

SEA 에 의한 회전 압축기의 소음 진동 해석

Noise and Vibration Analysis of Rotary Compressor by SEA

황선웅*·안병하*·정의봉**·김규환***

Seon-Woong Hwang, Weui-Bong Jeong, Kyu-Hwan Kim

Key Words : Rotary Compressor(회전 압축기), SEA(통계적 에너지 해석), Modal Density(모드밀도), Damping Loss Factor(내부손실계수), Coupling Loss Factor(결합손실계수).

ABSTRACT

Hermetic rotary compressor is one of the most important components for air conditioning system since it has a great effect on both the performance and the noise and vibration of the system. Noise and vibration of rotary compressor is occurred due to gas pulsation during compression process and unbalanced dynamic force. In order to reduce noise and vibration, it is necessary to identify sources of noise and vibration and effectively control them. Many approaches have been tried to identify noise sources of compressor. However, compressor noise source identification has proven to be difficult since the characteristics of compressor noise are complicated due to the interaction of the compressor parts and gas pulsation. In this work, Statistical Energy Analysis has been used to trace the energy flow in the compressor and identify transmission paths from the noise source to the sound field.

1. 서론

가정용 에어컨에 폭 넓게 이용되고 있는 밀폐형 회전압축기는 에어컨 시스템을 구성하는 구성 부품 중에서 시스템의 성능 및 소음 진동에 큰 영향을 미치는 핵심 부품이다. 최근 소비자들의 쾌적성에 대한 요구가 한층 더 부각되면서, 회전 압축기의 소음 진동 저감에 대한 요구가 증가하고 있다.

회전 압축기는 운전 중에 발생하는 가스의 맥동, 질량 불평형, 모터에 의한 전자기력등의 다양한 가진 메커니즘에 의해서 1KHz 이상의 고주파 소음과 진동이 발생한다. 따라서 소음원들을 구분하고, 규명하는데 어려움이 있다. 또한 유체와 구조물간의 커플링 효과 때문에, 기존의 구조물 해석 방법인 유한요소법(Finite Element Method)은 한계가 있다. 이에 비해서, 통계적 에너지 해석 기법(Statistical Energy Analysis)은 복잡한 구조물이나 높은 주파수 대역의 소음 진동 저감에 유용하게 사용되는 해석 방법 이다. SEA 에 대한 기본 이론을 정립한 R.H.Lyon^{(1),(2)}등은 두개의 연성 선형 공명기 사이에서의 파워 흐름을 계산하였고, M.Heckle⁽³⁾등은 3 개의 평판이 결합된 시스템에 SEA 를 적용한 사례를 발표하였으며, William B. Rockwood⁽⁴⁾등은 회전 압축기의 일종인 스크롤 압축기에 SEA 를 적용하여 에너지의 흐름을 파악하였다. 김관주⁽⁷⁾등은 단순 빔 및 단순 평판을 대상으로 SEA 파라미터인 모드 밀도 및 내부손실계수 측정을 위한 여러 가지 방법을 제시하였다. 또한, 김정태⁽⁸⁾등은 구조물 연결부에서의 질량

부과 효과에 대한 연구에서 점합점에 추가되는 질량이 증가할수록 파워가 흐르기 어렵다는 것을 실험적으로 확인하였다. 김사수⁽⁹⁾등은 선박고체소음의 전파경로해석을 위하여 SEA 을 적용한 바 있다.

본 연구에서는 회전 압축기를 Fig. 1 과 같이 SEA 모델을 구성하고, 회전 압축기의 소음 진동의 전달경로 및 방사소음을 예측하였다. 회전식 압축기 해석에 SEA 를 적용하기 위하여 압축기 부품을 대상으로 SEA 파라미터인 모드 밀도와 내부손실계수, 결합손실계수를 해석적인 방법⁽¹¹⁾과 실험적인 방법으로 구하였고, 압축기 전체 시스템을 5 개의 서브시스템으로 모델링 했다. 해석 결과로부터 회전 압축기의 소음 진동이 저감되도록 설계 변수를 변경하고, 실제 측정을 통해 검증하였다.

