

통계적 에너지 해석 기법에 의한 밀폐형 회전 압축기의 소음진동 전달경로 해석 A Study on the Noise and Vibration Path of Hermetic Rotary Compressor by SEA

황선웅*·안병하**·정현출**·정의봉***·김규환*

Seon-Woong Hwang, Byung-Ha Ahn, Hyeon-Chul Jeong, 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 부품중 시스템의 성능 및 소음, 진동에 미치는 영향도가 큰 핵심 부품중의 하나이다. 최근 소비자들의 쾌적성에 대한 요구가 한층 엄격해 지면서 회전압축기의 저소음 및 저진동화에 대한 니즈 또한 증가하고 있는 실정이다. 회전압축기의 소음과 진동은 압축 과정에서 발생하는 가스 및 부품 간의 상호작용에 기인한 복잡성 때문에 지금까지의 많은 연구에도 불구하고 소음원 규명 및 전달경로 해석은 매우 어려운 것으로 인식되어져 왔다. 최근에는, 압축기와 같이 고주파 대역에서의 소음, 진동이 문제가 되는 복잡한 구조물의 동적 특성 해석을 위해서 통계적 에너지 해석기법(Statistical Energy Analysis)을 이용한 연구가 활발히 진행되고 있다. SEA에 대한 기본 이론을 정립한 R.H.Lyon^{(1),(2)} 등은 두개의 약한 결합으로 이루어진 선형 공명기 사이에서의 파워 흐름을 계산하였다. M.Heckle⁽³⁾ 등은 3개의 평판이 결합된 시스템에 SEA를 적용한 사례를 발표하였으며, William B. Rockwood⁽⁴⁾ 등은 회전 압축기의 일종인 스크롤 압축기에 SEA를 적용하여 에너지의 흐름을 파악하였다. 김관주⁽⁷⁾ 등은 단순빔 및 단순평판을 대상으로 SEA의 설계변수인 모드 밀도 및 내부손실계수 측정을 위한 여러 가지 방법중과

위 평행법이 가장 정확한 방법임을 제시하였다. 또한, 김정태⁽⁸⁾ 등은 구조물 연결부에서의 질량부와 효과에 대한 연구에서 접합점에 부가되는 질량이 증가할수록 파워가 흐르기 어려움을 실험적으로 확인하였다. 김사수⁽⁹⁾ 등은 선박고체소음의 전파경로해석을 위하여 SEA법을 적용한 바 있다.

본 연구에서는 SEA를 밀폐형 회전 압축기에 적용하여 회전 압축기의 소음, 진동 전달경로 및 방사소음을 예측하였다. SEA 적용을 위하여 압축기 부품을 대상으로 SEA의 주요 변수인 모드 밀도와 내부손실계수, 결합손실계수를 유한요소법과 해석적인 방법⁽¹¹⁾, 실험적인 방법으로 구한 뒤 압축기 전체 시스템을 8개의 서브시스템으로 나누어 각 서브시스템의 에너지 흐름 및 방사소음에 대한 민감도를 계산하였다.

2. 모드 밀도(Modal Density)

임의의 가진에 대한 구조물의 진동 및 음향학적 응답과 공간 요소의 음향학적 응답은 구조 및 음향 모드의 공진 응답에 의해 결정된다. 따라서, 공진모드들의 그룹간 에너지 유동이 SEA법의 주요 관심 대상이다. 모드밀도는 단위 주파수당 모드의 개수를 의미하며 그 역수는 모드간의 평균 주파수 간격을 의미한다. 일반적으로 봉, 보, 평판, 박판의 실린더, 음향공간과 같은 이상적인 서브시스템의 경우 근사화된 모드밀도 계산식을 이용할 수 있다. 식(1)은 단순 평판의 모드 밀도 계산식⁽¹⁾⁽¹⁰⁾이다.

