

振動騒音における伝達関数による敏感度解析

Sensitivity Analysis Using Frequency Response Function
in NVH Analysis

漆 山 雄 太 * 野 口 久 智 *
Yuuta Urushiyama Hisanori Noguchi
飛 田 哲 夫 *
Tetsuo Tobita

要 旨

ここで紹介する敏感度解析は、従来困難とされていた実走時の振動問題、さらには音響問題にも適用可能な手法である。

従来の手法は実験的解析にしる、数値シミュレーションモデルであれ、完成車を構成する各コンポーネントレベルでの適用が限界であった。

それに対し、本手法は完成車全体をブラックボックスとして扱い、走行中の振動測定と加振実験より得られるデータを使って完成車の複雑な振動騒音現象に適用できる敏感度解析である。

数値シミュレーションモデルによる商品開発早期における解析と、試作段階における実験的解析手法に本手法を加え、効率的な開発が行なえるようになった。

ABSTRACT

A new sensitivity analysis has been developed to obtain valid results quickly for complex structures, and is presented in this paper. This method has many advantages due to the fact that experimentally acquired frequency responses functions are used directly without parameters (parameter estimation).

There is now a choice between this method and a detailed analysis including the development of analytical models. As a result, it has become possible to efficiently analyse a variety of phenomena and work out necessary remedies for them.

1. ま え が き

近年、自動車の快適性に対する要求はますます高くなっており、軽量化、高出力化といった相反する条件の中でいかに静粛な車室内空間を確保するかが大きな課題となっている。

この課題を克服するために、コンピュータを利用した解析手法も数多く開発されている。

特に設計段階での振動騒音の基本特性を決定する構造予測検討⁽¹⁾⁽²⁾、あるいは試作段階における数値モデルと実験データとの結合による寄与率解析⁽³⁾⁽⁴⁾などが実用化されつつある。

しかし、完成車とその振動騒音現象すべてをシ

ミュレーションモデルにより数値表現する事は、入力系の非線形性の扱い、構造と音場の境界条件設定など解決すべき問題が数多く残されているために難しい状況にある。したがって、いまだに実機における対策テスト、効果確認といった“実機テスト作業”に頼らざるを得ない。

一方、動的シミュレーションモデル構築の流れと別に、加振実験による測定データから構造体をブラックボックスとしてとらえ、伝達関数合成法により、構造変更後の変化予測を行う試み⁽⁵⁾⁽⁶⁾も行われている。

今回、伝達関数合成法の応用により実走状態に

* 栃木研究所

おける振動騒音現象に対し容易に対策手法を見出す事が可能な敏感度解析手法を開発し、良好な結果を得たので、ここに報告する。

現在、この手法に基づくプログラムソフトを作成し、試作段階におけるさまざまな現象対策に活用している。

2. 直接敏感度解析

2.1. 理論概要

振動系における質量付加、剛性付加はそれぞれ図1、(1)式、及び図2、(2)式に示す伝達関数式で表される。

$$\tilde{H}_{ab} = H_{ab} - \frac{H_{ac} H_{cb}}{H_{cc} + 1/m} \quad (1)$$

$$\tilde{H}_{ab} = H_{ab} + \frac{(H_{ac}-H_{ad})(H_{cb}-H_{db})}{(H_{cc}+H_{cd})-(H_{dc}-H_{dd})-\omega^2/k} \quad (2)$$

ここで a : 応答点(モニター点)

b : 加振点

c, d : 変更点

m : 付加質量

k : 付加剛性

ω : 角周波数

H_{xy} : Y 点入力に対する X 点の加速度伝達関数

$\tilde{H}_{ab}$: m, k 変更後の H_{ab}

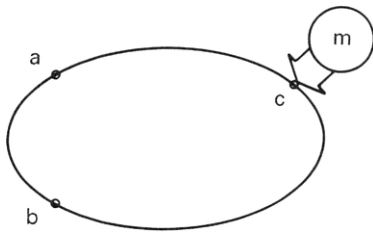


図1 質量付加の模式

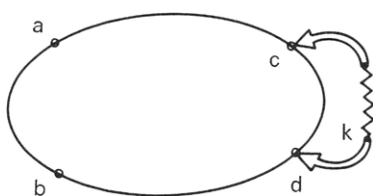


図2 剛性付加の模式

(1)、(2)式をそれぞれ m, k で微分すると、

$$\frac{\partial \tilde{H}_{ab}}{\partial m} = -H_{ac} H_{cb} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \tilde{H}_{ab}}{\partial k} = -(H_{ac}-H_{cb})(H_{cd}-H_{db})/\omega^2 \quad (4)$$

