

204 制振材積層平板の振動と音響放射 (ランダム加振力の作用する平板の音響放射)

Vibration and Sound Radiation of Visco-Elastically Damped Plates (Sound Radiation from Finite Plates Excited by a Random Point Force)

○正 赤松克児 (機械音響研) 正 山口誉夫 (群馬大学)

Katsuji AKAMATSU, Machinery Acoustics, Obanoyama Shinohara, Nada-ku, Kobe
Takao YAMAGUCHI, Gunma University, Tenjin-cho, Kiryu, Gunma

The acoustic radiation from baffled finite plates with free visco-elastic damping layers excited by a random point force have been studied in order to evaluate damping treatment performances under the condition of neglecting fluid loading due to the back reaction of the radiated acoustic pressure. The plates are rectangular and clamped at the boundaries. The vibration responses of plates with damping layers are obtained by the finite element method. Modal damping ratios are estimated from undamped normal mode results by means of the modal strain energy method. The expressions for the surface acoustic intensity and the radiated sound power are derived in the transform formulation and evaluated numerically from the discrete Fourier transform of the vibration velocity responses of the plates in the spatial coordinates. An experimental study is carried out to measure the surface intensity distributions and to compare them with the analytical results.

Key Words: Sound Radiation, Damping, Noise Control, Surface Acoustic Intensity, Sound Radiation Efficiency, Power Conversion Efficiency

1. 緒 言

構造物の振動放射音の大部分は板状部材の曲げ振動によって放射されるので、部材に非拘束型制振材料を付加したり、サンドイッチ型制振材を使用して減衰を増加させることにより、振動・騒音を抑制する対策が多く行われている。有効な対策を行うためには、制振材料を付加した構造物の減衰と振動および放射音の関係について把握しておく必要がある。

著者らは、制振材料付加による効果を定量的に予測する手法の確立を目的として、有限要素法によるモード解析とモード歪エネルギー法を組み合わせ、粘弾性特性をもつ非拘束型制振材料を積層した平板の外力応答を求め、境界要素法による放射音の計算を行った⁽¹⁾。また、履歴減衰を有する平板に線加振力が作用する場合について、音響放射効率および音響変換効率に対する損失係数の影響を調べている⁽²⁾。

本研究ではランダムな加振力が作用する平板の音響放射に対する制振材料の効果を解析および実験により調べる。音響放射の計算は振動面が平板の場合は振動分布に空間フーリエ変換を適用して求めることができる⁽³⁾。フーリエ変換は任意形状の音源を含む無限バツフル領域に対して適用される。有限要素法による解析結果に高速フーリエ変換のアルゴリズムを適用すると、演算時間を短縮することができ、大規模構造物や広帯域のランダムな周波数成分をもつ騒音問題の解析に有効である。

Peng ら⁽⁴⁾は Rayleigh 積分式から平板表面の音圧計算式を導き、周辺単純支持の長方形平板に複数のランダム加振力が作用する場合の表面音響インテンシティーと音響パワーを計算している。本報告では、波動方程式に空間フーリエ変換を適用して解くことにより表面音圧計算式が導かれることを示し、既報⁽¹⁾の非拘束型制振材積層平板のモード解析データを用いてランダム点加振力が作用するときの音響放射特性と音響インテンシティー分布を求める。実験

では、供試体パネルをインピーダンスヘッドを介して加振器でランダム加振して、入力パワーおよびパネル表面の音響インテンシティー分布を測定し、その結果から音響変換効率を求めて計算結果と比較する。

2. 解析方法

2.1 平板振動による放射音 図1に示す無限バツフル内におかれた平板の振動による放射音場は波動方程式(1)を(2)式の境界条件のもとに解くことにより得られる。

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

$$\left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_{z=0} = \begin{cases} -\rho \ddot{w} & \in S \\ 0 & \notin S \end{cases} \quad (2)$$

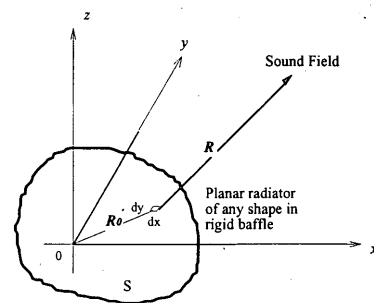


Fig. 1 Geometry of the problem and coordinate systems.

