

振動エネルギー流れを考慮した制振設計に関する基礎研究（振動エネルギー流れと制振効果の関係について）

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 公開日: 2023-03-15 キーワード (Ja): キーワード (En): Vibration Intensity, Vibration Energy, Modal Damping Ratio, Design 作成者: 東, 明彦, 伊地知, 小南, 光安, 南那子, IJICHI, Konami, MITSUYASU, Nanako メールアドレス: 所属:
URL	https://doi.org/10.15053/0000000026

振動エネルギー流れを考慮した制振設計に関する基礎研究
(振動エネルギー流れと制振効果の関係について)

東 明 彦
伊地知 小 南
光 安 南那子

Study on Vibration Control Design considering Vibration Energy Flow
(Relationship between Vibration Energy Flow and Vibration Damping Effect)

HIGASHI Akihiko
IJICHI Konami
MITSUYASU Nanako

海上保安大学校

令和3年度 第64巻 第2号 研究報告 第2部別刷

【論文】

振動エネルギー流れを考慮した制振設計に関する基礎研究
(振動エネルギー流れと制振効果の関係について)東 明彦¹ 伊地知 小南² 光安 南那子²Study on Vibration Control Design considering Vibration Energy Flow
(Relationship between Vibration Energy Flow and Vibration Damping Effect)HIGASHI Akihiko¹, IJICHI Konami², and MITSUYASU Nanako²

Abstract

The purpose of this study is to clarify the possibility of vibration control design by localizing vibration energy flow as one of the utilization methods of vibration energy flow. Therefore, in this study, the vibration energy flow was changed by partially adding damping to the thin rectangular plate, and the relationship between the vibration energy flow and the vibration damping effect was investigated. As a result, it was clarified that it was important to decide the place where attenuation is added considering the propagation path of the vibration energy to control the vibration efficiently.

Keywords: Vibration Intensity, Vibration Energy, Modal Damping Ratio, Design

1 緒言

近年、計測機器の性能向上により振動エネルギーの計測が可能となっており、振動エネルギーの流れを可視化し加振源探索へ活用するなど、振動騒音対策に効果を上げつつある。この振動エネルギー流れは振動インテンシティを用いることによって表されるため、振動インテンシティの計測方法に関してこれまで多くの研究がなされてきている^{(1)~(4)}。しかしながら、振動インテンシティは構造物を伝搬する屈曲波の振動エネルギーを表すものであるため、対象となる構造物は大型の薄板構造物が多い。そのため、これまで振動インテンシティを活用する研究は、加振源探索への活用に関する研究^{(5)~(8)}がほとんどであり、振動インテンシティを評価パラメータとして構造物の制振設計などへ活用した研究はほとんどない。

著者らは、これまでに振動インテンシティの活用方法に関する研究として、構造物の健全性評価への活用可能性を明らかにするため薄板構造物の板厚変化を振動インテンシティにより検出する方法について検討を行っており、1次元の振動エネルギー流れとみなせるはりを解析対象とし、はりの板厚変化を振動インテンシティによって同定可能であることを示してきた^{(9)~(10)}。しかしながら2次元の振動エネルギー流れでは、振動形状が複雑になると振動エネルギーの流れに渦ができるなど複雑な様相を示すこと

がわかっている⁽¹¹⁾。また、構造パラメータや振動形状が変化すると振動エネルギー流れも変化する。そのため、制振設計に振動エネルギー流れを直接評価し活用することは困難であることから、このような研究はほとんどない。

そこで本研究では振動エネルギー流れを制振設計の評価に活用するため、振動エネルギー流れの局所化による制振の可能性や、制振化のための効率的な減衰の付加方法と振動エネルギー流れの関係について明らかにすることを目的とする。ここで、減衰付加に関しては、減衰を大きくすることによって集中的に振動エネルギーを減衰させることや減衰材の最適配置による制振化など考えられるが、ここではダンピングテープのような減衰材を部分的に添付することによって効果的な制振を行うことを考える。そのため、まず部分的に添付する減衰材の効果により振動エネルギー流れの変化と制振効果を明らかにし、振動エネルギーを効率的に局所化することで制振する方法について調べることにする。そこで本稿においては、簡単のため平板を解析対象とし、減衰材の付加位置によって平板の減衰比や振動エネルギー流れがどのように変化するのかについて数値解析により調べることにした。その結果として振動エネルギー流れと減衰比の関係について示すとともに、平板の減衰比には振動エネルギーの伝搬経路と減衰の付加位置の関係が大きく影響を及ぼしていることを示す。

Received November 15, 2021

¹ 海上保安大学校 higashi@jcga.ac.jp² 海上保安大学校

2 振動エネルギー

2.1 振動インテンシティ

振動インテンシティ $\vec{W}$ は、単位幅を単位時間に通過する振動エネルギーとして定義され、ベクトル量として次式のように表される^{(1),(2)}。

$$\vec{W}(x, y, \omega) = W_x(x, y, \omega) + W_y(x, y, \omega) \quad (1)$$

ここで、 W_x 、 W_y は、それぞれ x 、 y 方向の振動インテンシティの成分を表す。そこで、振動インテンシティの x 方向成分は、構造物の面外振動変位 w を用いることにより次式で表される。

$$W_x(x, y, \omega) = j\omega B \left[w \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 w^*) - \frac{\partial w}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) - (1 - \nu) \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial^2 w^*}{\partial x \partial y} \right] \quad (2)$$

ただし、

$$\nabla^2 w = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (3)$$

$$B = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu)} \quad (4)$$

である。ここで、 j は虚数単位、 ω は角振動数、 ν はポアソン比、 $*$ は共役複素数、 B は曲げ剛性、 E は縦弾性係数、 h は板厚を表す。なお、 y 方向の振動インテンシティについては、式(2)の x と y を入れかえることによって同様に求めることができる。

