

셀이론을 이용한 스크롤 압축기 하우징의 자유진동해석

김현수*·이영신**·양명석***·최명환***·류중현***

Free Vibration Analysis of the Scroll Compressor Housing by Shell Theory

H.S.Kim, Y.S.Lee, M.S.Yang, M.H.Choi and C.H.Ryu

Key Words: Scroll Compressor Housing(스크롤 압축기 하우징), Lower Chamber(바닥판), Intermediate hamber(중간챔버), Upper Chamber(상부챔버), Spherical Shell(구형셀), Cylindrical Shell(원통셀)

Abstract

In this study, the Rayleigh's energy method and the Rayleigh-Ritz method on the basis of Flügge's shell theory was used to analyze the dynamic characteristics of the scroll compressor housing with clamped boundary condition. The frequencies and mode shapes from theoretical calculation were compared with those of commercial finite element code, ANSYS. In order to validate the theory, modal test was also performed by impact test and FFT analysis.

기호설명

- T, V=Kinetic energy and Strain energy of the scroll compressor housing
- Θ, ϕ =Circumferential and meridian coordinates in upper chamber
- n, m=Wave number of the scroll compressor housing in Θ and y direction

1. 서론

기존의 다른형태의 압축기들에 비해 저진동·저소음·고효율을 가지는 스크롤 압축기는 현재 선진국들에 의해 개발되어 가정용 및 자동차용 공기조화장치에 널리 적용되어 가고 있다.

고정경계조건을 갖는 스크롤 압축기하우징은 바닥판을 무시한다면, 구형셀 및 원통셀이 결합된 조합원통셀 구조로 간략화 할 수 있으며, 압

축기의 운전 시 내부회전 모터에 의한 진동이 수반되므로 설계시 공진방지를 위해서 정확한 진동 특성은 반드시 규명되어야만 한다. 이러한 조합셀구조물의 진동특성에 관한 연구는 여러 연구가들에 의해 수행되었으며 연구 동향을 살펴보면 다음과 같다.

Smith와 Haft[1]는 한 쪽 끝에 원판이 결합된 원통셀에 대하여 실험을 통한 엄밀해와 비교 검토하였고, Irie[2]등은 셀과 원판의 전달행렬을 이용하여 끝단 덮개로 막힌 2중 원통셀의 자유진동 해석을 수행하였다. 그리고 Tavakoli[3]는 공간상 태법(space state method)에 근거한 부분구조합성법을 이용하여 셀 구조물인 밀봉 캔의 고유해를 구하는 방법을 소개하였다. Huang과 Soedel[4]은 동적응답법을 이용하여 양단이 단순지지 되고 축 방향으로 임의의 위치에 원판이 결합된 원통셀의 자유진동 및 강제진동 해석을 수행하였다. 또한 임정식[5]은 다양한 경계조건을 갖는 외팔형 원통셀에 임의의 위치에 원판이 결합하는 경우 동적응답법을 이용하여 고유진동 해석을 수행하였으며 실험과 유한요소 해석을 병행하여 그 타당성을 검증하였다. 원통셀에 구형셀 특히 반구형셀

* 충남대학교 대학원

** 충남대학교

*** 충남대학교 대학원

이 결합된 조합원통셀에 대한 진동특성 연구는 최근 들어 관심을 가지게 된 분야로 발표된 연구 결과가 많지 않은 실정이다. Irie[6]등은 전달행렬법을 이용하여 다양한 형상을 가진 원추셀 또는 원환판이 원통셀에 결합된 경우 자유진동 특성을 해석하여 결과를 제시하였다. 그리고 Saunders[7]는 구형셀이 결합된 원추셀의 고유진동 특성을 Rayleigh의 비신장이론으로 해석하고 실험을 통하여 확인하였는데 두 결과는 잘 일치함을 제시하였다.