(1)(2)式に時間および x - y 面内の空間フーリエ変換を適用すると次式が導かれる。

$$\begin{aligned} \tilde{p}(\zeta_x, \zeta_y, \omega, z) &= \frac{j\rho\omega^2 \tilde{W}(\zeta_x, \zeta_y, \omega)}{\sqrt{k^2 - \zeta_x^2 - \zeta_y^2}} \\ &\quad \times \exp(-jz\sqrt{k^2 - \zeta_x^2 - \zeta_y^2}) \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、 p , P : 音圧, W : 平板の面外変位, ρ : 媒体の密

度, k : 波長定数, ξ_x, ξ_y : 波数変数, j : 虚数単位, 波記号 $\sim$ はフーリエ変換を示す. 平板表面の音圧は

$$\tilde{p}(x, y, \omega)|_{z=0} = -\rho\omega^2 \mathbb{F}^{-1} \left[\tilde{G}(\xi_x, \xi_y) \tilde{w}(\xi_x, \xi_y, \omega) \right] \quad (4)$$

$$\tilde{G}(\xi_x, \xi_y) = \frac{-j}{\sqrt{k^2 - \xi_x^2 - \xi_y^2}} \quad (5)$$

で与えられる. ここで, $\mathbb{F}^{-1}$ は空間フーリエ逆変換を表す. 面外変位のフーリエ変換はモードパラメータを用いて

$$\tilde{w}(\xi_x, \xi_y, \omega) = \sum_r \frac{\phi_r(x_0, y_0) \tilde{\Phi}_r(\xi_x, \xi_y) \tilde{F}(\omega)}{m_r \omega_r^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2} + j\eta_r \frac{\omega}{\omega_r} \right)} \quad (6)$$

で与えられる. ここで, F : 加振力, m_r : モード質量, ω_r : 固有角振動数, $\phi_r, \tilde{\Phi}_r$: モード関数とそのフーリエ変換, η_r : 損失係数, (x_0, y_0) : 加振点座標, 添字 r はモード次数である. 表面音響インテンシティー I_z および音響パワー W_s は

$$I_z(x, y, \omega) = \tilde{p}(x, y, \omega)|_{z=0} \tilde{v}^*(x, y, \omega) \quad (7)$$

$$W_s(\omega) = \int_s \operatorname{Re} [I_z(x, y, \omega)] ds \quad (8)$$

で求められる. $*$ は共役複素数を表す.

2.2 離散的フーリエ変換の適用 (6) 式のモード関数を FEM 解析結果の固有ベクトルで近似すると, フーリエ変換は有限バッフル領域に対して離散的に適用される. この場合, (5) 式の $G(\xi_x, \xi_y)$ の特異点近傍で近似誤差が大きくなるので, これを避けるために Williams ら⁽⁵⁾ によって導かれた下式を使用する.

$$\tilde{G}(m \Delta \xi_x, n \Delta \xi_y) = \begin{cases} \frac{-j}{k} & m = n = 0 \\ -j \frac{2(\sqrt{k^2 - \xi_1^2} - \sqrt{k^2 - \xi_2^2})}{\xi_1^2 - \xi_2^2} & m \text{ or } n \neq 0 \end{cases}$$

$$\xi_1 = \xi_0 - \frac{\Delta \xi}{2}, \quad \xi_2 = \xi_0 + \frac{\Delta \xi}{2}$$

$$\xi_0 = \sqrt{m^2 + n^2} \Delta \xi, \quad \Delta \xi = \frac{2\pi}{L} \quad (9)$$

ここで, L は正方形バッフルの寸法, m, n は節点番号である. 理論上は無限バッフルを想定しているのに, 離散的フーリエ変換の計算精度は振動板とバッフルの寸法比に関係するが, 本計算で採用した約 5 倍の比率で実用上十分であることを確認している.

3. 計算結果

3.1 計算条件 計算モデルを図 2 に示す. 厚さ 2mm のアルミニウム板が厚さ 10mm, 幅 55~60mm の 2 枚の枠の間に挟まれている. 振動部分の大きさは 480×360mm で, 制振材料を貼り付けられないものと片側全面に厚さ 1mm の制振材料を貼り付けた状態について計算を行った. 加振力は 1 N である. モードパラメータは FEM 解析とモード歪エネルギー法により求めた値を使用した. 制振材料なしの損失係数は供試体パネルの実測データを使用した. 固有ベクトルのフーリエ変換では振動面を含む一辺が 2.52m の正方形バッフル上の 20mm 間隔, 128×128 の格子点について 2 次元 FFT を適用した. 計算周波数は 44~550Hz 間の 1Hz 刻みで, 実験結果との比較のため 1/1 オクターブバンド周波数帯域幅に合成した表面音響インテンシティーおよび音響変換効率を求めた.

