

機械製品の広帯域振動抑制のための構造設計法の開発

神奈川大学 工学部 機械工学科 山崎徹・中村弘毅・三山壮

1. はじめに

機械製品の静粛化は製品価値であり、今後の更なる電動化などで対処すべき振動数は高く、広くなってくる。高周波広帯域の振動騒音対策では共振ピークが複数存在するため、一つのピークに着目するだけでは対策が困難である場合が多い。そのため、ピークだけでなく波動視点から捉えられる振動数の平均挙動に着目する必要がある。

また、機械構造物の振動騒音対策において、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、次善策で伝搬部での対策が期待される。構造物のエネルギー流れが把握できれば、伝搬部での効率の良い対策が考えられる。

そこで、低振動設計指針を得るため構造物内のエネルギー流れを表す振動インテンシティ (Structural Intensity; 以下 SI) に着目する。SI は 1970 年に Noiseux により提唱された⁽¹⁾。SI を測定・算出することで、振動エネルギーの伝搬経路の解明、加振源の特定、部材間の伝達パワーの把握などが可能となる。しかし、所望のエネルギー流れを生成することに成功した報告はなく、低振動設計を目的として SI を構造設計に活用した例もほとんどみられない。

そこで本研究では、高周波広帯域の振動騒音対策を行うため、SI に基づく低振動構造設計を提案する。はじめに、運動エネルギーと SI の相関について述べる。次に、進行波に着目するために損失係数を考慮して振動変位を整理することで、進行波が支配的になる状態について論じる。さらに、平板構造物を対象に振動形状と SI 分布を比較することで SI 分布を用いた設計の利点を論じる。最後に、複数の板要素からなる構造物を対象に、伝搬部を構造変更することで狙った帯域で振動を低減する設計事例を示す。

2. 伝搬視点の低振動設計アプローチ

本章では、一様はりを例に進行波と後退波の関係について整理し、運動エネルギーと SI の相関について示す。

2.1 運動エネルギーと SI の相関

いま x 軸に沿った長さ L の一様はりを考える。このはりの任意の位置 x における振動変位 $\zeta(x)$ は、進行波 (複素振幅 A)、後退波 (複素振幅 B) で以下のように表され、運動エネルギー $K_E(x)$ 、SI ($I(x)$) もそれぞれ以下で表せる。

$$\zeta(x) = Ae^{-jkx} + Be^{jk(x-2L)} \quad (1)$$

$$K_E(x) = m\omega^2 \left(|A|^2 + |B|^2 + 2 \operatorname{Re} [AB^* e^{-j2kx}] \right) \quad (2)$$

$$I(x) = 2\omega EI k^3 \left(|A|^2 - |B|^2 \right) \quad (3)$$

ここで、 k は曲げ波数、 m は構造質量、 ω は角振動数、 EI は曲げ剛性、 j は虚数単位、 $\operatorname{Re}[\]$ は実部である。

運動エネルギーは式(2)のように、進行波 A と後退波 B の振幅の二乗和であるのに対し、SI は式(3)のように二乗差である。定在波の場合、 $A=B$ であるため SI は 0 である。また、後退波がない状態では進行波 A のみとなり、運動エネルギーと SI は互いに A^2 に比例する。つまり、進行波が大きいほどに運動エネルギーと SI の相関は高くなる。

2.2 進行波が支配的な状態

損失係数が構造物の振動伝搬について与える影響について述べる。損失係数を考慮した複素曲げ波数 k' は次式となる。

$$k' = k \left(1 - j \frac{\eta}{4} \right) \quad (4)$$

よって、損失係数を考慮した振動変位

$\zeta'(x)$ は以下となる。

$$\zeta'(x) = Ae^{-\frac{1}{4}k\eta x} e^{-jkx} + Be^{\frac{1}{4}k\eta(x-2L)} e^{jk(x-2L)} \quad (5)$$

式(1)と式(5)を比較すると、損失係数 η が進行波と後退波の振幅に影響しており、 $x-L < 0$ であるため損失係数が大きくなると進行波と後退波の振幅は共に小さくなる。

また、任意の点 x での反射係数は進行波と後退波の振幅比より次式のようになる。

$$r = \frac{Be^{\frac{1}{4}k\eta(x-2L)}}{Ae^{-\frac{1}{4}k\eta x}} = \frac{B}{A} e^{\frac{1}{2}k\eta(x-L)} \quad (6)$$

これより、損失係数が大きく、振動数が高くなるほど、任意の点 x における反射係数 r は小さくなる。つまり、損失係数が大きい、または高周波のとき、進行波の伝搬が支配的な状態となる。

