

振動インテンシティ法を用いた衝撃源探査に関する 基礎的研究

小 嶋 直 哉*・小 林 啓 二*・岡 村 真 一**
周 海***

A Study on Identification of Exciting Sources Using Vibration Intensity Measurement

Naoya KOJIMA, Keiji KOBAYASHI, Shin-ichi OKAMURA and Hai ZHOU

ABSTRACT

In determining the effective ways of reducing the vibration and noise of machinery, it is important to know the exciting sources which cause vibration and noise at each part of their structure and the various transmission paths to it. The sound intensity measurement was introduced to identify the sound sources in a machine structure and sound energy flow in the propagating space. This technique has become popular as a skillfull means of machine noise control. While the method of measuring vibration intensity to find the exciting sources and its application to a machine structure is still unsatisfactory.

In this paper, an attempt has been made to measure the vibration intensity vector generated by an impulsive force on a rectangular steel plate being subjected to background vibration. The requirements for a practical method of obtaining an accurate vibration intensity measurement were also discussed.

1. 序 論

機械の騒音及び振動を低減することは、生活環境を快適にするための課題として、社会的に強く要請されている。機械から発生する騒音に的確な防音・防振対策を施すためには、衝撃源の位置及び衝撃の伝播経路を正確に把握することが極めて重要である。

従来から音源探査の手法については、音響ホログラフィや音響インテンシティ法などの手法を用いた研究がなされてきた。しかし音源と加振源とは必ずしも一致しておらず、従って騒音対策では加振源の探査が重

要となってくる。そこで機械構造物における衝撃源探査の手法として、振動インテンシティ法に着目した。

振動インテンシティ法に関しては、1969年D.U. Noiseux⁽¹⁾によって自由平板内を伝播する屈曲波により、単位時間、単位幅当たりには伝えられるエネルギーと定義された。平板の屈曲運動について、G.Pavic⁽²⁾は、有限差分法による振動インテンシティ計測の一手法を提示している。P.Rasmussen⁽³⁾は、D.U.Noiseuxにより提唱された解析理論に基づき、円形底面をもつ取り付け台に2個の振動ピックアップを隣接して設置した振動インテンシティ検出用ピックアップを用いることにより計測方法を簡素化し、その実用性を高めることに成功している。また国内においては、古巣ら⁽⁷⁾や小白井ら⁽⁸⁾による計測例についての報告がある。これらの報告においては、振動平板に一つの加振点から衝撃を加え、連続的な振動応答として振動インテンシティの検

*機械工学科

**機械工学専攻(現：セントラル硝子)

***機械工学専攻(現：東北大学工学研究科博士課程)

出を行っている。しかし、エンジンのように、暗振動応答に衝撃応答が多数重畳されているような場合、この方法ではある特定の衝撃の伝搬方向を検出することは、極めて困難である。

そこで本研究では、矩形平板の屈曲振動においてエンジンの振動を模擬し、暗振動に重畳する特定の衝撃応答に対して、振動インテンシティ法を適用するに際し、計測上の最適な設定条件・解析条件等の留意点を明らかにした。

2. 振動インテンシティ法の基礎理論

振動インテンシティ (以下 V.I. と表わす) 法は、自由平板内において、平板の単位幅・単位時間あたりに面外振動により伝えられるエネルギーの大きさとその流れ方向を、振動インテンシティベクトルとして検出するものである。振動インテンシティベクトルは、屈曲波として伝えられるアクティブ成分と定在波として現われるリアクティブ成分とが考えられるが、本報では特に限定しない場合は、前者のアクティブ成分を以下、振動インテンシティと表わすことにする。

測定点における振動インテンシティベクトルを I_v とし、平板の X 方向に直角な微小断面を通過する振動インテンシティ I_{vx} は、Fig. 1 に示す X 面に作用するせん断力 F_x 、曲げモーメント M_x 、ねじりモーメント M_{xy} によって単位時間になされる仕事の和として表わせる。各々の単位時間当たりの仕事は、対応する力と速度およびモーメントと角速度の積として表わすことができるので、X 方向の振動インテンシティ I_{vx} は、次式で表わされる。

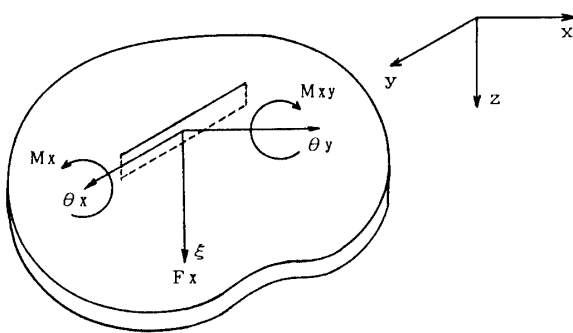


Fig. 1 Force and moments acting the unit cross-sectional area of a plate

$$I_{vx} = \langle F_x \cdot \dot{\xi} \rangle t + \langle M_x \cdot \dot{\theta}_x \rangle t + \langle M_{xy} \cdot \dot{\theta}_y \rangle t \quad (1)$$

ここで、 ξ は平板 Z 方向の変位、 θ_x は X-Z 平面内の回転角度、 θ_y は Y-Z 平面内の回転角度、 $\langle \cdot \rangle t$ は、時間平均を示す。