そこで本研究では、差分法 (FDM : Finite Difference Method) を用いて振動インテンシティの解析を行う。なお、式(2)で表される x 方向の振動インテンシティを求めるためには、図1に示す8つの計測点における面外振動変位 w を用い、以下のように各偏微分項を差分近似することによって、図1の●で示す解析点Oにおける振動インテンシティを求めることができる。

$$w = \frac{1}{2}(w_3 + w_6) \quad (5)$$

$$\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{1}{\Delta}(w_3 + w_6) \quad (6)$$

$$\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{4\Delta}(w_2 - w_4 + w_5 - w_7) \quad (7)$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{1}{2\Delta^2}(w_1 - w_3 - w_6 + w_8) \quad (8)$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{2\Delta^2}(w_2 - 2w_3 + w_4 + w_5 - 2w_6 + w_7) \quad (9)$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = \frac{1}{2\Delta^2}(w_2 - w_4 + w_5 + w_7) \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 w) = \frac{1}{\Delta^3}(w_1 + w_2 - 5w_3 + w_4 - w_5 + 5w_6 - w_7 - w_8) \quad (11)$$

ここで、 w_n は計測点 n の面外振動変位を表す。なお、 y 方向についても同様に差分法を用いて求めることができる。

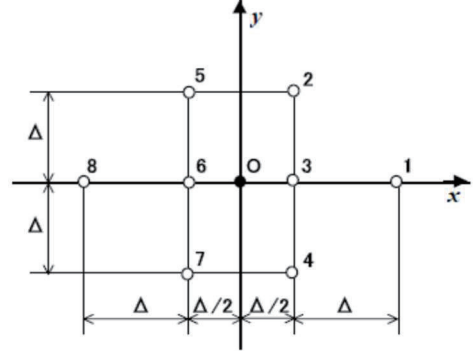


図1 振動インテンシティ計測に必要な測定点

2.2 振動インテンシティによる振動エネルギー消費分布の評価について

振動エネルギー流れを表す振動インテンシティを用いて振動エネルギーの減衰を評価することを考える。そこで、図2の四角形の要素において振動エネルギーの入出力を考える。図2において、 W は格子点(節点)での振動エネルギーであり、添え字は各節点番号を示す。また、 l_x 、 l_y は要素の辺の長さを表す。

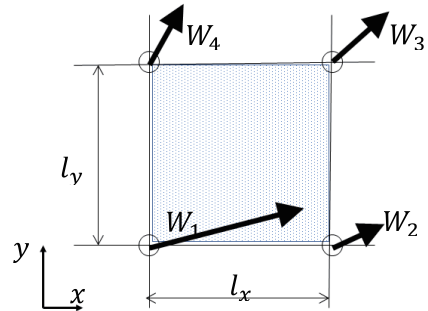


図2 要素における振動エネルギーの入出力

振動インテンシティは単位面積を通過する振動エネルギーであることから、板厚を h とすると、 x 、 y 方向の振動エネルギーの差は式(12)及び式(13)により求めることができ、要素内で消費される振動エネルギーは式(14)から求めることができる。

$$\Delta W_x = \frac{l_y h}{2}(W_{x1} + W_{x4} - W_{x2} - W_{x3}) \quad (12)$$

$$\Delta W_y = \frac{l_x h}{2}(W_{y1} + W_{y2} - W_{y3} - W_{y4}) \quad (13)$$

$$\Delta W = \sqrt{(\Delta W_x)^2 + (\Delta W_y)^2} \quad (14)$$

以上より、構造物を伝搬する振動エネルギー流れ分布と構造物で減衰し散逸される振動エネルギー消費分布を求めることができることから、減衰の付加状況の違いによる振動エネルギーの分布や振動エネルギーの局所化に関する検討を行うことができると思われる。

3 解析モデル

図3に解析モデルを示す。周辺を完全固定された板厚1.5mmの平板が1点で正弦波加振されるものとし、有限要素法（FEM : Finite Element Method）を用いて平板の振動解析を行うこととする。有限要素法においては、平板を一辺が約0.04mの4節点アイソパラメトリック四辺形要素で要素分割し解析を行うこととし、解析に用いた材料定数を表1に示す。また、有限要素法においては、平板に与える減衰を比例減衰¹²⁾で与えることとし、各振動モードにおいてモード減衰比が0.5%程度の微小な減衰を考慮した。さらに、本研究ではダンピングテープのように線状に減衰を付加することによって振動エネルギー流れに変化を与え、そのときの振動エネルギー流れや振動エネルギーの消費分布の変化、減衰比について考察する。そのため、図3の解析モデルを基準モデル(DN Type)とし、基準モデルに線状の減衰を付加した図4に示すDL、DM及びDS typeのような数種類の減衰が付加された解析モデルについて解析を行うこととした。なお、線状に付加する減衰が作用する長さは0.16mで一定とし、加振位置や振動モード形状等を考慮して設定し、減衰を付加する位置を少しずつずらした解析モデルに対して、減衰付加による影響を考察することとした。また、解析においては低次の振動モードを解析対象とし、1～6次モードまでの振動モードについて検討を行うこととした。なお、

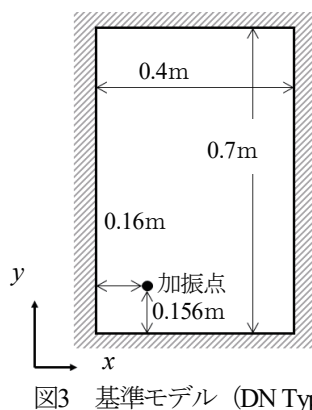


図3 基準モデル (DN Type)

