実稼働中における機械の騒音発生メカニズムの解明*

戸井 武司^{*1}, 金子 格三^{*2}, 大久保 信行^{*3}Analysis on Noise-generating Mechanism of Machine
under Operating Conditions

Takeshi TOI, Kakuzou KANEKO and Nobuyuki OKUBO

The noise of a machine under operating conditions can be categorized as structure-borne, i. e., caused by vibration due to vibrational sources, or airborne, i. e., caused directly by sound sources. By applying the principal component analysis with acceleration pickups and microphones, the number of independent vibrational sources and sound sources can be identified. Based on the frequency response functions between the vibrational sources and the accelerations against the impact or exciter excitation measured in advance, and those between the vibrational sources and the sound pressure at the observation point, first the input forces can be estimated using accelerations under operating conditions and then the ratio of structure-borne noise can be evaluated; furthermore the airborne noise can be obtained. Each contribution to the total noise can be identified every 1/3 octave bands. These results are confirmed by the boundary element method based on vibrational mode shapes and sound source.

Key Words: Noise, Computer Aided Test, Boundary Element Method, Structure-borne Sound, Airborne Sound, Principal Component Analysis, Estimation of Force, Frequency Response Function, Contribution

1. 緒 言

工業技術の急速な進歩により開発される製品は飛躍的に高性能化が進み、それに伴い低振動・低騒音に対する要求も高まっている。工作機械、自動車から家電製品に至るまで低騒音であることがその評価を決める重要な因子となっている。機械構造物の実稼働中の騒音は、振動源から振動が伝ばして発生する固体伝ば音と音源から直接空气中に放射される空気伝ば音の2種に分類でき、全騒音はそれぞれの足し合せとなっている。全騒音に対する個々の騒音源の寄与を明確にし、寄与率の大きなものから対策を施すのが効果的である。

従来、加振器とスピーカを内蔵した遮音箱に対して加振器の取付点や加振器自体により加振して伝達関数を測定し、固体伝ば音の音圧を推定したり^{(1)~(3)}、複数の固体伝ば音の影響を信号処理により分離している研究⁽⁴⁾や振動源付近の加速度と評価点の音圧の伝達関数と実稼働中の加速度応答から音圧を予測すること⁽⁵⁾が行われている。しかし、実際の機械構造物では複数の

の振動源や音源が混在したり、一つの振動源が複数のマウントで本体に支持されるといった複雑な場合が多く、個々の騒音源の位置や数を既知としたこれらの解析の適用は難しいという問題点があった。

そこで、本論文では加速度と音圧を用いた主成分分析により評価点における独立した振動源・音源の数を同定し、[加速度/力]の伝達関数および同時駆動中の加速度応答から振動源が発生している力を同定し、その力と[評価点の音圧/力]の伝達関数を用いて全騒音から固体伝ば音を分離して空気伝ば音を推定し、全騒音におけるそれぞれの寄与率を周波数域ごとに求める。

二つの振動源と一つの音源を有する板モデルにおいて主成分分析によりいろいろな場合の入力状況から振動源と音源の数が判定できることを確かめる⁽⁶⁾。また、本手法により求まる各騒音源の寄与率が振動モードと音源から境界要素法により予測される音圧分布と対応することを示す。さらに、工作機械のような内部に振動源・音源がある複雑な構造のL形モデルにおいても本手法が適用できることを確認する。

2. 主成分分析による騒音源の同定

実稼働中の機械構造物から得られる加速度や音圧等

* 原稿受付 1994年11月15日。

^{*1} 正員, 中央大学大学院 (〒112 東京都文京区春日 1-13-27)。^{*2} 中央大学大学院。^{*3} 中央大学理工学部。

の応答データを主成分分析することで、それぞれの応答に対する独立した入力源の数が推定できる。ここでは、簡単な板モデルに対し入力の種類と数が正しく同定できることを示す。

多入力多出力系において測定した応答の自己および相互パワー・スペクトルから構成される行列 G_{XX} 、推定される応答の固有値を G_{FF} 、固有ベクトル A とすると各周波数において、

$$[G_{XX}] = [A][G_{FF}][A]^h \quad \dots\dots\dots (1)$$

となる。ただし、 h は共役複素転置を表す。このパワー・スペクトル行列の固有値解析を主成分分析と呼び推定される応答の固有値 G_{FF} を主対角パワー・スペクトルという⁽⁷⁾。多入力多出力系において実在する入力の数を知るには、 p 個の測定データより p 行 p 列のパワー・スペクトル行列から得られた p 個の固有値の中で他に比べて十分に小さいと判断できる固有値の数を q とすると $(p-q)$ 個が実在する独立した入力の数であると判断できる。また、振動源と音源の2種を入力にもつ場合、音圧により構造物が加振されないと仮定すると、加速度の主成分分析から振動源の数、音圧の主成分分析から振動源を含んだ音源の数が予測できる。

