

主成分回帰法を用いた車内音の伝達経路解析手法

Method of Transfer Path Analysis for Interior Vehicle Sound
Using Principal Component Regression Method

能 村 幸 介*

Kousuke NOUMURA

吉 田 準 史*

Junji YOSHIDA

要 旨

自動車の車内に到来する固体伝播音や空気伝播音の伝達特性を高精度で分離し、それぞれの伝達経路の寄与を把握可能な時間領域伝達経路解析手法を構築した。本手法は、運転中の車両において音源と見なせる点の振動加速度信号と音圧信号、応答点として車内音圧信号のそれぞれを同時に計測し、計算により伝達関数を算出する。高精度な伝達関数を得るために、その算出には主成分回帰法を導入し、多点入力を想定した際に考慮しなければならない各伝達関数間に重複する成分の除去と、計測データに含まれるノイズ成分の除去をおこなう。また、単位の異なる音圧と振動加速度の混在する計測データに対し、独自に考案した正規化手法を導入することで、従来おこなわれているような加振実験を必要としない高効率な伝達経路解析が可能となった。

ABSTRACT

This paper describes a time domain transfer path analysis method that can obtain transfer functions and the contributions of structure-borne and airborne sounds in a vehicle's interior. Vibration acceleration and sound pressure signals at the sound sources (reference points) and the sound pressure signal in the cabin (response point) were measured simultaneously to obtain the transfer functions when the test vehicle was driven. Principle component regression method (PCR), which can eliminate both crosstalk among transfer functions and noise in the measured data, was employed to obtain transfer functions accurately. In addition, a normalization procedure was developed to perform the PCR for combined data sets in which both vibration acceleration and sound pressure signals exist.

By applying the above methods, a highly accurate and efficient transfer path analysis method was developed that does not require a hammer test.

1. まえがき

走行中の自動車の車内における主な音や振動は、エンジンやタイヤなどで励起された振動が複数の伝達経路を経由して到来することで発生する。車内で問題となる音や振動を効率良く対策するためには、これら複数の伝達経路の中から、原因として寄与の高い経路を特定し、振動源や伝達特性の改善をおこなうことが肝要となる。近年、このための解析技術として伝達経路解析手法が提案^{(1), (2)}されている。伝達経路解析は、複数の音や振動の入力点に対する応答点の伝達関数を求めることと、求められた伝達関数に対して計測された複数の入力点の信号を掛け合わせて合成信号を作成することの主に二つのステップを実施することで、応答点に対する各伝達経路の寄与を把握することができる技術である。従来の伝達経路解析事例⁽³⁾においても有効性は確認されている。しかしながら、従来の伝達経路

解析手法^{(1), (2)}は車内音における固体伝播音と空気伝播音の成分寄与を精度良く分離できず、車内音質の改善を目的とした手法としては課題を残す。また伝達関数の計測にも多くの工数を必要とし、近年の短期間での自動車開発の現場では、時間的制約から実施できない場合があり、簡易的な伝達経路解析手法が求められている。

本稿では、固体伝播音と空気伝播音を精度良く分離可能で、かつ実用性の高い伝達経路解析手法を構築したので、その手法の提案と、実際に加速中の車内音を対象に適用した事例について述べる。

2. 新手法の提案

車内のある点における音圧を応答点の信号とし、エンジンやタイヤなどを音源とする場合、固体伝播音の参照点の信号は、エンジンマウントやサスペンション付近の車体骨

*栃木研究所

格上の主要な部位の振動加速度とし、空気伝播音の参照点の信号はエンジンルーム内の任意の位置や排気系部品の放射面積の大きな部位近傍の音圧信号とし、それぞれの参照点に対する応答点の伝達関数を求める。そしてその伝達関数に対して、負荷運転中に参照点で計測された信号を掛け合わせ、想定した全経路の信号を合成し車内音を作成する。この合成車内音が実測した車内音に対し一定の精度以上で再現されたことを確認した後、各経路の寄与を観察する。なお各経路の信号はベクトル加算されるため、単純なレベルの大小で寄与の程度を論じることはできない。また、本手法は、音源の分布が一様ではないために少ない点を参照点として代用することが困難な空力騒音に関しては対象外とし、計測は空力騒音の発生しない条件となる台上試験装置上でおこなうものとした。

