한국소음진동공학회지 제 9 권 제 1 호, pp. 189~195, 1999.

〈논 문〉

로터리 컴프레서 방사소음의 실험적 저감

Experimental Reduction of the Noise Radiated by Rotary Compressor

박 상 영* · 이 상 현** · 이 수 일*** · 이 장 무****
Sang Young Park, Sang Hyun Lee, Soo Il Lee and Jang Moo Lee

(1998년 11월 14일 접수 : 1999년 1월 8일 심사완료)

Key Words : Rotary Compressor(로터리 컴프레서), Accumulator(어큐뮬레이터), Noise Reduction(소음 감소)

ABSTRACT

The noise radiated by the rotary compressor for a room air-conditioner was investigated experimentally. Noise characteristics and structural eigen modes of the compressor were identified through sound tests and modal tests each other. From these tests, we found that the accumulator has a big contribution to the noise radiation. So, various structural modifications for the accumulator were performed and these modification methods were found efficient to the noise reduction from verification tests.

1. 서 론

가정용 에어컨과 냉장고에 사용되는 압축기에 대한 연구는 오랜 기간 동안 성능·효율향상 및 가공기술면에 대한 연구가 수행되어져 왔다. 그러나 최근 소음에 대한 문제가 부각되면서 소음의 주원인인 압축기의 소음저감에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 압축기의 소음저감을 위해서는 소음원과 소음 전달경로에 대한 두 가지 연구가 병행되어야 한다. 지금까지의 연구로 밝혀진 로터리 컴프레서의 소음원은 기계부의 불평형성, 윤활 부위의 마찰음, 모터의 자기력, 냉매의 압력 맥동, 밸브 시스템, 머플러 및 음향 공동의 공진 등이 있다. 이러한 소음원을 규명하고 제거하는 것이 직접적이고 효과적이나, 압축기 내부를 변경하는 것은 제품의 성능과 밀접한 관계가 있어 제약이 많다. 소음 전달경로로는 소음원으로부터 발생된 진동이 내부의 기계적 연결부를 통해 케이스를 진동시켜 전달되는 고체 전달 소음과 압력 맥동이나 공동 공진으로 인한 소음이 케이스를 투과하여 전달되는 공기 전달 소음으로 나뉜다. 이 두 경우 모두 케이스는 최종적으로 소음을 전달하는 작동기 역할을 하므로, 효과적인 소음 저감을 위해서는 케이스에 대한 연구가 필요하다[1,2].

Smith[3]는 압축기 작동 중 근접장에서의 인텐시티를 측정하여 소음의 방사 패턴을 분석하였고, Bush[4]는 구조적으로 취약한 본체 셸 상단을 구조변경하여 방사소음을 저감시켰으며, 김병철[6]은 압축기 내부 음향 공동의 모드제어 통하여 소음을 감소시켰다. 그리고, 김진목[7]은 4 단자 정수법을 이용하여 압축기용 소음기를 해석하였다.

본 연구에서는 작동 중 컴프레서의 방사 소음을 측정하여 문제 주파수 대역을 선정하였으며, 이 대

* 정회원, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소
** 대우중공업
*** 삼성전자 주식회사
**** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계설계학과

역에서의 구조 진동을 측정하여 소음 특성과 비교 검토하였다. 이를 통해 문제가 되는 주파수에서 주로 소음을 방사하는 구조 부분을 규명하였다. 현상 분석 후, 구조에 대한 실험 모드 해석을 수행하여 전체 시스템의 구조 고유 모드를 확인하였고, 문제 주파수 대역에서 공진이 일어나는 모드를 규명하였다. 그 후, 이 구조 모드의 응답 레벨을 줄일 수 있는 구조 변경 방안을 마련하였고, 구조 변경 후, 구조 주파수 응답 함수를 측정하여 변경 방안의 효과를 확인하였다. 또한, 실제 작동 상태에 적용하여 구조 변경 방안이 효과적임을 확인하였다.

