

다중동조질량감쇠기를 이용한 단순지지 슬래브의 진동 및 소음저감에 관한 연구[#]

Vibration and Noise Control of the Simply Supported Slab Using the Multi-tuned Mass Damper

황재승[†] · 홍건호^{*} · 박홍근^{**}

Jae-Seung Hwang, Geon-Ho Hong and Hong-Gun Park

(2008년 5월 13일 접수 ; 2008년 9월 25일 심사완료)

Key Words : MTMD(다중질량감쇠기), Substructure Synthesis(부분구조합성법), Acoustic Power(음파위), Vibration and Noise Control(진동소음저감), Simply Supported Slab(단순지지 슬래브)

ABSTRACT

In this study, it is outlined that heavy weight floor impact noise induced by the vibration of slab can be reduced using multi tuned mass damper(MTMD) effectively. Substructure synthesis is utilized to develop analytical model of the slab coupled with MTMD and acoustic power is introduced to evaluate the performance of noise control for simplicity. Numerical analysis is carried out to investigate the effect of the properties of MTMD on the vibration and noise control of the simply supported slab. Numerical analysis shows that mass ratio of MTMD is critical on the vibration and noise control of the slab and it is also essential to reduce the vibration in higher modes of slab in the light of its great effect on the radiation of sound.

1. 서 론

바람, 지진에 의한 저주파 영역의 구조물 동적해석에 익숙한 구조공학자에게 30 Hz 이상 가청영역의 진동 및 그에 의해 발생하는 고체전달음(structural-borne sound 구조기인소음)은 고려대상에서 벗어난 음향분야로 간주되었다. 건축물의 진동에 관한 거주 성능평가에서도 바닥판의 수직진동의 진동수 적용범위를 3~30 Hz로 제한하는데, 30 Hz를 초과하는 진동수범위는 고체음 영역과의 경계 영역이며, 평가에

서 고체전달음의 영향을 함께 고려할 필요가 있기 때문이라고 기술하고 있다.

30 Hz 이상 가청영역에서의 진동은 소음을 배출하는 현상이 수반되며, 공동주택 상하 세대간 바닥 충격음은 이러한 진동에서 유발되는 대표적인 구조기인소음의 예라고 할 수 있다. 바닥충격음은 경량충격음과 중량충격음으로 구분하며 공동주택 바닥충격음 차단성능의 등급기준이 제정되어 사업승인단계에서 적용하게 되었다.

상대적으로 고주파 영역의 진동에서 기인하는 경량충격음은 성능이 우수한 층간 완충재의 사용으로 많은 개선이 이루어진 반면, 50~150 Hz의 고체음 경계영역의 진동에서 비롯된 중량충격음은 주로 바닥판 진동이 주된 원인으로, 구조기인소음이 배출될 때 음장의 형성은 구조체(슬래브)의 진동특성의 영향이 매우 큰 것으로 보고되고 있어^(1,2) 이에 대한 진동저감 없이는 소음저감이 이루어지기 어렵다.

[†] 교신저자: 정회원, 전남대학교 건축학부
E-mail : jshwang@jnu.ac.kr
Tel : (062)530-1641, Fax : (062)530-1639

^{*} 호서대학교 건축공학과

^{**} 서울대학교 건축학과

[#] 이 논문은 2008 춘계 소음진동 학술대회 우수논문으로 추천되었음.

바닥판의 음향특성을 알기 위해서 바닥판의 진동을 해석하는 것은 필수적이다. 그러므로 정확한 음장 예측 및 소음저감성능을 예측하기 위해서는 진동하는 바닥판의 표면의 진동분포를 알아야 하며, 진동의 크기 및 분포에 영향을 미치는 인자를 추출, 제어함으로써 구조기인소음의 저감을 기대할 수 있다.