2.1. 固体伝播音の参照点信号

従来の伝達経路解析手法では、伝達関数の取得のために参照点を加振し、直接計測する必要がある。しかしながら、自動車のエンジンルーム内では加振に必要なスペースの確保が困難である場合が多い。また加振実験時にはハンマ先端に取り付けられたセンサにより力の信号を得ることは容易であるが、運転中の車両における参照点の力の信号を計測することは困難である。こうしたことから、実用性を重視した本手法では、より少ないスペースで設置が可能であり、実運転時にも計測が容易な振動加速度を参照点の信号とする。従って本手法による伝達経路解析は、式(1)に示すように応答点の音圧信号 p が再現されるような n 点の参照点の加速度信号 $\ddot{x}_i$ と、その伝達関数 h_i を乗じた信号を解析することである。

$$p = \sum_i^n \ddot{x}_i \cdot h_i \quad (1)$$

2.2. 主成分回帰法を用いた伝達関数の算出方法

式(1)では、1回の加振実験により得られる加速度信号 $\ddot{x}_i$ と音圧信号 p から、未知数である複数の伝達関数 h_i を一意的に算出することはできない。

そこで、 m ($m \geq n$) 箇所の任意の点を加振し、加振ごとの音圧信号 p_j ($j: j=1,2,3, \dots, m$) と加速度信号 $\ddot{x}_{ji}$ を、式(2)のように m 個の一次多項式が成り立つように計測する。式(2)は、計算の便宜上式(3)のように行列で表し、伝達関数 h_i を算出していく。

$$\begin{cases} p_1 = \ddot{x}_{11}h_1 + \ddot{x}_{12}h_2 \cdots + \ddot{x}_{1n}h_n \\ \vdots \\ p_j = \ddot{x}_{j1}h_1 + \ddot{x}_{j2}h_2 \cdots + \ddot{x}_{jn}h_n \\ \vdots \\ p_m = \ddot{x}_{m1}h_1 + \ddot{x}_{m2}h_2 \cdots + \ddot{x}_{mn}h_n \end{cases} \quad (2)$$

$$[P] = [\ddot{X}] \cdot [H] \quad (3)$$

なお p_j , $\ddot{x}_{ji}$, h_i は、それぞれの周波数におけるフーリエスペクトラムであり、対象とするすべての周波数においても同様に以降の演算をおこなう。

式(3)から伝達関数行列 $[H]$ を算出する方法としては、加振回数 m と参照点数 n を同数にし、加速度行列 $[\ddot{X}]$ を正方行列とすれば、式(4)に示すように $[\ddot{X}]$ の逆行列 $[\ddot{X}]^{-1}$ を両辺に掛けることにより算出することができる。

$$[H] = [\ddot{X}]^{-1} \cdot [P] \quad (4)$$

しかしながら、この方法では計測された加速度行列 $[\ddot{X}]$ と音圧信号行列 $[P]$ にノイズが含まれる場合や、計測された参照点の加速度信号の間に高い相関がある場合には伝達関数行列 $[H]$ の算出精度は著しく低下する。そこで、本手法ではこれらの問題を解消するために主成分回帰法⁽⁴⁾を用いることとした。

主成分回帰法は式(5)に示すように、まず各参照点で計測された加速度行列 $[\ddot{X}]$ に対して特異値分解をおこない、式(6)により主成分行列 $[T]$ を生成する。このとき、特異値分解によって各主成分間の相関性は完全に無相関化されている。

$$[\ddot{X}] = [U] \cdot [S] \cdot [V]^T \quad (5)$$

$$[T] = [\ddot{X}] \cdot [V] = [U] \cdot [S] \quad (6)$$

次に各主成分の大きさを表す特異値が対角項に存在する特異行列 $[S]$ に着目し、他の主成分に比べ値が十分に小さい主成分をノイズ成分とみなし、その成分を除去した特異行列 $[S_r]$ およびユニタリ行列 $[U_r]$, $[V_r]$ を作成し、式(7)によりノイズ成分が除去された主成分行列 $[T_r]$ を再生成する。

