

## 왕복동 압축기의 고주파수 대역 소음 저감

이진우\* · 이제원\* · 주재만\*

### Noise Reduction of a Reciprocating Compressor in a High Frequency Range

Jin Woo Lee\*, Jeawon Lee\*\*, Jae Man Joo\*\*

**Key Words** : high frequency noise(고주파 소음), vibration power(진동 파워), radiation noise(방사 소음), reciprocating compressor(왕복동 압축기), operating deflection shape(ODS).

#### ABSTRACT

This paper introduces works performed for reducing high frequency noise of a reciprocating compressor. Noise in a high frequency range strongly affects sound quality as well as increases total noise level of the compressor. In order to reduce the noise, two different works were carried out: the first work was to measure the vibration power transferred through suspension spring and discharge pipe; and the second one was to obtain operational deflection shape from cross-power spectrum measured on shell. Based on the information, Adequate structural modification of the transfer path and shell resulted in noise reduction in a high frequency range

#### 1. 서론

최근 웰빙 시대를 맞이하여 다양한 프리미엄급 전자제품들이 출시되고 있다. 각 프리미엄 제품들의 수준을 결정하는 요소로서, 성능과 더불어 빼놓을 수 없는 것이 바로 소음이다. 특히, 지배적인 소음원인 압축기가 내부에 장착되어, 계절에 관계없이 24시간 운전되는 냉장고의 소음은 소비자들의 생활과 가장 밀접한 관계를 갖는다. 그리고, 가칭 주파수 대역의 전체 소음 레벨을 줄이는 것 못지않게, 고주파 대역 소음은 전체 소음 레벨에 대한 기여도가 작다 하더라도 소비자의 귀에는 굉장한 거슬리게 들린다. 이런 고주파 대역의 냉장고 소음을 줄이기 위한 다양한 소음 저감 방법들이 각 압축기의 특징에 따라 제시되고 있다[1-6].

일반적인 냉장고에 사용되는 왕복동 압축기(reciprocating compressor)의 소음은 크게 세 가지로 분류된다. 첫 번째, 압축기 내부 부품의 진동에 의해 발생하는 구조기인 소음은 단품들 사이의 상대운동 중에 일어나는 충돌, 회전체 질량의 불 평형, 마찰 등에 의해 발생된다. 두 번째, 압축기 공동의 음향 공진에 의해 발생하는 소음으로 주로 흡입 파이프(suction pipe)의 압력 맥동에 의해 가진 되는 경우가 많다. 세 번째, 압축기의 토출 파이프에서 주로 발생하는 난류(turbulence)나 압력 맥동(gas pulsation)으로 나타나는 유동 소음이다. 이렇게 발생하는 소음은 모두 압축기의 외부를 둘러싸는 셸(shell)을 통해 투과되거나 방사되어 외부로 전달되게 된다. 따라서, 내부 진동이 셸로 전달되는 경로로 추정되는 토출 파이프(discharge pipe)나 서스펜션 스프링(suspension spring)의 진동 전달 파워를 측정하는 것과 셸의 동특성을 정확히 파악하여 고주파 대역 소음과의 연관성을 밝히는 것이

\* 삼성전자 가진 연구소

\*\* 삼성전자 가진 연구소

E-mail : jw062.lee@samsung.com

중요하다.

본 논문에서는 전달계의 진동 특성과 운전 중의 셸 진동 특성을 파악하여, 고주파 소음을 저감시킬 수 있는 방안을 소개한다. 전달계의 진동 파워를 계산하기 위해서, 특별히 고안된 실험 장치를 사용하였으며, 계산된 전달력을 이용하여 FEM과 BEM 해석을 수행하였다. 그리고, 셸의 진동 특성을 파악하기 위해서, 운전 중인 압축기에서 측정된 소음과 진동 신호에 대해 주파수 분석을 먼저 수행하였다. 아울러, 고주파 대역 소음과 연관성이 높은 진동 주파수 대역의 진동 모드를 파악하는 실험과 방사 소음의 방향성을 알기 위한 음향 인텐시티 측정 실험을 수행하였다. 또한, 해당 주파수 대역의 ODS (Operational Deflection Shape) 해석을 수행하여, 해당 모드에서 진폭이 가장 큰 지점을 찾았다. 이 결과를 바탕으로 적절한 변경을 통해 문제의 고주파 대역 소음을 저감시킬 수 있었다.