D.U.Noiseux は(1)式の右辺の第 2 項、第 3 項はモーメントによる成分の和を修正したもので近似されることを示した⁽¹⁾。

$$I_{vxm} = \langle (M_x + M_y) / (1 + \nu) \cdot \dot{\theta}_x \rangle t \quad (2)$$

上式において二つのモーメントの和は次式で近似できる。

$$M_x + M_y = -D \cdot (1 + \nu) \cdot k^2 \cdot \xi \quad (3)$$

D は平板の単位当りの曲げ剛性を表わし、ポアソン比 ν として次式により与えられる。

$$D = Eh^3 / (12 \cdot (1 - \nu^2)) \quad (4)$$

ここで E はヤング率、h は板厚で、また k は平板内を伝播する屈曲波の波数であり次式で示される。

$$k^4 = (\omega^2 \cdot m) / D = (12 \omega^2 \cdot (1 - \nu)) / (E \cdot h^3) \quad (5)$$

ただし、 ω は曲げ振動の角周波数、m は板の面密度、D は板の曲げ剛性を表わす。

自由場においては、せん断力による成分 I_{vxf} とモーメントによる成分 I_{vxm} を等しいとみなせば⁽³⁾⁽⁴⁾ I_{vx} は I_{vxm} によって表わすことができる。

$$I_{vx} = I_{vxf} + I_{vxm} \\ = 2 \cdot I_{vxm} = 2 \cdot \langle -Dk^2 \xi \dot{\theta}_x \rangle t \quad (6)$$

自由平板における X 方向の平面進行波では、

$$\xi = -(1/\omega^2) \cdot \ddot{\xi} \quad (7)$$

となる。従って上式を(6)に代入して次式を得る。

$$I_{vx} = (2\sqrt{D \cdot m}) / \omega \cdot \langle \ddot{\xi} \cdot \dot{\theta}_x \rangle t \quad (8)$$

角速度と振動加速度の検出を行うために、Fig. 2 に示すような V.I. ピックアップを用いた。これは 2 つの加速度ピックアップを円形底面の上に隣接して設置したものである。測定点における加速度 $\ddot{\xi}$ は 2 つの加速度ピックアップから得られた加速度振動 $\ddot{\xi}_1, \ddot{\xi}_2$ を用いて次式により近似することができる。

$$\ddot{\xi} = (\ddot{\xi}_1 + \ddot{\xi}_2) / 2 \quad (9)$$

測定点における加速度ピックアップ 1 から 2 への方向の角速度 $\dot{\theta}_x$ は、次式で近似して算出できる。

$$\dot{\theta}_x \cong \int (\ddot{\xi}_2 - \ddot{\xi}_1) / r \, dt \quad (10)$$

(8)式の右辺を周波数領域の変量で表わすと、次式となる。

$$Iv(f) = (\sqrt{D \cdot m} / \pi \cdot f) \cdot (1/T) \int F_{\xi} \cdot F_{\theta}^* df \quad (11)$$

ここで、 F_{ξ} と F_{θ} はそれぞれ ξ と θ_x のフーリエ変換で、*は共役複素数である。

(9)・(10)式をフーリエ変換して、(11)式に代入することにより次式を得る。

$$Iv(f) = (\sqrt{D \cdot m}) / (2\pi^2 f^2 r) \cdot E[\text{Im}(C_{12})] \quad (12)$$

ただし r は2つの加速度ピックアップの中心間距離、 $E[\]$ は集合平均、 $\text{Im}(\)$ は虚部、 C_{12} は ξ_1 と ξ_2 のクロススペクトルを表わす。

従って(12)式に表わすように、周波数の振動インテンシティの値は、2つの加速度ピックアップから得られる信号のクロススペクトルの虚部を用いて算出することができる。

3. 測定装置及び解析方法の検討

3.1 まえがき

振動インテンシティの計測に関しては幾つかの方法が提案されてきたが、本研究では測定方法が比較的簡単である2つの振動ピックアップを用いる手法を採用した。

本章では、上記の方法に基づく振動インテンシティ

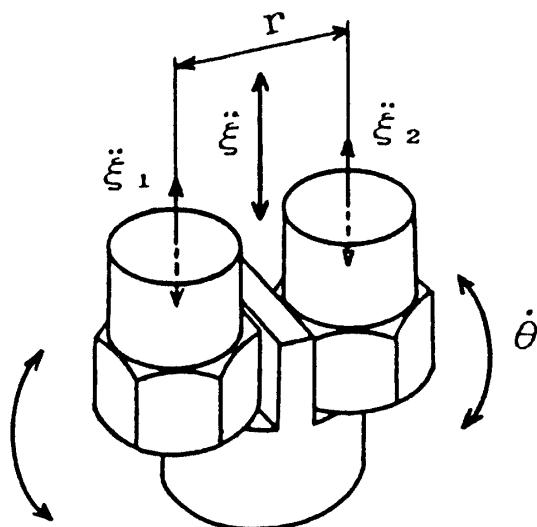


Fig. 2 Schematic view of vibration intensity pick-up

検出のための測定装置、ならびに解析方法について述べる。なお解析方法については、振動インテンシティ算出の他に平均化回数や計測機器間の位相誤差についても考察した。

3.2 振動インテンシティピックアップの構成

振動インテンシティの測定のために、本研究ではFig. 2に示すV.I.ピックアップを使用した。このV.I.ピックアップは、円形底面をもつ取り付け台に2つの小型振動加速度ピックアップを中心間距離を9mmとして隣接して設置した構造となっている。取り付け台はステンレス製であり、取り付け台下部には測定点への固定のために厚さ2.5mmの円筒磁石(信越化学工業、残留磁束密度10.5kGauss)を装着した。測定点への装着を円筒磁石により行う場合、瞬間接着剤を用いる場合に比べ、測定時間は約10分の1に短縮される。

