

신규 저소음 및 고효율 머플러 적용 회전식 압축기 개발

장인선* · 김봉준** · 윤영** · 성춘모** · 이승갑**

Development of a Low Noise and High Efficiency Rotary Compressor with a New Muffler

In-Sun Jarng*, Bong-Jun Kim**, Young Youn**,
Choon-Mo Sung** and Seung-Kap Lee**

Key Words: Noise(소음), Efficiency(효율), Rotary Compressor(회전식 압축기), Muffler(소음), Oil Discharging(토유), Pressure Pulsation(압력 맥동)

ABSTRACT

The rotary compressor is widely used in the air conditioner because it is efficient and compact. Recently, the need for silent and efficient compressors is much stronger than the past. The new type muffler was invented to reduce the noise level and to improve the efficiency. The new type muffler that has two side discharge holes and dome shape resulted in much lower overall noise level, especially noise levels around 1kHz than the old type one of one center discharge hole in the acoustic spectra. Also it showed a higher efficiency of air conditioner by lowering oil discharging amount of a compressor than old type one of a rectangular shape and two side discharge holes. The noise reduction and efficiency improvement by the new type muffler were verified by tests for rotary compressors and air conditioners.

1. 서론

가정용 에어컨의 저소음화 및 고효율화에 대응하기 위해 국내외 가전업체는 오래전부터 지속적인 연구를 해오고 있으며 앞으로도 이러한 분야의 요구는 점점 더 증가될 것으로 예상된다. 에어컨을 구성하는 구성 부품중 시스템의 성능 및 소음에 큰 영향을 미치는 핵심 부품이 압축기이므로 압축기의 저소음, 고효율 기술이 곧 에어컨의 에너지 효율향상 및 저소음에 대한 소비자의 요구를 만족시킬 수 있는 주요 기술이라 할 수 있다.

회전식 압축기의 소음^{(1)~(3),(5)}은 소음원, 소음전달 구조, 소음방사로 나누어 생각할 수 있다. 소음원은 실린더의 압축과정에서 발생하는 압력맥동에 의한 소음과 회전식 압축기 내부 공간에서 공명되는 공명음, 운동부간의 접촉에 기인하는 기계적인 소음으로 분류할 수 있다. 이러한 소음은 실린더 토출 포트 시스템 설계, 압축기 내부 캐비티 설계, 머플러 설계, 공명기 설계 등의 최적화를 통해 저감할 수 있다. 이렇게 발생된 소음은 펌프부의 각 부품, 특히 상부 베어링을 통하여 압축기 헬로 전달되거나, 압축기 내부에서 발생된 소음이 직접 헬로 전달되므로 펌프 각 부 특히 상부베어링의 저소음 설계가 이루어져야 한다. 이와 같이 소음원들은 소음전달 구조물을 거쳐 최종적으로 헬에서 소음이 방사되는데, 헬의 형상 및 두께, 캡

* 삼성전자 DA총괄 시스템가전사업부

** 삼성전자 DA총괄 시스템가전사업부

책임저자 E-mail : insun.jarng@samsung.com

(top cap 및 bottom cap) 형상, 푸트(foot), 어큐물레이터(accumulator)의 형상에 따라 소음 방수량이 변한다. 상기 언급한 설계요소들 중 특히 머플러의 경우 다른 인자들과 함께 소음과 밀접한 연관성을 가지면서 압축기의 효율에도 영향을 미쳐 양쪽 특성을 적절히 만족시킬 수 있는 최적의 설계 포인트를 개발하는 것이 엔지니어의 주된 관심사라 할 수 있다.

본 논문에서는 회전식 압축기의 실린더 압축과정에서 발생하는 압력 맥동소음을 1차적으로 감쇄시키는 머플러를 3가지 타입별로 해석하고, 18,000 Btu/h급 회전식 압축기에 해석된 머플러를 적용하여 머플러 타입별로 소음 방사 스펙트럼(spectrum)을 분석하였으며 음장 가시화 분석 및 운전조건별 소음비교와 함께, 최종적으로 에어컨세트에 적용하여 그 효과를 확인하였다. 또한 머플러 타입에 따른 압축기의 단품 성능 및 토유량을 비교하고, 운전 조건별로 성능을 비교하였으며 에어컨 장착시의 성능을 확인하여 머플러에 따른 압축기 단품 및 에어컨의 소음, 성능 특성을 종합적으로 검토하였다.

