In-situ blocked force 法による空気伝ぱ音を含む騒音レベルの推定 (第3報, 電動パワーステアリングシステムのラトル音への適用による実験的検証)

佐藤 佳宏朗^{*1}, Jan Hendrik ELM^{*2}, Jens VIEHÖFER^{*2}, Jan-Welm BIERMANN^{*3}, 岩附 信行^{*4}

Estimation of noise radiation including airborne noise using the in-situ blocked force approach (Third report, experimental verification of the estimation method by application to rattle noise from an electric power steering system)

Yoshihiro SATO^{*1}, Jan Hendrik ELM^{*2}, Jens VIEHÖFER^{*2},
Jan-Welm BIERMANN^{*3} and Nobuyuki IWATSUKI^{*4}

^{*1} Core Technology R&D Center, NSK Ltd., 1-5-50 Kugenuma shinmei, Fujisawa-shi, Kanagawa 251-8501, Japan

^{*2} Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, Steinbachstr.7, 52074 Aachen, Germany

^{*3} Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen University, Steinbachstr.7, 52074 Aachen, Germany

^{*4} Department of Mechanical Engineering, Tokyo Institute of Technology, 2-12-1 Ookayama, Meguro-ku, Tokyo 152-8552, Japan

Received: 9 January 2020; Revised: 15 May 2020; Accepted: 5 October 2020

Abstract

In the previous reports, a methodology for estimating noise radiation including airborne noise from a mechanical system under the operational condition by component test of a certain active subsystem using the in-situ blocked force approach, which is normally used for estimating only structure borne noise, was proposed and verified by numerical simulations of noise radiation from a cantilever rectangular plate. This paper describes experimental verification of the proposed methodology by application to rattle noise from a column type electric power steering system (EPS) for a vehicle. Therefore an EPS corresponds to the active subsystem and the other parts such as vehicle body correspond to passive subsystems. At first, a method of measuring rattle noise from an EPS under the operational conditions, i.e., running tests with a vehicle, was established. Since it is possible to apply the in-situ blocked force approach also to vehicle running tests and to estimate rattle noise, the measured and estimated rattle noises under an identical operational condition were compared and validity of the proposed methodology was confirmed. Next, a component test bench which enables to reproduce vibration behavior of an EPS under the operational conditions was developed, and rattle noise under an operational condition was estimated by means of the proposed methodology using both vibration accelerations measured with this component test bench and vibro-acoustic transfer functions measured with the vehicle under a static condition. Finally, the proposed methodology was verified by comparing the estimated and measured rattle noises under the operational condition. The proposed methodology is expected to replace time-consuming operational tests of a whole mechanical system to simple component tests of the active subsystem.

Keywords : Blocked force, In-situ blocked force approach, Airborne noise, Rattle noise, Steering system

1. 緒 言

機械装置を構成する複数のサブシステムは、一般に同時並行で設計開発が進められるため、それぞれの単体試験で性能評価されることが多い。しかし、振動騒音など、各サブシステムの相互作用が大きい性能に対しては、最終的に全てのサブシステムを組合せた機械装置全体の実稼動状態における評価が必要となる。最終的な性能が要求仕様を満足しない場合はサブシステムの設計変更が必要となるため、サブシステムの開発段階で機械装置全体の実稼動状態における性能を推定できることが望ましい。

No.20-0008 [DOI:10.1299/transjsme.20-00008], J-STAGE Advance Publication date : 13 October, 2020

^{*1} 正員, 日本精工 (株) 技術開発本部 コア技術研究開発センター (〒251-8501 神奈川県藤沢市鵜沼神明 1-5-50)

^{*2} Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen (Steinbachstr.7, 52074 Aachen, Germany)

^{*3} Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen University (Steinbachstr.7, 52074 Aachen, Germany)

^{*4} 正員, フェロー, 東京工業大学 工学院機械系 (〒152-8552 東京都目黒区大岡山 2-12-1)