振動加速度ピックアップは、チャージ感度1.5pC/G、横感度2%、重さ1.2gの小型ピックアップを用いた。これらの振動加速度ピックアップは圧電型で磁気感度が非常に低く、またステンレス台は弱磁性であるので、磁石の磁気による加速度ピックアップの感度及び出力信号に及ぼす影響は、ほとんど無視できる。

3.3 計測システム

2つの加速度ピックアップから得られるアナログ信号は、チャージアンプにより増幅されデータレコーダに同時記録される。データレコーダに記録されたアナログ信号は、A/D変換器によってデジタル信号に変換された後、マイクロコンピュータにより振動インテンシティの算出のための処理が行われる。これらの測定装置のブロック図をFig. 3に示す。

A/D変換を行う際、サンプリング間隔を広くすると実際には原波形をサンプリングせずに原波形よりも周期の長い波形をサンプリングするエイリアシング現象が起こる。これを防ぐために本研究では、サンプリング周波数64kHz(15.6μs/sample)でA/D変換を行った。

3.4 振動インテンシティの算出方法

実験によって得られる振動加速度信号は、サンプリング周波数64kHzでデジタル化した後、衝撃源探査の対象とする応答波形のみを抽出した。抽出した信号をハニング窓により処理し、FFTした後クロススペクトルを算出し(12)式によりV.I.値を求めた。このように対象とする応答波形のみを抽出してV.I.値を求める方法を、部分振動インテンシティ法と呼ぶことにする。

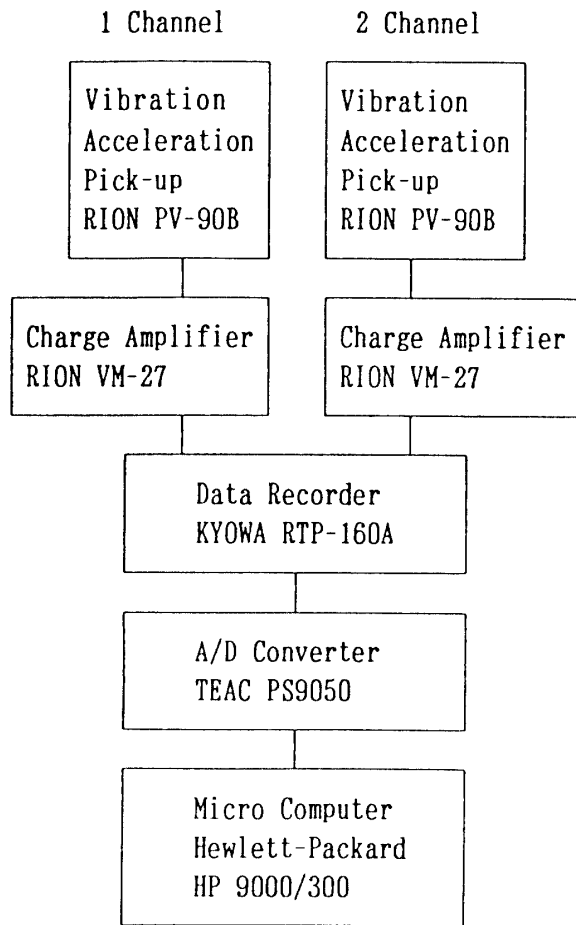


Fig. 3 Block diagram of measuring and analyzing system

また平均操作は、3.5節に述べるように周波数領域において16回行った。

V.I.ベクトルの検出には、Fig. 4のようなV.I.ピックアップの指向性を利用する。Fig. 4は、測定点においてV.I.ピックアップを反時計周りに回転させて、各測定方向の振動インテンスティレベル(re. $1.0 \times 10^{-8} \text{W/m}^2$)を検出しプロットしたものである。この図において振動インテンスティレベルが最大で正の方向に振動応答が伝搬している。しかし、図によれば振動インテンスティレベルが最大値とほぼ同程度の値を示す方向が広範囲にわたっているため、V.I.ベクトルの方向の決定が難しい。そこで本研究では、V.I.値が正から負へ反転する方向、つまりFig. 4において振動インテンスティレベルが急激に低下している方向を調査し、それに直角な方向をV.I.ベクトルの方向であると決定した。

