

報 文

放射音に及ぼす低周波振動モードの影響に関する基礎研究

浜松職業訓練短期大学校 池本和夫

Fundamental Investigation on Influence of
Low Frequency Modes upon Sound Radiation

Kazuo Ikemoto

要 約 騒音の発生要因は多種多様であるが、最終的には製品表面のパネル構造の振動を介して放射されている。そこで、まず、パネル構造を対象とした1辺固定長方形鋼板を製作し、インパルスハンマを用いたランジェント加振法により、単位加振入力に対する振動加速度および放射音圧を示す周波数応答関数を計測した。つぎに、振動モードおよび放射音圧モードを解析し、固有振動数およびダンピングなどのモーダルパラメータを比較した。ここで、任意の受音点Aにおける音響放射特性を示す係数 σ_A を定義し、計測した周波数応答関数、および解析したモーダルパラメータにより推定した周波数応答関数のピーク値から σ_A を求めて比較した。さらに、振動平板を囲む半球面上において音響インテンシティを計測し、放射パワーを求めることにより音響放射率 σ を算出して σ_A と比較した。これらにより、単純な音の放射構造である長方形板について、放射音のオーバオール値に大きな影響を及ぼす低周波振動モードの寄与度を明確にできたので、効果的な騒音の低減が期待できる。

I はじめに

騒音の発生要因は多種多様であるが、最終的にはケーシングなど製品表面のパネル構造の振動を介して放射されている。それゆえに、騒音を放射する構造物の振動特性および音響放射特性を正しく予測する技術の確立が強く望まれ、幅広い分野で研究されている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。従来、騒音予測手法の成否は、音響放射率の導入精度に大きく依存しているとしても過言ではない。斎藤らは⁽⁴⁾、Maidanikら⁽⁵⁾によって報告されている長方形平板や曲面板の平均的な音響放射率計算式の精度を、残響室を用いた実験により確認している。しかし、平均音響放射率計算式では、共振モードの数が少ない低周波領域で個々のモードの影響を受けて誤差が大きくなっている。一方、江嶋らは⁽⁶⁾⁽⁷⁾、振動対策において広く実用化されているモード解析技術を音響解析へ適用拡大したアコースティックモーダルアナリシスによる新たな騒音予測手法

を紹介している。この手法では、音響放射率を使用していない。

そこで、モード解析技術を振動と放射音の両方の予測手法に適用し、従来の平均音響放射率計算式では充分な予測精度が得られなかった低周波振動モードの音響放射特性を実測値に基づいて推定することを試みた。それにより、単純な音の放射構造である長方形板について、任意の受音点における音響放射特性を表す係数を定義し、放射音のオーバオール値に大きく影響すると考えられる低周波振動モードの寄与度を分析した。

II 任意の受音点における音響放射特性の推定

加振された平板の音響放射特性は、空気中の音速と曲げ波の伝搬速度が一致する臨界周波数で大きく変化する。内部減衰の無い均質無限平板の場合、図1に示すように理論的には臨界周波数 f_c 以下では、音響放射率 σ が0となり、音が全く放射されないことになる⁽⁸⁾。実

際には平板の大きさが有限であり、板の形状や支持条件などにより固有のモードが生じることや、平板に内部減衰があることなどから、臨界周波数以下でも音が放射されることになる。

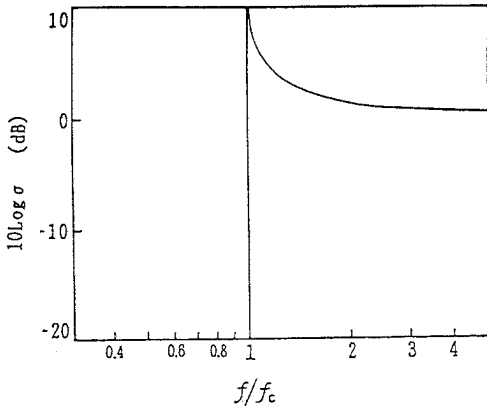


図1 均質無限平板の音響放射特性

1 音響放射率 σ の定義

音響放射率 σ は、振動平板から実際に放射される音響放射パワー W と、振動平板の速度振幅がすべて放射音に変換された場合のパワー W_0 との比を示し、式(1)で定義される⁽²⁾。

