

機器から支持構造物に供給される振動パワーの推定

(推定方法の妥当性の実験的検討)

Study on the Estimations of the Vibrational Power Supplied from Machine into Supporting Structure
(Experimental Examination of the Estimation Method)

金 在 徹*・大 野 進 一*・大 石 久 己**・鈴 木 常 夫*
Jeachul KIM, Shinichi OHNO, Hisami OHISHI and Tsuneo SUZUKI

1. はじめに

設備機器、原動機など加振力を発生する機器を建物、船舶、車両などの構造物に設置すると、機器の加振力によって支持構造物に固体伝搬音が発生する。この固体伝搬音の大きさは、統計的エネルギー解析法 (SEA)^{1),2)}を用いて予測できるが、予測するためには加振力によって機器から支持構造物に供給される振動パワーを知る必要がある。この振動パワーは支持構造物上の結合点の力と速度から求めることができる。しかし、一般に機器と支持構造物の間に生じる力は測定することが困難である。Pinnington ら³⁾は機器と支持構造物の間の防振ゴムの機械インピーダンスと防振ゴムの上下に生じる速度から供給振動パワーの予測を行った。著者らは機器と支持構造物が分離できる場合について、結合点の機械インピーダンスと供給振動パワーの推定と測定を行った⁴⁾。さらに、両者が分離できない場合について、加振実験から測定できるモビリティを用いて結合点の機械インピーダンスと供給振動パワーを推定する方法を提案し、理論モデルを用いてその妥当性を検討した⁵⁾。

本報では、この推定方法の妥当性について実験的に検討した結果を報告する。

なお、機器の加振力による振動パワーは結合点で3軸方向で支持構造物に供給されるが、本実験では、固体伝搬音と主に関係がある垂直方向について行った。

2. 供給振動パワーの推定理論

2.1 供給振動パワーの測定方法

機器と支持構造物が結合されている場合、機器の加振力によって支持構造物上の結合点に力 F とその力の方向に速度 V が生じる。そのとき、結合点を通じて機器から支

持構造物に供給される振動パワー P は次式のように与えられる。

$$P = \langle FV \rangle_t \quad \dots\dots(1)$$

ただし、 $\langle \rangle_t$ は時間平均を表す。

機器と支持構造物が一点で結合されている場合、支持構造物の結合点での機械インピーダンス Z を用いて、式(1)を表現すると、式(2)のように書ける。

$$P = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \{ F V^* \} = \frac{1}{2} |V|^2 \operatorname{Re} \{ Z \} \quad \dots\dots(2)$$

ただし、 V^* は V の共役複素数、 Re は実数部を表す。

また、機器と支持構造物が多点で結合されている場合、振動パワーは次式のように与えられる。

$$P_i = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \{ F_i V_i^* \} = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \sum_{j=1}^n \{ Z_{ij} V_j V_i^* \} \quad i = 1 \dots n \quad (3)$$

ただし、 Z_{ij} は $i=j$ のとき駆動機械インピーダンス、 $i \neq j$ のとき伝達機械インピーダンスである。

支持構造物の結合点に作用する加振力がランダムの場合では、式(3)を力と速度のスペクトルを用いて表すと、式(4)のようになる。

$$P_i = \operatorname{Re} \{ G_{fivi} \} = \operatorname{Re} \sum_{j=1}^n (Z_{ij} G_{vjvi}) \quad i = 1 \dots n \quad \dots\dots(4)$$

ただし、 G_{fvi} は力と速度のクロススペクトルであり、 G_{vvi} は $i=j$ のときパワースペクトル、 $i \neq j$ のときクロススペクトルである。

2.2 機械インピーダンスの推定方法⁵⁾

機器と支持構造物が結合されている状態では、結合点に作用する力は一般に測定困難なため、式(1)によって支持構造物に供給される振動パワーを知ることはできない。しか

*東京大学生産技術研究所 第2部

**工学院大学

研究速報
 し、支持構造物の結合点の機械インピーダンスが分かれば、支持構造物の結合点の速度と機械インピーダンスを用いて機器から支持構造物に供給される振動パワーを式(4)より求めることができる。本研究は機器と支持構造物を分離せずに支持構造物の結合点の機械インピーダンスを推定する方法の妥当性を実験的に検証するものであるから、以下にその理論の概略を説明する。なお、式の表現の便宜上、以下では機械インピーダンスの逆数であるモビリティを用いて議論を進める。