2. 현상 분석

2.1 방사 소음 특성 분석

압축기 방사 소음의 주파수 특성 및 문제 주파수를 찾기 위해, 작동 상태에서 방사 소음의 음압을 측정하였다. 압축기의 가진원은 대부분 압축기 내부 모터의 회전에 의해 비롯되며, 소음이 큰 주파수는 대부분 모터 회전수의 정수배이다. 그리고, 실제 작동 중 냉매는 액체 상태와 기체 상태가 공존하고, 이 양은 작동 상태에 따라 수시로 달라지므로, 모터에 걸리는 부하가 수시로 바뀐다. 이로 인해 모터는 정속하지 않고 회전속도가 달라져 가진 주파수가 변하게 된다. 즉 회전 주파수가 57 Hz에서 57.5 Hz로 0.5 Hz만큼 변화하였을 때, 2.3 kHz 대역의 가진력은 주파수가 20 Hz만큼 증가한다. 따라서, 압축기 방사 소음은 Fig. 1과 Fig. 2와 같이 작동 상태에 따라 서로 다른 주파수 특성을 보이고 있다. Fig. 1에서는 2.3 kHz에서 가장 큰 음압 피크를 가지고 있고, Fig. 2에서는 1.5 kHz와 2.9 kHz 대역에서 큰 피크를 보이고 있다.

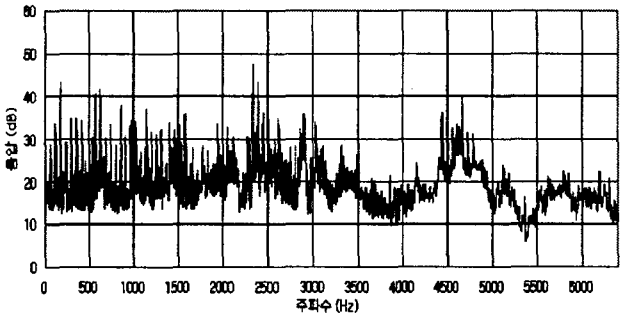


Fig. 1 Spectrum 1 of the noise radiated by a compressor (when input pressure is 5.42 bar, output pressure is 20.87 bar and input temperature is 14.5℃)

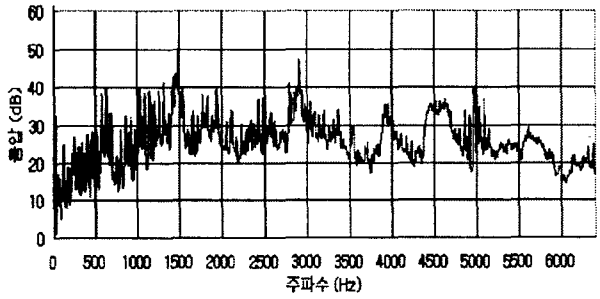
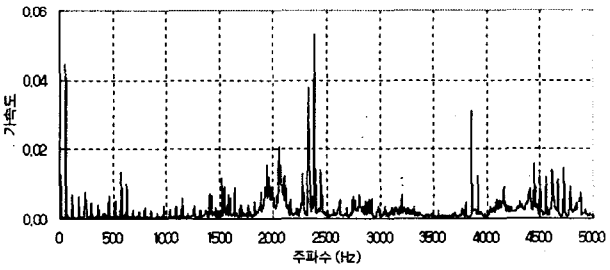


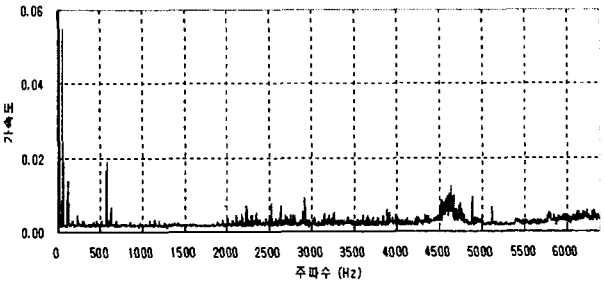
Fig. 2 Spectrum 2 of the noise radiated by a compressor (when input pressure is 5.40 bar, output pressure is 20.81 bar and input temperature is 13.3℃)

2.2 소음 · 진동 주파수의 상관 관계 분석

방사 소음 측정과 함께 각 구조 별로 구조 진동을 측정하여 주파수 특성을 비교하였다. 그 결과, 문제 주파수에서 기여도가 큰 구조 부위를 확인할 수 있다. Fig. 3에 어큐뮬레이터와 본체 셸의 구조 진동을 나타내었다. 어큐뮬레이터에서 공진이 발생하여, 2.3 kHz의 큰 진동 피크를 가지고 있으며, Fig. 1의 2.3 kHz 피크는 어큐뮬레이터의 진동으로 인한 소음 방사임을 알 수 있다.

