

ロードノイズのための逆解法を用いた 音源同定手法の開発

Development and Application for Identification of Sound Source Using Inverse Method for Road Noise

井出 史彦*
Fumihiko IDE

多田 寛子*
Hiroko TADA

見坐地 一人*
Kazuhito MISAJI

Theophane Courtois** Claudio Bertolini**

要 旨

ロードノイズ性能向上を目的とした音源同定手法を検討した。中周波域での固体伝搬音による車室内音を低減させるためには、寄与の高いパネル放射音源を同定する必要がある。本研究では、実稼働状態での車室内音圧と台上状態での車室内各パネルに配置したスピーカからの音響伝達関数から、主寄与音源を同定した。計測時の誤差による音源同定精度の低下を防ぐため、伝達関数の逆行列を用いない手法を適用した。実車検証の結果、100 - 600 Hzの車室内合成音圧を高い精度で予測できた。

ABSTRACT

A method of analyzing the sound source identification has been studied in an attempt to enhance road noise performance. In order to reduce the cabin noise level originating in mid-frequency structure-borne noise, it is necessary to identify the sound radiating panels that contribute to the sound pressure level. The research discussed in this paper identified the sound sources using the interior cavity sound pressure levels under vehicle operational condition and the acoustic transfer functions with a loudness speaker placed on the each panel adjacent to the cavity on test bench. To prevent the accuracy of source identification from being affected by errors in measurements, the inverse matrices of acoustic transfer functions was not employed. As a result of the vehicle tests, it is verified that the method enable to predict the reconstruct cabin noise level from 100 to 600 Hz with a reliable accuracy.

1. まえがき

自動車の車室内騒音性能向上は、自動車の商品魅力を向上させる上での重要項目の一つである。

数値計算を用いたシミュレーションは、近年、車室内騒音を効率的かつ定量的に予測、対策する効果的な手法として注目されてきており、200 Hz以下の固体伝搬音解析には有限要素法(FEM)が、500 Hz以上の空気伝搬音解析には統計的エネルギー手法(SEA)⁽¹⁾が一般的に用いられてきている。一方、シミュレーション適用領域拡大のため、FEMの200 Hz以上への適用周波数拡大や、固体伝搬寄与を考慮したSEAとFEMを用いたハイブリッド手法の定式化⁽²⁾などにより、中周波領域を包括する解析手法が提案されつつあるが、シミュレーション単独で200 - 800 Hzを解析するこ

とは依然困難な状況であり、この周波数での解析には実験的解析手法が広く用いられている。

従来から使用されている実験解析手法として伝達経路解析手法⁽³⁾がある。この手法では、キャビンを構成するパネルの振動とパネルから車室内観測点までの音響伝達関数を測定し、これらの合成から車室内観測点における音圧を求める。しかし、実車解析時においてパネル振動計測自体に多くの時間が必要なことや、部品の取外し、再組み付けなどによるデータ再現性への影響により、実際の車両開発では実施できない場合がある。限られた車両開発期間の中、短時間で対策部位を抽出し早期に仕様決定するためにパネル振動測定に頼らない解析手法が必要となる。

本研究では、従来の伝達経路解析手法の特徴を考慮しつつ、パネル振動を直接測定せずに逆解法を用いた音源同定

* 四輪開発センター

** RIETER Automotive Switzerland

をおこなう方法⁽⁴⁾を用い、固体伝搬音を対象とするロードノイズ、特に中周波域(100 Hz - 600 Hz)に対する解析手法を検討した。あわせて、実際に4ドアセダンをを用いた主寄与音源同定検証ならびに、遮音材追加による車室内音レベル低減に適用した事例について報告する。

2. 解析手法

2.1. 本手法の適用範囲

実際の車両開発に有効な手法とするため、中周波固体伝搬音領域(100 Hz - 600 Hz)のロードノイズに特化した解析手法で、車室内音に対する主寄与音源部位を同定し、主寄与部位への防音材(遮音材、制振材)追加による車室内音低減効果予測ができることを目標に検討をおこなった。さらに、計測時の再現性を確保するため、車両の移動および部品等の取外しをおこなわないこと、全計測工数を5日以内で完了できる手法とすることもあわせて検討した。