## 2. 압축기 진동 전달 파워 및 방사 소음 해석

### 2.1 압축기 진동 전달 파워 해석

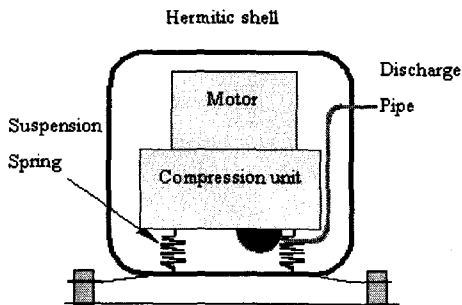


Fig. 1 A reciprocating compressor

Fig.1과 같은 왕복동 압축기의 소음원은 일반적으로 밀폐된 압축기 shell 내부에 위치해 되므로, 결국에는 셸(shell)이 압축기 소음의 최종 매개체가 된다. 이때 구조기인 소음의 경우에는, 압축기 내부 기구부를 지탱하고 있는 서스펜션 스프링과 토출 파이프가 내부의 진동을 셸로 전달하여 외부 방사 소음을 야기하는 주된 전달 경로이다. 본 연구에서는 서스펜션과 토출파이프를 통해 전달되는 진동 전달 파워를 측정하기 위해 Fig. 2와 같이 실험 장치를 구성하였다.

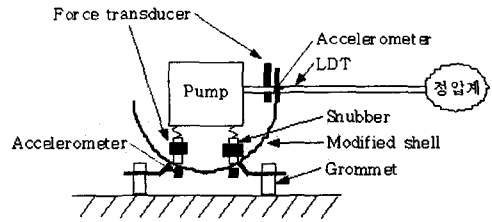
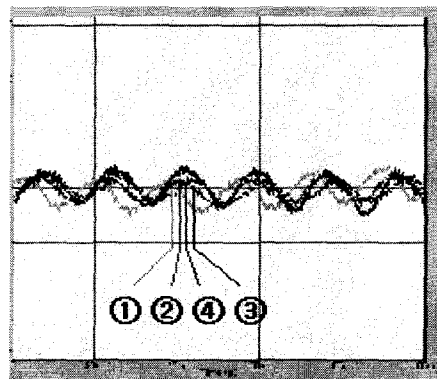
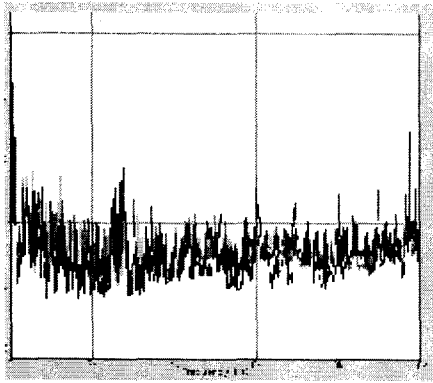


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental set-up

압축기 구조기인 소음의 주 전달 경로인 서스펜션과 토출파이프에 대해 각각 힘 센서(Force transducer)와 가속도계를 장착하여 진동 파워를 계산하였다. 이때 4개의 서스펜션 스프링에 대해서는 일차원 힘센서를 수직 방향으로 장착하여 스프링의 주축 방향으로 전달되는 진동 파워를 측정하였으며, 토출 파이프의 경우에는 셸에 접선(tangential) 방향으로 2개의 힘 센서와 가속도계를 각각 설치하였다. 셸의 법선 방향에 대한 측정은 실제로 실험 장치를 구성하는데 어려움이 있을 뿐 아니라, 기존의 연구를 통해 법선 방향의 기여도가 상대적으로 매우 작다고 알려져 있으므로 본 연구에서는 제외하였다. Fig.3에는 서스펜션 스프링을 통해 전달되는 진동 전달력을 보였다. 압축기를 위에서 봤을 때, 토출 파이프가 연결되는 부분을 ①이라고 하고, 반시계방향으로 ②, ③, ④를 위치시킬 때 Fig. 3-(a)에서 보는 바와 같이 압축기 기구부는 운전 주파수인 60Hz 주기로 8 자 형태를 그리며 진동한다. 그리고 60Hz의 주 진동 위에 실린 고주파 성분들, 특히 Fig. 3-(b)의 2~2.5k Hz 성분들이 본 연구에서 저감시키고자 하는 주 성분이다.



