

마운트 모듈의 공진이 지지되는 강체 시스템에 미치는 동적 영향

Dynamic Effect of Resonance in a Mount Module on a Supported Rigid System

김 찬 중[†]
Chan-Jung Kim[†]

(Received January 3, 2025 ; Revised January 16, 2025 ; Accepted January 17, 2025)

Key Words : Mount Module Resonance(마운트모듈 공진), Supported Rigid System(지지되는 강체 시스템), Upper Mount(상부마운트), Lower Mount(하부마운트), Theoretical Model(이론 모델)

ABSTRACT

The resonance behavior of supporting mount modules can significantly degrade vibration isolation performance in mechanical systems. To address this issue, the dynamic influence of mount modules must be thoroughly investigated. A simplified theoretical model of a rigid body-supported system, comprising upper and lower mounts with an intermediary mass, was developed using linear system modeling. Frequency response functions were used to characterize the dynamics of the mounts, and experimental modal tests were conducted on a setup with and without intermediary mass. The inclusion of the mass shifted the translational rigid mode from 38.1 Hz to 29.5 Hz and introduced a rotational mode at 66.9 Hz. Both of these effects were influenced by the mount module's resonance at 55.5 Hz. These results highlight the critical impact of mount module resonance on supported system dynamics, underscoring the need to integrate mount dynamics into system-level analyses for accurate vibration behavior predictions.

1. 서 론

마운트 모듈은 연결되어 있는 시스템 간의 물리적 이격을 통해 한쪽 방향에서 발생된 에너지가 다른 방향으로 전달되는 것을 방지하는 것을 주요 목적으로 한다. 마운트 모듈은 방진 역할을 수행하기 위해 대부분의 기계 부품에서 사용되고 있고 방식에 따라 수동(passive type)^(1~6), 반 능동(semi-active type)^(7~10) 및 능동(active type)으로 구분할 수 있다^(11,12). 최근 기계 부품의 높은 품질 요구와 전동화에 따라 반능동 및 능동 마운트 타입이 기계 부품에 적용되는 빈도가

높아지고는 있으나 아직 많은 경우는 비용 측면이나 능동 동작에 대한 안정성 우려, 유지보수 비용 등을 고려하여 수동형 타입이 많이 사용되고 있다.

마운트 모듈과 관련된 시스템의 공진점 이슈는 마운트 모듈의 이슈 자체보다는 회전체에서 마운트 모듈의 위치에 따라 회전체의 동적 특성을 변화시켜 원하는 주파수 영역에서 안정적인 회전체의 운전을 보장하는 연구 등이 진행되었다⁽¹³⁾. 마운트 모듈에 대한 일반적인 연구는 자동차 산업에서 마운트 모듈, 특히 엔진마운트 등의 연구에서 모델링 및 성능 개선을 위한 선행연구들이 광범위하게 진행되었다^(14,15). 최근 저자가 간단한 2개~3개의 자유도를 가지는 간단한

[†] Corresponding Author ; Member, Pukyong National University, Professor
E-mail : cjkim@pknu.ac.kr

[‡] Recommended by Editor Jung Woo Sohn
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

모델링에서 상부에서 발생하는 하중조건이나 혹은 하부 바닥 가진 조건에서 마운트 기계적 특성을 최적화하는 연구를 수행하였지만, 해당 내용은 마운트 자체의 공진 문제에 대응하기 위한 연구에는 적합한 해법을 제공하지 못한다⁽¹⁶⁻¹⁸⁾. 마운트모듈의 공진이 상부 지지되는 시스템에 영향을 주는 연구는 최근 전기구동 모듈로 이동 수단이 변화되는 과정에서 문제가 제기되었다. 통상 기존 마운트모듈의 설계단계에서 고려하지 않았던 고주파 구동 상태에서의 문제가 발생한 것으로 신규 마운트모듈의 설계 시 마운트모듈 자체의 공진점이 이슈가 되고 있음을 알 수 있다^(19,20). 방진 관련 최근의 유사 연구에서도 마운트 모듈의 위치 관련 회전체 시스템의 공진점 제어⁽²¹⁾ 및 기존 수동형 마운트 모듈을 고안하여 방진 성능을 높이는 연구도 진행하였다^(22,23).

