

線結合された平板構造物の振動エネルギーとその流れの関係に基づく振動低減*

山崎 徹¹⁾ 小向 祥之²⁾ 中村 弘毅³⁾

Vibration Reduction on Panel Structure with Line Connections by Considering Vibration Energy Flow

Toru Yamazaki Yoshiyuki Komukai Hiroki Nakamura

This paper describes a method for reducing vibration on target subsystems of a structure composed of several steel panels by using structural intensity concept. Firstly, we deduce the modal expression of flexural vibration energy and structural intensity to discuss these relations. The numerical simulation is carried out to present that the vibration energy distribution except the components with same order corresponds to the structural intensity distribution. Next we discuss the reducing vibration on target panels of the test panel structure with line connections from the point of structural intensity. It is demonstrated that the vibration levels on the targets can be reduced by localizing the structural intensity and energy distributions with adding damping on the whole structure and the use of thicker panels.

KEY WORDS: vibration, noise, and ride comfort, vehicle body, CAE simulation, Structural Intensity (B3)

1. はじめに

機械構造物の固体音対策において、最善の振動源対策は機械性能に直結するため困難な場合が多く、次善策として伝搬部での対策が期待される。伝搬部の対策には一般に防振や制振処理が施される。著者らは振動エネルギー伝搬すなわち振動インテンシティ (Structural Intensity; 以下, SI)⁽¹⁾に着目し、構造諸元の変更による SI ベクトル制御に基づく固体音低減手法の確立を目指している。従来の振動変位や周波数応答関数に着目した手法に対し、SI に着目した手法はエネルギー伝搬の観点であるため、現象の理解や対策指針の獲得などに有利であると考えられる。SI の定義は 1990 年代になされ⁽¹⁾、その測定法や FEM による推定法などが提案されてきた⁽²⁾、しかしながら著者らの知る限り、SI に基づき低振動・低騒音化を実現したという報告は見られない。

そのような背景の下、著者らは、SI のモード展開式を導出し^(3,4)、それに基づき伝達パワーの促進 (並進流れ) と抑制 (回転流れ) による固体音低減コンセプトを提案した⁽⁵⁾。本コンセプトの実現には、固有モードの変化を伴わない加振点位置の変更による方法⁽⁶⁾と、固有モードを変化させる構造変更による方法がある。実際の機械製品の開発ではコストなどの点から構造変更による方法が期待される。そのため、既報⁽⁷⁾では、補強材の付加によって平板の一部に対称性を付与すべく補強材を付加することで、重根による部分的な SI の打消し合いを生じさせ、振動伝達を抑制できることを示した。またその結

果、放射音の抑制も期待できる⁽⁸⁾。しかし所望の SI 制御を行うための構造変更設計については更なる検討が必要である。

そこで本報では、どのような SI 制御が低振動化に有効であるかを検証するとともに、構造の変更による SI の制御法について検討し、複数平板が単純に線結合される構造物の板厚変更による振動低減法を考察する。はじめに、SI 分布と運動エネルギー分布 (振動変位分布と等価) の関係についてモード展開式を導出し、共振時で損失係数の小さい場合を除けば共振次数を含む同次数成分の差異が小さくなり、異次数成分で定まる SI 分布による振動制御が可能となることを示す。次いで、複数平板構造物を対象に、構造変更として減衰の増加、板厚変更による振動の局所化について考察する。

2. SI および運動エネルギーのモード展開

一様平板における、曲げ振動の変位、SI および運動エネルギーのモード展開式を示し、それぞれの関係を考察する。

2.1. 振動変位

xy 面を板面とする一様平板において、点 (x_F, y_F) に面に垂直方向の正弦加振力 (振幅 F , 角振動数 ω) が作用するとき、点 (x, y) における定常応答変位 ζ は次式で表せる⁽⁹⁾。

$$\zeta = \sum_{n=1}^N \alpha_n \phi_n \quad (1)$$

$$\alpha_n = \frac{F \phi_n^F}{\omega_n^2 (1 + j\eta_n) - \omega^2} \quad (2)$$

ここで、 α_n は重み係数、 N は考慮するモードの最高次数、 ϕ_n は n 次の正規モード、 ϕ_n^F は正規モードの加振点成分、 ω_n と η_n は n 次の固有角振動数と損失係数、 j は虚数単位である。

2.2. 振動インテンシティ (SI)⁽⁴⁾

点 (x, y) での SI の x 軸成分 I_x のモード展開式は以下となる。

*2015年5月29日受理。2015年5月20日自動車技術会春季学術講演会において発表。

1)・3) 神奈川大学(221-8686 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)