이 연구에서는 바닥판의 진동을 저감시키기 위하여 사용되어온 다중동조질량감쇠기(MTMD)가 중량 충격음을 저감시키는 메커니즘을 고찰하고 이에 의한 소음저감효과를 수치해석을 통하여 분석하고자 한다. 동조질량감쇠기(TMD)를 이용하여 구조물의 진동을 저감하기 위한 연구는 기계분야에서부터 건축물과 같은 대형 구조물에 이르기까지 적용분야가 넓게 응용되어 왔으며 실제 구조물에 대한 적용사례 또한 다양하다. 슬래브에 적용된 사례로써는 주로 보행하중이나 기계실의 반복하중으로 발생한 진동을 저감하여 거주성을 향상시키기 위하여 사용되어 왔다. 이들 TMD는 제어 대상이 되는 구조물 특정 모드의 유효질량 1%내외의 질량을 가지며 동조 진동수 또한 구조물 진동에 가장 큰 영향을 미치는 특정 고유진동수 1개와 동조되어 사용되었다. MTMD는 동조의 불확실성을 강인(robust)하게 다루기 위하여 다수의 소형 TMD를 사용하는 것이지만 진동제어에 사용된 MTMD 또한 구조물 진동에 가장 큰 영향을 미치는 특정 진동수에 동조시키는 것은 동일하다.

TMD나 MTMD를 이용하여 구조물의 진동에서 비롯되는 소음을 저감하는 것은 진동만을 저감하기 위하여 사용된 것과는 다른 점이 있다. 소음을 발생하는 바닥판의 고유진동수는 진동에 가장 큰 영향을 미치는 1차 진동수(20~30 Hz 사이)가 아니라 2차 이상의 다수의 고차 진동수이기 때문에 이들 다수 모드에 대한 진동저감이 필요하다. 또한 소음에 영향을 미치는 모드가 다양하기 때문에 1%의 내외의 질량만으로는 한계가 있으며 그 이상의 진동저감효과를 가지기 위하여 더 큰 질량비를 가지는 MTMD가 필요하다. 그러나 기존 연구에서는 소음저감에 필요한 구조물 고유진동모드에 대한 연구와 질량비에 대한 연구가 거의 이루어지지 않았다. 이 연구에서는 다중질량감쇠기의 동적특성, 질량비등 MTMD의 구성인자가 소음저감에 미치는 영향과 MTMD 설치와 비설치시의 소음 저감량을 평가하는 것과 소음해석을 위한 MTMD와 슬래브의 수학적 모형을

유도하는 것이 주된 목적이다.

슬래브 하부는 벽체, 칸막이 등에 의해 구분되어 있고 벽체에 의한 지지조건, 하부에 형성된 공간의 영향, 음의 반사 산란등도 공간의 음압형성에 큰 영향을 미치기 때문에 이를 고려하지 않으면 소음해석의 신뢰성이 떨어진다. 이 연구에서는 음압이 가지는 이러한 복잡한 거동을 피하기 위하여 MTMD에 의한 소음 저감량 평가를 목적으로 음압레벨이 아닌 음파위레벨로 소음해석을 수행하였으며 수치해석의 단순성을 위해 단순지지조건을 가지는 평판을 이용하였다. 음파위는 공간의 크기, 모양과 상관없이 음을 만들어내는 표면과 그 표면의 음압의 곱에 의해 공간과 상관없이 충격원 하나에 대하여 유일한 값을 가지고 음압의 저감은 음파위의 저감으로 동등하게 나타낼 수 있기 때문이다. 또한 부가장치가 시스템을 이용하여 소음의 저감량을 수치해석으로 구할 때 음파위를 많이 사용하는 연구의 경향이 있어 이를 이용하였다⁽³⁾.

2. 슬래브와 제진장치 해석모델

2.1 진동해석모형

기존 연구를 보면, 슬래브의 강성증가 없이 질량과 감쇠가 증가하면 소음저감효과가 커지는 것으로 나타났다⁽⁴⁾. 질량이 증가하게 되면, 충격에 대한 저항력이 커져 진동이 줄어드는 효과와 고유진동수가 왼쪽으로 이동하기 때문에 가청영역에서 벗어날 수 있는 개연성이 크기 때문인 것으로 사료되며, 감쇠가 증가하는 경우는 진동 에너지 흡수에 의해 진동이 줄어들기 때문인 것으로 판단된다. 슬래브의 두께를 크게 하는 것보다 그 두께에 해당하는 만큼의 질량을 바닥판에 분산 배치하는 방법과 바닥판의 등가감쇠비를 증가시키는 방법을 병용하면 소음저감효과를 더욱 크게 기대할 수 있다. 다중질량감쇠기는 이러한 이중의 소음저감 효과를 슬래브에 구현할 수 있는 방법 중의 하나이다.

