위해서는 간극체적의 축소가 필요하고 실린더의 누설손실을 줄이기 위해서는 실린더의 높이 및 직경의 최적화 그리고 실린더 간극의 최적화가 필요하다.

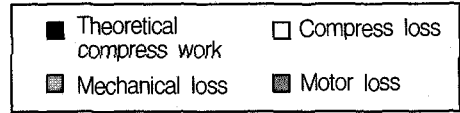


Fig. 3 Comparison of compressor work for R410A and R22

### 3. BLDC 모터를 채용한 로터리압축기

#### 3.1. BLDC 모터의 특성 및 설계

회전자에 영구자석을 채용한 BLDC 모터는 넓은 회전수 범위에서 AC 모터에 비해 효율이 높고, 급속한 가감속 등의 정밀한 속도제어 및 소형화가 가능하기 때문에 인버터형 압축기에 아주 적합하다. 그러나 BLDC 모터를 적용한 압축기는 회전자의 설계 및 위치검출, 또한 DC 드라이버 등의 해결해야 하는 문제들이 많다. BLDC 모터의 성능 및 신뢰성을 확보하기 위해서는 자석의 선정, 자석의 배열 설계, DC 드라이버의 개발 등이 이루어져야 한다.

자석은 압축기내의 고온, 고압의 분위기 중에서 자기특성이 변하지 않아야 하며, 냉동오일과 냉매에 의해 영향을 받지 않아야 하고, 저온 분위기에서도 자기특성의 저하가 없어야 한다. 자석의 종류는 네오뉘(neodymium)자석과 페라이트(ferrite)자석 2가지로 구분할 수 있으며, 최근에

많이 사용되고 있는 네오뉘자석이 페라이트자석에 비해, 잔류자속밀도(Br) 및 보자력(iHc)이 3배 이상 크기 때문에 모터의 소형화, 고성능화, 고신뢰성화에 유리하다. 다만 네오뉘자석의 단점은 큐리온도가 낮아서 제조과정 등 고온 취급에서 열적 영향을 받을 수 있기 때문에 주의가 필요하다. 회전자의 설계에 있어서 자석의 배열은 모터의 성능 및 소음 등에 큰 영향을 미친다. Fig. 4의 (a)는 페라이트자석을 적용한 경우를 나타내고 있다. 유기전압의 파형이 정형파에 가깝고 소음진동에 유리한 구조이다. Fig. 4의 (b)는 네오뉘자석을 적용한 경우의 자석의 배열의 예를 나타낸 것이다. 자석의 사용량이 페라이트의 1/8로 아주 작고, 릴럭턴스 토크(reluctance torque)를 이용하며, 누설자속을 차단하기 위한 구조를 가지고 있다.

또한 BLDC 모터를 구동하기 위한 DC 인버터 구동회로는 위치검출회로와 속도제어회로로 구성되어 있다. 위치검출회로에서는 모터단자의 유기전압을 검출함으로써 회전자의 위치를 검출하고, 속도제어회로에서는 위치검출회로에서 얻어진 회전자의 위치정보를 이용하여 요구되는 운전주파수에서 PWM 제어 신호에 의해 인버터 구동을 수행하도록 구성되어 있다.

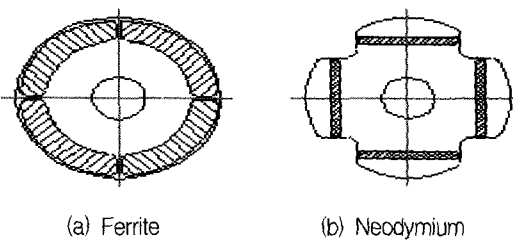


Fig. 4 Comparison of magnet configuration

### 3.2. BLDC 로터리압축기 개발 결과

Fig. 5는 압축기 열량계에서 측정한 BLDC 로터리압축기의 성능시험 결과를 나타내고 있다. 운전주파수 60 Hz 이상에서는 종래의 AC 로터리압

축기에 비해 EER이 약 10% 향상되었으며, 저속에서는 EER이 약 15% 향상되었다. 특히 저속에서 AC압축기 대비 EER 향상폭이 큰 것은 AC모터는 일반적으로 저속에서 현저한 모터 효율저하가 발생하지만 BLDC 모터는 저속에서도 높은 효율을 나타내기 때문이다.

