

# 유한요소해석을 활용한 압축기용 방진고무의 형상에 따른 진동전달특성 평가방법에 관한 연구

김석관\*

## Study on the Prediction of Vibration Transmissibility with Respect to the Shape of Rubber Mount for Compressor Using Finite Element Method

Seoggwon Kim\*

### ABSTRACT

Optimal design of the rubber mount for a compressor is important to reduce the vibration of the compressor. In this study, it was found that the shape of a rubber mount had influence on the vibration induced noise due to the operation of a compressor. So far, the shape of a rubber mount has been designed by experienced engineers based on their simple knowledge and know-how. Typical rubber mounts have cylindrical shape in overall, but they have different vibration characteristics due to different cross sectional shape. Especially for high frequency vibration induced noise, they have natural vibration modes which might cause resonance problems at certain frequencies. In order to reduce vibration, natural vibration modes of a rubber mount including compressor must be considered in their design. Static strength should be also taken into account since the shape of a rubber mount will be changed due to the weight of the compressor, which will consequently changes natural frequencies and vibration modes. In this study, finite element method has been suggested to evaluate the vibration transmissibility of a rubber mount. Simulation and experimental results were compared and showed reasonable agreement.

**Key Words** : Rubber mount(방진고무), Shape design(형상 설계), Vibration(진동), Natural frequency(고유진동수), Finite element method(유한요소법), Vibration Transmissibility(진동전달률)

### 1. 서론

압축기를 포함한 일반적인 기계의 진동 절연을 위한 방진고무의 형상 설계는 지금까지 방진고무 위에 장착되는 기계의 하중을 견디면서 가능한 부드러운 수 있도록 설계되어왔다. 그 이유는

방진고무가 장착된 전체 계의 수직, 수평 3 방향으로의 각 1차 고유진동수를 최대한 낮게 함으로써 기계의 동작주파수에서 발생하는 진동을 최소화하고자 하는 것이다. 따라서 진동특성을 고려한 기계 설계에 있어서 방진고무는 일반적으로 수직, 수평 3 방향으로 각 1개씩 총 3개의 스프링으로

\* LG 생산기술원

간주되어왔다<sup>[1-4]</sup>. 이는 일반적으로 저주파 대역에서 기계의 진동 및 그에 따른 진동전달을 감소시키는 데는 많은 효과를 가져왔다. 그러나 압축기가 장착된 제품의 경우 인간에게 미치는 영향을 고려하여 진동에 의한 소음까지 줄여야 하는 경우가 종종 있다. 소음은 인간의 가청주파수인 3.2KHz 까지 문제를 일으킬 수 있으므로 고주파 영역까지 검토되어야 한다. 이러한 관점에서 압축기 방진고무의 형상은 1차 고유진동수 뿐 아니라 3.2KHz 또는 소음에 문제가 있는 주파수까지의 진동 특성을 모두 고려하여 설계되어야 한다.

이러한 점에서 본 논문은 방진고무의 형상이 진동소음에 미치는 영향을 분석하기 위한 방법으로 유한요소해석을 활용하여 방진고무의 형상에 따른 진동전달특성을 평가하는 방법을 제시하였으며 실험과의 비교를 통해 그 유용성을 검증하였다.

## 2. 본론

### 2.1 방진고무의 형상에 따른 진동소음의 변화 고찰

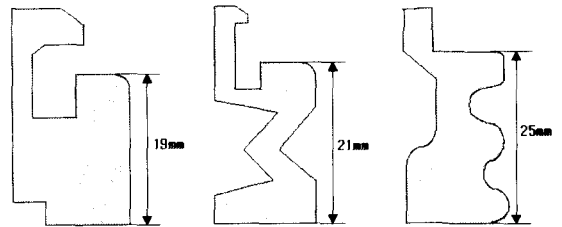
방진고무의 형상이 진동에 의한 소음에 영향을 주는지를 관찰하기 위하여 방진고무 위에 압축기가 장착된 상태에서 3 가지 형태의 방진고무를 교환 장착해 가면서 무향실에서 제품의 진방 1m 에 설치된 마이크로폰과 스펙트럼 분석기를 사용하여 소음 스펙트럼(Spectrum)을 측정하였다.

