

냉장고용 압축기 소음원 규명에 관한 연구

A Study on the Noise Source Identification of Refrigerator Compressor

*吳 在 應(Oh, J. E.)
 **李 昌 浩(Lee, C. H.)
 ***李 明 烈(Lee, M. R.)
 ****廉 成 夏(Yum, S. H.)

요 약

냉장고에 있어서 소음의 주발생원이 압축기라는 것은 잘 알려져 있는 사실이며 최근 제품의 경량화와 고급화 추세에 따라 그 영향이 더욱 증대되고 있다.

본 연구에서는 이러한 소음을 방지 또는 감소시키기 위하여 냉장고용 압축기에 대한 음압과 음향인텐시티를 측정하여 소음의 방사특성을 파악하였으며 이를 규명하기 위하여 실험적 모우드 해석법을 압축기 구조물에 대하여 적용하였다. 연구결과, 압축기 내부의 모우터 구동에 의해 발생한 진동이 스프링에 의해 효과적으로 절연되지 못하고 있으며 압축기의 shell과 mounting도 소음에 크게 기여하고 있음을 알았다.

ABSTRACT

It is well known that the major noise source of Refrigerator is compressor, and due to the tendency of higher quality and more lighting of manufactured goods, the importance of prevention and reduction of a noise is increasing.

In this paper, in order to prevent and reduce such a noise, sound pressure level and acoustic intensity are measured for compressor, and the result of these measurements, the noise radiation characteristics

*, **** 한양대 기계공학과
 ** 삼성사 창원연구소
 *** 한양대 대학원 정밀기계공학과

of compressor are recognized. And the experimental modal analysis is applied to the compressor to identify the noise source.

As the results of this study, we come to know that the spring, which is used to reduce vibration, does not reduce vibration efficiently, and compressor shell and its mounting system effect the noise radiation.

I. 서론

최근 가전제품에 있어서 소음 및 진동문제가 많이 발생하고 있으며, 특히 가전제품의 경량화와 고급화에 따라 더욱 심화되어 가는 실정이다. 냉장고에 있어서 중요한 소음원인 압축기는 소음의 발생과 그 전달경로가 매우 복잡하다. (Fig.1 참조) 압축기구동부에서 발생한 회전력이 압축작용을 하면서 기계 진동과 압력 맥동 (pressure pulsation)을 일으키며 이들은 각각의 전달경로를 통해 압축기 shell을 가진 하여 structure-borne sound와 air-borne sound를 발생시킨다. 이와 같은 가전제품의 소음문제는 제품의 성능 뿐만 아니라 그 제품을 좌우하는 중요한 요소가 되며 가정 생활 환경에도 크게 영향을 미치고 있다.

따라서 저소음화된 냉장고의 생산에 따른 판매 경쟁력을 강화하기 위해 압축기 각 부위의 정확한 소음 및 진동원을 검출하고 각종 해석 방법을 도입하여 그 발생 원인을 규명하고 대책을 수립할 필요가 있으나 국내에서는 지금까지 냉장고용 압축기에 대한 소음 및 진동 발생 원인의 규명에 대한 그 해석 방법 및 대책이 연구된 바가 거의 없다.

본 연구에서는 이러한 관점에서 현대가정에 있어서 생활 필수품 중의 하나인 냉장고의 중요한 소음원인 압축기에 대하여 음압과 음향인텐시티를 측정하여 소음원을 검출하고 이를 규명하기 위해 모우드 해석법을 적용하여 소음과 진동과의 관계를 규명하였다.

II. 이론 해석

1. 음향인텐시티 이론

음향인텐시티는 어느 위치에서 방사되는 음의 에너지 흐름에 대한 크기를 말하며 입자속도와 음압과의 곱으로 나타낸다. 이때 유동이 없는 1차원 운동 방정식은

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial r} = 0 \tag{1}$$

로 되며, 여기서 ρ 는 공기의 밀도, U 는 입자속도, P 는 음압을 각각 나타낸다.