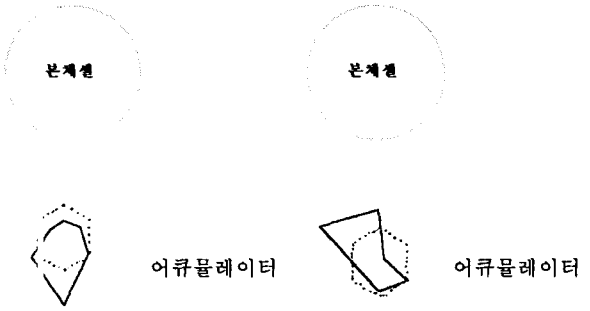


(a) Acceleration of accumulator



(b) Acceleration of shell

Fig. 3 Vibration spectrum of a compressor



(a) 1.5 kHz, (b) 2.3 kHz

Fig. 4 Operating deflection shape of an accumulator

2.3 작동 중 진동형상의 측정

어큐뮬레이터 중앙부 둘레의 6 점에 대해서 기준점에 대한 진동 주파수 응답함수의 크기와 위상을 이용하여 문제 주파수인 1.5 kHz와 2.3 kHz대역에서 진동 형상을 측정하였다. 측정 결과는 Fig. 4와 같으며, 1.5 kHz는 어큐뮬레이터가 병진하는 형상이며, 2.3 kHz는 셀모드 형상으로 진동한다는 것을 확인하였다.

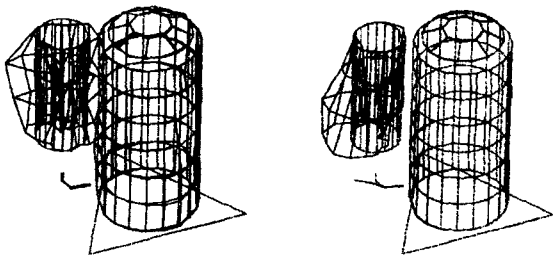
3. 동특성 분석

3.1 자유단 상태 동특성 분석

컴프레서 시스템의 실험 모드 해석을 수행하여 각 부분별로 고유 모드를 추출하였다. 가진기를 이용하여 자유단 상태에서 모드 해석을 수행하였다. 고유

Table 1 Natural frequency and mode shape of a compressor (free-free boundary condition)

고유 진동수 (Hz)	모드 형상			
	본체		어큐뮬레이터	삼각받침
	셸	뚜껑		
1348				비틀림
1709			(0,1)	
2119			(3,1)	
2303			(3,1)	
2359	(3,1)			
2557				굽힘
2773		(2,1)		
2885			(4,1)	
2917			(4,1)	



(a) 1.7 kHz (b) 2.3 kHz

Fig. 5 Mode shape of a compressor

진동수와 고유 모드 형상은 Table 1과 같다. 여기서, 문제 소음 주파수와 진동 형상이 같은 모드의 고유진동수는 1.7 kHz와 2.3 kHz 임을 확인하였다. 실험 모드 해석을 통해 구한 모드형상을 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서와 같이, 1.7 kHz는 어큐뮬레이터 하단부의 병진 모드이고 2.3 kHz는 어큐뮬레이터 (3,1) 셸모드이다.

3.2 작동 상태 동특성 분석

압축기 작동 상태는 배관이 연결되어 냉매가 순환하므로 자유단 상태와는 다르다. 특히, 자유단에서의 1.7 kHz 고유 모드는 배관이나 냉매의 부가 질량으로 인해 고유진동수의 변화가 있을 수 있는 모드형상을 가지고 있다. 작동시 본체 셸은 고온이고 어큐뮬레이터는 저온이므로, 본체 셸과 어큐뮬레이터 둘레로 일정한 높이에서 간단히 모달 실험을 수행하였다. 고유진동수와 모드형상은 Table 2과 같다. 어큐뮬레이터 셸모드는 자유단 상태와 거의 같은 고유진동수를 가지고 있으나, 어큐뮬레이터 하단부의 병

Table 2 Natural frequency and mode shape of a compressor in cycle

고유진동수 (Hz)	모드 형상	
	본체 셸	어큐뮬레이터
1501		(0,1)
1863		(2,1)
2002		(2,1)
2223		(3,1)
2311		(3,1)
2358	(3,1)	
2917		(4,1)
2922		(4,1)

진 모드는 1.7 kHz에서 1.5 kHz로 이동하였음을 알 수 있다.

