

ER 마운트 제어에 의한 원통셸의 진동소음 해석

Noise and Vibration Analysis of a cylindrical shell by controlling ER mount

정우진*.정의봉**.서영수***.조현동***

Woo-Jin Jung, Weui-Bong Jung, Young-Soo Seo and Hyun-Dong Cho

Key Words: ER Mount(electro-rheological mount), Radiated Noise(방사소음), Sound Field(음장), Transmitted Force(전달력), LQ Control(LQ 제어), Cylindrical Shell(원통셸)

ABSTRACT

ER mount can be used instead of rubber mount in cylindrical shell to improve the vibration and noise performance. The noise radiated by cylindrical shell will be reduced by reducing the force transmitted to the cylindrical shell through ER mount. In this paper, LQ control theory is used to reduce the transmitted force to the cylindrical shell. The finite element method of cylindrical shell is formulated by NASTRAN and its vibrating shape is calculated in frequency domain. The noise radiated from the cylindrical shell is calculated by the use of SYSNOISE, the boundary element CAE tool. The vibration of the cylindrical shell and radiated acoustic pressure is compared in case of both controlled and uncontrolled ER mount.

1. 서론

함정탑재 기계류에서 방사되는 진동은 원통셸을 가진하게 되고, 원통셸의 진동은 방사소음으로 연결된다. 원통셸에 전달되는 전달력을 저감시키기 위하여 탄성마운트 시스템이 이용되고 있으며, 특히 저주파수에서의 전달력 저감을 위해서는 ER 마운트의 제어가 효과가 있다. 본 논문에서는 ER 마운트 제어가 2 단 탄성마운트 시스템을 갖는 원통셸의 방사소음에 미치는 영향을 알아본다.

원통셸은 물속에 있는 것으로 가정한다. ER 마운트 제어시 LQ 제어이론을 적용하면 2 차 형식으로 주어지는 목적함수를 최소화하는 리카티 방정식의 해로 계산된다. 그러나, ER 마운트에서 발생하는 제어력은 저감하고자 하는 전달력에 직접 영향을 미친다. 그리고, LQ 제어에서 사용되는 목적함수는 전달력을 직접 표현할 수 없으므로 최적의 계인을 직접 계산할 수 없다. 본 논문에서는 반복계산으로 전달력을 최소로 하는 제어계인을 구하고, 원통셸의 방사소음에 미치는 영향을 조사한다.

2. 이론적 배경

진동하고 있는 다자유도 제어대상계의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f_{con}(t)\} + \{f_{ext}(t)\} \quad (1)$$

여기서 [M], [C], [K] 는 질량, 감쇠, 강성행렬이고 $f_{con}(t)$ 는 제어력, $f_{ext}(t)$ 는 외력이다.

본 논문에서는 상태변수값을 속도와 전달력으로 하였으며, 제어대상인 고유모드는 탄성 2 차 모드까지만 고려한다. 고유진동수를 ω_m , 대응하는 고유모드를 $\{\phi_i\}$ 라 하고 식(1)을 모드좌표로 나타내면 다음과 같다.

$$\ddot{q}(t) + 2\zeta_m \omega_m \dot{q}(t) + \omega_m^2 q_1(t) = \{\phi_i\}^T \{f_{con}(t)\} + \{\phi_i\}^T \{f_{ext}(t)\} \quad (2)$$

식(2)를 이용하여 상태공간 방정식을 만들면, 다음과 같다.

$$\{\dot{x}(t)\} = [A]\{x(t)\} + [B]\{u(t)\} + [\Gamma]\{d(t)\} \quad (3)$$

단,

$$\{\dot{x}(t)\} = \{q_1(t) \quad \dot{q}_1(t) \quad q_2(t) \quad \dot{q}_2(t)\}^T$$

$$\{u(t)\} = [f_{er-1}(t) \quad f_{er-2}(t)]^T, d(t) = [f_{ex}(t)]^T$$

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega_{14}^2 & -2\zeta_{14}\omega_{14} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\omega_{15}^2 & -2\zeta_{15}\omega_{15} \end{bmatrix}$$