제진장치에 의한 바닥판의 진동저감효과를 고찰하기 위하여 Fig. 1과 같이 제진장치가 설치된 바닥판을 고려한다. 제진장치로써는 질량형 타입의 수동형 MTMD를 사용한다. MTMD는 단일 TMD와 같은 진동저감효과를 가지지만 동조가 정확히 안 된 경우에도 저감효과를 가지는 제진장치로 개발된

것이다⁽⁵⁾. 이 연구에서는 MTMD가 가지는 장점 가운데 하나인 소형제작의 가능성을 고려하여 맨 바닥 상부의 두께가 작은 공간에도 효과적으로 설치할 수 있기 때문에 도입한 것이다. 제진장치는 바닥판의 상하부에 설치 가능하나 시공의 편의성을 고려하여 맨바닥 위에 설치하는 것으로 가정하며 온돌배관 등 바닥 마감재에 대한 영향을 최소화하도록 설치가능 하다.

다음은 Fig. 1과 같이 n 개의 MTMD가 설치된 바닥판이 충격하중 F 를 받을 때의 운동방정식이다.

$$D\nabla^4 w + \bar{m} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \sum_{i=1}^n k_i \delta(x-x_{ti}) \delta(y-y_{ti}) (w(x_{ti}, y_{ti}, t) - z_i) = F\delta(x-x_f)(y-y_f) \quad (1)$$

바닥판 위에 설치된 n 개의 TMD 각각의 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 (z_1 - w(x_{t1}, y_{t1}, t)) = 0 \quad (2)$$

⋮

$$m_n \ddot{z}_n + k_n (z_n - w(x_{tn}, y_{tn}, t)) = 0 \quad (3)$$

여기서 \bar{m} 는 바닥판의 단위면적당 질량, w 는 바닥판의 수직변위, (x_{ti}, y_{ti}) 는 i 번째 TMD가 설치된 지점의 기준점으로부터의 좌표값, (x_f, y_f) 는 크기 F 를 가지는 충격하중의 위치를 나타내는 좌표값, m_i, k_i, z_i 는 각각 i 번째 TMD의 질량, 강성, 수직변위, $\delta(\cdot)$ 는 Dirac 델타함수를 나타내며, D, ∇^4 은 다음과 같이 나타내어진다.

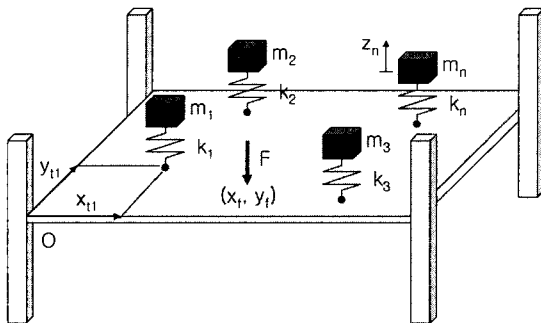


Fig. 1 Analytical model of slab coupled with MTMD

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$

E = Young 계수,

h = 판두께,

ν = 푸아송 비

$$\nabla^4 = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4}$$

MTMD가 설치된 바닥판의 처짐을 다음과 같이 x, y 축에 대한 모드형상 $X(x), Y(y)$ 와 모드공간의 일반화좌표 $\theta(t)$ 로 나타낼 수 있다.

$$w(x, y, t) = \sum_{j=1}^p X_j(x) Y_j(y) \theta_j(t) \quad (4)$$

식 (4)를 식 (1)~(3)에 각각 대입하고 모드좌표계로 전환하여 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_j \ddot{\theta}_j + \lambda_j^2 M_j \theta_j + \sum_{i=1}^n k_i \cdot X_j(x_{ti}) Y_j(y_{ti}) (w_i - z_i) = F X_j(x_f) Y_j(y_f) \quad (5)$$

$$m_i \ddot{z}_i + k_i (z_i - w_i) = 0 \quad (6)$$

여기서 M_j, λ_j 는 각각 j 번째 모드의 질량, 고유각속도를 나타내며, $w_i = w(x_{ti}, y_{ti}, t)$ 로써 i 번째 TMD가 설치된 지점에서의 바닥판의 진동변위를 간단히 나타낸 것이다. 또한 첨자 j 는 모드를 나타내는 것이며 첨자 i 는 TMD의 순번을 나타낸다. 식 (5)는 모드형상을 간단한 기호로 나타내면 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_j \ddot{\theta}_j + \lambda_j^2 M_j \theta_j + \sum_{i=1}^n k_i \Phi_{ij} (w_i - z_i) = F \Phi_{fj} \quad (7)$$