表1 解析に使用した材料定数等

縦弾性係数	$2.06 \times 10^{11} \text{ Pa}$
ポアソン比	0.30
材料密度	$7.85 \times 10^{-3} \text{ kg/m}^3$
要素に作用させる付加減衰の粘性減衰係数	$5.0 \text{ N} \cdot \text{s/m}$



(a) 解析モデル(DL Type) と付加減衰位置
(付加減衰位置は $y=0.194\text{m}$ で一定とし、左端の位置を0mから0.08mずつ右にずらしている。)



(b) 解析モデル(DM Type) と付加減衰位置
(付加減衰位置は $x=0.194\text{m}$ で一定とし、下端の位置を0mから0.078mずつ右にずらしている。)



(c) 解析モデル(DS Type) と付加減衰位置
(付加減衰位置は $x=0\text{m}$ で一定とし、左端の位置を y 方向に0.35mから0.078mずつ上にずらしている。)

図4 解析モデル (DL、DM、DS Type)
(付加減衰の長さ : 40mm)

振動モードについては減衰を付加することによって振動モードが変形する場合があるため、同じ次数の振動モードであれば基準モデルにおける固有振動モードと同一とみなし、固有振動モードの x 方向、 y 方向の振動変位の腹の数がそれぞれ m 、 n のとき (m, n) モードとして表す。

4 解析結果及び考察

4.1 周波数応答について

まず、基準モデル (DN) における1次から7次までの固有振動数の振動モードを求めた結果をコンター図で表したものを図5に示す。また、基準モデルの振動モードの節に並行に減衰が線状に付加されている各解析モデルであるDL Type, DM Type及びDS Typeの周波数応答を基準モデル (DN) と比較した結果として、加振点におけるコンプライアンスを求めた結果を図6に示す。

これらの図を見ると、すべての解析モデルにおいて固有振動数におけるピーク値が小さくなっており、減衰を付加したことによる振動の低減効果が表れていることがわかる。また、解析モデル毎に振動低減効果が異なり、さらに振動モードによっても振動低減効果に違いがあることがわかる。

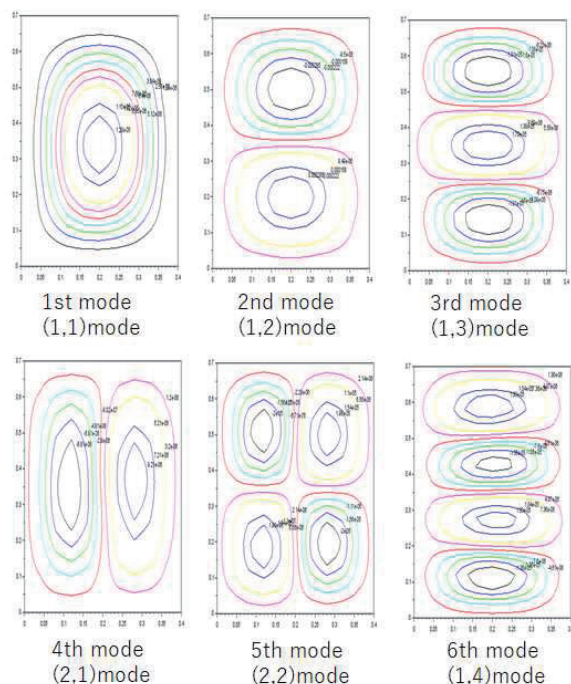
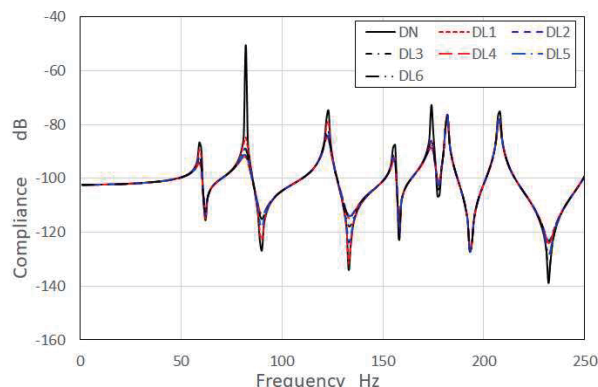


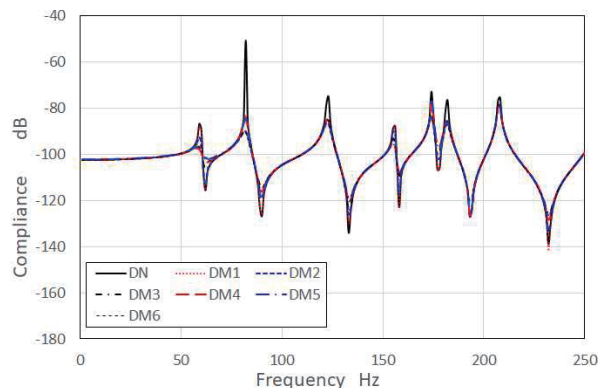
図5 基準モデル(DN)における振動モード

4.2 モード減衰比について

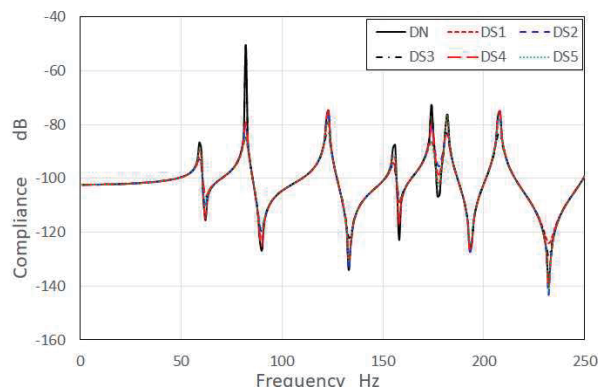
周波数応答からでは解析モデルや振動モード毎の振動低減効果を評価することが困難であることから、定性的に評価を行うためモード減衰比を求め比較を行うこととする。そのため、ここでは半値幅法によりモード減衰比を求めることとした。そこで、各解析モデルのモ