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

여기에서, S는 평판의 표면적, t는 두께, E는 영

* 부산대학교 대학원 지능기계/기계설계 공학과

E-mail : swhwang@lge.com

Tel : (055) 269-3863, Fax : (055) 267-1807

** LG 전자 디지털 어플라이언스 사업본부

*** 부산대학교 기계공학부 교수, 정회원

를, ρ 는 밀도, ν 는 프와송비를 의미한다, 식(2)는 두께가 얇은 원통형 셸의 모드밀도 계산식이다.

만일, $f > f_r$ 이면,

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

만일, $f < f_r$ 이면,

$$n(f) = \left(\frac{f}{f_r}\right)^{2/3} \frac{S\sqrt{12}}{2C_L t}, \text{ 여기서 } f_r = \frac{C_L}{2\pi a_m}$$

a_m 은 평균 셸의 반경이다.

일반적으로 사용하는 실험적 방법은 힘에 대한 응답속도 사이의 전달함수 인 모빌리티를 이용한 점 모빌리티 측정 방법이다. 모드밀도는 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$n(\omega) = 4S\rho_s \text{Re}[Y(\omega)] \quad (3)$$

여기에서, S 는 구조물의 표면적, ρ_s 는 단위면적당 질량, $\text{Re}[Y(\omega)]$ 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. 1,2 는 각각 회전 압축기의 FEM 모델과 SEA 모델을 나타낸다. Fig. 3,4 는 식(1) 및 식(2)를 이용한 평판과 압축기셸의 모드밀도 및 FEM, 실험적으로 구한 모드밀도를 나타낸다. 실험결과와 해석결과는 잘 일치 하였으며, 평판의 경우, FEM 해석과 실험결과가 주파수 4kHz 이하에서는 실험결과와 비교적 잘 일치 하였다. Fig. 5,6은 압축기 Bottom Cap 과 Accumulator의 모드밀도를 나타낸 것이다. FEM 과 SEA 의 해석은 상용 프로그램인 ANSYS 6.1 과 AutoSEA2.2 를 각각 이용 하였다. Fig. 7은 압축기 실린더의 모드밀도를 나타낸다. 실린더의 경우 FEM 해석에 의한 모드밀도 계산 보다 일정 두께를 갖는 판재로 가정한 해석적 방법에 의한 모드밀도 계산이 실험에 의한 모드밀도와 보다 잘 일치하였다. 압축기 부품과 같이 복잡한 형상을 갖는 구조물의 경우, 특히, 고주파수 대역에서 SEA 에 의한 해석적 방법이 보다 효과적임을 알 수 있다