(a) Time domain responses



(b) Frequency domain responses  
Fig. 3 Transmitted force through the suspension springs

측정된 전달력과 가속도를 이용하여 각 전달계 별로 진동 전달 파워를 계산하였다. Fig. 4에 보인 바와 같이, 서스펜션 스프링과 토출 파이프를 통해 전달되는 진동 파워를 부재별로 더하여 비교해보면, 5k Hz 이상의 고주파 성분들은 서스펜션 스프링을 통해 전달되는 부분이 상대적으로 많은 것을 알 수 있다. 이것은 토출 파이프를 둘러싸고 있는 댐핑 스프링의 효과인 것으로 판단되었다. 그러나 본 연구에서 관심을 가지고 있는 2.5k Hz 대역은 서스펜션 스프링을 통한 전달 파워가 조금 더 크기는 하지만, 두 전달 경로의 기여도가 큰 차이는 없는 것으로 나타났다.

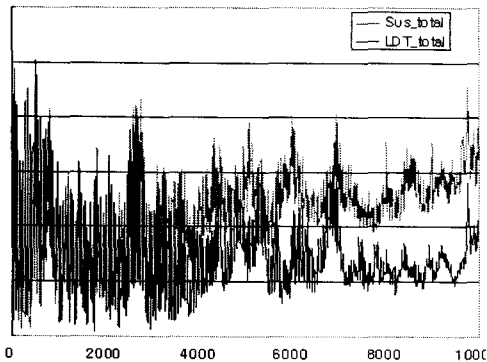


Fig. 4 Transmitted power through the suspension spring(blue) and discharge pipe(pink)

## 2.2 압축기 방사 소음 해석

2.1절에서 측정 계산된 진동 전달력을 이용하여 FEM

을 통해 셀의 주파수 응답을 계산하였다. 계산된 셀의 진동 속도를 BEM의 표면 법선 속도(surface velocity)로 주어 방사 소음을 해석하였다. 반무향실에서 측정된 소음 실험 결과와 비교하여 유효성이 검증된 해석모델(Fig. 5)을 이용하여 전체적인 압축기 소음 방사 패턴을 해석하고, 이를 Fig. 6에서 Sound Camera를 이용하여 측정된 결과와 비교하였다.

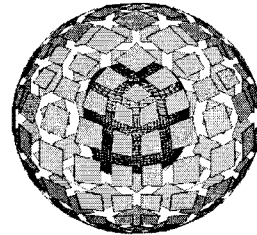
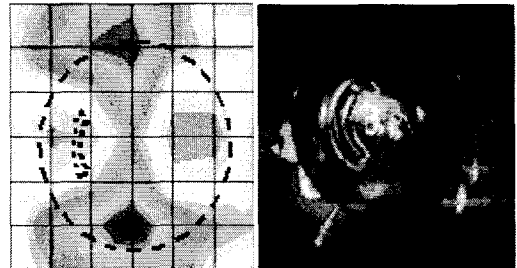
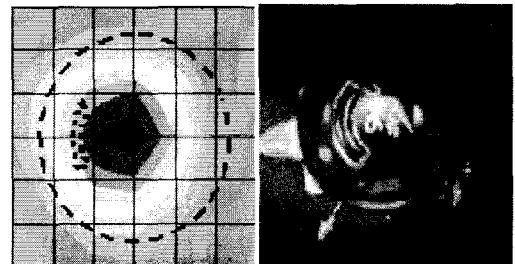


Fig. 5 Numerical model



(a) 2.0k Hz



(b) 2.5k Hz

Fig. 6 Sound radiation pattern between numerical analysis and experiment (sound camera)

## 2.3 개선 설계

진동 전달 파워 측정 및 해석을 통해 2~2.5k Hz 대역의 소음은 대부분 압축기 내부의 고주파 진동 성분이 서스펜션 스프링과 토출 파이프를 통해 셀로 전달되어진 후, 외부로 방사되는 것으로 확인되었다. 이 대역의 경우

에는 압축기 내부의 cavity를 전형 고려하지 않고 해석을 수행하였음에도 그 결과가 실험 결과와 매우 잘 일치하므로 구조기인 소음이 주 요인이라는 것을 다시 한번 확인할 수 있었다. 본 연구에서는 관심 주파수 대역의 소음을 저감하기 위하여 압축기 기구부에 대한 연구를 통해 근원적인 소음원을 밝혀내는 한편, 우선은 전달계에 대한 재설계 등을 통하여 진동 전달 파위를 저감하는 연구를 진행하였다. Fig. 7에서는 전달계 재설계를 통해 고주파 소음을 개선한 결과를 보였다.