실험에 사용된 압축기의 제원은 Fig. 1의 (a)에 보여진 바와 같다. 방진고무들은 모두 직경 40mm의 원통형의 형상을 가지고 있었으며 Fig. 1 (b)와 (c)는 각각 방진고무들의 단면 형상과 관련 소음 스펙트럼을 보여주고 있다. 여기서 사용된 방진고무들은 형상만 다를 뿐 동일한 재질(천연고무), 밀도(1090Kg/m<sup>3</sup>) 및 경도(40 도)를 갖도록 제작되었다. 수직 방향의 강성은 방진고무 A, C, B의 순으로 큰 값을 가지고있었고 수평방향의 강성은 A와 C는 거의 같고 B가 가장 작은 값을 가지고 있었다. 위에서 언급한 기존의 방진고무 설계 방법에 의하면 소음은 A, C, B의 순으로 커야한다. 그러나 Fig. 1(b)에서 볼 수 있듯이 실험을 통해 얻어진 소음은 C, A, B의 순으로 크를 알 수 있고 이는 기존의 방진고무 설계 방법이 오류를 가져올 수 있음을 보여주는 좋은 예라 할 수 있다.

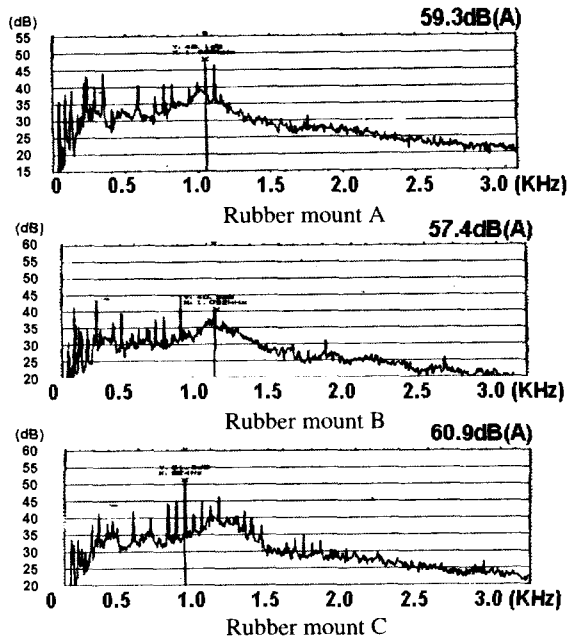


Type	Scroll
Weight	10.5Kg
Height	32.7cm
Diameter	16.3cm
Speed	3600rpm

(a) Compressor used in the experiment



(b) Cross sectional shape of cylindrical rubber mounts



(c) Corresponding noise spectrum

Fig. 1 Rubber mounts and their corresponding noise spectrum

## 2.2 유한요소해석

방진고무의 형상에 따른 진동 특성의 변화를 분석하기 위하여 Fig. 1에 보여진 방진고무들과 압축기를 포함한 계의 진동 해석을 위한 유한요소 해석 모델을 구성하였다.

이러한 방진고무의 진동특성을 평가할 때 반드시 고려되어야 할 점은 방진고무 위에 장착되는 압축기의 질량뿐 아니라 정적 하중에 의해 발생하는 방진고무의 형상 변화 및 내부 응력에 의해 고유진동수와 진동 모드(mode)가 변화될 수 있다는 것이다. 따라서 정적 하중에 의해 변화된 형상과 내부 응력을 고려하여 진동특성을 분석해야 한다.

압축기에 장착되는 방진고무는 압축이 지배적이므로 해석을 위한 물성치를 추출하기 위하여 압축 시험을 수행하였다. 압축 시험에 사용된 시편은 높이 3cm, 지름 2cm의 원통형 시편이었으며 Fig. 2는 그 결과로 얻어진 응력-변형률 곡선을 보여주고 있다. 여기에서 보여진 것처럼 일반적인 고무의 인장시험에서 나타나는 비선형 특성과는 달리 압축에 따른 고무의 변형은 변형률이 0.5를 넘어설 때까지 선형에 가까운 특성을 가지고있어 본 연구에서는 해석의 효율성을 높일 수 있도록 선형 해석(탄성계수 2.9MPa)을 활용하였다. 또한 서로 다른 재질의 고무를 사용할 경우에는 주파수에 따라 변화하는 동적 강성과 같은 동적 물성을 필히 고려하여야 하나 본 연구에서는 형상만 다를 뿐 동일한 재질을 가진 고무들을 대상으로 하였기 때문에 동적 물성의 변화는 3가지 방진고무 해석 결과에 모두 동일한 비율의 변화를 가져올 것으로 고려하지 않았다. 고무는 비압축성 소재이므로 프아송비로는 0.49를 사용하였다.

