

SEA를 이용한 셸과 실린더의 최적 용접 조건

Optimum Welding Position between Shell and Cylinder based on SEA

안 병 하[†] · 이 장 우* · 양 보 석**

Byoung-Ha Ahn, Jang-Woo Lee and Bo-Suk Yang

(2003년 9월 2일 접수 : 2004년 4월 8일 심사완료)

Key Words : SEA(통계적 에너지 해석법), Structural Loss Factor(구조결합손실계수), Loss Factor(손실계수), CLF(결합손실계수), Rotary Compressor(로터리 압축기), Welding Point(용접점), Reverberation Time(잔향 시간), Shell(셸), Modal density(모드밀도), NAH(근접 음향 홀로그래피)

ABSTRACT

The overall aim of this paper is to determine coupling loss factor of welding point between shell and cylinder using loss factor and structural loss factor. For this purpose, two kinds of loss factor were adopted. One is loss factor of each sub structure, another is structural loss factor based on the complex welded or assembled structure. Using these two parameters, it is possible to derive the coupling loss factor which represent characteristic condition of SEA theory. Coupling loss factor of conjunction in complex structure was expressed as power balance equation. The derived equation for a coupling loss factor has been simplified on the assumption of one way (uni-directional) power flow between multi-sub structures. Using these conditions, it is possible to find the equation of coupling loss factor expressed as above two loss factors. To check the effectiveness of above equation, this paper used two-stage application. The first approach was application between simple cylinder and shell. The next was adopted rotary compressor. Rotary compressor has three main conjunctions between shell and internal vibration part. This equation was applied to find out the optimum welding point with respect to reduce the noise propagation. It shows the effective tool to evaluate the coupling loss factor in complex structure

1. 서 론

어떤 구조물에서 부재들은 용접, 리벳 이음, 볼트 이음이나 끼워 맞춤 등의 방법에 의해 조립되어 구조물이나 기계로서의 역할을 수행한다. 그 중에서 높은 정도를 요구하는 고속, 소형의 기체를 압축하는 기계

는 접합방법, 접합하는 위치나 형태가 제품의 성능, 특히 진동과 소음에 많은 영향을 끼치게 된다. 로터리 압축기나 스크롤 압축기가 대표적인 유체기계로서 냉동 공조용으로 널리 사용되고 있다. 이러한 압축기는 에어컨의 주요 핵심 부품이며, 주거 공간에 비교적 가까이 위치함에 따라서 진동소음에 대한 소비자들의 요구 조건도 타 제품에 비하여 높다. 공조용 압축기는 밀폐형 압축기로서 완전히 셸에 의해서 내부의 압축부를 감싸고 있으며, 셸의 내부가 고압이면 고압식 셸, 저압이면 저압식 구조로 크게 2종류로 구성이 되어 있다.(Fig. 1 참조) 셸의 내부는 모터와 압축부로 구성되어 있고, 압축부는 실린더와 용적변화

[†] 책임저자 : 정희원, LG전자 DA사업본부 연구소
E-mail : ahnbh@lge.com

Tel : (055) 260-3827, Fax : (055) 260-3827

* 정희원, LG전자 DA사업본부 연구소

** 정희원, 부경대학교 기계공학부

를 일으키면서 가스압축이 발생하더라도 누설이 되지 않으며, 여러 부재들이 볼트에 의해 조립되어 있다. 그리고 셸과 실린더 부분은 점 용접을 이용한 지지 구조로 되어 있다. 모터의 고정자도 열 박음을 이용하여 셸과 지지된다. 압축기의 압축부는 저압의 냉매를 흡입하여 압축비만큼 압축을 하게 되고, 과압축 상태에서 토출이 이루어진다. 이때 압축부는 압력 맥동에 의한 진동과 소음을 동반하게 되고, 아울러 기구적인 구조에 의한 진동도 발생하게 된다.

진동원인 압축부를 가지고 있는 실린더가 셸과 인접한 장소에 용접이라는 지지구조로 접합이 되어 있고, 그로 인한 진동전달에 의한 소음 발생이 이 부분에 집중된다. 이 때의 소음 발생 위치에 대한 검증은 Fig. 2에서 보여 주는 NAH를 이용한 소음의 가시화의 결과로부터 하부에서 큰 소음이 발생하고 있음을 알 수 있다.