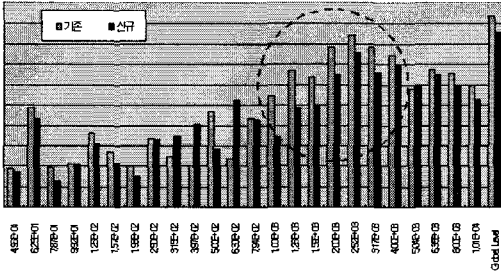


Fig. 7 Design modification to reduce the high frequency noise (2 ~ 2.5 k Hz band)

### 3. ODS 측정을 통한 쉘의 방사소음 저감

#### 3.1 왕복동 압축기의 소음/진동 특성

5개의 운전 주파수에 대해서, 칼로리미터가 연결된 반무향실에 놓인 왕복동 압축기 주변의 2개 지점에 위치한 마이크로폰(microphone)으로 압축기의 소음을 측정하였다. 각 마이크로폰은 압축기 표면으로부터 150mm 떨어져 있으며, 터미널(terminal)을 기준으로 반 시계 방향으로 90도씩 떨어진 지점을 A점, 그리고, 윗면 중심에서 150mm 떨어진 곳(T점)에 마이크로폰을 위치시켰다. 아울러, A점, T점 방향에 위치한 일축 가속도계로 운전 중인 압축기 쉘의 진동 신호도 측정하였다.

Fig. 8은 운전 주파수에 따른 두 점의 소음과 진동 특성을 나타낸 그림이다. 1/3 Octave band별로 분석해 볼 때, 2000Hz 대역(1800 ~ 2240 Hz)의 소음도 두 점에서 상당히 높고, 3150Hz 대역은 A점에서 높게 측정되었다. 또한, 6300Hz 대역의 소음의 T점에서 지배적으로 나타나고 있다. 그리고, 모든 측정점에서 2500Hz 대역(2240 ~ 2800Hz)의 소음이 상당히 높았고, 진동 신호에서도 같은 특징을 나타내고 있다. 따라서, 이 대역의 소음은 쉘의 진동 모드와 상당히 큰 관계가 있을

을 알 수 있었다.

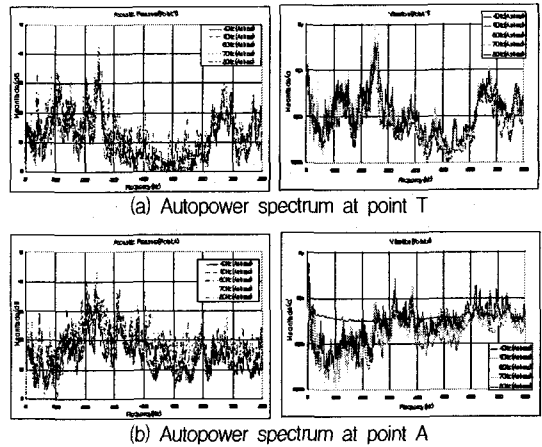


Fig. 8 Frequency characteristics of noise and vibration at two points

#### 3.2 왕복동 압축기의 음향 인텐시티 측정

2500Hz 부근에서, 압축기 소음의 방향성을 파악하기 위해서, 운전 중인 압축기의 음향 인텐시티를 측정하였다. 윗면 T점을 중심으로, 표면에서 40mm 떨어진, 가상의 동심원 위에 각 12점의 측정점을 선정하여 쉘 표면에서 수직한 방향의 인텐시티를 측정하였다. 측정점과 표면과의 거리는 40 mm 였다.