2.2.1 力と速度の関係式

Figure 1 のように機器と支持構造物がばねとダンパから成る防振装置を介して結合されているとする。Figure 1 において、添字 **a** と **b** は機器上の結合点以外の点と結合点を表し、**c** と **d** は支持構造物上の結合点と結合点以外の点を表している。防振装置の上端 **b** は、下端は **c** となる。加振力は結合構造物上の、上記の 4 種類の点 **a** ~ **d** について与えることができるとし、力と速度の関係式を求める。以下ではその関係式を行列で表す。なお、結合構造物のモビリティを **T**、機械のみのモビリティを **G**、支持構造物のみのモビリティを **H**、加振力を **F**、防振装置に生じる内力を **f**、各点の速度を **V** とする。添字 **a, b, c, d** は上記の定義に従い、添字が 2 個ある場合は、前半が応答点、後半が加振点の位置を表す。

(i) 機器の結合点以外の点を加振するときの関係式

a. 結合構造物について

$$V_{aa} = T_{aa}F_a \dots\dots\dots(5)$$

$$V_{ba} = T_{ba}F_a \dots\dots\dots(6)$$

$$V_{ca} = T_{ca}F_a \dots\dots\dots(7)$$

$$V_{da} = T_{da}F_a \dots\dots\dots(8)$$

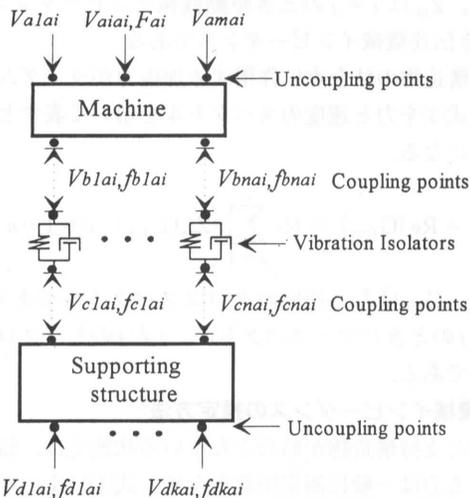


Figure 1 Model of machine and supporting structure

b. 機器のみにについて

$$V_{aa} = G_{aa}F_a + G_{ab}f_{ba} \dots\dots\dots(9)$$

$$V_{ba} = G_{ba}F_a + G_{bb}f_{ba} \dots\dots\dots(10)$$

c. 支持構造物のみにについて

$$V_{ca} = H_{cc}f_{ca} \dots\dots\dots(11)$$

$$V_{da} = H_{dc}f_{ca} \dots\dots\dots(12)$$

ただし、**F_a** は対角行列である。

(ii) その他の点 **b** ~ **d** を加振するとき

機器と支持構造物の結合点を加振する場合、支持構造物の結合点以外の点を加振する場合についても、上の関係式と同様の関係式を導くことができるが、ここでは省略する。

2.2.2 支持構造物の結合点におけるモビリティの推定式

機器と支持構造物が線形であり、相反定理 (**T_{ab} = T_{ba}**) が成り立つと仮定し、2・2・1項で導いた力と速度の関係式を用いて、支持構造物上の結合点におけるモビリティ **H_{cc}** の推定式を求めると、式(13)が得られる。

$$H_{cc} = T_{ca}T_{da}^{-1} \{T_{cd}^T - T_{bd}^T(T_{ba}^T)^{-1}T_{ca}^T\} \{I - (T_{ba}^T)^{-1}T_{ca}^T\}^{-1} \dots\dots\dots(13)$$