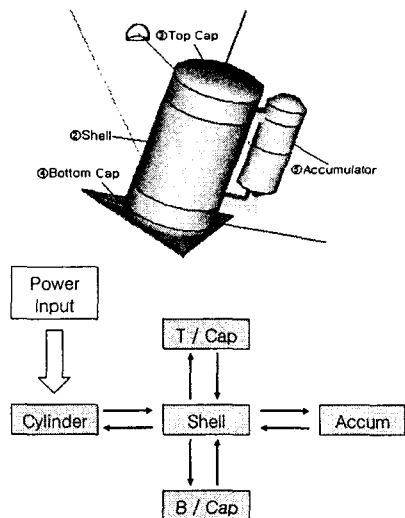


Fig. 1 SEA Model of Rotary Compressor

* LG 전자, e-mail : swhwang@lge.com

** 부산대학교 기계공학부 교수

*** 부산대학교 대학원 기계설계공학과

2. 모드 밀도

일반적으로 봉, 보, 평판, 박판의 실린더, 음향공간과 같은 이상적인 서브시스템의 경우에 이론적으로 근사화된 모드밀도(modal density) 계산식을 이용하여, 모드밀도를 구할 수 있다. 실험적으로는 힘에 대한 응답속도 사이의 전달함수인 점 모빌리티를 측정해서 모드밀도를 구할 수 있다. 이 때, 모드밀도는 다음과 같은 식^{(1),(10)}으로 정의된다.

$$n(\omega) = 4S\rho_s \overline{\text{Re}[Y(\omega)]} \quad (1)$$

여기서, S 는 구조물의 표면적, ρ_s 는 단위 면적당 질량, $\overline{\text{Re}[Y(\omega)]}$ 는 모빌리티 실수부의 공간 평균된 값이다. 실험적 방법에 대한 타당성을 먼저 검증하기 위하여 비교적 해석적 값이 잘 알려진 평판에 대한 실험을 수행한 뒤, 압축기 부품에 대한 모드밀도를 구하였다.

Fig. 2은 평판에 대한 SEA 실험결과, FEM 해석결과 및 이론식을 비교한 것이다. 평판의 경우, 4kHz 이하에서는 이론값, SEA 실험결과, 그리고 FEM 해석결과가 잘 일치 하였으나, 4kHz 이상의 주파수에서는 메싱(meshing)의 한계 때문에, FEM 해석결과는 고주파에서의 사용에 한계가 있음을 알 수 있다. 평판에 대한 이론식^{(1),(10)}은 다음과 같다.

$$n(f) = \frac{S\sqrt{12}}{2C_L t}, C_L = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (2)$$

여기서, S 는 평판 표면적, t 는 두께, E 는 종탄성계수, ρ 는 평판 밀도, ν 는 Poisson 비를 의미한다.

Fig. 3은 압축기 셀에 대한 모드밀도 결과이다. 원통 셀에 대한 모드밀도의 이론식⁽¹¹⁾은 다음과 같다.

$$n(f) = \pi \frac{S\sqrt{12}}{2\rho C_L t}, f > f_r \quad (3)$$

$$= \left(\frac{f}{f_r}\right)^{2/3} \frac{S\sqrt{12}}{2C_L t}, f < f_r$$

여기서, $f_r = \frac{C_L}{2\pi a_m}$, a_m 은 평균 셀의 반경이다.

압축기 셀의 경우에는 FEM 해석과 SEA 해석 모두가 이론식과 비슷한 결과를 보임을 알 수 있다.

3. 내부손실계수

내부손실계수(damping loss factor)를 구하기 위한 일반적인 방법으로는 파워반감대역법(half-power bandwidth method)⁽⁸⁾, 감쇠비율방법(decay rate method), 파워평형법(power balance method)이 사용되는데, 본 논문에서는 파워 평형법⁽¹⁾⁽⁸⁾을 사용하여, 압축기 부품의 내부손실 계수를 구하였다. 내부손실계수 η 는 다음식으로 표현된다.