2.2. 放射音源の同定手法

逆解法を用いた音源同定手法について説明する。

車室内任意の点 i における音圧の2乗 P_i^2 (Pa²) は、キャビンを構成する各パネルからの寄与の総和で与えられるとし、この寄与はパネル j における音響放射パワー W_j (W) およびパネル j から車室内任意の観測点 i までの音響パワー伝達関数 G_{ij} (Pa²/W) の積とすると、これらの関係式は式(1)で表される。

$$P_i^2 = \sum_j G_{ij} \cdot W_j \quad (1)$$

音響放射パワー W_j は以下の2段階の実験計測より導き出す。

2.2.1. 実稼働状態における車室内音圧測定

複数のマイクロホン車を車室内に配置し、シャーシローラ上で車速をスイープさせた状態での車室内音 $\{P_i^2\}$ を計測する(Fig. 1)。車室内に配置するマイクロホンの数は、分割したキャビン構成パネルの数より多くさせる。これは、後の解析で音響放射パワーを求める際に使用する逆解法のために必要となる。

2.2.2. 台上状態における音響伝達関数測定

キャビンを構成するパネルを複数のエリアに分割し、個々のパネルから各車室内観測点までの音響伝達関数マトリクス $[G_{ij}]$ を台上状態で計測する(Fig. 2)。

観測点用マイクロホンは、実稼働状態での車室内音圧測定と同じ状態で使用する。加振は各パネル上にラウドネススピーカを配置し、リファレンスをスピーカからの放射パワーとして与えるため、スピーカ近傍音圧およびコーン部の振動を同時に計測する。

上記2段階の実験計測より、式(1)をマトリクス表現すると式(2)、求める放射音源の音響放射パワーは式(3)で表

すことができる。

$$\{P_i^2\} = [G_{ij}] \cdot \{W_j\} \quad (2)$$

$$\{W_j\} = [G_{ij}]^{-1} \cdot \{P_i^2\} \quad (3)$$

2.3. 音圧の再合成およびレベル低減予測

式(3)より求めた各パネルの音響放射パワーと音響伝達関数を用いることで、車室内任意の点での再合成音圧レベルの2乗 P_{calc}^2 は式(4)のように表すことができる。

$$P_{calc}^2 = \sum_j G_{ij} \cdot W_j \quad (4)$$

パネル音響放射パワーを低減させるには、骨格およびパネル構造変更によるパネル面振動速度の低減や、遮音材追加によるインサージョンロス(IL)性能を向上させることで可能である。しかし、構造変更によるパネル振動低減対策は、変更後のパネル振動を測定する必要があるため本手法に用いることはできない。遮音材追加による対策は、その材料特性を把握できていれば、追加後の実車測定をおこなうことなくIL性能を予測することが可能である。そこで本手法では主寄与音源同定後に遮音材追加による車室内音圧低減予測を検討できるようにした。

2.4. 解析精度の向上手法

各パネルにおける音響放射パワーは、式(3)のように音響伝達関数行列の逆行列を求めることにより得られる。

音響伝達関数 $[G_{ij}]$ が正方行列の場合、その逆行列 $[G_{ij}]^{-1}$ を直接導き出し音響放射パワーを求めることが数学的には可能である。しかし、実稼働状態など観測点音圧に誤差が含まれるような場合、求める音響放射パワーの誤差が拡大する可



Fig. 1 Operational data under broad band excitation

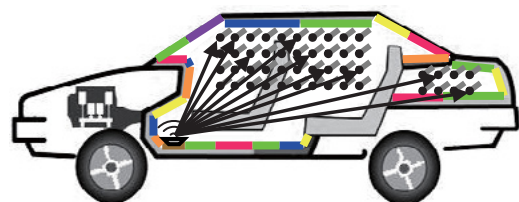


Fig. 2 Frequency response of acoustical power

能性があり、その誤差の拡大量は音響伝達関数の逆行列の大きさに依存する。したがって、多点計測を用いる場合には、逆行列による同定手法は適切な手法ではなく、測定誤差に対しロバストな同定手法が必要である。そこで、逆行列を用いない同定手法として非負最小二乗法(Non Negative Least Squares algorithm)を採用した⁽⁷⁾。NNLS 法は式(5)で表すことができる。