본 연구에서 신호의 정상성 (Stationary Process), 에르고딕성 (Ergodic Process)에 의하여 측정주파수 영역 ($f_1 \sim f_2$)에서의 음향 인텐시티는

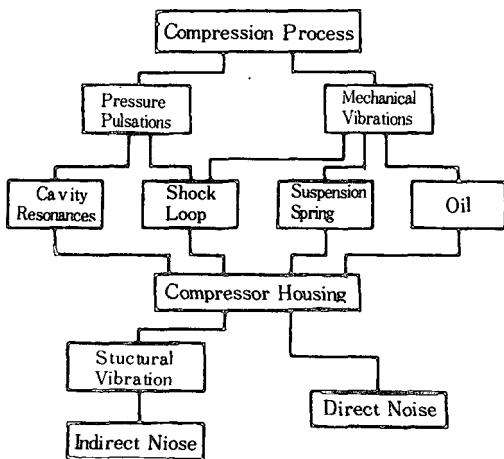


그림 1 Noise Paths in a Hermetic Compressor

$$I(f_1 \sim f_2) \approx \frac{1}{2\pi\rho\Delta r} \int_{f_1}^{f_2} \frac{I_m[G_{12}(f)]}{f} df \quad (2)$$

으로 표현할 수 있다. 단, $G_{12}(f)$ 는 Δr 만큼 떨어진 두 지점에서 음압의 상호스펙트럼 밀도함수이다.

따라서 근접하는 두 점에서 음압 상호간의 크로스스펙트럼 함수를 구하여 그 허수부에 대하여 식(2)를 계산함으로써 임의의 주파수 영역에서 음의 강도도를 구하였다.

2. 모우드 해석법의 이론

점성감쇠를 갖는 경유의 디자유도계의 운동방식은 다음과 같이 나타낸다.

$$[M]\ddot{x}(t) + [c]\dot{x}(t) + [K]x(t) = f(t) \quad (3)$$

전달함수의 매트릭스중 i, j 성분 즉, j 점에서의 외력과 i 점에서의 응답과의 관계를 전달함수로 나타내면 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$H_{ij} = \frac{X_i}{F_j} = \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ir} \psi_{jr}}{-\omega^2 m_r + j\omega C_r + K_r} = \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ir} \psi_{jr}}{m_r} \frac{1}{-\omega^2 + \omega_r^2 + j2\zeta_r \omega_r \omega} \quad (4)$$

여기서 식(4)의 분자항은 모우드의 등가질량, 가진점 및 응답점에 있어서의 진동 모우드의 크기에 의한 것이다.

한편 실제로 기계계의 전달함수를 측정하는 경우에는 검출기, 분석기의 제약상 어떤 한정된 주파수 범위내에 있어서만 측정할 수 있게 된다. 식(4)와 같은 전달함수에서 나타나는 진동모우드 중에서 실제로 측정 가능한 주파수 범위내의 것에 대한 전달함수의 실수부와 허수부를 나타내면 식(5)와 같다.

$$Re \left(\frac{X_i}{F_j} \right) = \sum_{r=1}^{l-1} \frac{4\zeta_r^2 \omega_r}{\omega^2 + \omega_r^2} + \sum_{r=1}^m \frac{(-\omega^2 m_r + K_r) \psi_{ir} \psi_{jr}}{(-\omega^2 m_r + K_r)^2 + \omega^2 C_r^2}$$

$$+ \sum_{r=m+1}^n \frac{\psi_{ir} \psi_{jr}}{K_r}$$

$$Im \left(\frac{X_i}{F_j} \right) = \sum_{r=1}^m \frac{-\omega^2 C_r \psi_{ir} \psi_{jr}}{(-\omega^2 m_r + K_r)^2 + \omega^2 C_r^2} \quad (5)$$

여기서,

i : 측정점

j : 가진점

$1 \sim m$: 측정 가능한 주파수

l : 하한 주파수

m : 상한 주파수

$$\sum_{r=1}^{l-1} \frac{\psi_{ir} \psi_{jr}}{\omega^2 m_r} : \text{보정질량항}$$

$$\sum_{r=m+1}^n \frac{\psi_{ir} \psi_{jr}}{K_r} : \text{보정강성항}$$

식(5)에서 알 수 있듯이 허수부는 보정질량 및 보정강성의 영향을 받고 있지 않음을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 식(5)의 허수부를 이용하여 압측기 진동형을 결정하였다.

3. 실험장치 및 데이터 처리

1. 음압 및 음향인텐시티의 측정

본 연구에서 사용된 압측기는 냉장고용 왕복식 밀폐형 압측기로 각 면에서의 소음 방사특성을 규명하기 위하여 전면(FR), 우면(RI), 후면(RE), 좌면(LE), 상면(UP)으로 나누고 압측기를 가동시킨 후 정상상태에서 압측기 내외부에서 발생하는 음압과 인텐시티를 측정하였다.