* 정희원, 국방과학연구소

** 정희원, 부산대학교 기계공학부

E-mail: wbyeong@pusan.ac.kr

Tel: (051) 510-2337, Fax: (051) 517-3805

*** 부산대학교 대학원 기계설계공학과

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{\phi_{14}(p_2)}{I_1} & \frac{\phi_{14}(p_3)}{I_1} \\ 0 & 0 \\ \frac{\phi_{15}(p_2)}{I_2} & \frac{\phi_{15}(p_3)}{I_2} \end{bmatrix}, \quad [\Gamma] = \begin{bmatrix} 0 \\ \phi_{14}(p_{ex}) \\ 0 \\ \phi_{15}(p_{ex}) \\ I_2 \end{bmatrix}$$

여기서 $q_1(t), q_2(t)=1$, 2 차 탄성모드의 일반화 좌표 값이다.

한편 목적함수 J를 다음과 같이 정의 하였다.

$$J = J_1 + J_2 \quad (4)$$

단,

$$J_1 = E \{x(t)\}^T [Q] \{x(t)\}$$

$$J_2 = E \{u(t)\}^T [R] \{u(t)\}$$

여기서, $E[\]$ 는 기대값을 의미한다. J_1 은 상태변수의 2 차 형식으로 표현되는 최소화 하고자 하는 물리량이며 J_2 는 제어력의 크기이다. $[Q]$, $[R]$ 행렬로 최소화 하려는 물리량과 제어력의 가중치를 조절한다. 식(4)의 목적함수를 최소로 하는 피드백 게인은 다음의 리카티방정식의 해 $[F]$ 로 주어진다.

$$[Q] - [F][B] [R]^{-1} [B]^T [F] + [F][A] + [A]^T [F] = [0] \quad (5)$$

그러면 제어력은 다음과 같다.

$$\{u_c(t)\} = -[R]^{-1} [B]^T [F] \{Z(t)\} = [G] \{x(t)\} \quad (6)$$

식(6)에 나타난 제어게인 $[G]$ 는 MATLAB 의 LQR 명령어를 이용하여 용이하게 구할 수 있다. 이때, LQR 명령어의 인수(argument)로는 $[A]$, $[B]$, $[Q]$, $[R]$ 이다.

3. ER 마운트를 포함한 2 단 탄성마운트 시스템

합정에 사용되는 2 단 탄성 마운트 시스템은 Fig. 1 에 나타내었다. 이때 상부는 엔진을 나타내며, 하부는 2 단 마운트 구조물의 받침대 구조물이다. 엔진의 무게는 600kg, 받침대의 무게는 480kg 이다. 마운트의 허용하중은 200kg 이며 상/하부에 6 개를 사용하였다. 상부 마운트의 수직방향 강성값은 $k_z = 2.47 \times 10^5 (N/m)$ 이며, 하부 마운트의 수직방향 강성값은 $k_z = 1.36 \times 10^6 (N/m)$ 이다. 상/하부 마운트 수평방향 강성값은 $k_x = k_y = k_z/2$ 으로 하였다. 이들 마운트들 중에서 받침대

구조물의 탄성 1, 2 차 모드를 제어하고자 ②, ⑤ 위치에 ER 마운트 2 개를 설치하였다. 제어대상은 ①, ⑥ 마운트를 통한 전달력 (F_1, F_6) 및 ②, ⑤ 마운트의 속도이다. 본 논문의 2 단 탄성마운트 시스템은 12 개의 강제모드가 발생하며, 탄성 1 차 모드는 비틀림 모드로 탄성 2, 3 차 모드가 제어대상 모드가 된다. 유한요소법으로 해석한 강제모드 고유진동수는

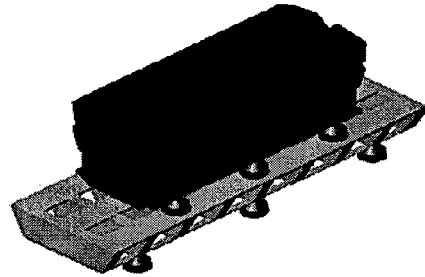
$$f_1 = 3.599(\text{Hz}) \quad f_2 = 4.296(\text{Hz}) \quad f_3 = 7.174(\text{Hz})$$

$$f_4 = 7.946(\text{Hz}) \quad f_5 = 11.197(\text{Hz}) \quad f_6 = 14.117(\text{Hz})$$