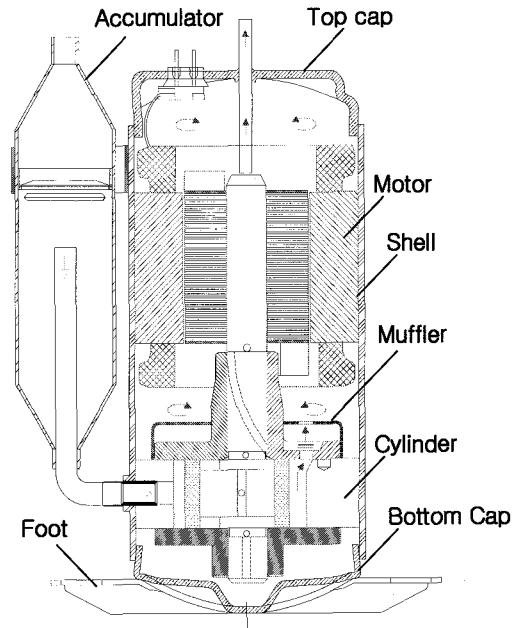


Fig. 1 Cross section of a rotary compressor

2. 신규머플러의 소음특성

2.1 머플러 타입별 음향 해석 결과

Fig. 1과 같은 구조를 가지는 회전식 압축기에서 주요 소음원인 실린더 내부의 압력맥동으로 인한 소음은 실린더에서 토출된 냉매가 머플러의 내부 유로를 지나면서 그 소음이 저감된다. 일반적으로 회전식 압축기의 머플러는 몇 개의 챔버와 입구 및 출구를 가지는 형상을 가지고 있으며, 각 챔버들의 단면적 차이로 인한 임피던스 부정합으로 소음을 저감하게 되고, 또한 토출구의 형상에 의하여 소음 감소량과 그 주파수가 결정된다. 이때 머플러로 인한 소음 저감효과가 발생함과 동시에 유동손실이 발생하여 소음뿐만 아니라 효율에도 영향을 미치게 된다. 또한 머플러 내부의 공간을 냉매가 흘러가면서 부가적으로 소음이 발생하게 되는 데, 이 또한 설계 시 고려해야할 중요한 요소 중의 하나이다. 본 논문에서는 머플러 음향해석을 통하여 머플러의 소음 감소량과 소음 주파수를 살펴보았는데 일반적으로 머플러의 음향해석⁽⁴⁾은 1차원 해석과 3차원 해석으로 분류될 수 있다. 1차원 해석은 머플러 내부의 음장을 평면파(plane wave)로 가정하여 머플러의 음향 특성을 계산하는 것으로 식(1)과 같은

투과손실식이 잘 알려져 있다.

$$TL = 20 \log_{10} \frac{P_{in}}{P_{out}} \quad (1)$$

3차원 해석법은 속도포텐셜법(velocity potential method), 모드적합법(mode matching method), FEM, BEM 등이 있다. 본 논문에서는 기존 두 종류와 신규 한 종류의 머플러를 설계하고 이들을 비교하였다. Fig. 2와 같이 세 종류의 머플러의 mesh를 구성하고, SYSNOISE를 사용하여 일정 입력에 대한 출력의 파워를 BEM으로 계산하고 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 머플러의 설계시에는 스테이터와의 이격거리, 로터와의 이격거리, 볼트 위치 등 많은 제약조건 때문에 머플러 설계가 자유롭지 않다. 본 논문에서 보인 머플러 타입 A, 타입 B와 신규 개발된 타입 C는 출구단이 서로 다른 형상을 가지고 있다. 3가지 타입 머플러의 주요 차이점은 토출방법과 위치이며 설계 parameter는 머플러 내부 단면적 변화비와 머플러 높이이다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 세 종류의 머플러에 대한 BEM 결과를 고찰하면 타입 B와 타입 C가 약간의 차이는 있지만 거의 비슷하며, 타입 A에 비하여 동일한 입력에 대하여 방사되는 파워가