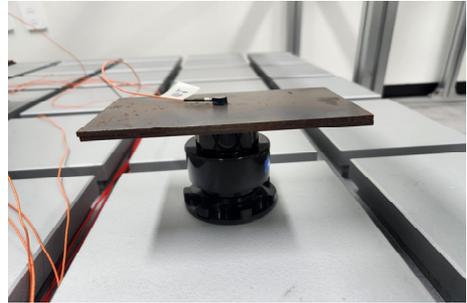
이 연구에서는 최근 연구에서 다른 마운트모듈의 공진 현상에 대한 상부 지지되는 시스템에 미치는 영향을 매우 간단한 시스템으로부터 시작하는 기초 연구에 해당한다. 산업에서 사용되는 시스템은 마운트 모듈부터 복잡한 동적 특성을 보여줄 뿐만 아니라 지지되는 시스템과 결합 시 발생하는 동적 특성의 변화 혹은 영향도를 평가하는데 불확실한 인자들을 다수 가질 수밖에 없기 때문이다. 2장에서는 우선 지지되는 2개 마운트의 동적 특성을 사전에 식별하였으며 3장에서는 해당 마운트 조건을 고려한 이론적 2자유도 모델을 구성하고 응답 특성을 사전에 확인하였다. 4장에서는 실험적 검증을 위해 강체 시스템을 구성한 후 지지되는 시스템의 동적 특성 변화를 관찰하고 결과를 분석하였다.

2. 마운트 모듈 실험적 동적 특성 식별

이 과제의 주요 목적인 마운트 모듈의 동적 특성을 실험적으로 식별하기 위해 별도의 실험적 공진점 식별 과정을 진행하였다. 2개의 마운트 모듈이 이론 및 실험 대상에 사용되기 때문에 장착 위치를 고려하여 Fig. 1과 Fig. 2와 같이 상부마운트(upper mount) 및 하부마운트(lower mount) 모듈로 각각 명기하였다. 상부마운트와 하부마운트 동적 특성을 확인하기 위해 마운트 상부에 가속도 센서(model: 3225f2, Dytran, U.S.A.)를 부착한 상태에서 임팩트 해머(model: 5800b3, Dytran, U.S.A.)를 활용하여 주파수응답함수를 측정

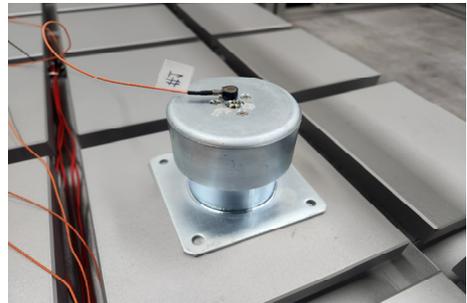


(a) Without mass

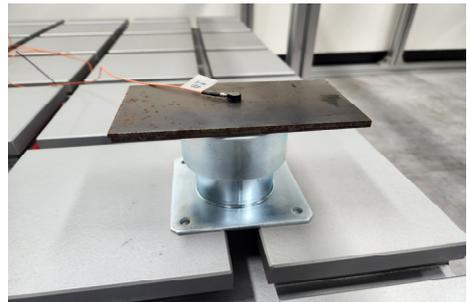


(b) With mass

Fig. 1 Identification of upper mount module



(a) Without mass



(b) With mass

Fig. 2 Identification of lower mount module

하였다. 데이터를 계측하고 주파수응답함수를 계산한 하드웨어는 Siemens사(Munich, Germany)의 Test.Lab(15A ver.)을 활용하였다^(24,25).

질량의 여부에 따른 응답 특성의 차이를 파악하기 위해 S45C 소재로 만든 간단한 사각관 형태의 질량 553 g 을 부착하였다. 상부마운트 및 하부마운트는 상용으로 구매가 가능한 일본 NABEYA사(Gifu, Japan) BMM100-L, BMH75-045 모델을 활용하였다. 아래는 상부에 질량이 있는지에 따른 2가지 경우를 모두 도시하였다.