(a) DL Type



(b) DM Type

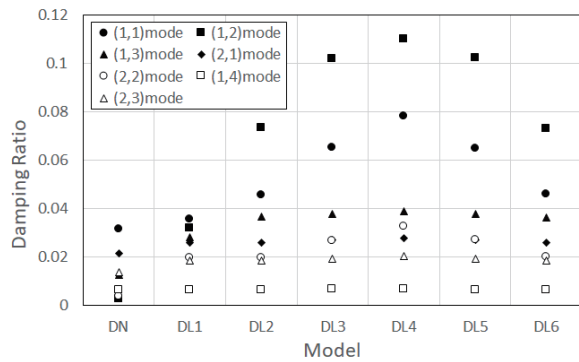


(c) DS Type

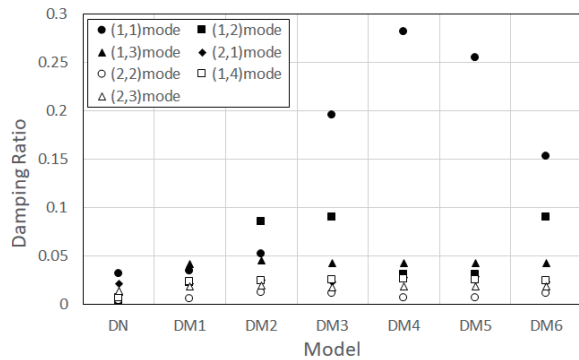
図6 周波数応答

ード減衰比を求めた結果を図7に示す。

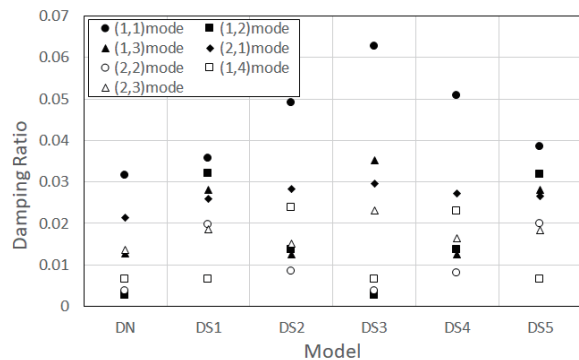
これらの図を見ると、DL Typeの解析モデルにおいては1次モード及び2次モードのモード減衰比は他の振動モードに比べ変化が大きく、DL4のときに最も減衰効果が大きいことがわかる。また、DM Typeの解析モデルにおいては、1次モードのモード減衰比が他のモードに比べ大きく変化しており、DM4のときに最も減衰効果があるが、2次モードの変化が小さくDL Typeと傾向が異なることがわかる。また、DL, DM Typeでは、1次及び2次モードの減衰効果が大きく変化しているのに対し、他の振動モードでは減衰効果が小さいことがわかる。また、DS Typeにおいては1次モード及び2次モードの減衰効果が大きく変化しているが、全体的に減衰効果の変化が小さいことがわかる。



(a) DL Type



(b) DM Type

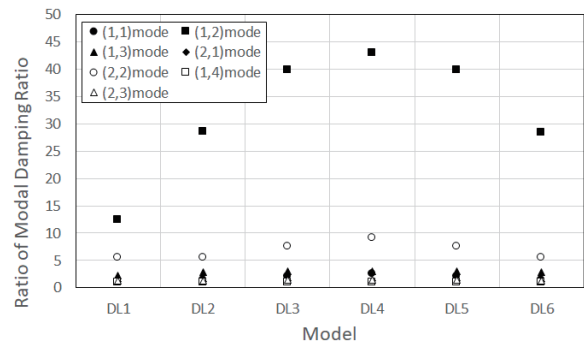


(c) DS Type

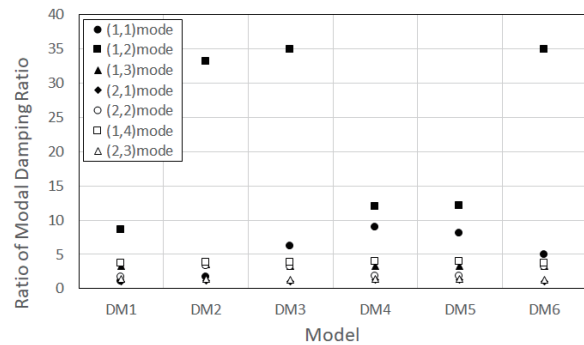
図7 モード減衰比

つぎに、モード減衰比はモード毎に大きさが異なっていることから、減衰の付加位置による影響をさらに調べるため、基準モデルに対するモード減衰比の変化を求めたこととした。そこで、基準モデル (DN) のモード減衰比と各解析モデルのモード減衰比の比を求めた結果を図8に示す。