$\Phi_{ij} = X_j(x_{ti}) Y_j(y_{ti})$: TMD가 설치된 i 지점에서의 j 차 모드의 모드 형상값

$\Phi_{fj} = X_j(x_f) Y_j(y_f)$: 충격하중이 작용하는 f 지점에서의 j 차 모드의 모드 형상값

식 (5) 또는 식 (7)은 각각의 모드가 n 개의 TMD에 의해 영향을 받는 것을 의미하며 식 (6)은 각각의 TMD가 바닥판의 설치된 위치에 따라 바닥판의 변위와 상호 연계되어 있는 것을 의미하고 있다.

해석의 편의를 위하여 바닥판의 p 개의 모드까지와 n 개의 TMD를 고려하여 식 (5), (6)을 행렬로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다. 이때 수학적 전개 편의성을 위해서 감쇠항은 나타내지 않았다.

$$M\ddot{q} + Kq = f \quad (8)$$

여기서 M, K, f 는 다음과 같이 정의 되는 행렬 및 벡터이다.

$$q = (\theta_1 \theta_2 \cdots \theta_p \ z_1 \ z_2 \ \cdots \ z_n)^T \quad (9)$$

$$f = (F\Phi_{f1}, F\Phi_{f2}, \cdots, F\Phi_{fp}, 0, 0, \cdots, 0)^T \quad (10)$$

$$M = \text{diag}(M_1 \ M_2 \ \cdots \ M_p \ m_1 \ m_2 \ \cdots \ m_n) \\ \text{diag}(): \text{대각화 기호} \quad (11)$$

$K = (p+n) \times (p+n)$ 강성 행렬 (Table 1 참조)

2.2 소음해석모형

바닥판의 진동에 의해서 배출된 소음의 임의의 지점 (r)에서의 음압(P)은 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁶⁾.

$$P(r) = -\frac{ik\rho c}{4\pi} \int_s G(r|r_s) V(r_s) ds(r_s) \quad (12)$$

여기서 i 는 단위 복소수, r 은 음장을 알고자하는 공간 내 임의의 점을 나타내는 변위벡터, k, ρ, c 는 각각 wavenumber, 공기밀도, 음속을 나타내며 r_s 는 바닥판 내 임의의 점을 나타내는 변위벡터, $G(r|r_s)$ 는 바닥판내의 진동이 임의공간지점 r 의 음압에 미치는 영향을 나타내는 Green 함수, V 는 바닥판의 진동속도(속도장)를 나타낸다. 음의 파워(acoustic power)는 음 압력과 그 지점의 속도의 곱으로 나타내며 음이 투과되는 공간내 임의의 평면(S)에서의 값은 다음과 같다.

$$\Pi_{av} = \frac{1}{2} \int_s P(r) \cdot V(r) ds(r) \quad (13)$$

Table 1 Stiffness matrix of slab with MTMD

$w_1^2 M_1 + k_1 \Phi_{11}^2$ $+ k_2 \Phi_{21}^2$ $+ \dots$ $+ k_n \Phi_{n1}^2$	$k_1 \Phi_{11} \Phi_{12}$ $+ k_2 \Phi_{21} \Phi_{22} \dots$ $+ \dots$ $+ k_n \Phi_{n1} \Phi_{n2}$	$k_1 \Phi_{11} \Phi_{1p}$ $+ k_2 \Phi_{21} \Phi_{2p}$ $+ \dots$ $+ k_n \Phi_{n1} \Phi_{np}$	$-k_1 \Phi_{11}$	$-k_2 \Phi_{21} \dots$	$-k_n \Phi_{n1}$
$w_2^2 M_2 + k_1 \Phi_{12}^2$ $+ k_2 \Phi_{22} \Phi_{22} \dots$ $+ \dots$ $+ k_n \Phi_{n2} \Phi_{n2}$	$k_1 \Phi_{12} \Phi_{1p}$ $+ k_2 \Phi_{22} \Phi_{2p}$ $+ \dots$ $+ k_n \Phi_{n2} \Phi_{np}$	$-k_1 \Phi_{12}$	$-k_2 \Phi_{22} \dots$	$-k_n \Phi_{n2}$	\vdots
\ddots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
		$w_p^2 M_p + k_1 \Phi_{1p}^2$ $+ k_2 \Phi_{2p} \Phi_{2p}$ $+ \dots$ $+ k_n \Phi_{np} \Phi_{np}$	$-k_1 \Phi_{1p}$	$-k_2 \Phi_{2p} \dots$	$-k_n \Phi_{np}$
			k_1	0	\dots
				k_2	\dots
				\vdots	\vdots
					k_n