Fig. 3과 Fig. 4에서 도시한 주파수응답함수를 확인해 본 결과 상부에 질량이 없는 경우에는 다수의 공진이 발견되었고 특히 500 Hz 고주파로 다가갈수록 응답 값이 증가하였다. 하지만, 실제 마운트 모듈이 작동하는 환경은 상부 지지되는 구조물이 존재하기 때문에 간단한 형태의 질량이 상부에 부착된 경우가 실제 작동 환경과 유사하다. 2개 마운트를 구성하는 스프링 요소에 영향을 주는 자체 등가 질량이 사각관 형태 질량(553 g) 대비 무시할 수 있다고 가정할 때 식 (1)로부터 등가 강성을 도출하였으며 2개 마운트에 대한 결과를 Table 1에 정리를 하였다. 여기서, ω_n 는 공진점,

K 는 구조 강성, M 은 등가 질량이다.

$$\sqrt{\frac{K}{M}} = \omega_n \tag{1}$$

해당 값을 제조사의 스펙과 비교해 보면 상부마운트는 공진점이 약 5 Hz 근방(허용할 수 있는 하중이 69 N ~ 137 N)이라는 점만 명기되어 있어 비교하기에 다소 부족하며, 하부마운트는 강성이 67 000 N/m으로 명기되어 있어 실험값이 신뢰성을 가진다.

3. 마운트 모델의 이론 모델

강체 시스템이 2개의 마운트 모듈에 지지되는 형태를 사전에 평가하기 위해 Fig. 5에 이론 모델을 구성하였다. 지지되는 시스템은 강체 모델로 단일 질량(M_p)으로 모델링 하였고, 마운트 모듈의 질량(M_m)과 2개의 마운트 특성 값으로 모델링하였다. 여기서, 마운트 모듈의 질량(M_m) 중심으로, 상부(K_p), 하부(K_m) 스프링 요소들과 상부(C_p), 하부(C_m) 감쇠 요소들로 모델링하였다.

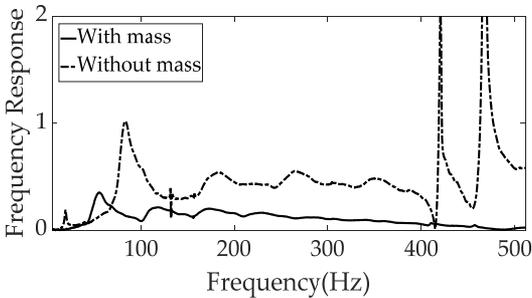


Fig. 3 Frequency response function of upper mount

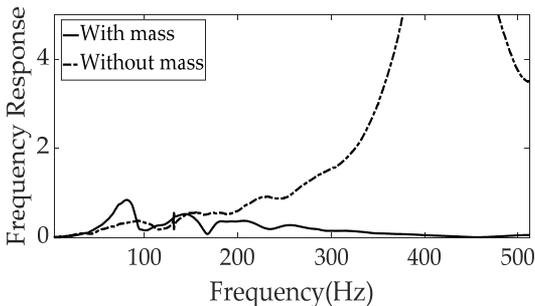


Fig. 4 Frequency response function of lower mount

Table 1 Equivalent stiffness of two mount module under the payload 553 g

Type	Value	
Upper mount	Resonance frequency [Hz]	82.3
	Stiffness [N/m]	147 870
Lower mount	Resonance frequency [Hz]	55.5
	Stiffness [N/m]	67 247

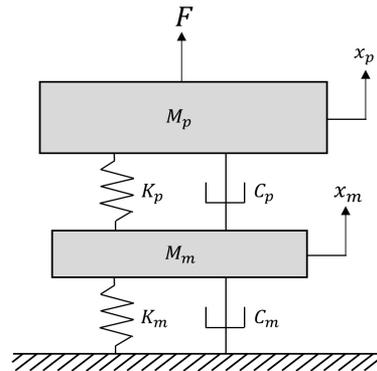


Fig. 5 Basic mount model of rigid body system

지지되는 대상 질량(M_p)에 대한 응답(X_p)으로 이루어진 주파수응답함수를 획득하기 위해 2개 질량을 중심으로 식 (2), 식 (3)으로 도출된다.

$$M_p \ddot{X}_p + C_p (\dot{X}_p - \dot{X}_m) + K_p (X_p - X_m) = F_p \tag{2}$$

$$M_m \ddot{x}_m + C_p (\dot{x}_m - \dot{x}_p) + K_p (x_m - x_p) + C_m \dot{x}_m + K_m x_m = 0 \tag{3}$$

2개의 식을 푸리에 변환을 시켜서 정리를 한 후 하중에 대한 대상 질량(M_p)에 인가된 하중(F)에 대한 응답(X_p)의 역수 비는 주파수 영역에서 식 (4)로 나타낼 수 있다. 여기서, 2개의 응답(X_p, X_m)의 초기 변위 및 속도는 모두 0이라고 가정을 하였고 x_p 는 단위 rad/s인 주파수 변수이다.