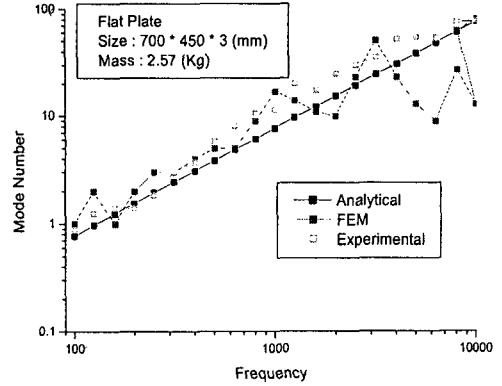


Fig. 2 Modes in Band of Simple Plate

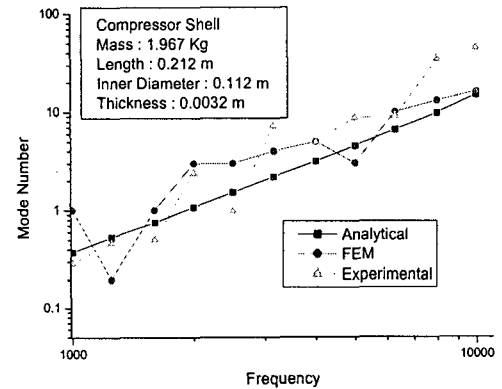


Fig. 3 Modes in Band of Shell

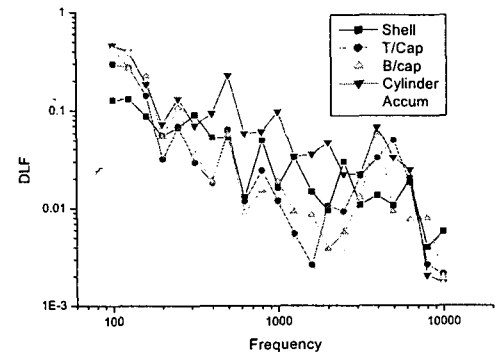


Fig. 4 DLF of Compressor Parts

$$\eta = \frac{\Pi_{in}}{2\pi f E} \quad (4)$$

여기서, Π_{in} 은 입력파워, E 는 $M < \nu^2 >$ 으로 표현되는 서브시스템의 에너지이며, M 은 질량이다. Fig. 4는 파워평형법으로 구한 주요 압축기 부품

의 내부 손실계수를 나타낸다. 실험은 압축기 셀의 내경 $\Phi 112\text{mm}$, 냉력 $9,800\text{Btu/h}$ 급의 압축기를 대상으로 실시하였다. 압축기 부품중 가장 내부손실계수가 큰 부품은 실린더임을 알 수 있다.

4. 결합손실계수

결합손실계수(coupling loss factor)란 SEA 에서 사용되는 유일한 개념이며 연결된 두 서브시스템간의 결합정도를 결정하는 중요한 요소이다. 압축기 부품간의 결합손실계수 계산을 위해서는 모드밀도, 내부손실계수, 서브시스템의 에너지가 사용되며 파워평형식으로부터 다음식^{(1),(2)}이 유도된다.

$$\frac{E_2}{E_1} = \frac{n_2 \eta_{21}}{n_1 \eta_2 + n_1 \eta_{21}} = \frac{n_2 \eta_{12}}{n_2 \eta_2 + n_1 \eta_{12}} \quad (5)$$

여기에서, E_1, E_2 는 서브시스템 1,2 의 에너지이며, n_1, n_2 는 서브시스템의 모드밀도, η_1, η_2 는 서브시스템의 내부손실계수이다.

가역원리(reciprocity principle)⁽¹⁰⁾ $\eta_{21} = \frac{n_1}{n_2} \eta_{12}$ 를 이용하면, 서브시스템간의 결합손실계수는 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_{12} = \eta_2 \frac{n_2 E_2}{n_2 E_1 - n_1 E_2} \quad (6)$$

예비 테스트로 두개의 사각 평판을 수직으로 연결한 L 자모양의 평판-평판 서브시스템에 대한 결합손실계수를 실험적으로 구하기 위해, 평판을 임팩트해머로 가진하고, 가속도계로 측정하였다. 측정된 평판-평판 결합구조물의 결합손실계수를 Fig. 5 에 나타내었다. 실험 결과와 이론결과가 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 이론식⁽¹¹⁾은 다음과 같다.

$$\eta_{12} = \frac{2 C_B L \tau_{12}}{\pi \omega S_1}, \quad C_B = \sqrt{0.29 C_L t \omega} \quad (7)$$

$$C_L = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$$

여기서, L 은 연결 길이, τ_{12} 는 서브시스템 1 에서 2 로의 투과율, ω 는 중심주파수, S 는 평판 표면적, t 는 두께, E 는 종탄성계수, ρ 는 평판 밀도, ν 는 Poisson 비를 의미한다.