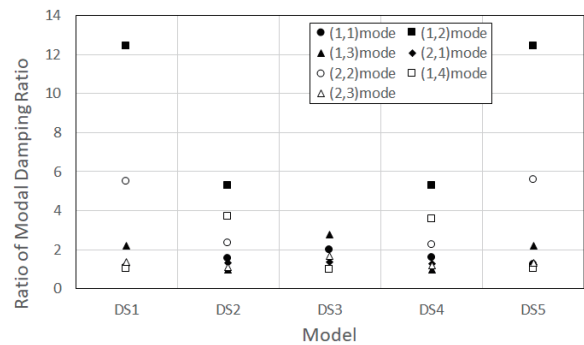
これらの図を見ると、DL Typeでは、2次モードが最も大きく影響を受け、そのつぎに5次モードが影響を受けやすくなっており、それぞれDL4のときに最もモード減衰比が大きくなっていることがわかる。また、その他の振動モードにおいてはモード減衰比があまり変化していないことがわかる。つぎに、DM Typeでは2次モードが最も大きく影響を受けており、DM2, DM3及びDM6のときモード減衰比が大きくなっていることがわかる。また、1次モードにおいてもDM4のときにモード減衰比が大きくなっており、その他の振動モードにおいても変化の大



(a) DL Type



(b) DM Type



(c) DS Type

図8 減衰付加によるモード減衰比の変化

きさは異なるもののわずかに変化している振動モードがあることがわかる。つぎに、DS Typeではモード減衰比の変化の程度は小さいものの、2次モードが大きく影響を受け、DS1及びDS5のときモード減衰比は大きくなっており、5次モードにおいても同様の傾向があることがわかる。また、1次モードではDS3のときに最も影響を受け、3次モードにおいてはDS3のとき最も影響を受けており、DS1及びDS5のときにもモード減衰比が大きく影響を受けていることがわかる。また、その他の振動モードにおいても変化の大きさは異なるものの減衰の付加位置によってモード減衰比が変化していることがわかる。

以上のことから、減衰の付加位置がモード減衰比の変化に対して影響を及ぼしていることが確認できる。

4.3 振動エネルギー流れについて

4.3.1 基準モデルにおける振動エネルギー流れ

各振動モードにおける振動エネルギー流れを表すため、振動インテンシティを求めた。まず、基準モデル (DN) における振動インテンシティの解析結果を図9に示す。この図を見ると、振動エネルギーは振動モード毎に振動エネルギー流れ分布が異なっており、振動エネルギー流れが直線的な場合、S字状に曲線的な場合、渦を形成している場合があることがわかる。

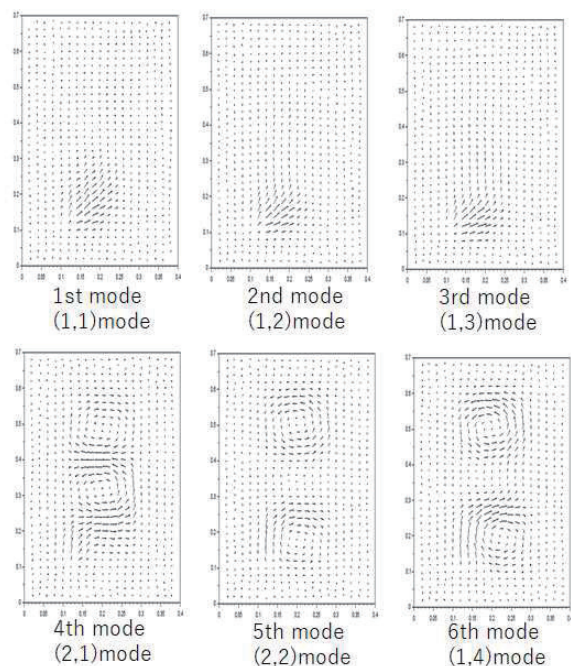


図9 振動インテンシティ (基準モデル)

4.3.2 減衰付加による振動エネルギー流れについて

ここでは振動エネルギー流れが直線的な2次モードと、振動エネルギー流れに渦が形成される5次モードの場合にモード減衰比が大きく変化する解析モデルがあることから、それぞれの振動モードにおいて減衰の付加位置の違いによる振動エネルギー流れ分布の変化を調べた結果を図10、図11に示す。なお、図中の ■■■ は減衰の付加位置を表している。

まず、2次モードの結果を図10に示す。この図においてDL Typeの結果を見ると、図8で減衰係数に大きな変化が生じていたDL4は減衰の付加位置が加振位置に最も近く、且つ、図9の振動インテンシティ分布より振動エネルギーが向かう方向に減衰が付加されていることから、減衰の付加によって振動エネルギーの広がりが少なくなっていることがわかる。また、図8よりDM Typeのうち減衰効果が大きいDM2、DM3、DM6の振動インテンシティ分布をみると、DM2、DM3の減衰の付加位置は振動エネルギーが向かう方向に減衰が付加されており、効率的に振動エネルギーを減衰させていることがわかる。また、DM6については、加振位置から離れた場所に減衰を付加しているものの、振動エネルギーが加振位置と減衰の付加位置との間に振動エネルギー流れの分布が形成