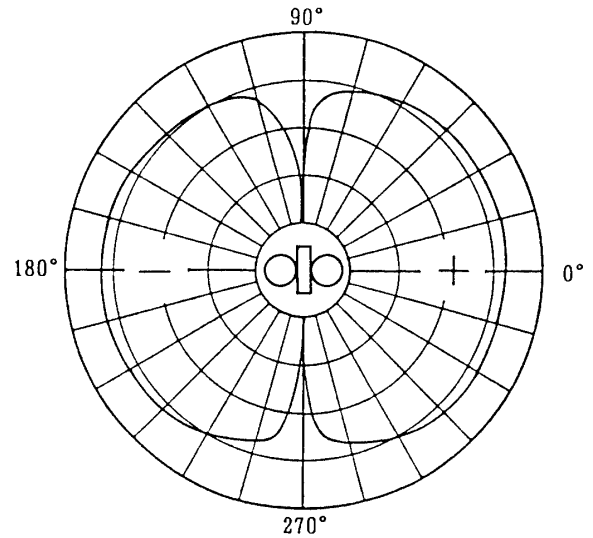


Fig. 4 Directivity of the two channels vibration intensity pick-up

3.5 平均化回数

振動インテンスティを求めるには、V.I.ピックアップの2つの振動加速度ピックアップにより測定された応答信号のクロススペクトルを算出するが、この値が収束するためにはフーリエ変換の値が収束している必要がある。そこで平均化回数に伴うエンジン壁面上の振動加速度の周波数特性を比較し検討した。Fig. 5は、32回の平均化を行った周波数特性を十分に収束した値と見なし、平均回数に伴う周波数特性のレベル差を求めることで平均回数に対する収束状況を示す。本研究では以上の結果及び解析時間、コンピュータ内の記憶容量を考慮して、平均回数を16回とする。

3.6 加速度ピックアップ間の位相差

クロススペクトル法によりV.I.を測定する時、V.I.は加速度ピックアップの出力信号のクロススペクトルで算出されるので、加速度ピックアップ間の感度差及び位相差が計測精度に大きな影響を与える。そこでFig. 6に示される装置を用いて加速度ピックアップや増幅部を含めたチャンネル間の感度比と位相差を調査した。加速度ピックアップは、取り付け部を挟んでface-to-faceにシェーカーの上に取り付けた。実験は、正弦波加振し周波数を5Hz~1250HZまで加速度一定の下で掃引して行い、ピックアップの感度と位相差を求めた。

Fig. 7は、加速度ピックアップ間の位相差を示している。この結果は、前置増幅器の位相差、A/D変換に

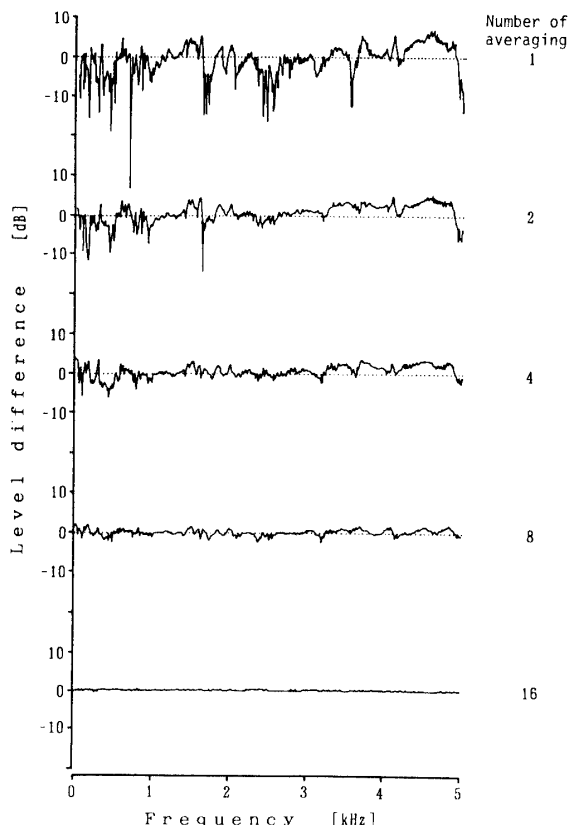


Fig. 5 Level differences with numbers of averaging on engine vibration signal (Deviations from the result of 32 averagings)

おける丸め誤差など計測システム全体の誤差を含んでいる。図からチャンネル間における位相差はすべて1°以内であることがわかった。

位相差が大きい場合計算過程においてその差を補正する必要があるが、本実験の場合、位相差が小さく精度に対する影響は無視できると考え、位相差に基づく補正は行わないことにした。

4. 矩形平板を用いた振動インテンシティ検出の基礎実験

4.1 まえがき

暗振動に衝撃応答が多数重畳されている場合、ある特定の衝撃の伝播状況を明らかにするためには、対象とする衝撃応答を含む期間の信号のみを抽出し、振動インテンシティベクトルを求める部分振動インテンシティ法が有用である。しかしこの手法を実際に用いるに際し、種々の要因により V.I.ベクトルの検出が制限される。本章では、振動インテンシティの検出限界に関して矩形平板を用いた基礎実験に基づき検討を加えた。

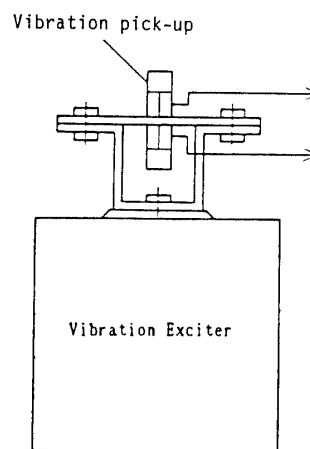


Fig. 6 Pick-up setting for phase mismatch test

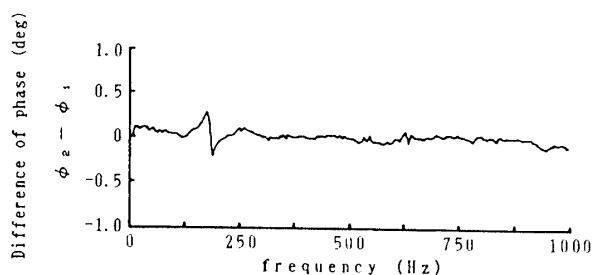


Fig. 7 Phase difference between two channels pick-up

4.2 ピックアップ形状と解析上限周波数

4.2.1 実験装置及び解析方法

実験装置の概略を Fig. 8 に示す。供試振動板には矩形鋼板を使用し、板厚の異なる3種類の板を用意した。ここで、板厚の異なる平板について実験を行う目的は、屈曲波の波長の変化に対する影響を同一周波数において調査するためである。なお振動板の自由端からの反射の影響を低減するため、振動版の周囲には幅100mm厚さ3mmの制振材を貼付けた。

