実験データに基づく音響感度解析法の 開発とその適用*

大久保 信行** 増 田 克 己***

Development of Acoustic Sensitivity Analysis Based on
Experimental Data and its Applications

Nobuyuki OKUBO and Katsumi MASUDA

The experimental modal analysis is widely utilized in dynamic design of machines to meet the requirement for less vibration and noise, and further the sensitivity analysis is newly adopted to find the appropriate points to reduce the vibration due to structural modification for better dynamics. On the contrary, concerning about the noise induced by the vibration, the present analysis consists of two steps: after the vibrational sensitivity analysis, the noise may be predicted through coefficient of sound radiation, for instance, which yields rather time consuming and inaccuracy. This paper describes the development of a new acoustic sensitivity analysis, which is directly based on the result of acoustic modal analysis when measuring the sound with a microphone against the excitation force. This analysis can provide very useful informations on which parts of the structure should be modified in order to reduce the noise with easy-use and enough accuracy. A simple plate structure and a complex automobile engine are used to confirm the effectiveness of the acoustic sensitivity analysis developed.

Key words: acoustic modal analysis, acoustic sensitivity, structural modification

1. は じ め に

最近の機械は単に高性能、高精度のみ追及して設計されるだけでなく、人間にとってより快適な状態で稼動するよう、具体的には低振動、低騒音化が重要な観点となってきた。

このため、振動に関しては実験的なモーダル解析が広く普及し、さらにはそのデータに基づき、機械のどの部分を構造変更すれば効率よく振動が低下できるかを予測する感度解析が大きな成果をあげている¹⁾。

一方、振動から発生する騒音に関しては、単に構造のある点の振動が小さくなれば騒音が低下するという訳にはいかず、多くの試行錯誤が必要とされている。解析手法としても、いったん振動に関する感度解析を行い、次に予測された振動からどのような騒音が発生するかを音響放射係数等により計算するため、複雑な手順となり、高い予測精度も期待できなかった²⁾。

そこで、本論文では振動から発生する騒音を直接に

測定する音響モーダル解析（構造物に加振力を与え、その応答としての音圧をマイクロホンで計測する）の実験データに基づき、構造のどの部分を変更すれば騒音がどのように変化するかを予測する簡便で、実用的な音響感度解析法の開発について述べる。

さらに、この解析法を簡単な板構造物、複雑な自動車エンジンブロックに適用した結果についても触れる。

2. 音響モーダル解析

本論文で新しく提案する音響感度解析について述べる前に、その基本となる音響モーダル解析について概説する。

構造物の i 点を加振した際、構造物から適当な距離におかれたマイクロホンで計測される音圧 p と加振力 F_i との間の周波数応答関数、 H_i （ここでは音響伝達関数と呼ぶ）は次式のように表せる。

$$H_i(\omega) = \frac{p}{F_i} = \frac{\rho \omega^2}{2\pi} \sum_{r=1}^n \left\{ \frac{\phi_{ir}\psi_r}{j\omega - \lambda_r} + \frac{\phi_{ir}^*\psi_r^*}{j\omega - \lambda_r^*} \right\} \quad (1)$$

ここで、

$$\psi_r = \sum_{k=1}^m \phi_{kr} \Delta S_k \exp \frac{(-jxR_k)}{R_k}$$

* 原稿受付 平成元年5月31日。1989年度精密工学会春季大会学術講演会（平成元年3月22日）にて発表

** 正 会 員 中央大学理工学部（東京都文京区春日1-13-27）

*** 学生会員 中央大学大学院

ポール： $\lambda_r = -\sigma_r + j\omega_r$

ただし、 ρ ：空気密度、 x ：波数、 ω_r ： r 次固有角振動数、 σ_r ： r 次減衰係数、 ϕ_{ir} ： r 次振動モードの i 点成分、 ΔS_k ：測定点 k の等価面積、 R_k ：測定点 k からマイクロホンまでの距離、 n ：振動モード総数、 m ：測定点総数、 $*$ は共役項を表す。

ここでは、各測定点とその等価面積をもつ独立した近接音源であるとの仮定に基づいている³⁾。

通常の加振力-変位間の伝達関数では、式(1)中の分子の項が加振点と応答点の振動モード成分の積に相当するのに対し、振動モードの加振点成分と全測定点の音源としての寄与との積となる点異なる。したがって、ハンマにより構造物の各測定点をたたきまわる加振点移動による音響モード解析の際には、この音源としての寄与の項は一定であるので、測定された各音響伝達関数から振動モードも求められることが分かる。

3. 音響感度解析法

振動に関する伝達関数を測定点における質量、剛性により偏分することによって感度解析が行えるのと同様、音響伝達関数、式(1)を以下のように偏分することにより音響感度が求まる。