2) 河西工業(株)(253-0106 高座郡寒川町宮山3316)

(E-mail: toru@kanagawa-u.ac.jp)

$$I_x = \sum_{m=1}^{N-1} \sum_{n=m+1}^N \beta_{mn} \Phi_{mn}^x \quad (3)$$

$$\beta_{mn} = \frac{\omega D}{2} (\text{Re}[\alpha_m] \text{Im}[\alpha_n] - \text{Im}[\alpha_m] \text{Re}[\alpha_n]) \quad (4)$$

ここで、 D は平板の曲げ剛性、 $\text{Re}[\]$ と $\text{Im}[\]$ は実部と虚部を表す。 β_{mn} はSIの重み係数で、変位の重み係数 α_n で表され、主として加振条件（加振力、固有モードの加振点成分、加振角振動数）で定まる。また、 Φ_{mn}^x はクロスモード関数の x 軸方向成分を表し、第 m 次と第 n 次の固有モードおよびその空間微分の積和で表される。また同次数成分である Φ_{mm}^x は0となる。SIとクロスモード関数はベクトルで、 $\mathbf{I} = (I_x, I_y)$ 、 $\Phi_{mn} = (\Phi_{mn}^x, \Phi_{mn}^y)$ で表され、 y 軸方向成分の I_y と Φ_{mn}^y も式(3)と同様に表される。

2.3. 運動エネルギー

点 (x, y) での運動エネルギー KE は、速度評価点の質量を m' として、以下のように表せる。

$$\begin{aligned} K_E &= \frac{1}{2} m' (j\omega\zeta)(j\omega\zeta)^* = \frac{1}{2} m' \omega^2 \sum_{m=1}^N \alpha_m \phi_m \sum_{n=1}^N \alpha_n^* \phi_n^* \\ &= \sum_{m=1}^N \gamma_{mm} \phi_m^2 + \sum_{m=1}^{N-1} \sum_{n=m+1}^N 2\gamma_{mn} \phi_m \phi_n \end{aligned} \quad (5)$$

$$\gamma_{mn} = \frac{1}{2} m' \omega^2 \{ \text{Re}[\alpha_m] \text{Re}[\alpha_n] + \text{Im}[\alpha_m] \text{Im}[\alpha_n] \} \quad (6)$$

なお、運動エネルギー分布は速度の二乗の分布で、振動変位の分布と等価である。

2.4. SI分布と運動エネルギー分布の関係

式(3)と式(5)の各最右辺は、それぞれ同次数成分(mm)と異次数成分(mn)からなる。なお、SIの同次数成分は $\beta_{mm}=0$ と $\Phi_{mm}=(0,0)$ であり、SIは異次数成分のみで表される。したがって、SI分布と運動エネルギー分布は、それぞれの異次数成分の対比により、クロスモード関数 Φ_{mn} とモードの積 $\phi_m \phi_n$ の対応として関係を有す。

2.5. 同次数成分と異次数成分

SIはクロス成分のみとなり、運動エネルギーの異次数成分と関係することから、SI分布と運動エネルギー分布の関係は、運動エネルギーの同次数成分の影響に依存する。ここでは同次数成分と異次数成分の大きさに着目する。

式(2)の変位の重み係数 α_n は以下に書き換えられる。

$$\alpha_n = \frac{\omega_n^2 - \omega^2 - j\eta_n \omega_n^2}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (\eta_n \omega_n^2)^2} F \phi_n^F \quad (7)$$

ここで第 r 次共振時では、 $\omega \rightarrow \omega_r$ より第 r 次の重み係数 α_r は、

$$\text{Re}[\alpha_r] \approx 0, \quad \text{Im}[\alpha_r] \approx -\frac{F \phi_r^F}{\eta_r \omega_r^2} \quad (8)$$

と近似できる。また共振時で損失係数が小さいとき、すなわち $\eta_n \rightarrow 0$ のとき、第 n 次の重み係数 α_n は以下に近似できる。

$$\text{Re}[\alpha_n] \approx \frac{1}{\omega_n^2 - \omega^2} F \phi_n^F, \quad \text{Im}[\alpha_n] \approx 0 \quad (9)$$

このとき、式(6)と式(8)および式(9)より共振成分の重み係数

γ_{rr} とそれ以外の重み成分 γ_{mn} は、 $|\gamma_{mn}|/|\gamma_{rr}| \approx 0$ となる。したがって、共振時で損失係数が小さいとき、運動エネルギーは、

$$K_E^r \approx \gamma_{rr} \phi_r^2 \quad (10)$$

と共振 r 次成分が支配的となる。よって、運動エネルギー（振動変位）は異次数成分の影響が無視でき、SIとの関係はなくなる。共振時で損失係数が小さい場合以外においては、異次数成分の影響が無視できなくなり、運動エネルギーとSIの関係が際立つ。