と現わす事が出来、敏感度としては H_{ab} で正規化した(5)、(6)式を用いる。

$$S_m = -\frac{H_{ac} H_{cb}}{H_{ab}} \quad (5)$$

$$S_m = -\frac{(H_{ac}-H_{cb})(H_{cd}-H_{db})}{H_{ab} \cdot \omega^2} \quad (6)$$

S_m : 質量敏感度

S_k : 剛性敏感度

ここで、この二式すべての加速度伝達関数には、添え字 a あるいは b が含まれている。このため相反定理が成立する線形系においては、a, b 二点の加振テストを実施することにより、(5)(6)式に必要なデータすべてを得ることが出来る。

2.2. 実機現象への適用

走行時の車室内振動騒音はエンジンの各マウント、あるいはサスペンション各ブッシュといった多点入力に対する応答現象である。

図3において b_1 から b_n までの n 点の入力 F_b に対する a 点の応答 A_a は、

$$A_a = \sum_{b=b_1}^{b_n} H_{ab} F_b \quad (7)$$

と表される。

(1)式を用い、質量付加後の応答 $\tilde{A}_a$ を求めると、

$$\tilde{A}_a = A_a - \frac{H_{ac} A_c}{H_{cc} + 1/m} \quad (8)$$

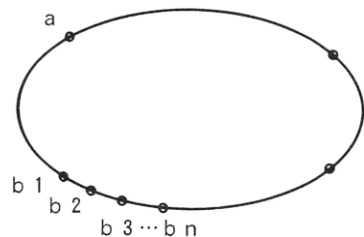


図3 n点入力に対する応答

となり、 m で微分すると、

$$\frac{\partial \tilde{A}_a}{\partial m} = -H_{ac} A_c \quad (9)$$

である。剛性付加後に対しても同様に求められ、
多点入力に対する敏感度は、

$$S_m = -H_{ac} A_c / A_a \quad (10)$$

$$S_k = -(H_{ac} - H_{ad})(A_c - A_d) / A_a \cdot \omega^2 \quad (11)$$

として得られる。

この二式による敏感度は入力点、入力レベルの同定を必要としない。すなわち、入力経路が明らかになっていない現象に対しても、各点の応答を測定する事により敏感度解析の適用が可能である。

また、 a 点の応答は振動応答に限らず音圧応答に対しても同様に敏感度を求めることが出来る。

3. 測定解析方法

以上述べた様に本手法による敏感度解析には、励振状態の異なる二つの振動モード測定が必要である。

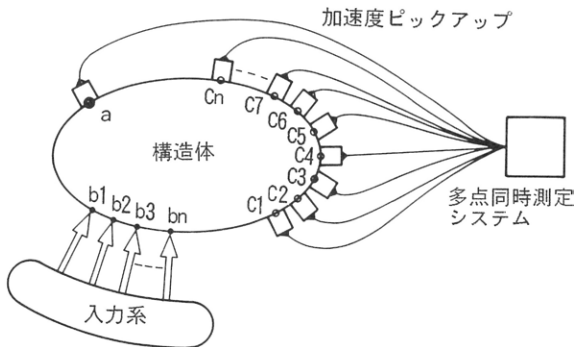


図4 実機振動モード測定（模式）

3.1. 実機振動モード測定

まず解析を対象とする現象が発生している状態で各点の加速度を位相情報を含んだ周波数関数として測定する。(図4)(図5)

位相は現象に応じた基準点(または基準信号)を設定し、この点(信号)とのクロスパワースペクトルより求める。

3.2. モニター点加振振動モード測定

各点の単位入力に対する振動応答を変更させた点(モニター点)の応答を測定する必要があるが、相反定理が成立する場合には、モニター点を加振点とし、各点の伝達関数の測定を行う。

(図6)(図7)

3.3. 敏感度解析

前述の二つの周波数関数を使い、(10)、(11)式を適用して質量、剛性の敏感度を算出する。その結果をワイヤーフレームモデル図上に重ねて表示させる。質量敏感度は構造体の各点を中心とし、剛性敏感度は各フレーム上の中点を中心とする円で表示する。敏感度の絶対値の大小は円の半径の大小で示す。