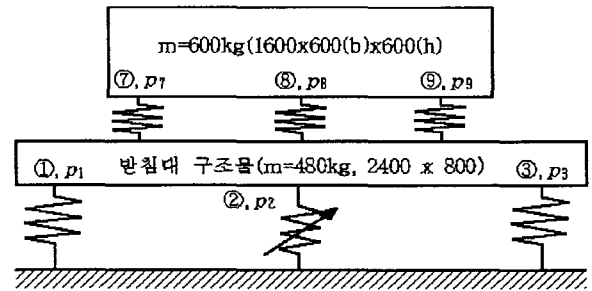
$$f_7 = 16.352(\text{Hz}) \quad f_8 = 16.616(\text{Hz}) \quad f_9 = 18.711(\text{Hz})$$

$$f_{10} = 22.267(\text{Hz}) \quad f_{11} = 22.800(\text{Hz}) \quad f_{12} = 31.208(\text{Hz})$$

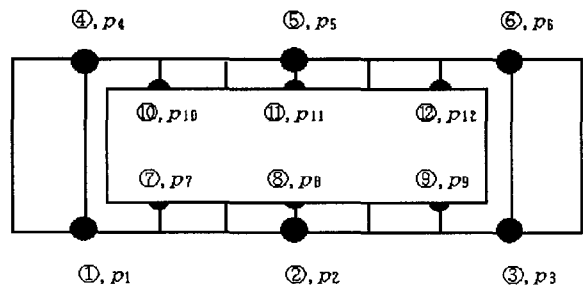
이며, 탄성모드 고유진동수는



(a) Model of 2 stage mounting system



(b) Side view



(c) Top view

Fig. 1 2 stage mounting system for engine system

$$f_{13} = 37.885(\text{Hz}) \quad f_{14} = 70.691(\text{Hz}) \quad f_{15} = 92.441(\text{Hz})$$

이다. 위의 15 차 모드까지 고려하여 시뮬레이션을 실시하였으며, 제어대상 모드는 탄성 2, 3 차 모드인 14, 15 차만 고려하였다. 상태변수를 ①, ⑥마운트를 통한 전달력 $F_1(t)$, $F_6(t)$ 와 ER 마운트가 설치되어 있는 ②, ⑤ 마운트의 속도 $\dot{y}_2(t)$, $\dot{y}_5(t)$ 로 다음과 같이 정의하면

$$z(t) = [F_1(t) \quad \dot{y}_2(t) \quad \dot{y}_5(t) \quad F_6(t)]^T \quad (7)$$

상태방정식은 다음과 같다.

$$\{\dot{z}(t)\} = [A^*]\{z(t)\} + [B^*]\{u(t)\} + [\Gamma^*]\{d(t)\} + [P_s]\{q(t)\} \quad (8)$$

단,

$$\{z(t)\} = [P]\{x(t)\}$$

$$[A^*] = [P][A][P]^{-1}, \quad [B^*] = [P][B], \quad [\Gamma^*] = [P][\Gamma]$$

$$[P] = \begin{bmatrix} k\phi_{14}(P_1) & 0 & k\phi_{15}(P_1) & 0 \\ 0 & \phi_{14}(P_2) & 0 & \phi_{15}(P_2) \\ 0 & \phi_{14}(P_3) & 0 & \phi_{15}(P_3) \\ k\phi_{14}(P_6) & 0 & k\phi_{15}(P_6) & 0 \end{bmatrix}$$

$$[P_s] = \begin{bmatrix} k\phi_{14}(P_1) & 0 & \dots & k\phi_{15}(P_1) & 0 \\ 0 & \phi_{14}(P_2) & \dots & 0 & \phi_{15}(P_2) \\ 0 & \phi_{14}(P_3) & \dots & 0 & \phi_{15}(P_3) \\ k\phi_{14}(P_6) & 0 & \dots & k\phi_{15}(P_6) & 0 \end{bmatrix}$$

여기서, 식(8)의 우변의 제 4 항은 강제모드의 영향을 고려하기 위한 것이며, $\{q(t)\}$ 는 강제모드 (1 차~12차)와 탄성비틀림모드(13차)의 모드좌표 값이다.