E-mail of corresponding author: satou-yos@nsk.com

各サブシステム間の相互作用により機械装置全体の実稼動試験と単体試験の性能が異なる場合の一例として、自動車の電動パワーステアリングシステム (Electric Power Steering system, 以下, EPS) のラトル音を比較した結果を図 1 に示す. ここで EPS の実稼動試験とは車両の走行試験であり, EPS の単体試験では, 車両走行時ににおけるタイロッドの軸方向振動加速度を再現できるように, 試行錯誤的に定めた外力を加振器で与えている. ラトル音の測定方法や車両の走行条件, EPS の単体試験機の詳細については次章以降で述べるが, 図 1(a) は騒音レベル (JIS C 1509-1, 時間重み時定数 50msec) を比較した結果であり, 図 1(b) は周波数スペクトルを比較した結果である. 単体試験ではタイロッドの軸方向振動加速度の大きさを周波数領域で再現しているが, 位相を考慮していないため, 時間領域では騒音レベルの波形が異なる. しかしながら, 波形だけでなく, 凡例に示す騒音レベルの平均値も 7dB(A) 程度の差異が生じている. この差異の原因としては, タイロッドの軸方向振動加速度や EPS に作用する外力の再現性が低いことが挙げられるが, 車両と単体試験機では EPS の支持構造および振動特性が異なることも要因の一つと考えられる. したがって, EPS の開発段階において単体試験機で測定したラトル音が規定値以内であったとしても, 最終的な車両の走行試験では NG となり, EPS の設計変更が必要となってしまう場合がある. このため, EPS の開発段階において車両走行時のラトル音を予測できることが望まれる.

Fig. 1 Measured sound pressure levels corresponding to rattle noises from an EPS extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz by component test and by vehicle running test.

サブシステムの単体試験から機械装置全体の実稼動状態における騒音レベルを推定する手段の一つとして, In-situ blocked force 法 (Elliott and Moorhouse, 2008, Moorhouse et al., 2009) が挙げられる. In-situ blocked force 法は, 試験機の構造に依存しない, サブシステム固有の Blocked force (Gardonio and Brennan, 2004) を求める方法であり, この方法を用いればサブシステムの単体試験と機械装置全体の実稼動試験で同一の Blocked force を求めることができる. したがって, 機械装置において Blocked force とターゲット音圧の伝達関数 (以下, 音響感度関数) を予め求めておけば, これにサブシステムの単体試験で求めた Blocked force を乗じることで, 機械装置全体の実稼動状態における騒音レベルを推定することが可能となる. なお, サブシステムの開発段階では, 通常, 他のサブシステムが存在しないため, この音響感度関数を求めることはできないと考えられるが, 振動特性や結合方法が類似する既存の機械装置における音響感度関数を代用すれば近似的に騒音レベルを推定することができる. また, 対象とする機械装置が既に存在する場合は, コストのかかる機械装置全体の実稼動試験を行うことなく, サブシステムの単体試験で機械装置全体の実稼動状態における騒音レベルを評価することができる.

以上のように, In-situ blocked force 法を用いればサブシステムの単体試験から機械装置全体の騒音レベルを推定することができる. ところが, In-situ blocked force 法は固体伝ば音を対象とした方法であり, 求める騒音レベルに空気伝ば音が含まれる場合は適用できないと言われている (Elliott et al., 2013, Klerk and Rixen, 2010). 加振源を含むサブシステム (以下, 加振源システム) と加振源の振動が伝達される側のサブシステム (以下, 受動システム) の二つに機械装置全体を分けるとき, 加振源システムから直接放射される音が空気伝ば音であり, 受動システムから放射される音が固体伝ば音である. 前述のラトル音の場合, EPS が加振源システムとなるため EPS から放射される音が空気伝ば音であり, 受動システムとなる車体から放射される音が固体伝ば音となる. しかし, 車室内のどこで音圧を測定しても固体伝ば音と空気伝ば音の双方が含まれると考えられ, 空気伝ば音が含まれないように音圧を測定することは困難である. また, 空気伝ば音が支配的な測定方法とすることでラトル音の S/N 比

