ドーム可動席段床の低振動・低騒音化に関する研究*

石原 国彦^{*1}, 岡田 茂美^{*1}

A Study on Vibration and Noise Reduction of Stepping Floor of Movable Seat Used in Dome

Kunihiko ISHIHARA^{*2} and Shigemi OKADA^{*2} Kawasaki Heavy Industries, Ltd., Technical Institute,
1-1 Kawasaki-cho, Akashi-shi, Hyogo, 673-8666 Japan

This paper describes the vibration and noise reduction of a stepping floor of a movable seat used in a dome. This seat is made of steel because of being movable. Consequently the vibration and noise occur due to the walking and the jumping of spectators and the problems appear to be that the noise makes it difficult to hear the announcer and the seat is uncomfortable to sit on. Then, the prediction of the reduction effect of the damping material is performed by the transient response calculation and the modal analysis, and the predicted values are compared with the experimental results. As a result, the calculation result is in good agreement with the experimental one and the reduction effect is simply expressed by the ratio of loss factors before and after countermeasures in case of being able to neglect the mass of the damping material.

Key Words: Vibration Control, Noise, Damping Material, Transient Response, Modal Analysis Reduction Effect, Stepping Floor, Movable Seat

1. まえがき

ドームには野球のみならずサッカーもできるように競技場を天然芝と人工芝とお互いに交換するタイプがあり, その場合競技場をドームの外に移動するため観客席の一部を可動席にする必要がある. 一般に可動席は鋼製となるため人の歩行, 飛び跳ねにより振動や騒音が発生し, 場内アナウンスが聞き取れない, 座りごちが悪いなど不快感を観客に与えることが懸念される.

段床の振動についてはこれまで報告例があまりなくPC段床の振動性状を把握したもの⁽¹⁾, 鋼製段床では例えば既設ドームのように振動・騒音対策として砂やモルタルを注入して質量増加により低減を図ったものがあり, その評価は人が飛び跳ねる衝撃力の応答レベルで行っている. しかしながらいずれも実験のみであり設計段階で効果量を予測するまでには至っていない. 一方鋼橋などでは制振材料の適用研究が盛んであり効果をj得ているものも多い^{(2)~(5)}.

そこで本研究では制振材を貼付することで既設ドーム(モルタル注入方式)並みの振動・騒音の低減量(約8dB)が得られるかを衝撃応答レベル差で評価するとともにそこで用いる予測法の妥当性を検討する.

鋼板の板厚は既設ドームと同じ4.5mmのものと, 軽量化の可能性を探る意味で3.2mmのもの2つについて検討する. まず, 座りごちを評価する低周波数

域(50Hz まで)の振動についてFEM解析で固有振動数を求め, 次にモーダル解析と過渡応答解析の併用により制振材料の有無による振動レベル差を評価し, その後騒音を評価する場合には中周波数域での振動が支配的であるとの仮定のもとで, 制振材料の有無による振動レベル差を評価する. その後モックアップを用いてそれらの予測結果を確認する. ただし本予測においては外力を仮定していることから, 絶対レベルには意味がないためすべて制振材料の有無のレベル差で議論する. また, ここでは実用に主眼を置き解析に用いる損失係数は実機と同寸法のテストピースを用いた実験値を用いる.

2. 制振材の有無による振動レベル差の検討

2.1 検討手順の概要 図1に検討対象である可動席段床を示す. これは実物大の一部切り出しモデルであり梁棒(H型鋼)に鋼製段床が溶接で固定されている.

(1) 段床の固有振動数と固有モードの把握

FEM解析により, 固有振動数, 固有モード, 応答解析に必要なモーダル質量を求める. ただしモードの正規化は最大変位を1とする.

(2) 制振材料の選定

メーカーのカatalogより, 各制振材料に対し損失係数の温度特性, 周波数特性, 厚み比特性を調査し, 最も良い制振材料を選定する. 一般にCatalog値は100Hz以上での値が示されており, 100Hz以下の値が必要な本検討では実験で求めざるを得ない. そこで選定した

* 原稿受付 2002年6月10日.