이상의 연구동향에서 살펴본 바와 같이 차원이 다른 두 요소가 결합된 구조물의 진동특성을 규명하기 위해서는 부분구조합성법, 축소임피던스법, 동적응답법등을 이용하여 왔다. 그러나 이러한 방법들은 아주 복잡한 수식화 과정을 필요로 하거나 두 요소를 결합하는 방법에 많은 경험을 요구하고 있다. 따라서 스크롤 압축기 하우징과 같은 구형셀이 원통셀의 한 쪽 끝에 결합된 조합원통셀의 진동 특성을 규명하는데 있어서 좀 더 간편하고 용이한 해석기법을 제시하기 위하여 본 연구를 수행하였다. 압축기 하우징 조합원통셀의 진동특성에 대한 이론적인 해석은 Rayleigh-Ritz법과 Rayleigh에너지법을 이용하여 수행하였으며 고유진동 실험을 통하여 적용 가능성을 검토하였다. 또한 모든 경우에 대하여 유한요소해석을 수행하고 결과를 비교함으로써 이론해석 및 고유진동 실험의 타당성을 검토하였다.

2. 자유 진동해석

2.1 이론해석

2.1.1 에너지 방정식

지금에 장착된 스크롤압축기하우징은 Fig. 1과 같다. 스크롤 압축기의 하우징은 바닥판, 중간챔버 및 상부챔버로 구성되었으며 주요부분은 용접으로 결합되며, 높이는 320mm, 무게는 6kg이다. 재료는 일반강재로 기계적 성질은 다음과 같다.

$$E=206\text{GPa}, \quad \rho=7850\text{kg/m}^3, \quad \nu=0.3$$

여기서, E 는 탄성계수, ρ 는 밀도, ν 는 포와송비를 나타낸다.

스크롤 압축기하우징의 진동특성을 해석하기 위해서 하우징의 구조를 원통셀과 구형셀만이 결합된 간단한 형태라고 가정하여 이론해석을 수행하였다. 이러한 조합원통셀의 형태 및 좌표계는 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 a, L, t, h 는 각각 압축

기하우징의 반경, 중간챔버의 길이, 압축기 하우징의 두께, 상부챔버의 높이를 나타낸다.

그리고, u_c, v_c, w_c 는 중간챔버의 축방향, 원주방향, 반경방향의 변위성분이며, u_s, v_s, w_s 는 상부챔버의 Φ 에 대한 법선방향, θ 에 대한 원주방향, 반경방향의 변위성분이다. 여기서 하첨자 c 는, 중간챔버를, s 는 상부챔버를 나타낸다.

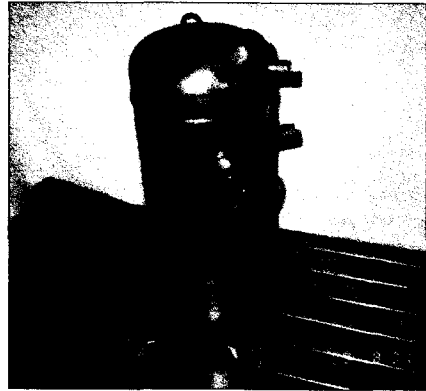


Fig. 1 Photograph of scroll compressor housing on the test bed

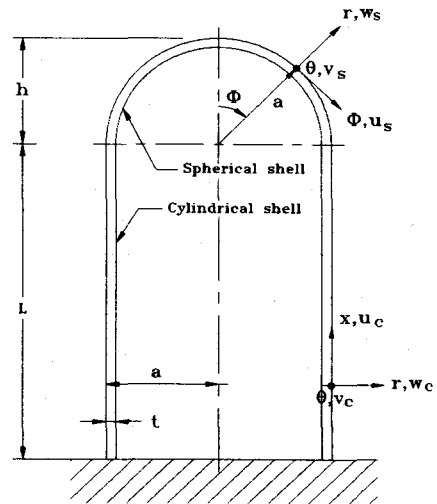


Fig. 2 Geometry and coordinate system of the scroll compressor housing shell

스크롤 압축기 하우징이 진동 거동을 할 때 총 에너지는 다음과 같이 각 독립체의 에너지 합으로 표현할 수 있다.

$$V_t = V_c + V_s, \quad T_t = T_c + T_s \quad (1)$$

윗 식에서 $V_i = T_i$ 의 조건을 이용하여 압축기 하우징의 고유진동수를 구할 수 있지만 위의 조건을 이용하여 고유값(eigenvalue)을 구하기 위해서는 먼저 상부캠버와 중간캠버 각각의 독립계의 진동특성을 알아야만 한다.