$$\frac{F}{X_p} = \left[\frac{(j\omega)^2 M_p + (j\omega) C_p + K_p - ((j\omega) C_p + K_p)^2}{(j\omega)^2 M_m + (j\omega)(C_p + C_m) + K_p + K_m} \right] \tag{4}$$

Table 2 Mechanical property of theoretical supported rigid model with mount module

Variable	Value
M_p [kg]	18.3
M_m [kg]	8.8
C_p [Ns/m]	10
K_p [kN/m]	23 659
C_m [Ns/m]	10
K_m [kN/m]	1076

해당 조건에서의 응답 특성을 이론 모델을 바탕으로 확인하기 위해 실험 데이터의 기본 파라미터를 Table 2에 정리하였다. 해당 조건에서 도출되는 주파수 영역(~ 350 Hz)에서의 응답은 Fig. 6에 도시하였다.

우선 상부 강체 질량(M_p)은 4장의 강체 시편 조건을 그대로 사용하였으며, 2개 댐퍼(C_p, C_m)의 경우는 공진점 변화에 크게 영향을 주지 않으므로 임의로 10 Ns/m 값을 사용하였다. 하부마운트 강성(K_m) 및 추가적인 질량(M_m)의 경우 2장에서 식별된 질량이 있는 경우 55.5 Hz 공진 조건을 만족시키는 조건으로 값을 조정하였다. 상부 강성(K_p)은 M_m 이 존재하지 않는 조건에서 4장에서의 실험 결과를 참조하여 값을 추가적으로 수정한 것이다.

간단한 이론 모델의 경우에는 상하 방향의 운동만이 고려되는 시스템으로 질량이 없는 경우 37.6 Hz 공진점을 보인다. 하지만 질량이 추가된 경우($M_m=8.8$ kg)에는 해당 강체 모드가 31.1 Hz로 떨어지고 상대적으로 고주파 영역인 319.5 Hz 위치에서 추가적인 공진이 발생함을 알 수 있다. 마운트모듈에 질량이 추가된 경우 해당 질량의 영향으로 공진점을 가지게 되고 현재 시뮬레이션 모델에서는 하부마운트와 질량 조합을 고려할 때 55.5 Hz 값을 가지게 된다. 이런 조건에서 상부 강체 시스템의 공진점은 약 17% 낮아진 31.1 Hz 값을 보였으며 추가적으로 고주파 영역에서 추가 공진을 가지게 된다. 다만, 이 시뮬레이션 모델은 실험 결과와 유사하게 구성하였으나 실제 삽입된 질량보다 다소 큰 값인 8.8 kg을 넣어 마운트 모듈의 동적 특성이 상부에 미치는 영향을 크게 증대시킨 경향이 있다. 따라서 마운트 모듈의 공진점이 지지되는 상부 시스템의 동적 특성이 주는 영향의 경향성을 파악하는데 참조하기 위해 실시한 것이다. 또한, 마운트 모듈의 질량(M_m)도 주요 설계 인자이므로 고려할 필요가 있다. 기존 연구들에서 마운트 중간에 질량이 존재하는 구조를 대상으로 유사하게 동적 특성을 연구하였으나^(17,18,26), 질량 파라미터에 대한 고려는 상대적으로 부족하였다. 이 연구에서도 질량은 실험 조건에 부합한 단일 값으로 고정했으므로 향후 마운트 질량 영향을 고려한 연구가 추가로 필요하다.