図1に示す板モデルは縦横 450×300 mm、厚さ 5 mm のアクリル板で四隅をゴムひもでつり非拘束な状態にし、力センサを介して加振器を2台取付け振動源とし、スピーカをアクリル板の近くに配置し音源とし、それぞれが独立した騒音源となる。加振器は厚いアクリル板とスポンジで囲み、それ自身から生じる音を取除きアクリル板から固体伝ば音、スピーカから空気伝ば音を発生する。加速度計は図1の任意に選んだ5箇所に固定し、マイクロフォンはアクリル板より上面 250 mm に直線上の5箇所に配置する。スピーカの

図1 アクリル板モデルの実験セットアップ

性能から 100 Hz 以下を除いた 400 Hz までの周波数範囲で測定する。

振動源が二つ、音源が一つとして加振器2台とスピーカにそれぞれ相関のない入力により駆動した場合、応答が加速度のときは図2(a)に示すように各周波数で二つの大きな固有値があり、100~400 Hz に独立した振動源は二つであることがわかる。ただし、各周波数ごとに求めた固有値を結び大きい順に第1固有値、第2固有値、…、第5固有値を表している。応答が音圧のときは図2(b)に示すように各周波数で三つの大き

(a) 加速度(入力源三つ)

(b) 音圧(入力源三つ)

(c) 音圧(入力源一つ)

図2 主対角パワー・スペクトル

な固有値があり、騒音源は三つであることがわかる。図2(a)と(b)を比較することで、三つの騒音源のうち二つが振動源による固体伝ば音であり、残りの一つが振動によらない音源からの空気伝ば音であるといえる。

一つの振動源が2箇所のマウントで本体であるアクリル板に支持され、しかも音源でもある状況は、加振器2台とスピーカを同じ信号により駆動することに相当し、応答が音圧のときは図2(c)に示すように各周波数で一つの大きな固有値が顕著となる。一つの入力源であれば騒音源は一つと同定されることがわかる。

入力源の数と加速度および音圧による主成分分析をまとめると表1で、加振器1、加振器2およびスピーカの各項目に書かれているA、B、Cは入力信号のタイプを表す。例えば、加振器1とスピーカがAで加振器2がBの場合、加振器1とスピーカに相関のある信号を入力したことを示し、“—”は信号の入力がない、つまり装置を停止させている状態を表す。この表より、加速度による固有値の数が固体伝ば音を発生する振動源の数を示すことがわかる。また、加速度による固有値の数 r と音圧による固有値の数 s が異なる場合、必ず音圧による固有値の数 s が多く加速度による固有値の数 r を引くことにより $(s-r)$ 個の振動によらない独立した音源を有することがわかる。以上から構造物の任意の位置で加速度と音圧を用いた主成分分析を行うことで独立した固体伝ば音の数と空気伝ば音の数が同定できることが確かめられた。

3. 伝達関数を用いた騒音発生メカニズムの解明

3・1 振動源により生じる力の同定 主成分分析により振動源・音源の数が明確になったので、次に全騒音に対してそれぞれがどれくらいの割合で寄与しているかを求める。

2章から求められた m 個の振動源の力 F と n 個の音源の音圧 P が存在する場合、振動源と音源が互

表1 入力源の数と加速度および音圧による主成分分析(P. C. A.)

No. of Input	Exciter 1	Exciter 2	Speaker	No. of source by P.C.A.	
				Struc. borne	Air borne
1	A	—	—	1	1
1	—	A	—	1	1
1	—	—	A	0	1
2	A	B	—	2	2
2	A	—	B	1	2
3	A	B	C	2	3
1	A	A	—	1	1
1	A	—	A	1	1
1	A	A	A	1	1
2	A	A	B	1	2
2	A	B	A	2	2

いに線形独立であるならば、 i 点において測定される加速度 $X_i(\omega)$ と l 点において測定される音圧 $Y_l(\omega)$ は次のように表せる。

$$X_i(\omega) = \sum_{j=1}^m H_{ij}^{vv} \cdot F_j(\omega) + \sum_{k=1}^n H_{ik}^{va} \cdot P_k(\omega) \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$Y_l(\omega) = \sum_{j=1}^m H_{lj}^{av} \cdot F_j(\omega) + \sum_{k=1}^n H_{lk}^{aa} \cdot P_k(\omega) \\ = Y^v(\omega) + Y^a(\omega) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、