$$[T_r] = [\ddot{X}] \cdot [V_r] = [U_r] \cdot [S_r] \quad (7)$$

次にノイズ成分が除去された主成分行列 $[T_r]$ の音圧信号行列 $[P]$ に対する係数行列 $[C]$ を、式(8)により算出する。

$$\begin{aligned} [P] &= [T_r] \cdot [C] \\ [T_r]^T [P] &= [T_r]^T \cdot [T_r] \cdot [C] \\ [C] &= ([T_r]^T \cdot [T_r])^{-1} \cdot [T_r]^T [P] \end{aligned} \quad (8)$$

以上の計算により、参照点の加速度信号行列 $[\ddot{X}]$ からノイズが除去された主成分行列 $[T_r]$ に変換する係数行列 $[V_r]$ と、主成分行列 $[T_r]$ から応答点の音圧信号行列 $[P]$ に変換する係数行列 $[C]$ を算出することができ、参照点の加速度信号 $\ddot{x}_{ji}$ から独立した経路の音圧信号 p_i に対する伝達関数 h_i を式(9)により算出することができる。

$$\begin{aligned} [H] &= [V_r] \cdot [C] \\ &= [V_r] \cdot ([T_r]^T \cdot [T_r])^{-1} \cdot [T_r]^T [P] \\ &= [V_r] \cdot [S_r]^{-1} \cdot [U_r]^T [P] \end{aligned} \quad (9)$$

加振回数 m については、主成分分析により参照点に含まれるノイズ成分を除去する目的と、回帰分析において応答点に含まれるノイズ成分を除去する目的から、参照点数 n に対してより多くとる($m \gg n$)ことが望ましい。

なお、本手法はステアリング振動やフロア振動などの応答点が振動加速度でも応用可能である。

2.3. 実験による伝達関数の算出精度検証

2.2. 節で述べた主成分回帰法を用いた伝達関数の算出方法について、実験により、その優位性を検証した。

実験は、Fig. 1 に示すように、ドアと窓は残し、エンジン、タイヤ、サスペンション、シートなど主要な内外装部品を取り除いた状態の車体を用いておこなった。

計測内容としては、Fig. 2 に示すように3軸の加速度センサを左右のフレーム先端部に2箇所、車内にはマイクロホンを設置し、フレーム先端部の2箇所のそれぞれ3方向をハンマで加振し、それぞれの伝達関数を取得する。また主成分回帰法を用いて伝達関数を算出するために、このときの参照点と応答点のフーリエスペクトラムと、加えて任意の点を計6方向を加振した際の参照点と応答点のフーリエスペクトラムを取得する。次に2箇所の加振点を2個のシェーカを用いて互いに無相関なランダム信号で上下方向に加振し、その際の参照点および応答点の時間領域信号を取得する。

このようにして得られたデータから、一点入力一点応答の伝達関数と主成分回帰法を用いた2種類の伝達関数をそれぞれ求め、Fig. 3に示すように、シェーカ加振で得られた各参照点の加速度信号と掛け合わせて合成音を作成する。この処理はFinite Impulse Response(FIR)フィルタ処理で

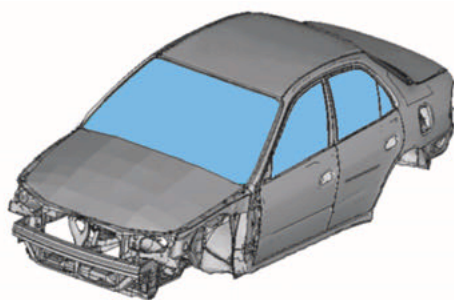


Fig. 1 Trimmed body used in experiment

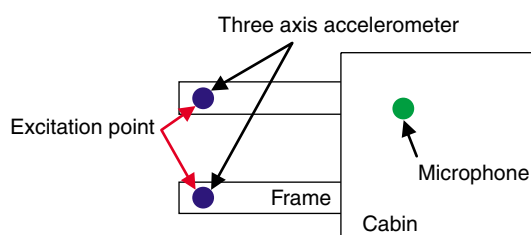


Fig. 2 Measurement and excitation points

こなっている。

応答点における実測音と手法の違いによる2種類の合成音のパワースペクトラムを比較した結果を Fig. 4 に示す。この結果から、主成分回帰法を用いた伝達関数の精度は高く、その優位性を確認することができた。