^{*1} 正員, 川崎重工業(株) (〒673-8666 明石市川崎町1-1).
E-mail: isihara@ati.khi.co.jp

Plate thickness: 3.2t and 4.5t

Beam size: H194×150×6×9

S: Mic is set at the back of the center of stepping floor

Fig.1 Analytical model of movable floor

制振材料の損失係数を実際の段床に用いる寸法のテストピース (800×2350×3.2t, 4.5t の鋼板+6t の制振材) で求める。

(3) 衝撃力による段床の過渡応答評価

衝撃力は微小時間の矩形波を仮定し、各モード毎に過渡応答を計算しモード合成して求める。

基準関数の過渡応答解は初期条件を $q(0)=0, \dot{q}(0)=0$ として

$$q_j(t) = \frac{1}{\omega_{dj}} \int_0^t f_j(\tau) e^{-\zeta_j \omega_j (t-\tau)} \cdot \sin \omega_{dj} (t-\tau) d\tau \quad \cdots (1)$$

で与えられる。ここで、

$$\omega_{dj} = \omega_j \sqrt{1 - \zeta_j^2}, \quad f_j = (\mathbf{N}^T \mathbf{F})_j^p / m_j$$

添字 j はモード次数、 p は打撃位置を示す。 $\mathbf{N}$ 、 $\mathbf{F}$ はそれぞれモーダルマトリックス、外力ベクトルである。いま $f_j(t)$ を単位力が 1ms ($=\Delta T$) の間作用する衝撃力 (約 200Hz まではほぼ一定のスペクトルを持つ) とし、初期条件が静止状態とした場合の過渡応答は次式となる。

$$\begin{aligned} q_j(t) &= \frac{1}{\omega_{dj}} \int_0^{\Delta T} e^{-\zeta_j \omega_j (t-\tau)} \cdot \sin \omega_{dj} (t-\tau) d\tau \\ &= \frac{1}{\omega_{dj}} e^{-\zeta_j \omega_j t} [A_j \sin \omega_{dj} t - B_j \cos \omega_{dj} t] \end{aligned} \quad \cdots (2)$$

ここで、

$$A_j = \frac{1}{\omega_j^2} [e^{\zeta_j \omega_j \Delta T} (\zeta_j \omega_j \cos \omega_{dj} \Delta T + \omega_{dj} \sin \omega_{dj} \Delta T) - \zeta_j \omega_j] \quad \cdots (3)$$

$$B_j = \frac{1}{\omega_j^2} [e^{\zeta_j \omega_j \Delta T} (\zeta_j \omega_j \sin \omega_{dj} \Delta T - \omega_{dj} \cos \omega_{dj} \Delta T) + \omega_j] \quad \cdots (4)$$

である。

したがって、位置ベクトル $\mathbf{X}$ での上下方向 (z) の応答 $w(\mathbf{X})$ はモードベクトル ϕ_j を用いて次式となる。

$$w(\mathbf{X}) = \sum_{j=1}^N \phi_j(\mathbf{X}) \cdot q_j(t) \quad \cdots (5)$$

(4) 制振材料の制振効果の評価

評価点は図 1 に示す振動変位が大きく現われる支持 (梁枠) 点間中央部のうち段床中央部に近い 3 段目の 3 点①～③を選び、それらの上下方向の過渡応答 (加振点は評価点と同じ位置で 3 点) の変位、速度、加速度を求め、レベルレコーダと同じ積分時間である 2 秒間の 2 乗平均値 (rms 値) を、制振材の有無で比較する。なお変位、速度、加速度のいずれの量でも低減効果は同じであったので以下では加速度値を用いる。

2.2 検討結果

2.2.1 座りごこの検討

座りごこの振動数領域は 0~50Hz であるので、ここではその振動数領域の振動レベルを評価する。

Fig.2 Vibration mode of movable floor

Fig.3 Comparison of natural frequencies

(1) 段床の固有振動数と固有モードの把握

図 2 に板厚 3.2mm について制振材無しの FEM 解析による固有モードの一例を示す。節点数は約 10000 である。解析の結果 50Hz までは 72 個の固有振動数が

Table1 Mass of each element

Plate Thickness	A Plate	B Chair	C Damping Material	C A+B+C
3.2t	849kg	480kg	86kg	0.06
4.5t	1194kg	480kg	86kg	0.05

