

# 스크롤 압축기 상부 캡의 방사 소음 해석을 위한 유한 요소/경계 요소 모델링

°안재홍\*, 송재수\*\*, 김성원\*\*

## FEM/BEM Modeling of the Top Cap of Scroll Compressors for Analysis of Noise Radiation

Jae-Hong Ahn, Jae-Soo Song, Sung-Won Kim

### ABSTRACT

In scroll compressors, there are two major noise sources. Structural path : excitation of the compressor housing by unbalance forces and forces generated by compression cycle. Gas cavity path : excitation of top cap by discharge gas pulsation. In this study, in order to analyze the radiated noise generated by the discharge gas pulsation, FEM/BEM model of the top cap is established. Measured pressure of discharge pulsation is introduced in the FEM model as the excitation and vibration response is calculated. Radiated sound pressure is then obtained by BEM method based on this vibration response. Results are compared with the measured data. It is shown that the trend of the noise radiation can be predicted in this approach.

### 1. 서론

압축기는 냉동 공조 기기의 성능 및 효율을 결정짓는 핵심 부품인 반면, 동시에 전체 공조 시스템의 품질 고급화를 저해시키는 중요한 요소인 진동과 소음 문제 발생의 원인이 되므로 이에 대한 많은 연구가 진행되어 왔다.

일반 가정용 에어컨에 사용되는 압축기는 주로 밀폐형 압축기로서, 왕복동식 압축기와 로타리식 압축기가 주로 생산되어 왔으며, 최근에 이들의 단점을 보완한 스크롤 압축기가 개발되고 있다. 왕복동식이나 로타리식과 같은 기존의 압축기와는

달리 스크롤 압축기는 밸브가 필요 없고 구조가 비교적 간단하여 고효율, 저소음 및 저진동의 효과를 얻을 수 있는 장점을 가지기 때문에 최근 제작사들로부터 많은 주목을 받고 있다.

밀폐형 압축기의 소음은 내부 여러 소음원이 복합되어 압축기 셸을 진동함으로써 발생한다. 그 경로는 크게 내부 부재의 회전 운동에 따른 기계적인 가진력에 의한 소음과, 토출 냉매의 압력 맥동에 의해 상부 캡이 진동하여 발생하는 방사 소음으로 나눌 수 있다. 이진갑<sup>(1)</sup> 등은 실험적인 방법을 통해 스크롤 압축기의 주요 소음 경로 및 소음 발생 메커니즘을 규명한 바 있다.

압축기의 소음 해석을 위해서는 주로 유한 요소법 및 경계 요소법이 적용되고 있다. Zhou<sup>(2)</sup> 및 Biscaldi<sup>(3)</sup> 등은 왕복동식 압축기와 로타리식 압축

\* 고려대학교 기계공학과 대학원

\*\* 고려대학교 기계공학과

기와 같은 밀폐형 압축기에 이와 같은 해석 방법을 적용하여 방사 소음을 예측할 수 있음을 보였다.

본 연구에서는 패키지 에어컨에 사용되는 3 마력급의 입형 스크롤 압축기를 대상으로, 주요 소음 경로중 하나인 상부 캡의 방사 소음을 해석하기 위하여 상부 캡의 유한 요소/경계 요소 모델을 구성하였다. 실험을 통해 측정된 압력을 가진력으로 상부 캡의 주파수 응답 해석이 수행되며, 이 응답을 경계 조건으로 하여 음압이 계산된다. 해석에는 상용 패키지인 MSC/NASTRAN<sup>(4)</sup>과 COMET/ Acoustics<sup>(5)</sup>가 이용되었다. Fig. 1은 본 논문의 해석 과정을 순서대로 나타낸 것이다. 이와 같은 접근에 의해 해석 모델이 확립되면 향후 소음 제어나 설계 변수의 민감도 해석 등에 이를 활용할 수 있을 것이다.