NNLS 法は反復計算を実行するため、逆行列法に対し計算時間が増加する短所はあるが、測定誤差に対する影響を受けづらいことや、観測点数を発生音源数に対し容易に増加させられる場合に有効な手法である。

$$\min_{W_j} \|G_{ij} \cdot W_j - P_i^2\| ; W_j \geq 0 \quad (5)$$

さらに、実稼働状態での各観測点音圧データにばらつきを与え、意図的に観測点音圧に誤差 $\{P_i^2\} + \{\delta P_i^2\}$ を発生させ音響放射パワーの標準偏差を求めた。この結果と音響伝達関数を用い、再合成音圧のばらつきを表現したものを式(6)に示す。ばらつきの大きい寄与パネルは信頼性が低いと判断し、以降の寄与解析対象エリアとして考慮しないこととした^{(6), (7)}。

$$\delta P_{ij}^2 = G_{ij} \cdot [W_j \pm \delta W_j] \quad (6)$$

3. 本手法の実車検証

実際の車両を用い、前述で示した音源同定手法ならびに、遮音材追加による車室内音圧レベル低減検討を実施した事例を示す。車両は 2L クラス 4 ドアセダン(北米仕様)を使用した。

3.1. 擬似音源を用いた基礎検証結果

本手法の有効性を検証するため、ラウドネススピーカを擬似的な音源として用いた主寄与音源同定の確認を実施した。なお、マイクロホンの設置等は、以降の車両テスト内容と同じ状態を使用した。

ラウドネススピーカをフロントフロア(FFL)、リアフロア(RFR)およびパーセルシェルフ(PSL)の3エリアに配置し、それぞれ異なる音圧パワーレベルを出力し、実稼働状態におけるパネル放射擬似音源とした(Fig. 3)。個々のエリアから車室内各観測点までの音響伝達関数マトリクスを測定し、各エリアの音響放射パワーを同定した。同定されたエリアごとの放射パワーを Fig. 4 に示す。フロントフロアおよびパーセルシェルフの放射パワーが最も高く、実験を再現できていると判断できる。これに対し、リアフロアの放射パワーは他のスピーカ加振をおこなっていないエリアと識別できない。これは放射パワー同定時の暗騒音に接近しているためと考えられ、放射パワーの小さい場合の解析には注意が必要であることが確認された。

3.2. 実車計測概要

実稼働時の車室内音圧測定は、車両を半無響室内に配置し、一般路走行時の車室内音圧レベルおよびスペクトルを再現できるようにローラ表面に路面形状を模したローラベンチを使用した。運転条件はアイドルおよびニュートラルギヤ状態、車速はシャーシローラの回転次数の影響に対応するよう対象車速 ± 6 km/h のスイープで実施した。なお、検証にあたっては2種類の路面(スムーズとラフ)、2種類の車速(50 km/h ± 6 km/h および 60 km/h ± 6 km/h)での解析を実施した。

音響伝達関数測定については、エンジン静止状態での台上測定をおこなった。音響伝達関数のリファレンスとして、ラウドネススピーカからの放射パワーを使用するため、加振用スピーカに加速度センサおよびマイクを設置した(Fig. 5)。