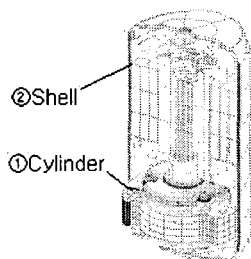


Fig. 1 FEM Model of Rotary Compressor

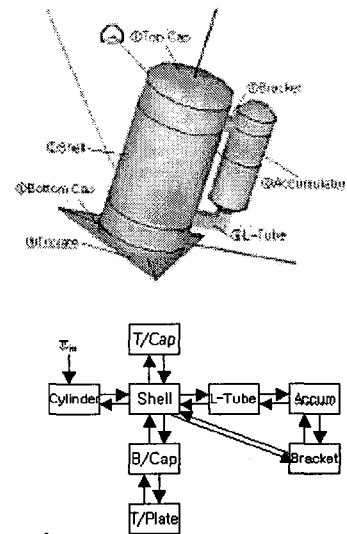


Fig. 2 SEA Model of Rotary Compressor

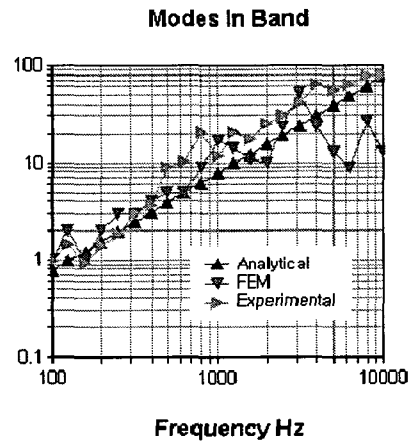


Fig. 3 Modes in Band of Simple Plate

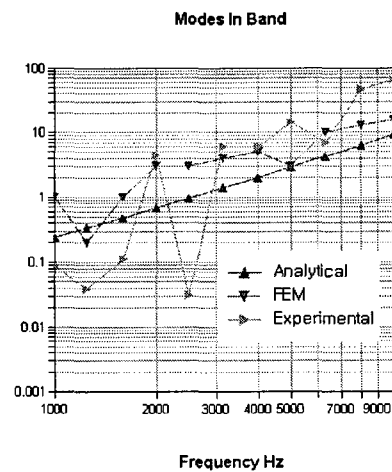


Fig. 4 Modes in Band of Shell

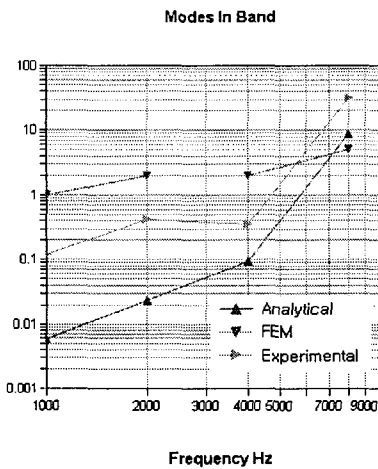


Fig. 5 Modes in Band of B/Cap

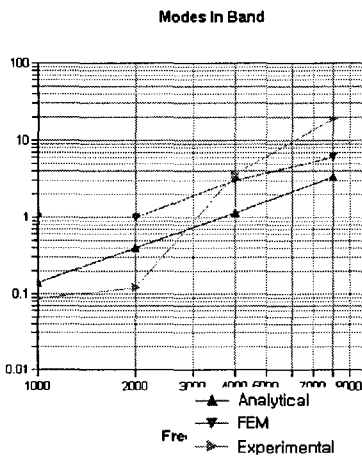


Fig. 6 Modes in Band of Accumulator

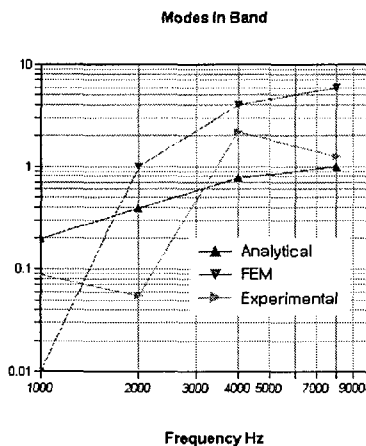


Fig. 7 Modes in Band of Cylinder

3. 내부손실계수(damping loss factor)

댐핑은 거의 모든 구조물에서 존재하며 다양한 형태의 댐핑이 존재한다. 일반적인 댐핑의 형태는 구조물의 히스테리시스에 의한 것, 쿨롱마찰에 의한 것, 유체 점성에 의한 것등이 있으며, 이 중에서 공학적인 소음과 진동에 관여하는 구조댐핑은 점성 및 히스테리시스 댐핑이다. 점성댐핑은 과도 응답에 대하여 비교적 간단한 해가 얻어지기 때문에 수학적 편의성을 위해 자주 사용된다. 점성댐핑과 히스테리시스 댐핑의 주요한 차이점은 점성댐핑은 진동 주파수에 종속적이지만 히스테리시스 댐핑은 독립적이라는 것이다. 하지만, 압축기 부품과 같이 실제적인 공학적 부품을 고려할 때에는 재료의 물성에 따른 내부 손실계수의 차이가 크기 때문에 이론적 접근보다 실험적 접근이 보다 정확한 방법이라 할 수 있다. 내부손실계수를 구하기 위한 일반적인 방법으로는 파워반감대역법(half-power bandwidth method) (8), 감쇄비율방법, 파워평형형법이 사용된다.