Fig.4 Experiment obtaining loss factor of test piece

得られた。ここではこれらすべてのモードを用いて過渡応答解析を行った。固有値解析では制振材および椅子は重量のみ考慮した。解析対象は次の4ケースである。

Case1: 板厚; 3.2t, 制振材; 無し

Case2: 板厚; 3.2t, 制振材; 有り

Case3: 板厚; 4.5t, 制振材; 無し

Case4: 板厚; 4.5t, 制振材; 有り

制振材有りとなしとの固有振動数および固有モードはいずれの板厚でもほぼ同じであった。図3に板厚 3.2mm の場合の制振材有りとなしとの固有振動数の比較を示す。これは表1の右欄に示すように制振材の重量の全体重量に占める割合が 5~6%と小さいためであり、固有振動数は 2.5~3%減少していた。このことよりここでの制振材は振動特性(固有振動数, 固有モード)に影響を与えないと言える。

(2) 制振材料の損失係数

メーカーのカatalogより, 主な制振材料に対し損失係数 η の温度特性, 周波数特性, 厚み比特性を調査した。その結果 A 社のゴム系制振材を選定した。Catalogには 100Hz 以上の結果しかないのので, ここで必要な 100Hz 以下の損失係数について図4に示すテストピー

Fig.5 Result of loss factor of test piece

ス(実機に用いる段床と同寸法)を用いて実測した。その結果を図5に示す。上下の図はそれぞれ 3.2t, 4.5t の鋼板とそれらに 6mm 厚の制振材を貼ったものの減衰比 ζ である。 η と ζ の間には $\eta = 2\zeta$ の関係がある。図5より制振材が無い場合の減衰比は板厚が 3.2t の場合で約 0.0043, 4.5t の場合で約 0.0019 であった。

一方制振材が有る場合(6mm 厚)の減衰比は室温 20℃ のとき, 板厚が 3.2t の場合で約 0.075, 4.5t の場合で約 0.045 であった。したがって以下の解析ではこれらの減衰比を用いて低減効果を評価する。

(3) 衝撃力による段床の過渡応答

図6に衝撃応答解析結果の一例として, 板厚が 4.5t の場合の制振材無し時 ($\zeta = 0.0019$) と有り時 ($\zeta = 0.045$) の加振点②に対する応答点③の加速度の時系列波形を示す。この図より制振材の効果が明瞭に現れていることがわかる。ただし力として $10^4 N$ を与えた。

(4) 板厚および制振材料の制振効果の評価

2.1 節の(4)に述べた評価法で求めた制振効果を表2に示す。この表で例えば $1 \Rightarrow 2$ とあるのは図1の①を打撃したときの②の応答から求めた制振効果を示している。この表より打撃位置での応答から求めた低減量(網掛け部)は他の応答から求めたそれらに比べて小さく得られている。これは打撃位置より離れた点での応答は伝播する過程で減衰効果を受けるためである。この事実は実験でも確認されている。制振材の振動低減効果はいずれの板厚でも約 7.5dB, 板厚の振動低減効果は制振材の有無によらず約 1.5dB である。しかしながら 3.2mm の板厚では体感性が劣るため実際の段床では 4.5mm の板厚を採用した。

(a) Without damping material

(b) With damping material

Fig.6 Time history of movable floor (t=4.5mm)

Table2 Vibration level difference of movable floor (dB)

Input point ⇒ Output point	Effect of damping material		Effect of plate thickness	
	Case1-case2	Case3-case4	Case1-case3	Case2-case4
1⇒1	6	6.3	3.4	3.7
1⇒2	9.8	8.4	0.9	-0.5
1⇒3	9.4	9.4	-0.5	-0.5
2⇒1	9.8	8.4	0.9	-0.5
2⇒2	6.1	6.0	2.3	2.2
2⇒3	10.0	9.9	1.0	0.9
3⇒1	9.4	9.4	-0.5	-0.5
3⇒2	10.0	9.9	1.0	0.9
3⇒3	5.7	5.0	0.9	1.2
Average	7.3	7.5	1.3	1.5

2.2.2 騒音レベルの検討

前項では評価点を3点選んだが、騒音を評価する場合には全体の振動の空間平均として捕らえた方がより合理的である。また騒音は振動に比べ高い周波数(～200Hz)まで考慮すべきであることと解析解を得たいため、振動の評価で用いた $F\Delta t$ を $\delta(y_0)$ で置き換える。振動系の運動方程式は次式で与えられる。