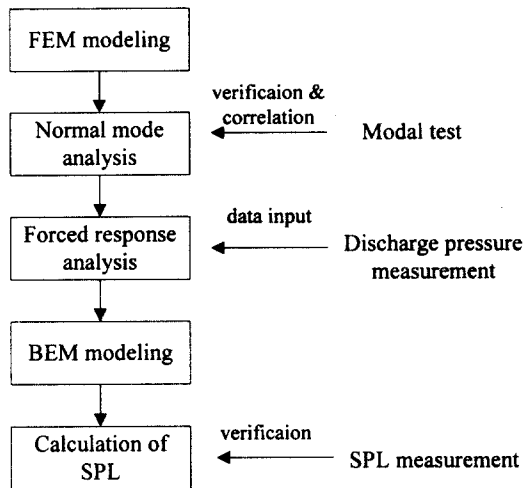


Fig. 1 Flow chart of the analysis procedure

## 2. 유한 요소 해석

### 2.1 모드 해석

압력 맥동에 의한 상부 캡의 진동 응답을 구하기 위한 전단계로서 상부 캡 부분만을 쉘 요소로

모델링하고 모드 해석을 수행하였다. Fig.2는 I-DEAS를 이용하여 만든 모델을 보인 것이다. 상부 캡의 하단은 본체와 용접되어 있는데, 이 부분의 경계 조건으로 x, y, z의 세 방향을 구속시켰다.

이 모델을 검증하기 위하여 모드 시험을 하고 그 결과를 유한 요소 해석을 통해 얻은 고유 진동수 및 모드 형상과 비교하였다. Table 1은 모드 시험과 해석을 통해 얻은 고유 진동수를, Fig. 3은 모드 형상을 각각 비교한 것이다. Table 1에서 보는 바와 같이 1차 모드는 거의 일치하며 4차 모드에서 가장 큰 오차(7.6%)가 발생한다. 3차 모드는 토출 파이프 부분의 모드이므로 시험에서는 나타나지 않는다.

한편, 모드 시험 데이터로부터 추출된 댐핑 계수( $\zeta = 1.5\%$ )를 유한 요소 모델에 포함시키면 상부 캡의 주파수 응답 함수를 계산할 수 있다. Fig. 4는 주파수 응답 함수의 계산 위치를, Fig. 5(a) 및 Fig. 5(b)는 주파수 응답 함수의 실험치와 계산 결과를 비교한 것이다.

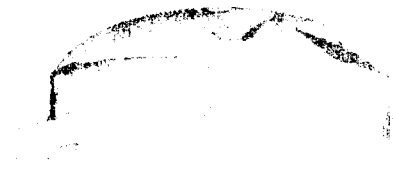


Fig. 2 Finite element model of the top cap

Mode No.	FEM	Experiment	Error(%)
	Freq.(Hz)	Freq.(Hz)	
1	2789	2783	0.2
2	3088	2895	6.7
3	3188	-	-
4	3793	3525	7.6
5	4328	4125	4.9