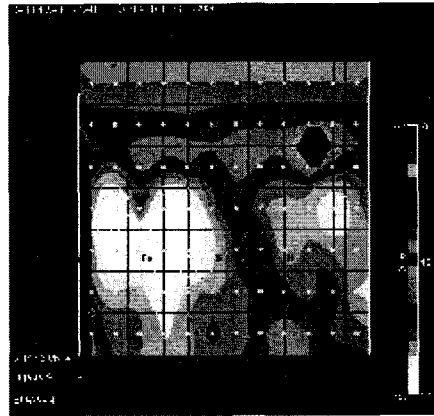


Fig. 10 Sound intensity map at 2.5k Hz

Fig. 9는 2500Hz 대역의 인텐시티 맵을 나타낸 그림이다. 터미널(terminal)을 중심으로 양쪽의 인텐시티 값이 아주 높고, 윗면의 인텐시티도 여기에 미치지 못하지만 상당히 높다. 근접음장에서 측정된 인텐시티

맵이므로, 인텐시티 값이 높은 지점은 그 부분의 진동이 상당히 높다는 추측을 할 수 있다.

### 3.3 왕복동 압축기 셸의 진동 특성

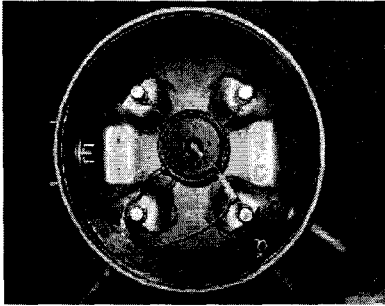


Fig. 11 A small speaker mounted at shell

셸의 진동 고유주파수와 해당 고유 모드 특성을 파악하기 위해 모달 실험을 수행하였다. 셸의 거동을 정확히 파악하기 위해서, 펌프부와 모터부를 제외한 그로멧(Grommet), 브라켓(Bracket)과 셸(shell)로 구성된 시스템에 대해 실험을 수행하였다. Fig. 11 에서 보는 것과 같이 셸의 전면을 고르게 가진하기 위해서, 소형 스피커를 셸 내부에 장착하고 다이어프램 중앙에 아주 가벼운 가속도계(0.5g)를 부착하여 입력 신호를 측정하였다. 내부에 장착된 스피커로 셸(shell)을 가진 하여 86개점의 진동신호를 측정하여 주파수 응답함수를 얻었다. 측정에 사용된 가속도계(PCB-352c22; 0.5g)는 질량의 영향을 무시할 정도로 작았다.

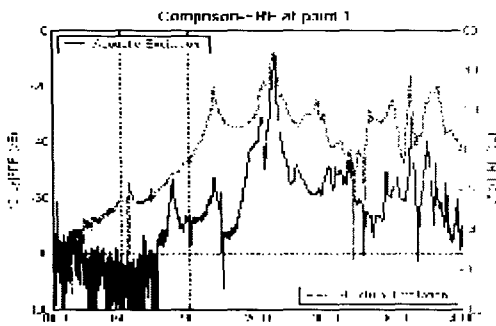
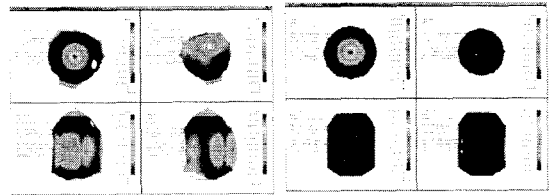


Fig. 12 F.R.F. at point 1 for two exciting sources

시험에 사용된 입력신호는 0 ~ 6400Hz까지 고르게 가진되는 특성을 가지는 랜덤 신호(random signal)이었고, 사용된 스피커는 400 Hz ~ 40000 Hz를 고르게

가진되는 특성을 가지고 있었다. 임팩트 해머를 이용하여 몇 개 지점의 주파수 응답함수를 측정하여, 스피커 가진에 의한 응답함수와 비교하였다(Fig. 12)

Fig. 12에서 보는 바와 같이 2000Hz 이상에서, 여러 개의 고유 주파수가 존재하지만 앞서 정의했던 고주파 소음에 관계있는 피크주파수는 2538 Hz와 2632 Hz였고, 이에 해당하는 고유모드를 Fig. 13에 나타내었다. 첫 번째 모드는 옆면과 윗면이 동시에 강하게 움직이는 모드이고, 두 번째 모드는 윗면만 강하게 거동하는 모드이다.