본 논문에서는 비교적 정확도가 높은 파워 평형법(1)(8)을 사용하였다. 내부 손실계수 η 는 다음식으로 표현된다.

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

여기에서, Π_{in} 은 입력파워, E 는 $M < v^2 >$ 으로 표현되는 서브시스템의 에너지이며, M 은 등가질량이다. 표 1 은 파워평형법으로 구한 주요 압축기 부품의 내부 손실계수를 나타낸다. 가장 내부손실계수가 큰 부품은 실린더로 평균 3 의 값을 가지며 가장 낮은 내부손실계수를 갖는 부품은 top cap 으로 평균적으로 0.34 의 값을 가진다. 일반적으로 압축기의 소음에 문제가 되는 관심주파수의 영역

Table 1. DLF of Compressor Parts

Hz	Shell	T/Cap	B/Cap	Cylinder	Accum.
500	3.11				3.155
630					
800					
1000				5.49	
1250	1.21		1.57	4.55	
1600	0.993	0.329	1.95	4.79	
2000		0.369		3.355	
2500	0.769			2.823	0.908
3150	0.637	0.244		2.2	0.842
4000	0.69	0.268		1.573	
5000	0.455	0.436	0.721	1.262	0.508
6300	0.51	0.383	0.375	1.012	0.916
Avg.	1.047	0.338	1.154	3.006	1.266

DLF: damping loss factor

은 4kHz 인데 이 주파수에서의 내부손실계수는 실린더 1.57, top cap 0.27이었으며, 셸 0.69, bottom cap 1.0, 어큐뮬레이터 0.7 수준이었다. 실험은 압축기 셸의 내경 $\Phi 121\text{mm}$, 냉력 12800Btu/h 급의 압축기를 대상으로 실시하였다.

4. 결합손실계수(coupling loss factor)

결합손실계수란 SEA 에서 사용되는 유일한 개념이며 연결된 두 서브시스템간의 결합정도를 결정하는 중요한 요소이다. 만일 결합손실계수가 내부손실계수 보다 작을 경우 두 서브시스템의 결합을 약한 결합(weak coupling)상태라 하며 일반적으로 약한 결합상태가 되도록 서브시스템을 선정하는 것이 바람직하다. 정확한 결합손실계수의 측정을 위해서는 상당한 정밀도 및 경험이 필요하다. 압축기 부품간의 결합손실계수 계산을 위해서는 모드밀도, 내부손실계수, 서브시스템의 에너지가 사용되며 파워평형식으로부터 다음식이 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⁾를 이용하면

$\eta_{21} = \frac{n_1}{n_2} \eta_{12}$ 이므로, 서브시스템간의 결합손실계수는 다음과 같이 표현된다.

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

예비 테스트로 판-판 서브시스템에 대한 결합손실계수를 구하기 위하여 힘변환기와 연결된 임팩트해머 또는 웨이커로 가진하고 서브시스템의 에너지를 계산하기 위하여 각 서브시스템의 속도를 가속도계로 측정하였다. 측정된 판-판 결합구조의 결합손실계수를 Fig.8에 나타내었다.

실험결과와 해석결과가 비교적 잘 일치함을 알 수 있으며, 이를 근거로 AutoSEA2를 이용하여 해석적 방법으로 압축기의 셸과 실린더간의 결합손실계수를 구하였다. Fig.9는 셸-실린더간의 결합손실계수이며, Fig.10은 셸-Bottom Cap 간의 결합손실계수이다.