Fig. 2는 측정계 및 데이터 처리계를 나타내고 있으며 음압은 Sound Level Meter로 모니터링 하였으며, 음향인텐시티는 2개의 대향형 마이크로폰에 의해 측정된 음압신호를 주파수 분석기(SD375)에서 크로스스펙트럼의 허수부를 구하고 식(2)에 의해 계산하였다.

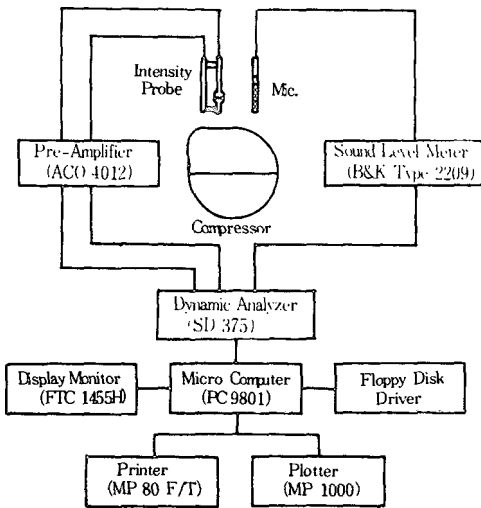


그림 2 Block diagram of the technique to measure the sound and acoustic intensity.

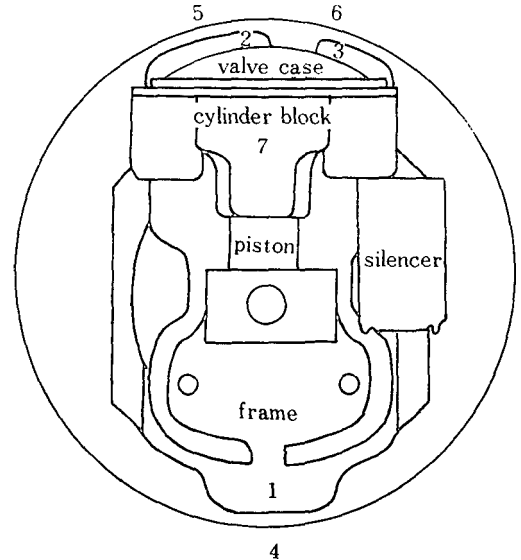


그림 3 Measuring point of compressor (inner)

해석결과는 등고선 및 3 차원 그래프를 통해 가시적으로 소음원을 판단하는데 도움이 되도록 하였다.

2. 구조물에 대한 실험적 모드 해석법의 적용
 압축기 shell, mounting 및 내부 구조물에 대해 실험적 모드 해석법을 적용하여 가진실험을 행하였다.

Shell은 상·하부 및 결합된 shell에 대하여 실험한 후 구조물과 압축기 가동에 의한 영향을 알기 위해 실제 cycle 상태에서 가동시와 비가동시에 대해 각각 실험하였다. mounting은 shell에 부착되어 어떠한 형태의 진동모우드를 갖고 소음에 기여하는지를 알기 위해 실험을 행하였다. 3 개의 스프링으로 지시되어 있는 내부의 구조물은 Fig. 3에 나타나 있는 측정점에 대하여 실험을 하였다.

임팩트 가진과 가속도계로 부터 특정된 신호를 주파수 분석기(SD375)를 통해 모니터링 하면서 GPIB인터페이스 버스에 의해 컴퓨터에 전송 입력하여 전달함수의 허수부를 이용하여 구조물의 진동형을

구하였다.