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = \delta(y - y_0)\delta(t) \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで M, C, K はそれぞれ質量、減衰、剛性マトリックス、 X, y はそれぞれ応答変位ベクトルと加振位置ベクトル、 δ はクロネッカーのデルタである。モード分離して j 次モードを取り出すと

$$m_j \ddot{q}_j + c_j \dot{q}_j + k_j q_j = \phi_j(y_0)\delta(t) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで m_j, c_j, k_j はそれぞれモード質量、モード減衰、モード剛性、 ϕ_j はモードベクトルである。式(7)の初期条件 $q_j(0) = \dot{q}_j(0) = 0$ の下での解は

$$q_j(t) = \frac{1}{m_j \omega_{dj}} \int_0^t \phi_j(y_0) \delta(\tau) e^{-\zeta_j \omega_j(t-\tau)} \sin \omega_{dj}(t-\tau) d\tau \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここでデルタ関数の積分公式

$$\int_{-\infty}^{\infty} f(t) \delta(t-\tau) dt = f(\tau) \quad \dots\dots\dots (9)$$

を用いると次式を得る。

$$q_j(t) = \frac{\phi_j(y_0)}{m_j \omega_{dj}} e^{-\zeta_j \omega_j t} \sin \omega_{dj} t \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで $\omega_{dj} = \omega_j \sqrt{1 - \zeta_j^2}$ である。したがって全体系の時間・空間平均応答値 Q は次式となる。(付録1参照)

$$Q = \sqrt{\int_0^T X \cdot X^T dt} = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{j=1}^n \frac{\phi_j^2(y_0)}{m_j \omega_{dj}^2} \int_0^T e^{-2\zeta_j \omega_j t} \sin^2 \omega_{dj} t dt} \quad \dots\dots\dots (11)$$

式(11)の時間積分を行い、生ずる各項を比較してオーダー的に最も大きな項のみを残すと次式を得る。

$$Q^2 = \frac{1}{4m} \sum_{j=1}^n \frac{\phi_j^2(y_0)}{m_j \omega_{dj}^2} \cdot \frac{1}{\zeta_j \omega_j} \quad \dots\dots\dots (12)$$

式(12)から全体系の振動の時間・空間平均値は(a)打撃位置とそのモード変位、(b)モード質量、(c)固有振動数、(d)モード減衰比に依存することがわかる。

本モデルのFEMによる固有値解析結果によれば、制振材の有無で固有振動数、固有モードおよびモード質量がほとんど同じであることから、モード減衰比のみで制振材の効果が与えられる。この場合式(12)より制振材による効果は

$$\Delta dB = 20 \log(Q_u / Q_d) = 10 \log \left(\frac{\sum_{j=1}^n \zeta_{dj}}{\sum_{j=1}^n \zeta_{uj}} \right) \quad \dots\dots\dots (13)$$

で計算される。その結果 ζ_{dj} 、 ζ_{uj} が j によらず一定とすると

$$\Delta dB = 10 \log(0.045/0.0019) = 13.7 dB \quad \dots\dots\dots (14)$$

となる。添え字 d, u はそれぞれ制振材有り、無しを示す。

3. 部分模型を用いた制振確認実験と予測結果の比較

実験は図1に示すモックアップを製作し、(1)打撃試験による固有振動数、固有モードの把握、(2)人が歩いたときとはほぼ同じ加振力(2.9kgのハンマーに運動靴を履かせ、40mmの高さから自由落下させる)を

与えた時の加速度応答を計測した。以下にその結果を示す。

3.1 座りごちの評価

(1) 打撃試験による固有振動数と固有モード

図7に Case 4 (板厚: 4.5t、制振材: 有り) のモックアップについての打撃試験で得られた固有振動数と固有モードの数例を示す。これらは実験モデル解析

Table3 Comparison of Natural frequency (Hz)

	Natural frequencies obtained by Exp. And Cal.						
Exp.	15.0	19.0	23.0	28.5	32.8	40.5	45.5
Cal.	15.0	19.0	22.5	27.5	31.0	40.5	42.0
Kind	B	P	B	P	P	P	P

B: Beam dominant, P: Plate dominant

Fig.7 Some modes of mockup (experiment)