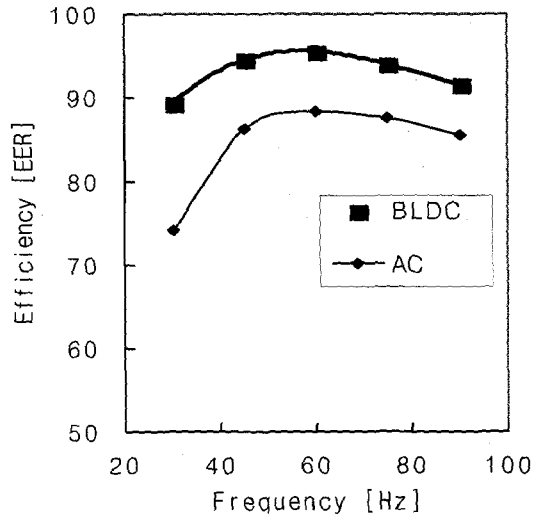


Fig. 5 Comparison of energy efficiency ratio

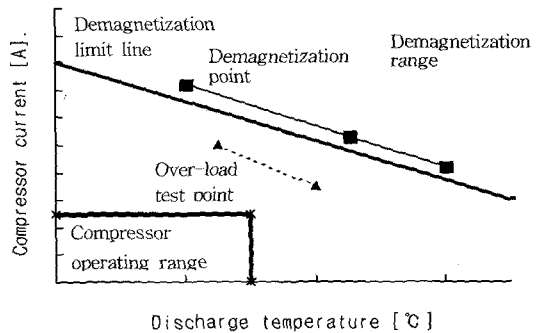


Fig. 6 BLDC compressor operating range

Fig. 6은 압축기의 통상 운전영역과 자석의 사용범위를 나타낸 것이다. BLDC 모터에 있어서, 압축기 사용조건에서의 자석의 감차여부에 대한

신뢰성 확보는 매우 중요한 과제이다. 압축기의 토출온도 및 진류에 대한 자석의 감자특성이 압축기 운전영역에서 충분한 신뢰성을 갖도록 설계하여야 한다. 즉 압축기의 고온, 고진류의 과부하 조건에서도 자석이 감자되는 현상이 없도록 모터를 설계하였다. 그림에서 알 수 있듯이 감자 한계라인 이상에서는 토출온도 및 진류에 따라 자석이 감자되는 점이 나타나며 감자 한계라인 이하에서 신뢰성 시험을 실시하여 감자가 발생하지 않음을 확인하였다. 또한 회전자의 조립공정, 자석의 착자 및 평가방법 등도 함께 개발하였다.

#### 4. 소음 저감

##### 4.1. 로터리압축기의 소음원 및 전달경로

로터리압축기의 소음원 및 소음의 전달 경로는 Fig. 7과 같다. 로터리압축기에서 소음은 압축과정의 반복에 의해 발생되며, 회전주파수의 하모닉스에 해당하는 소음성분을 발생시키게 된다. 밸브 포트를 통한 토출가스의 유동은 광대역의 소음성분을 발생시키고, 밸브 시트와 밸브 스톱퍼(stopper)에 가해지는 임팩트 소음은 특정대역에서 증폭된 소음을 야기한다. 압축기 내부에서 발생한 소음은 냉매가스 경로와 기계적 경로의 두가지 경로를 통해 케이스로 전달되는데, 냉매가스를 통한 경로의 경우, 캐비티 공진이 일어나게 될때 소음이 크게 증폭되고, 만약 셸의 구조 공진과 연성이 일어나면, 그 주파수에서 상당한 소음이 야기될 수 있다. 기계적 경로에 대한 주파수 반응특성은 공진 주파수 이하에서는 기계적 강성에 의해 공진 주파수 이상의 주파수 범위에서는 시스템의 기계적 질량에 의해 지배되는 특성을 갖게 되며, 공진 주파수 대역에서는 상당히 증폭된 에너지 성분이 외부로 전달된다. 그러므로 압축기의 지지 방법 및 배출라인은 공진 주파수가 가진 주파수에 비해 훨씬 낮은 값을 갖도록 설계되어야 하며, 그 경우 압축기는 질량 지배영역에 해당하며, 연결부나 냉매가스의 라인을 통하

여 전달되는 소음을 상당히 감소시킬 수 있다.