以上から、共振時で損失係数が小さいときには、運動エネルギー（変位）は共振次数成分の影響が強く、SI分布との関係はなくなる。一方、それ以外のときには、異次数成分の影響が大きくなり、両者の分布の関係が強くなる。

3. 数値シミュレーションによる検討

ここでは、2.4節の運動エネルギー分布とSI分布の関係について、数値シミュレーションにより検討する。

3.1. 解析対象と解析方法

板厚2mm、縦1.0m、横1.4mの鋼製の周辺単純支持された矩形平板を対象とする。ANSYSによりFEモデル(10mmメッシュ)を作成し、固有値解析を行い、固有振動数と固有モードを基にMATLABを用いた自作プログラムでSIなどを算出する。ここでは、第2次共振時((2,1)モード, 14.7Hz)を例として、加振点を(0.1,0.2)と(0.6,0.2)とした場合、減衰量(本報では損失係数)を全モード一律に0.003, 0.3とした場合の計4例で比較検討する。

3.2. 運動エネルギー分布とSI分布の関係

図1にSI分布(ベクトル図)と運動エネルギー分布(コンタ図)の算出結果を示す。また各図の上部に運動エネルギー

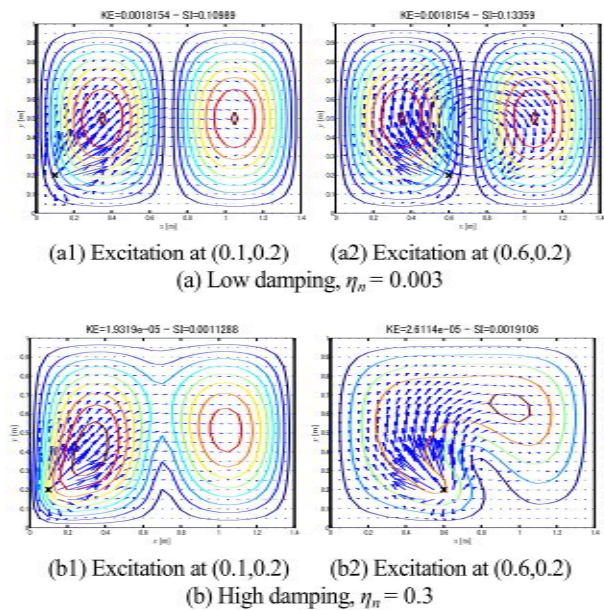


Fig.1 Results of kinetic energy and structural intensity distributions on the flat plate at the 2nd resonance, 14.7Hz