본 연구에 활용된 방진고무들은 모두 원통형의 형상을 가지고 있기 때문에 Fig. 3에 보여진 것처럼 정적 하중에 의한 처짐을 계산하기 위해서는 사각형요소 약 350개로 구성된 2차원 Axis-symmetric 모델을 활용하였다. 진동특성의 계산을 위해서는 하나의 압축기에 4개의 방진고무가 장착되므로 압축기 무게의 4분의 1만이 방진고무 위에 가해지도록 하였고 수직, 수평, Rocking 진동을 모두 고려하기 위하여 육면체요소 약 12000개로 구성된 3차원 모델을 활용하였으며 해석시간을 줄이기 위하여 대칭이 되는 전체 형상의 절반만을 사용하였다. Rocking 진동이란 압축기가 무게 중심에 대해 회전하는 현상으로 인해 방진고무가

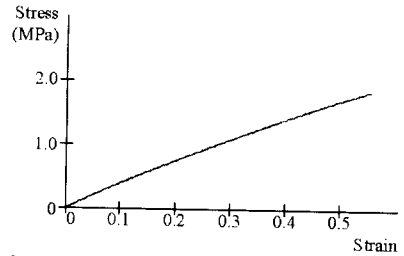
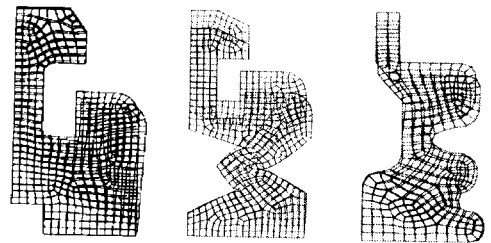
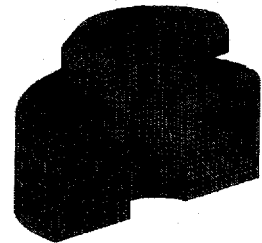