식(12)을 식(13)에 대입하고 정리하면 음의 파워는 다음과 같다.

$$\Pi_{av} = -\frac{i\omega p}{8\pi} \int_s \int_{s_0} V^*(r) G(r|r_s) V(r_s) ds(r) ds(r_s) \quad (14)$$

여기서 함수 $G(r|r_s)$ 를 Rayleigh 적분값을 사용하고, 바닥판내의 속도장 $V(r_s)$ 와 임의 공간내 가상으로 결정된 평면의 속도장 $V(r)$ 가 서로 같다고 가정한다. 이때 속도장은 식(4)를 미분하여 구한다. 속도장을 구하기 위하여 필요한 모드공간에서의 일반화 좌표값인 $\theta_i(t)$ 은 식(10)의 운동방정식을 해석하여 구한다.

3. 수치해석에 의한 진동소음저감

이 절에서는 다중질량감쇠기가 슬래브의 중량충격음 저감에 미치는 영향을 분석하기 위하여, 단순 사각 평면을 가지는 이방향 슬래브를 유한요소법으로 모델링하고 중량충격음 배출의 주 원인인 슬래브의 진동(가속도)과 소음의 파워를 수치적으로 해석하였다. 슬래브의 경계조건은 4변 단순지지이며 온돌층

등 마감구조는 고려하지 않았다. 슬래브는 shell 요소로 모델링 하였으며, 충격하중의 위치에 따라 해석조건을 5가지(P1, P2, P3, P4, P5)로 나누었으며 슬래브의 진동전달특성을 평가하기 위하여 4곳의 계측위치를 설정하였으며(R1, R2, R3, R4)(Fig. 2참조), 해석 시 콘크리트의 강도(f_{ck})는 21 MPa, 탄성계수(E_c)는 21.58 GPa, 푸아송수($1/\mu$)는 0.167 및 각 모드의 감쇠비 3%를 적용하였다. 슬래브의 크기는 가로 4500 mm, 세로 5000 mm, 두께 180 mm로 가정하였으며, shell 요소의 크기는 300 mm×300 mm로 분할하여 해석하였다. 슬래브에 작용하는 충격하중은 표준중량충격원에 의한 방법을 적용하여 Fig. 3과 같이 사인함수의 반파형태로 20 msec동안에 4 kN의 하중을 슬래브에 적용하였다.

MTMD의 고유진동수는 63 Hz, 감쇠비는 10%로 설정하였으며 슬래브에 설치된 개수는 총 20개로 그 설치위치가 Fig. 2에 나타나 있다. 슬래브의 총질량

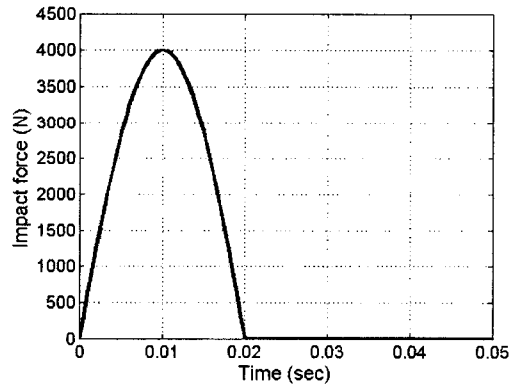


Fig. 3 The shape of impact load

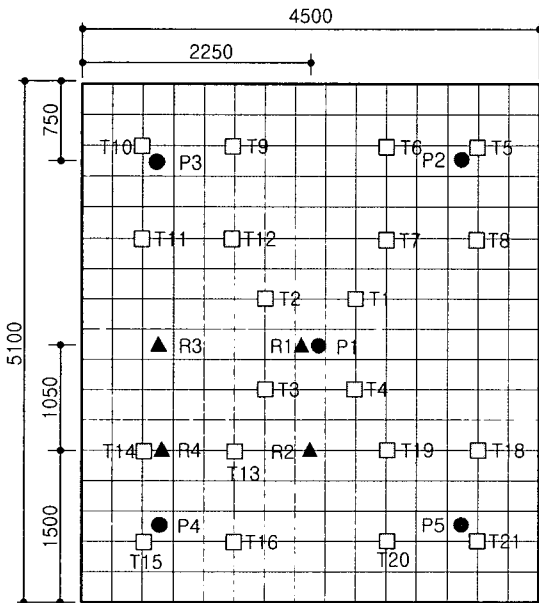


Fig. 2 The location of the MTMD, measurement and excitation(□ : MTMD, ○ : Excitation, △ : Measurement)