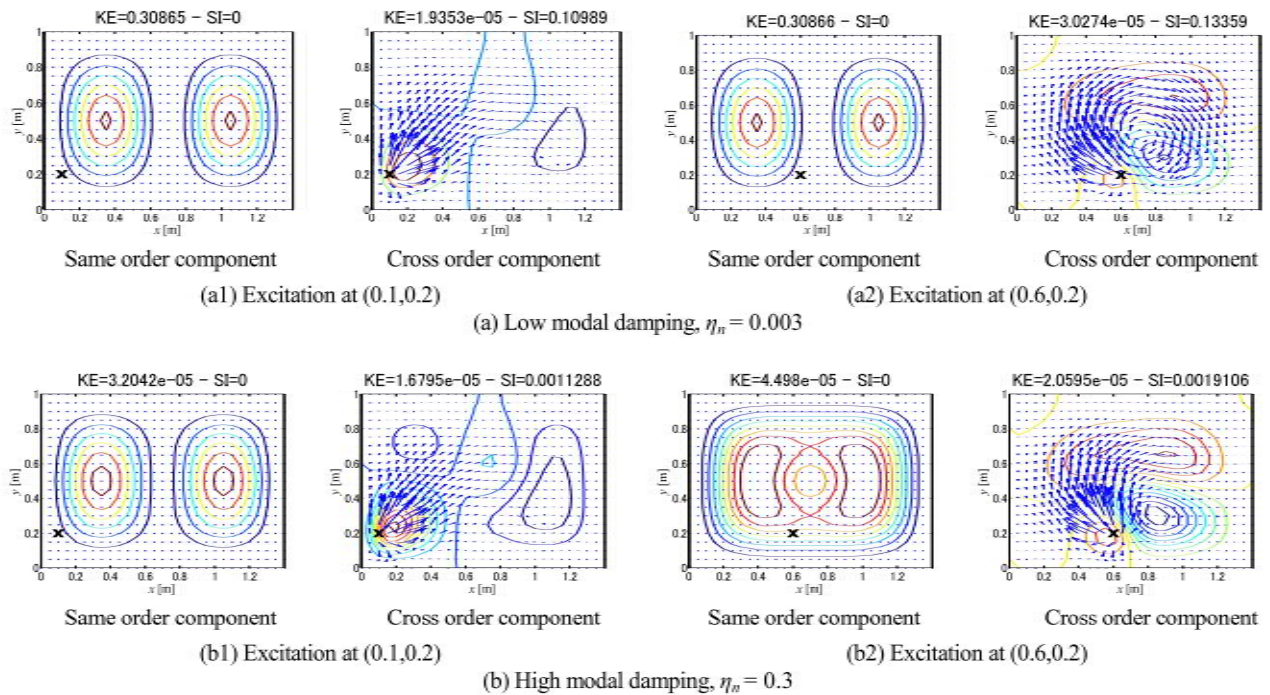


Fig.2 Components of kinetic energy and SI distributions on the flat plate at the 2nd resonance, 14.7Hz

ギーと SI の最大値を示す。

図 1(a)の損失係数が 0.003 と小さいとき、運動エネルギー分布は加振位置によらず同様であるが、SI 分布は変化している。一方、図 1(b)の損失係数が 0.3 のときには、加振位置によりいずれの分布も変わり、両者の分布に強い相関が見られる。非共振の場合の結果は省略するが、損失係数によらず、図 1(b)のように両者の分布に対応が見られる。

3.3. 同次数成分と異次数成分

図 2 には、SI 分布および運動エネルギー分布の同次数成分 (式(3)と式(5)の右辺第一項) と異次数成分 (各第二項) を示す。先述の通り SI には同次数成分はない。運動エネルギーの同次数成分については、加振位置によらず共振次数成分が支配的で (2,1)モードを呈するが、損失係数が大きく、他の同次数成分の影響で図 2(b2)の場合には(2,1)モードとなっていない。

一方、異次数成分はどの場合においても、SI 分布が運動エネルギー分布の腹から腹への流れのようになっている。損失係数が大きくなると加振位置から離れるに従い SI が小さくなるが、分布形態に変化は見られない。

以上、異次数成分のみで決まる SI 分布は運動エネルギー分布の異次数成分と損失係数によらず対応する。運動エネルギー分布は、共振時で損失係数が小さいときに同次数成分が支配的となり、SI 分布との対応は見られなくなる。

4. SI 分布を考慮した振動低減検討

前章の結果より、共振時で損失係数が小さい場合を除けば、SI 分布は運動エネルギー分布の腹から腹への流れのように

なっている。このことから、低振動化としては、振動 (運動エネルギー) を小さくしたい個所に主要な SI 分布が生じないようにすればよいと考えられる。たとえば、図 1(a2)や図 2(a2)のように渦状の SI 分布であれば、渦の中心部および渦の外側では振動は小さくなると考えられる。

そこで本章では、複数の平板が線結合で単純に接続される構造物を対象に、所要の個所の振動を低減することを目的に、SI 分布による低振動化およびそのための構造変更を検討する。

4.1. 解析対象と検討内容

対象とする複数平板構造物を図 3 に示す。外寸は前章と同様 1.4m×1.0m で板厚 2mm の鋼製とし、図中の#1 から#8 で示すパネルで構成されている。各パネルは連続しており、外辺は単純支持とする。

加振点はパネル#1 上の点(0.1,0.2)とし、正弦加振力が作用するときのパネル#2, #3, #4 の振動の低減を考察する。なお、解析手順は 3.1 節と同様である。

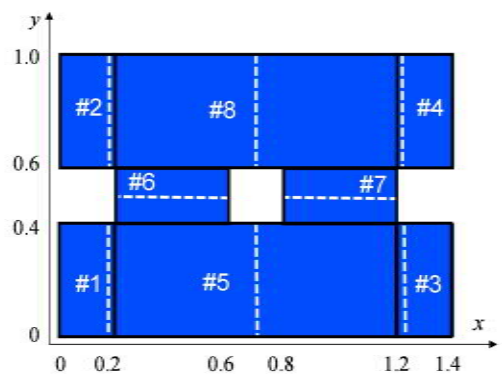


Fig.3 Test panel structure (bold lines : panel boundaries, dotted lines : estimation lines of transmitted power)