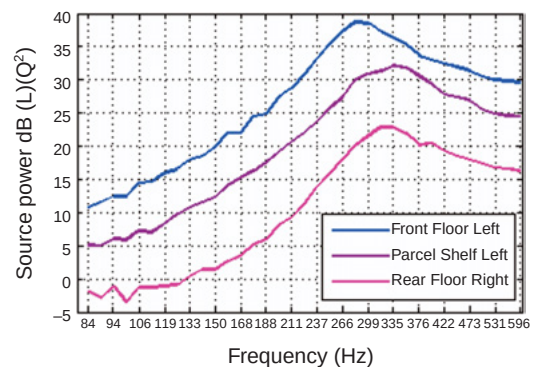


Fig. 3 Artificial excitation: actual loudspeaker power

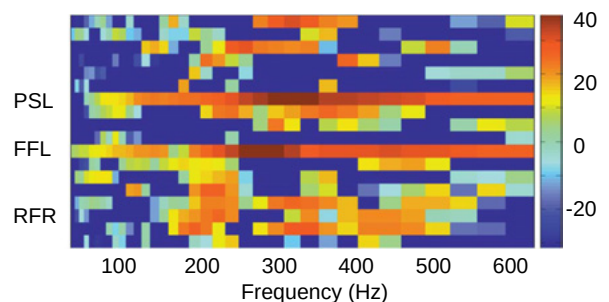


Fig. 4 Identified power radiation of each panel

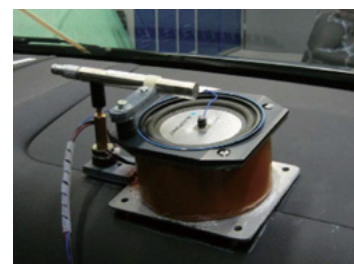


Fig. 5 Definition of loudspeaker setup

3.3. マイクおよび解析エリアの定義

マイクロホンは、車室内のどこからでも最良の音響情報が得られる配置であること、ならびに、実稼働および台上加振で共通の配置をとる必要があるため、1回の測定セットで完結できるマイクロホンの数にした(Fig. 6)。

マイクロホンを実際に車室内に設置するため、以下のルールを設定した。

- (1) マイクロホンはできるだけ車室内に均等配置する。
- (2) 近接するマイクロホン間の距離を 30 cm 以上とする。
- (3) 近接するラウドネススピーカとの距離を 30 cm 以上とする。
- (4) 車室内のパネルとの距離を 20 cm 以上とする。
- (5) 近接するパネル面に向き合う方向で設置する。

このルールに基づき 19 本のマイクロホンを車室内に設置した。

キャビン構成するパネルのエリア定義は、解析する車両の寸法や解析周波数に依存する。また、エリアの大きさが小さければ解析上限周波数は高くなるが、エリアを細分化することで近接するエリア間の位相関係が影響する場合が出てくる。すべての値をエネルギー表現する本手法では、この位相の寄与が解析精度に大きく影響するため、エリア分割はなるべく大きいサイズで維持するようにした。Table 1 に分割されたエリアを示す。

データ精度を維持し、1回のデータ計測で完結できるマイクロホン本数にできたことで、セットアップからデータ計測までの過程を2日間で実施することができた。

3.4. 車室内音圧の再合成検証結果

実稼働時の車室内観測点における音圧レベルと、台上状態での各観測点までの音響伝達関数を用い、各エリアの音響放射パワーを同定した。さらに、同定した音響放射パワーと音響伝達関数から、観測点における音圧レベルを再合成した。Fig. 7, Fig. 8 に運転席耳位置を観測点とする実測と再合成時の音圧レベルの比較結果を示す。どちらの解析条件とも、100 Hz 以上で ± 3 dB 以内の精度で予測できている。また、237 Hz 周波数域で実験および再合成された音圧レベル共にピークがあることが確認できる。以降、この周波数域を代表に解析を進める。



Fig. 6 Definition of microphone setup

Table 1 Definition of areas in passenger compartment for measurement

ID	Surface
1	FDL Front Door Left
2	FDR Front Door Right
3	RDL Rear Door Left
4	RDR Rear Door Right
5	WSFL Windscreen Front Left
6	WSFR Windscreen Front Right
7	PSL Parcel Shelf Left
8	PSR Parcel Shelf Right
9	IPL Instrument Panel Left
10	IPR Instrument Panel Right
11	FFL Front Floor Left (+Dash lower left)
12	FFR Front Floor Right (+Dash lower right)
13	HLFT Head Liner Front
14	HLRR Head Liner Rear
15	RFL Rear Floor Left (+Under Front Seat Left)
16	RFR Rear Floor Right (+Under Front Seat Right)
17	RSL Rear Seat Left
18	RSR Rear Seat Right