加振点は Fig. 8 に示すように1点加振(シェーカ1のみ使用)とし、周期40msのパルス信号をシェーカに入力して鋼板を加振した。これによって発生する衝撃応答を探查対象とした。

本実験では、V.I.ピックアップの形状と解析上限周波数の関係を明らかにするために、Fig. 9 に示す7種類の V.I.ピックアップを用いて V.I.ベクトルの算出を試みた。解析は、1/3オクターブバンドの帯域周波数毎

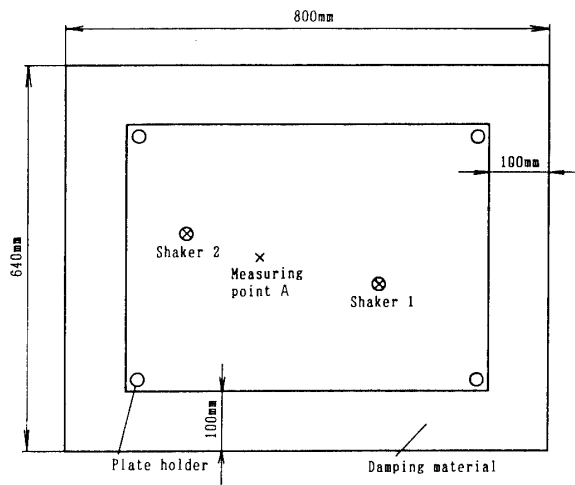


Fig. 8 Schematio set up for V. I. measuring test

Table. 1 Upper limit frequencies of each V. I. pick-up

Plate thickness [mm]	1.2	1.6	2.0
Pick-up No.			
1	1.6 kHz	1.25kHz	1.6 kHz
2	3.15kHz	3.15kHz	3.15kHz
3	1.6 kHz	2.0 kHz	3.15kHz
4	1.25kHz	1.6 kHz	1.0 kHz
5	1.25kHz	1.25kHz	1.25kHz
6	1.6 kHz	1.25kHz	1.25kHz
7	1.6 kHz	2.0 kHz	3.15kHz

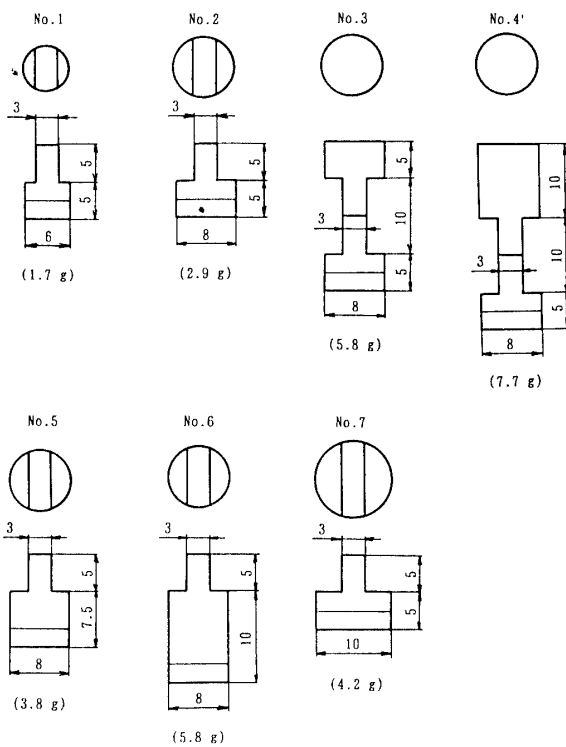


Fig. 9 Shapes and masses of V. I. pick-up

に行い、V.I.ベクトルが正確に検出される上限周波数について調査した。

4.2.2 実験結果

Table 1 に先に示した7種類の V.I. ピックアップに

より振動インテンシティを算出した場合における解析上限周波数を示す。この表から注目されることは、No.2 の V.I. ピックアップがいずれの板厚においても高い上限周波数を示すことである。

従来から、解析周波数を制限するものとして、V.I. ピックアップの底面直径と平板を伝播する屈曲波の波長との関係が挙げられており、これらの間に定量的な関係が成り立つとすれば、屈曲波の波長が長くなるにつれて、もしくは板厚が厚くなるにつれて上限周波数も高くなるはずである。しかし Table 1 においては、必ずしもそのような傾向がみられない。このことから、それぞれの V.I. ピックアップが持つ別の要因によって上限周波数が制限されると考えられる。この別の要因として考えられるものに、V.I. ピックアップの質量、V.I. ピックアップの慣性モーメント、磁石の接着力が挙げられる。

以上の結果及び考察より、振動インテンシティの測定には、軽く、慣性モーメントが小さく、測定点への接着力が強い V.I. ピックアップが適していると言える。また、本実験で用いた V.I. ピックアップのなかでは、No.2 ピックアップが最も安定して高い上限周波数を示すことがわかった。

