20912 伝達特性変更のための振動エネルギー解析に関する基礎的検討

Vibration Energy Analysis for Controlling Vibration Transfer Characteristic

○正 北原 篤（首都大院） 正 吉村 卓也（首都大）

Atsushi KITAHARA and Takuya YOSHIMURA

Tokyo Metropolitan University, 1-1 Minamiosawa, Hachioji, Tokyo

This paper investigates on structure vibration energy (intensity) when the structure has high damping characteristics. A plate structure modeled by finite element approach is used as an example. Vibration energy reduction by modifying mass distribution is estimated. Then distribution of structural intensity in order to reduce vibration is evaluated. At the structure with material damping, vibration energy spreads over the structure with dissipating energy. When vibration energy is low, structural intensity and inflow energy is small. And when intensity stays with making vortex, it is supposed that vibration level increase. In order to decrease vibration, we suppose that making intensity strait is effective.

Key Words: Forced Vibration, Structural Intensity, Vibration Energy Flow

1. 緒言

構造物における振動の伝達や散逸の効率的な制御には、振動エネルギーの可視化が有効であり、その手法として振動インテンシティ⁽¹⁾⁽²⁾が提案されている。しかし、振動インテンシティの分布形状と振動レベルとの関係は、未だ明確にされているとは言い難い。文献(3)では、振動インテンシティのモード展開が提案されているが、減衰が微小で単一モードが支配的な共振点を主眼としている。モード密度が高い中周波帯域や、減衰が大きい高分子材料を視野に入れると、固有モードに依存しない対策も重要となる。また、ダンパによるインテンシティの引き込み特性を利用した制御法⁽⁴⁾など減衰に関する研究事例もあるが、対象構造物自体が高減衰である場合の研究は少ない。

そこで本研究では、高減衰を有する構造物における振動エネルギーの伝達特性に着目する。質量分布の変更により生じる振動エネルギー変化を評価し、振動抑制が可能なインテンシティ分布について基礎的検討を行う。

2. 振動エネルギーの解析方法

調和加振力を受ける、 xy 平面上の平板の曲げ振動を対象に、振動エネルギーの解析方法を示す。

Fig.1 Plate model

2.1 振動インテンシティ

平板の曲げ振動において、 x 方向の振動インテンシティの周期平均 I_x は、 x 軸に垂直なある単位断面を単位時間に通過するエネルギーとして、次式で定義される。

$$I_x(x, y, \omega) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[-j\omega (Nw^* + M_y\theta_y^* + M_{xy}\theta_{xy}^*) \right] \quad (1)$$

ただし、 $\operatorname{Re}[\]$ は実部、 j は虚数単位、 ω は角振動数、 N は面外せん断力、 w は面外変位、 M_y 、 θ_y はそれぞれ y 軸まわりの曲げモーメントと回転変位、 M_{xy} はねじりモーメント、 θ_{xy} はねじり変位、 $*$ は複素共役である。 y 方向の振動インテンシティについても同様に定義される。

(1)式に関して、弾性体の構成式を利用して変位のみで表す方法⁽³⁾も提案されているが、3 階の空間微分が必要であり、誤差が生じやすい。そこで本研究では、有限要素法で求まる内力を用いて(1)式を算出する。平板のある点に角振動数 ω の調和加振力が作用した際の、全節点の定常応答の複素振幅ベクトル $\mathbf{u}$ のうち、任意の要素 i に含まれる節点変位を $\mathbf{u}_i$ とすると、要素 i の各節点における内力 $\mathbf{f}_i$ は、質量、減衰、剛性の各要素行列 $\mathbf{M}_i$ 、 $\mathbf{C}_i$ 、 $\mathbf{K}_i$ を用いて

$$\mathbf{f}_i = [-\omega^2 \mathbf{M}_i + j\omega \mathbf{C}_i + \mathbf{K}_i] \mathbf{u}_i \quad (2)$$