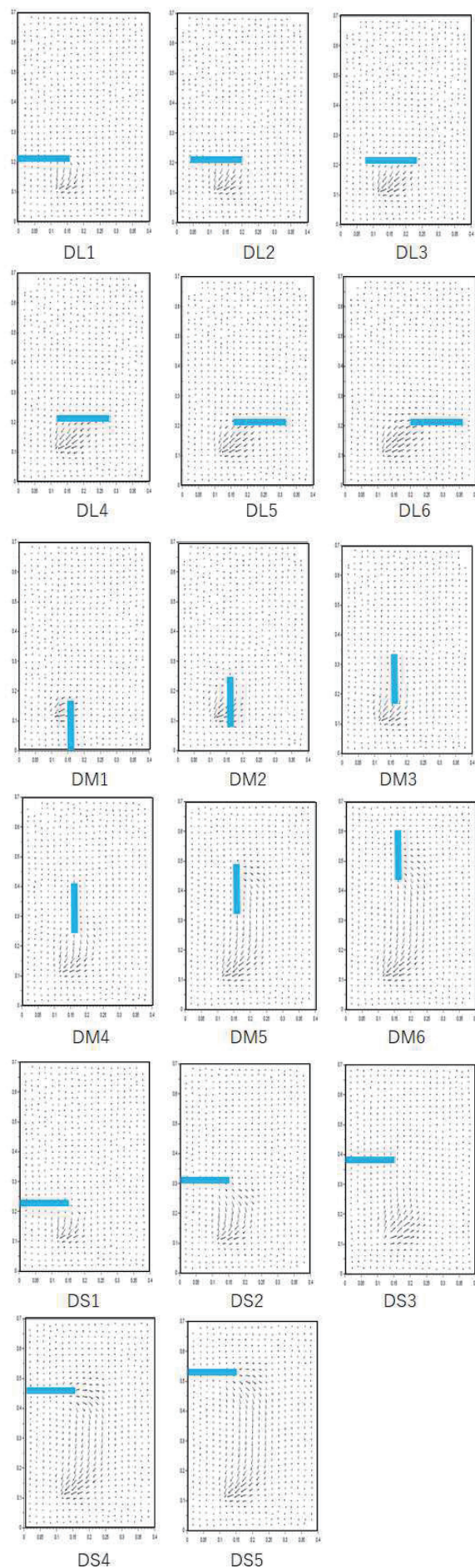


図10 振動インテンシティ (2nd mode (1,2)mode)

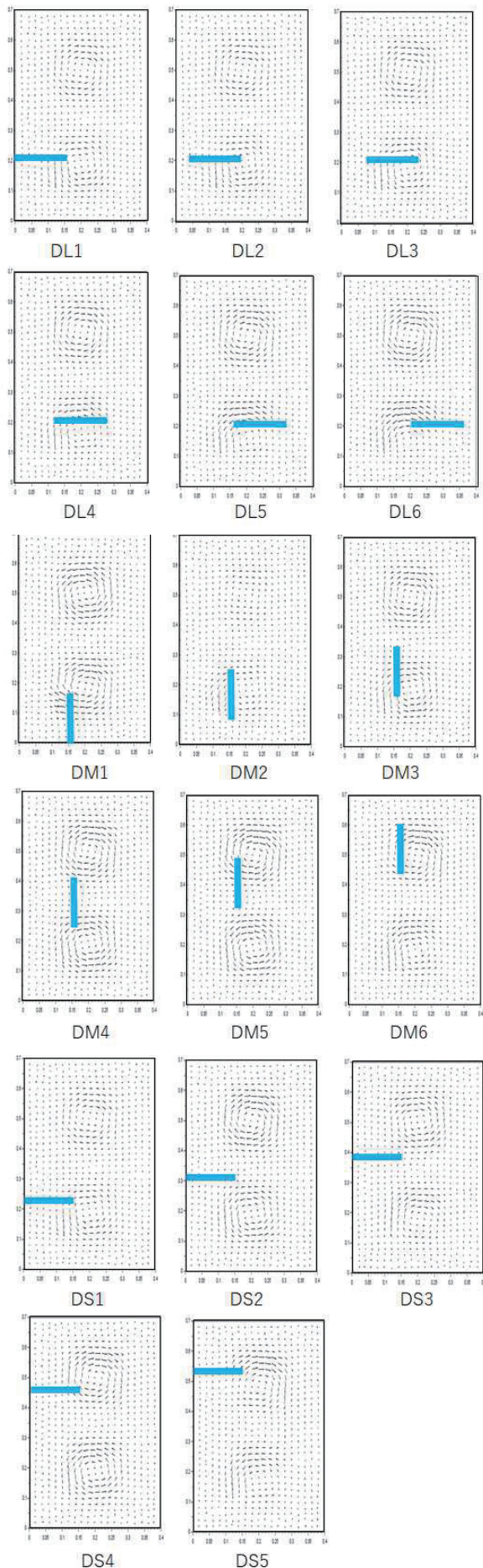
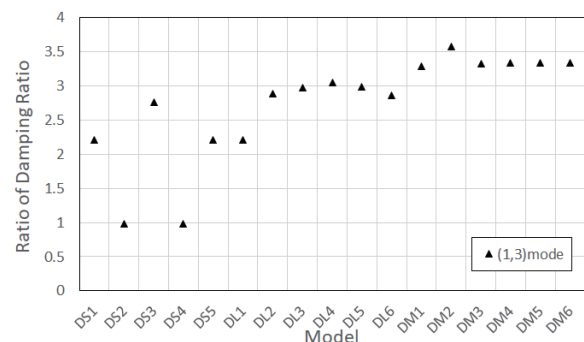


図11 振動インテンシティ (5th mode (2,2)mode)

されており、効率的に振動エネルギーを減衰させているものと考えられる。つぎに図8よりDS Typeのうち減衰効果が大きいDS1, DS5をみると、DS1は加振位置の近くで減衰が作用し、振動エネルギーの流れが局所的になっており効果的に振動エネルギーを減衰させていることがわかる。また、DS5は加振位置から離れた位置に減衰を作用させているものの、DM6と同様に振動エネルギーの流れが加振位置と減衰の付加位置との間に分布することで効率的に振動エネルギーを減衰させていることがわかる。