케이스의 셸은 소음원을 전달시키는 중요한 경로가 되며, 외부로의 전달 특성은 소음원의 가진 특성 및 셸의 구조 특성에 의해 좌우된다. 이때 셸의 고유진동수가 가진 진동수와 일치하지 않도록 하는 것이 중요하나, 압축과정의 하모닉 성분이 광대역에 분포하게 되므로 상당한 어려움이 있다. 실제의 경우 삼각받침대의 지지방법 및 흡입 배출 라인의 위치를 조정하여 가진원이 구조 모드를 가진시키지 않도록 설계하여야 한다.

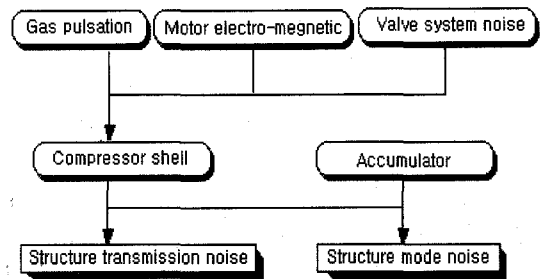


Fig. 7 The source and transfer path of a noise

##### 4.2. 모터부의 공진과 자기소음

AC 및 BLDC 인버터 모터는 PWM 제어에 의해 주파수변환을 하기 때문에 구동파형의 왜곡이 발생한다. 왜곡된 구형파형에 의해 발생하는 전자력은 모터부의 고정자와 회전자에 직접 작용하여 케이스, 고정자, 회전자 및 크랭크샤프트를 공진시켜서 높은 자기소음을 발생시킨다. 이와 같은 자기소음을 저감하기 위한 한가지 방법으로써 고정자 외주부를 원형으로 만들어 셸과 완전히 접촉하도록 고정자를 개선하는 방법이 있다. 이렇게 하므로써 고주파수 영역에서 공진을 피하고, 인버터 캐리어주파수에 기인하는 높은 레벨의 자기소음을 억제할 수 있다.

##### 4.3. 공간공명에 의한 소음

토출포트 근방에서 발생하는 급격한 압력변동

에 의한 소음은 밀폐용기내의 각 공간으로 전파된다. 각각의 공간에서는 공간고유의 음향특성과 다른 공간으로부터 음향의 전파특성에 상응한 소음이 여기된다. 특히 공간의 공명주파수 근방의 주파수영역에 있어서는 음향적으로 증폭되어 공간 공명음이라고 부르는 대단히 큰 소음이 발생하는 경우가 있다.

로터리 압축기에서 이와 같은 공간공명음을 저감하기 위해서 헬름홀쯔형 공명기와 토출 머플러가 사용되고 있다. 공명기는 압축시 간극체적내의 고압 잔류가스가 재팽창하면서 압축실에서 발생하는 압력맥동을 저감시키는 것으로 알려져 있으며 2~5kHz대역의 고주파 소음, 특히 3~4kHz의 소음을 많이 저감시킨다.

## 5. 오일 토출량 억제

### 5.1. 오일 토출의 억제 필요성 및 순환경로

압축기 외부로 오일이 과다하게 방출될 경우는 열교환기의 열전달 특성저하 및 압력손실을 초래하게 되어 냉동사이클의 성능을 현저히 저하시킬 뿐만 아니라 압축기 내부의 오일 부족으로 압축기 신뢰성이 크게 저하한다. 따라서 압축기의 신뢰성 및 에어컨의 성능을 확보하기 위해서는 압축기 내부의 오일이 냉매가스와 함께 과다하게 토출되지 않도록 억제할 필요가 있다. 특히 가변속도로 운전되는 인버터 타입의 압축기는 저온, 고속 등 다양한 운전조건에서 운전되기 때문에 그 필요성이 대단히 크다.

압축기 외부로의 냉동오일의 토출을 억제하고 압축기 내부의 일정한 오일레벨을 확보하기 위해서는 압축기 내부의 오일 순환경로를 잘 설계하는 것이 필요하다. Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이 오일의 순환경로는 머플러로부터 토출된 토출가스와 냉동 오일 대부분이 모터의 고정자와 회전자 사이의 간극(air gap)을 통과하고, 회전자의 회전에 의한 원심력에 의해 토출가스

로부터 오일을 분리한다. 상부공간으로 분출된 토출가스는 유속이 떨어지면서 밀도차에 의해 다시 토출가스로부터 오일이 분리된다. 분리된 오일은 고정자의 외주부 통로를 통해 압축기 하부로 떨어진다. 이와 같은 압축기 내부의 오일 순환경로에서 토출가스로부터 오일을 잘 분리하여 압축기 외부로의 오일 토출량을 줄여야 한다.