2.4. 空気伝播音の伝達関数

エンジン吸気口近傍音やエンジン放射音などのような、構造上の一点で音源として代用するには不相当だと考えられる空気伝播音に対して、主成分回帰法を用いた伝達関数の算出方法について検討した。

実用的な方法としては、スピーカなどにより音響加振をおこない任意の位置に配置したマイクロホンの音圧信号を参照点、すなわち音源として扱うことが考えられる。しかし

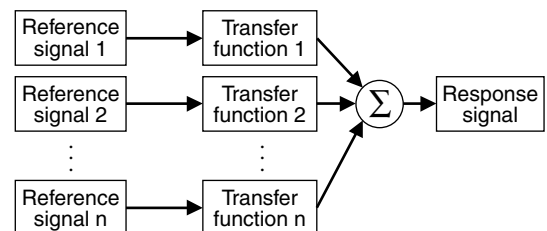
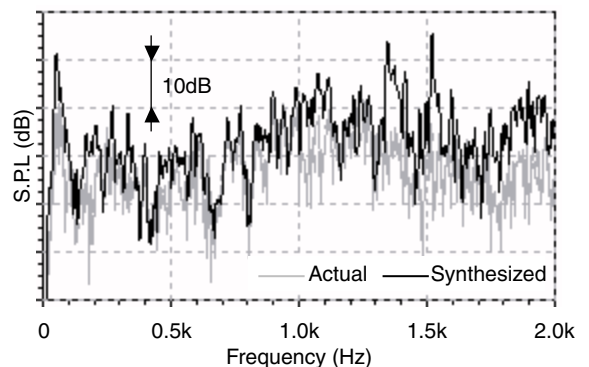
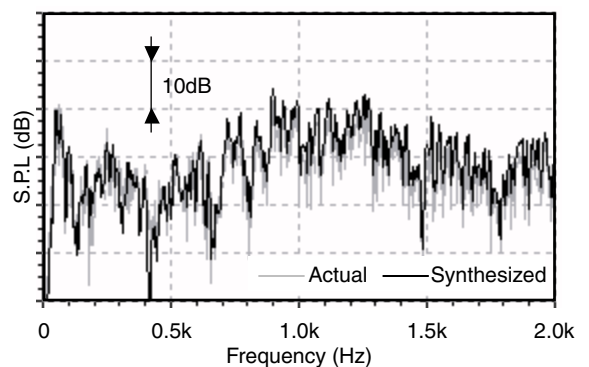


Fig. 3 Path signal synthesis with FIR filter



(a) Without principal component regression



(b) With principal component regression

Fig. 4 Comparison of actual and synthesized signals in averaged spectrum

ながら、Fig. 5に示すように、音波の放射特性が同一でない場合、参照点の音圧信号は同一にもかかわらず構造体への加振力が異なり、本来の伝達関数は得られない。この問題を解決するためには、実際の音源と同じ放射音特性となる模擬音源を使って加振実験をおこなう必要がある。

従って、本手法では実際の運転中に計測された参照点の音圧信号を用いて伝達関数を算出することとした。

2.5. 実運転データを用いた伝達関数算出方法

空気伝播音の参照点信号として、実運転時に計測された音圧信号を用いて応答点に対する伝達関数を算出する場合、応答点には参照点以外の音源による信号が発生してはならない。しかし、自動車の場合、運転中はエンジン振動などによる固体伝播音は常に同時に発生し、上記条件が満たされることは無い。そこで、固体伝播音の参照点信号も実運転時に計測された加速度信号を用い固体伝播音と空気伝播音の伝達関数を同時に算出することとした。加振回数に相当するものは、連続的に算出されたフーリエスペクトルの個数となり、最初に与える参照点信号行列と応答点信号行列の列方向に、時間経過に対し連続的に算出されたフーリエスペクトラムを与えれば良い。これにより、負荷運転中に発生する駆動輪のトルク反力を受けて変位した状態でのエンジンマウントやブッシュ類の特性も反映することができる。