IV. 실험결과 및 고찰

1. 음압 및 음향인텐시티에 의한 소음방사 특성

1) 압축기 각면의 소음 방사 특성

압축기를 가동시킨 후 정상상태(흡입압 : 0.1kgf/cm, 토출압 : 9.5kgf/cm²)으로하여 무향실에서 오버올 레벨로 음압을 측정된 결과를 Table 1에 나타내었는데 각 면에서의 음압의 기여순위는 좌면 (LE), 우면(RI), 후면(RE), 전면(FR), 상면(UP)의 순으로 응답특성을 보이고 있다. 각 면에서의 음압 응답특성을 알기 위하여 1/3옥타브 밴드 그래프를 이용

Table 1 Contribution of each side by sound pressure level for compressor

| Side | Sound pressure level(dBA) | | | | |
|---------|---------------------------|------|------|------|------|
| | FR | RI | RE | LE | UP |
| L level | 38.7 | 39.5 | 39.6 | 40.0 | 35.5 |

하여 중심 주파수별 레벨을 Fig. 4에 나타내었는데 그림에서 알 수 있듯이 측정 주파수 범위 내에서 주

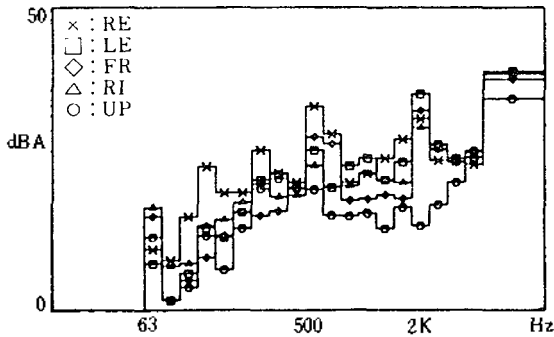
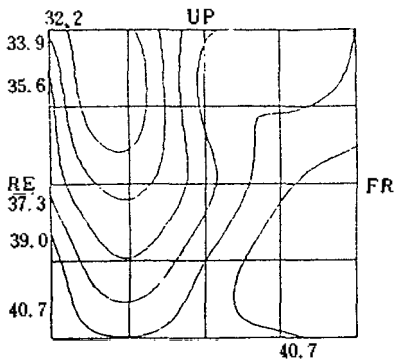


Fig. 4 1/3 octave band response of each side for compressor.

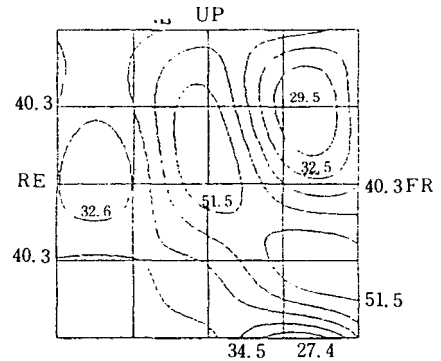
목할 만한 중심 주파수는 500Hz, 2KHz임을 알 수 있다. 한편 500Hz는 후면, 2KHz는 좌면에서 가장 높은 음을 방사하고 있음을 알 수 있었다. 대표적으로 이들을 보다 상세하게 알아보기 위해서 500Hz에 대한 음압 및 음향인텐시티의 등고선을 각각 Fig.5에 나타내었다.

압축기 좌면에서의 내부 개략도와 등고선 그래프를 비교해 보면 우측하단의 흡입관 연결부위에서 가장 높은 레벨을 나타내고 있다.

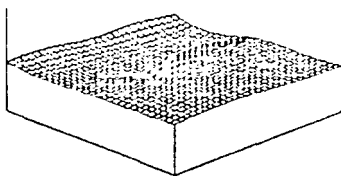
다음은 중심주파수 2KHz에 대하여 우면은 Fig. 6에 좌면은 Fig. 7에 나타내었는데 좌면의 경우 흡입관 연결 부위로 부터 흡입측 소음기에 이르는 부분이 가장 높은 레벨의 음압을 방사하고 있으며 우



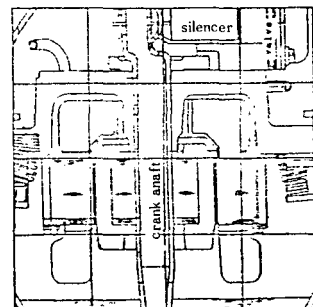
(a) Sound pressure contour



(b) Acoustic intensity contour



(c) 3-D plot of sound pressure



(d) Schematic diagram of compressor

Fig. 5 Noise radiation pattern of left side at 500Hz

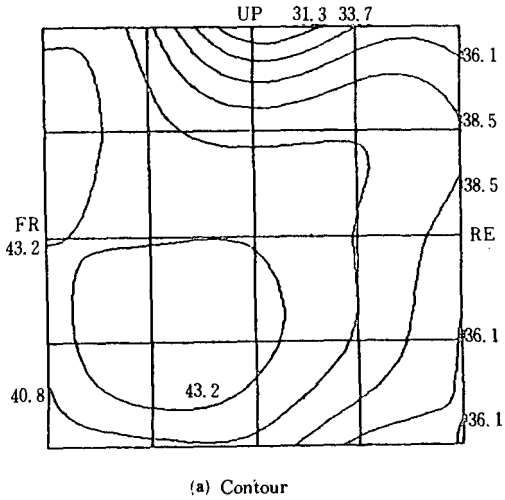


Fig. 6 Sound pressure plot of right side at 2KHz .