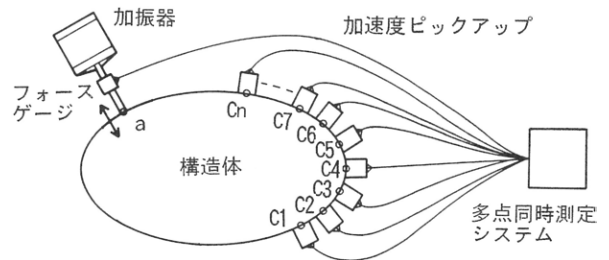


図6 モニター点加振振動モード測定（模式）

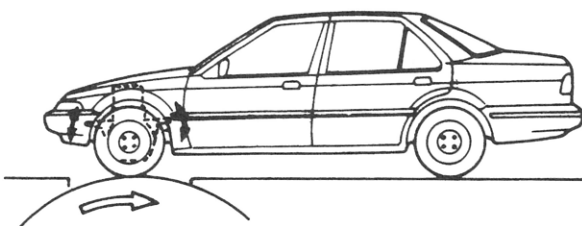


図5 実機振動モード測定

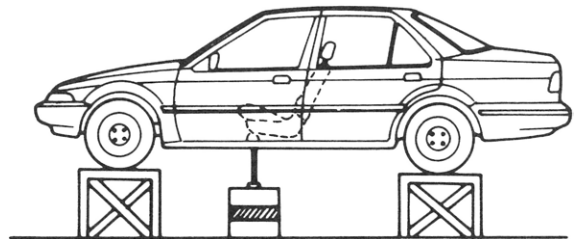


図7 モニター点加振振動モード測定

4. 適用例

4気筒 2,000cc エンジンを搭載する4ドアセダンの走行時エンジン振動に寄因するフロア振動及びこもり音低減に本手法を適用した例を示す。

4.1. 測定方法

実機振動モード測定をエンジン回転に依存する正弦波信号を基準信号として、シャーシダイナモ上で測定した。

モニター点加振振動モード測定は、相反性検証(図8)ののち、ドライバー席が取り付けられているフロントフロアクロスメンバーを加振して行った。

測定には、両者共、多点同時測定装置(最大128チャンネル)を用いることにより、計測精度の向上を計っている。

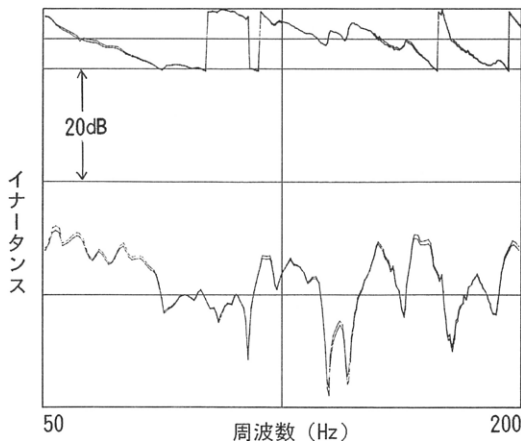


図8 相反性検証

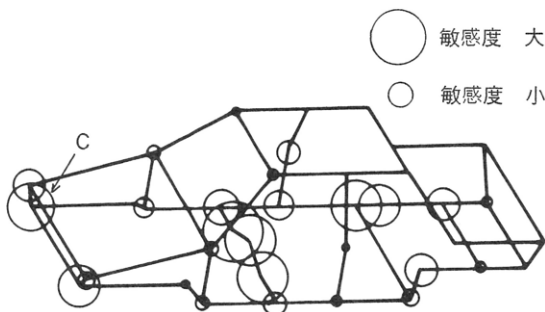


図9 質量敏感度

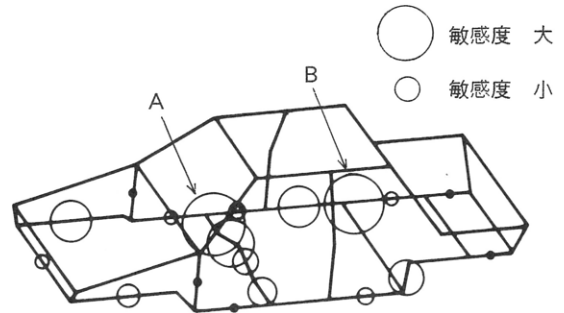


図10 剛性敏感度

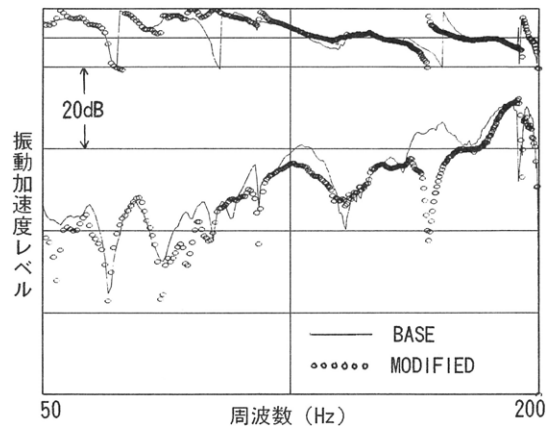


図11 走行時フロア振動レベルの低減

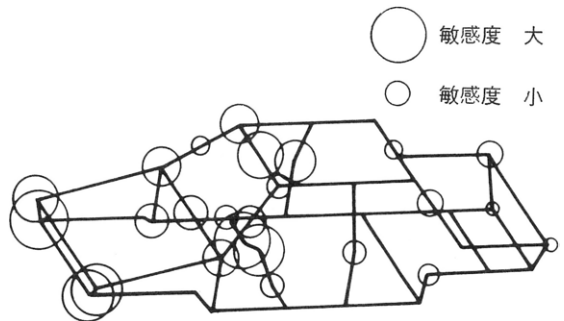


図12 質量敏感度

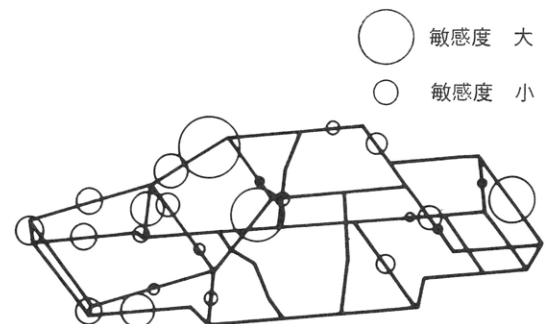


図13 剛性敏感度

4.2. 結 果

図 9、10 に走行時フロア振動に対する質量敏感度と剛性敏感度の解析結果を示す。

A 部、B 部に高い剛性敏感度を示し、質量敏感度的場合は上記部位に加え、C 部に寄与をもつ。

これに基づき、フレーム剛性向上を計った結果走行時のフロア振動は低減された。(図 11)

4.3. こもり音

こもり音に対しては、各点の単位入力に対する音圧応答を測定し、本手法の適用を行った。

40Hz(1200r.p.m.)低速こもり音についての解析結果を図 12、13 に示す。

5. ま と め

伝達関数合成法を応用した直接敏感度解析手法を開発した。本手法は下記の特色が有る。

- (1) パラメータ抽出の必要がない。