2.6. 正規化方法

実運転時に計測された応答点の音圧信号行列 $[P]$ と、参照点の加速度信号行列 $[\ddot{X}]$ と、参照点の音圧信号行列 $[A]$ を用いて固体伝播音と空気伝播音の伝達関数を同時に算出するには、式(10)のように $[\ddot{X}]$ と $[A]$ を混在させた行列から以降の計算をおこなえばよいものと考えられる。しかしながら、加速度の単位 (m/s^2) と音圧の単位 (N/m^2) はそれぞれ異なり、お互いの大小関係を比較することはできない。つまり、式(10)の混合された行列 $[\ddot{X}|A]$ から単純にノイズ除去の操作をおこなうと、加速度信号と音圧信号のどちらか一方の信号成分が他方のノイズ成分に埋もれて除去されてしまう可能性がある。

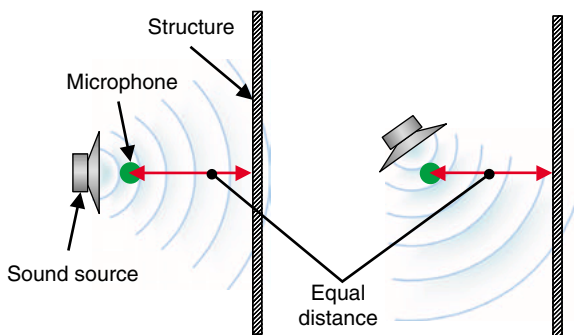


Fig. 5 Acoustic excitation power difference depending on incidence angle

$$[P] = [\ddot{X}|A] \cdot [H] \quad (10)$$

この問題を最小限に留めるために、加速度信号行列 $[\ddot{X}]$ と音圧信号行列 $[A]$ を混合する前に、それぞれの行列に対して正規化している。

3. 伝達経路解析システムの開発

主成分回帰法を実現した伝達関数算出機能と、合成音作成機能を有するソフトウェアを開発した。補助的な機能として、算出された伝達関数の妥当性を検証する機能、本手法で算出された主成分ごとの実挙動アニメーションを表示する機能などを実装した。

4. 実験による本手法の有効性検証

現在生産中のエンジン排気量が2.4Lで前輪駆動の車両に対して本手法を適用し、その有効性について検証した。

4.1. 実験方法

駆動輪のトルクを吸収可能な台上試験装置に完成車を設置し、2速ギヤに固定した状態で負荷条件を変更し、それぞれ計測した。

測定点は、参照点としてエンジンマウントのエンジン側とボデー側、タイヤ軸受け部、排気系取り付け点など計21箇所×3方向の振動加速度を、エンジンルーム内の任意の点、吸気系、排気系部品の放射音寄与の高そうな部位の近傍など、計14箇所の音圧信号とし、応答点は、助手席に搭載したバイノーラル録音が可能なダミーヘッドマイクロホンによる左右耳位置の2箇所とした。これら計79チャンネルの時間領域信号を同時計測し、同時にフーリエスペクトラムを時間経過に対して連続的に算出する。

4.2. 解析条件

対象とした車両は、加速中の負荷により駆動輪のトルク反力を受けてエンジンが後傾し、エンジンマウントの変位規制用のストッパに突き当たるためエンジンマウントのパネ定数が変化する。従って、エンジンマウント点のエンジン側振動を参照点とするボデー側振動の伝達関数の算出と、エンジンマウント点のボデー側振動を参照点とする車内音の伝達関数は Fig. 6 に示すように、それぞれ個別のモデルにて算出することとした。

4.3. 合成音の再現性精度

エンジンマウント点のボデー側振動を参照点とした場合のダミーヘッドマイクロホン左耳位置における車内音の再現性を Fig. 7 に示す。Fig. 7(a) は実測された車内音のスペクトログラム、Fig. 7(b) は参照点を加速度信号 45 チャン