이와 같이 용접 점을 통한 에너지의 전달과 그 전달로 인한 소음의 발생원을 나타내는 위치가 용접 점과 일치한다. 따라서 용접 점을 통해 타 요소로 흘러 보내는 진동소음에너지의 전달이 용이한 구조로 설계가 이루어 진다면 내부 실린더의 진동레벨이 낮아지고 이로 인한 소음이나 진동에 기여하는 정도는 작아

질 수도 있다.⁽¹⁾ 따라서 내부의 실린더를 기준으로 실린더의 진동소음에너지가 제일 낮은 상태를 유지할 수 있는 최적의 조건을 찾는 것이 문제이다. 또 전달하는 구조로 인해서 많은 에너지를 잃어버릴 수 있으면 더욱더 바람직한 최적 위치가 될 수 있다.

이러한 관점에서 본 연구에서는 기존의 모드해석이나 Mobility를 이용한 용접 최적점의 선정과는 달리 SEA의 에너지 기법을 이용하여 결합 손실계수와 손실계수를 이용하여 실험적으로 최적의 위치를 선정하는 방법에 대해서 수식을 전개하고, 그 결과를 압축기에 적용하여, 실험적으로 검토한 결과를 보고한다.

2. 본 론

여러 개의 부재로 연결된 구조물에 있어서, 일반화된 에너지의 전달 및 수주관계에 대해서 사용되는 Power balance 식은 식 (1)과 같다.

$$P_i = \omega \cdot E_i (\eta_i + \sum_{j=1}^n \eta_{ij}) - \omega \sum_{j=1, j \neq i}^n E_j \eta_{ji} \quad (1)$$

식 (1)에서의 P 는 부재에 가해지는 가진 파워를 나타내고, 가진 파워 P 에 의해서 부재에 발생 되는 에너지 E 는 부재 j 에서의 진동이나 소음 에너지로 나타난다. η_i 는 i 번째 부재의 내부손실계수로, 소음은 흡음률, 진동은 내부손실계수를 나타내고, ω 는 각 가속도를, η_{ij} 는 i 번째 부재에서 j 번째 부재로 전달되는 결합손실계수를 나타낸다.

n 개의 부재 중, 임의의 1개의 부재에 진동이나 음향으로 가진을 한다고 한다면 식 (1)은 식 (2)와 같은 배열로 나타낼 수 있다.

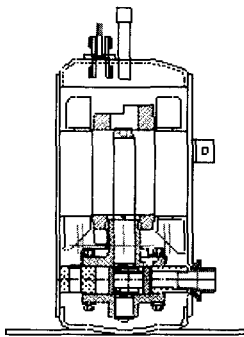


Fig. 1 Cut-off view of rotary compressor

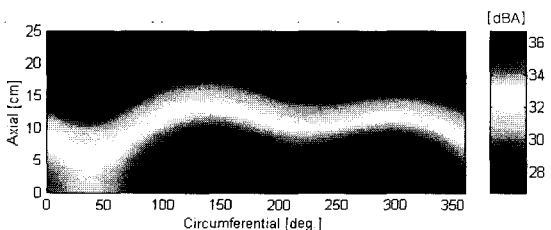


Fig. 2 Near field holography of rotary compressor

$$\begin{pmatrix} (\eta_1 + \sum_{j=1, j \neq 1}^n \eta_{1j}) \cdot n_1 & -\eta_{12} \cdot n_1 & \cdots & -\eta_{1n} \cdot n_1 \\ -\eta_{21} \cdot n_2 & (\eta_2 + \sum_{j=1, j \neq 2}^n \eta_{2j}) \cdot n_2 & \cdots & -\eta_{2n} \cdot n_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{n1} \cdot n_n & -\eta_{n1} \cdot n_n & \cdots & (\eta_n + \sum_{j=1, j \neq n}^n \eta_{nj}) \cdot n_n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1 / n_1 \\ E_2 / n_2 \\ \vdots \\ E_n / n_n \end{pmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{pmatrix} P_1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2)$$