$$\sigma = \frac{W}{W_0} \tag{1}$$

ここで、 W_0 は、振動部分の面積 S およびその面外速度成分の二乗に依存し、式(2)で示される。

$$W_0 = \rho c \langle v^2 \rangle S \tag{2}$$

ここに、 ρ : 空気の密度、 c : 空気中の音速

ρc : 空気の固有音響インピーダンス

約15°Cの標準大気圧では、 $\rho c = 415 \text{ Pas/m}$

$\langle v^2 \rangle$: 振動平板の空間および時間平均二乗速度

2 振動平板からの音響放射

振動平板からの音響放射を、大きさが波長に比べて充分小さなピストン音源の集合体として扱う。一つのピストン音源が無限バツフル中に存在すると仮定し、体積速度 vdS の音源強度をもつモノポール音源に置き換えると、微小要素 dS から距離 r の位置の音圧 p_r は、式(3)で表される。

$$p_r = \frac{j\rho ck}{2\pi r} v e^{-jkr} dS \tag{3}$$

ここに、 k : 音の波数

また、振動平板の面上に有限個のピストン音源が存在する離散的な音響放射モデルを想定すると、受音点 A における振動平板からの放射音圧 P_A は、式(4)で求められる⁽⁷⁾。

$$P_A = \sum_{i=1}^N \frac{j\rho ck}{2\pi r_i} v_i e^{-jkr_i} dS \tag{4}$$

ここに、 N : 音源の個数

v_i : i 番目の音源の振動速度

r_i : i 番目の音源の受音点までの距離

3 受音点における音響放射特性を表す係数 σ_A の定義
振動平板への入力から放射音圧の発生までの過程を、以下の二段階に分けて、任意の受音点における音響放射特性を推定する。

モデルへの入力 → モデルの振動 → 放射音圧

振動平板を適当な数の構成要素に分割すると、各要素における単位加振入力に対する振動速度を示す周波数応答関数 H_{mi} は、式(5)で示される。

$$H_{mi} = \frac{\alpha_i}{j\omega F_m} \tag{5}$$

ここに、

α_i : 振動平板の構成要素 i における振動加速度

F_m : 振動平板への加振入力 (加振点 m)

H_{mi} を各構成要素について求め、振動平板全体にわたり二乗平均することにより、単位加振入力に対する $\langle v^2 \rangle$ を示す $\langle H_{vv} \rangle$ を得る。

一方、受音点 A において、単位加振入力に対する放射音圧を示す周波数応答関数 H_{mA} は、式(6)で表される。

$$H_{mA} = \sum_{i=1}^N \frac{j\rho ck}{2\pi r_i} H_{mi} e^{-jkr_i} dS \tag{6}$$

また、単位加振入力に対する、放射音圧 P_A のパワースペクトラムを $\langle H_{pp} \rangle$ で表す。ここで、単位加振入力に対する周波数応答関数 $\langle H_{pp} \rangle$ と $\langle H_{vv} \rangle$ の近似的関係として、受音点 A における音響放射特性を表す係数 σ_A を式(7)のように定義する。

$$\sigma_A = \frac{\langle H_{pp} \rangle S_{eff}}{\rho^2 c^2 \langle H_{vv} \rangle} \quad (7)$$

ここに、 S_{eff} は、受音点Aを含み振動平板を囲む半球面上の面積の、振動平板の面積に対する割合を示す。

III モード解析

モード解析では、加振実験で得られる周波数応答関数のスペクトラム曲線に適合するように、モーダルパラメータを実験的に抽出した。図2に、本報で採用したモード特性同定法の流れを示す。