ネル、音圧信号14チャンネルとしたときの合成音のスペクトログラムである。実測音 Fig. 7(a) に対して合成音 Fig. 7(b) は極めて高い精度で再現することが確認できた。

4.4. 固体伝播音と空気伝播音の分離結果

Fig. 7(b) は、すべての伝達経路の信号を合成したものであるが、各伝達経路について個別にみることも、ある範囲のみを合成してみることも可能である。Fig. 8に固体伝播音成分と空気伝播音成分に分類した結果を示す。これを見ると、例えばエンジン回転の2次成分はFig. 8(b)に示す空気伝播音成分にて比較的レベルが高いことがわかり、空気伝播音

を形成する伝達経路の一部に寄与の高いものが含まれていることがわかる。

また、あるエンジン回転速度の範囲で平均したスペクトラムにて固体伝播音成分と空気伝播音成分を比較したものを Fig. 9 に示すが、約 500 Hz 以下では固体伝播音成分の寄与が高く、約 1k Hz 以上では空気伝播音成分の寄与が高いことがわかる。

このようにして、多くの伝達経路の中から寄与の高い伝達経路を特定することが可能であり、効果的な対策指針の検討へと結びつくものと考えられる。

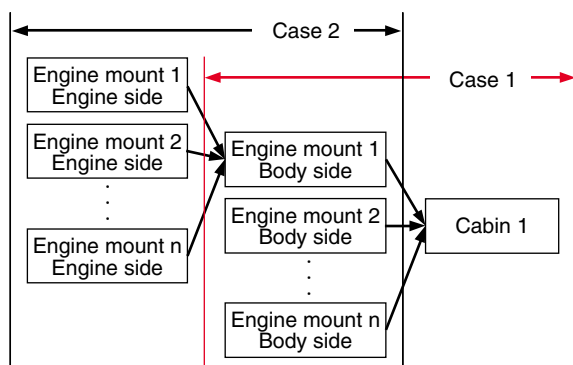


Fig. 6 Example of structural model selection

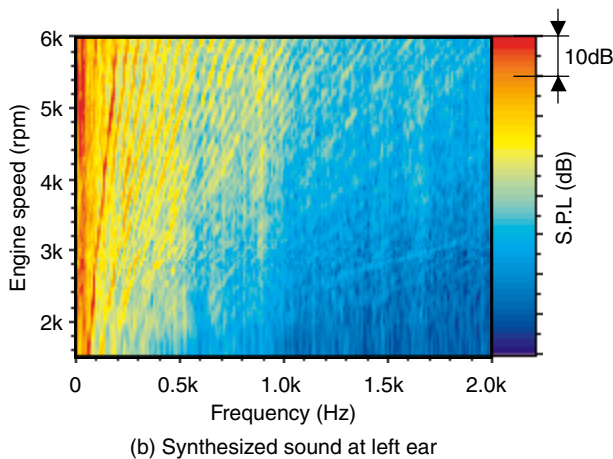
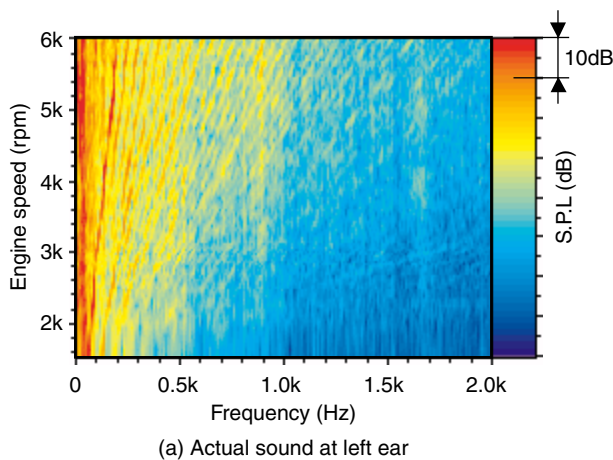