4.3 衝撃応答に暗振動が重量されている場合

4.3.1 実験装置及び解析方法

実験装置の概略を Fig. 8 に示す。供試振動板の板厚は 1.6mm とし、使用した V.I. ピックアップは、先の単一加振実験で最も安定して高い解析上限周波数を示した Fig. 9 の No.2 である。

加振点は、Fig. 8 に示すように 2 点とし、シェーカ 1 には周期 40ms のパルス信号を入力して鋼板を加振し、これによって発生する衝撃応答を探索対象とした。一方シェーカ 2 には探索対象外の雑音を模擬したホワイトノイズを入力した。Fig. 10 にシェーカ 2 への入力信号の周波数特性を示す。この図から、周波数特性はほぼフラットであることがわかる。両シェーカへの入力信号、および振動板上の測定点 A で検出した振動加速度応答の時間経過図を Fig. 11 に示す。図中の a は衝撃応答の最大振幅、b は暗振動の最大振幅、Ts は応答抽出期間をそれぞれ表わしている。このシェーカ 2 に入力されるホワイトノイズの出力電圧を変化させることにより、衝撃応答とその他の成分の S/N 比(振動加速度振幅の実効値の比) および応答抽出期間に対する V.I.ベクトルの検出限界について検討した。

本解析においては、高速フーリエ変換を行う際の前処理としてハニングウインド処理を行うため、S/N 比を求める際にも衝撃応答の振動加速度振幅の最大値を中心としてハニングウインド処理を行っている。また応答抽出期間は、8ms, 6ms, 4ms について調査を行い解析周波数を 500~3kHz までとしオーバーオール値により V.I. 値を示した。

4.3.2 実験結果

Fig. 12 は、V.I. ピックアップの設置方向を回転させた時の V. I. レベルの変化を S/N 比 3.00, 2.15, 1.65, 1.02 について示したものである。ここで S/N 比の値と併記した○印は、正確に V.I.ベクトルの方向を検出できる場合、△印は全方向の V.I.ベクトルの値の変化に注意すれば V.I.ベクトルの方向が検出できる場合、▲印は衝撃応答の方向がある程度推定できている場合に V.I.ベクトルの方向が検出できる場合、●印は V.I.ベクトルの方向を全く検出できない場合を示している。

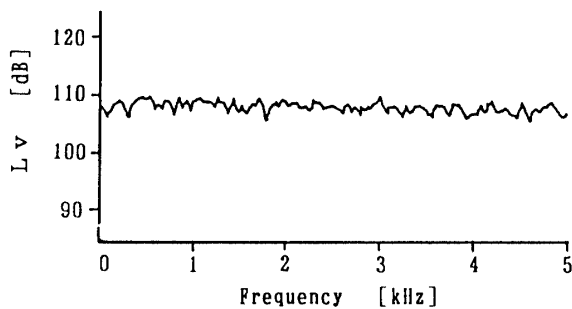


Fig. 10 Frequency characteristic of input signal (shaker 2)

S/N 比が 3.00 の場合には、振動インテンシティの符号が 80° を境にして負から正へと反転し、衝撃応答が 170° 方向に伝播していることがわかる。しかし、S/N 比が 1.02 の場合には、振動インテンシティの符号の反転が多くみられ、衝撃応答の伝播方向を一方向に特定することは困難である。

また、Fig. 13 は Fig. 12 の内容を放射状に表示したものである。Fig. 13(a) においては、衝撃応答が 170° の方向に伝播していることは明らかである。また Fig. 13(b)