Table 2 Natural frequency of slab

Mode	Two way slab frequency(Hz)	Added mass frequency(Hz)	MTMD (20%) frequency(Hz)
1st	21.7050	18.6144	18.3891
2nd	50.6280	43.6921	40.2447
3rd	57.4390	48.7034	43.4315
4th	85.3110	70.4128	101.0131
5th	98.4030	89.1570	103.9407
6th	116.1620	105.4990	121.7017
7th	131.5610	118.9646	135.6693
8th	142.5650	127.1290	146.9087
9th	164.1040	144.5367	168.2328
10th	186.3960	168.4551	187.9558

은 약 10ton이며 슬래브 질량에 대한 MTMD의 질량비는 10%, 20% 두가지를 설정하여 MTMD의 질량비에 따른 진동 및 소음저감효과를 수치해석을 통하여 평가 하였다. 또한 MTMD와 동일한 질량을 가지는 부가질량체를 동일 위치에 설치했을 때 저감효과도 병행하여 비교 분석하였다.

3.1 진동 저감효과

MTMD 설치 전후의 고유치 해석결과가 Table 2에 나타나 있다. 바닥판의 질량에 대한 MTMD 총 질량 합 의 비율(질량비)이 20%일 때의 바닥판 고유진동수 변화를 10차 모드까지 나타낸 것이다. MTMD와 연성거동을 하는 슬래브는 설치전의 슬래브보다 MTMD의 고유진동수 63 Hz 이하에서는 고유진동수가 작고 그 이상의 경우는 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 이것은 MTMD가 가지는 동조효과에 의하여 MTMD의 고유진동수를 기준으로 달라지

기 때문이다. 순수한 질량체만을 슬래브에 설치한 경우는 부가 질량효과에 의하여 고유진동수가 전체적으로 작아지는 것을 알 수 있다.

충격하중의 작용에 의하여 발생하는 가속도를 수치해석을 이용하여 구하였다. 시간이력 해석의 시간 간격은 바닥판의 수직진동에 참여하는 모드별 특성이 모두 반영되도록 충분히 작게 하는 것이 좋으나, 해석의 효율성과 중량충격음이 주로 발생하는 200 Hz 내의 고유주기의 1/10에 해당하는 0.5 msec로 해석시간 간격을 정하였다. 충격하중을 가했을 때 가속도저감효과를 진동수영역에서 표현한 것이 Fig. 4와 5에 나타나 있다. Fig. 4는 슬래브의 중앙점 P1에 충격하중을 가했을 때 중앙점 R1의 가속도를 제진방법에 따라 저감효과를 비교한 것이며 Fig. 5는 P2를 가진했을 때 R4에서의 가속도를 비교한 것이다. Fig. 4에서와 같이 중앙점을 가진 한 경우는 1차 모드의 진동이 지배적으로 나타나는 것을 알 수 있으며, 질량체 만을 설치했을 때(Added 10%, 20%) 보다는 MTMD를 설치한 경우가 제어효과가 더 좋고 질량비가 클 수록 그 효과가 증가하는 것을 알 수 있다. 100 Hz 부근의 고차 모드 또한 유사한 저감효과를 나타내고 있다. Fig. 5는 슬래브의 우상(右上) 부근(P2)을 가력했을 때 좌하(左下) 지점(R4)에서의 가속도를 비교한 것으로 전체적인 진동의 크기는 Fig. 4와 비교하여 작은 값을 보이지만 1차 모드와 2차 모드의 진동크기가 대등한 것을 알 수 있다. 1차 모드의 진동저감효과는 미미하게 나타나고 있으며 2차 모드, 3차 모드 등 고차모드에서 진동저감량이 크게 나타나고 있다. Fig. 4와 같이 질량체를 설치할 때보다 MTMD를 사용한 경우 진동저감효과가 더욱 크게 나타나고 MTMD의 질량비가 클수록 그 저감량 또한 더 크게 나타나고 있는 것을 알 수 있다. 질량체 또는 MTMD를 설치했을 경우 슬래브 진동에 지배적인 영향을 미치는 1차 모드에 대해 저감효과가 거의 없는 것으로 나타난 반면, 고차모드의 진동저감은 상대적으로 크게 나타나고 있는 것을 알 수 있고 이러한 진동저감 경향이 구조진동으로부터 배출되는 소음저감에 영향을 미칠 것으로 사료된다.