はじめに、前述の板厚一様な状態を対象とし、次いで、低減対象パネル (#2, #3, #4) および加振パネル#1の板厚を2倍の4mmとした場合について考察する。なお、各パネルの運動エネルギーは各パネル内の節点の全平均とし、各パネルへの伝達パワーは図3中の点線で示すライン上のSIの法線成分により算出し、紙面右向きおよび上向きを正方向とする。

4.2. 板厚一様な場合

図4に板厚一様としたときの固有値解析結果を示す。図5には、第6次共振時で損失係数0.003と小さいときの結果を示す。図5(a)にはSI分布と運動エネルギー分布の異次数成分のみを示す。前章の通り、両者の対応、加振位置から離れるほどにエネルギー散逸によりSIおよびエネルギーが小さくなっていることが確認できる。また図5(b)には同次数成分も含めたトータルの運動エネルギー分布を示すが、

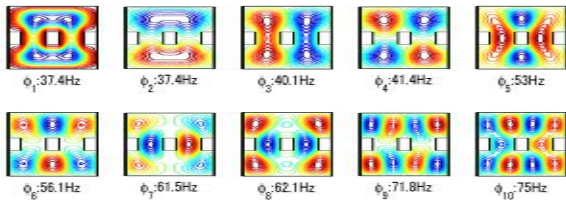
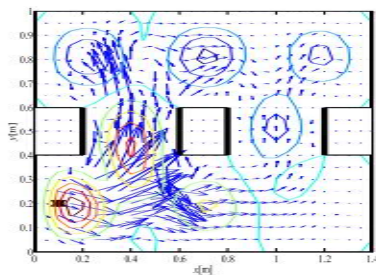
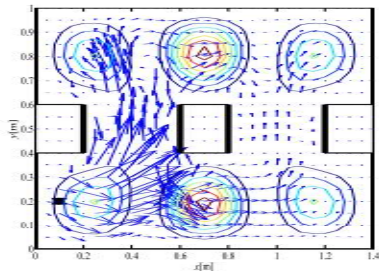


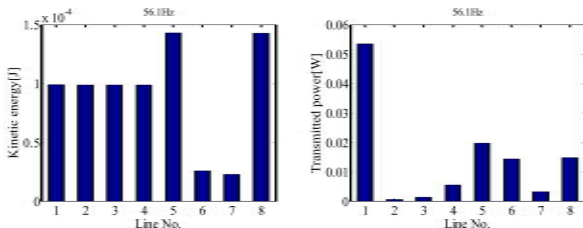
Fig.4 Natural frequencies and modes of the uniform panel structure



(a) Cross terms of kinetic energy and SI distributions



(b) Kinetic energy and SI distributions



(c) Kinetic energies (d) Transmitted powers

Fig.5 Results of the uniform panel structure with low modal damping, $\eta_n = 0.003$ at 6th resonance, 56.1Hz

SI分布との相関は見られない。このときの各パネルの運動エネルギーおよび伝達パワーを図5(c)と(d)に示す。低減対象パネル#2, #3, #4への伝達パワーは小さいが、運動エネルギーは同次数成分の影響が支配的なため大きく、ほぼ同じ値となっている。したがって、SI制御ではトータルの運動エネルギー(振動応答)を低減することはできない。

4.3. 減衰増加の場合

そこで損失係数を0.3と大きくしたときの結果を図6に示す。図6(a)のようにSIの値は加振位置近傍以外で小さくなり、図6(c)の伝達パワーのパネル間差は大きくなっているが、SI分布形態および伝達パワー分布は図5と変わら無いと言える。一方、図6(b)の運動エネルギーは、低減対象パネル(#2, #3, #4)では顕著に低減され、パネル#5と#6で大きくなっていることが分かる。すなわち、損失係数を大きくし、運動エネルギーの異次数成分の影響を強くすれば、低減対象パネル以外で主要なSI分布を形成させることで、低減対象パネルの振動を低減できている。

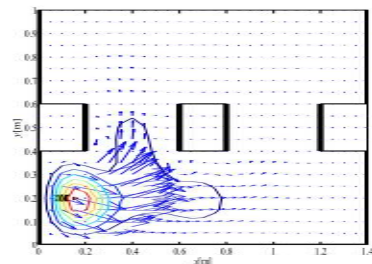
4.4. 板厚変更の場合

高周波数域の振動解析に有効な統計的エネルギー解析法(SEA)によれば、パネル要素間の結合損失率 η_{ij} (振動の伝わり易さを表すSEAパラメータ)は、次式で表される⁽⁹⁾。