ソフトを用いて求めたものである。一方図8は FEM 解析で 50Hz までに得られたすべての固有振動数を用いて行った応答解析結果である。表3にモックアップの打撃試験で得られた固有振動数と応答解析で得られたピーク周波数を示す。両者は非常によく一致しており、FEM解析で求めた52個もの固有振動数をすべて用いて応答解析することにより、実験で得られるピーク周波数を求めることができることが判った。これらの固有モードでは梁枠が支配的なものと、板のローカルモードが支配的なものとがあり、表中の B で示している 15Hz, 23Hz は梁枠が支配的な固有振動数であり、P で表示したその他は板の固有振動数である。図9に FEM による固有値解析で得られる各固有振動数におけるモーダル質量を示す。図中の数字はピークとなっている固有振動数を示している。これと図8の応答解析で得られるピーク周波数を比較すると比較的よい対応がある。このことより応答を支配するのはモーダル質量の大きい固有振動数成分であると言える。

Fig.8 FFT of calculated response of mockup

Fig.9 Modal mass at each natural frequency

Table4 Vibration level of movable floor (dB)

Exciting	①	②	③
Acc			
①	101(99)	85(85)	83(84)
②	86(85)	113(115)	98(101)
③	87(84)	100(101)	116(115)

Value in () shows analytical one

Table5 Comparison between experiment and analysis

	Effect of damping material		Effect of plate thickness	
	Case1-case2	Case3-case4	Case1-case3	Case2-case4
Experiment	9	9	2	3
Analysis	7.3	7.5	1.3	1.5

一般にはモーダル質量が大きいと外力が同じであれば応答は小さくなるが、外力および応答は式(10)と式(5)よりモード関数に依存しているため、起伏の大きい振動形態、すなわちモーダル質量の大きい固有振動数成分が応答を支配すると考えられる。

(2) 落下衝撃による応答レベル

3章の冒頭で述べた方法により、Case 4 (4.5t+制振材)について図1に示した①~③をそれぞれ加振したときの①~③の加速度を求めた。解析結果と比較するため 50Hz までのローパスフィルターを通した信号をレベル計に導き加速度のレベル値を求めた。その結果を表4に示す。表中()内の数値は解析結果である。ただし解析値は外力を仮定しているため応答レベルの

絶対値は実験値と異なるので、網掛けした②を打撃したときの①応答値が解析と実験で合うよう他の解析値を修正（嵩上げ）して示した。解析結果は実験結果と良い一致を示しており、本評価法が妥当であることが伺える。

表2の最下段に示した解析結果と同様にして実験による振動応答平均レベルの各ケースの差を示すと表5になる。比較のために解析結果も併せて示している。制振材の効果は解析で約7.4dB、実測で約9dB、板厚の効果は解析で約1.4dB、実測で約2.4dBである。解析結果は実験結果と比較的良好一致を示しており、これから本評価法の妥当性が得られた。

3.2 騒音レベルの評価 音の評価では、全体系の振動を考える必要がある。一般に構造物の振動により放射される音響パワーレベル L_w は、発音部の面積 S 、音響放射効率 σ 、発音部の空間二乗平均速度 $\bar{v}^2$ 、空気密度 ρ 、および空気中の音速 c とすると、

$$L_w = 10 \log(\rho c \sigma S \bar{v}^2) + 120 \text{ (dB)} \quad \dots\dots\dots (15)$$

で与えられる。本研究の目的の1つである制振材の騒音低減効果を把握するためには、式(15)より $\sigma S \bar{v}^2$ の差を調べればよい。 σ は周波数により変化するが、先にも述べたように制振材の有無による固有振動数の差がないことから $\bar{v}^2$ のみを考慮すればよいことになる。 $\bar{v}^2$ は前節の解析より13.7dBの効果があった。

一方モックアップの打撃試験で得られる騒音は表6のようであった。この表は加振点①から⑥について各々1点を加振した場合の騒音評価点S（段床裏側中央部）の騒音レベルを対策前と対策後および効果（前から後を引く）について示したものである。

Table6 Effect of material damping on noise reduction
($t=3.2\text{mm}$)

	①	②	③	④	⑤	⑥	M
Before	82	79	79	79	78	79	80
After	62	70	68	69	67	68	68
Effect	20	9	11	10	11	11	12