本実験で使用した一辺固定長方形鋼板は、高さ600mm、幅400mm、厚さ5mmとし、底部に溶接付けされた支持板を電磁チャックに固定した。単位加振入力に対する振動および音圧を示す周波数応答関数は、トランジェント加振法により、振動および音圧の応答点を1点に固定し、加振点を移動させて計測した。図3に計測システムの概要を示す。

図4に、一辺固定長方形板について計測した振動モードと放射音圧モードの比較例を示す。また、固有振動数とダンピングを比較して表1に示す。

放射音圧を対象とした解析でも、振動を対象とした場合と同等のモーダルパラメータが抽出されているので、放射音圧と振動速度の間には式(7)の近似関係が成立すると推定できる。2つの解析手法で抽出したモーダルパラメータの差は、加速度ピックアップによるマスローディングや、励振エネルギーが小さいゆえに周波数応答関数のSN比が低下したことなどが影響として考えられる。

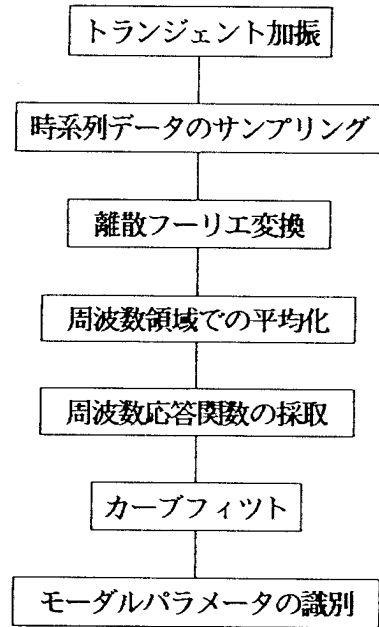


図2 モード特性同定法の手順

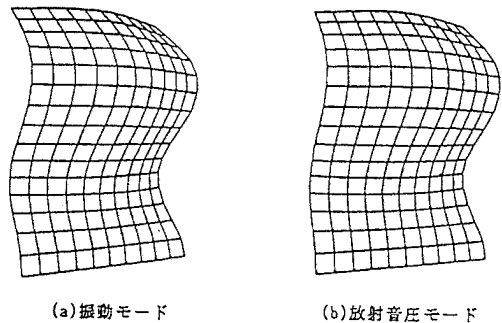


図4 モード解析の結果 (Mode No.6)

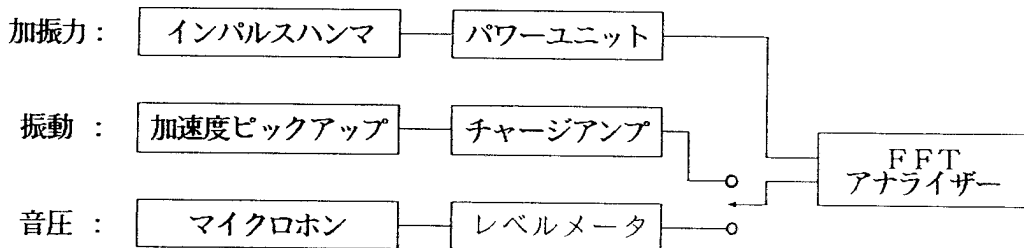


図3 計測システムの概要

表1 モーダルパラメータの比較

Mode No.	Natural Frequency (Hz)			Damping (%)		
	Vibration	Sound	Deviation (%)	Vibration	Sound	Deviation (%)
1	11.67	11.75	0.69	1.397	1.464	4.8
2	39.66	39.52	0.35	0.612	0.571	7.2
3	72.28	72.84	0.77	0.733	0.703	4.3
4	133.4	133.6	0.15	0.448	0.485	8.3
5	180.8	180.7	0.06	0.239	0.254	6.3
6	201.7	201.8	0.05	0.278	0.281	1.1
7	271.9	272.4	0.18	0.362	0.325	12.3
8	285.7	285.5	0.07	0.169	0.180	6.5
9	393.2	392.0	0.31	0.232	0.261	12.5
10	445.2	444.6	0.13	0.123	0.137	10.2