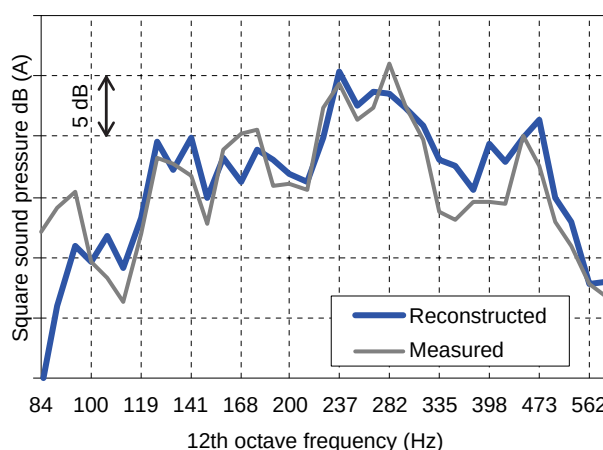


Fig. 7 Comparison of reconstruction and measurement (Rough rollers 44-56 km/h)

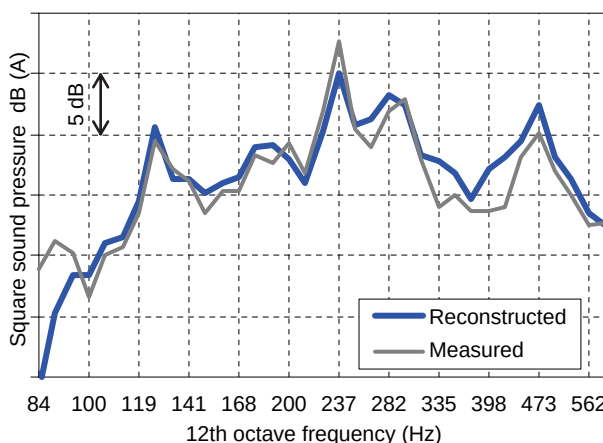


Fig. 8 Comparison of reconstruction and measurement (Smooth rollers 54-66 km/h)

3.5. 主寄与エリアの抽出結果

エリア寄与解析では、任意のマイクロホンおよび特定周波数域における各エリアの音圧寄与を求める。Fig. 9に寄与解析結果(解析周波: 237 Hz 域, 観測点: 運転席, 車速: 44-56 km/h)を示す。図中“Recomposition”は全エリアからの再合成音圧を表し, “Main contribution”は全エリア対象の合成音圧から, 20 dB以内の寄与エリアのみで再合成された音圧を表す。

個々のエリア寄与には式(6)で求められた合成音圧のばらつきを併記してある。斜線表示されたエリアの音圧ばらつきが小さく, 信頼できる解析結果であることを示す。これらのエリアのみを車室内音圧低減の詳細解析として使用する。

Fig. 9 の解析結果を, 車速および路面違いでまとめたものを Fig. 10 に示す。パーセルシェルフエリア(左右どちらか)寄与が運転席耳位置観測点においてどのテスト条件下でも最も寄与が高いことが確認できた。インストルメントパ