Table 1. Comparison of Natural frequencies between experiment and FEM

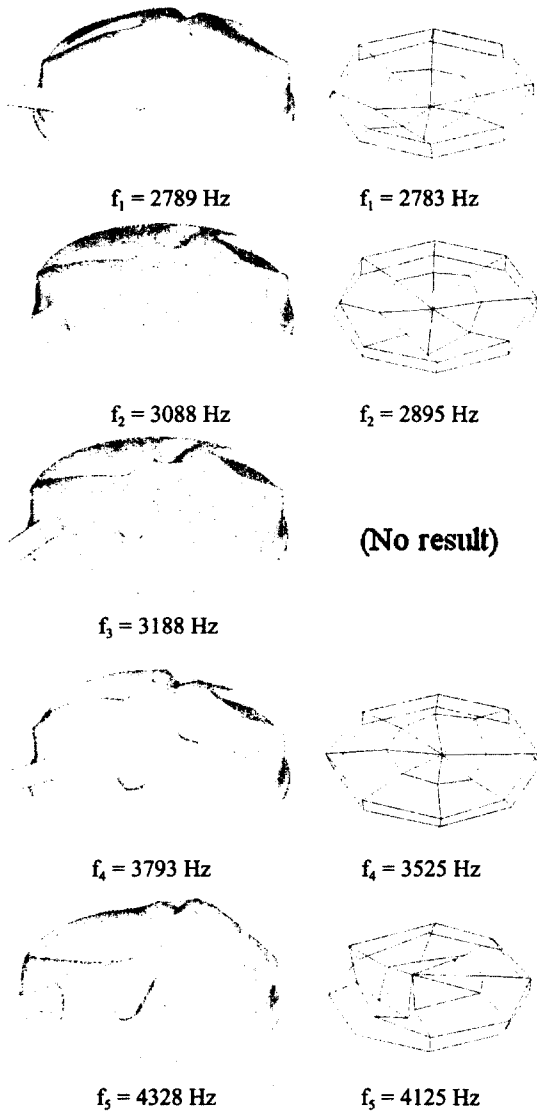


Fig. 3 Comparison of mode shapes between FEM and experiment

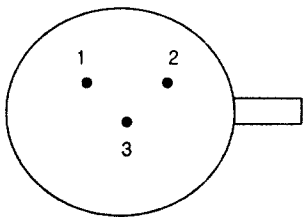
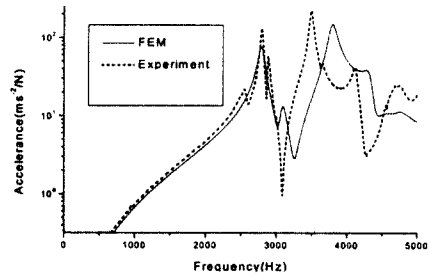
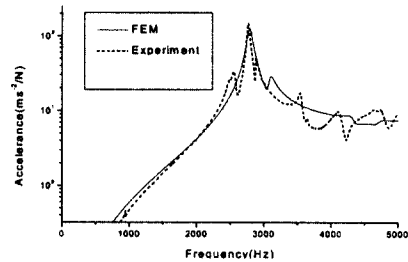


Fig. 4 Calculation points of FRF



(a)  $H_{12}$



(b)  $H_{13}$

Fig. 5 FRF curves

Fig. 5에서 보는 바와 같이 3000 Hz까지는 잘 일치하나, 3000 Hz 이상에서는 4차 모드(3525 Hz)의 오차로 인해 차이가 생김을 알 수 있다. 소음의 주요 주파수가 2600 Hz 부근임을 감안할 때에 이 오차가 크게 문제 되지 않을 수 있으나, 향후에 보다 높은 주파수 대역의 해석을 위해서는 모델의 개선 작업이 필요할 것으로 생각된다.

## 2.2 주파수 응답 해석

운전 실험을 통해 측정된 상부 캡 내부에서의 토출 압력<sup>(1)</sup>을 가진력으로 하여 상부 캡의 진동 응답을 계산하였다. 이 때, 토출 압력만이 상부 캡을 가진하는 유일한 가진원이며, 상부 캡 내부의 압력은 상부 캡 내의 모든 면에서 균일하다고 가정하였다. 측정된 토출 압력을 20 Hz 구간으로 나누어 구간별 평균치를 내고, 이를 유한 요소 모델의 가진력으로 하여 MSC/ NASTRAN에서 주파수 응답 해석을 수행하였다. Fig. 6은 입력 변수인 토출

압력이고, Fig. 7은 해석 결과(상단에서의 가속도)를 실험치<sup>(1)</sup>와 비교한 것이다. 토출 맥동에서 나타나는 1600 Hz 및 2600 Hz 부근의 피크가 진동 응답에 큰 영향을 주는 것을 볼 수 있다. 유한 요소 해석에 의한 값이 실험치와 그 경향은 대체로 비슷하나 전체적으로 실험치보다 값이 크게 계산되었음을 알 수 있다.

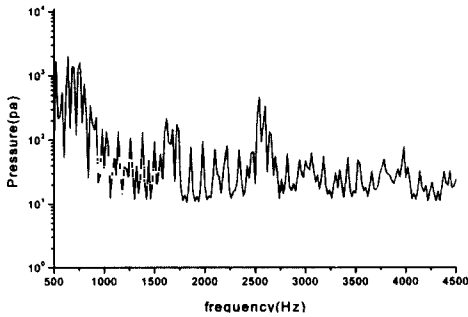


Fig. 6 Discharge pulsation

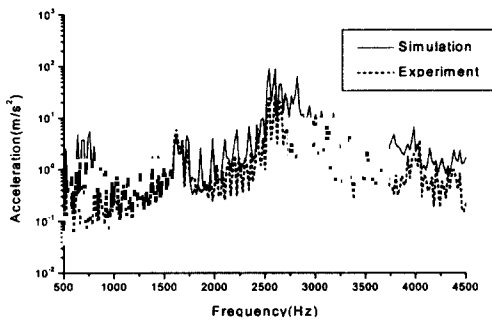


Fig. 7 Vibration response

### 3. 경계 요소 해석

2.2 절에서 구한 상부 캡 표면에서의 속도를 경계 조건으로 하여 COMET/Acoustics에서 경계 요소 해석을 수행하였다. Fig. 8은 상부 캡의 경계 요소 모델을 나타낸 것이다. 위쪽으로 10 cm 떨어진 지점에서의 방사 음압을 계산할 수 있도록 하였고, 계산 속도 및 메모리 사용 면에서 장점을 가진 간접 경계 요소법을 사용하였다. Fig. 9에는 해석을 통해 계산된 SPL(sound pressure level)이 실험<sup>(1)</sup>을

통해 측정된 값과 비교되어 있다.