IV 低周波振動モードの放射音に及ぼす影響

1 σ_A の実験的推定

単位加振入力に対する振動加速度および放射音圧を示す周波数応答関数から、受音点の音響放射特性を示す σ_A を求める。

振動平板の各部分で計測した振動加速度レベルを平均して、図5(a)に示す。また、図5(b)は、振動平板からの距離250mm、高さ500mmの位置(受音点A)で計測した音圧スペクトルを示す。

これらの計測した周波数応答関数のピーク値から σ_A を求めて図6に示す。さらに、モード解析で抽出したモーダルパラメータにより振動加速度および音圧スペクトルを推定し、それらを用いて算出した σ_A も併記した。

図6から、Maidanikら¹⁵⁾による臨界周波数以下の平均的な音響放射率計算式と同様に、周波数の増加につれて σ_A が大きくなる傾向が見受けられるが、モード6の値はかなり小さく、モード3と9はかなり大きい値を示し、音響放射特性は各モードにより大きく異なることがわかる。したがって、受音点Aでは、モード9、3の振動成分が放射音に寄与する割合が大きく、モード6は放射音に及ぼす影響が小さいことが推定される。また、計測した周波数応答関数とモーダルパラメータにより推定

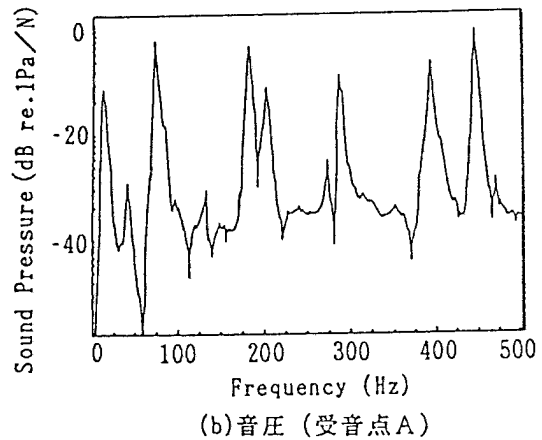
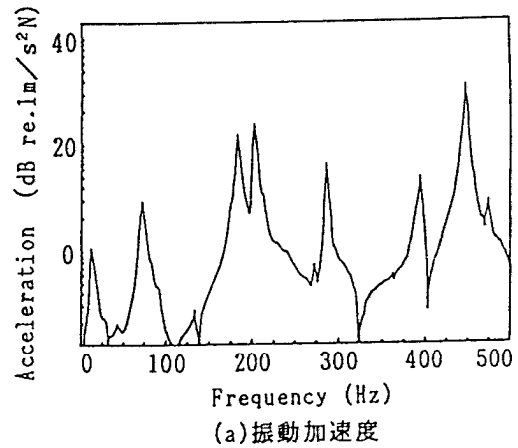


図5 周波数応答関数

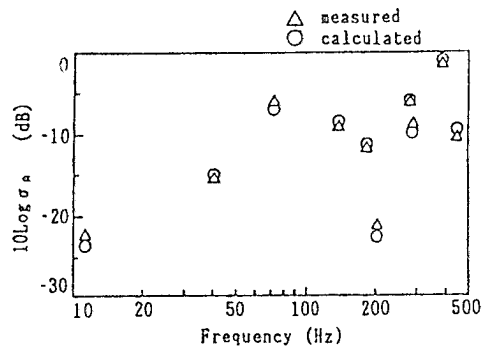


図6 受音点の音響放射特性 σ_A

した周波数応答関数から求めた σ_A の差は、2dB 以内でかなりよい一致が認められる。

2 σ と σ_A の比較

振動平板を囲む半球面上において音響インテンシティを計測し、放射パワーを求めることにより音響放射率 σ を算出して、 σ_A と比較した。図7に、各低周波モードについて、 σ_A と σ の差を比較して示す。