식 (2)는 식 (1)을 배열한 것으로, 배열의 왼쪽 대각선 항을 살펴보면, 내부 손실계수와 결합손실계수의 합에 각 부재의 모드 밀도를 곱한 형태로 표시되어 있으며, 대각선을 제외한 항을 살펴보면 "-"부호가 붙어 있고, 이것은 다른 부재로부터 전달되어 오는 에너지를 나타내는 항으로 표시되어 있다. 따라서 가진 파워가 가해지는 부재를 중심으로 그 주위의 진동이나 소음 전달 상황을 파악하려고 한다면, 힘이 가해지는 부재를 중심으로 한 힘의 평형방정식과 그 외 부재에 관계된 수식으로 분리하는 것이 타당하며, 한 부재를 중심으로 힘이 분산이 된다면 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$P_1 = \omega(\phi_{11}E_1 - \phi_{12}E_2 - \phi_{13}E_3 - \dots - \phi_{1n}E_n) \quad (3)$$

$$\begin{pmatrix} \phi_{22} & -\phi_{23} & \dots & -\phi_{2n} \\ -\phi_{32} & \phi_{33} & \dots & -\phi_{3n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\phi_{n2} & -\phi_{n3} & \dots & \phi_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_2/E_1 \\ E_3/E_1 \\ \vdots \\ E_n/E_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_{21} \\ \phi_{31} \\ \vdots \\ \phi_{n1} \end{pmatrix} \quad (4)$$

만약 여러 부재중에서 한 부재에만 가진력이 작용한다고 가정한다면, 식 (2)는 식 (3)과 식 (4)로 분리될 수 있고, 식 (2)에서 식 (5)와 같이 변수를 대체한다면, 식 (2)를 식 (4)와 같이 표시할 수 있다. 식 (4)는 식 (2)에서 부재1을 제외한 부분에서의 부재 상호간의 power balance 식을 표시한 것이다.

$$\phi_{ij} = \eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ij} \quad (5-1)$$

$$\phi_{ij} = n_j \eta_{ij} \quad (5-2)$$

단,

$$n_{ij} = \begin{cases} n_i/n_j, i \neq j \\ 1, i = j \end{cases}$$

식 (4)에서 에너지의 전파가 가진된 부재로부터 일반적으로 전달되지만 하고 반사되어 돌아오는 에너지가 없다고 가정 한다면, 혹은 가진력이 너무 세어서, 혹은 전달된 부재의 모드 밀도가 너무 작다고 가정한다면, 식 (4)는 식 (6)의 왼쪽과 같이 배열이 바뀔 수 있다. 식 (6)은 식 (5)의 정의를 이용하여 나

타낸 것이다. 즉, 대각선을 제외한 항목은 전부 0으로 표시할 수 있다. 그리고, 이 식을 E_1 으로 나누면 식 (6)이 얻어진다.

$$\begin{pmatrix} \phi_{22} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \phi_{33} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \phi_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_2/E_1 \\ E_3/E_1 \\ \vdots \\ E_n/E_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_{21} \\ \phi_{31} \\ \vdots \\ \phi_{n1} \end{pmatrix} \quad (6)$$

식 (6)을 손실계수와 그 부재에 연결된 부재의 결합손실계수와 내부손실계수의 합으로 표시되어 있음을 알 수 있다. 연결된 부재로 전달되는 계수들의 합과 내부결합손실의 합이라는 것은 구조손실계수와 물리적으로나 수학적으로 같은 의미를 양을 갖게 되므로 η_{total} 로 표시해서 구조손실의 표시로 나타낸다면, η_{total} 과 η_i 의 내부손실계수로서 식 (6)과 식 (3)을 합해서 표시할 수 있다.

$$P_{input} = \omega \eta_{total} E_1 \quad (7)$$

식 (7)은 부재 1에 가해지는 power를 나타내며, 식 (3)과 같은 물리적인 의미를 가지고 있으므로 같이 대입해서 정리한다. 그 때, 식 (6)의 일반식과 식 (5-1)항과 내부 손실계수로 분리해서 정리하고, power series로 전개해서 고차 항을 무시하고, 1차 항만을 고려해서 정리하면 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_{Total} - \eta_{internal} = \sum \frac{n_j}{n_i} \cdot \eta_{ji} \quad (8)$$