4. 제어게인의 선정

식(4)로 주어지는 목적함수에서 원통셀에 전달되는 전달력을 최소화 하기 위한 성능지수 J_1 을

$$J_1 = E \{z(t)\}^T [Q] \{z(t)\} \quad (9)$$

단,

$$\{z(t)\} = [F_1(t) \quad \dot{y}_2(t) \quad \dot{y}_5(t) \quad F_6(t)]^T$$

로 설정하고 있다. 그러나, 원통셀에 전달되는 전달력의 합은

$$F(t) = \sum_{i=1}^6 F_i(t) = 2F_1(t) + 2F_6(t) + 2F_2(t) \quad (10)$$

이므로, 식(9)의 성능지수 J_1 보다 다음식 J_3 가 진정한 성능지수가 된다.

$$J_3 = E[F(t)^2] \quad (11)$$

여기서, 13 차와 14 차가 대칭모드임을 고려하면 $F_1(t) = F_6(t)$ 이므로 마운트 ①, ⑥을 통한 전달력 $F_1(t)$ 와 $F_6(t)$ 은 식(7)의 상태변수에 포함되어 있으므로 식(9)의 성능지수로 표현된다. 그러나, 마운트 ②, ⑤를 통한 전달력 $F_2(t)$ 는

$$F_2(t) = ky_2(t) + u_e(t) + u_f(t) \quad (12)$$

로 표현된다. 여기서 제어력 $u_e(t)$ 는 식(6)으로 표현되며, ER 마운트의 유체력 $u_f(t)$ 는

$$u_f(t) = \frac{3 \pi \eta R^4}{2(h_b - y_2(t))^3} \dot{y}(t) \quad (13)$$

로 표현된다. $F_2(t)$ 에 제어력이 표현되어 있으므로 원통셀에 전달되는 전달력은 식(8)의 2 차 형식으로 표현될 수 없음을 알 수 있다. 따라서, 식(10)의 전달력을 최소화 하는 가중치 행렬 $[Q]$ 를 결정할 필요가 있다. 본 연구에서는 가중치 행렬 $[Q]$ 를

$$[Q] = \begin{bmatrix} \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha \end{bmatrix} \quad (14)$$

로 선정하였다. 1 차 탄성 고유진동수 근처인 70 Hz 의 정현파로 외란이 가해졌을 때, α 의 변화에 따른 $F_1(t)$ 의 변화를 Fig. 2에서 나타내며, $F_2(t)$ 를 Fig. 3 에 나타낸다. 가중치 α 를 증가시키면 $F_1(t)$ 의 크기는 계속 감소하지만, $F_2(t)$ 는 감소하다가 어느 α 값 이상에서는 오히려 증가함을 알 수 있다. α 에 따른 원통셀에 전달되는 전달력의 합 $F(t)$ 를 Fig. 4 에 나타낸다. Fig. 4 는 가중치 $\alpha = 20$ 에서 전달력이 최소가 됨을 알 수 있다. Fig. 5 는 $\alpha = 20$ 에서 전달력을 상세히 표현한 결과이며, 그때의 시간 데이터는 Fig. 6 과 Fig. 7

에 나타낸다. 제어효과가 그다지 크지 않은 것은 구조물의 감쇠비를 $\zeta = 0.05$ 로 설정하였기 때문이므로, 감쇠비를 더 작게 설정하면 더 큰 효과를 나타낼 것으로 판단된다.