2.3 進行波の強調シミュレーション

一様なはりを例に、損失係数が構造物の振動特性に与える影響を数値計算で確認する。

対象とするはりは、一様両端支持はりであり、長さは 1m、幅は 30mm、板厚は 10mm の鋼製である。損失係数は 0.1, 0.3, 0.9 の三種類の場合で比較する。

左端から 0.3m の点を 1N で正弦加振したときの運動エネルギーと SI の変化を確認する。第 8 次固有振動数である 1466Hz で励振したときの運動エネルギーと SI の比較結果を図 1 と図 2 にそれぞれ示す。

図 1 より運動エネルギーは、損失係数が 0.1 (実線) のときに第 8 次固有モードが励起されていることが明確に表れている。また、損失係数が 0.3, 0.9 と大きくなるにつれてピークが不明確になっている。また図 2 より、損失係数が大きくなるほど SI の値は小さくなるが、はりに沿った SI 分布は加振点から端部に向かうほど小さくなり、端部では 0 となることには変わりはない。したがって SI 分布は損失係数による違いはないといえる。

次に、図 1 の運動エネルギーと図 2 の SI を比較する。損失係数が 0.9 (点線) と大きいとき、両者ともに加振点から端部になだらかに 0 に近づくという類似した分布となっている。一方、損失係数が 0.1 (実線) と小さいときは、後退波の影響があるために両者の分布は対応しない。運動エネルギー

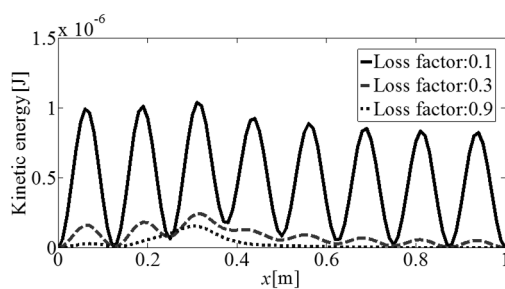


Fig.1 Differences of kinetic energy distributions

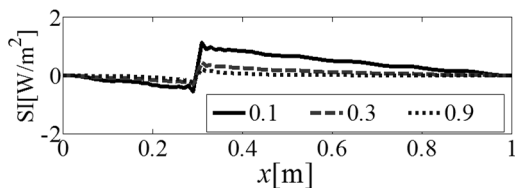


Fig.2 Differences of structural intensity distribution

は固有モードのように空間的に腹と節を繰り返すのに対し、SI は端部へと徐々に 0 に近づいている。しかし、運動エネルギーの極大値は端部へと徐々に小さく、加振点から端部への空間平均的な減少は SI の分布と対応しているといえる。

以上より、損失係数が大きいほどに、進行波が支配的となり、運動エネルギー分布の空間平均的分布は SI 分布と対応することが明らかとなった。

3. 進行波に基づく設計

本章では進行波に着目することで、狙った帯域での振動を低減させる方法を論じる。

3.1 解析対象

本章では、図 3 に示す 8 つの平板要素からなる鋼製の構造物を対象とする。

要素 1 と 2 を振動の入力部、要素 3 と 4 を音響放射部とする。入力部である要素 1 と 2 からの振動が要素 5 から 8 を伝搬して要素 3 と 4 で振動になる問題を考える。伝搬部である要素 5 から 8 を構造変更することで、要素 3 と 4 の振動低減を目的とする。各要素の板厚は入力部である要素 1 と 2 が 2mm、放射部である要素 3 と 4 が 4mm、伝搬部である要素 5 から 8 の板厚が 1mm を初期状態とする。

本対象に対し、FEM を用いた SI 解析により、伝搬部の部分的な構造の変更による振動騒音の低減を行う。

3.2 進行波に着目する利点

構造物の振動変位と損失係数が大きいときの SI を比較することにより、進行波に着目する利点について述べる。振動騒音は共振が主たる原因であり、固有モードは進行波と後退波の干渉により生じる。図 3 の対象構造物には多数の固有振動数が存在するが、そのうちの 2 つ 131Hz と 135Hz の強制振動形状を図 4 に示す。これらの損失係数が小さいときの振動形状は類似していないことがわかる。これは境界端部での反射による後退波の干渉が原因である。