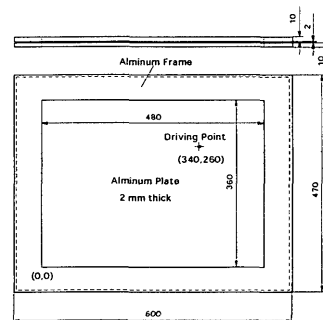
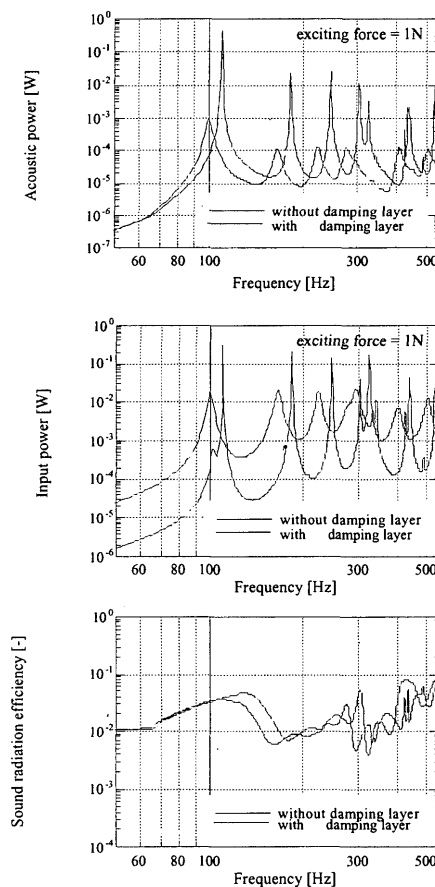


Fig. 2 Plate and frame assembly.

3.2 音響放射特性 音響パワー, 平板の加振パワー, 音響放射効率および下式の定義によるパワー変換効率⁽⁶⁾の計算結果を図 3 に示す.

$$\zeta = W_s / W_k, \quad W_k = W_i + W_{k0} \quad (10)$$

ここで, W_k : 全加振パワー, W_{k0} : 真空中の平板の加振パワーである. 音響パワーの共振周波数のピーク値はモード損失係数比の約二乗に反比例して減少するが, 非共振周波数では制振の効果は小さい. 音響放射効率は制振材料の有無による変化はほとんど無く, 音響変換効率は全周波数で一様に変化している. 計算範囲の音波と屈曲波の波数比は概略 $\gamma = 0.1 \sim 0.3$ であり, 上記の傾向は二次元平板の音響放射特性⁽²⁾と一致している.



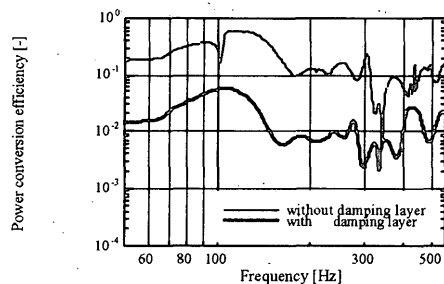


Fig. 3 Analytical acoustic power, input power, sound radiation efficiency and power conversion efficiency.

3.3 音響インテンシティー 1/1 オクターブバンド表面音響インテンシティー分布を図 4 に示す。63 Hz バンドには固有モードがないので制振材料の有無による差は見られないが、125 Hz バンドでは(1, 1)モードに対する効果が現れている。250 Hz バンドには(2, 1), (1, 2), (3, 1), (2, 2)モードが含まれるが、制振材料なしの分布は(3, 1)モードが支配的である。制振材料を付加するとレベルの低減とともに分布も複雑に変化している。500 Hz バンドには(3, 2), (1, 3), (4, 1)モードが存在するが、制振材料なしでは(3, 2)と(1, 3)の複合モードが現れており、制振材料を付加すると 250 Hz の場合と同様に分布の形が複雑になっている。