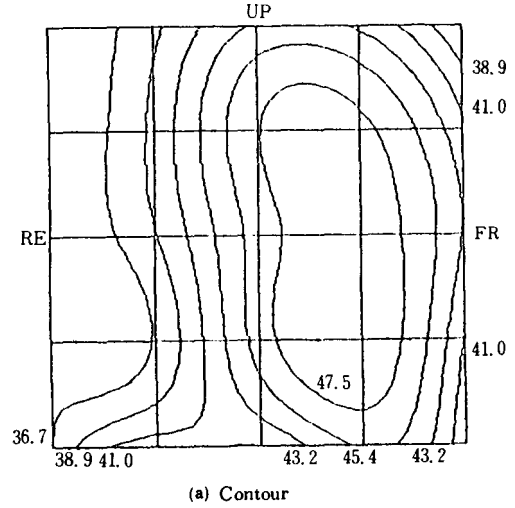


Fig. 7 Sound pressure plot of left side at 2KHz.

면의 경우는 토출관 연결 부위와 좌측 상단 부분이 가장 높게 나타나고 있다. 그리고 상면에서 가장 높게 나타나는 4KHz는 중앙에서 좌우로 넓게 방사되고 있음을 알 수 있었다.

2) 압축기 각 부품의 소음에 대한 기여평가

압축기 각 부품을 결합해 가면서 음압을 측정할 결과 각 주파수별로 높은 기여를 나타내는 부품을 Table 2에 나타내었다. 표에서 알 수 있듯이 63Hz를 제외한 각 주파수에서 흡입측 소음기가 효율적으로 소음을 저감시키지 못하고 오히려 소음에 크게

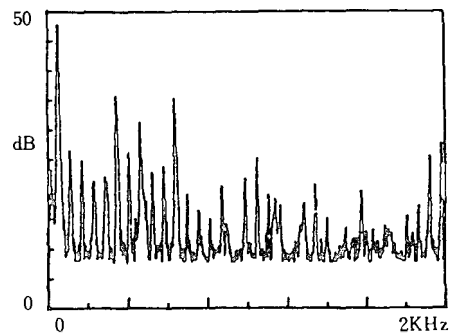


Fig. 8 Vibration response characteristics of left side.

Table 2. Contribution of compressure element to noise.

| Freq(Hz) | Element of compressor |
|----------|------------------------|
| 63 | crank shaft |
| 500 | loop pipe, scilencer |
| 2 K | piston, scilencer |
| 4 K | piston, scilencer |
| 6.3 K | crank shaft, scilencer |

기여하고 있으며, 500Hz는 loop pipe에서, 2KHz와 4KHz는 피스톤 연결에 의해 높은 소음이 방사됨을 보여 주고있다. 또한 63Hz와 6.3KHz는 crank shaft의 기여가 높은데 이는 회전에 의한 마찰로 인해 발생되는 것으로 사료된다.

2. 진동 측정 및 모드 해석법에 의한 진동 특성 규명

1) 진동측정에 의한 주파수 응답 특성

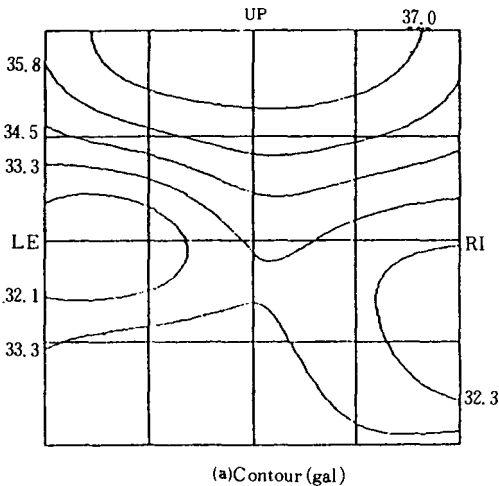


Fig. 8은 소음이 많이 발생하고 있는 좌측면에 대한 압축기 진동의 주파수 응답 특성을 나타낸 것인데 그림에서 각각의 피크치는 60Hz, 115Hz, 175Hz 등으로 Harmonic order를 이루고 있음을 알 수 있다.