식 (8)에서 측정하는 변수가 무엇이며 측정의 편리성에 따라서 모드 밀도와 결합손실계수 사이의 관계식 (9)의 상반조건을 대입하면 좀더 간단한 형태의 수식을 구할 수 있고 실험의 편리성도 도모할 수 있다.

$$n_i \cdot \eta_{ij} = n_j \cdot \eta_{ji} \quad (9)$$

결합 조건에 따라서 수식의 차이는 있으나 고차 항을 무시하고, 실험적으로 가능한 항목을 중심으로 정리한 것이 식 (8)이다. 즉, 어떤 부재에 있어서, 구조결합손실계수와 내부손실계수의 차이는 부재를 연결하고 있는 결합 부재들의 결합 손실 계수들의 합으로

표시될 수 있다는 것이다. 따라서, 여러 부재로 이루어진 구조물에서, 가진 부재를 바꾸어서 복수 부재만큼 가진하여 실험한 후, 그 때 마다 부재의 진동에너지와 입력 파워를 측정하고, 그 결과를 식 (8)을 이용하여 복수개의 배열로 구성할 수 있고, 그 배열을 푼다면 복수 개에 해당하는 부재간의 결합손실계수도 구할 수 있다. 본 연구에서는 단순한 2개의 부재로 가정하여 실험을 수행한다.

3. 실험 및 분석

식 (8)을 이용하기 위해서는 구조손실계수와 내부손실계수를 측정하는 것이 필요하고 또한, 모드 밀도는 실험적으로 각 측정 부재의 모드 측정 결과로부터 산출할 수 있었다. 그리고 실험 조건을 앞에서 가정한 것과 같은 조건, 즉 에너지가 가진된 부재로부터 한 방향으로 흐르고, 반사되어 전달되는 조건이 발생하지 않도록 하는 것이 매우 중요하다. 또 손실계수를 정확하게 측정하는 것도 매우 중요하다. 이러한 조건을 만족시키기 위하여 모래 상자를 이용하여 구조손실계수를 실험하였다. 손실계수들을 정확히 측정하기 위하여 schuroeder 법을 이용하여 잔향시간을 시간 축으로 받아서 이를 적분하여 측정하였고, 이를 바탕으로 손실계수를 계산하였다. 따라서, 구조손실계수를 측정하기 위해서는 조립된 상태, 즉 부재가 여러 개 연결된 상태의 구조물이 필요하고, 내부손실계

수를 측정하기 위해서는 부품상태의 부재가 필요하다.

Fig. 3은 내부손실계수를 측정하기 위한 부재들이다. 먼저 제품에 응용하기에 앞서 수식의 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 3의 왼편의 실린더와 오른쪽의 셸을 나타낸다. 각 부재에 진동센서를 붙이고, 가진을 하게 되면 Fig. 4와 같은 시간축의 진동 감쇠신호를 얻게 되고, 참고문헌 (7)의 식에 따라서 적분하여 잔향시간을 Fig. 5와 같이 구하고 이를 이용하여 손실계수를 참고문헌 (3)을 이용하여 구할 수 있다. Fig. 6(a)는 결합된 위치를 나타내고 Fig. 6(b)는 결합된 실물을 보여 주며 D, C, B, A type순으로 정리되어 있다.

각각의 부재에 대한 내부손실계수의 측정이 완료되면 앞에서 언급한 가정을 만족시키고, 가정 조건을 맞추기 위하여 Fig. 3의 부재를 Fig. 6과 같이 여러 조건으로 만들어서 조립한다. 그리고, 조립된 구조물을 Fig. 7과 같이 모래 상자에 넣고 실린더에서 구조손실계수를 측정한다. 이 경우 모래에 의해서 진동에너지가 흡수되어서 역으로 실린더에 전달되는 에너지가 없다는 가정을 만족시키기 위함이다.

Fig. 8은 식 (8)을 이용하여 용접점의 결합손실계수를 구하고, 그 결과를 나타낸다. 이는 Fig. 4의 A type을 100 %로 하여 정규화한 결과이다.