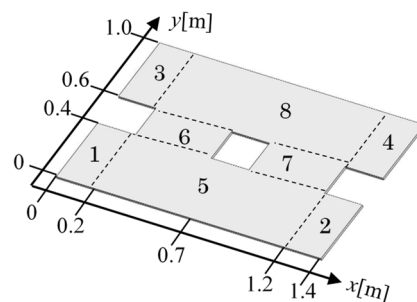


Fig.3 A test panel structure composed of 8 steel plate subsystems

次に、後退波（反射波）の影響をなくすために損失係数を 0.3 としたときと大きくときの SI 分布を図 5 に示す。異なる振動数にも関わらず、両者の SI 分布はほぼ同様であり、要素 5 を横断する流れが支配的であることが明らかである。両者の SI 分布が類似していることから、進行波の伝搬特性はある程度の振動数の違いでも変わらないと言える。

このことから損失係数が大きいときの進行波が支配的な SI 分布を基に振動低減のための構造変更を行う場合、その着目した振動数を含む前後のある程度の振動数帯域で振動低減効果が期待できる。

3.3 進行波に基づく設計

本節では、図で示した 130Hz 付近を対象に、SI を用いた低振動設計を行う。

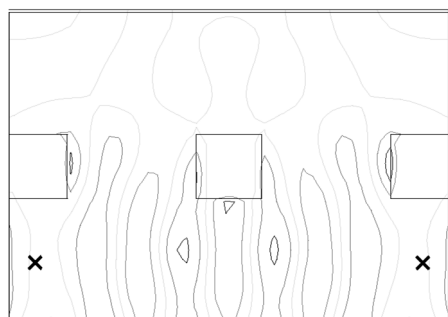
図 5 に示したように、130Hz 近傍の損失係数が大きいときの SI 分布から、要素 1 と 2 から要素 5 へ伝わったエネルギーが構造物中央を縦断するように要素 3 と 4 へ伝搬していることがわかる。エネルギーは主要な流れに沿って要素 3 と 4 に伝わるため、この主要な流れを阻害するように構造変更を行うことで、要素 3 と 4 へのエネルギー伝搬を抑制することを考える。具体的には要素 1 と 2 から要素 5 への伝搬と要素 5 から構造物を縦断する（紙面上側への）伝搬

を抑制する目的で板厚を増加させる。

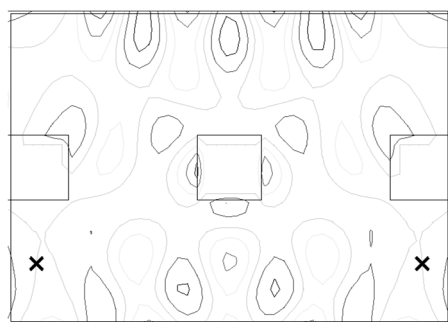
そこで、図 6 に示すように 3 種の範囲 (A, B, C, いずれも面積は等しい) の板厚をそれぞれ 1mm から 2mm に増加させ、要素 3 と 4 の振動低減効果を FEM (損失係数は 0.01) により検討する。

図 7 に、対象の初期状態 (Initial) と低振動設計として、部分的に板厚を増加させた 3 種の構造 A, B, C (Measure A, B, C) における要素 3 の振動エネルギーの算出結果の比較を示す。構造 A, B, C は初期状態よりも低減している。また、低減量は構造 B > 構造 C > 構造 A となっている。構造 B と C は支配的な流れが存在している要素 5 の板厚変更であるため低減効果が大きくなったと思われる。

図 8 に構造 B の 135Hz 近傍での SI 分布を示す。要素 5 を横断する流れが要素 5 の下部で顕著となっている。これは要素 5 の上部の板厚が増えた範囲で振動伝搬が抑制され、代わりに下部への伝搬が促進されたためと考えられる。つまり、構造変更を行う際に、抑制する箇所だけでなく、構造変更により促進される箇所を考慮することにより大きな低減効果が期待できると思われる。

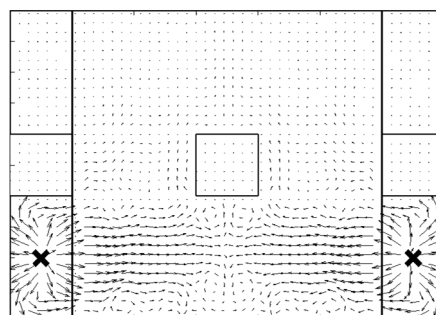


(a) 131Hz

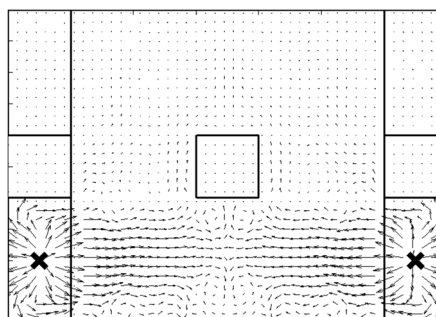


(b) 135Hz

Fig.4 Vibration displacement distributions at around 130Hz



(a) 131Hz



(b) 135Hz

Fig.5 Comparison of structural intensity distribution with large loss factors of $\eta_n=0.3$