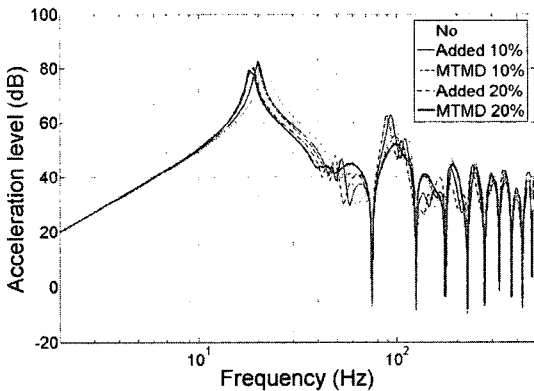


Fig. 4 Power spectrum of acceleration(excitation P1)

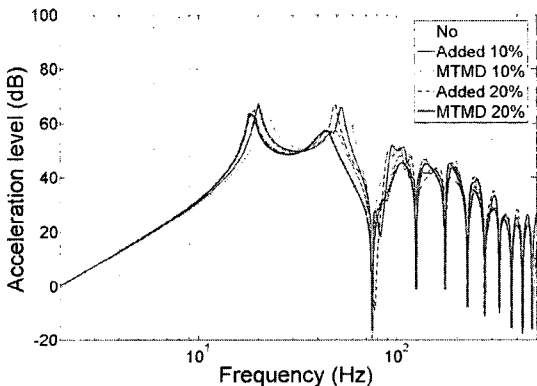


Fig. 5 Power spectrum of acceleration(excitation P2)

3.2 소음 저감효과

진동에 의해 발생하는 소음의 크기는 소음파워(sound power)로 나타내었다. 소음파워는 바닥판

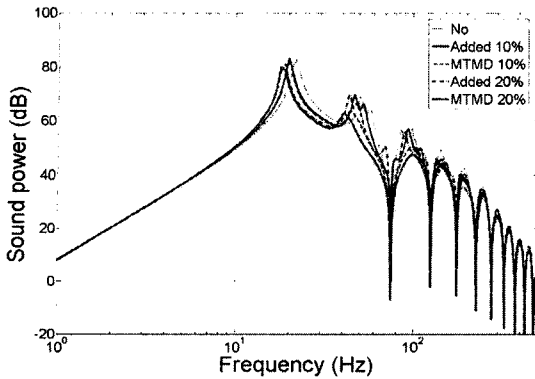


Fig. 6 Power spectrum of sound power

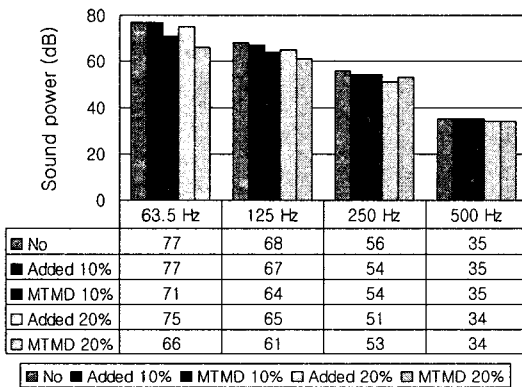


Fig. 7 1/1 octave band sound power

표면 전체의 속도에 의해 결정되므로, 가진 지점에 대해 하나의 값으로 나타난다. 충격하중의 위치에 따라 소음파위의 크기가 달라지므로 평균값을 구하여 배출 소음을 평가하였다.