が向上する場合は、In-situ blocked force 法の適用において、その測定方法の利点を活かすことができない。

そこで本研究では、In-situ blocked force 法による騒音レベルの推定において空気伝ば音が含まれる場合を検討したところ、機械装置の固有振動数においてはその推定誤差が小さくなることを見出した。そこで固有振動数の成分が支配的となる場合に対し、In-situ blocked force 法を用いて空気伝ば音を含む騒音レベルを近似的に推定する手法を提案し、簡易的な質点系 3 自由度モデルでその有効性を検証した (佐藤, 岩附, 2018)。さらに、高次の多自由度モデルである片持ち矩形平板の放射音解析によってその有効性を検証し、推定誤差を低減する手法の提案もした (佐藤他, 2020)。

本報では、前述の EPS のラトル音を対象として提案する推定手法の実験的な検証を行ったので、その結果について述べる。ラトル音は EPS 内部における部品間の衝突が加振力となって発生するため、EPS が加振源システムであり、EPS 以外の車体構造あるいは単体試験機のフレーム構造が受動システムとなる。また、詳細は次章で述べるが測定したラトル音は EPS から直接放射される空気伝ば音が支配的となる。本研究の目的はサブシステムの単体試験から機械装置全体の実稼動状態における空気伝ば音を含む騒音レベルを推定することであるため、EPS の単体試験で Blocked force を求め、車両の音響感度関数を乗じることによりラトル音を推定し、測定したラトル音と比較することにより推定手法を検証する。しかしながら前述のように、EPS の Blocked force は車両の走行試験で求めることも可能であると考えられたため、この場合においても推定手法を検証することにした。

車両の走行試験で Blocked force を求める場合では、まず図 2(b) に示すように静止している車両のインパルス加振によってラトル音の音響感度関数と各振動測定点までのイナータンスを測定した。つぎに図 2(a) に示すように EPS の実稼動状態である車両走行時においてラトル音を測定し、同時に測定した EPS 各部の振動加速度と事前に測定したイナータンスを用いて図 2(c) に示すように Blocked force を同定した。そして伝達経路解析 (Transfer Path Analysis, 以下, TPA) (Auweraer et al., 2007) の定式化を用いて車両走行時のラトル音を推定し、測定した場合と比較した。推定したラトル音の騒音レベルは測定した場合よりも大きくなったが、騒音レベルの時間波形は概ね一致したことから推定手法の妥当性を検証できたと考えられる。一方、EPS の単体試験で Blocked force を求める場合では、図 2(d) に示すように EPS の単体試験において車両走行時におけるタイロッドの軸方向振動加速度を再現するよう加振器で外力を与えて EPS 各部の振動加速度を測定した。タイロッド軸方向振動加速度の再現精度が高くなかったため、推定したラトル音の時間波形やスペクトル形状は測定した場合とは異なったが、騒音レベルの平均値は同等であったことから、推定手法を定量的に検証できたと考えられる。次章以降でこれらの検証実験の詳細について述べる。

Fig. 2 Schematic view of two experimental verifications for the noise estimation method. One way is identifying blocked forces by vehicle running test and the other way is identifying blocked forces by component test.