Fig. 8에서 B type은 1000 Hz와 2500~4500 Hz영

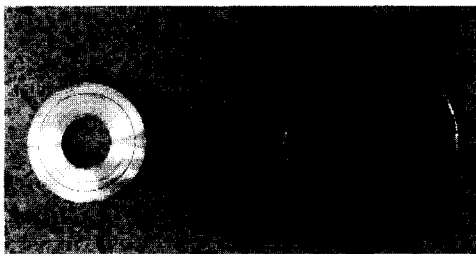


Fig. 3 Sample for internal loss factor

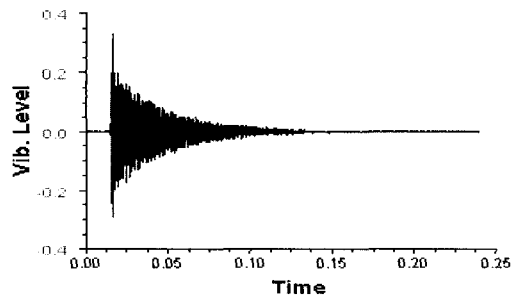


Fig. 4 Time signal of vibration

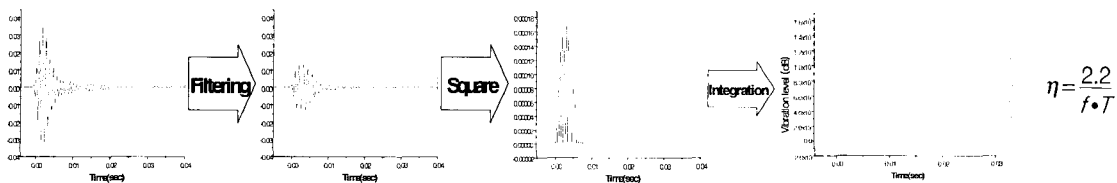


Fig. 5 Calculation of loss factor by Reference (7)

역에서는 가장 높은 결합손실계수를 보여 주고, A type은 2000 Hz와 5000 Hz이상의 고주파 영역에서 다른 결합 조건 보다 좋은 결과를 보여 준다. C type은 나머지 3형태의 용접조건보다 낮은 수치를 보여 주며, D type은 2500~4000 Hz영역에서 높은 결합손

실계수를 나타낸다. A, B, C, D중 A, B, C는 실제 제품과 유사한 조건을 개선하여 설정하였고, D는 선 용접을 대신하여 많은 점용접을 하여 그 특성을 비교 하였다. Fig. 8에서 A와 B의 장점을 모두 채용한다면 가장 바람직한 형태의 용접점, 즉 최적의 위치를 선정하는 것이 가능하다고 볼 수 있다. 제품에서 발생하는 소음원의 주파수가 어디에 존재하는가에 따라서 용접점의 위치도 바뀔 수 있다는 것을 보여 준다.

앞에서 실험한 결과에 따라서 실제로 압축기를 제작하여 B type의 압축기(3대)와 종래의 A type 압축기(2대)를 만들어서 (Fig. 9) 직접 소음 실험을 실시하였다.

Fig. 10은 실제 압축기를 제작하여 소음을 측정 한 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 A type에 비해서 B type의 고주파 부분에서 많은 개선이 이루어졌음을 알 수 있고 Fig. 8의 결과와 비교하여 보았을 때, 고주파의 특성이 개선되는 것에 대해서는 서로 잘 일