4. 마운트 모듈에 지지되는 강체 시스템 실험적 동적 검증

마운트 모듈에 지지가 되는 간단한 강체 시스템을

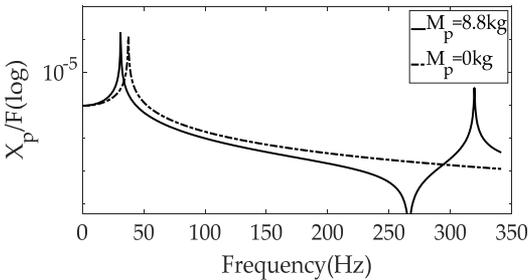


Fig. 6 Frequency response function of supported model

구성하여 3장의 이론에서 보여준 이론 모델의 시뮬레이션 결과와 비교 평가를 수행하고자 한다. 우선 강체 모델을 구현하기 위해 제진대로 사용되는 상용 직사각형 구조물을 활용하여 강체 모델을 구성하였다. 마운트모듈 생산한 NABEYA사(Gifu, Japan) 제진대인 VPG4045-030L 모델을 사용하였다. 해당 제진대는 직사각형 형태(450 mm × 400 mm × 30 mm)로 흰색 화강암으로 만들어진 강체 구조물이며 하부에는 BMM100-L 4개가 장착되어 ‘제진대 VPG’라는 제품으로 판매되고 있다. Fig. 7은 해당 강체 구조물을 보여준다.

우선 강체의 동적 특성을 식별하기 위해 아래에 강성이 매우 작은 스펀지 위에 해당 강체를 올려놓은 다음 #1 ~ #12 위치에(Fig. 7) 상하 방향의 가속도 센서(model: 3225F2, Dytran, U.S.A)를 부착한 후 #6 위치에 임팩트 해머(model: 5800B3, Dytran, U.S.A.)를 사용하였으며 Table 3에 요약된 주요 공진점은 2장에서 소개한 Siemens사의 Test.Lab(15A ver.)과 PolyMAX 알고리즘을 활용하여 계산한 결과이다.

해당 공진점은 3장에서 식별한 마운트모듈 자체의

공진점인 상부 82.3 Hz, 하부 55.5 Hz 값 대비 매우 높기 때문에 지지되는 상부 시스템과 하부 마운트모듈의 공진점 사이의 공진점 간 커플링 영향은 배제할 수 있다고 판단하였다. 2장에서 제시한 간단한 형태의 시스템 모델링 근접한 시스템을 실험적으로 구현하기 위해 Table 3의 강체 질량을 상부에 둔 다음 하부에 사전에 식별된 2개의 마운트로 지지하는 시스템을 구성하였다. Fig. 8은 마운트 모듈 사이에 추가 질량을 추가하거나 하지 않은 경우를 포함한 2가지 케이스의 지지되는 간단한 강체 시스템을 보여준다.

해당 조건을 3장의 마운트 조건과 간단히 비교해보면 3장의 모델은 강체 질량을 하나의 상부마운트와 하부마운트로 지지를 하는 구조인 데 반하여 실험 대상은 4개 마운트가 대칭을 이루어 상부 강체 질량을 지지하고 있다. 따라서 Fig. 5의 단일 마운트는 실제적으로 4개 마운트모듈의 등가 값을 가진다는 것을 알 수 있다. 부가되는 질량(M_m)의 경우에도 4개의 질량이 대칭을 이루는 상부마운트와 하부마운트 사이에 각각 삽입된 등가 질량이다.

2가지 다른 마운트 모듈의 조건에 대해 상부 강체 시스템의 동적 특성의 변화를 살펴보기 위해 Table 3의 강체 자체의 모달 파라미터 추출 과정과 동일하게

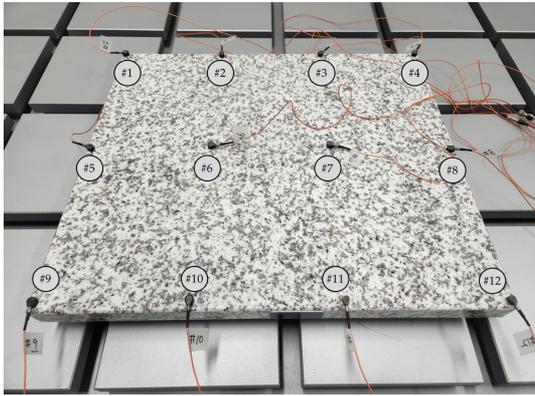
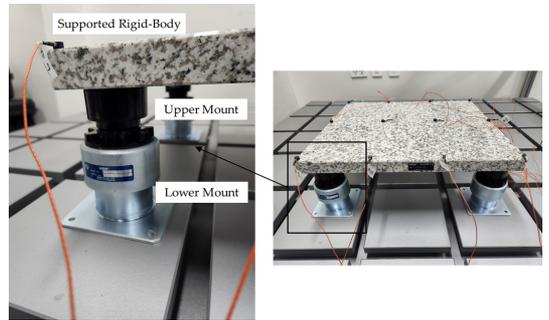