式(13)より結合構造物上の点 **a, d** に対して加振力を加えたときに測定できる結合構造物のモビリティ **T_{ba}, T_{ca}, T_{da}, T_{bd}, T_{cd}** から支持構造物のみのモビリティ **H_{cc}** が推定できる。その逆行列 **H_{cc}⁻¹** から式(4)の機械インピーダンスを求めることができる⁶⁾。

3. 実験

3.1 実験装置

Figure 2 は実験に用いた装置を示す。機器は縦×横×厚さが 500 mm × 400 mm × 5 mm の鋼板に加振器を取り付けたものとし、支持構造物は縦×横×厚さが 700 mm × 600 mm × 5 mm の鋼板、基礎支持部および地面全体とした。下の鋼板上には円型フランジを取り付け、円型フランジの上部を支持構造物の結合点 **c** にした。支持構造物の結合点に生じる力と速度は Figure 3 に示す円型フランジにロードセルと加速度ピックアップを設置して測定した。機器と支持構造物間の防振装置は丸型防振ゴムを挿入した。また、下の鋼板と基礎支持部との間にリングマウント型防振ゴムを挿入して機器から発生する振動パワーが支持構造物で吸収されるようにした。

機器からの加振力は加振器の上部に直径 120 mm、厚さ 20 mm の円盤を載せ、円盤の慣性力による慣性加振を用いた。

加振実験はマグネティック・スタンドに付いている棒に小型加振器を付け、発信器からインパルス信号を与えて一

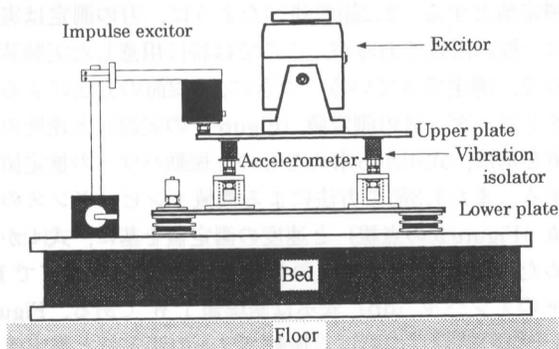


Figure 2 Schematic diagram of the machine-isolator-supporting structure configuration

定のインパルス加振を行った。インパルス加振による加振力は小型加振器の上部にロードセルを取り付けて測定した。

3.2 結合点における支持構造物のモビリティ H_{cc} の測定

機器に相当する加振器，上の鋼板及び丸型防振ゴムを取り外した状態で，下の鋼板上の円型フランジの上部をインパルス加振し，その中に設置されている加速度ピックアップから支持構造物の結合点でのモビリティ H_{cc} を測定した。

3.3 結合構造物のモビリティの測定

加振器，上の鋼板及び丸型防振ゴムを付けて，上下の鋼板上に a, d に相当する 4 点を適当に定め，その点にインパルス加振を行い，結合構造物のモビリティ T_{ba} , T_{ca} , T_{da} , T_{bd} , T_{cd} を測定した。機器と支持構造物の結合点以外の点 a, d の応答は加速度ピックアップを永久磁石で各点に取り付けて測定し，機器の結合点 b の応答は Figure 3 のように上の鋼板と丸型防振ゴムを締め付けているボルトの上部に加速度ピックアップを永久磁石で取り付けて測定した。

3.4 支持構造物上の結合点での速度の測定

Figure 3 のように支持構造物上の円型フランジの中に加速度ピックアップを設置し，支持構造物上の結合点の速度を測定した。なお，4 結合点の速度は同時に測定をした。