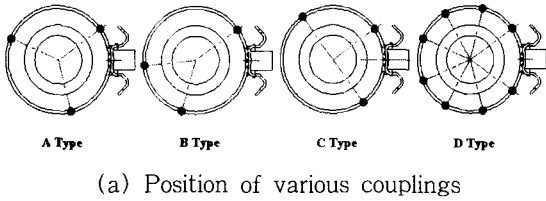


Fig. 6 Various couplings position and samples



Fig. 7 Test specimen for coupling condition in sand box

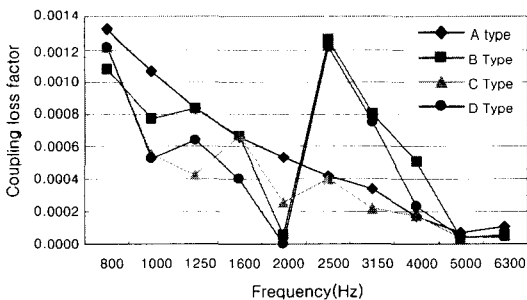


Fig. 8 Test results for samples shown in Fig. 5 and Fig. 6



Fig. 9 Samples of compressor

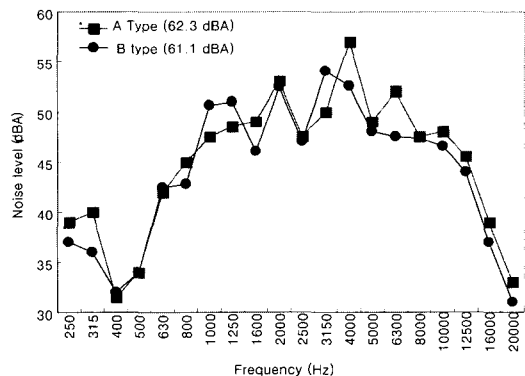


Fig. 10 Results of noise test

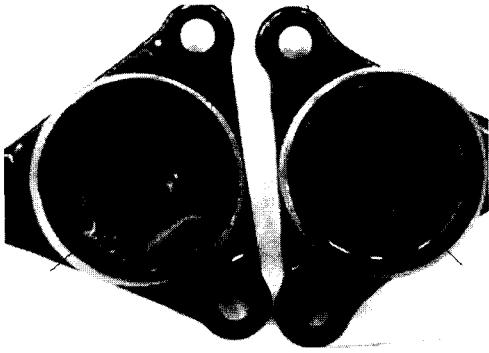


Fig. 11 Picture of welding conditions

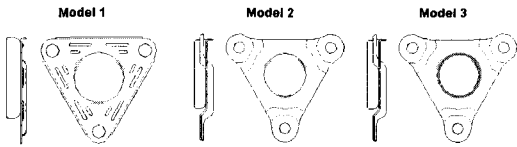


Fig. 12 Position of welding

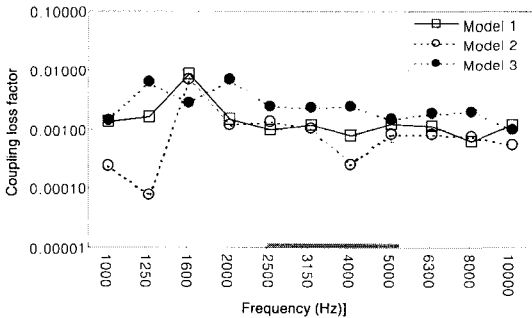


Fig. 13 Test results of coupling conditions(tri plate welded with Bottom cap)

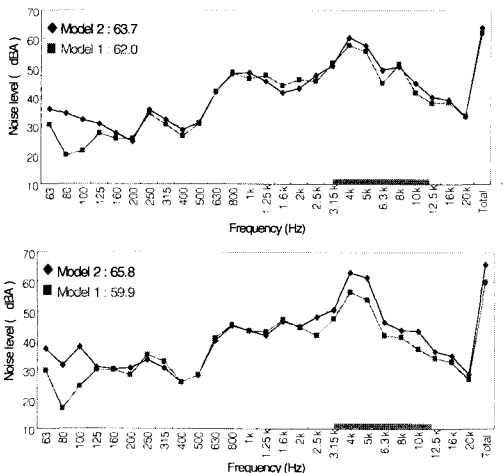


Fig. 14 Test results of compressor noise

치하는 것을 알 수 있었다.

또 하나 압축기에서 용접 길이, 폭, 두께가 소음에 민감하게 영향을 미치는 부분이 압축기를 세울 수 있도록 하는 삼족(tri-plate)이라는 부분과 셸의 밑 뚜껑(bottom cap)의 결합이다. 밑 뚜껑 부분은 고 강성이며 압축기를 밀폐시킴과 동시에 압축기의 구조를 지지하는 삼족과 연결되어 있어서 이 부분의 강성 및 용접 형태는 많은 진동소음의 최적화를 요구하고 있다. 이 부분에도 식 (8)의 유용성을 검증하기 위하여 실험을 실시하였다.

