

制振材が平板の振動インテンシティに及ぼす影響について

On the Effect of Damping Material on the Structural Intensity in a Plate

鯉 洵 健*・鈴木 常夫**・大石 久己**・大野 進一**

Ken KOIBUCHI, Tsuneo SUZUKI, Hisami OHISHI and Shinichi OHNO

1. 序 論

振動抑制の目的で板構造物に制振材を貼付することがある。制振材の役目は振動エネルギーの吸収であるから、制振材の貼付による構造物内の振動エネルギーの伝搬状況の変化がわかれば、制振材の効果を判断するうえで有用である。そこで、制振材を貼付した鋼板内の振動インテンシティについて、有限要素法による数値計算と、2点近似のクロススペクトル法による計測を行い、両者の結果を比較し、制振材の効果について調べてみた。

2. 理 論

2.1 振動インテンシティの計測理論

平板における x 方向の振動インテンシティは、せん断力成分 I_{xQ} と、曲げモーメント成分 I_{xB} と、ねじりモーメント成分 I_{xT} からなり、面外変位を w とおくと

$$I_x = I_{xQ} + I_{xB} + I_{xT}$$

$$= \left\langle Q_x \frac{\partial w}{\partial t} + M_x \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} + M_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial t} \right\rangle t \quad (1)$$

で与えられる¹⁾。また、 y 方向の振動インテンシティも式(1)と同様の式で与えられる。

曲げ振動の方程式は4階の微分方程式であるから、その解は、二つの進行波と二つの減衰波からなる。加振点などから離れていて、減衰波の影響が無視できるところでは、曲げ剛性を B 、単位面積当りの質量を m 、周波数を f とすると、単位周波数当りの振動インテンシティは、式(1)より

$$I_x = 2 I_{xQ} = \left\langle 4 \pi f \sqrt{Bm} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial t} \right\rangle t \quad (2)$$

となる。また、距離 Δr 離れた2点の加速度を加速度ピックアップを用いて計測し、式(2)を差分近似すると、2点の加速度のクロススペクトル $G_{AA}(f)$ を用いて、次式で与えられる。

$$I_x = \frac{4 \sqrt{Bm}}{(2\pi f)^2 \Delta r} \text{Im}\{G_{AA}(f)\} \quad (3)$$

2.2 有限要素法を用いた振動インテンシティの計算

双1次四辺形ミドリ板要素を次数低減積分と共に用いた有限要素法²⁾によって振動インテンシティを計算した。この要素は各節点にたわみ w 、傾き θ_x 、 θ_y の3自由度を持つ要素であり、式(1)の計算に必要な値をすべて求めることができる。したがって、有限要素法の解を用いて式(1)より振動インテンシティを求めることができる。また、式(2)より減衰波の影響を無視した場合の振動インテンシティを求めることができる。さらに、有限要素法による変位の解を用いて式(3)より振動インテンシティの計測のシミュレーションを行うことができる。

3. 振動インテンシティの計測

3.1 実験装置

実験装置を図1に示す。測定対象物として下端を固定支持した幅0.92m、高さ1.80m、厚さ3.2mmの鋼の平板を使用した。また平板の縦中心線上で上端から0.36mの点を加振機で加振した。加振機への入力信号はFFT内蔵の500 Hzまでのランダム波とした。加振機と平板の間にインピーダンスヘッドを設置し、平板への入力パワーを計測した。振動インテンシティの計測点は、加振点を中心に縦横50mm間隔に引いた平行線の格子点(513点)とした。