2. ラトル音の特徴と測定方法および発生メカニズムの考察

2・1 ラトル音の特徴と測定方法および車両走行試験の条件

EPS のラトル音は、部品間の衝突により発生する騒音であり、凹凸のある悪路を走行するときに発生する。ラトル音の騒音レベルは EPS に要求される性能の一つであり、通常、その最終検査は車両の走行試験におけるテストドライバーの官能評価によって行われる。この際、テストドライバーは EPS のラトル音をタイヤやエンジン等の他のノイズと聞き分けることができるが、ラトル音の騒音レベルは他のノイズと比べて非常に小さいため、ドライバー耳位置に設置したマイクロホンで測定した音圧からラトル音成分を抽出することは難しい。しかし、ラトル音を機械的かつ定量的に評価するためには、ラトル音成分の抽出が不可欠である。そこでマイクロホンの設置位置について試行錯誤したところ、図 3 に示すように、エアバッグモジュールを取り除いたハンドルの中心近傍にマイクロホンを設置することにより、ラトル音成分の S/N 比が向上することが分かった。図 4(a) は、このように測定した音圧を STFT によって分析した結果である。横軸は時間、縦軸は周波数、色は騒音レベルの大きさをそれぞれ示す。ラトル音は主に高周波帯域に分布しており、図 4(b) に示すように 300~5,000Hz のバンドパスフィルタにより高周波帯域を抽出すると、聴感上、ラトル音成分の打音のみが聞こえる。そこで本研究では、図 3 のように設置したマイクロホンで測定した音圧から、300~5,000Hz の帯域をバンドパスフィルタと A 特性のフィルタで抽出した信号をラトル音成分として評価することにした。したがってこのラトル音は、EPS から直接放射される空気伝ば音が支配的となるが、車体から放射される固体伝ば音も僅かに含むことになる。また、ラトル音を測定する車両走行試験は全て Ford Lommel Proving Ground (<https://www.fordlpg.com/en/>)の玉石路（丸みを帯びた多数の石が不規則に埋め込まれた凹凸のあるテストコース）においてラトル音が最も聞こえる車速 15km/h で実施することにした。

Fig. 3 Photo of a microphone mounted at the steering wheel center from which the airbag module has been removed.

Fig. 4 Time-frequency spectra of the sound pressure measured by a microphone at the steering wheel center under a vehicle running test on the cobble road at 15km/h.

2・2 ラトル音の発生メカニズムと EPS 単体試験機における加振の方法

本報で対象とするコラム式 EPS では、ハンドルから入力された操舵力がウォームホイールによって減速されたモータにアシストされ、中間軸やラックアンドピニオンを経由してタイヤに伝達される。しかし、凹凸のある悪路を車両が走行するときは、タイヤからの逆入力荷重が各機構に伝達され、図 5 に示す各部品間での衝突によりラトル音が発生する。したがって、EPS の単体試験ではラトル音の直接的な原因である部品間の衝突を再現する必要がある。部品間の衝突はタイヤからの逆入力荷重により発生するが、その逆入力荷重の代替として、ラトル音発生時における中間軸のトルクを測定した。図 6(a) はその測定結果であるが、ラトル音は中間軸トルクが反転する瞬間や大きくなる瞬間に発生していることがわかる。また図 6(b) は車速を変化させて測定した中間軸トルクの周波数分析結果であるが、支配的な 13Hz 近傍のピークは車速によって周波数が変化しないことからシャシー系の固有振動数であると考えられる。したがって、ラトル音の発生メカニズムとしては、タイヤからの逆入力荷重によって低周波共振（約 13Hz）が発生し、その結果、部品間の衝突による高周波振動（300～5,000Hz）が各部位に伝達され、ハンドルなど平面を含む部位から音が放射されと考えられる。低周波共振によるタイヤの運動は鉛直方向と舵角方向があるが、付録に示す車両加振試験により、舵角方向がラトル音に対して支配的である。なお、玉石路の走行時は直進でもハンドルを手で固定できないほど逆入力荷重が大きいことから、丸みを帯びた石に対してタイヤが斜めに乗り上げることがタイヤの舵角方向運動の原因と考えられる。そこで EPS の単体試験機では、ラトル音の間接的な原因である低周波共振として、タイロッドを低周波で軸方向に加振して部品間の衝突を再現することにした。なお加振周波数は 100Hz 以下としたため、ラトル音の周波数帯域（300～5,000Hz）とは重ならず、加振器による強制振動は問題とならない。

Fig. 5 Schematic view of a column type EPS in which yellow marks indicate potential sources of rattle impacts.

Fig. 6 Left figure (a) indicates sound pressure corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz and I/S torque measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h. Right figure (b) indicates frequency spectra of I/S torques measured by vehicle running test on the cobble road at 10, 15 and 20km/h.