Fig. 2 Stress-strain curve for the rubber material used in the experiment



Rubber mount A Rubber mount B Rubber mount C

(a) Static analysis model and analysis results

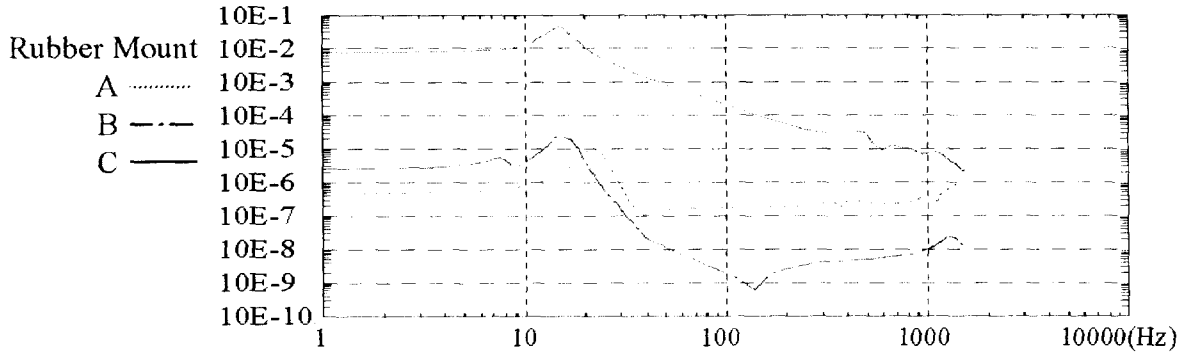


(b) Vibration analysis model

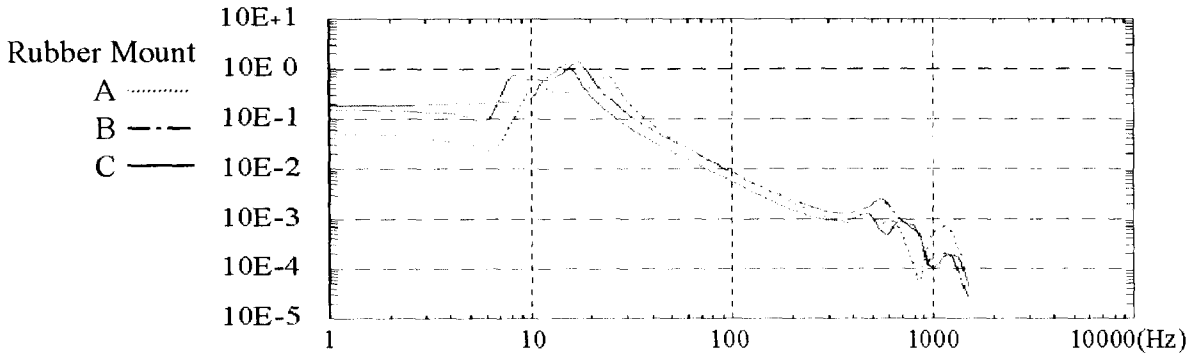
Fig. 3 Finite element model for rubber mount analysis

수직방향으로 압축되는 형상이 전체적으로 일정하지 않고 기울어지는 형태의 진동을 말한다. 경계조건은 2가지 해석 모두 방진고무의 바닥면이 고정된 것으로 가정하였다.

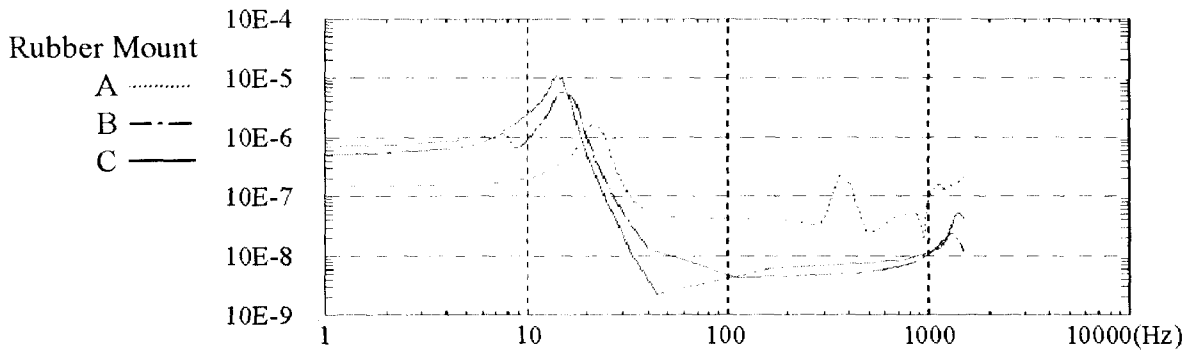
형상에 따른 진동 특성의 변화를 정확히 관찰하는 방법은 진동전달률을 평가하는 것이므로 주파수 별로 압축기가 발생하는 가진력을 기준으로 하여 방진고무의 바닥면을 통해 수직, 수평 각 방향으로 전달되는 힘의 합 즉, 반력을 계산하였다. 단위 힘의 가진력이 방진고무 위에 장착된 압축기에 가해졌을 때 방진고무의 바닥면에서 발생 되는 반력은 진동에 의한 힘의 전달률이 되고 이를 방



(a) Vibration force transmissibility for the rocking input force and vertical reaction force



(b) Vibration force transmissibility for the rocking input force and radial direction reaction force



(c) Vibration force transmissibility for the rocking input force and hoop direction reaction force

Fig. 4 Comparison of the force transmissibility of the rubber mounts under test obtained from the finite element analysis

진고무의 진동전달률 중 하나로 볼 수 있다. 결과적으로 수직, 수평, Rocking 각 방향의 가진력에 대하여 각 방향의 반력이 계산되어 방진고무 1 개 당 총 9 개의 진동전달률을 계산하였다.

해석을 위한 code 로는 ABAQUS 를 활용하였으며 그 이유는 정적 처짐 해석을 수행한 결과를

바탕으로 진동해석을 수행할 수 있고 방진고무의 바닥으로 전달되는 힘의 합을 계산할 수 있기 때문이었다.