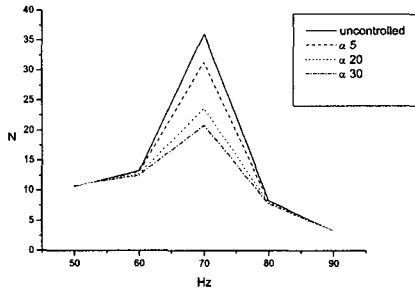


Fig. 2 Magnitude of $F_1(t)$ of 70Hz

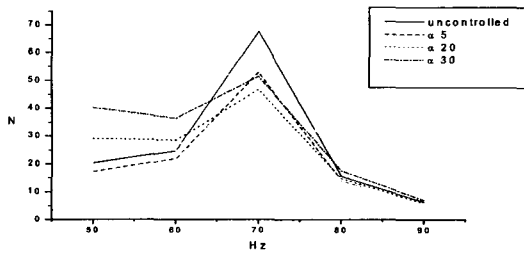


Fig. 3 Magnitude of $F_2(t)$ of 70Hz

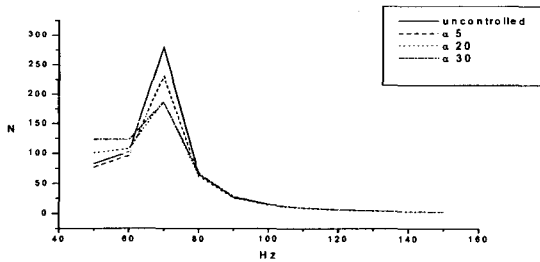


Fig. 4 Force transmitted to cylindrical shell with varying α

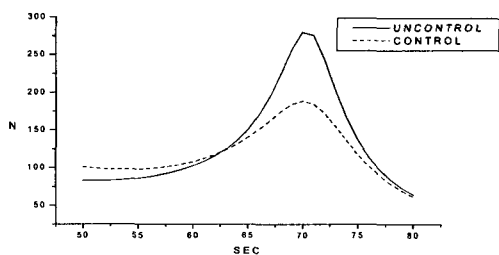


Fig. 5 Optimal transmitted force when $\alpha = 20$

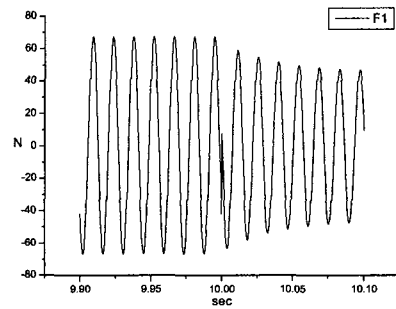


Fig. 6 Time historied data of $F_1(t)$ when $\alpha = 20$

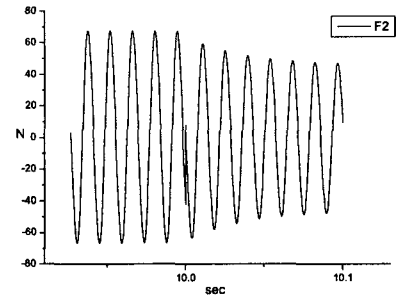


Fig. 7 Time historied data of $F_2(t)$ when $\alpha = 20$

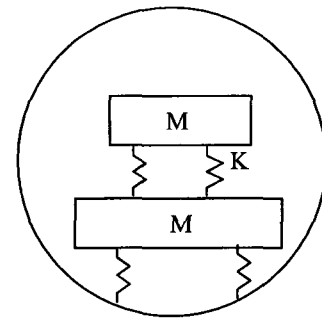


Fig. 8 A model of cylindrical shell with 2 stage mounting system and cylindrical shell

5. 원통셸의 진동소음 해석

2 단 탄성마운트 시스템은 Fig. 8 과 같이 원통셸에 연결되어 있다. 엔진에 의해 발생한 힘은 2 단 탄성마운트를 통하여 원통셸에 전달되며, 진동하는 원통셸의 속도는 방사소음을 유발시킨다.