가장 높은 진동레벨을 나타내는 60Hz에 대한 등고선을 Fig. 9에 나타내었으며 이 그림에서 알 수 있듯이 전면의 valve 부위의 shell에서 가장 높은 레벨의 진동이 발생하고 있음을 알 수 있다.

한편 500Hz부근에서는 Fig. 10에서 알 수 있듯이 상면의 좌측 중앙 부위에서 가장 높은 진동레벨이 발생하고 있다. 또한 2KHz 부근의 주파수에서는 전면의 경우 좌측에, 우면에서는 좌측하단의 Shell 부분이 상면의 경우에는 좌측 중간 부위와 피스톤 왕복 부위의 shell에서 발생하고 있음을 알 수 있었다.

2) 모드 해석법에 의한 Shell과 mounting의 진동 응답특성

여러가지 shell 모델에 대해 그 진동특성을 측정 한 결과 형상이 다른 두개의 상, 하부의 shell은 각각의

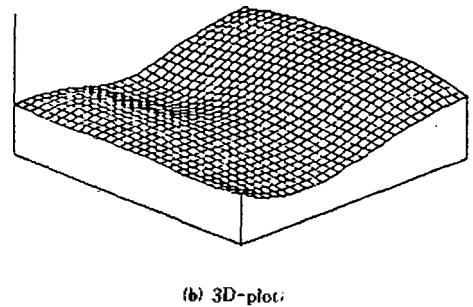


Fig. 9 Vibration level plot over front side of compressor at 60Hz.

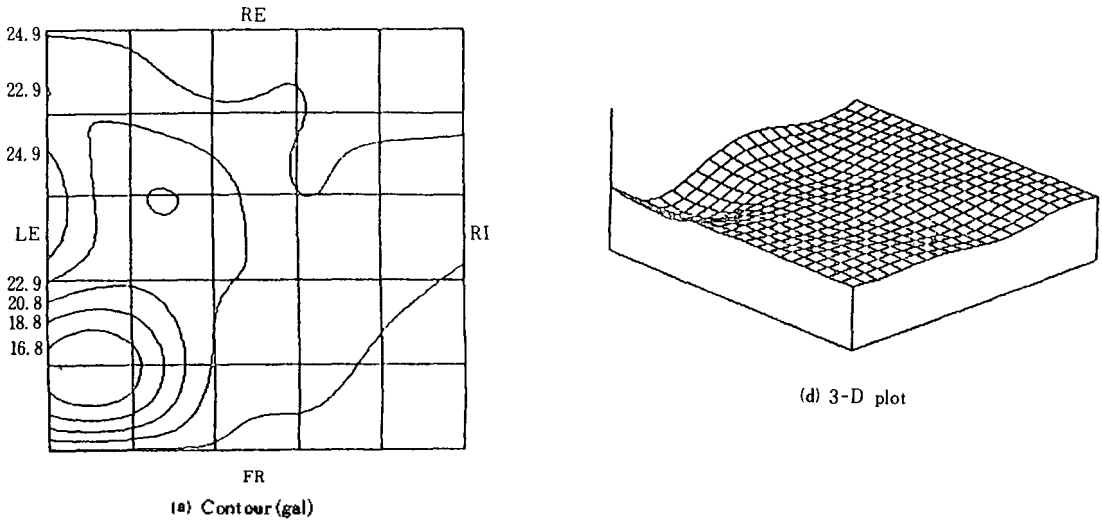


Fig. 10 Vibration level plot over upper side of compressor at 500Hz.

진동 모우드를 갖고 있으며 용접에 의해 결합시킨 결과 0~1800Hz 사이의 진동 모우드는 나타나지 않고, 고주파에서(1800Hz~5000Hz)에서 shell의 결합에 따라 복잡한 진동 모우드가 생성되었다(Table 3

참조). 또한 mounting이 부착된 shell과 부착되지 않은 shell을 비교하면 대체로 진동 모우드가 shift 된다.