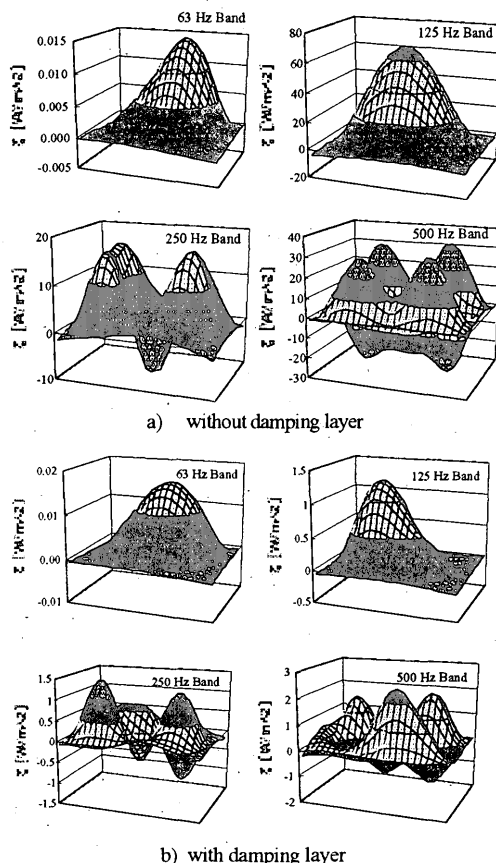


Fig. 4 Analytical acoustic intensity patterns.

4 実験

4.1 測定装置と測定条件 供試体パネルは解析モデルと同じであるが、アルミニウム板と枠は 20 本の M6 ボルトで固定されている。パネルを 1.8×1.5m のバツフルの中

央にはめ込み、枠のコーナー 2 点をピアノ線で垂直に吊って測定を行った。枠とバツフル板の間には柔らかいクッション材が挿入されている。

定常ランダム加振時の加振パワーおよび音響パワーの測定に使用した計測装置を図 5 に示す。パネルを小型加振器により加振し、インピーダンスヘッドの出力の加振力と加速度から加振パワーを求める。加振周波数は上限 1000Hz のホワイトノイズである。FFT 解析装置の周波数分解能は 2.5 Hz, スペクトル平均回数は 32 である。中心周波数 125~250Hz の 1/1 オクターブバンド音響インテンシティー分布をパネル面から 10 mm 離れた位置の 40mm ピッチの格子点で測定した。

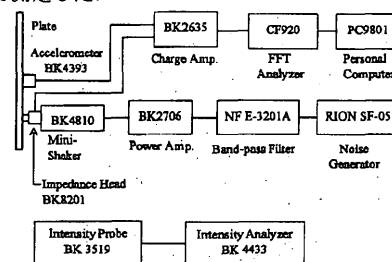


Fig. 5 Schematic diagram of measuring instruments.

4.2 加振パワー インピーダンスヘッドの出力の加振力と加速度の伝達関数から下式により加振パワーを求めた。

$$W_k = \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{FV^*\} = \frac{|F|^2}{2\omega} \frac{|A|}{|F|} \sin \phi \quad (11)$$

ここで、 V , A は加振点位置の板の速度および加速度、 $|A/F|$, ϕ は伝達関数（加振点アクセラランス）の振幅と位相である。図 6, 7 に加振点アクセラランスと加振パワーを示す。加振力の大きさを 3 段階に変えて測定を行ったが、加振点アクセラランスはほとんど一致している。加振パワーの大きさは加振力によって変化するが、スペクトルの形状は計算結果のスペクトルに類似している。

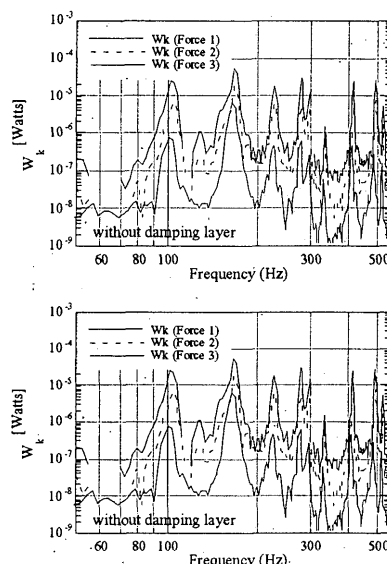


Fig. 6 Measured acceleration and input power for the undamped plate.

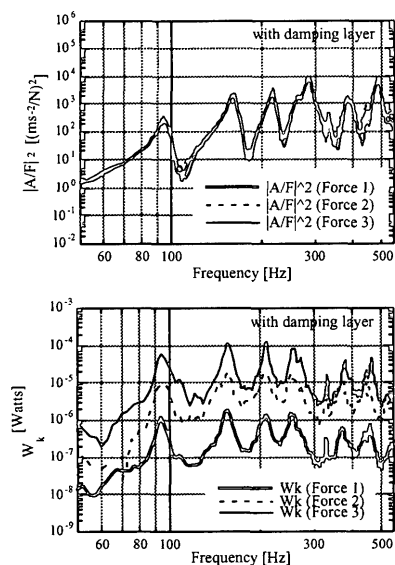


Fig. 7 Measured acceleration and input power for the damped plate.