3.3 부가 실험

작동 상태의 냉매 순환과 배관 장착이 구조 진동 특성에 미치는 영향을 파악하기 위해 다음과 같은 실험을 수행하였다. 작동시 냉매는 기체상태로 어큐뮬레이터로 유입되어 액화된 냉매는 하단부에 고이고, 기체상태의 냉매만 압축기 본체로 유출된다. 액체 냉매의 양은 상태에 따라 다르므로, 어큐뮬레이터 내부에 냉매와 비중이 비슷한 물을 높이별로 채워가며 어큐뮬레이터의 구조 진동 응답을 구하였다. Fig. 6은 채운 물의 높이 h를 어큐뮬레이터 높이 H의 1/4, 2/4, 3/4 그리고 채우지 않았을 때, 어큐뮬레이터의 주파수 응답함수이다. 물의 높이가 증가할수록 1.53 kHz의 병진 모드 고유진동수가 1.37 kHz로 이동하고 응답 레벨이 감소함을 알 수 있다. 또 압축기 본체와 어큐뮬레이터 상단에 부착되는 배관은 강성의 영향은 무시할 수 있는 부가 질량이므로, 그 영향을 파악하기 위해 어큐뮬레이터 상단에 30 g의 질량을 부가하여 어큐뮬레이터의 구조 진동 응답을 비교하였다. Fig. 7은 어큐뮬레이터의 주파수 응답 함수이며, 1.7 kHz 대역의 병진모드가 1.6 kHz

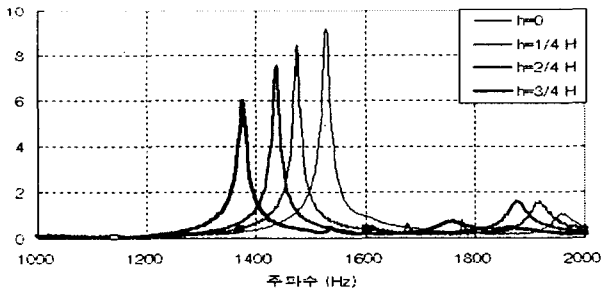


Fig. 6 Change of FRF according to the increase of a water height h

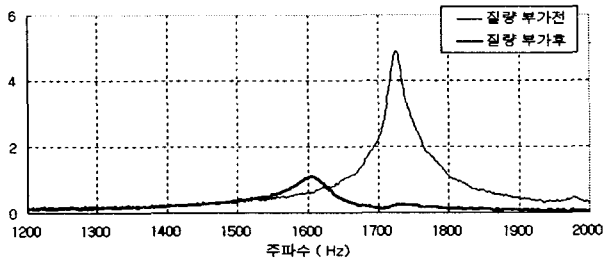


Fig. 7 Change of FRF according to the addition of mass

대역으로 이동하였으며, 응답레벨이 감소하였음을 알 수 있다.

3.4 구조 고유모드와 소음과의 상관 관계 분석

구조 실험 모드 해석과 부가 실험 결과, 2.3 kHz의 소음 피크는 어큐뮬레이터의 (3,1) 모드의 공진에 의해서 소음 방사가 이루어지고, 자유단 상태에서 1.7 kHz의 어큐뮬레이터 병진 모드가 배관 및 냉매의 부가 질량의 영향으로 1.5 kHz로 천이하여, 이 모드의 공진에 의하여 1.5 kHz의 소음 방사가 이루어진다는 것을 확인하였다.

4. 구조 변경

4.1 구조 변경 방안

공진이 일어나는 구조 모드의 진동 크기를 줄이는 방안으로 2.3 kHz의 셸모드는 변위가 가장 큰 가운데 부분에 감쇠를 부가하는 방안, 1.5 kHz의 병진모드는 감쇠 부가가 용이하지 않아 질량을 부가는 방안을 마련하였다.