Fig. 7 Comparison between actual and synthesized sounds

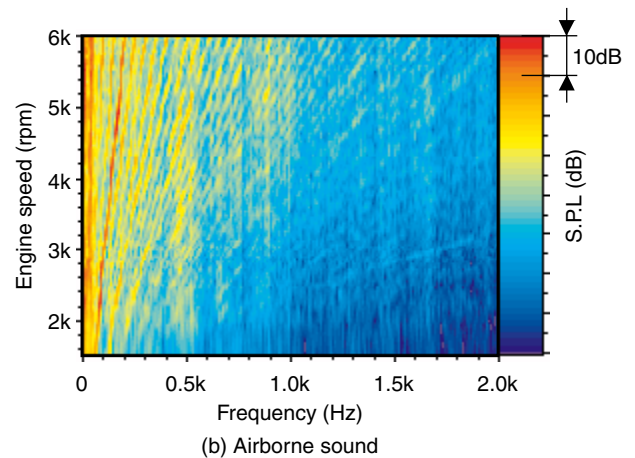
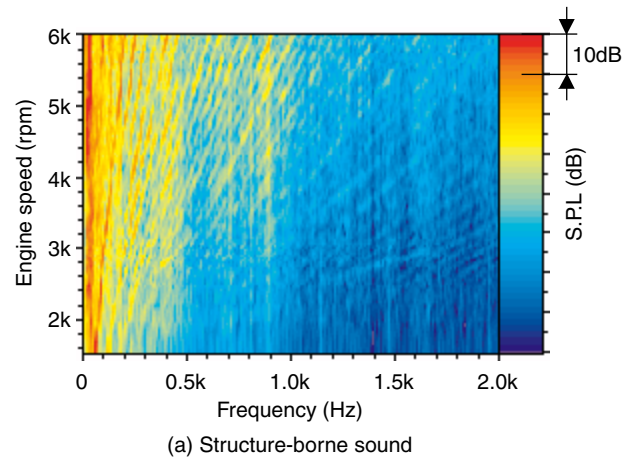


Fig. 8 Comparison between structure-borne and airborne sounds

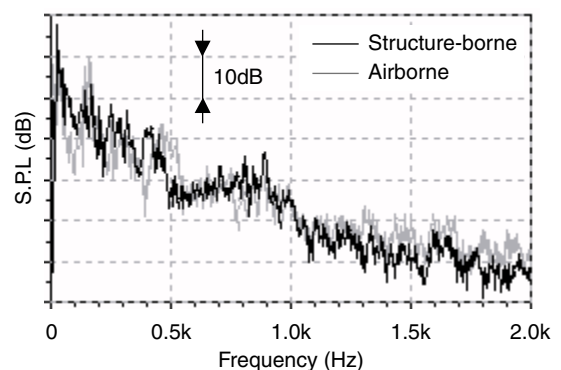


Fig. 9 Comparison between structure-borne and airborne sounds in averaged spectrum

5. まとめ

主成分回帰法と独自に考案した正規化方法を用いたことにより、加振テストを必要とせず、実運転データのみで固体伝播音、空気伝播音を分離可能な伝達経路解析手法を構築することができた。実際の車両に本手法を適用し、その効果を検証した結果、伝達経路特性を精度良く同定することが可能となり、従来手法に対して以下の優位性が確認できた。

- (1) 合成音の再現性が高いため、音質改善に対する伝達経路特性の対策指針が、より明確になる。
- (2) 加振実験の工数を必要としない。
- (3) 加速度センサとマイクロホンさえ設置できれば良いので、解析対象の制限が少ない。
- (4) 運転条件の制限が少ない。

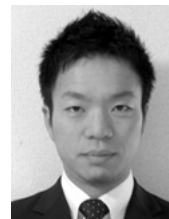
参考文献

- (1) LMS International, “Transfer Path Analysis:”The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths, LMS International, Application Notes (1995)
- (2) Moller,N., Batel,M., Henderson,F.: Obtaining Maximum Value from Source/Path Contribution Analysis, 2005 JSAE Annual Congress Proceedings, No.5-05, p.7-10
- (3) 久世正文, 高橋康一, 酒井竜英:低周波振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.197-200
- (4) 早川毅: 回帰分析の基礎, 朝倉書店, p.100-103(1986)

■著 者■



能村 幸介



吉田 準史