* (株)トヨタ自動車

** 東京大学生産技術研究所 第2部

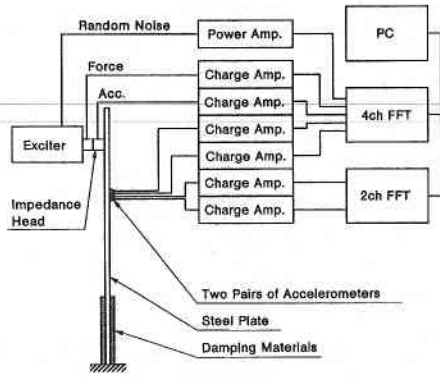


図1 実験装置

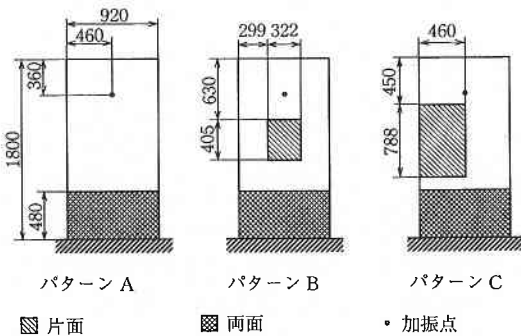


図2 制振材の貼付パターン

制振材は厚さ3.0mmのゴム系ものを使用し、平板への制振材の貼付パターンは図2に示す3パターンとした。

3.2 制振材の粘性減衰係数の決定

有限要素法計算における制振材の数値モデルは、比例粘性減衰を仮定した。その比例定数を求めるため、一端を固定支持した長さ1.00m、幅0.10m、厚さ3.2mmのはりの片側全面に平板に使用したのと同じ制振材を貼付し、打撃実験を行った。実験モード解析を行い、その結果から固有振動数とモード減衰比を求め、比例定数を決定した。

4. 実験結果および計算結果

4.1 実験結果と計算結果の比較

パターンAについて100Hzから475Hzまで25Hzおきに計16周波数を選び、実験と数値計算の結果を比較した。図3と図4に150Hzと325Hzの場合の結果を示す。結果は平板の上端から1.32mまでを示している。実験結果は、上記16振動数を中心振動数とし、帯域幅8.75Hzにおける振動インテンシティの和である。ただし入力パワーで正規化してある。また計算結果は、有限要素法の解を用いて式(3)より求めた値である。図3と図4に示す場合を含め16周波数のうち12周波数については振動インテンシティの分布がよく一致した。しかし、他の周波数では違う結果となった。この理由は、計算モデルは左右対称であるが、実際の装置

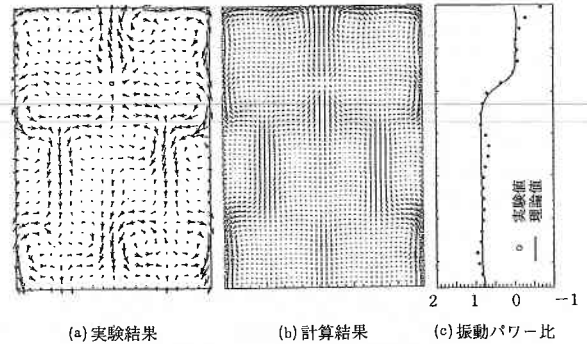


図3 実験結果と計算結果の比較 (150Hz, パターンA)

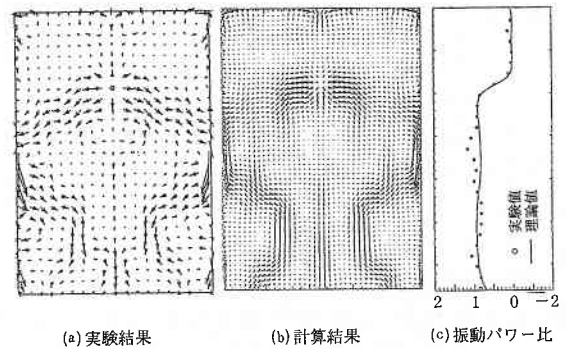


図4 実験結果と計算結果の比較 (325Hz, パターンA)

は完全には左右対称ではなく、左右対称でないモードの影響が存在するためと考えられる。

次に、平板を水平に横切る断面上の振動インテンシティを積分し、この断面を下向きに通過する振動パワーを求めた。図3(c)と図4(c)はこの振動パワーと加振機から平板への入力振動パワーの比を示す。パターンAの場合、加振点から平板に入力された振動パワーは、すべて固定端側の制振材で消費される。したがって、加振点より上で0、加振点より下で1となるべきである。このことを満足しているかどうかは実験結果と計算結果の信頼性の一つの目安となる。図3と図4に示した結果を含めすべての周波数においてこれを満足していた。

4.2 計算法の違いによる比較

有限要素法の解を用いて式(1)と式(2)より求めたパターンAの場合の振動インテンシティの計算結果を図5に示す。図3(b)と図5(a)の加振点近傍のインテンシティは図5(b)より小さな値となっている。これは図3(b)と図5(a)が減衰波の影響を無視しているためと考えられる。

また図5(c)は、図3(b)と図5(a)に示した振動インテンシティの計算結果から求めた平板を水平に横切る断面を下向きに通過する振動パワーと入力振動パワーの比である。実線が実験のシミュレーションによる方法で、短い破線が減衰波を考慮した方法で、短い波線が無視した