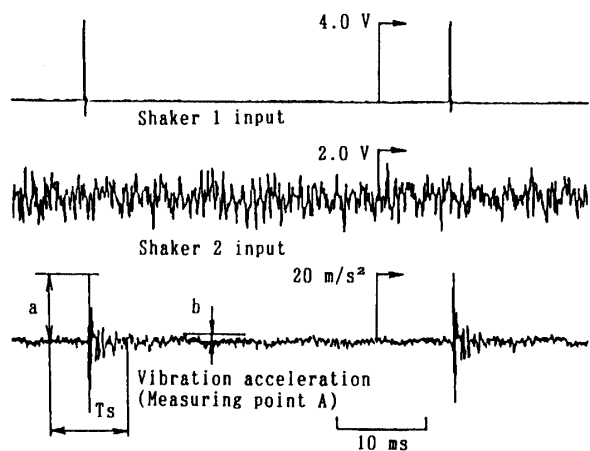


Fig. 11 Input signals to shakers and vibrational response at measuring point A

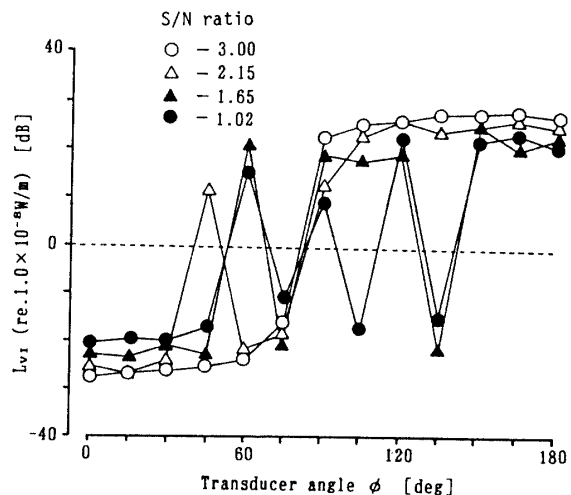
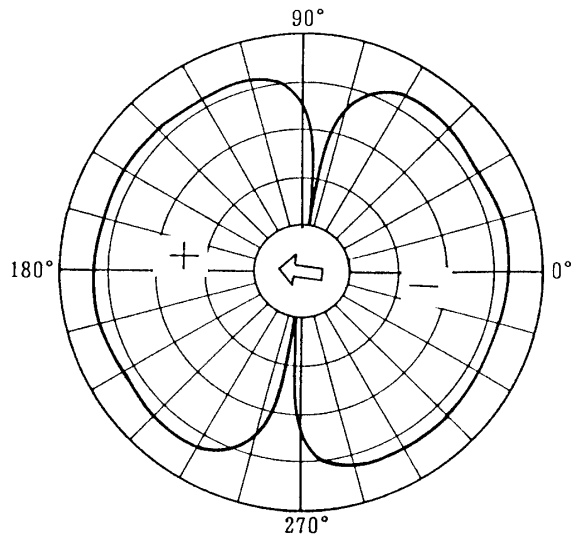
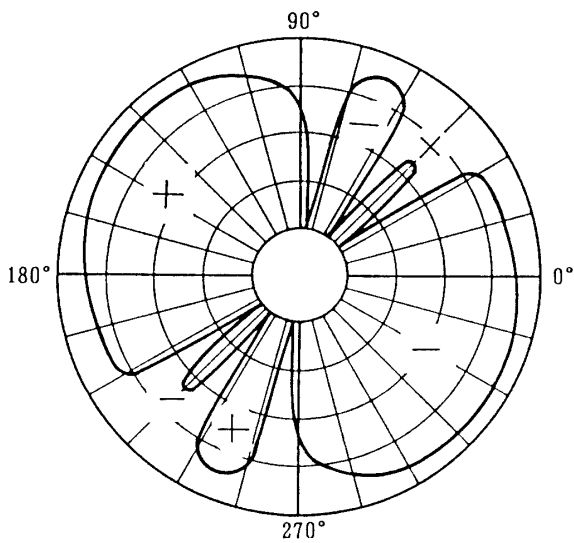


Fig. 12 Vibration intensity distribution in each direction for different S/N ratio (over-all value)



(a) S/N ratio 3.00



(b) S/N ratio 2.15

Fig.13 Directional distribution of vibration intensity levels

においても一方向の符号を無視すれば衝撃応答の伝播方向を170°と特定できる。

2点加振実験におけるV.I.ベクトルの検出状況をTable 2に示す。

Table 2 (a)は、S/N比が大きい順にならべたものであり、これよりS/N比が2.0程度以上であればV.I.ベクトルの方向を特定できることがわかる。こ

Table. 2 Detection condition of vibration intensity vector

(a) Relation between S/N ratio and detection condition

No.	S/N ratio	No.	S/N ratio	No.	S/N ratio
1	5.62 ○	6	3.00 ○	11	1.86 ▲
2	4.82 ○	7	2.80 ○	12	1.65 ▲
3	4.30 ○	8	2.40 ○	13	1.36 ●
4	3.99 ○	9	2.19 △	14	1.15 ●
5	3.38 ○	10	2.15 △	15	1.02 ●

(b) Relation between Ts and a/b

a/b \ Ts	4 ms	6 ms	8 ms
7.5	5.62 ○	4.82 ○	4.30 ○
5.0	3.99 ○	3.38 ○	3.00 ○
3.7	2.80 ○	2.40 ○	2.15 △
2.9	2.19 △	1.86 ▲	1.65 ▲
1.9	1.36 ●	1.15 ●	1.02 ●

で、探査対象とする衝撃応答は時間と共に急激に減衰するのに対し、暗振動は多少の変動は認められるものの、その振幅は一定に収まっている場合が多い。従って、S/N比は衝撃応答と暗振動の最大振幅比a/bと共に、応答抽出期間Tsの影響を受ける。

Table 2 (b)は、最大振幅比と応答抽出期間との兼ね合いによるS/N比の変化を表わしている。この表から、抽出期間が短く最大振幅比が大きい場合にS/N比は大きくなり、V.I.ベクトルの検出状態が改善されることがわかる。しかし、一方では抽出期間が短かすぎると、衝撃応答が抽出区間の中心に正確に位置せず、周波数分解能も低下し、場合によってはV.I.ベクトルの検出状態が悪くなることが確認されている。従ってS/N比が十分大きい場合には、逆に抽出期間を短くしない方がよいと言える。

4.3.3 振動板における振動インテンシティ分布の測定例

平板内の振動伝播状況を調査するために、Fig. 8での35の測定点について、振動インテンシティベクトルを算出した。先の実験と同様に、シェーカ1にパルス信号を入力し、シェーカ2にはホワイトノイズを入力

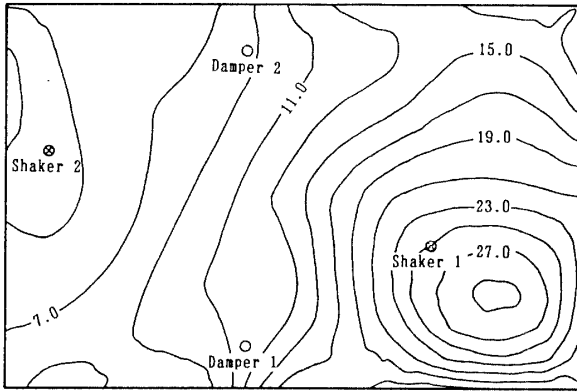


Fig.14 Contor of S/N ratio on a test plate

した。また、衝撃応答の抽出期間は4msとし、解析は1/3オクターブバンドの帯域周波数幅毎におこなった。Fig.14にS / N比のコンタマップを示す。なおS / N比の最小値は2.17であり、先の実験結果より全測定点において振動インテンシティベクトルが検出可能であると言える。