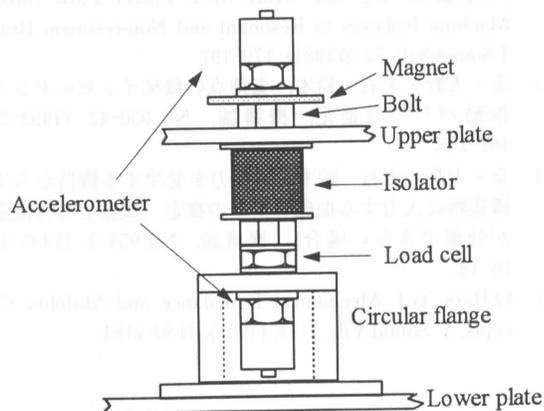


Figure 3 Experimental layout at coupling point

4. 実験結果

4.1 結合構造物の相反性の確認

機器と支持構造物が結合された状態で，インパルス加振実験から測定したモビリティ T_{da} , T_{ad} を比較して，結合構造物の線形性を確認した。Figure 4 はその結果を示している。実線は機器の結合点以外の点をインパルス加振したとき，支持構造物の結合点以外の点の速度を測定したモビリティ T_{da} であり，点線は加振点と応答点を逆にしたときのモビリティ T_{ad} である。Figure 4 のデシベル (dB) 表示の基準値は $1 \text{ m/N}\cdot\text{s}$ である。

Figure 4 より結合構造物の線形性は概ね成り立っていることが分かる。しかし，周波数 200 Hz 付近から両者の結果が必ずしも一致していない。これは構造物の非線形な部分と測定誤差が原因と考えられる。

4.2 結合点における支持構造物のモビリティの推定

本実験に用いた装置は機器と支持構造物が 4 点で結合されていて，実験からも推定からも共に 16 個の結合点でのモビリティ H_{cc} を求めることができる。Figure 5 は一つの結合点についての結果を基準値 $1 \text{ m/N}\cdot\text{s}$ としてデシベル (dB) で示す。実線は 3.2 節で述べた測定値であり，点線は 3.3 節の方法で測定したモビリティを式(13)に代入して計算した推定値である。測定値と推定値は多少差があるが，全体的に良く一致している。推定値のばらつきは推定式に用いた結合構造物のモビリティ T_{ba} , T_{ca} , T_{da} , T_{bd} , T_{cd} の測定誤差によるものと考えられる。

4.3 供給振動パワーの測定値と推定値

Figure 2 の実験装置において，機器と支持構造物を結合した状態で加振器にランダム信号を与え，支持構造物に振動パワーを供給した。このとき結合点における力と速度を測定し，それを用いて振動パワーの大きさを測定および推定した。以下でその結果の比較を行う。

はじめに言葉を定義しておく。まず，結合点での力と速度の測定値を基に，式(2)によって求めたものを振動パワー

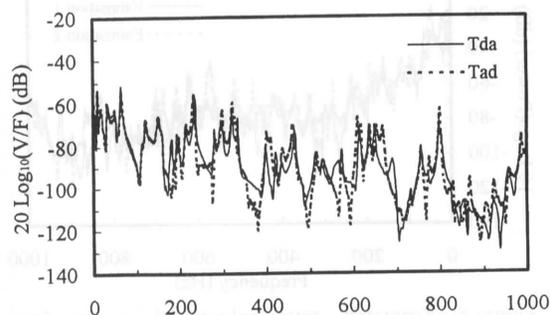


Figure 4 Reciprocity of measured mobilities for coupled structure

研究速報

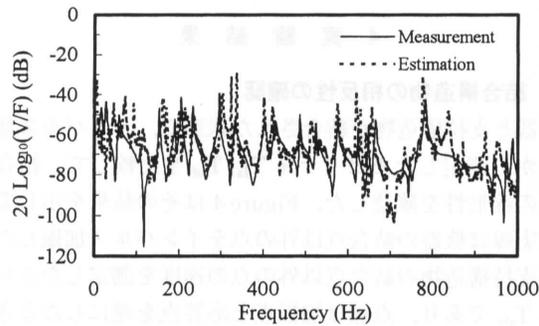


Figure 5 Comparison of measured and estimated mobilities at the coupling point on supporting structure

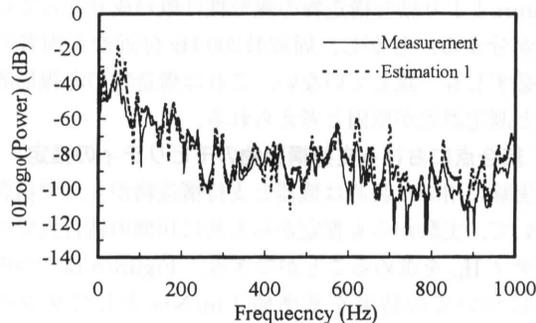


Figure 6 Comparison of measured and estimated vibrational powers from machine into supporting structure