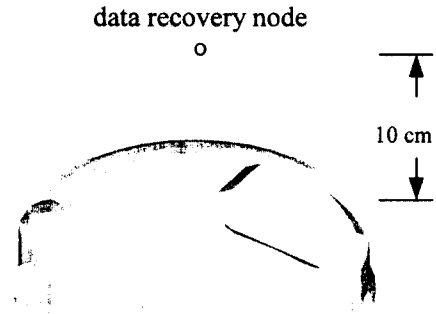


Fig. 8 Boundary element model of the top cap

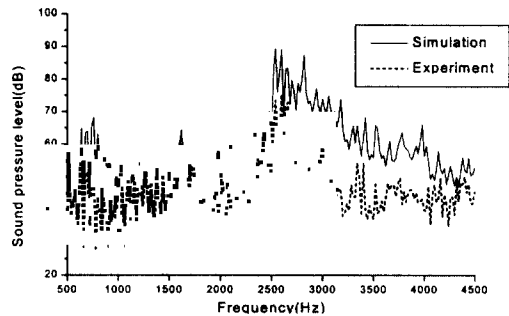


Fig. 9 SPL of the radiated noise

### 4. 결과 분석 및 고찰

Fig. 9에서 보는 바와 같이 1600 Hz 및 2600 Hz 부근에서 나타나는 소음의 피크들이 해석 상에도 잘 나타나며, 해석 결과와 측정치의 경향성은 대체로 일치하고 있다. 그러나 크기에 있어서는 해석 결과가 실험에 비해 값이 크게 계산되었다. Fig. 7과 Fig. 9를 비교하여 보면 구조 해석에서 발생하는 오차가 소음 해석에 그대로 반영되고 있는데, 이는 소음의 오차가 대부분 구조 해석 부분에서 발생함을 말해 준다. 따라서 보다 정확한 해석을 위해서는 유한 요소 모델의 개선 작업이 필요할 것이다.

유한 요소 모델에서 오차를 발생시키는 원인으로는 용접 부위와 토출 파이프 부분의 경계 조건이 실제와 다름으로 인해 생기는 동특성의 변화들 수 있다. 특히 토출 파이프는 운전 시 호스와 연결되는 부분으로, 해석이나 모드 시험에서 고려하지 않은 감쇠 효과를 가져올 수 있다. 또한, 토출 압력이 모든 면에 균일하게 작용한다고 가정했으나 이와 달리 부분별 크기, 위상 차이가 응답에 영향을 미칠 가능성, 압력 맥동 이외의 가진원들이 영향을 미칠 가능성 등도 생각해 볼 수 있다.

#### **4. 결론**

유한 요소법에 의한 주파수 응답 해석을 통해 스크롤 압축기 상부 캡의 진동 응답을 계산하고, 이를 이용하여 경계 요소법에 의한 방사 소음 예측을 시도하였다. 계산된 값과 실험 데이터를 비교함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유한 요소/경계 요소 해석을 통해 상부 캡으로부터 방사되는 소음의 주파수별 경향성을 예측할 수 있었다.
- (2) 해석 결과 발생하는 오차는 대부분 구조 해석 시에 발생하므로 정확한 소음 해석을 위해 유한 요소 모델의 정확성이 요구된다.

#### **후기**

본 연구는 한국 학술진흥 재단이 지원한 열펌프 핵심 요소의 고효율화 설계 기술 연구의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### **참고 문헌**

- (1) 이진갑, 이동수, 이병철, 1999, “스크롤 압축기 소음원의 실험적 규명”, 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 710~716.
- (2) W. Zhou, J. Kim, 1996, “Prediction of the Noise Radiation of Hermetic Compressors Utilizing the Compressor Simulation Program and FEM/BEM Analyses”, Proceedings of the International

- Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 587~592.
- (3) E. Biscaldi, A. Faraon, S. Sarti, 1998, “Numerical Prediction of the Radiated Noise of Hermetic Compressors under Simultaneous Presence of Different Noise Sources”, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 337~342.
- (4) The MacNeal-Schwendler Corporation, 1993, “MSC/NASTRAN Basic Dynamic Analysis User’s Guide”
- (5) Automated Analysis Corporation, 1995, “COMET/Acoustics User Document”