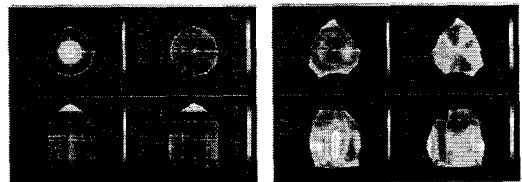
(a) 2538 Hz

(b) 2632 Hz

Fig. 13 Natural modes

### 3.4 왕복동 압축기의 ODS 실험 해석

앞서 수행한 실험 모달 해석을 통해서 압축기를 둘러싸는 셸의 고유주파수와 고유모드를 알 수 있지만, 실제 운전 중인 압축기의 셸 진동은 이와 함께 셸의 내부 표면에 작용하는 외력의 영향도 받는다. 따라서, 운전 중인 압축기의 거동, 즉 ODS(Operating Deflection Shape)를 측정하는 것이 중요하다. 이를 위해, 본 실험에서는 크기와 위상을 동시에 측정할 수 있는 상호상관 스펙트럼함수 (Crosspower spectrum)를 측정하였다.



(a) ODS including a top point

(b) ODS excluding a top point

Fig. 14 Operating deflection shape at 2.5 kHz

Fig. 14-(a) 중심 주파수 2500Hz(1/3 옥타브 밴드)의 ODS를 나타낸 것이다. 기준 가속도계가 윗면에 존

제하므로, 다른 곳 보다 상대적으로 큰 거동을 나타내고 있다. 그래서, 그 점의 상호 상관 파워 스펙트럼을 제외하고, 다시 해석한 결과를 Fig. 14-(b)에 나타내었다. 옆면 중, 몇 개의 특정 위치의 진동이 크게 나타나고 있다. 즉, 이 점의 진동을 저감시키면, 2500Hz 대역의 진동에 의한 소음이 감소 될 수 있음을 예상할 수 있었다.

앞선 실험의 결과로 볼 때, 2500Hz 대역에서 진폭이 큰 지점의 진동을 억제했을 경우의 소음을 측정하여, 2500Hz 대역의 소음과 전체의 소음 레벨을 비교하였다. 소음을 측정하는 위치를 고려할 때, 윗면의 진동 저감은 T점의 소음 저감으로 이어지고, 옆면의 진동 저감은 A점의 소음 저감으로 이어질 것으로 예상할 수 있었다. 그래서, 진동 억제를 위하여, 해당 지점에 부틸 고무를 부착하였다.

윗면에 부틸 고무를 붙였을 경우에 2500Hz 대역의 소음은 8.7 dBA(T점), 전체 소음은 2.5 dBA(T점) 감소하였다. 그리고, 옆면에 같은 부틸 고무를 부착했을 경우에는 2500Hz 대역의 소음은 2.2 dBA(A점), 전체 소음은 1.6 dBA(A점)저감되었다. 아울러, 동시에 윗면과 옆면에 부틸 고무를 붙였을 경우에는, 2500Hz 소음은 8.3dBA(T점), 3.0 dBA(A점) 감소하였고, 전체 소음은 2.4 dBA(T점), 1.2 dBA(A점) 감소하였다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 왕복동 압축기의 고주파 소음을 저감시키기 위해 수행한 2가지 방법을 소개하였다. 압축기 내부에서 발생되어 토출 파이프와 서스펜션 스프링으로

전달되는 진동을 억제하는 방법과 쉘의 진동 억제를 통한 방사소음을 저감시키는 방법을 적용하여 고주파 소음을 저감시킬 수 있었다.

#### 참고문헌

- (1) Q. Xinghua, 1986, "To reduce impact noise of the valve by using silent valve plate," Purdue Conference Proceedings pp. 607~622.
- (2) J. Blass, G. Williamson and T. Quellhorst, 1986, "Vibration and noise control of reciprocating compressors and applications," Purdue Conference Proceedings pp. 1092~1115.
- (3) J. Lee, J. Kim, 2000, "Sound transmission through cylindrical shell of hermetic compressors," Purdue Conference Proceedings pp. 933~940
- (4) N. Dreiman, D. Collings, M. Diflora, 2000, "Noise reduction of fractional horse power hermetic reciprocating compressor," Purdue onference Proceedings pp. 949~956
- (5) T. Nagao, H. Sasano, S. Yanase, J. Yabiki, H. Iwai, T. Ide, 2000, "Noise reduction of a high efficiency reciprocating compressors," Purdue Conference Proceedings pp. 607~622
- (6) G. Buligan, M. D. Libera, A. D. Prampero, M. Lamantia, A. Pezzutto, 2002, "Shell optimization through vibro-acoustic analysis," Purdue Conference Proceedings C14-5