제진밴드의 부가

2.3 kHz의 어큐뮬레이터 (3,1) 모드에 감쇠를 부가하기 위하여 고무밴드와 강철밴드를 이용하여 제진밴드를 제작하여, Fig. 8과 같이 어큐뮬레이터 중앙에 부착하였다. 감쇠 부가 효과를 알아보기 위해 어큐뮬레이터의 한 점에서 주파수 응답 함수를 감쇠 부가 전과 후에 대해서 비교하였다. 실험 결과는 Fig. 9와 같고, 어큐뮬레이터의 셸모드 구조 피크들의 크기가 부가된 감쇠의 영향으로 감소되었음을 알 수 있다.

감쇠링의 부가

다른 변경 방안으로 플라스틱의 구조 댐핑 특성을 어큐뮬레이터에 부가하기 위해 어큐뮬레이터 둘레에 나사를 이용하여 플라스틱 링을 부착하였다. 장착

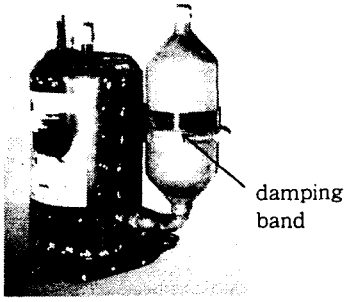


Fig. 8 Accumulator surrounded with a damping band

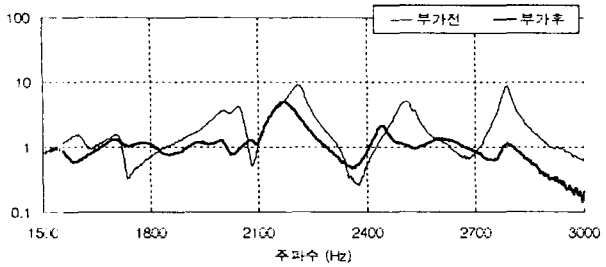


Fig. 9 Comparison of structural FRF of a accumulator before and after the modification (damping band)

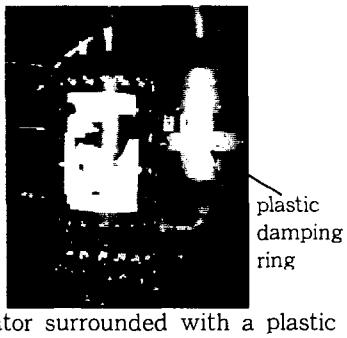


Fig. 10 Accumulator surrounded with a plastic damping ring

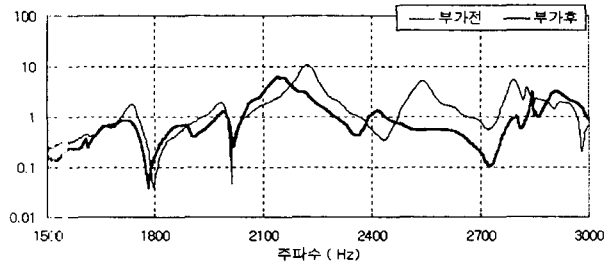
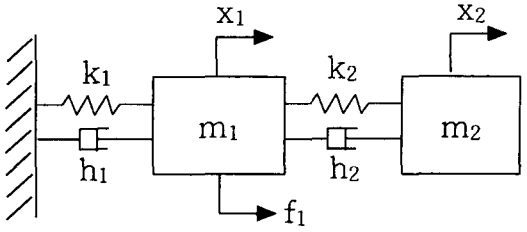


Fig. 11 Comparison of structural FRF of a point of accumulator before and after the modification (plastic damping ring)

상태의 그림은 Fig. 10과 같고, Fig. 11에서 장착 전과 장착 후의 구조 주파수 응답 함수를 비교하였다. 부가된 댐핑의 영향으로 셸모드 구조 피크의 크기가 감소하였음을 알 수 있다.