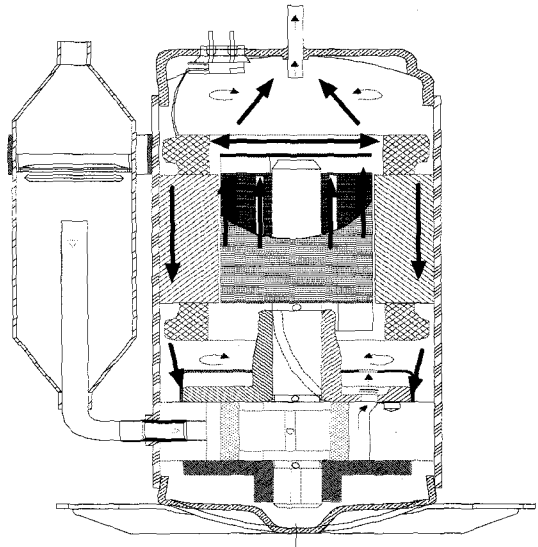


Fig. 8 Oil circulation path in rotary compressor

### 5.2. 오일토출량 억제방법 및 결과

오일토출량의 억제를 위해서는 에어컨 사이클의 설계 및 운전방법을 개선하는 방법과, 압축기 내부에 오일 억제기구를 설계하는 방법을 동시에 사용해야 한다. 에어컨 사이클의 설계에 있어서 난방운전을 하는 에어컨을 예를 들면, 압축기가 저온 분위기에 있을 때 압축기내에 냉매가 잠입된 상태에서 난방기동을 하면 압축기내의 오일이 발포하고 그 결과 오일이 냉매와 함께 과다 토출하게 되어 유면이 저하되고 압축기 습동부의 윤활이 악화된다. 이를

방지하기 위하여 에어컨의 운전패턴의 적절한 설계가 필요하고, 사이클 배관과 어큐물레이터의 적합한 설계가 요구된다.

오일 분리기구를 설치하여 오일 토출실험을 한 결과, 오일 분리기구가 없을 때와 비교하여 약 1/5로 오일 토출량을 줄일 수 있었다. 또한 종래에 AC 인버터 압축기에 비해서 약 60%의 오일량이 저감되었다.

## 6. 결 론

로터리압축기의 효율 및 신뢰성 향상 기술에 대해 검토한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) R410A용 대체냉매 로터리압축기는 R22와 동일한 냉동능력을 얻기 위해 행정체적을 R22에 비해 31% 작게 설계해야 하며, 효율 향상을 위해서는 실린더 높이 및 편심량 뿐만 아니라 간극체적의 축소가 필요하다.
- (2) BLDC 모터를 채용함으로써 10~20%의 효율향상을 얻을 수 있음을 알 수 있었다.
- (3) 압축기 내부에 오일토출 억제기구를 설치함으로써 오일토출량을 저감하고, 압축기의 신뢰성 및 에어컨의 성능을 확보하였다.

- (4) 로터리압축기의 소음을 저감하기 위해서는 공명기, 머플러및 셀에 대한 최적설계 뿐만 아니라 모터의 자기소음저감도 중요함을 알 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) Uchibori, M., Takenzawa, M. and Takenaka, M. 1996, "Rotary compressor using a rare-earth magnet brushless motor", Sanyo Technical Review, Vol.28, No. 1, pp.119-125.
- (2) 谷本茂也, "에어컨.컴프레서용 브리시리스 DC 모터", 東芝 生産技術研究所.
- (3) Mitsunaga, T., Nonaka R. and Matsumoto, K. 1986, "Rotary compressor for 180Hz inverter air conditioner", Sanyo Review, pp.102-112.
- (4) J.S. Kim and M. Katsuta, 1995, "Influence of refrigerant oil on evaporator performance", Trans. of the JAR, Vol.12, No.1, pp.1-24.
- (5) Prakash N. Pandeya, 1986, "A simplified procedure for designing hermetic compressors", Purdue Compressor Conference, pp.415-427.