Fig. 7 Simple rectangular rigid body specimen

Table 3 Resonance frequencies of rigid body specimen

#	Value [Hz]
1	422.9
2	577.1
3	647.5
4	999.0
5	1034.5



(a) Without mass



(b) With mass

Fig. 8 Rigid body system supported by two mount modules in series

Table 4 Resonance frequencies of rigid body specimen

Case		Barerigid body [Hz]	Rigid body with upper mount/ lower mount [Hz]	Rigid body with upper mount/mass/ lower mount [Hz]
Rigid mode	#1	-	38.1(T)	29.5(T)
	#2	-	58.7(R)	43.0(R)
	#3	-	-	66.9(R)
Flexible mode	#1	422.9	582.1	580.2
	#2	577.1	657.9	652.4

임팩트 해머를 활용하여 #6(Fig. 7) 위치를 타격한 후 저주파수응답함수를 획득한 후 신호처리를 통해 모달 파라미터를 추출하였다. 특히, 마운트 모듈에 의해 지지되는 과정에서 저주파 영역(~ 512 Hz)에 집중하여 분석을 수행하였다. 수행한 결과를 정리한 것은 아래 Table 4와 같다.

강체 질량이 마운트가 없는 상태(bare rigid body)도 저주파 대역 중에서 일부 강체 모드가 아래 낮은 스펜지 강성에 의해서도 1 Hz 미만에서 관측이 되었으므로 DC 강체 성분으로 고려하여 이 연구에서의 해당 강체모드를 제외 하였다. 이와 비교하여 강체 구조물 아래 2개의 마운트가 부착된 경우에는 DC 강체 성분 중 일부 강체 모드가 수십 Hz 구간에서 관찰이 되었다. Fig. 8(a) 케이스는 2개의 강체 성분이 관측되는데, 첫 번째는 38.1 Hz에서 상하 병진, 58.7 Hz에서 회전 모드로 각각 식별이 되었다. 마운트 중간에 질량(0.553 g)이 부착된 경우에는 1차~2차 강체 모드가 동시에 낮아져서 29.5 Hz, 43.0 Hz로 이동하였다. 또한, 3차 회전 모드가 추가적으로 관측이 되어 66.9 Hz 성분이 식별되었다. 2개 마운트 사이에 질량이 추가되는 케이스의 경우 앞서 2장에서 식별한 마운트의 동특성 중 하부마운트 위에 질량이 추가된 경우와 일치하는데, 하부마운트가 질량이 추가된 경우 55.5 Hz 공진이 마운트에 존재하고 있음을 의미한다.

강체 모드와 관련된 실험 결과를 이론 모델의 경우와 비교해 보면 가장 큰 차이점은 추가적인 2개 혹은 3개 회전 모드가 존재하는 유무에 있다. 간단한 모델로부터 도출된 강체 모드는 병진 운동만 고려되므로 병진 운동 관련 1차 강체 모드만 도출된다. 이론 모델에서 질량이 없는 경우 강체 시스템은 37.6 Hz의 공진점이 31.1 Hz 값으로 낮아졌으며, 실험적으로도 유사하게 38.1 Hz 공진이 29.5 Hz 값으로 줄어들음을 확

인할 수 있었다. 시뮬레이션 결과에서 도출된 추가적인 319.5 Hz 성분의 경우 응답이 상대적으로 낮아서 실험에서 이를 명확하게 관측할 수 없었던 것으로 판단된다. 또한, 66.9 Hz 성분과 같은 추가적인 공진점까지 관측되었기 때문에 하부의 마운트모듈 공진 현상은 추가적인 공진점을 발생시키는 것을 확인하였다. 따라서 마운트모듈의 공진 현상은 지지되는 상부 구조물의 공진점을 낮추는 역할을 수행할 뿐만 아니라 잠재적으로 원하지 않는 공진 성분을 추가적으로 발생시킬 가능성이 크기 때문에 가능한 해당 공진을 배제하는 것이 바람직하다.