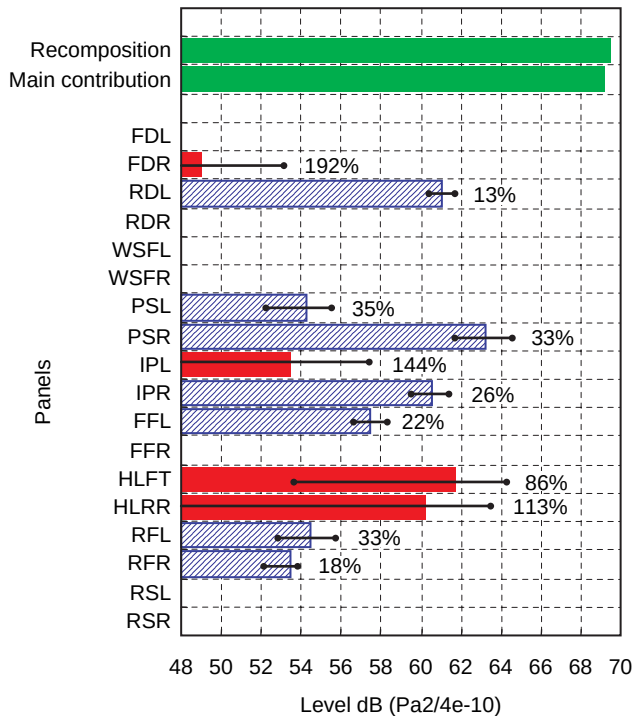


Fig. 9 Contribution of each area to sound pressure at frequency band 237 Hz

Running condition		Main contributions (Ranking)			
Roughness	Speed				
Smooth	44-56 km/h	PSR	IPL		
	54-66 km/h	PSR	IPL		
Rough	44-56 km/h	PSR	HLF	RDL	IPR
	54-66 km/h	PSL	IPR	RDL	IPL

Fig. 10 Summary of area contribution at frequency band 237 Hz

ネルエリアも高い寄与を示しているが, 複数のテスト条件下で標準偏差値が大きく信頼性が低いと判断し, 以降の音圧レベル低減対策の対象としないと判断した。

3.6. 主寄与エリアへの遮音材適用による音圧低減検証結果

求められた主寄与エリアに対し, 遮音材追加による室内音レベル低減の確認をおこなった。Fig. 10の結果からパーセルシェルフエリアの寄与が高いことが確認できていることから, このエリアへ遮音材を追加し, 実稼働状態での室内音計測結果と予測結果の比較をおこなった。Fig. 11にラフローラ路面, 車速 44-56 km/h 時の実験と予測値の比較を示す。237 Hz 域を中心に精度よく予測できた。

3.7. 一般路走行における室内音効果確認

今回の対策仕様で一般路を走行し効果確認をおこなった。Fig. 12にパーセルエリアへの遮音材追加による運転席耳位置での音圧低減レベルを示す。シャーシ上での結果同様に, 237 Hz 域で音圧レベルが低減した。

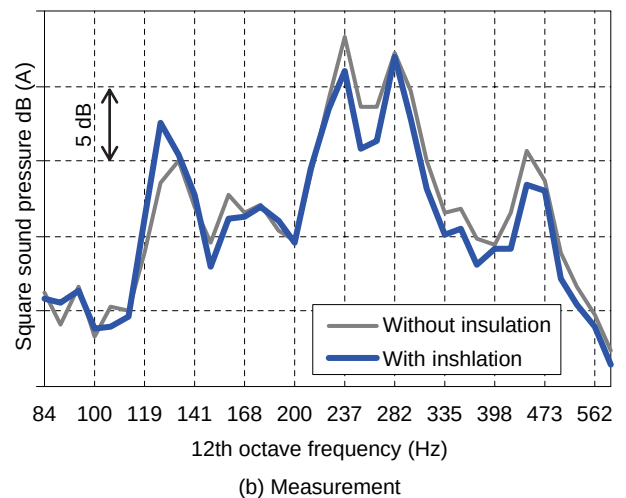
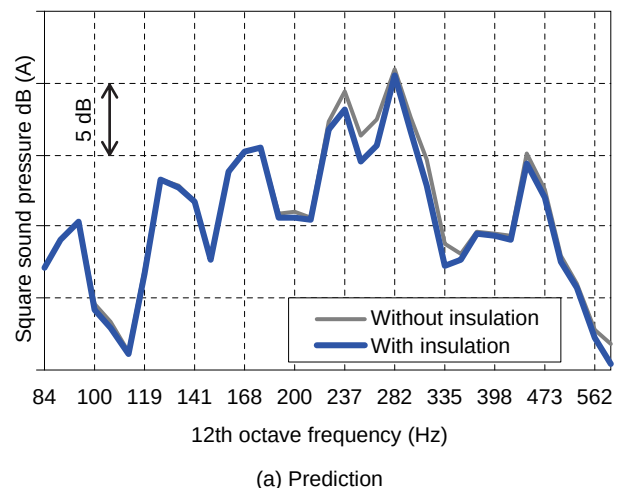