중간캠버와 같은 원통셀의 자유진동특성은 많은 연구자들에 의해 수행되었는데, 여기서는 Flügge의 셸이론을 이용하고, 원통셀의 두께가 얇다고 가정하면 원통셀의 변형 에너지식은 다음과 같다

$$V_c = \frac{1}{2} \frac{E}{1-\nu^2} \int_{-l/2}^{l/2} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} (\epsilon_x^2 + 2\nu\epsilon_x\epsilon_\theta + \epsilon_\theta^2 + \frac{(1-\nu)}{2} \epsilon_{x\theta}^2) a d\theta dx dz \quad (2)$$

여기서, 원통셀에 대한 변형률-변위 관계는 Flügge의 셸이론으로부터[8] 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= u_{c,x} - z w_{c,xx} \\ \epsilon_\theta &= \frac{1}{a} v_{c,\theta} - \frac{z}{a(a+z)} w_{c,\theta\theta} + \frac{1}{a+z} w_c \\ \epsilon_{x\theta} &= \frac{1}{a+z} u_{c,\theta} + \frac{a+z}{a} v_{c,x} - \left(\frac{z}{a} + \frac{z}{a+z} \right) w_{c,x\theta} \end{aligned} \quad (3)$$

원통셀의 운동에너지, T_c 는 두께가 얇기 때문에 회전관성 모멘트를 무시하면[9]

$$T_c = \frac{1}{2} \rho a t \int_0^L \int_0^{2\pi} [\dot{u}_c^2 + \dot{v}_c^2 + \dot{w}_c^2] d\theta dx \quad (4)$$

조합원통셀이 자유진동 할 때 구형셀의 진동 현상은 좌표축에 대한 진동모드의 대칭성으로 구분하여 축대칭 진동과 축비대칭 진동으로 구분할 수 있다. 그런데 구형셀의 두께가 반경에 비해 상당히 얇으면 축비대칭 진동에 관심을 두고 Rayleigh의 비신장이론을 이용하여 구형셀의 진동 현상을 파악한다[7]. 비신장이론에 근거한 구형셀의 변형에너지, V_s 는 다음과 같다[9].

$$V_s = \frac{Ea^2 t^3}{24(1-\nu^2)} \int_0^\phi \int_0^{2\pi} (x_1^2 + x_2^2 + 2\nu x_1 x_2 + 2(1-\nu)x_{12}^2) \sin\phi d\theta d\phi \quad (5)$$

여기서, x_1, x_2, x_{12} 는 셸 중앙면의 곡률 변화이고, 다음과 같이 정의된다[10].

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{1}{a^2} (u_{s,\phi} - w_{s,\phi\phi}) \\ x_2 &= \frac{1}{a^2} \left\{ \frac{v_{s,\theta}}{\sin\phi} - \frac{w_{s,\theta\theta}}{\sin^2\phi} + \cot\phi (u_s - w_{s,\phi}) \right\} \\ x_{12} &= \frac{1}{2a^2} \left\{ \sin\phi \frac{\partial}{\partial\phi} \left(\frac{v_s}{\sin\phi} - \frac{w_{s,\theta}}{\sin^2\phi} \right) + \frac{u_{s,\theta} - w_{s,\phi\theta}}{\sin\phi} \right\} \end{aligned} \quad (6)$$

그리고, 구형셀의 운동에너지, T_s 는 두께가 얇기 때문에 회전관성 모멘트를 무시하면 다음식과 같이 유도된다[10].

$$T_s = \frac{1}{2} \rho a^2 t \int_0^\phi \int_0^{2\pi} (\dot{u}_s^2 + \dot{v}_s^2 + \dot{w}_s^2) \sin\phi d\theta d\phi \quad (7)$$

따라서 식(2), 식(4), 식(5), 식(7)을 식(1)에 대입하면 변위 성분으로 표시되는 조합원통셀의 변형 에너지와 운동에너지를 구할 수 있다.