M: Power mean value

制振材を貼る前と後での空間パワー平均値から求まる騒音低減効果は12dBとなり、予測値(13.7dB)とはほぼ一致した。

一般に構造系の個々の振動モードが卓越した低周波域における振動レベルの低減量の推定式は式(16)で与えられ、モードが密集し周波数帯域で平均的に処理せざるを得ない高周波域では式(17)で与えられる⁽⁶⁾。

$$\Delta L_v = 20 \log \frac{\omega_{nd} M_{nd} \eta_{nd}}{\omega_{nu} M_{nu} \eta_{nu}} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$\Delta L_v = 5 \log \frac{B_d}{B_u} + 15 \log \frac{m_d''}{m_u''} + 10 \log \frac{\eta_{\Delta d}}{\eta_{\Delta u}} \quad \dots\dots (17)$$

ここで、 ω_n 、 M_n 、 η_n は n 次モードのそれぞれ円固有振動数、モーダル質量、モーダル減衰で、 B 、 m'' 、 η_Δ はそれぞれ部材の曲げ剛性、面密度、帯域損失率である。また添字 u は対策前、 d は対策後を表す。式(16)で低減量を評価すると

$$\Delta dB = 20 \log(0.045/0.0019) = 27.4 \text{ dB} \quad \dots\dots\dots (18)$$

となり、実際とは非常に異なる。一方式(17)で評価すると13.7dBとなり式(12)と同じ結果となる。式(16)で評価すると実際と合わないのは式(16)が共振点のみでの低減量を評価しているためである。

このことから実際には周波数応答関数の積分値として評価すべきであり、それに従えば δ 関数の外力に対する周波数応答の積分値は次式で与えられる。

$$w_{rms}^2 = \sum_{i=1}^N \int_0^\infty \frac{df}{[1 - (f/f_i)^2]^2 + (2\zeta_i f/f_i)^2} \approx \sum_{i=1}^N \frac{\pi}{4\zeta_i} f_i \quad \dots (19)$$

この式は式(12)および式(17)の減衰による低減量評価と同じである。

4. 考察

前章までで制振材の有無による振動と騒音のレベル差（低減効果量）を解析で予測し実験で確認した。その結果解析と実験とは振動、騒音ともよく一致し本評価法の妥当性が確認された。しかしながら振動の低減量が7～9dBに対し、騒音のそれは12～14dBと両者に開きがあり、解析でも実験でもそれが現れている。

一般に構造物騒音は振動に起因するものであるから振動と騒音の低減量は音響放射効率 σ が同じである本対象については同じであるべきである。そこで本章ではなぜ振動と騒音の低減量に違いが生じたかを考察する。

4.1 用いた式の違い 振動の評価では式(2)～(5)を用い、騒音の評価では式(12)を用いた。前者は一定の力が ΔT 時間作用するとしているため、 $\Delta T \rightarrow 0$ では応答も0になるのに対し、後者は δ 関数を用いているため $F\Delta T = \text{一定}$ が成り立ち、 ΔT には依存しない結果となる。もちろん式(2)に対して $F\Delta T = 1$ の条件を与えると式(12)の結果と同じになる。したがって制振材の有無による差を議論する上、で用いた式の違いに本質的な相違は無い。

4.2 積分時間の違い 振動の評価では式(2)において積分時間を2秒としたのに対し、騒音評価では式(12)を用いたため積分時間を無限大としたことになっている。式(2)を用いた場合は積分時間の選び方により制振材の有無による低減量が異なってくる。図10は1自由度系における自由減衰振動の2乗平均値を減衰比がそれぞれ0.0019と0.045の場合に対して固有振動数をパラメータとして積分時間と効果量の関係を示したものである。この図より積分時間が大きくなると効果も大

Fig.10 Relation bet. Effect and integration time

きくなり、固有振動数が大きくなるほど同じ積分時間に対する効果が大きくなる。そしてすべて 13.7dB に収束する。この値は 2.2.2 で示したものと同一である。すなわち $\omega_n T$ が大きい (100π 以上) と低減効果は減衰比のみで決定されることになる。騒音への影響は 50Hz 以下の成分よりむしろそれ以上の周波数成分が寄与するため振動と騒音の減衰量に差が生じたといえる。