4.3 音響インテンシティーと音響変換効率 音響インテンシティー分布を図 8 に示す。500 Hz バンドの分布が少し変形しているが、計算結果のパターンに相似である。加振力の大きさが違うのでインテンシティーの値は計算値と異なるが、制振材料付加による低減量は計算結果に対応している。

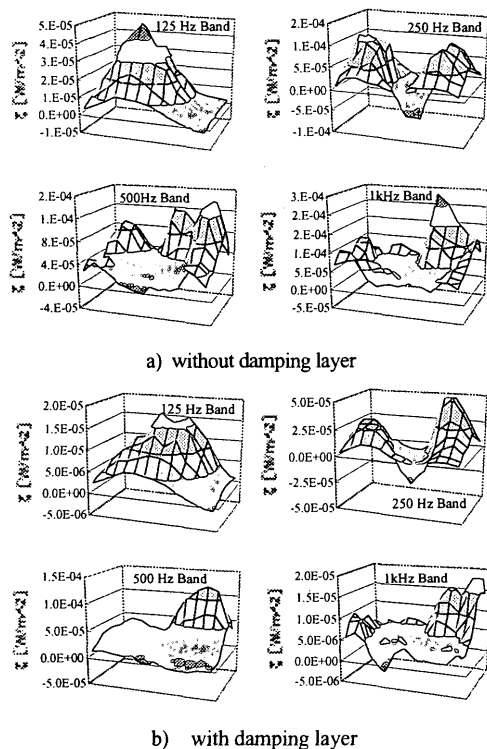


Fig. 8 Measured acoustic intensity patterns.

音響インテンシティーから求めた音響パワーと図 6, 7 のスペクトルから求めたオクターブバンド毎の加振パワーから平均音響変換効率求められる。計算結果についても

同じようにバンド平均音響変換効率求め、実験結果とともに図 9 に示す。125Hz バンドを除いて両者は比較的良好一致している。制振材料なしの 125Hz バンドで計算値と測定値が異なるのは、計算に使用したモード損失係数の不一致が原因と考えられる。

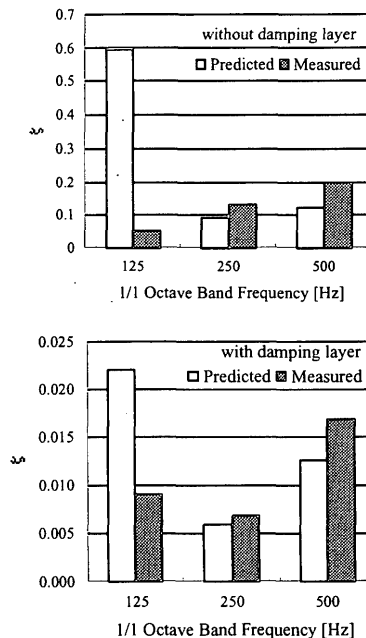


Fig. 9 Comparisons of the power conversion efficiency.

5 結 言

構造部材への制振材料付加による騒音低減効果の予測手法の確立を目的として、非拘束型制振材料を積層した長方形平板の音響放射特性を表面音響インテンシティー、音響放射効率、音響変換効率に着目して解析および実験により調べ、次の結論を得た。

(1) 音響放射効率は制振材料の有無による差はなく、音響放射効率は全周波数域で一様に变化しており、この傾向は二次元平板の理論特性と一致している。

(2) 制振材料付加による音響インテンシティーおよび音響放射効率の低減量の計算値と測定値は、計算に使用した損失係数の与え方に問題があると考えられる 125Hz バンドを除いてほぼ対応している。

(3) 平板の振動分布に二次元高速フーリエ変換を適用して放射音を計算する方法は、ランダムな加振力が作用する構造物のバンド平均的な音響放射特性を求めるのに有効である。

文 献

- (1) 赤松・ほか 2 名, 機論, 65-633, C (1999), 1865-1872.
- (2) 赤松・ほか 2 名, 機論, 67-654, C (2001), 329-334.
- (3) Junger, M. C., Feit, D., Sound, Structures, and Their Interaction, (1993), 92, Acoust. Soc. Am.,
- (4) Peng, H. and Keltie, R. F., J. A. S. A. 85 (1) (1989), 57-67.
- (5) Williams, E. G. and Maynard, J. D., J. A. S. A. 72 (6) (1982), 2020-2030.
- (6) 林・ほか 2 名, 機論, 56-531, C (1990), 3046-3052.