2.1.2 압축기하우징의 변위식 및 진동수방정식

일반적으로 구조물의 진동 특성을 Rayleigh-Ritz 법으로 정확하게 규명하기 위해서는 사용되는 변위식을 실제 진동 거동과 유사하게 가정하여야 한다[10]. 본 연구에서는 스크롤 압축기하우징 중간캠버의 축방향 진동 거동에 대해서는 빔모드함수(beam mode function)를 사용하여 가정하고, 상부캠버에 대해서는 비신장 이론에 근거한 변위식을 가정하였다. 고정-자유경계조건을 갖는 스크롤 압축기하우징의 고유진동모드형상은 Fig. 3과 같다.

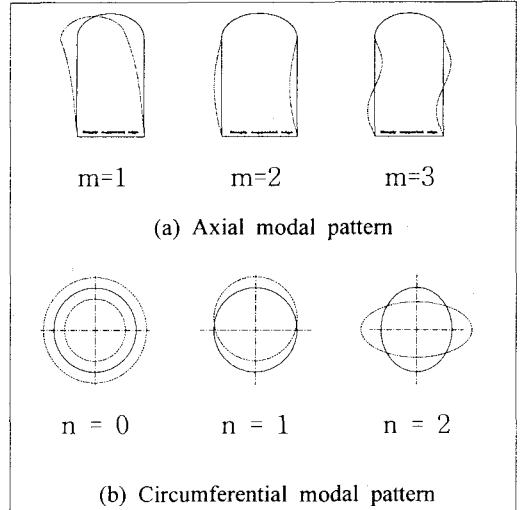


Fig. 3 Typical mode shapes of the scroll compressor housing for clamped-free boundary conditions

스크롤 압축기 하우징이 자유진동 할 때 중간캠버의 변위는 다음과 같이 모든 진동모드의 합으로 표현할 수 있다[10].

$$\begin{aligned} u_c &= \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} a_{ij} u_{ij} \\ v_c &= \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} b_{ij} v_{ij} \\ w_c &= \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} c_{ij} w_{ij} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, i, j 는 중간캠버의 진동 모드 수, u_{ij}, v_{ij}, w_{ij} 는 중간캠버의 축방향과 원주방향 및 반

경방향 변위성분, a_{ij}, b_{ij}, c_{ij} 는 상수이다. 만약 중간 챔버가 (m,n)모드형태로만 진동한다면 식(12)에서 변위성분은 다음과 같이 표현할 수 있다[10].

$$\begin{aligned} u_{c,mn} &= A_{mn} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \Psi_m(x) \right\} \cos n\theta \cos \omega_{mn} \tau \\ v_{c,mn} &= B_{mn} \Psi_m(x) \sin n\theta \cos \omega_{mn} \tau \\ w_{c,mn} &= C_{mn} \Psi_m(x) \cos n\theta \cos \omega_{mn} \tau \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, A_{mn}, B_{mn}, C_{mn} 은 각 방향 변위성분의 진폭을 나타내며, m은 축방향 반파장수, n은 원주방향 반파장수, ω_{mn} 은 각 진동모드 (m, n)에서의 각진동수[rad/sec], τ 는 시간을 표시한다. 그리고, $\Psi_m(x)$ 는 빔모드함수이고 일반적인 형태는 Table 1과 같고, 빔모드함수에서 λ_m, σ_m 은 Table에 제시하였다[11].