질량의 부가

질량 부가가 응답레벨에 미치는 영향을 파악하기 위해, Fig. 12와 같은 2 자유도계 모델을 구성하였다. 이 모델은 m_2가 많이 움직이는 모드의 고유진동수를 어큐뮬레이터가 많이 움직이는 모드의 고유진동수인 1.5 kHz와 같게 하여, 그 밖의 물리량은 대략적인 값으로써 실제값과는 차이가 있지만, 경향을 파악하기 위해 해석하였다.모드 형상과 고유진동



m_1 =50 kg, m_2 =5 kg, k_1 =10 GN/m, k_2 =0.5 GN/m, h_1 =1 GN/m, h_2 =0.05 GN/m

Fig. 12 2-DOF model

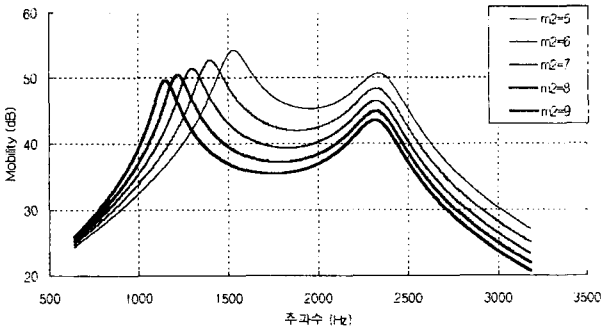


Fig. 13 Change of mobility according to the increase of m2

수는 식 (1)과 같고, 약 1.5 kHz에서 m_2의 진폭이 크다는 것을 알 수 있다.

$$\phi_1=\begin{pmatrix}0.0841\\0.9965\end{pmatrix},\quad \omega_1=1525\ \text{Hz}$$
$$\phi_2=\begin{pmatrix}0.7641\\-0.6451\end{pmatrix},\quad \omega_2=2355\ \text{Hz} \tag{1}$$

여기서, ϕ_1은 첫 번째 모드벡터, ϕ_2는 두 번째 모드벡터, ω_1과 ω_2는 고유진동수를 각각 나타낸다.

모빌리티를 계산하면, 식 (2)와 같다.

$$Y_{21}=\frac{j\omega X_2}{F_1}=\frac{j\omega}{A\omega^4-B\omega^2+C}$$
$$A=\frac{m_1m_2}{k_2+ih_2} \tag{2}$$
$$B=m_1+m_2+m_2\frac{k_1+ih_1}{k_2+ih_2}$$
$$C=k_1+ih_1$$

여기서, Y_{21}는 모빌리티, m, h, k는 각각 질량, 감쇠, 강성을 나타낸다.

m_2에 질량을 부가하며 계산한 결과를 Fig. 13에 나타내었다. 여기서 1.5 kHz의 모드는 고유진동수가 감소하면서 응답도 감소한다는 것을 알 수 있다. 2.3

kHz 모드의 경우, 고유진동수는 변화가 없지만 응답은 감소한다는 것을 알 수 있다.

따라서, 1.5 kHz에서 공진이 일어나고 있는 어큐뮬레이터 병진 모드의 경우, 어큐뮬레이터에 적당한 양의 질량을 부가하여 응답 크기를 감소시킬 수 있다. 또한 고유진동수가 이동하므로 적당한 부가 질량을 선정하면 계의 가진 주파수를 피할 수 있을 뿐만 아니라 1.5 kHz외의 주파수 응답도 저감될 수 있다는 것을 알 수 있다.

4.2 구조 변경 방안의 적용

Fig. 14와 같이, 작동 중의 압축기 둘레 4개의 지점에서 구조변경 적용 전과 후의 소음을 측정하여 구조변경방안의 효과를 확인하였다.

제진밴드의 적용

Fig. 15는 1 지점의 변경 전과 변경 후의 1/3 옥타브 밴드 음압 스펙트럼이다. 실험 결과 문제 주파수인 2.5 kHz 밴드에서 3 dB 감소하였다. (4,1) 모드에도 변경방안이 적용되어, 3.1 kHz에서 역시 3 dB 감소하였다. Fig. 16은 2.5 kHz, 3.1 kHz와 전체 주파수 밴드의 음압 감소량을 측정 위치별로 나타낸 것이고, 어큐뮬레이터 방향인 1 지점에서 음압이 많이 감소하였음을 알 수 있다.