5. 에너지 분포(Energy Distribution)

압축기 주요 부품의 서브시스템간 결합손실계수 및 각 서브시스템의 내부손실계수와 모드밀도를 이용하여 전체 시스템의 파워평형식을 세우면 다음과 같은 형태의 연립방정식이 되며 이를 풀면

주어진 파워에 대하여 전체 시스템의 에너지 분포를 구할 수 있다

$$\omega \eta_i E_i + \omega \sum_{j=1, j \neq i}^m (\eta_{ij} E_i - \eta_{ji} E_j) = \Pi_{i,in} \quad (7)$$

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

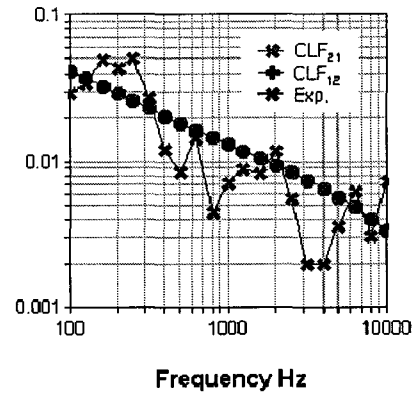


Fig. 8 CLF of Plate - Plate

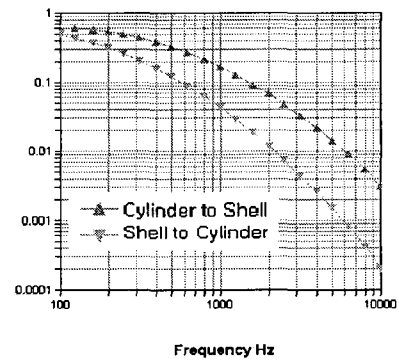


Fig. 9 CLF of Shell - Cylinder

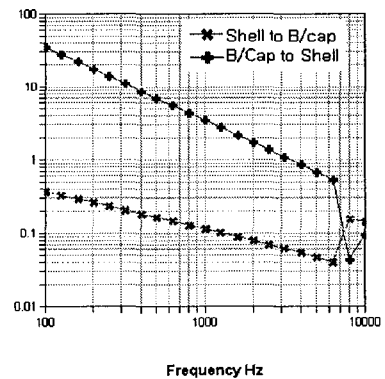


Fig. 10 CLF of Shell - B/Cap

Fig. 11 은 실제 압축기의 소음 Spectrum 을 기준으로 역으로 구한 실린더의 가진력에 대한 Force Spectrum 이며, Fig.12 는 이 Force Spectrum 을 이용하여 구한 압축기 전체 시스템의 에너지 분포를 나타낸다. 문제주파수인 1kHz 및 4kHz 대역에서 셸(또는 Case 라고도 함)의 진동 에너지가 가장 크며, 실린더 및 Accum.의 영향또한 큼을 알 수 있다. 하지만 5kHz 대역 이상의 고주파 영역에서는 셸 뿐만 아니라 Bottom cap 및 Top cap 또한 영향을 미침을 알 수 있다.

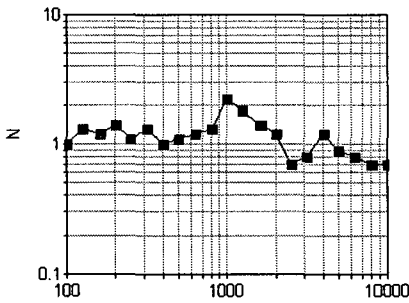


Fig. 11 Point Force Spectrum

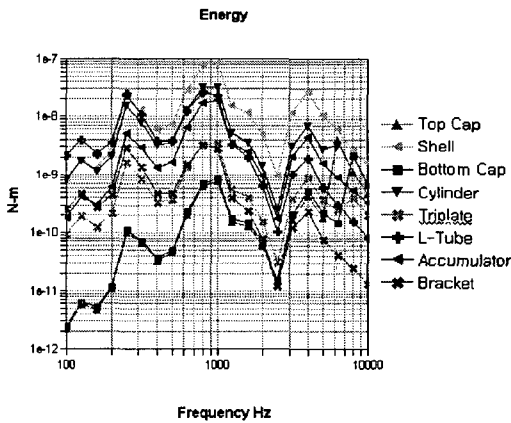


Fig.12. Energy Flow of Rotary Compressor

6. 방사 소음(Radiation Noise)