그리고, 상부챔버의 변위식은 자유 경계조건을 가질 때의 변위식을 사용하여 중간챔버의 경우와 같이 (m, n)모드형태로만 진동하고, 반구형셀로 가정한다면 각 방향에 대한 변위식은 다음과 같이 가정할 수 있다[7].

$$\begin{aligned} u_{s,mn} &= -D_{mn} a \sin \phi \tan^2 \frac{\phi}{2} \sin(n\theta) \sin(\omega_{mn} \tau) \\ v_{s,mn} &= D_{mn} a \sin \phi \tan^2 \frac{\phi}{2} \cos(n\theta) \sin(\omega_{mn} \tau) \\ w_{s,mn} &= D_{mn} a (n + \cos \phi) \tan^2 \frac{\phi}{2} \sin(n\theta) \sin(\omega_{mn} \tau) \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, D_{mn} 은 변위성분의 진폭을 나타내며, m은 자오선방향 반파장수, n은 원주방향 반파장수이다.

Table 1 The beam mode functions for various boundary conditions

B. C.	Beam mode functions, $\Psi(x)$
Clamped-Free	$\left(\cosh \frac{\lambda_m x}{L} - \cos \frac{\lambda_m x}{L} \right) - \sigma_m \left(\sinh \frac{\lambda_m x}{L} - \sin \frac{\lambda_m x}{L} \right)$
Simply-Simply supported	$\sin \frac{m\pi x}{L}$
Sliding-Simply supported	$\cos \frac{(2i-1)x\pi}{2L}$

Table 2 The dimensionless natural frequency parameters λ_m and σ_m for various boundary conditions

B. C.	Transcendental equation for λ_m	Formula for σ_m
Clamped-Free	$\cos \lambda_m \cosh \lambda_m + 1 = 0$	$\frac{\sinh \lambda_m - \sin \lambda_m}{\cosh \lambda_m + \cos \lambda_m}$
Simply-Simply supported	$m\pi$	-
Sliding-Simply supported	$\frac{(2i-1)\pi}{2}$	-

한편, 스크롤 압축기 하우징이 자유진동을 할 때 식(1)로부터 Lagrange 함수, L_e 를 도입하면 다음과 같다[3].

$$L_e = V_{c,max} - T_{c,max} + V_{s,max} - T_{s,max} \quad (11)$$

여기서, $V_{c,max}, T_{c,max}, V_{s,max}, T_{s,max}$ 는 각각 중간챔버와 상부챔버의 최대 변형에너지와 운동에너지를 나타낸다. 식(11)에 다음의 Rayleigh-Ritz 과정을 적용하여 스크롤 압축기 조합원통셀의 진동수 방정식을 얻는다.

$$\frac{\partial L_e}{\partial A_{mn}} = 0, \quad \frac{\partial L_e}{\partial B_{mn}} = 0, \quad \frac{\partial L_e}{\partial C_{mn}} = 0, \quad \frac{\partial L_e}{\partial D_{mn}} = 0 \quad (12)$$

변위식인 식(9)와 식(10)을 식(2), 식(4), 식(5), 식(7)에 대입한 후 최대 변형에너지와 운동에너지를 구하여 식(11), 식(12)에 대입하면 식(13)과 같은 스크롤 압축기 조합원통셀의 고유진동에 대한 일반적인 특성방정식을 얻는다[1].

특성방정식이 유용해(non-trivial solution)를 갖기 위해서는 계수행렬의 행렬식이 0이어야 하며, 이 조건으로부터 스크롤 압축기 조합원통셀에 대한 진동수 방정식을 얻고 수치적인 방법에 의하여 고유진동수를 구한다.