감쇠링의 적용

Fig. 17은 2 지점의 변경 전과 변경 후의 1/3 옥타브 밴드 음압 스펙트럼이다. 문제 주파수인 2.5 kHz 밴드에서 5 dB 감소하였다. Fig. 18은 2.5 kHz, 3.1 kHz와 전체 주파수 밴드의 음압 감소량을 측정 위치별로 나타낸 것이다.

감쇠링 및 질량 부가의 적용

앞의 감쇠 부가 방안 중 효과가 뛰어난 감쇠링을

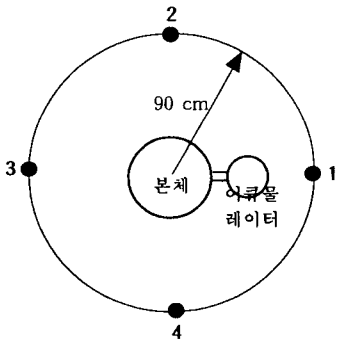


Fig. 14 Position of sound measurement (height from the bottom = 50 cm)

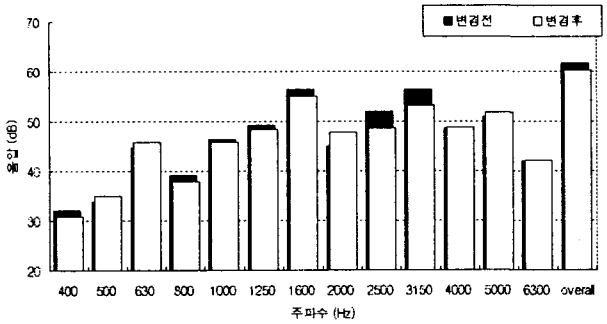


Fig. 15 Sound spectrum of modified model with a damping band (1/3 octave band)

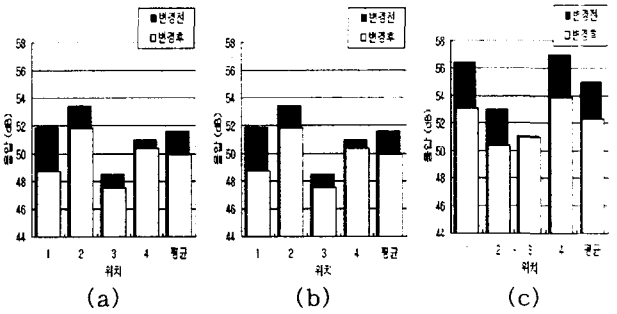


Fig. 16 Sound spectrum of modified model with a damping band along position (1/3 octave band) (a) 2.5 kHz, (b) 3.1 kHz, (c) overall

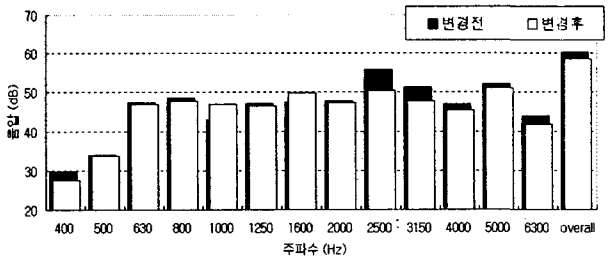


Fig. 17 Sound spectrum of modified model with a plastic damping ring (1/3 octave band)

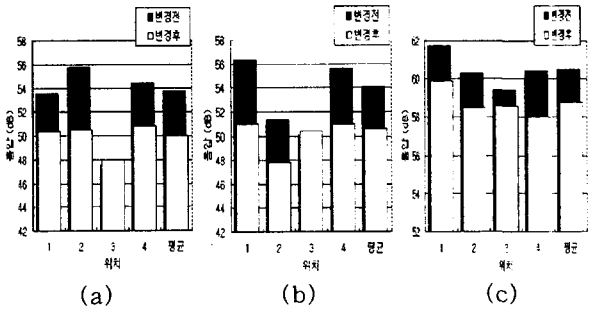


Fig. 18 Sound spectrum of modified model with a plastic damping ring along position (1/3 octave band) (a) 2.5 kHz, (b) 3.1 kHz, (c) overall