5. あとがき

ドームに用いる可動席段床は一般的に鋼製であることから、従来のコンクリート製の段床に比べ人の歩行、飛び跳ねにより座りごこちや騒音の悪化が懸念される。

そこで振動・騒音を改善するために制振材を用いて振動や騒音がどの程度低減されるかを計算で予測し実験で確認した。その結果以下の結論を得た。

- (1) 制振材の空間平均した騒音低減効果は打撃位置、モーダル質量、固有振動数、モーダル減衰比に依存するが、制振材重量が全体重量に比べ無視できる場合はモーダル減衰比のみで評価できる。
- (2) その評価式として文献 (7) では

$$\Delta L = 20 \log \left(\sum_j s_{ji}^u / \sum_j s_{ji}^d \right)$$

と与えているが、これでは低減効果を過大評価することになり、本研究結果では

$$\Delta L = 10 \log \left(\sum_j s_{ji}^u / \sum_j s_{ji}^d \right)$$

で与えられた。ここで添え字 j はモード次数、 u , d はそれぞれ制振材が無い場合と有る場合を示す。ただし減衰比の値は実機に用いるものと同寸法のテストピースで実験にて求めることが必要である。

(3) 制振材の振動低減効果は低い固有振動数成分を考慮する場合は積分時間に依存し、高い固有振動数を考慮する場合は依存しない。その境目は $\omega_n T = 100\pi$ である。

(4) 応答を支配するのはモーダル質量の大きい固有振動数成分である。

(5) 打撃位置での応答から求めた振動低減量は他の応答から求めた低減量に比べ小さく得られる。

(6) 低減量の評価は周波数応答の積分値で評価すべきである。

(7) 3.2mm と 4.5mm の板厚では低減量にほとんど差は無いものの 3.2mm では体感性に劣る。

なお本検討を適用した最近完成したドームにおいて振動・騒音が問題にならないことを確認していることを付記する。

最後に本研究の遂行にあたり計測を担当していただいた川重テクノサービス (株) の辻本部長、川見係員、そして解析を担当していただいた関谷係員、川崎重工 (株) の青木主事に感謝いたします。

文献

- (1) 小坂・浅野・吉江・仲山・千葉、PC 段床の振動性能確認試験、日本建築学会学術講演会梗概集 D-1, 環境工学 1, Vol.2000(2000), 321-326.
- (2) 石原・和田・山本、鋼製鉄道橋の低騒音化の研究—各種対策の制振・減音効果の把握実験—, 川崎重工技報, 140 (1999), 48-52.
- (3) 古池・織田・矢野・庄・石原・中村、騒音対策を施した鋼製鉄道高架橋、橋梁と基礎, 96-3(1996), 9-14.
- (4) 古池・織田・矢野・石原・中村、構成鉄道高架橋の騒音予測と対策, 川崎重工技報, 130 (1996), 44-49.
- (5) 織田・矢野・中村、構成鉄道高架橋への拘束型制振材の適用効果推定、騒音制御工学会研究発表会講演論文集, (1998), 199-202.
- (6) 白木万博監修、騒音防止設計とシミュレーション, 応用技術出版(1987), p.261

付録1 空間二乗和の導出

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T, \quad \mathbf{q} = (q_1, q_2, \dots, q_m)^T$$

$$\mathbf{N} = (\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_m), \quad \phi_n : \text{モードベクトル}$$

n : モード次数, N : 自由度数 とすると

$$x_j = \sum_{i=1}^n \phi_{ji} \cdot q_i \quad \dots \dots \dots (B1)$$

空間二乗和は

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^N x_j^2 &= \sum_{j=1}^N \left(\sum_{i=1}^n \phi_{ji} \cdot q_i \right)^2 = \sum_{j=1}^N \left(\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^n \phi_{ji} \phi_{jk} \cdot q_i q_k \right) \\ &= \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^n \left(\sum_{j=1}^N \phi_{ji} \phi_{jk} \right) q_i q_k = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^n \frac{m_i}{m} \cdot q_i^2 \quad \dots \dots \dots (B2) \end{aligned}$$

ここでモードの直交性

$$\sum_{j=1}^N \phi_{ji} \phi_{jk} = 0 \quad (k \neq i), \quad = m_i / m \quad (k = i) \quad \dots \dots \dots (B3)$$

を利用している。ただし、 m は単位面積当たりの質量、 m_i は i 次モードのモーダル質量である。