いま、構造の i 点に加振力が加わる際の騒音が問題であるとする、音響伝達関数、 H_i を測定点 a における構造パラメータ、 P_a （質量あるいは剛性）により偏分し、

$$\frac{\partial H_i}{\partial P_a} = -\frac{\rho\omega^2}{2\pi} \sum_{r=1}^n \left\{ \frac{1}{j\omega - \lambda_r} \frac{\partial Q_{ir}}{\partial P_a} + \frac{Q_{ir}}{(j\omega - \lambda_r)^2} \frac{\partial \lambda_r}{\partial P_a} + \frac{1}{j\omega - \lambda_r^*} \frac{\partial Q_{ir}^*}{\partial P_a} + \frac{Q_{ir}^*}{(j\omega - \lambda_r)^2} \frac{\partial \lambda_r^*}{\partial P_a} \right\} \quad (2)$$

ここで、音響レジデュ： $Q_{ir} = \phi_{ir}\psi_r$ と求まる。

さらに、式(2)右辺の中での偏分の項は構造パラメータとして a 点における質量 M_a を考慮した場合には、

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial Q_{ir}}{\partial M_a} = \sum_{k=1}^m \left[-2\lambda_r S_{r,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{r,ki} \right. \\ \left. - \sum_{l=1}^n \frac{\lambda_r^2}{\lambda_r - \lambda_l} \left\{ S_{r,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{l,ki} \right. \right. \\ \left. \left. + S_{l,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{r,ki} \right\} \right. \\ \left. - \sum_{l=1}^n \frac{\lambda_r^2}{\lambda_r - \lambda_l^*} \left\{ S_{r,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{l^*,ki} \right. \right. \\ \left. \left. + S_{l^*,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{r,ki} \right\} \right] \Delta S_k \exp\left(\frac{-jxR_k}{R_k}\right) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Fig. 1 Flow chart of acoustic sensitivity analysis

$$\frac{\partial \lambda_r}{\partial M_a} = -\lambda_r^2 S_{r,ii}^{-1} \sum_{k=1}^m S_{r,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{r,ki}$$

ここで、振動レジデュ： $S_{r,ik} = \phi_{ir}\phi_{kr}$ となり、式中 $\partial[M_{kk}]/\partial M_a$ は、

$$\begin{aligned} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} &= 1 \quad (a=k) \\ &= 0 \quad (a \neq k) \end{aligned}$$

この式により、各測定点の質量を変更した際の音響伝達関数の値の変化が予測でき、ある固有振動数に着目すれば、構造のどの点の質量を変更すれば大きな騒音低下が期待できるかがわかる音響マップが作成できる。剛性に関しても同様な式が導ける。

以上の手法の手順をまとめてみると図1のようになる。まず、マイクロホンを適切な位置に固定し、構造物の各測定点をハンマでたたき、音響伝達関数を測定する。式(1)をみてわかるように、固有振動数、減衰係数（式中の分母にあたる）に関しては通常のカーブフィットをそのまま流用すれば求められる。

振動モードに関しては、前述した理由により各音響伝達関数間の比を計算することにより求められる。

音響感度を計算するためには、まず各測定点における等価面積とマイクロホンとの距離を与え、次にどの測定点に加振力が加わった際の騒音を評価するかを指定する。さらに対象とする固有振動数を与え、その音響伝達関数のピークに関して各測定点の質量に対する音響感度が計算され、感度マップとして表現される。

4. Tプレートへの適用

前述の音響感度解析法を図2のような簡単な板構造

Fig. 2 Measurement set up for T-plate

Fig. 3 Typical acoustic frequency response function before and after mass modification

物, T プレート (重さ: 45 N, 厚さ 10, 幅 260, 長さ 340 mm の 2 枚の板を溶接したもの) に適用してみよう。ここでは, マイクロホン各測定点から発生する音の寄与を適切にとらえるために板の表面から 20 cm, 下面から 24 cm の高さとした。

まず, 各測定点 (総数 48) をハンマにより加振し, その際の音響伝達関数を計測した。図 3 中破線に代表的な測定結果を示す。なお, 図には示さないが, 加速度計を用いた通常の伝達関数と比較すると, 同一の固有振動数において音響伝達関数もピークをもち, ハンマによる加振のみが騒音発生原因であることがわかっている。

さて, 前述したようにこの測定により振動モードも求められ, 図 4 には通常の加速度計を用いて測定された振動モード (右段) との比較を示し, 振動モード間の相関を表す MAC 値も 0.9 程度と高く, 良好な一致が得られていることを確認した。