Fig. 11은 밑 뚜껑과 삼발이 용접이 되어 있는 사진을 보여준다. Fig. 12는 본 논문에 사용한 결합 조건을 보여 준다. Fig. 11의 왼쪽 사진은 Fig. 12의 Model 1조건을, 오른쪽 사진은 Model 2의 조건을 구현한 것이다.

Fig. 13은 식 (8)에 의해서 구한 결과를 나타내며, Model 3의 형태가 매우 좋은 것을 알 수 있다. 그 다음이 Model 1, 그 중 Model 2가 안 좋은 결과를 보여 준다. 실질적으로 Model 3의 형태로 양산이나 실질적인 용접은 불가능하므로, 현실적인 가공시간과 작업성을 고려하여 Model 1과 Model 2를 실제로 압축기의 다른 조건은 일치시키면서 밑 뚜껑과 삼발의 조건만 바꾸어서 소음 실험을 실시하였다. Fig. 13에서 Model 1과 Model 2의 차이가 현저한 부분이 고 주파수 영역과 아주 낮은 주파수 영역임을 알 수 있다. 이상의 결과를 이용하여 압축기를 실제로 제작하여 소음 실험을 실시한 결과를 Fig. 14에 나타낸다.

Fig. 14에서 위쪽 그림은 압축기의 토출구 측에서 측정된 소음이고, 아래 그림은 흡입구 측에서 측정된 소음이다. 사각형의 선이 Model 1에 해당하는 결합 조건이며, 마름모꼴의 선이 Model 2에 해당하는 실험 결과이다. 측정 방향 모두소음이 개선되었음을 알 수 있고, 특히 3150~5000 Hz영역의 소음이 많이 개선되었는데, 이 결과를 앞의 결합손실계수에서 구한 결과(Fig. 13)와 비교하여도 고주파수 영역에서 소음이 개선되었음을 알 수 있다.

4. 결론

앞에서 설명한바와 같이 SEA에 기본을 둔 에너지 전달 관계를 고려한 최적의용접점 위치를 위한 실험식을 파워 평형 방정식으로부터 에너지의 일방 흐름이라는 가정 하에서 유도하였고, 실험식의 타당성을

검증하기 위하여 간단한 원형 실린더와 셸 사이의 결합 관계에 적용하여 가능성을 검증하였다. 점 용접과 선 용접 2개의 경우에 대해서 압축기에 적용하여 식 (8)의 타당성을 검증하였다. 양쪽의 결과 모두 비교적 고주파수 영역에서의 소음 개선효과가 나타났고, 결합손실계수도 소음 개선이 되는 영역과 일치함을 알 수 있었다.

이상의 결과로 SEA를 이용한 결합계수를 산정하여, 최적의 용접 점을 산출하는 방법의 가능성을 확인하였고, 제안된 방법의 이론적, 실험적 타당성에 대해서 검증하였다.

참 고 문 헌

- (1) Ahn, B. H., 2000, "Vibration Characteristic of Welding Point Based on the Loss Factor of Rotary Compressor," Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 847~852.
- (2) Ahn, B. H., 2000, "A Study on Noise Identification of Compressor Based on 2-dimensional Complex Sound Intensity," International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- (3) Ungar, E. E. Carbonell, J. R., 1966, "On Panel Vibration Damping due to Structural Joint," American Institute of aeronautics and astronautics Journal, Vol. 4, pp. 1385.
- (4) Sun, J. C., Richards, E. J., 1985, "Prediction of Total Loss Factors of Structures: Theory and Experiments," Journal of Sound and Vibration, Vol. 103, No. 1, pp. 109~117.
- (5) Hecker, M., 1962, "Measurements of Absorption Coefficients on Plates," Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 34, pp. 803~808.
- (6) Bies, D. A. and Hamid, S., 1980, "In Situ Determination of Loss and Coupling Loss Factors by Power Injection Method," Journal of Sound and Vibration, Vol. 70, pp. 187~204.
- (7) Schuroeder, M. R., 1965, "New Method of Measuring Reverberation Time," Acoustic Society of America, Vol. 37, pp. 409~412.