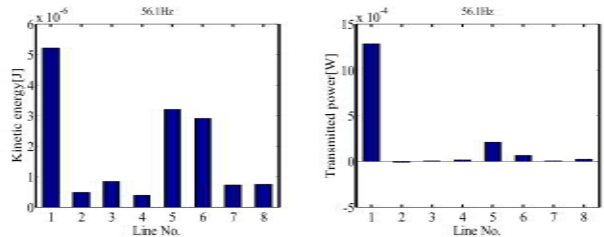
$$\eta_{ij} = \frac{2L_{ij}\tau_{ij}}{\pi S_i} \sqrt{\frac{h_i}{\omega}} \sqrt{\frac{E_i}{12\rho_i(1-\nu_i^2)}} \quad (11)$$

ここで、 L_{ij} は要素*i*と*j*間の結合長さ、 τ_{ij} は平均エネルギー透過率、 h_i , S_i , E_i , ρ_i , ν_i はそれぞれ要素*i*の板厚、表面積、ヤング率、密度およびポアソン比を表わす。

よって、板厚のみの変更を考えた場合、板厚が厚い要素ほど結合損失率は大きくなり、薄い要素ほど小さくなることから、本報では、低減対象パネルへの振動伝達を抑制す



(a) Kinetic energy and SI distributions



(b) Kinetic energies (c) Transmitted powers

Fig.6 Results of the uniform panel structure with high modal damping, $\eta_n = 0.3$, at 6th resonance, 56.1Hz

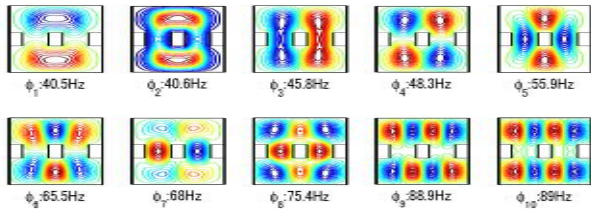
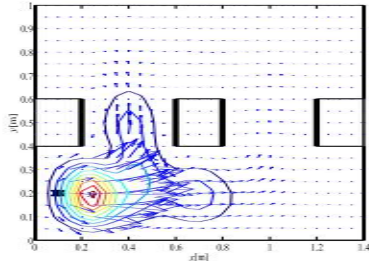
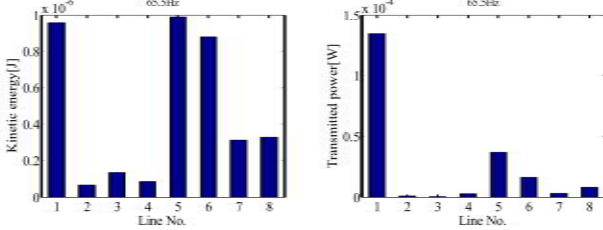


Fig.7 Natural frequencies and modes of the thick panel



(a) Kinetic energy and SI distributions



(b) Kinetic energies

(c) Transmitted powers

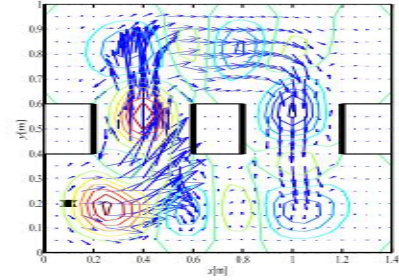
Fig.8 Results of the uneven panel structure with high modal damping, $\eta_n = 0.3$ at 6th resonance, 65.5Hz

るために、これらのパネルの板厚を厚くすることを考える。

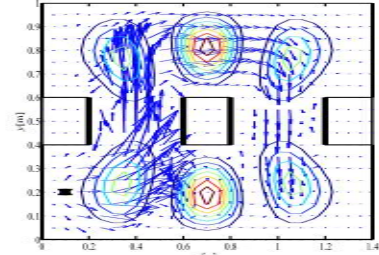
パネル#1, #2, #3, #4の板厚を2倍の4mmとしたときの固有値解析の結果を図7に示す。板厚一様の場合の図4に比べ、幅方向に圧縮したようなモードとなり、厚くしたパネル部のモード成分は小さくなっている。

図8に、損失係数が0.3のときの結果を示す。図8(a)のSI分布と運動エネルギー分布は、加振位置から離れるほどに値が小さくなっているが、板厚一様な場合の図6とそれぞれの形態は似ている。一方、図8(b)の運動エネルギー、(c)の伝達パワーは、低減対象パネル#2, #3, #4でより低減され、板厚を変えていない中央部のパネル#5と#6、さらには#7と#8で増大していることが分かる。このことから、板厚変更により、中央部のパネルに振動を集中(局所化)することで、低減対象パネルの振動は抑制できたとと言える。