한편 압축기에서 shell의 진동 모우드가 소음원으로

Table 3 Natural frequency of compressor shell and mounting.

| Mode | upper shell | lower shell (attached mounting) | combined hollow shell | Combined hollow shell (attached mounting) | stationary comp. shell | running comp. shell | mounting (attached shell) |
|------|-------------|---------------------------------|-----------------------|---|------------------------|---------------------|---------------------------|
| 1 | 337.5 | 337.5 | 1862.5 | 1900.0 | 2175.0 | 2662.5 | 525.0 |
| 2 | 887.5 | 612.5 | 2350.0 | 2312.5 | 2562.5 | 2962.5 | 1212.5 |
| 3 | 1612.5 | 925.0 | 2775.0 | 2812.5 | 2687.5 | 3362.5 | 1650.0 |
| 4 | 2525.0 | 1612.5 | 3037.5 | 3662.5 | 3012.5 | 3712.5 | 2025.0 |
| 5 | 3587.5 | 2550.0 | 3437.5 | 3462.5 | 3325.0 | 4000.0 | 2125.0 |
| 6 | 3750.0 | 2812.5 | 3650.0 | 3625.0 | 4775.0 | | 3050.0 |
| 7 | 3950.0 | 3487.5 | 3750.0 | 3750.0 | | | 3375.0 |
| 8 | 4400.0 | 3675.0 | 3850.0 | 3850.0 | | | 4225.0 |
| 9 | | | 4037.5 | 4037.5 | | | |
| 10 | | | 4750.0 | 4777.0 | | | |

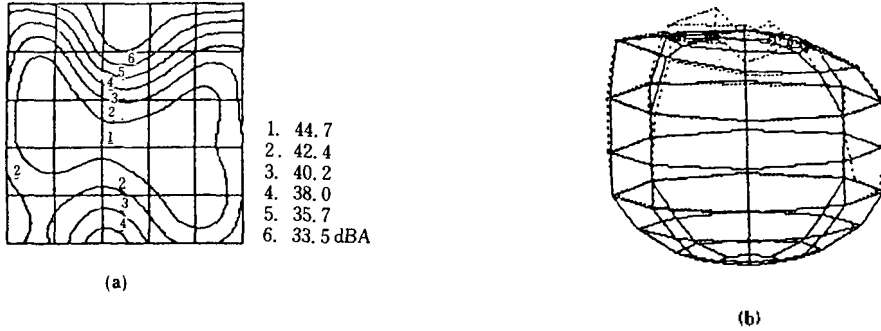


그림11 (a) Sound pressure contour of upper side at 4KHz
(b) The 5th mode (4KHz) shape of running compressor shell

로 기여할 수 있는 주파수는 4KHz로 음압의 측정 결과 Fig. 11에 나타낸 바와 같이 상면에서 가장 큰 음을 발생하는 주파수이고 이것은 shell의 윗부분에서 가장 큰 레벨을 갖는 진동 모드이다. Fig. 12은 mounting과 shell의 진동 전달 함수를 측정한 결과이고 여기서 shell에서 나타나지 않았던 500Hz 부위가 mounting의 측정결과 큰 레벨을 갖는 모드이고 500Hz 음압의 소음에 기여됨을 알 수 있다.

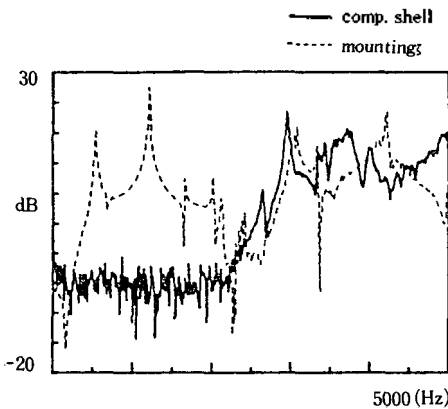


그림12 Transfer function for compressor shell and mounting

3) 내부 구조물에 대한 모드 해석법의 적용결과 Fig. 3에서 측정점 7을 가진하고 스프링에 의해 지지된 세점 1, 2, 3 부위에서 측정된 전달함수를 Fig.