$$\begin{bmatrix} a_{11} - \alpha_2 \lambda^2 & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{12} & a_{22} - \lambda^2 & a_{23} & a_{24} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} - \lambda^2 & a_{34} \\ a_{14} & a_{24} & a_{34} & \alpha_3 a_{44} - \alpha_4 \lambda^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_{mn} \\ B_{mn} \\ C_{mn} \\ D_{mn} \end{Bmatrix} = 0 \quad (13)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \lambda &= \omega_{mn} a \sqrt{\frac{\rho(1-\nu^2)}{E}}, \\ a_{11} &= \beta_m^2 + \frac{1}{2}(1-\nu)(1+k)n^2 \alpha_2, \\ a_{12} &= -\nu n \beta_m \alpha_1 - \frac{1}{2}(1-\nu)n \beta_m \alpha_2, \\ a_{13} &= -\nu \beta_m \alpha_1 - k \beta_m \left[-\beta_m^2 + \frac{1}{2}(1-\nu)n^2 \alpha_2 \right], \\ a_{14} &= a_{24} = a_{34} = 0, \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} a_{22} &= n^2 + \frac{1}{2}(1+3k)(1-\nu)\beta_m^2 \alpha_2, \\ a_{23} &= n + k n \beta_m^2 \left[\nu \alpha_1 + \frac{3}{2}(1-\nu)\alpha_2 \right], \\ a_{33} &= 1 + k \left[\beta_m^4 + (n^2-1)^2 + 2\nu n^2 \beta_m^2 \alpha_1 + 2(1-\nu)n^2 \beta_m^2 \alpha_2 \right], \\ a_{44} &= 4(1-\nu)k(n^3 - n)^2 \end{aligned}$$

$$\beta_m = \frac{\lambda_m a}{L}, \quad k = \frac{t^2}{12a^2}$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= -\frac{1}{L} \int_0^L \Psi_m''(x) \Psi_m(x) dx \\ \alpha_2 &= \frac{1}{L} \int_0^L [\Psi_m'(x)]^2 dx \\ \alpha_3 &= \int_0^{\pi/2} \sin^{-3} \phi \tan^{2n} \frac{\phi}{2} d\phi \\ \alpha_4 &= \int_0^{\pi/2} \tan^{2n} \frac{\phi}{2} [(n + \cos \phi)^2 + 2 \sin^2 \phi] \sin \phi d\phi \end{aligned} \quad (15)$$

2.2 진동실험

진동실험은 충격가진법을 이용하여 수행하였

다. 경계조건은 압축기 하우징의 바닥판 고정부를 볼트(bolt)와 너트(nut)를 이용하여 베드(bed)에 고정시킨 다음 하우징표면의 노달라인을 피해 가속도계를 부착한 상태에서 충격해머를 이용해서 시편을 가진하였다. 이때 가속도계와 충격해머에서 나온 전기신호를 증폭한후 FFT신호분석기로 분석하여 고유진동수와 모드형상을 구하였다.

2.3 유한요소해석

유한요소해석은 상용코드인 ANSYS5.5를 이용하였다. 해석에 사용된 요소는 4절점 6자유도를 갖는 Shell63이다. 유한요소모델은 바닥판이 결합된 현재의 압축기 하우징과 바닥판을 제거한 압축기 하우징 두 가지를 모델링하였다. Fig. 3과 Fig. 4는 각각 바닥판이 결합된 스크롤 압축기와 바닥판이 제거된 스크롤 압축기 하우징의 FEM 모델이다.