1/3オクターブバンド周波数500Hzおよび1.6kHzにおける振動インテンシティベクトルの分布を Fig.15に示す。この図から、探査対象としたシェーカ1から放射状に衝撃応答が伝播していく様子がわかる。

以上の結果から、暗振動が含まれる場合においても、対象とする衝撃の伝播状況を把握することができ、実際の機械構造物の壁面上においても同様な調査が可能であることを示唆している。

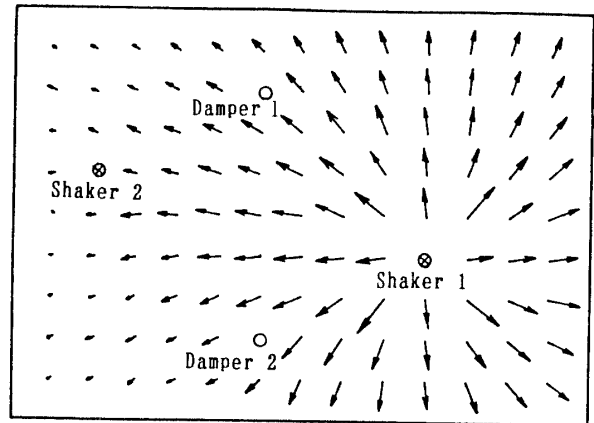
5. まとめ

本研究では、振動インテンシティ法を実機へ適用するに際し計測上、解析上の最適な設定条件を、矩形平板を用いた基礎実験により明らかにすることを試みた。

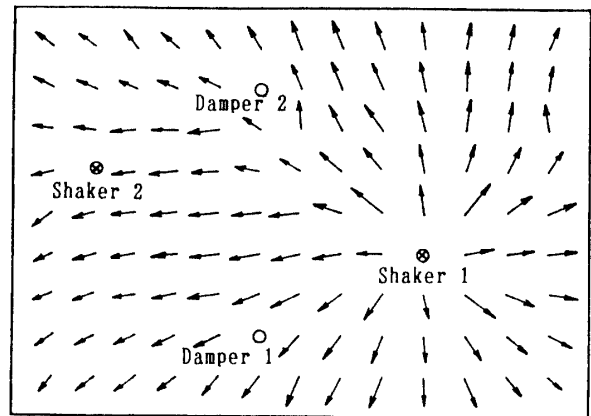
以下に本研究で得られた主な結果を示す。

- ・振動インテンシティの測定には、軽く・慣性モーメントが小さく・測定点への接着力が強いV.I.ピックアップが適しており、本実験で調査したV.I.ピックアップの中では、底面直径8mm取り付け台円柱部の高さが5mmのものが上記の条件を平均的に満たしており、高い上限周波数(約3kHz)を示した。

- ・V.I.ピックアップの形状や接着力の影響が小さい場合、解析上限周波数を制限するものは、V.I.ピックアップの底面直径であり、平板を伝播する屈曲波の波長が、底面直径の約8倍となる周波数が解析上限周波数とな



20dB (re. 10^{-11}W/m^2)
(a) 500 Hz



20dB (re. 10^{-11}W/m^2)
(b) 1.6 kHz

Fig.15 Distribution of V. I. vector on a test plate

る。

- ・衝撃応答に暗振動が重畳されている場合には、衝撃応答と暗振動の信号のS / N比(振動加速度振幅の実効値の比)が2.0程度以上になるように衝撃応答の抽出期間を設定すればよい。

本研究を遂行するに当たり、実験に御協力頂いた安永浩二、奥村典昭、藤村泰智君に感謝の意を表します。また本研究は平成3年度科学研究費補助金(奨励研究(B):小林啓二)による研究の一部であることを記し、感謝の意を表す。

参考文献

- 1 . Noiseux, D.U., "Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates" ,J. Acoust. Soc. America, 47(1969) ,238-247
- 2 . Pavic, G., "Measurement of Structure Borne Wave Intensity, Part 1: Formulation of the Methods", J. Sound and Vibration, 49-2(1976) ,221-230
- 3 . Rasmussen, P., "Measurement of Vibration Inten-sity", Bruel & Kjaer (1983)
- 4 . Rasmussen, P., "Identification of Energy Sourcesand Absorbers" ,Proc. 2nd Int. Modal Analysis Conf. (1984)
- 5 . Pavic,G., "Structural Surface Intensity: A NovelApproach in Vibration Analysis and Diagnostics", Proc. 2nd Int. Cong. on Acoustic Intensity (1985)
- 6 . Quinland, D., "Adaptation of the Four Channel Technique to the Measurement of Power Flow in Structures" ,Proc. 2nd Int. Cong. on Acoustic
- 7 . 古巣ほか 3 名, "バイブレーションインテンシティ (V.I.) の計測法の検討", 日機論文集, No.867, (1896) ,208-209
- 8 . 小白井・立石, "板の振動エネルギー流れの可視化による比較-振動インテンシティの測定-", 日本騒音制御工学会講演論文集, (1986) ,227-280
(平成 3 年10月15日受理)