진동 소음 측면에서 관심이 큰 연성 모드의 경우에는 1차 및 2차 공진점이 큰 변화가 나타나지 않았다. 질량이 있는 경우와 질량이 없는 경우에도 약간의 공진점 차이는 나타나고 있으나 해당 수준은 실험적 오차 정도로 작아서 공진점의 변화가 있다고 판단하기에 무리가 있다. 해당 결과가 도출된 이유는 강체 질량의 약 580 Hz 근방에 존재하기 때문에 마운트모듈의 공진 주파수 대역대인 100 Hz 이하 조건과 차이가 나서 커플링 효과가 나타날 수 없기 때문으로 판단된다. 향후 지지되는 상부 질량의 공진점과 유사 주파수 대역에서 마운트모듈의 공진이 발생할 경우에는 영향을 줄 수도 있으므로 추가 연구가 필요하다. 다만, 현재 실험 구조에서 고주파 공진을 마운트모듈에 임의로 발생시키기 힘든 구조(부가되는 질량의 크기를 매우 작게 변경)이므로 다른 실험 장치를 통해 검증해야 할 것으로 판단된다.

5. 결 론

이 논문은 최근 쟁점이 되는 마운트모듈 자체의 공진이 지지되는 상부 시스템에 주는 영향을 확인하기

위해 간단한 시스템을 구성하여 평가한 것이다. 우선 관심 대상인 마운트에 대한 정확한 동적 특성을 식별하기 위해 주파수응답함수를 활용하여 강성 값을 도출하였으며 제조사의 사양과 비교하여 신뢰성이 있음을 확인하였다. 간단한 2자유도 모델을 구성하여 지지되는 강체 구조물의 하부에 ‘상부마운트+ 질량+ 하부마운트’ 조건에서 질량의 여부에 따라 공진점 변화를 우선 확인하였다. 해당 시뮬레이션을 통해 상부 시스템의 공진점이 낮아지며 추가적인 공진점이 고주파에서 나타남을 확인하였다. 실험적으로 이를 명확하게 확인하기 위해 강체 질량을 2개의 마운트로 지지하는 실험 구조물을 구성한 다음, 상부마운트와 하부마운트 사이에 질량의 유무에 따른 응답 특성을 측정하였다. 실험적 모달 분석을 통한 공진점 식별 결과 시뮬레이션과 유사하게 지지되는 상부의 공진점은 하부 공진이 있는 경우(2개 마운트 사이에 질량이 추가된 경우)에 공진점이 낮아지는 것을 확인하였다. 시뮬레이션 조건에서 구현하기 불가능한 회전 형태의 강체모드를 실험 결과에서는 확인할 수 있었다. 1차 회전 강체 모드는 병진 형태의 강체 모드와 유사하게 질량이 추가된 경우에 낮아지는 것을 확인하였다. 또한, 1개의 회전 강체 모드가 추가적으로 시험 결과에서는 도출이 되었다. 이러한 이론 및 시험 결과를 바탕으로 하부 마운트 모듈의 공진은 상부의 지지되는 시스템의 공진점을 변화시킬 뿐만 아니라 추가적인 공진점의 발생을 유발할 가능성이 높아짐을 확인하였다. 따라서 이 연구를 통해 마운트모듈 공진의 영향을 지지되는 상부 시스템 동적 특성과 분리한 상태에서 해당 시스템에 영향을 주는 우려 조건을 확인한 것이 주요 공학적 기여로 판단된다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의기술연구비(2023년)에 의하여 연구되었습니다.

References

(1) Oh, H.-U., Lee, K.-J. and Jo, M.-S., 2013, A Passive Launch and On-orbit Vibration Isolation System for the Spaceborne Cryocooler, *Aerospace Science and Technology*, Vol. 28, No. 1, pp. 324-331.

(2) Wu, Z., Jing, X., Sun, B. and Li, F., 2016, A 6DOF Passive Vibration Isolator using X-shape Supporting Structures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 380, pp. 90-111.

(3) Lee, J. and Okwudire, C. E., 2016, Reduction of Vibrations of Passively-isolated Ultra-precision Manufacturing Machines using Mode Coupling, *Precision Engineering*, Vol. 43, pp. 164-177.

(4) Ribeiro, E. A., de Oliveira Lopes, E. and Bavastri, C. A., 2017, A Numerical and Experimental Study on Optimal Design of Multi-DOF Viscoelastic Supports for Passive Vibration Control in Rotating Machinery, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 411, pp. 346-361.

(5) Alujević, N., Čakmak, D., Wolf, H. and Jokić, M., 2018, Passive and Active Vibration Isolation Systems using Inerter, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 418, pp. 163-183.