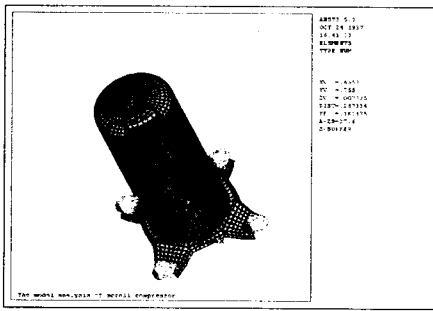


Fig.3 The FE model of scroll compressor housing

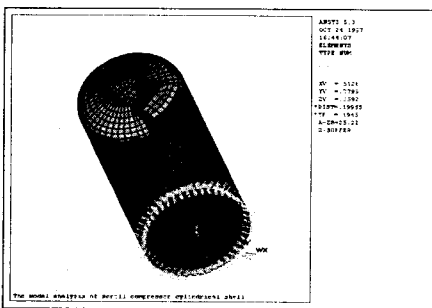


Fig.4 The FE model of scroll compressor housing without lower chamber

3. 결과 및 고찰

스크롤 압축기 하우징의 이론해석은 압축기 하우징 바닥판의 두께가 중간챔버보다 상대적으로

두껍고 강성이 크기 때문에 바닥판을 생략하고 단순히 중간챔버의 한쪽단이 고정경계조건을 갖는다고 가정하였다. 스크롤 압축기 하우징의 자유진동시 모드형상을 가장 정확하게 구현할 수 있도록 반경방향 1모드에 대해서는 결합부에서 Sliding-Simply 지지라고 가정하고, 반경방향 2, 3 모드에 대해서는 단순지지(Simply supported)되었다고 가정하여 수행하였다. 이 때 상부챔버는 자유 경계를 갖는 반구형셀의 진동으로 가정하였다. 이러한 이론해석결과는 고유진동실험 및 유한요소해석을 통하여 검증하였고, 그 결과를 Fig. 5에 제시하였다.

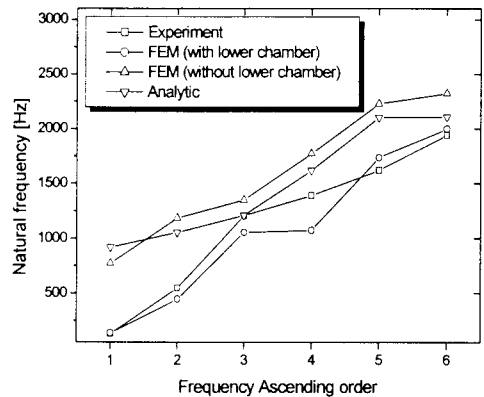


Fig.5 Comparison of natural frequencies of the scroll compressor housing with clamped-free boundary condition from analytical, experimental and FEM results

진동실험결과와 유한요소해석 결과는 비교적 잘 일치하고, 바닥판을 제외한 유한요소해석결과와 Rayleigh-Ritz법을 적용한 이론해석 결과들이 서로 유사한 경향을 보임을 알 수 있다. 따라서, 실제 시편을 제작할 수 없었던 바닥판이 제거된 압축기 하우징에 대해서는 유한요소해석결과를 참고로 삼았다.

해석결과에서 처음 가정과는 달리 스크롤 압축기 하우징에 대한 실제 진동실험과 이론해석 결과가 고유진동수나 진동모드형상에서 상당히 큰 차이를 보이고 있다. 즉, 실험에서 스크롤 압축기 하우징의 1차 고유진동수는 130.0Hz, 바닥판을 제거한 압축기 하우징에 대해서는 773.1Hz 그리고 이론해석에서는 918.7Hz로 실험결과와 이론해석 결과가 대단히 큰 오차를 보이고 있다. 또한, 진

동차수가 증가하여도 두 해석결과 사이에는 오차가 계속 존재하고 있다. 이 결과에서 바닥판의 부착여부에 따라 1차 고유진동수가 가장 큰 변화를 보임을 알 수 있는데 이것은 압축기 하우징의 자유진동시 바닥판이 중간캠 부분과 같이 연동되어 거동을 보이기 때문으로 판단되며, 현재의 스크롤 압축기 하우징모델에서 필요에 의해 1차 고유진동수를 조절하고자 할 때 바닥판을 제거하거나 바닥판 형상변경을 통한 강성변화를 통해서 실제 물리적 관점에서 가장 중요한 1차 고유진동수를 높일 수 있을 것으로 생각된다. 1차 고유진동수에서 바닥판을 제거한 스크롤 압축기 하우징과 이론해석 결과가 약 15%정도로 다른 진동차수에 비해서 상대적으로 가장 큰 오차를 보이는데 이것은 이론해석과정에서 구형셀의 진동거동에 대하여 자유경계조건을 가진 진동특성을 이용함으로써 결합 특성이 충분히 반영되지 않았기 때문이다. 이러한 문제점은 앞으로 더 많은 연구가 이루어져야 할 것이다. 또한, Fig. 5에서 진동차수가 증가할수록 4가지 방법으로 구한 고유진동수들의 오차가 작아짐을 볼 수 있는데, 이것은 고차진동수가 될수록 진동거동이 바닥판보다는 원통셀에서 지배적으로 발생되기 때문으로 판단된다.