원통셸 모델의 방사소음의 타당성을 조사하기 위하여 Fig. 9 와 같이 1N 가진에 대한 1m 거리에서의 음압을 무한 원통셸의 이론식과 비교한 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 점선은 범용 음향해석

틀인 SYSNOISE 를 이용하여 Fig. 9와 같은 모델링에 의하여 예측한 결과이고, 실선은 무한 원통셸의 이론해⁽²⁾이다. Fig. 9의 원통셸은 반지름 0.8m, 길이 2m, 두께 0.03m 이다. 원통셸의 공진주파수를 제외하고는 전체적인 경향은 일치함을 알 수 있다. 여기서 사용된 음압의 정의는 다음과 같다.

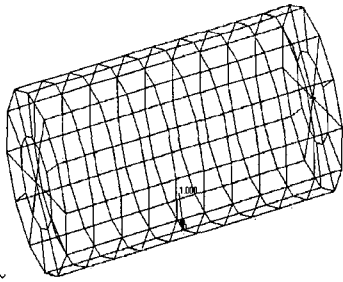


Fig. 9 A model of cylindrical shell

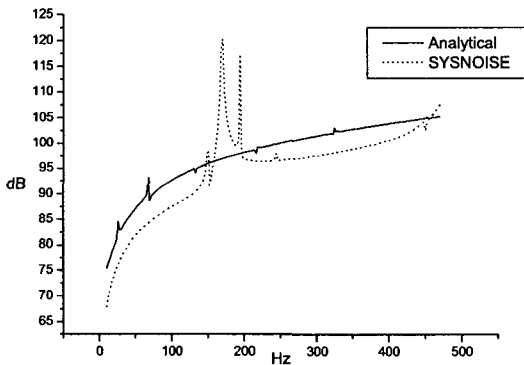


Fig. 10 Acoustic pressure at 1m from center when 1N is applied

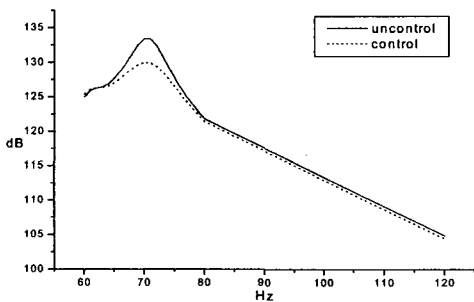


Fig. 11 Acoustic pressure at 1m from center by the transmitted force

$$SPL = 10 \log \left(\frac{P_{rms}}{P_r} \right)^2, \text{ dB} \quad (15)$$

단,

$$P_r = 1 \times 10^{-6} \quad (N/m^2)$$

field point 를 반지름 200m 의 구로 잡고 음압을 계산하여 다음식에 의해 1m로 환산한 결과이다.

$$SPL_{1m} = SPL_{200m} + 20 \log 200, \text{ dB} \quad (16)$$

Fig. 5에 주어진 전달력에 대한 원통셸의 1m 거리에서의 방사음압을 Fig. 11에 나타낸다. 제어를 하면 공진주파수인 70Hz 근방에서 4.4dB의 방사음압 저감효과가 있음을 보인다.

6. 결론

- (1) 2 단 탄성마운트를 갖는 원통셸의 방사소음 저감을 위하여 ER 마운트 제어를 응용하여 보였다.
- (2) 원통셸의 방사소음을 저감하기 위한 ER 마운트 제어는 목적함수를 2 차 형식으로 표현할 수 없음을 보였다.
- (3) ER 마운트의 제어력을 지나치게 크게 하면 오히려 원통셸에 전달되는 전달력이 증가하여 역효과가 있음을 보였다.
- (4) 향후에는 전달력을 최소화 하기 위한 [Q] 행렬을 구하는 최적화 기법에 관한 연구가 필요하다

참고문헌

- (1) 정우진, 김두기, 정의봉, 홍성룡, 최승복, 2002 “압착모드형 ER 머운트를 이용한 보 구조의 진동저감 해석”, 한국소음진동공학회논문집 제 12 권 제 7 호, pp 557~564.
- (2) 정우진, 신구균, 한일배, 전재진, 이현곤, 1994 “전달행렬을 이용한 진동 및 방사소음 해석: 무한원통형 물수체”, 한국소음진동공학회논문집 Vol. 4, No. 4 pp 443~449.