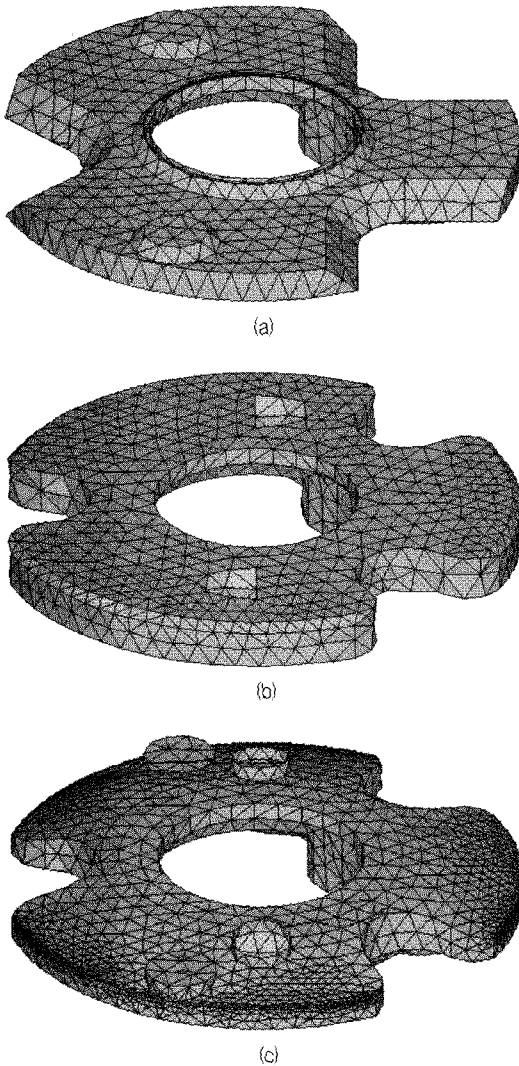


Fig. 2 3D mesh models of mufflers : (a) type A (conventional muffler 1), (b) type B (conventional muffler 2) and (c) type C (new-designed muffler)

더 작다. 특히 600 Hz~1,400 Hz 대역에서 방사되는 파워가 작으므로 타입 A에 비하여 소음저감 성능이 더 우수함을 알 수 있다. 따라서 신규 머플러 타입 C는 타입 A와 비교해서는 소음저감 성능이 우수하고, 타입 B와는 거의 동등 수준임을 알 수 있다.

2.2 머플러 타입별 단품소음 시험결과 및 고찰

본 연구대상인 세 종류의 머플러가 회전식 압축기에 장착되었을 때의 소음 저감 효과를 판단하기 위하

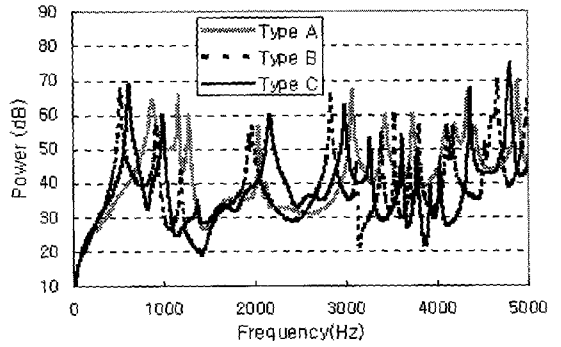


Fig. 3 Sound power analysis results

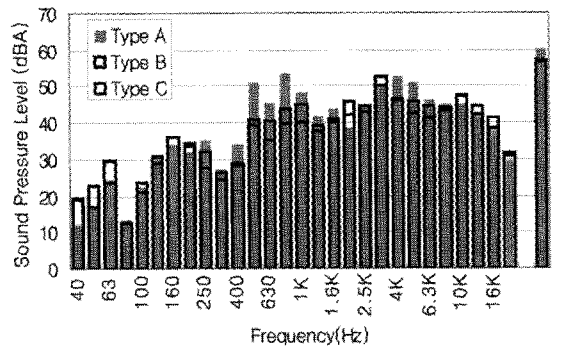


Fig. 4 Experimental SPL's for compressors of type A, B and C mufflers at specified inlet and outlet pressures