H_{ij}^{vv} : F_j と X_i 間の伝達関数

H_{ik}^{va} : P_k と X_i 間の伝達関数

H_{lj}^{av} : F_j と Y_l 間の伝達関数

H_{lk}^{aa} : P_k と Y_l 間の伝達関数

ただし、上付添字 v は振動、 a は音圧を意味する。音圧によって生じる加速度が振動によって生じる加速度に比べ無視できるほど十分小さいと仮定すると、式(2)は次式のように近似できる。

$$X_i(\omega) \approx \sum_{j=1}^m H_{ij}^{vv} \cdot F_j(\omega) \quad \dots\dots\dots (4)$$

式(4)においてあらかじめ各振動源から構造への伝達経路であるマウント部をインパクト・ハンマや加振器等で加振して H_{ij}^{vv} が測定されていて、測定点の数 t が入力の数 m より多ければ実稼働中の応答 $\{X(\omega)\}$ より振動源から発生している力 $\{F(\omega)\}$ は最小二乗法によって次式のように同定できる。

$$\{X(\omega)\} = [H^{vv}]_{t \times m} \{F(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\{F(\omega)\} = ([H^{vv}]^h [H^{vv}])^{-1} [H^{vv}]^h \{X(\omega)\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

3・2 実稼働中の固体伝ば音と空気伝ば音の推定

3・1節の $\{F(\omega)\}$ とあらかじめ測定しておいた H_{ij}^{av} を用いて各振動源の固体伝ば音の和 $Y^v(\omega)$ を求め、式(3)の全騒音 $Y_l(\omega)$ から引くことで空気伝ば音の和 $Y^a(\omega)$ が求まる。

2章と同様にアクリル板に力センサを介して加振器を2台取付け、スピーカをアクリル板の近くに配置し入力信号は加振器1、加振器2およびスピーカで無相関で再現性のある疑似ランダム波を用いて実験を行う。振動源と音源から発生する音圧は線形独立が成り立ち、また、スピーカの音圧によって振動が励起されないのを実験により確認している。

主成分分析により推定された振動源の数より多い4点の加速度応答を用いて力の同定の精度向上を図る。加振器1および加振器2により図3に示すような八つの[加速度/力]と二つの[評価点の音圧/力]の伝達関数を測定する。ただし、評価点はアクリル板より上面375 mmとする。独立した信号により加振器1、加

振器 2 およびスピーカを同時に駆動したときの加速度応答とあらかじめ測定しておいた [加速度/力] の伝達関数から式 (6) を用いて力を算出し、実際に力センサで測定された値と比較するとよく一致することが確かめられた。

加振器 1 と加振器 2 の同定した力と [評価点の音圧/力] の伝達関数を用いて全騒音から同時駆動中の固体

図 3 アクリル板の伝達関数(駆動点加速度/加振器 1)

(a) 加振器 1

(b) 加振器 2

(c) スピーカ

図 4 音圧の推定値と測定値(アクリル板)

伝ば音を求めると、図 4 (a), (b) に示すように加振器 1 と加振器 2 をそれぞれ単独に駆動した場合に生じる評価点での音圧の測定値とよく一致し、推定が正しいことがわかる。ここで、周波数に関して一般によく用いられる 1/3 オクターブ表示とした。また、同時駆動中の評価点の全騒音から加振器 1 と加振器 2 によって生じる固体伝ば音の推定値を引きスピーカからの空気伝ば音を求めると、図 4 (c) に示すようにスピーカ単独で駆動した場合に生じる音圧の測定値とほぼ一致する。

3・3 各騒音源の寄与率の推定 3・2 節で実験により推定された加振器 1 および加振器 2 から発生する固体伝ば音とスピーカから発生する空気伝ば音の全騒音に対する寄与率を 1/3 オクターブ表示したのが図 5 (a) で周波数域ごとに変化するのがわかる。このように全騒音に対するそれぞれの寄与率が求まれば、問題となる周波数で寄与の大きい騒音源から対策を施すことができる。

加振器 1, 加振器 2 およびスピーカに同じランダム波を入力し完全相関のある場合についてもそれぞれの音圧の推定値は単独で駆動した場合に生じる音圧の測定値とよく一致し、推定が正しく行える。また、全騒音

(a) 入力源三つ

(b) 入力源一つ

図 5 全騒音に対する各騒音源の寄与率

に対するそれぞれの寄与率は図5(b)となり、一つの振動する機器が2箇所のマウントで本体に支持され、さらに空気伝ば音も放射するような状況においても寄与率が求まる。

一方、アクリル板の振動状況が実験または解析により求めれば、そこから放射する固体伝ば音は境界要素法により予測できる。ここで、図3の伝達関数のピークである134 Hzと280 Hzの振動モードを有限要素法により求めると図6(a)、(b)となり、測定された振動モードと同様な結果を得る。アクリル板と平行で実験における音圧の評価点を含む観測面を設け、有限要素法により求めた振動モードから音圧分布を境界要素法によりそれぞれ計算すると図7(a)、(b)となる。実験のスピーカと同様な位置に周波数にかかわらず一定な音圧の点音源を設定すると、図7(c)のように観測面で音源から一様に広がる音圧分布を得る。