により求めることができる。

2.3 定常振動エネルギー

本研究では、振動低減を評価する指標として、平板全体の定常振動エネルギーを用いる。定常状態における振動エネルギーの周期平均 E は、歪エネルギー E_U と運動エネルギー E_K の和として、次式で表わされる。

$$E = E_U + E_K \quad (3)$$

$$E_U = \frac{1}{4} \left[\operatorname{Re}[\mathbf{u}^T \mathbf{K} \operatorname{Re}[\mathbf{u}] + \operatorname{Im}[\mathbf{u}^T \mathbf{K} \operatorname{Im}[\mathbf{u}]] \right] \quad (4)$$

$$E_K = \frac{\omega^2}{4} \left[\operatorname{Re}[\mathbf{u}^T \mathbf{M} \operatorname{Re}[\mathbf{u}] + \operatorname{Im}[\mathbf{u}^T \mathbf{M} \operatorname{Im}[\mathbf{u}]] \right] \quad (5)$$

3. 対象とする平板

図1に示す鋼製、周辺自由の長方形平板を対象とし、材料減衰を剛性比例のレイリー減衰で与える。仮想的に、鋼材よりも高減衰に設定している。外力は、図の左下点に、面直方

向に振幅 1N の調和加振力が作用するものとする。

この平板において、領域(a)~(f)ごとに密度を変化させた際の振動エネルギー変化、およびその状態における振動インテンシティを評価することにより、振動抑制を達成可能なエネルギー流れについて基礎的検討を行う。

4. エネルギー流れの解析結果

4.1 振動エネルギー変化

図 1 の領域(b), および領域(e)をそれぞれ密度 2 倍に変化させた際の、平板全体の定常振動エネルギーの周波数応答を図 2 に示す。

Fig.2 Vibration energy

図 2 より、97Hz と 235Hz では領域(b)に、180Hz では領域(e)に、それぞれ質量を付加することで振動エネルギーが低減されていることが分かる。そこで、これらの周波数における振動インテンシティを評価する。

4.2 振動インテンシティの評価

振動エネルギー変化が特徴的であった前述の3つの周波数について、領域(b)と(e)の密度をそれぞれ 2 倍にした際の振動インテンシティを図 3~5 に示す。矢印はインテンシティの大きさと方向を表している。左下の加振点から流入した振動エネルギーが、材料減衰による散逸を伴いながら、平板全体へと伝播している様子が可視化できている。

Fig.3 Structural intensity at 97Hz

Fig.4 Structural intensity at 180Hz

Fig.5 Structural intensity at 235Hz

質量付加位置の違いを比較すると、いずれの周波数においても、振動エネルギーが小さいケースのほうが、インテンシティも小さい。加振による流入エネルギーも抑制されているものと考えられる。

更に、振動インテンシティの分布形態に着目すると、振動エネルギーが大きいケースでは、渦状に循環する流れが形成されてエネルギーの停留が生じている。逆に、振動エネルギーが小さいケースでは、左下の加振点から右上方向にスムーズにエネルギーが流れる傾向が見られる。流れのスムーズさについて、各節点のインテンシティ I_n の、系全体量に占める有効量の割合 γ を下記の式(6)で定量化する。 $|I|$ はベクトルの大きさを表す。算出結果を図 6 に示す。

$$\gamma = \frac{\sum_n |I_n|}{\sum_n |I_n|} \quad (6)$$

Fig.6 Smoothness of intensity distribution

差が明確でない周波数もあるが、振動エネルギーが小さいほど γ が大きい傾向が確認できた。これより、平板全体の振動抑制のためには、循環させず、ストレートに伝搬していくインテンシティの分布が適しているものと推測する。

本仮説の検証、および狙いのインテンシティ分布を実現する手法の検討については、今後の課題である。

5. 結言

1) FEM の内力を用いたインテンシティの算出により、材料減衰を有する構造物において、流入したエネルギーが散逸を伴いながら伝播していく様子を可視化できる。

2) 振動が小さい場合は、振動インテンシティや流入エネルギーも小さい。

3) 振動抑制のためには、循環を形成させずにストレートに伝搬するインテンシティ分布が適していると推測される。

参考文献

- (1) D. U. Noiseux, Journal of Acoustical Society of America, 47 (1970), 238-247.
- (2) G. Pavić, Journal of Sound and Vibration, 49 (2) (1976), 221-230.
- (3) 山崎 徹ら, 日本機械学会 Dynamic and Design Conference CD-ROM 論文集, (2007), No. 618
- (4) 須田 祥平ら, 可視化情報, 32-2 (2012), 255-256