Fig. 11 Comparison of sound pressure with and without insulation (Rough rollers - 50 km/h)

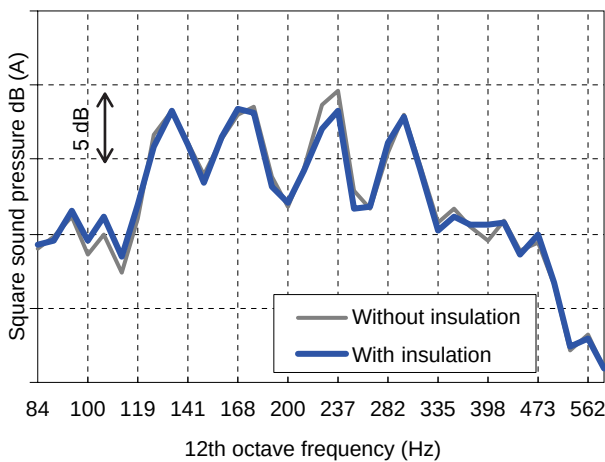


Fig. 12 Comparison of sound pressure with and without insulation (on road - 50 km/h)

4. まとめ

逆解法を用いた伝達経路解析手法を検討し、固体伝搬音を対象とする中周波ロードノイズにおける主音源同定および室内音レベル低減手法を構築した。

測定精度の影響を受けづらい非負最小二乗法による音源同定精度の向上と、確率変数および標準偏差による音源発生エリアの信頼性評価手法を構築した。

実車検証にて再合成音圧レベルが実測に対し ± 3 dB 以内の精度で予測ができた。さらに、主寄与エリアの抽出および遮音材の追加による効果予測が可能となった。

パネル加振テストをおこなわないこと、また、計測セットアップの最小化により、セットアップから音圧再合成解析までを2日間で実施できるようになった。

参考文献

- (1) Misaji, K., Tada, H., Yamashita, T., Nakamura, M., Tanaka, H., Kokabu, S., Morie, D.: Testing Uniqueness of Hybrid SEA Modeling Solution for a Passenger Car, 2003 SAE Noise & Vibration Conference & Exhibition, 2003-01-1408(2003)
- (2) Shorter, P. J., Langley, R. S.: Vibro-acoustic analysis of complex systems, Journal of Sound and Vibration, Vol.288 (2005)
- (3) LMS International, "Transfer Path Analysis: " The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths, LMS International, Application Notes (1995)
- (4) Orefice, G., Dutto, D., Gottardi, S., Avenati-Bassi, F., Cifelli, P., Prando, F., Tinti, F.: Rolling Noise Characterization and Optimization: a Two-Step Methodological Approach for integrating Structural and

Passive Treatment Countermeasures, RIETER Conference 2003

- (5) Verheij, J. W.: Inverse and reciprocity methods for machinery noise source characterization and sound path quantification, International Journal of Acoustics and Vibration, Vol.2(1997)
- (6) Guasch, O., Magrans, F. X., Rodríguez, P. V.: An inversion modeling method to obtain the acoustic power of the noise sources in a large factory, Applied Acoustics, Vol.63, No.4 (2002)
- (7) Magrans, F. X., Rodríguez, P. V.: An innovative approach for the noise reconstruction and analysis at the medium-high frequencies, Proceedings of Euro-Noise, Vol.1(1998)

■著 者■



井出 史彦



多田 寛子



見坐地 一人



Theophane Courtois



Claudio Bertolini