- (2) 実走状態に適用可能である。
- (3) こもり音など音響問題に適用が可能である。
- (4) 伝達関数として表現される現象に適用が可能であり、多方面への応用が可能である。

本手法と解析モデル構築による詳細解析を使い分ける事により、商品開発期におけるさまざまな現象に対し、目的に応じた効率的な解析と対策が可能となった。

参 考 文 献

- (1) 本田伸雄、田中征夫ほか：ワンボックスカー

低速こもり音 FEM シミュレーション (第 1 報)、自動車技術会学術講演会前刷集 842, (1984), P. 425

- (2) 加賀美直克、本田伸雄ほか：ワンボックスカー低速こもり音の FEM シミュレーション (第 2 報)、自動車技術会学術講演会前刷集 852, (1985), P. 407
- (3) 藤田健二、中島国成、猪田克美ほか：乗用車こもり音の要因分析法、自動車技術会学術講演会前刷集 862, (1986), P. 407
- (4) 鈴木真二、今井守之、石山慎一ほか：境界要素法とモード解析法による構造体の振動・音響解析、日本機械学会論文集 (C 編), 52 巻, 473 号, (1986), P. 310
- (5) John R. Crowley, Steve M. Crowley, G. Thomas Rocklin, Thomas E. Gorman: A Comparison of SMURF And Modal Modeling, Proc. 3rd IMAC, (1985), P. 1053.
- (6) A. C. Stassis, A. R. Whittaker: Structural Modifications Using Raw Frequency Response Function: Some Practical Observations, Proc. 11th Int. Modal Analysis Seminar, Leuven, <1986>, Part 2-EL-3
- (7) P. Vanhonacker: Sensitivity Analysis of Mechanical Structures, Based on Experimentally Determined Modal Parameters, Proc. 10th Int. Modal Analysis Seminar, Leuven, (1985), Part 1-15

■ 著 者 ■



漆 山 雄 太



野 口 久 智



飛 田 哲 夫