4. 결론

본 연구는 셀이론을 이용하여 스크롤 압축기 하우징의 진동특성을 보다 쉽게 접근할 수 있는 이론 해석 기법을 제시하기 위하여 수행하였으며 결론은 다음과 같다.

1) 이론 해석은 가장 정밀한 Flügge의 셀이론을 채용하였고, Rayleigh의 에너지법과 Rayleigh-Ritz법을 이용하였다. 또한 원통셀의 축방향 모드에 대해서는 빔모드 함수를 사용하였으며, 이론해석 결과는 바닥판을 제거한 유한요소해석 결과와 유사한 경향을 보였다.

2) 바닥판이 결합된 현재의 스크롤 압축기 하우징의 기본 고유진동수는 자유진동시에 원통셀의 거동 외에 바닥판에도 영향을 받기 때문에, 바닥판이 제거된 스크롤 압축기 하우징의 기본 고유진동수보다 2~3배정도 낮은 고유진동수를 나타냈다.

이상의 해석방법은 스크롤 압축기 하우징 외에도 다양한 경계조건을 갖는 조합셀구조에 대하여 적절한 경계조건의 빔모드 함수를 적용하면 산업

전반에 널리 이용되고 있는 압력용기구조, 우주항공구조등의 자유진동특성해석 및 구조설계에 손쉽게 이용될 수 있을 것으로 기대된다.

후기

본 연구는 급속응고신소재연구소(ERC-RASOM)의 연구비 지원을 받았으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. B. L. Smith and E. Haft, 1967, "Vibration of a Circular Cylindrical Shell Closed by an Elastic Plate," AIAA Journal, Vol. 5, No.1, pp.2080~2082.
2. T. Irie and G. Yamada, 1986, "Free Vibration of Circular Cylindrical Double-Shell System Closed by End Plates," Journal of Sound and Vibration, Vol. 108, No. 2, pp. 297~304.
3. M. S. Tavakoli, 1987, "Dynamic Synthesis of Joined/Hermitic Shell Structures Using State Space Method," Ph. D. Thesis, The Ohio State University.
4. D. T. Huang and W. Soedel, 1993, "Natural Frequencies and Mode Shapes of Circular Plate Welded to a Circular Cylindrical Shell at Arbitrary Axial Position," Journal of Sound and Vibration, Vol. 163, No. 3, pp. 403~427.
5. 임정식, 1997, "원판이 결합된 외팔 원통셀의 고유진동 특성 연구," 충남대학교 대학원 박사학위 논문.
6. T. Irie, G. Yamada and Y. Muramoto, 1984, "Free Vibration of Joined Conical-Cylindrical Shells," Journal of Sound and Vibration, Vol. 95, No. 1, pp. 31~39.
7. H. Saunders and P. R. Paslay, 1959, "Inextensional Vibration of a Sphere-Cone Shell Combination," Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 31, No. 5, pp. 579-583.
8. H. Kraus, 1967, "Thin Elastic Shells," John Wiley & Sons, Inc., New York, NY
9. Y. C. Fung and E. Sechler, 1977, "Thin Shell Structures," Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ.
10. W. Soedel, 1993, "Vibrations of Shells and Plates - 2nd Ed.," Marcel Dekker, Inc., New York, NY.
11. R. D. Blevins, 1979, "Formulas for Natural Frequency and Mode Shape," Van Nostrand Reinhold Company, New York, NY.