공조용 회전 압축기는 압축기 표면으로부터 방사되는 소음의 음압 또는 음향파위로 소음의 크기를 판단한다. 이 때 방사소음은 각 구성부품의 구조 진동이 소음 레벨을 결정하는데 부품별 민감도를 파악하기 위하여 구조손실계수를 1%에서 5%로 변화 시켰을 때의 각 서브시스템의 방사소음을 문제 주파수인 1kHz 와 4kHz 에서 비교하여 보았다. Fig. 13 는 부품별 민감도를 나타낸 것으로 그림에서 알 수 있듯이 문제 주파수 대역에서의 소음 저감에 셸의 민감도가 가장 큼을 알 수 있으며,

이는 압축기의 에너지 분포에서의 결과와도 동일하다. 결과적으로 압축기 내부 압력맥동에 의한 셸의 진동에너지가 방사소음을 유발한다는 결론을 얻을 수 있다. Fig. 14 은 이러한 해석결과를 바탕으로 셸하부에 두께 및 길이를 증가시킨 B/Cap 을 압입, 용접하여 셸의 내부손실계수를 증가시킨 효과를 가져 온 실제 압축기의 소음스펙트럼이다. 실험결과, 개선전과 비교해 볼 때 전체적으로 3dB(A)정도의 개선효과가 있었으며, 특히, 압축기에서 주로 문제가 되는 1kHz 및 4kHz 영역에서 효과적으로 압축기 표면의 방사 소음 저감이 가능하다는 것을 확인하였다.

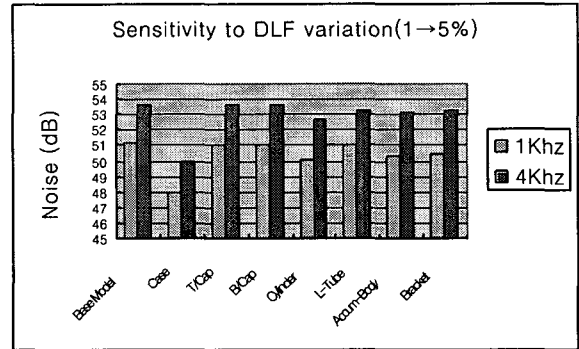


Fig. 13. Sensitivity Analysis of Components

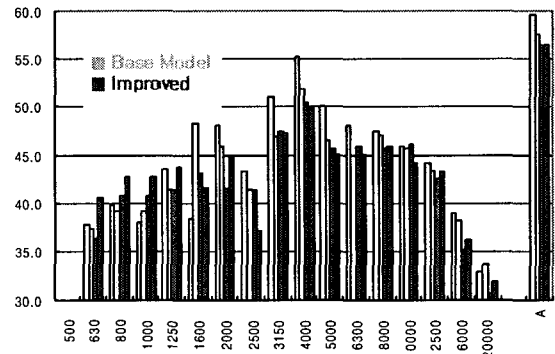


Fig 14. Radiation Noise of Compressor

7. 결론

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

- (1) 압축기 쉘의 모드밀도는 주파수에 따라 비례적으로 증가함을 알 수 있었다.
- (2) 압축기 부품중 내부손실계수가 가장 큰 부품은 주물재료를 사용하는 실린더이다.
- (3) 쉘과 실린더의 결합손실계수를 구한 결과 실린더에서 쉘로의 에너지 전달이 그 역방향보다 용이함을 알 수 있었다.
- (4) 문제주파수인 4kHz 에서의 진동에너지는 쉘의 영향이 지배적이다.
- (5) SEA 방법이 압축기와 같이 고주파수 대역의 소음 및 진동이 문제가 되는 복잡한 구조물의 소음, 진동에너지의 전달 경로 파악에 유용한 Tool임을 실험적으로 확인하였다.

8. 향후 계획

압축기 각 부품간 결합손실계수를 실험적으로 구하고 이론적으로 구한 결합손실계수와 비교 검토해 보고자 한다.

9. 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. Willian 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 and Response", 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 전달 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