つぎに、5次モードの結果を図11に示す。5次モードでは図8の結果からDL4が最も効率的に振動エネルギーが減衰されている。そこで、図11に示すDL4の結果を見ると、この時の振動インテンシティ分布から振動エネルギー流れが渦を形成しており、この振動エネルギー流れの大きい部分に減衰が付加されていることがわかる。また、振動エネルギーの減衰効果がDL4に次いで大きくなっているDL3, DL5も振動エネルギー流れが大きいところに減衰が付加されていることがわかる。一方、DM4, DS2, DS3及びDS4など、振動エネルギー流れが小さい部分に減衰が付加されている解析モデルの振動エネルギー流れも渦を形成する振動モードとなっており、振動エネルギー流れ分布は大きく変化していないことから減衰付加の効果が小さいことがわかる。さらに、DL4に比べDL2やDL6などの方が減衰の付加位置の振幅が大きいにもかかわらず、減衰の効果はDL4の方が大きいことから、振動エネルギー流れを考慮することで効果的に制振することができることがわかる。

つぎに、2次モード及び5次モード以外の例として、3次モードの結果について示す。3次モードの減衰効果は大きくないが減衰の付加位置による減衰効果がどのように変化するかについて検討を行うため、3次モードのモード減衰比の変化を図12に示す。この図を見ると減衰の付加位置によって減衰効果に違いがあることがわかる。また、DL TypeとDM Typeでは減衰効果が得られているが、DS Typeでは減衰の付加位置によって効果に大きく違いがあることがわかる。

図12 3次モード (1,3)mode の
モード減衰比の変化

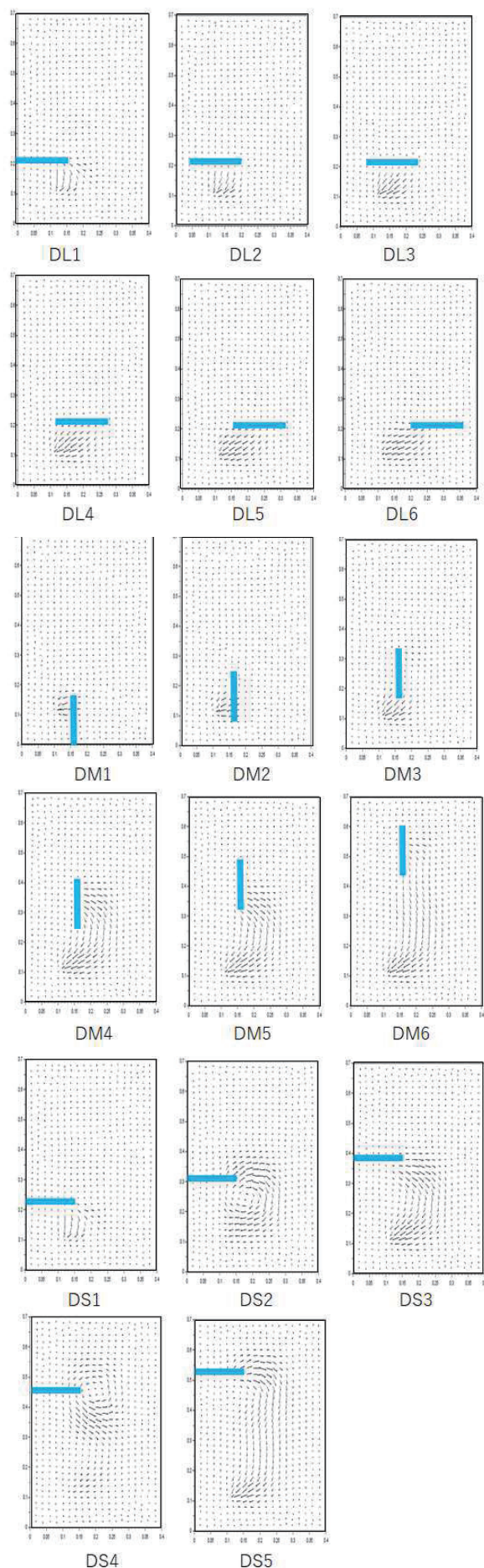


図13 振動インテンシティ (3rd mode (1,3)mode)

そこで、これらの振動インテンシティ分布を求めた結果について図13に示す。この図を見ると、DS2、DS4以外の振動エネルギー流れは直線的であり、付加された減衰によって振動エネルギーが減衰されて周辺に伝搬していないことから減衰の効果を得られているものと考えられる。しかし、DS2及びDS4の振動エネルギー流れを見ると渦が形成されており、振動エネルギーが周辺へ伝搬されていることがわかる。このことから、減衰の付加によって振動エネルギー流れに渦が生じる場合には減衰効果が小さくなることがわかる。

つぎに、式(14)によって求めた振動エネルギーの消費分布について、2次モードと3次モードのときの結果の例として、基準モデル(DN)とDL4、DM2のエネルギー消費分布の比較を図14に示す。なお、これらの図の等高線は振動エネルギーの消費分布の最大値と最小値の間を30等分した大きさの等高線で描いている。