研 究 速 報

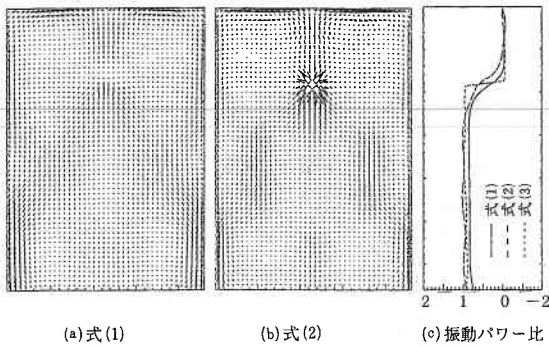


図5 計算法の違いによる計算結果の比較 (150Hz, パターンA)

方法である。減衰波を考慮した方法では加振点においてパワー比が0から1にきれいに切り換わっているが、無視した方法では加振点の両側でなだらかに変化している。このことは、加振点近傍において減衰波の影響が無視できないことを示している。しかし、加振点近傍を除けば3方法の差は小さく、2点近似のクロススペクトル法を用いて振動インテンシティを計測できるといえる。

4.3 制振材の貼付パターンの違いによる比較

制振材を貼り足したパターンBとパターンCについてパターンAと同様に振動インテンシティの計測と数値計算を行った。図6にパターンCの計測結果の一例を示す。図6(a)に示した振動インテンシティの分布においては図3(a)に示したパターンAの場合と大きな違いはないといえる。また他の周波数においても同様の結果であった。これは、平板の質量と剛性が支配的で、制振材の質量と剛性が無視できるため、振動モードの変化がなかったためであるといえる。

図6(b)に制振材の貼付パターンCの場合のパワー比を示す。図6(b)より振動インテンシティの分布に大きな変化はなくても、パターンCでは新たに貼付した制振材に入力パワーの約半分が吸収されていることがわかる。

なお、パターンCの場合の全周波数における入力パワーの和をパターンAの場合と比較したところ、約4%

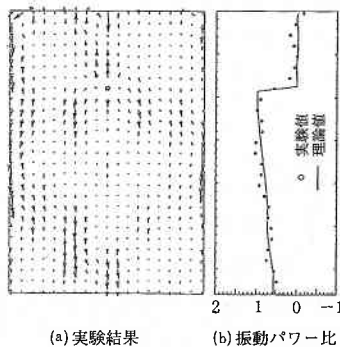


図6 パターンCの場合の振動インテンシティ分布と振動パワー比

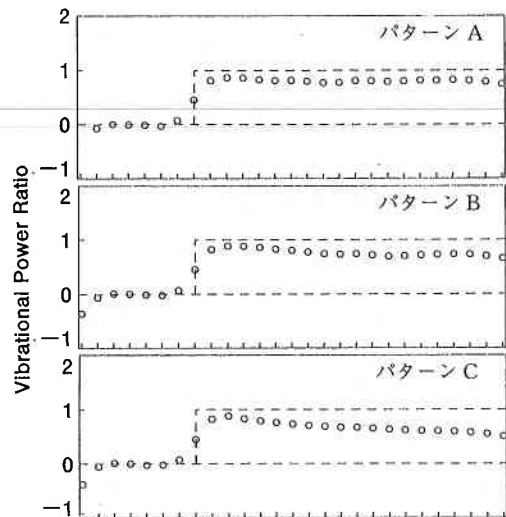


図7 100-500Hz 帯域の振動パワー比

の増加しかなかった。

4.4 振動インテンシティのオーバーオール

これまでは個々の周波数ごとに議論してきたが、平板を流れる全振動パワーで考えることも必要である。そこで、計測データについて100Hz~500Hzまでの帯域の振動インテンシティの和を計算し、その結果より、パワー比を求めた結果を図7に示す。図7よりパターンBとパターンCでは制振材を貼付した部分で振動パワーが吸収されていることがわかる。

5. 結 論

制振材を貼付した鋼板内の振動インテンシティについて、有限要素法による数値計算と2点近似のクロススペクトル法による計測を行った。計算結果と計測結果はよく一致した。さらに、平板を水平に横切る断面を下向きに通過する振動パワーを振動インテンシティから求め、入力振動パワーと比較し、振動インテンシティの計算と計測が正確であることを確認した。また、鋼板の質量と剛性が支配的な場合には、制振材を貼り足しても振動インテンシティの分布は大きく変化しないが、制振材により確実に振動エネルギーが吸収されていることを確認した。

おわりに有限要素法について御教示下さった第二部都井助教授に謝意を表します。(1993年10月8日受理)

参 考 文 献

- 1) Pavić G., J. Sound Vib., 49-2 (1976), 221.
- 2) T. J. R. Hughes, R. L. Taylor and W. Kanoknukulchai, Int. J. for Num. Meth. in Eng., 11 (1977), 1529.