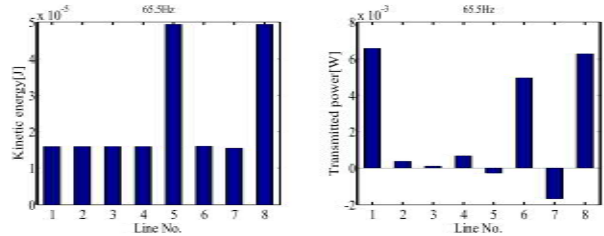
また図9には損失係数を0.003としたときの結果を示す。図9(a)に運動エネルギーの異次数成分、(b)に全成分をSI分布と共に示す。(a)では両者の対応が確認できる。またこの場合には、図7の第6次モードも中央部での顕著なモードとなり、(b)のように両者の分布が対応した結果となっている。そのため、(c)の運動エネルギーは板厚一様な図5(c)に比べ、低減対象パネル#2, #3, #4の振動が抑制されていることが分かる。なおこのときの(d)の伝達パワーは図5(d)と



(a) Cross terms of kinetic energy and SI distributions



(b) Kinetic energy and SI distributions



(c) Kinetic energies

(d) Transmitted powers

Fig.9 Results of the uneven panel structure with low modal damping, $\eta_n = 0.003$ at 6th resonance, 65.5Hz

異なっている。しかしながら、ここで述べた結果は周波数によって異なり、必ずしも低減対象パネルの振動が低減できるわけではない。

4.5. 板厚変更の効果

ここでは、先述の各条件、すなわち減衰および板厚の変更による運動エネルギーの周波数特性について考察する。

図10に、加振パネル#1の運動エネルギーの周波数特性として、板厚一様の場合(Normal)、低減対象パネルのみを厚くした場合(Thick)、二種の損失係数(0.003, 0.3)の結果を示す。損失係数が0.3のとき、共振ピークは抑制され0.003の結果の基線と言えらる。またThickは入力部の板厚が厚くなったため運動エネルギーが小さくなっている。その

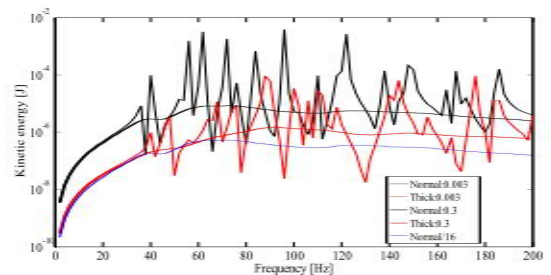


Fig.10 Kinetic energies of the panel No.1 of the uniform and uneven panel structures with $\eta_n = 0.003$ and 0.3

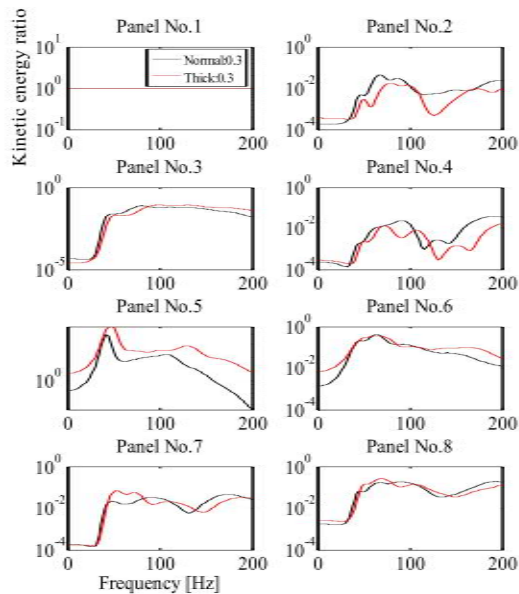


Fig.11 Comparison of normalized panel energies between the uniform and uneven panel structures ($\eta_n = 0.3$).

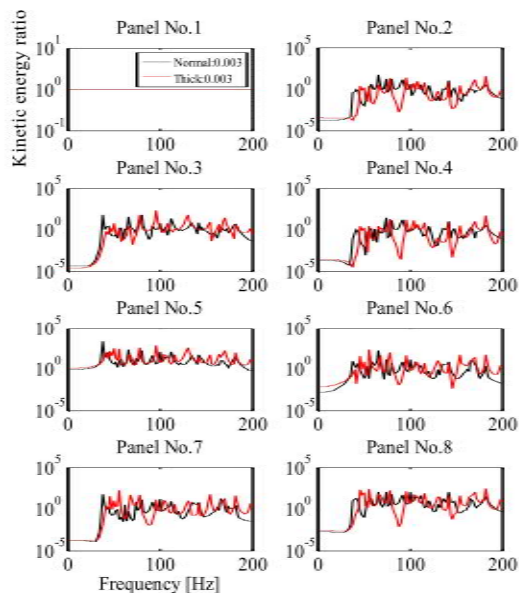


Fig.12 Comparison of normalized panel energies between the uniform and uneven panel structures ($\eta_n = 0.003$).