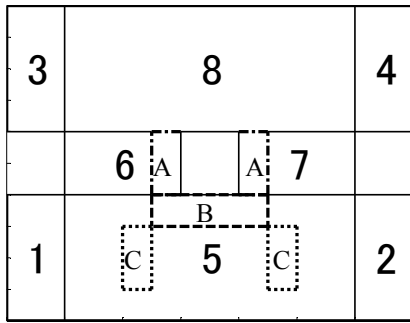


Fig.6 Structural modification in terms of structural intensity

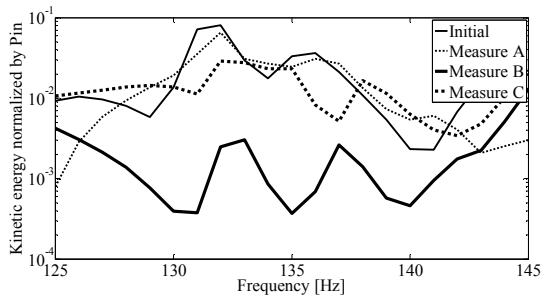


Fig.7 Comparison of kinetic energy in the subsystem 3

このことから SI 分布に基づいて構造変更することにより、対象の振動数およびその上下の振動数域での低振動化が可能であると結論付けられる。

4. おわりに

本研究では、高周波広帯域の振動騒音対策を行うため、SIに基づく低振動構造設計を提案した。その成果は以下に要約される。

- (1) 進行波と後退波に与える損失係数の影響について整理し、損失係数が大きいまたは高周波において振動伝搬は進行波が支配的となる。
- (2) 損失係数が運動エネルギーと SI 分布に与える影響を確認し、後退波の影響があるときも SI と運動エネルギーの空間平均分布が対応することが分かった。
- (3) 振動変位と SI 分布を比較し、進行の伝搬特性はある程度の振動数の違いで変化しないことが分かった。
- (4) 進行波の流れを阻害するように構造変更して、着目した振動数を含む広い振動数で振動を低減できることを確認した。

参考文献

[1] Noiseux, D.U, Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plate,

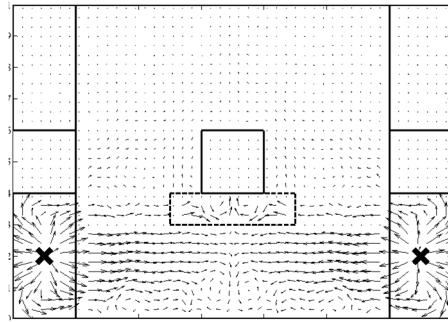


Fig.8 Structural intensity distribution with loss factor of $\eta=0.3$ at 135Hz

Journal of Acoustical Society of America, Vol.47, pp.238-247, (1970)

[2] 山崎徹, 小向祥之, 中村弘毅: 線結合された平板構造物の運動エネルギーとその流れの関係に基づく振動低減, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.1, pp.159-164, (2016)

発表論文

- (1) 山崎徹, 1DCAE 概念に基づくものづくり設計教育(第十弾): 基礎から学ぶ 1DCAE, 音振動設計の 1DCAE, 日本機械学会設計工学・システム部門 No.16-168 講習会, (2017)
- (2) 三山壮, 宮崎敦子, 中村弘毅, 山崎徹, 振動エネルギー流れの促進と抑制に基づく低振動構造設計, 自動車技術会 2017 年春季大会学術講演会講演予稿集, 20175061, pp.336-341, (2017)
- (3) 三山壮, 宮崎敦子, 中村弘毅, 塩崎宏隆, 古屋耕平, 山崎徹, 波動とモードの両視点を用いた二段階設計の適用, 日本機械学会[No.17-13] Dynamics and Design Conference 2017 講演論文集, 407pdf, (2017)
- (4) 三山壮, 山崎徹, 振動インテンシティに基づく低振動低騒音化, 日本音響学会講演論文集, pp.893-896, (2017)
- (5) 三山壮, 山崎徹, 構造設計への振動インテンシティの活用, 自動車技術会 2017 年秋季大会学術講演会講演予稿集, 20176078, pp.437-442, (2017)