이 연구에서 제안된 MTMD에 의해 바닥판의 소음파위를 진동수 영역에서 나타낸 것이 Fig. 6에 나타나 있다. 앞서 언급한 바와 같이 충격원의 위치 5 지점에 해당하는 소음파위 값을 평균하여 구한 것이다. Fig. 6에서 MTMD에 의한 소음 저감효과를 보면 질량비가 20%일 때 모든 주파수영역에서 소음이 저감되고 있으며 동조효과에 의해 MTMD의 고유진동수 63 Hz를 전후한 40~150 Hz사이의 소음이 두드러지게 저감되는 것을 알 수 있다. 이에 비하여 부가 질량체의 경우 질량비가 큰 경우 소음저감효과가 있으나 그 효과는 크지 않은 것으로 나타나고 있다. 이러한 경향은 Figs. 4, 5에서와 같이 가속도의 저감효과와도 유사한 것을 알 수 있다. 바닥판에 설치된 MTMD와 부가질량체에 의한 소음저감효과를

정량적으로 비교하기 위하여 Fig. 6에 있는 음파위 스펙트럼을 1/1 옥타브 밴드 평균 음파위로 변환하여 중심주파수 63.5, 125, 250, 500 Hz에서 막대 그래프로 전환하고 그 값을 명기한 것이 Fig. 7에 나타나 있다. Fig. 6과 마찬가지로 MTMD의 질량비가 증가할수록 그 효과가 더 커지는 것을 알 수 있다. 질량비 20%일 때 MTMD는 중심주파수 63.5 Hz에서 비제어시와 비교하여 11 dB이 저감되며 125 Hz에서도 8 dB의 저감효과를 나타내고 있다. 또한 부가 질량을 배치했을 때의 소음저감효과는 MTMD에 비해 작은 것을 알 수 있으며 질량비 20%일 때 중심주파수 63.5와 125 Hz에서 2~4 dB 저감량을 보이며 250 Hz에서 5 dB 저감되어 다른 제어방법보다 크게 나타나고 있다.

4. 결 론

이 연구에서는 바닥판의 진동을 저감시키는 제진 장치가 진동에 의해서 유발되는 소음을 저감하는 메커니즘을 분석하고 수치해석을 통하여 소음저감효과를 고찰하였다. 진동제어장치로 사용된 다중질량감쇠기와 바닥판의 상호 연관된 운동방정식을 부분 구조합성법을 이용하여 유도하였으며, 바닥판의 속도장이 음의 파워에 영향을 미치는 과정을 보여 진동저감이 소음저감으로 나타나는 과정을 보였다.

수치해석결과 진동저감효과에 의하여 소음저감효과가 나타나는 것을 알 수 있으며 동조효과에 의하여 MTMD의 고유진동수 63 Hz를 전후하여 40~150 Hz사이의 소음이 더욱 크게 저감되는 것을 알 수 있다.

이 연구는 MTMD의 동적특성이 슬래브의 소음저감에 미치는 영향을 평가하기 위하여 단순 지지된 평판에 대한 수치해석을 다루었으나 추후 실구조물과 가까운 경계조건, 슬래브하부의 공간특성을 고려한 소음해석연구가 이루어져야 할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2008년 교육과학기술부로부터 지원받아 수행된 연구임(지역거점연구단육성사업/바이오하우징연구사업단) 또한 이 연구는 국토해양부 건설기술혁신사업의 연구비 지원(O5 건설핵심 D 02)에 의

해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Jeon, J. Y. and Lee, B. K., 2002, "Evaluating the Vibrational Characteristics of Floor Impact Noise in Different Structural Elements of an Apartment House", Transactions of the AIK (Planning), Vol. 18, No. 6, pp. 191~197.
- (2) Seo, S. H., Song, H. S. and Jeon, J. Y., 2004, "Noise and Vibration Characteristics of Concrete Floor Structures Using Resilient Materials Driven by Standard Heavy Impact Source", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 661~667.
- (3) Koopmann, G. H. and Fahline, J. B., 1997, "Designing Quiet Structure", Academic Press.
- (4) Seo, J. R., Hwang, J. S., Song, J. G. and Kim, S. W., 2004, "An Experimental Study on the Noise and Vibration Reduction Effect Depending on Dynamic Property of Slab", Proceedings of AIK, Vol. 24, No. 1, pp. 161~164.
- (5) Jangid, R. S., 1995, "Dynamic Characteristics of Structures with Multiple Tuned Mass Dampers", Structural Engineering and Mechanics, Vol. 3, pp. 497~509.
- (6) Sung, C.-C. and Jan, J. T., 1997, "The Response of and Sound Power Radiated by a Clamped Rectangular Plate", Journal of Sound and Vibration, Vol. 207, No. 3, pp. 301~317.