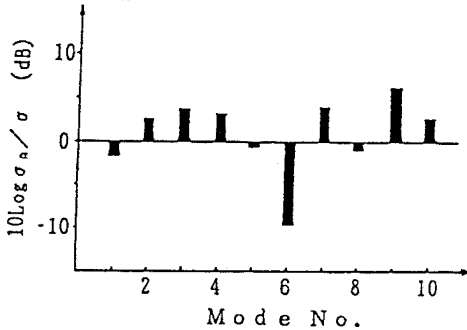
図7 σ と σ_A の比較

図7から、振動平板を囲む半球面上の平均的な音響放射率 σ に対して、受音点Aにおける σ_A が、モード6において約10dB小さく、モード9、7および3において約6~3dB大きいことがわかる。

以上より、受音点Aにおいては、振動平板のモード9、7および3の成分を優先的に抑制すれば、放射音のオーバオール値を効果的に低減できると考えられる。

V まとめ

従来の平均音響放射率計算式では、個々の共振モードの影響を強く受ける低周波領域において十分な精度が得られていないので、モード解析技術を放射音と振動の予測手法に適用し、受音点における音響放射特性を実測値に基づいて推定することを試みた。単純な音の放射構造である長方形板について得られた結果を要約して以下に示す。

- (a)係数 σ_A を定義し、任意の受音点における音響放射特性を、単位加振入力に対する振動加速度および放射音圧を示す周波数応答関数から推定した。
- (b) σ_A は、各振動モードにより異なり、放射音に対する寄与度を推定できる。
- (c)計測した周波数応答関数とモーダルパラメータにより推定した周波数応答関数から求めた σ_A は、2dB以内の一致を示した。
- (d)振動平板を囲む領域の平均的な音響放射率 σ に対し

て、 σ_A は受音点における音の放射特性を顕著に示すことができる。

- (e)放射音に対する寄与度の高い振動モードを優先的に抑制することにより、効果的な騒音の低減が期待できる。

集中的な質量を付加することにより長方形板の振動特性がどのように変化するかについては、既に定性的な解析結果を報告してあるので⁽⁸⁾、今後は、臨界周波数以下における長方形板の音響放射特性が、集中的な質量付加によりどのように変化するかを、振動特性の変化と対比しながら検討することを課題としたい。

[参考文献]

- (1) 小嶋直哉, 生駒勝啓, 福田基一: 振動板から放射される騒音の予測に関する研究, 日本機械学会論文集(C編), 46-411, 1980年, p1355-1363.
- (2) 久保田裕二: 集中質量を有するはりの音響放射効率, 日本機械学会論文集(C編), 56-528, 1990年, p2172-2178.
- (3) 倉田効市朗, 三宅和幸, 阿部淳平: 音響モーダル解析による吸排気系の脈動の予測, 自動車技術会論文集, 23-2, 1992年, p69-74.
- (4) 斎藤保夫, 水口文夫, 深津智, 松浦時治: 構造部材振動による音響放射, 三菱重工技法, 15-1, 1978年, p1-11.
- (5) Maidanik, G.: Response of Ribbed panels to Reverberant Acoustic Fields, J.Acoust.Soc.Am., 34-6, 1962, pp809-826.
- (6) 江嶋聞夫: アコースティックモーダルアナリシス, 小松技法, 30-2, 1984年, p1-10.
- (7) 江嶋聞夫, 石井哲, 村井秀児: 音響モード解析, 日本音響学会誌, 44-6, 1988年, p460-468.
- (8) 池本和夫: 要求固有振動数に対するマスマディフィケーションの予測に関する基礎的検討 (FEMによる場合), 日本機械学会講演論文集, 913-1, 1991年, p133-134.