실험적인 방법으로 압축기의 셸과 실린더간의 결합손실계수를 측정하여 Fig. 6 에 나타내었고, 셸-Bottom Cap 간의 결합손실계수를 Fig. 7 에 나타내었다. 압축기에 대한 이론식은 없으므로 비교가 곤란하지만, 평판 모델에 대한 결과로부터 타당할 것으로 예상된다. Fig. 6 에서 구한 셸과 실린더 사이의 결합손실계수를 보면, 실린더에서 셸로의 에너지 전달이 그 역방향보다 잘 일어나는 것을 알 수 있다. 마찬가지로 Fig. 7 에서 bottom cap 에서

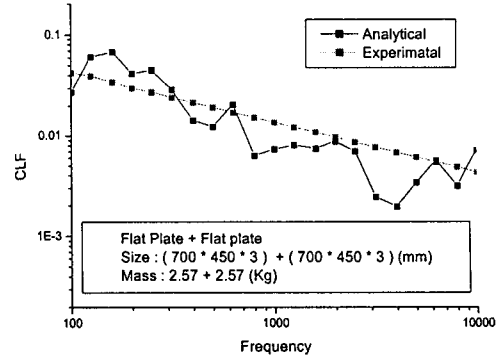


Fig. 5 CLF of Perpendicular Plates

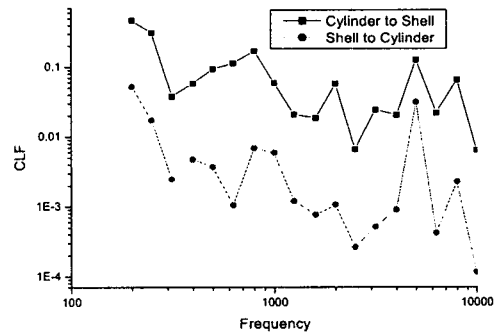


Fig. 6 CLF of Shell - Cylinder

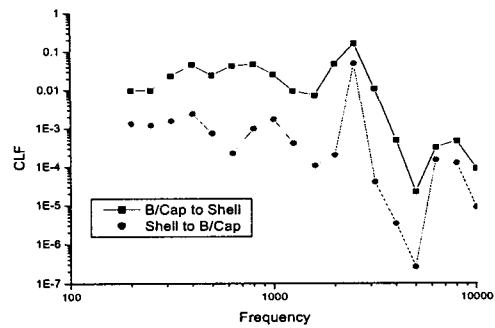


Fig. 7 CLF of Shell - B/Cap

셸로의 에너지 전달이 역방향보다 잘 일어나는 것을 알 수 있다.

5. 에너지 분포와 방사소음

압축기 주요 부품의 서브시스템간 결합손실계수 및 각 서브시스템의 내부손실계수와 모드밀도를 이용하여 전체 시스템의 파워평형식을 세우면 다

음과 같은 형태의 연립방정식이 되며, 이를 풀면 주어진 파워에 대하여 전체 시스템의 에너지 분포를 구할 수 있다.

$$\omega \eta_i E_i + \omega \sum_{j=1, j \neq i}^m (\eta_{ij} E_j - \eta_{ji} E_i) = \Pi_{i,in} \quad (8)$$

여기에서, $\Pi_{i,in}$ 은 외력에 의한 입력파워, E_i 는 각 서브시스템의 총에너지, ω 는 주파수이다.

Fig. 8 은 실제 압축기의 30cm 떨어진 거리에서 실험으로 측정된 압축기의 소음 Spectrum 이다. Fig. 9 는 모든 주파수에 대해서 단위 힘으로 실린더를 가진하였을 때, 같은 지점에서 해석적으로 구한 소음 Spectrum 을 나타낸 것이다. 에너지 분포로부터 방사소음을 계산하기 위해서 범용 S/W 인 Auto-SEA 를 이용하였다. Fig. 8 의 실제 소음레벨과 Fig. 9 의 해석 결과가 일치하도록, 실린더의 입력 힘 Spectrum 을 구하여 Fig. 10 에 나타내었다. Fig. 11 은 Fig. 10 의 힘 Spectrum 을 식(7)의 연립방정식에 대입하여 구한 압축기 전체 시스템의 에너지 분포를 나타낸다. 관심주파수인 1kHz 및 4kHz 대역에서 셸의 진동 에너지가 가장 크며, 실린더 및 Accum 의 영향도 크다는 것을 알 수 있다. 하지만 5kHz 대역 이상의 고주파 영역에서는 셸 뿐만 아니라 모든 부품이 영향을 미침을 알 수 있다.