여, 타입 A, 타입 B와 타입 C를 적용한 회전식 압축기를 제작하였으며, 압축기의 입구와 출구 압력을 각각 5.35 kgf/cm²G와 20.85 kgf/cm²G로 운전하고 그대의 소음을 측정하여 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 소음은 어큐뮬레이터(accumulator)를 기준으로 시계방향 90도 지점에 대해 압축기로부터 90 cm 간격의 거리를 두고 microphone으로 측정하였다. Fig. 3의 BEM 결과와 비슷하게 신규 머플러 타입 C가 타입 A에 비하여는 소음이 낮고, 타입 B와 비슷함을 알 수 있다. 소음 저감이 큰 주파수 영역도 500 Hz~1.6 kHz로 BEM 해석결과와 거의 비슷함을 알 수 있다. 이러한 소음특성의 차이는 머플러 내부 단면적 변화비와 같은 토출 냉매 유로 구조에 크게 좌우된다. Fig. 5는 타입 C를 적용한 압축기를 array microphone을 이용하여 압축기로부터 10cm 거리에서 스캐닝(scanning)한 400 Hz~3,200 Hz 대역에서의 근접음향가시화 시험 결과이며, 소음 에너지가 주로 펌프부 하단과 흡·토출 위치에서 발생함을 알 수 있다.



Fig. 5 Near-field acoustic holography for the compressors of type C muffler

2.3 머플러 타입별 운전 조건별 단품 소음 변화

머플러 타입 A, B, C를 장착한 압축기에 대하여 Table 1에서처럼 공조용 압축기 표준 시험 조건인 ASHRAE-T조건에 에어컨 (set) 냉·난방 표준 조건을 추가하여 압축기 단품 소음을 측정, 머플러의 타입별 소음저감 능력을 확인하였다. Fig. 6에서 ASHRAE-T 조건보다는 냉·난방조건에서 소음이 더 낮음을 알 수 있고, 타입 C가 타입 A보다는 소음이 낮고 타입 B와 비슷함을 확인 할 수 있다.

Table 1 Noise test conditions

Operating Modes	Test Conditions			
	Pd	Ps	Tsuc	Texv
ASHRAE-T	20.85	5.35	35	46.1
Set Cooling Standard	17.90	5.71	15	42.0
Set Heating Standard	16.60	4.39	7	42.0

* Pd : Outlet pressure of compressor (kgf/cm²G)
 Ps : Inlet pressure of compressor (kgf/cm²G)
 Tsuc : Inlet temperature of compressor (°C)
 Texv : Inlet temperature of expansion valve (°C)

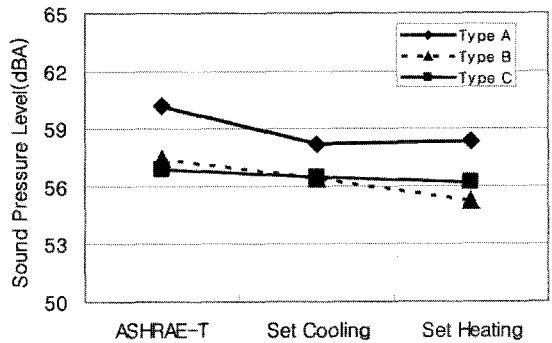
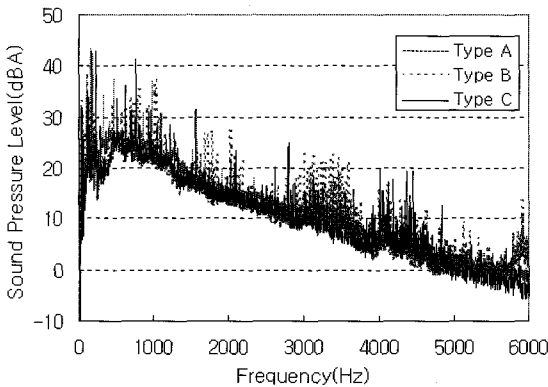


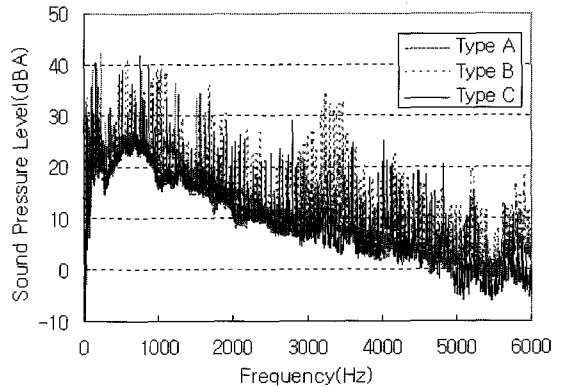
Fig. 6 Experimental SPL's for compressors of muffler type A, B and C according to operating modes

2.4 머플러 타입별 에어컨 소음시험 결과 및 고찰

타입 A, B, C를 적용한 회전식 압축기를 최종적으로 에어컨 실외기에 장착하여 소음을 측정하여 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이