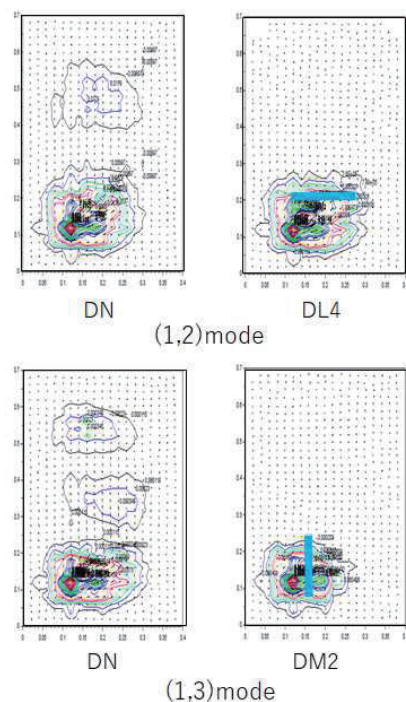


図14 振動エネルギー消費分布の比較

この図を見ると、振動エネルギー流れに渦が形成されていない(1,2)モードや(1,3)モードの基準モデル(DN)の振動エネルギーの消費分布では、振動エネルギーを消費する場所に偏りがあるものの、広い範囲で振動エネルギーが消費されていることがわかる。また、これらの振動モードにおいて減衰効果が大きかった解析モデル(DL4、DM2)の解析結果を例として示しているが、これらの図を見ると減衰を付加している場所で多くの振動エネルギーが消費され振動エネルギーの広がりがあまりなく、局所的な分布になっていることがわかる。このことから振動エネルギー流れを局所化することは構造物の制振化に効果があると考えられる。

一方、振動エネルギー流れに渦が生じる振動モードである(2,2)モードの結果を図15に示す。この図においてDP Typeは斜めに同じ長さの減衰を付加したものである。この図を見ると、基準モデル(DN)と減衰効果が大きい解析モデル(例えばDL4)の振動エネルギーの大きさは異なるが消費分布に大きな違いがない。しかし、減衰の付加位置を斜めにしたDPの結果を見ると、振動エネルギー流れの渦が生じDNに似た振動エネルギー分布を示すが、DN、DL4の場合に比べ振動エネルギーを消費する分布の大きさが小さくなっている様子がわかる。このことから、減衰の付加位置により振動エネルギーの消費分布を局所化できる可能性があることがわかる。

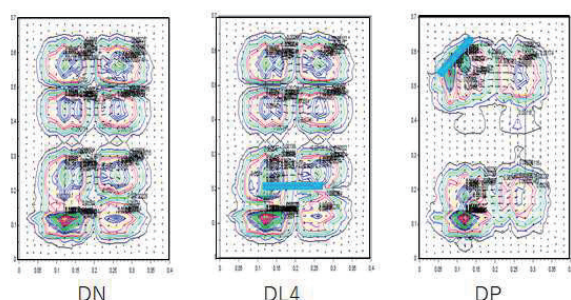


図15 振動エネルギー消費分布の比較 ((2,2) mode)

5 結言

振動エネルギー流れを考慮した効果的な制振設計を行うことを目的とし、減衰の付加位置による振動エネルギー流れや減衰比の変化とそれらの関係について検討を行った結果、以下の結論を得た。

- (1) 振動エネルギー流れが直線的な場合には、加振源近傍で振動エネルギー流れに垂直な向きに減衰を付加することによって効果的に振動を減衰することが可能であり、また振動エネルギーを局所化することができる。
- (2) 減衰の付加によって振動エネルギー流れに渦が形成される場合には、得られる減衰効果は小さくなる。
- (3) 振動エネルギー流れに渦が形成されている場合には、減衰を付加する場所と長さ(範囲)を適切に選ぶことによって効果的に振動を減衰させることができるが、振動エネルギー流れが直線的な場合に比べ振動エネルギーを局所化することは困難である。
- (4) 振動エネルギー流れやその消費分布が局所化されているときに減衰効果が大きくなることから、設計指標として活用できる可能性がある。

最後に、振動エネルギー流れを活用した制振化法を構築するため、振動エネルギー流れを局所化させるための効率的な減衰の付加方法についてさらに検討を

進めていく必要があると考える。

参考文献

- 1) Noiseux,D.U., Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates, *Journal of Acoustical Society of America*, 47,(1967), 238-247.
- 2) Pavic,G., Measurement of Structure Borne Wave Intensity, *Journal of Sound and Vibration*, 49-2, (1976), 221-230.
- 3) 鎌田実・山崎徹・長谷弘道, 振動インテンシティ計測に関する基礎研究(第4報, 二次元の詳細検討), 日本機械学会論文集, 62-594, C(1996), 451-458.
- 4) 本田聰志・長松昭男・鈴木英男, 振動インテンシティの基礎的検討, 日本機械学会論文集, 60-574, C(1994), 1933-1940.
- 5) Hambric,S.A., Power Flow and Mechanical Intensity Calculations in Structural Finite Element Analysis, *Trans. ASME*, 112, (1990), 542-549.
- 6) Cuschieri,J.M., Experimental Measurement of Structural Intensity on an Aircraft Fuselage, *Noise Control Engineering Journal*, 37-3, (1991), 97-107.
- 7) Chai Bong Lee, Yukiko Iwasa, Yoiti Suzuki, A Study on Measurement of One-dimensional Vibration Intensity Carried by Bending Vibration in a Beam, *Journal of Acoustical Society of Japan*, 14-1, (1993), 11-18.
- 8) 小嶋直哉・貝原邦明・古谷宏次・周海, 振動インテンシティ法による衝撃原探査に関する一考察, 日本機械学会論文集, 55-518, C(1989), 2519-2525.
- 9) 東明彦・水口文洋, 振動インテンシティによるはりの板厚予測可能性に関する研究, 日本機械学会論文集, 71-704, C(2005), 1177-1184.
- 10) Akihiko Higashi, Fumihiro Mizuguchi, A Study on Estimation of Thickness of Beams by Structural Intensity, *Proc. of The First International Symposium on Advanced Technology of Vibration and Sound*, p.88-91, (2005).
- 11) 中川紀壽・関口泰久・東明彦, 振動・音響エネルギーによる音の発生メカニズムの解明に関する研究, 日本機械学会論文集, 61-590, C(1995), 3820-3826.
- 12) 長松昭男, モード解析, 培風館, (1985), 64.