(6) Siami, A., Karimi, H. R., Cigada, A., Zappa, E. and Sabbioni, E., 2018, Parameter Optimization of an Inerter-based Isolator for Passive Vibration Control of Michelangelo’s Rondanini Pietà, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 98, pp. 667-683.

(7) Oh, H. U. and Choi, Y. J., 2011, Enhancement of Pointing Performance by Semi-active Variable Damping Isolator with Strategies for Attenuating Chattering Effects, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 165, No. 2, pp. 385-391.

(8) Azadi, M., Behzadipour, S. and Faulkner, G., 2011, Performance Analysis of a Semi-active Mount Made by a New Variable Stiffness Spring, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, No. 12, pp. 2733-2746.

(9) dos Santos, M. B., Coelho, H. T., Neto, F. P. L. and Mahfoud, J., 2017, Assessment of Semi-active Friction Dampers, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 94, pp. 33-56.

(10) Gu, X., Yu, Y., Li, J. and Li, Y., 2017, Semi-active Control of Magnetorheological Elastomer Base Isolation System Utilising Learning-based Inverse Model, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 406, pp. 346-362.

(11) Ushijima, T. and Kumakawa, S., 1993, Active Engine Mount with Piezo-actuator for Vibration Control, *SAE International Technical Paper*, 930201.

- (12) Fakhari, V., Ohadi, A. and Talebi, H. A., 2015, A Robust Adaptive Control Scheme for an Active Mount using a Dynamic Engine Model, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 21, No. 11, pp. 2223~2245.
- (13) Lee, J.-M., Yu, H.-T., Park, G.-J., Choi, H.-C. and Choi, B.-K., 2015, Design for Resonance Avoidance of Mount through the Modal Analysis, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 25, No. 7, pp. 481~486.
- (14) Singh, R., Kim, G. and Ravindra, P. V., 1992, Linear Analysis of Automotive Hydro-mechanical Mount with Emphasis on Decoupler Characteristics, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 158, No. 2, pp. 219~243.
- (15) Yu, Y., Naganathan, N. G. and Dukkipati, R. V., 2001, A Literature Review of Automotive Vehicle Engine Mounting Systems, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 36, No. 1, pp. 123~142.
- (16) Kim, C.-J., 2018, Design Criterion of Damper Component of Passive-type Mount Module without using Base Mass-block, *Energies*, Vol. 11, No. 6, p. 1548.
- (17) Park, Y. W., Kim, T.-W. and Kim, C.-J., 2023, Compromised Vibration Isolator of Electric Power Generator Considering Self-excitation and Basement Input, *Inventions*, Vol. 8, No. 1, p. 40.
- (18) Kim, C. and Kim, C.-J., 2023, Tuning of Two Sub-mounts in Mass-block Integrated Mount Module over Self-excitation and Basement Input, *Applied Sciences*, Vol. 13, No. 18, 10159.
- (19) Hazra, S. and Reddy, K. J. 2021, Study of Dynamics Stiffness and Shape Factor of Rubber Mounts to Address High-frequency Resonance Issue in Electric Powertrain Mounting System, *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, Vol. 3, No. 2, pp. 773~779.
- (20) Park, S.-H., Kim, C.-J. and Kang, Y., 2023, Evaluation of the Supporting Mounts of a Three-in-one Electric Drive Unit using a Hybrid Simulation Model, *Machines*, Vol. 11, No. 11, p. 1026.
- (21) Laine, S., Haikonen, S., Tiainen, T. and Viitala, R., 2024, Rotor Resonance Avoidance by Continuous Adjustment of Support Stiffness, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 270, 109092.
- (22) Bhatt, A., Patro, S. R. and Banerjee, A., 2024, Vibration Isolation by Relative Resonance Perceived in Combination of Rigid Bodies and Elastic Beams, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 578, 118357.
- (23) Deng, J., Zhao, J., Yang, J., Tian, Y. and Long, X., 2024, Design and Analysis of a Tunable Electromagnetic Lever-type Anti-resonant Vibration Isolator, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 263, 108787.
- (24) Rao, S. S., 2011, *Mechanical Vibrations*, 5th Edition, Pearson Education, London, United Kingdom.
- (25) Inman, D. J., 2013, *Engineering Vibration*, 4th Edition, Pearson Education, London, United Kingdom.
- (26) Park, J. and Kim, C.-J., 2023, Mechanical Property Refinement of Upper Passive-type Sub-mount Including Mass-block, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 33, No. 5, pp. 509~515.