6. 민감도 해석

압축기의 방사소음은 각 구성부품의 구조 진동에 의해 발생되며, 구조물의 진동 에너지가 소음레벨을 결정한다. 압축기 각 구성부품의 방사소음에 대한 민감도를 파악하기 위하여, 각 구성부품의 내부손실계수를 실험값보다 100% 증가 시켜, 관심 주파수인 1kHz 와 4kHz 에서 소음레벨을 비교하여 보았다. Fig. 12 는 각부품의 민감도를 나타낸 그림이며, 관심 주파수 대역에서의 소음 저감에 셸의 민감도가 가장 크다는 것을 알 수 있다. 결과적으로 셸의 진동에너지가 방사소음에 가장 큰 영향을 미친다는 결론을 얻을 수 있다. 이러한 해석결과를 바탕으로 셸의 내부손실계수를 증가시키기 위하여 셸하부의 두께를 증가시켰다. 셸하부의 두께만을 증가시키기 위한 방안으로 셸하부의 길이를 줄이고, 측면의 두께와 길이를 증가시킨 Bottom Cap 을 압입, 용접하여 설계를 변경하였다. Fig. 13 은 기존 모델과 설계변경된 모델의 내부손실계수를 실험으로 측정된 값이다. 설계변경된 모델이 1kHz 이상의 고주파수 대역에서 내부손실계수가 증가한 것을 알 수 있다. Fig. 14 은 기존모델과 설계변경된 모델에 대하여 실험으로 측정된

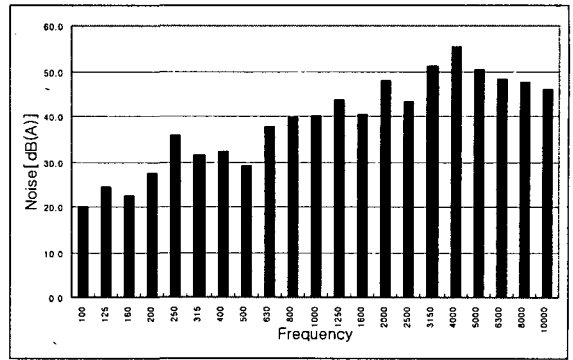


Fig. 8 Radiation Noise of Compressor by Experimental

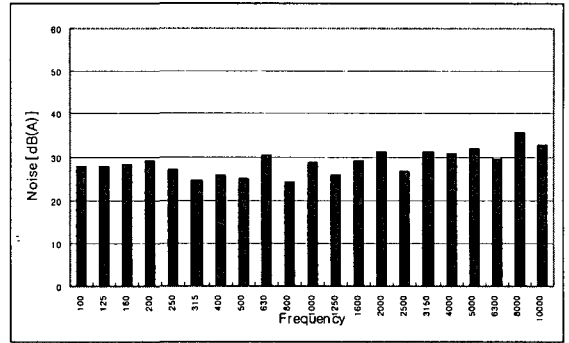


Fig. 9 Radiation Noise of Compressor when Unit Force is applied to a Cylinder

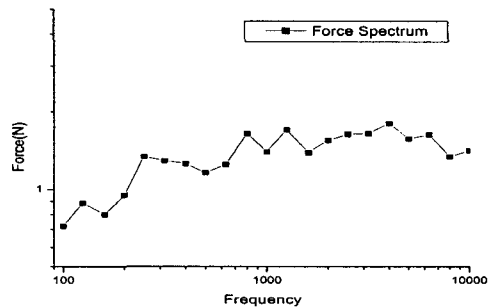


Fig. 10 Spectrum of Input Force

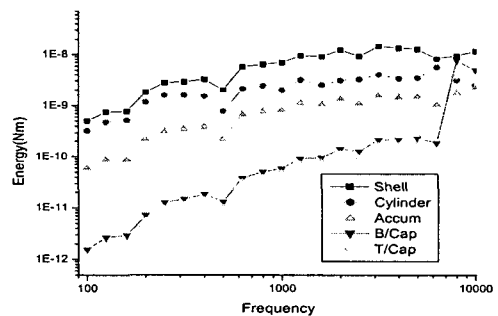


Fig. 11 Energy Flow of Rotary Compressor

소음 Spectrum 이다. 설계 변경전과 비교해 볼 때, 설계 변경후에 전체적으로 3dB(A)정도의 개선효과가 있었으며, 특히, 압축기에서 주로 문제가 되는 1kHz 이상의 고주파 영역 방사 소음이 저감된다는 것을 확인하였다.