(a)



(b)

Fig. 7 Experimental SPL's of an air-conditioner by muffler type A, B, C : (a) front side and (b) rear side

회전식 압축기 머플러 변경으로 인하여 600 Hz~1,200 Hz 사이의 소음 피크가 줄어든다. 이 소음 저감 주파수대역은 머플러 단품 해석 결과와 유사하며, 압축기 단품 소음 시험 결과와도 일치하는 경향이다. Fig. 7의 소음 스펙트럼은 회전식 압축기 머플러만을 변경 하였을 때의 에어컨 실외기 소음 비교 그림이므로, 머플러 설계변경의 효과가 에어컨 실외기의 소음 특성에 큰 영향을 미치며, 머플러 재설계에 의해 소음 저감량과 주파수를 조절하여 에어컨 실외기의 소음을 크게 감소시킬 수 있음을 확인할 수 있다.

3. 신규머플러의 성능 특성

3.1 머플러 타입별 단품 성능 및 토유량 시험 결과

머플러 타입에 따른 압축기 단품 성능 및 토유량을 파악하기 위해 18,000 Btu/h급 압축기 모델에 대해 타입, A, B, C 시료를 만들고 ASHRAE-T 조건으로 시험하였다. 압축기 단품에 대한 성능 및 토유량은 Fig. 8과 같은 압축기 칼로리미터를 이용하여 측정하였으며, ASHRAE-T 조건의 압축기 입구와 출구 압력이 각각 5.35 kgf/cm²G와 20.85 kgf/cm²G이며 압축기 입구 온도가 35 °C이다. 토유량 시험은

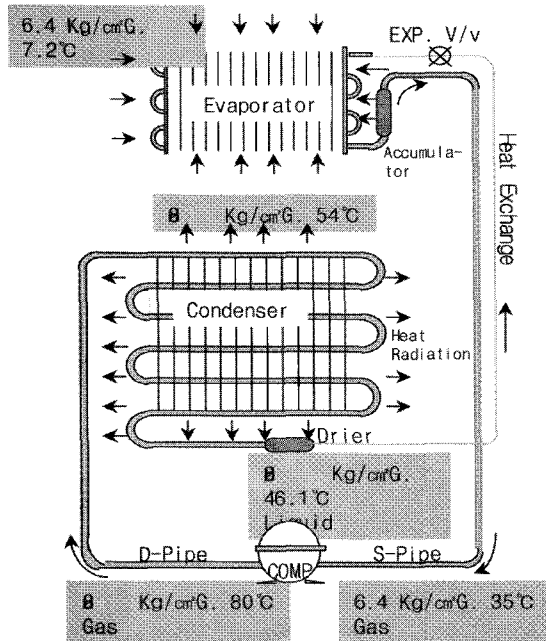


Fig. 8 Schematic diagram of a compressor calorimeter

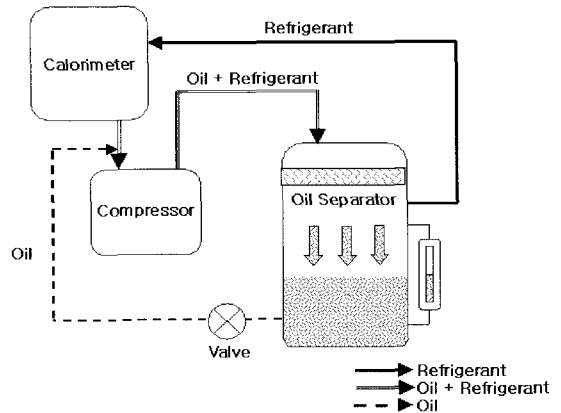


Fig. 9 Schematic diagram for measurement of oil discharging amount

Fig. 9와 같이 칼로리미터에 압축기가 장착된 상태에서 압축기 토출측과 흡입측 사이에 오일분리기를 설치하고 시험조건을 설정하여 사이클을 정상상태로 유지하며 측정 전후의 압축기 무게차이가 없을 때, 오일분리기의 밸브를 닫는다. 이때 오일분리기의 레벨 게이지 창을 보며 오일의 상승시간을 측정하여 토유량을 계산한다. Fig. 10과 같이, 성능의 경우 타입 A, B와 비교하여 타입 C의 냉방능력 및 소비입력은 감소하고, 효율은 타입 A에 비해 0.3% 감소하나 타입 B 대비 0.3% 증가하였다. 이것은 머플러의 토출구 위치, 유로 등의 소음에 영향을 미치는 인자가 효율에도 부분적으로 영향을 미치기 때문이며 일반적으로 소음과 효율은 반비례적인 경향을 나타낸다.