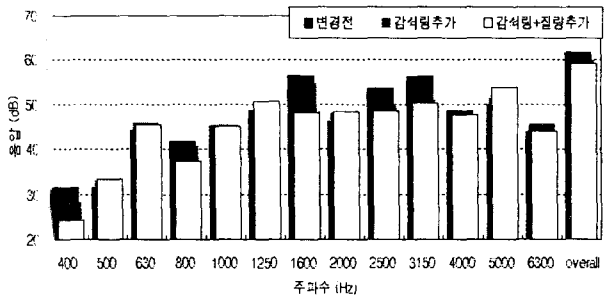


Fig. 19 Sound spectrum of modified model with a plastic damping ring and an additional mass (1/3 octave band)

부착하고, 30 g의 질량을 어큐뮬레이터에 부가하였다. Fig. 19는 1 지점의 변경 전과 변경 후의 1/3 옥타브 밴드 음압 스펙트럼으로, 1.5 kHz의 병진 모드의 진동 레벨이 줄고, 고유진동수가 변화하여 1.6 kHz 밴드에서 8 dB의 소음이 감소하였음을 알 수 있다. 또한, 2.5 kHz 밴드에서는 5 dB, 3.1 kHz 밴드에서 6 dB 감소하였고, 전체 주파수 평균 2.5 dB의 소음이 감소하였다.

5. 결 론

작동 중 컴프레서의 방사 소음을 측정한 결과, 소음 스펙트럼의 주파수 특성은 상태에 따라 다르게 나타났으며, 1.5 kHz와 2.3 kHz에서 큰 음압 피크를 가지고 있었다. 이 상태에서의 구조 진동을 측정하여 소음 특성과 비교하였으며, 이들 주파수에서 어큐뮬레이터의 진동이 크다는 것을 확인하였다. 자유단 상태와 작동 상태에서 구조의 실험 모드 해석을 수행한 결과, 2.3 kHz의 소음은 어큐뮬레이터의 (3,1) 모드의 공진에 의한 소음 방사임을 알았다. 그리고, 1.5 kHz 소음은 1.7 kHz의 어큐뮬레이터 하단부 병진 모드가 작동상태에서 부가질량의 영향으로 1.5 kHz로 이동하여 소음을 방사한다는 것을 확인하였다. 구조 변경 방안으로 감쇠와 질량을 부가하는 방안을 마련하였고, 구조 주파수 응답 함수를 통해 효과를 파악한 후, 이를 실제 작동 상태에 적용하였다. 감쇠링과 질량부가를 동시에 적용한 결과, 1.6 kHz 밴드에서 8 dB, 2.5 kHz 밴드에서 5 dB 감소하였으며, 전체 주파수 밴드 평균 2.5 dB의 소음이 감소하였다.

참 고 문 헌

(1) R. Nonaka, A. Suda, K. Matsumoto, 1992, "Noise Reduction on Inverter Driven Two-Cylinder Rotary Compressor", Int'l Comp. Eng. Conf. at Purdue, Vol. 2, pp. 341~350.

(2) H. J. Kim, W. Soedel, 1992 "Remarks on the Calculation of Radiated Sound from Compressor Shell Side Walls Using Equivalent Cylinders", Int'l Comp. Eng. Conf. at Purdue, Vol. 3, pp. 935~946.

(3) J. P. Smith, D. H. Kiel, and C. J. Hurst, 1992, "Intensity Measurement and Radiated Noise Reduction for Freon Compressor", Int'l Comp. Eng. Conf. at Purdue, Vol. 3, pp. 947~954.

(4) J. W. Bush, V. A. Victor and M. E. Hausman, 1992, "Design Technic and Resulting Structural Modifications Used to Reduce Hermetic Compressor Noise", Int'l Comp. Eng. Conf. at Purdue, Vol. 3, pp. 967~976.

(5) S. J. Yang, A. J. Ellison, "Machinery Noise Measurem ent", Oxford Science Publications.

(6) 김병철, "냉장고 압축기 소음특성에 관한 연구", 서울대학교 공학석사학위논문.

(7) 김진목, "소형압축기용 소음기의 음향 특성 연구", 서울대학교 공학석사학위논문.

(8) 이장무, "모달 실험의 이론과 응용", 서울대학교 기계역학실험실.