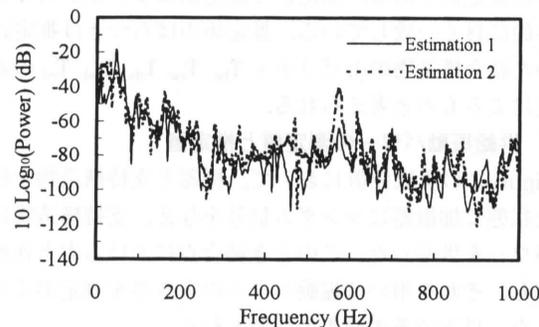


Figure 7 Estimated vibrational powers from machine into supporting structure

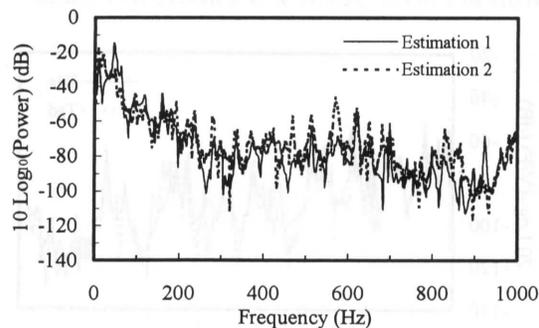


Figure 8 Estimated total vibrational power from machine into supporting structure

の測定値とする。2.2節で述べたように、力の測定は実験では一般に困難であるが、ここでは特に用意した実験装置なので、測定できている。つぎに、3.2節の方法による機械インピーダンスの測定値 (Figure 5 の実線) と速度の測定値を基に、式(4)から求めたものを振動パワーの推定値 1 とする。また3.3節の方法による機械インピーダンスの推定値 (Figure 5 の点線) と速度の測定値を基に、式(4)から求めたものを振動パワーの推定値 2 とする。以下で Figure のデシベル (dB) 表示は基準値 1 W である。Figure 6 は一つの結合点における振動パワーの測定値と推定値 1 を示す。Figure 7 は一つの結合点における振動パワーの推定値 1 と推定値 2 を示す。Figure 8 は結合点における振動パワーの合計の推定値 1 と推定値 2 を示す。Figure 6, Figure 7 および Figure 8 より、振動パワーの測定値と推定値が全体的に良く一致しているので、機器から支持構造物に供給される振動パワーが推定できたといえる。

5. ま と め

本研究では、実験的に以下のことを示した。

- (1) 加振力を発生する機器が支持構造物と結合されている状態のとき、両者を結合したままで加振実験から測定した結合構造物のモビリティを基に、結合点における支持構造物の機械インピーダンスを推定することが可能である。
- (2) 結合点における支持構造物の機械インピーダンスの推定値と速度の測定値に基づいて、結合点を通じて機器から支持構造物に供給される振動パワーを推定することが可能である。

(1995年9月13日受理)

参 考 文 献

- 1) Lyon. R.H. „Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Application, (1975) 373, MIT Press.
- 2) 入江良彦, SEA 法による固体伝搬音解析, 日本音響学会誌, 48-6 (1992), 433-443.
- 3) Pinnington. R.J and White. R.G, Power Flow through Machine Isolators to Resonant and Non-resonant Beams, J.Sound.Vib, 75-2(1981), 179-197.
- 4) 金・大野・大石・鈴木, 支持点の機械インピーダンスと振動パワーの推定, 機講論, No 930-42 (1993-7), 162-165.
- 5) 金・大野・大石・鈴木, 加振力を発生する機器から支持構造物に入力する振動パワーの推定 (機器と支持構造物が分離できない場合), 機講論, No 954-3 (1995-3), 16-18.
- 6) O'Hara. G.J, Mechanical Impedance and Mobility Concepts, J. Sound.Vib, 41-5, (1967), 1180-1184.