신규 머플러(타입 C)가 나머지 두 머플러의 중간적인 효율특성을 나타냄을 알 수 있다. 토유량의 경우는 머플러 타입에 따라 다른 결과를 나타낸다. 타입 C는 타입 A 대비 10.5% 증가한 반면 타입 B 대비 41.1% 토유량이 감소하였다. 이는 타입 A는 토출구가 중앙에 있어 냉매와 함께 토출되는 오일이 로터(rotor) 회전력에 의해 분리되기 때문이며, 타입 B는 토출구가 외곽에 위치하여 순환되는 오일이 토출구로 되돌아오는 현상이 있으나, 타입 C는 토출구가 외곽에 위치하지만 머플러가 돔(dome)형상이므로 분리된 오일이 잘 흘러내리며 토출구가 돌출되어 있어 분리된 오일과 토출개스가 섞이지 않기 때문에 토유량이 적다고 생각된다. 결국 타입 C는 토출되는 개스와 분리된 오일이 서로 공간적으로 분리되어 토유량 저감에 크게 기여하며, 타입 A와는 거의 유사한 수준의 토유량을 가지는 것으로 판단된다.

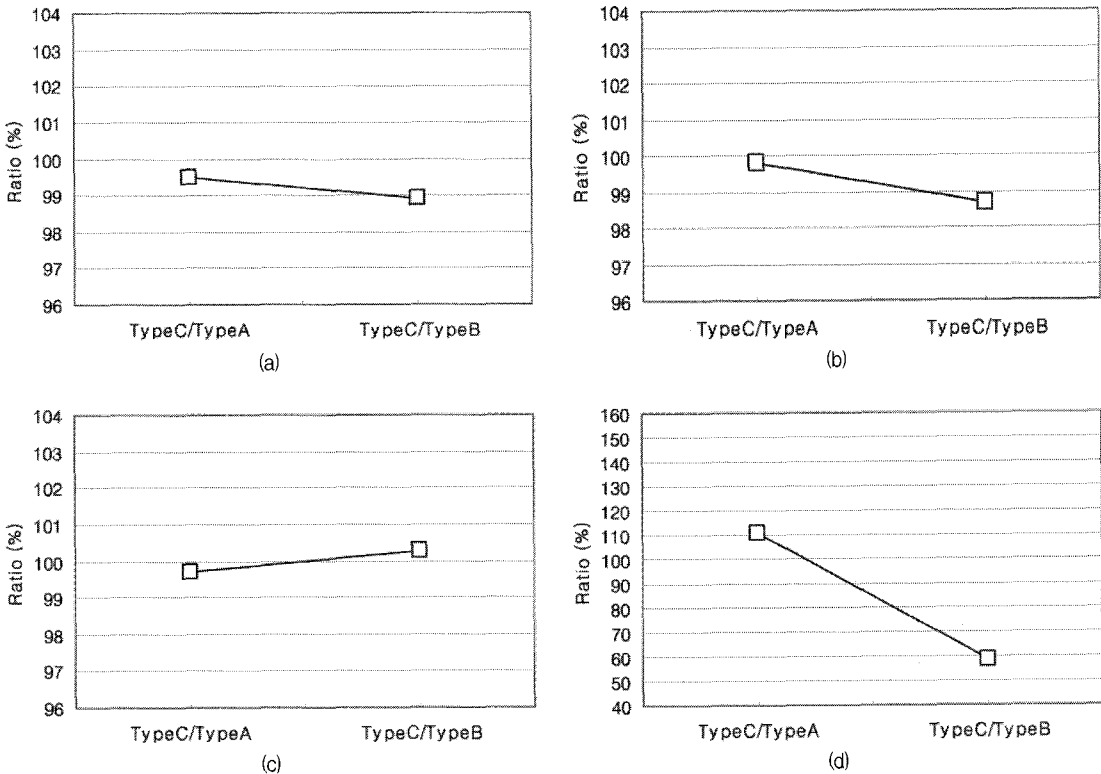


Fig. 10 Compressor efficiency and oil discharging amount according to muffler types : (a) ratio of compressor cooling capacities, (b) ratio of compressor input powers, (c) ratio of compressor efficiencies and (d) ratio of compressor oil discharging amounts