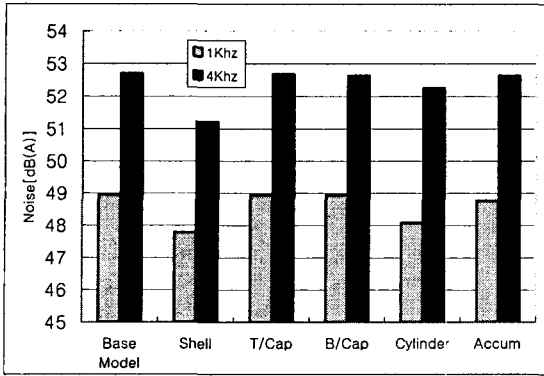


Fig. 12 Sensitivity Analysis of Components

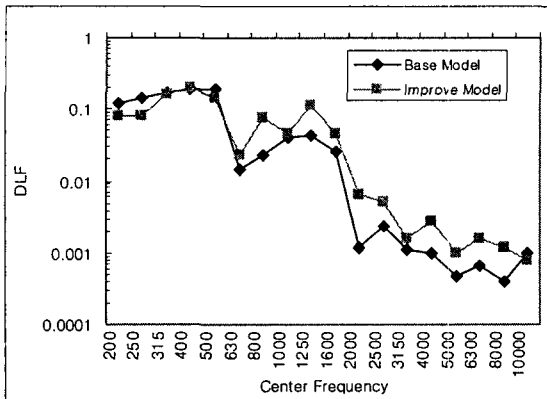


Fig. 13 DLF of Improved Model

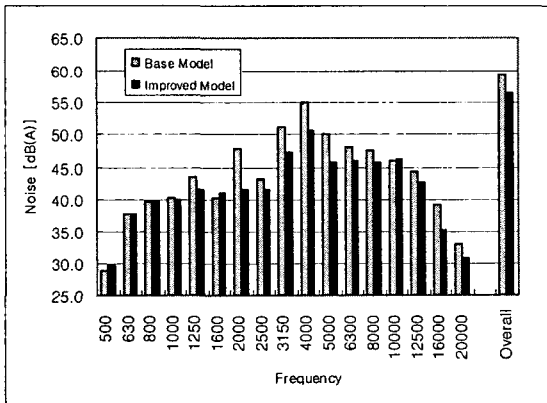


Fig. 14 Radiation Noise of Compressor

7. 결 론

통계적 에너지 해석 기법을 공조용 회전 압축기에 적용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 압축기 부품중 내부손실계수가 가장 큰 부품은 주물재료를 사용하는 실린더이다.
- (2) 셸과 실린더의 결합손실계수를 구한 결과로부터 실린더에서 셸로의 에너지 전달이 그 역방향보다 쉽다는 것을 알 수 있었다.
- (3) 문제주파수인 1kHz, 4kHz 에서의 진동에너지는 셸의 영향이 지배적이었다.
- (4) SEA 를 이용한 셸의 설계변경으로 방사소음을 3dB(A)정도 저감할 수 있었다
- (5) 압축기에 SEA 기법이 적용 가능함을 확인하였다.

참고 문헌

1. R.H.Lyon, and R.G.Dejong, "Theory and application of statistical energy analysis", Butterworth-Heinemann, Boston, 1995
2. R.H.Lyon, "Statistical energy analysis of dynamic system : Theory and application" Journal of Sound and Vibration, Cambridge, Mass.: MIT Press, 1975
3. A.J.Keane and W.G.Price "Statistical energy analysis: an overview, with applications in structural dynamics", Cambridge univ.press, 1994
4. William B. Rockwood, "Noise and Vibration Characterization and Statistical Energy analysis of a Scroll Compressor. 15th Purdue Conf. p331~p336
5. Frank,Fahy, "Sound and Structural Vibration:Radiation, Transmission andResponse", Academic Press, 1985
6. B.L. Clarkson, "Experimental determination of modal densities and loss factors of flat plate and cylinders", Journal of Sound and Vibration, p535~549, 1981
7. 김관주,김정태,윤태중,박봉현, "구조물 연결부의 질량 부과 효과: SEA 실험 및 해석결과 비교", 한국소음진동공학회 2002년도 춘계학술대회 논문집 p359~p364
8. 김관주,최승권, "내부손실계수 측정을 위한 실험 방법", 한국소음진동공학회지 제 9 권 제 6 호, pp.1187~1192, 1999
9. 현명환,김사수, "SEA 법에 의한 선박고체소음의 전파 경로에 대한 해석적 연구", 한국소음진동 공학회지, 제 6 권 제 5 호, pp.575~585,1996
10. Leo L. Beranek, "Noise and Vibration Control Engineering",JOHN WILEY&SONS, 1992
11. AutoSEA Manual, SEA Theory and Q & A