低減量は、(無限系の) 駆動点インピーダンスが板厚の 2 乗に比例し、運動エネルギーは板厚の 4 乗に反比例する。そこで、Normal0.3 の結果を $1/2^4=1/16$ 倍した結果 Normal/16 を図に示すが、Thick0.3 と低周波数域でほぼ一致する。この駆動点インピーダンスの影響をなくすために、パネル#1 の運動エネルギーを基準に各パネルのエネルギーを変更前後で比較することとした。

図 11 と図 12 にその結果を示す。損失係数が 0.3 のとき (図 11) は、全周波数域で、パネル#5 の振動が大きく、パネル#2 は小さくなっている。損失係数が 0.003 のとき (図 12) は、図 11 と同様な傾向がみられるが、共振ピークによるのが分かる。すなわち、損失係数が大きい状態で顕著な

低減効果は共振次数によって異なるが、傾向としては同様であるということができよう。

5. おわりに

本報では、低振動化に結び付く SI 制御のあり方を検討するとともに、構造の変更による SI の制御性について検討し、複数平板構造物の構造変更による振動低減法を考察した。得られた成果は以下に要約される。

- (1) 平板の曲げ振動における SI 分布と運動エネルギー分布 (振動変位分布と等価) について、それぞれのモード展開式を導出した。運動エネルギーは共振次数を含む同次数成分と異次数成分で表せ、SI 分布は異次数成分だけで表せる。
- (2) SI 分布と運動エネルギー分布について数値計算を行い、SI 分布と運動エネルギー分布の異次数成分は、共振や損失係数によらず対応する。また、共振時で損失係数が小さい場合には、運動エネルギーの同次数成分が支配的となるため、両者の分布は対応しない。
- (3) 複数平板からなる構造物を対象に、構造変更による SI の制御法を検討した。その結果として、運動エネルギー分布と SI 分布が対応する損失係数が大きい状態では、振動低減対象個所に主要な SI 分布を形成しないようにすればよい。また、高周波数域の振動解析に有効な SEA の結合損失率に基づく、板厚の薄い要素から厚い要素への振動伝達は抑制されることを考え、この考えが高周波域と等価と言える損失係数が大きいときに有効なことを示した。また、損失係数が大きいときの構造変更案は、共振次数によるが周波数域全体としては低減効果が得られることを示した。

参考文献

- (1) Noiseux, D.U.: Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plate, Journal of Acoustical Society of America, Vol.47, pp.238-247 (1970)
- (2) Y,Chen et.al.: Vibration behaviors of a box-type structure built up by plates and energy transmission through the structure, Journal of Sound and Vibration, Vol.331,pp.849-867(2012)
- (3) 山崎徹: はりの曲げ振動インテンシティのモード展開: 日本機械学会論文集, 73 巻 731 号 C 編, pp.1948-1954 (2007)
- (4) 沼田臨, 山崎徹: 平板の曲げ振動インテンシティのモード展開: 日本機械学会論文集 C 編, 77 巻 780 号, pp.2971-2981 (2011)
- (5) 沼田臨, 村上雄太, 山崎徹: 振動エネルギー流れを考慮した低騒音構造設計に向けた新たな指針の提案: 日本機械学会論文集 C 編, 78 巻 788 号, pp.1072-1084 (2012)
- (6) 沼田臨, 山崎徹: 振動伝達パワー抑制のための振動インテンシティに基づく加振点選択法, 日本機械学会論文集 C 編, 78 巻 791 号, pp.2355-2368 (2012)
- (7) 山崎徹, 堀内崇史, 須田祥平, 中村弘毅: 重根ペアによる相互キャンセルを利用した平板の振動伝達パワーの低減: 自動車技術会論文集, Vol.46, No.4, pp.775-780 (2015)
- (8) 山崎徹, 松谷優輝, 中村弘毅: パネル振動の振動エネルギー流れ制御によるパネル放射音の制御: 自動車技術会 2015 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 20156088, S088, pp.466-471 (2015)
- (9) 山崎徹, 黒田勝彦, 森厚夫: SEA による機械製品の固体音低減プロセス, 日本機械学会論文集 C 編, 73 巻 726 号 C 編, pp.446-452 (2007)