3.2 머플러 타입별 운전조건에 따른 단품 성능변화

머플러 타입별로 각 운전조건에서의 압축기 단품의 효율을 Fig. 11에 나타내었다. 각 운전조건은 Table 1과 같이 ASHRAE-T조건, 세트 냉방표준 조건, 세트 난방 표준조건으로 정하였다. 각 머플러 타입에서 효율은 세트 냉방표준 조건이 가장 높고 ASHRAE-T조건과 세트 난방표준 조건은 유사하게 나타났다. 일반적으로 압축기 단품에 대한 시험조건인 ASHRAE-T 조건이 실제 세트 상태의 압축기 운전 조건들보다 더 가혹한 조건이며, 냉난방 겸용인 경우 난방조건이 냉방조건보다는 압축기에 더 많은 부하가 걸린다. 타입 C 효율은 세트 냉방표준 조건에서 타입 A와 동등수준이고 타입 B보다 약간 높게 나타났으며 ASHRAE-T 조건 및 세트 난방표준 조건에서는 거의 차이가 없음을 알 수 있다. 그러나 실제 에어컨 상태에서의 머플러 타입별 성능은 압축기 토유량과 같은 특성이 영향을 미치므로 다른 결과가 나타날 수 있다고 생각된다.

3.3 머플러 타입별 에어컨 성능 시험결과 및 고찰

각 머플러 타입별로 압축기를 제작하여 동일한 에어컨 실외기에 장착하여 냉방표준 조건에서 그 성능을 측정한 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 즉 에어컨의 실내기와 실외기를 각각 습공기식 칼로리미터의 실내실과 실외실에 설치하고 건습구 온도를 실내측은 27/19.5 °C, 실외측은 35/24 °C로 설정한 다음 최대 풍량 조건으로 운전하여, 초기운전, 예비운전, 안전운전 후 정상상태에 이르면 적산하여 데이터를 산출하였다. 냉방능력의 경우 타입 C는 타입 A 대비 약 0.6% 증가하였고 타입 B 대비해서는 약 2.3% 증가하였다. 효율은 냉방능력과 유사하게 타입 C의 경우 타입 A와 거의 차이가 없으나 타입 B에 비해 약 2.5% 증가하였다. 이것은 타입 C의 토유량이 타입 B보다 적기 때문에 실제 에어컨 상태에서 크게 성능이 개선되었다고 판단된다. 결국 에어컨의 성능 특성은 압축기 단품의 성능과 토유량 특성에 영향을 받으며 머플러 설계 변경에 의해 토유량을 저감함으로써 에어컨 성능

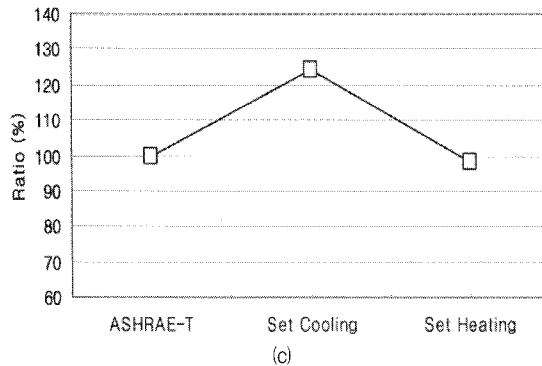
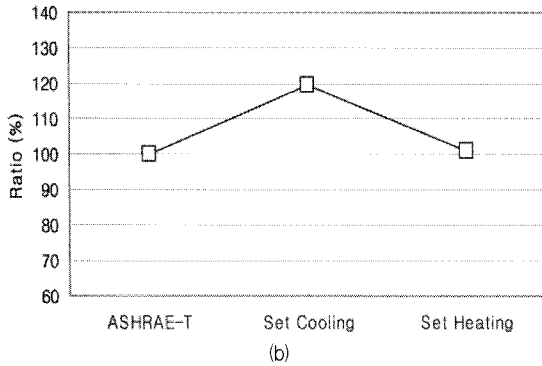
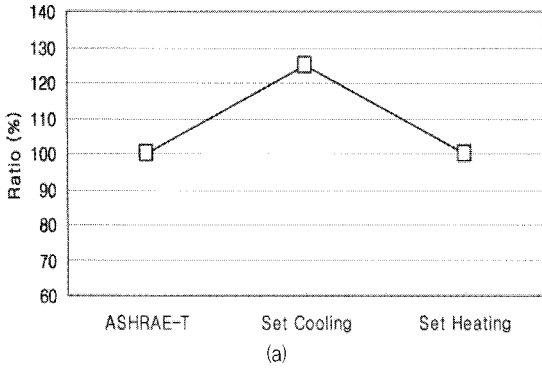