### 2.3 해석결과에 대한 고찰 및 실험결과와의 비교

Fig. 4는 Fig. 1에 보여진 방진고무들에 대해 유한요소해석을 활용하여 얻어진 각 방향별 진동 전달률 중 Rocking 진동에 대한 결과를 보여주고 있으며 방진고무 형상에 따라 차이가 있음을 볼 수 있다. Fig. 4(a)에서 보여주는 방진고무별 수직 방향의 진동전달률은 Fig.4(b)에서 보여주는 반경 방향의 경우와는 달리 형상에 따라 진동전달률이 크게 차이가 있음을 보여주고 있으며 방진고무 C, A, B의 순으로 진동전달률이 큰 것을 볼 수 있다. Fig. 4(c)는 원주 방향의 진동전달률로서 방진고무 A가 가장 진동이 클 것으로 예상되나 전달률 값이 수직방향에 비해 매우 작아 전체적인 진동전달에 미치는 영향은 작을 것임을 알 수 있다. 수직 및 수평 가진력에 대한 진동전달률 역시 Fig. 4와 매우 유사한 형태의 결과를 보여주고 있어 전체적으로 볼 때 방진고무 C, A, B의 순으로 진동이 적을 것임을 판단할 수 있고 고주파로 가면 방진고무 A의 소음이 방진고무 C의 소음과 거의 같아질 것임을 예측할 수 있다. 이는 위에서 언급한 소음 실험 결과와 일치한다. 즉, 소음 스펙트럼을 살펴보면 방진고무 C의 경우는 1KHz 이상까지 전체적으로 소음이 큰 반면 방진고무 A의 경우는 1KHz 부근에서 큰 소음이 발생하고있고 방진고무 B의 경우는 이러한 고주파 소음이 많이 줄어든 것을 볼 수 있다.

소음뿐 아니라 측정된 진동과의 비교를 위하여 방진고무 C가 장착된 에어컨에 방진고무 B를 적용하여 진동 스펙트럼을 측정하여 보았다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 거의 모든 주파수 대역에서 진동량이 크게 감소한 것을 볼 수 있다.

### 3. 결론

본 연구에서는 유한요소해석을 활용하여 압축기가 발생시키는 진동이 방진고무를 통하여 구조물에 전달됨으로써 발생하는 진동소음에 방진고무의 형상이 미치는 영향을 평가할 수 있는 방법을 개발하였다.

본 연구의 결과는 유한요소해석을 통해 얻어지는 진동전달률이 설계된 방진고무의 형상이 진동소음에 미치는 영향을 예측할 수 있는 좋은 인자임을 보여주고 있고 따라서 방진고무의 형상 설계에 유한요소해석이 활용될 수 있음을 보여주었다.

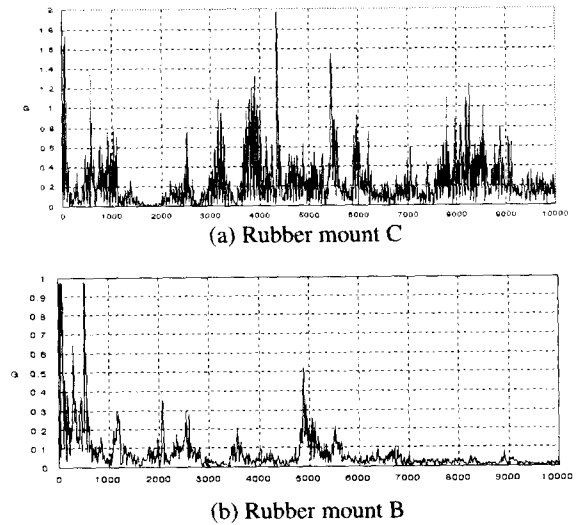


Fig. 5 Vibration spectrum at the top of the compressor

특히 기존의 방진고무 형상 설계가 기본적인 진동이론과 설계자의 경험에 의해 이루어짐으로써 저주파 대역의 진동전달에 미치는 영향만을 판단할 수 있었던 것에 반하여 이 방법은 진동이 소음에 미치는 영향을 볼 수 있는 고주파 대역까지의 진동전달특성을 판단할 수 있어 그 유용성을 보여주었다.

### 참고문헌

1. Tsujiuchi, N., Tomisawa, M., and Koizumi, T. "Vibration Analysis Technology," Mitsubishi Denki Giho, Vol. 65, No. 4, pp. 12-16, 1991.
2. Irwin, J. D. and Graf, E. R., Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall Inc., 1979.
3. Harris, C. M., Shock and Vibration Handbook, McGRAW-HILL, 1996.
4. 소음진동편람, 한국소음진동공학회, 1995.