振動モードから発生する固体伝ば音と音源から発生

図6 アクリル板の振動モード

図7 アクリル板および音源からの放射音

する空気伝ば音の両方の足し合せによる観測面の音圧分布は図7(c)、(d)となる。図6(a)134 Hzの振動モードから加振器1は加振器2より節に近いので寄与は小さく、図7(a)、(c)からスピーカによる空気伝ば音の影響が支配的であり、図5(a)の各騒音源の寄与率と一致した傾向を示している。また、図6(b)280 Hzの振動モードから二つの加振器の寄与が同程度であり、図7(b)、(d)からスピーカの影響が小さく、図5(a)の寄与率と同様であるのが確認できる。

図8 L形モデルの実験セットアップ

図9 全騒音に対する各騒音源の寄与率

図10 L形モデルの振動モード(300 Hz)

図 11 L 形モデルからの放射音

4. 複雑なモデルへの適用

一般の工作機械のような複雑な構造物に対しても本手法が有効であることを図 8 に示す L 形モデルにより確認する。L 字形鋼製の箱は片側が開口、他方が中央に 1 辺 50 mm の正方形の穴が開いており、内部に加振器 2 台を入れた小箱とスピーカを取付けた振動しない板がある。加振器は 3 章と同様に覆いをつけ遮音し、小箱と力センサを介して小箱上部の板を加振するように結合している。加振により小箱から固体伝ば音、スピーカから空気伝ば音が生じる。入力信号は無相関で再現性のある疑似ランダムを用い、加速度計とマイクロフォンを図 8 のように配置し応答を測定する。

加振器 1、加振器 2 およびスピーカを独立に駆動した場合、2 章と同様に加速度と音圧を用いた主成分分析により二つの振動源と一つの振動によらない音源があることを推定できた。[加速度/力] の伝達関数と同時駆動中の加速度応答から各振動源の力を同定し、[評価点の音圧/力] の伝達関数と同時駆動中の音圧から振動源・音源のそれぞれから発生している音圧を推定する。全騒音に対する各騒音源の寄与率を求めると図 9 となる。

加振器を入れた二つの小箱以外を剛壁として有限要素法により 300 Hz 付近の振動モードを算出すると図 10 となる。ただし、小箱の振動モードを観察しやすいように水平面で切断している。同様に、地上 200 mm の位置に評価点を含む水平な観測面を設け、振動モードから境界要素法により放射音の音圧分布を求めると図 11(a)となる。さらに、実験と同様に点音源も L 形モデル内部に設定し、音圧分布を求めると図 11(b)となる。L 形モデルのように複雑な構造の場合、振動源・音源と内部の形状から決まる音響モードの影響により図 11(a)、(b)の外部の音圧分布を比較しただけでは

内部の状況は予測できない。したがって、本手法により各騒音源の数と寄与率を明確にすることが必要といえる。

5. 結 論

(1) 応答に加速度と音圧を用いた主成分分析により振動による騒音源の数と振動によらない独立した騒音源の数の同定が正しく行えることを確かめた。

(2) 各振動源の本体と結合するマウント部をそれぞれ加振実験し、得られた [加速度/力] の伝達関数と機械の実稼働中の加速度応答から各振動源の力を同定し、あらかじめ測定しておいた [評価点の音圧/力] の伝達関数と実稼働中の音圧から固体伝ば音と空気伝ば音を正しく推定した。

(3) 板モデルの評価点において二つの固体伝ば音と一つの空気伝ば音のそれぞれの寄与率を周波数域ごとに求め、振動モードと音源から境界要素法により計算した音圧分布との対応を図った。

(4) 箱などで覆われた複雑な構造物においても、本手法により固体伝ば音と空気伝ば音の推定が行え、全騒音に対する各騒音源の寄与率を求めることができた。

文 献

- (1) 大石・大野, 機論, 55-518, C(1989), 2534.
- (2) 大石・大野, 機論, 57-537, C(1991), 1506.
- (3) 大石・大野, 機論, 58-549, C(1992), 1411.
- (4) Vis, D. De. and Hendricx, W., ほか 1 名, *Proc. 17th Int. Seminar on Modal Analysis*, (1992), 1391.
- (5) Linden, P. J. G. van der and Fun, J. K., *Inter-Noise 93*, (1993), 69.
- (6) 金子・大久保, 機講論, No. 940-10, I(1994-3), 444.
- (7) Otte, D., Hermanski, M., Leuridan, J. and Ostholt, H., *Proc. 15th Int. Seminar on Modal Analysis*, (1990), 1365.