Fig. 11 Compressor efficiency according to operating condition of three muffler types : (a) type A, (b) type B and (c) type C

을 상당히 개선하였다.

4. 결론

- 1) 세 종류의 머플러에 대하여 머플러 토출구의 형상에 따른 BEM해석, 회전식 압축기에 적용한 소음의 주파수 특성 분석 및 운전조건별 소음

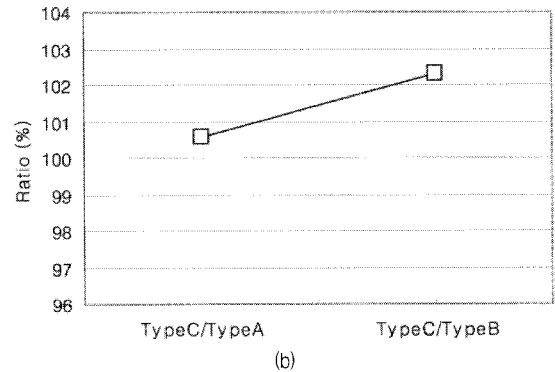
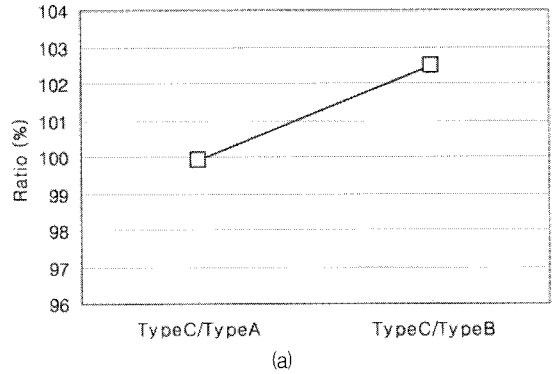


Fig. 12 Set efficiency according to muffler types : (a) ratio of set cooling capacities and (b) ratio of set efficiencies

분석에서 타입 B, C가 타입 A보다 소음특성이 우수하였고, 에어컨에 장착하여 소음을 비교한 결과에서도 머플러 타입 B, C가 소음이 우수하였다.

- 2) 세 종류의 머플러를 회전식 압축기에 적용하여 압축기 단품의 효율을 비교한 결과 약간의 차이가 있었으며, 오일 함유량은 타입 C가 타입 B대비 현저히 감소하였고 타입 A와는 유사하였다. 운전조건별 압축기 단품 효율은 머플러 타입별로 비슷한 경향을 나타내었고, 에어컨에 장착하여 효율을 비교한 결과 타입 B대비 타입 A, C가 약 2.5% 에어컨 효율이 높게 나타났는데 이것은 토유량 저감에 기인한 것으로 판단된다.
- 3) 결론적으로 압축기 단품 및 에어컨의 시험 결과를 통해 신규 개발된 머플러 타입 C가 소음, 성능 측면에서 가장 우수한 결과를 나타내었으며, 신규 압축기 양산 모델에 적용되었다.

참고문헌

- (1) Sano, K., 1984, "Analysis of hermetic rolling piston type compressor noise and counter measurements," Proc. of 1984 International Compressor Conference at Purdue, pp. 242~250.
- (2) Kawaguchi, S., 1986, "Noise reduction of rolling piston type rotary compressor," Proc. of 1986 International Compressor Conference at Purdue, pp. 550~565.
- (3) Shige, N., 1990, "Prediction & visualization of a three dimensional sound field to reduce the noise of rotary compressors," Proc. of 1986 International Compressor Conference at Purdue, pp. 594~601.
- (4) Munjal, M. L., 1987, Acoustics of ducts and mufflers, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (5) 김봉준, 윤영, 정철홍, 이승갑, 2003, "저소음 머플러 적용 회전식 압축기의 소음 저감," 한국소음진 동공학회 추계 학술대회, pp. 141~145.