13에 나타내었는데 그림으로 부터 세 측정점 모두에서 나타나는 주목할 만한 주파수 성분은 475Hz와 1275Hz임을 알 수 있다. 또한 측정점 7점을 가진하고 스프링을 중심으로 압축기 내부의 측정점 1과 외부의 측정점 8에서 얻어진 응답으로 부터 측정된 전달함수를 Fig. 14에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 475Hz의 주파수 성분은 현저히 shell로 전달되고 있으나 1275Hz의 주파수 성분은 스프링과 shell과 특성에 의해 진동이 절연됨을 알 수 있다.

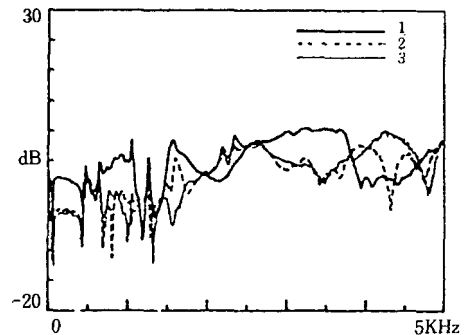


그림13 Transfer function of compressor mechanism.

따라서, 내부 구조물의 진동 모드가 압축기에서 500Hz의 소음에 높게 기여되는 소음원이라고 생각된다.

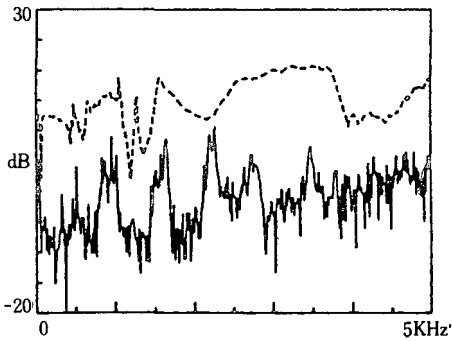


그림14 Transfer function of compressor suspension system

V. 결 론

이상의 실험에 의해 얻어진 결과를 종합해서 정리하면 다음과 같다.

- (1) 압축기 각 면에서 발생하는 소음의 주요 주파수 대역은 1/3옥타브 밴드에서 500Hz, 2KHz임을 알았다.
- (2) 500Hz 소음의 발생 원인인 모터 구동에 의해 압축기 내부에서 발생한 진동이 shell을 가진하여 structureborne sound를 발생시키며 이는 압축기 mounting의 영향에 의해 shell의 고체운동(solid body motion)을 일으킨다.
- (3) 2 KHz의 소음은 흡입관 연결 부위에서 가장 높은 레벨을 보이는데 이는 관의 용접불량 또는 관의 형상에 문제가 있는 것으로 사료된다.
- (4) 상면에서 가장 높은 4KHz 소음의 원인은 상면 shell의 4KHz의 진동 모우드의 영향이다.

따라서 본 연구로부터 얻어진 결과는 저소음 냉장고용 압축기의 설계에 좋은 자료가 되리라 생각된다.

參 考 文 獻

1. S.M. Price and R.J. Bernhard, "Application of Modal Technique to Noise Control of Hermetic Refrigeration Compressors," Proceedings of the 4th International Modal Analysis Conference, pp.515-519, 1986.
2. 김상현, "음향인덴티티법에 의한 고체진동 가진판의 소음원 검출에 관한 연구" 한양대학교 대학원 석사학위 논문, 1986.
3. 장경영, "모우드 해석법에 의한 크랭크축의 동특성 규명에 관한 연구," 한양대학교 대학원 석사학위 논문, 1984.
4. 박준철, "다차원 스펙트럼 해석법에 의한 Daisy Wheel 프린터의 소음원 검출에 관한 연구," 한양대학교 대학원 석사학위 논문, 1986.
5. D.D. Reynolds, "Engineering Pinciple of Acoustics, Noise and Vibration Control," Allyn and Bacon, Inc., 1981.
6. 오재응, "구조물 모우드 해석의 기초와 응용", 최성출판사, 1985
7. D.J. Ewins, "Modal Testing: Theory and Practice," RSP Ltd., 1984.
8. J.S. Bendat and A.G. Piersol, "Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis," Wiley Interscience Pub., 1980.
9. L.L. Faulkner, "Hermetic Refrigeration Compressor Acoustics," Proceedings of the Purdue Noise Control Conference, pp.107-114, 1971.
10. Harold W. Lord, "Noise Control for Engineers," McGraw-Hill, Inc., 1980.
11. J.D. Irwin and E.R. Graf, "Industrial Noise and Vibration Control," Prentice-Hall, Inc., 1979.