次に質量に対する音響感度解析を行うにあたり, どの固有振動数に注目すればよいかの目安として図 5 に示すように測定された全音響伝達関数を足し合わせた。これにより, 騒音として問題となるものは, まずモード 4, 次にモード 6, 8 であることが推測される。

Fig. 4 Measured mode shapes via acoustic modal analysis

Fig. 5 Cumulative acoustic frequency response function

これらのデータに基づき, T プレートの 1 か所に加振力が加わった際, 対象のモードにおける音響伝達関数のピークが, 構造の各測定点における単位質量によりどれだけ変化するか感度を予測し, 表現したものが図 6 上段の感度マップである。ここで, 黒い部分が感度の高い場所を示し, その箇所の質量変更を行うと大きく音響伝達関数のピーク値が変化することを意味している。

なお, この計算の際には各測定点での等価面積およびマイクロホンとの距離が必要となり, 図 2 中の分割

Fig. 6 Predicted and measured acoustic sensitivity map for T-plate

Fig. 7 Measurement set up for 4 cylinder automobile engine block

された1板要素の面積および測定点からマイクロホンまでの最短距離（板の裏側の水平面からは垂直の板をまわりこむように）が用いられた。

一方、この感度予測が正しく行われたかを確認するために実際にTプレートに1.5 Nのおもりを各測定点に順次取り付け、その際の音響伝達関数の変化を測定した。図3の実線は垂直板右最上部におもりを取り付けた場合の結果である。この図から構造変更前後の変化量（図中の ΔH ）がわかり、それらをマップとして表現したものが図6下段である。

この図をみてわかるように、対象とするモード4, 6および8において良い一致がみられ、本論文で提唱す

Fig. 8 Typical acoustic frequency response function before and after mass modification

Fig. 9 Cumulative acoustic frequency response function

る音響感度解析法が有効であることがわかった。

5. エンジンブロックへの適用

最後に複雑な構造物として図7に示す自動車用4気筒エンジンブロックをとりあげ、音響感度解析法を適

Fig. 10 Predicted and measured acoustic sensitivity map for engine block

用した。図8にはマイクロホンを水平面から30 cm, ブロック前壁から20 cm 離れた位置に固定した際の代表的な音響伝達関数を破線で示す。

次に, 測定された全音響伝達関数の総和を図9に示す。これによると, モード2(振動モードはエンジンブロック長手方向の1次曲げ)および6(長手方向上部と下部がそれぞれ逆位相の1次曲げ)が騒音に大きく寄与するものと考えられる。

そこで, これらのデータに基づき質量感度マップを計算し, 図10上段に示す。ただし, 各測定点の等価面積はエンジンブロック側面の概略面積を測定点数で割った値を用いた。

一方, 実際に4 Nのおもりを各測定点に順次接着剤で取り付け, その都度音響伝達関数を測定した。図8中の実線は, このおもりをエンジンブロック側面中央上部(マイクロホンの正面)に取り付けた際の音響伝達関数で, おもりなしの破線に比べ変化している。ここで対象のモードに関してのピークの変化量は図中の ΔH のように求まる。これと同様な ΔH の観察を, 各測定点におもりを付け替えた際の音響伝達関数の変

化から読み取り, その値の大(音響感度が大)小(小)を図示したものが図10下段である。

音響感度解析による予測が良好であったことがわかり, 例えばエンジン下部ミッション取付け部の質量が変化すると音響伝達関数のモード2のピークは大きく変化する等, 設計に大きく役立つ情報が得られることがわかる。

6. 結 論

- (1) 構造物を加振し, その応答として音圧をマイクロホンで検出することにより算出される音響伝達関数を用いた音響モード解析により, 振動モードも適

切に求まることを確認した。

- (2) このようにして求められた音響伝達関数から直接に, 構造のどの部分を変更(質量あるいは剛性)すれば音響伝達関数のピークが大きく変化するかという音響感度を計算する手法を提案した。
- (3) この音響感度解析法を簡単な板構造物および複雑な自動車エンジンブロックに適用し, 有効な手法であることがわかった。

おわりに, 本研究にご協力頂いた鈴木自動車工業(株)に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 大久保信行, 中島睦夫: センシティブィティアナリシスを用いた機械構造物の動特性改善に関する研究, 精密工学会誌, **52**, 7 (1986) 1258.
- 2) D. K. Young & M. W. Tretheway: Surface Intensity Measurements for the Prediction of Sound Radiation from Structural Modifications, Proc. 3rd IMAC, (1985) 645.
- 3) 江嶋聞夫: アコースティックモードアナリシス, 小松技報, **30**, 2 (1984) XV 1.