3. 車両の走行試験により Blocked force を同定する場合の検証

3・1 ラトル音を推定する TPA モデル

図 2 で示したように、本研究では Blocked force と車両の音響感度関数を TPA の入力として車両走行時のラトル音を推定する。そこで本節では、Blocked force を車両の走行試験により同定する方法や車両の音響感度関数の測定方法、必要となるセンサの位置や取り付け方法などについて述べる。

本研究では EPS を加振源システムとしているため、EPS の結合部を完全拘束する場合に必要な力が Blocked force であり、In-situ blocked force 法により EPS を含む車両全体の走行試験で測定した振動から Blocked force を同定する。具体的には、式 (1) に示す逆行列法で Blocked force を算出する (佐藤, 岩附, 2018)。

$$\{f_{bl}\} = [G]^+ \{A\} \quad (1)$$

ここで $\{A\}$ は車両走行時における参照点の振動加速度, $[G]$ は EPS の結合部から参照点までのイナータンス行列, $+$ は擬似逆行列を示す。なお, イナータンスは周波数スペクトルであるが振動加速度は時間波形で取り扱うことにしたため, 行列演算はこれらの畳み込みにより時間領域で Blocked force を求める (Shiozaki et al., 2012)。また, イナータンスの擬似逆行列 $[G]^+$ は前報 (佐藤他, 2020) と同様に周波数毎に式 (2) に示す特異値分解を利用して求める。

$$[G]^+ = ([U][S][V]^*)^+ = \begin{bmatrix} [U] & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & \sigma_N \\ 0 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 \end{bmatrix}^+ = [V] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & \vdots & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 & & & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & 1/\sigma_N & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} [U]^* \quad (2)$$

EPS の結合部は図 7 に緑丸で示す 6 箇所 (コラム 4 箇所, ステアリングギヤ 2 箇所) とし, 参照点はこれら EPS の結合部に加え図 7 に赤丸で示す 7 箇所 (ステアリングギヤを固定するサブフレームと車体の結合部 4 箇所と EPS 上の 3 箇所) とした。これは, 逆行列法による力の同定において, 結合部近傍に加えその結合部と同数以上の位置を参照点とすることにより同定誤差を低減できる (Mas et al., 1994) ためである。両端のタイロッドエンドも EPS の結合部であるが, 本研究ではタイロッドエンドの Blocked force を考慮しないことにした。これは, タイ

Fig. 7 Positions of 3-axis accelerometers and a microphone.

ロッドエンドはターゲット音圧を測定するハンドル中心から遠く影響が小さいと考えられるためと、後述する EPS 単体試験機ではタイロッドエンドの一方を自由端とすることにより Blocked force の同定が困難となったためである．ところで、前報(佐藤, 岩附, 2018)で述べたように、EPS の実稼動状態(車両全体の走行状態)と等価加振状態(EPS の結合部に Blocked force を与えた状態)における振動挙動が一致するのは受動システム(EPS 以外の車体構造)であり、加振源システム(EPS)ではない．したがって、本来、参照点は EPS 上ではなく、EPS 以外の車体構造上に配置すべきである．しかし本研究では、振動レベルが大きい固有振動数において、実稼動状態と等価加振状態における加振源システムの振動挙動は近似的に等しいと考えているため、加振源システム(EPS)上にも参照点を配置することにした．

Blocked force と参照点の振動は、それぞれ一箇所につき図 7 に示す XYZ の直交 3 方向を考慮することにした．したがって、Blocked force の数は $6 \times 3 = 18$ 、参照点の振動の数は $(6+7) \times 3 = 39$ 、イナータンスの数は $18 \times 39 = 702$ となる．イナータンスの測定には EPS の結合部を XYZ の直交 3 方向にインパルス加振することが必要となるが、図 8 に示すように鉛直方向と水平方向に平面をもつアルミ片を EPS の結合部近傍に取り付け、これを加振点とした．ただし、図 8(b) に示すステアリングギヤハウジング結合部の -X 方向(車両後方)については、ラトル音が分布する高周波帯域までの加振ができなかったため、代替として近傍のサブフレームを加振した．なお、EPS のようなガタを含む振動系では、加振器によるランダム加振と平均化によって音響感度関数を求めるべきである．しかしながら、EPS の各結合部近傍は非常にスペースが小さく、一般的な加振器を設置することができない．そこで本研究では、加振方法による誤差が生じることを許容した上で、小さなスペースでも比較的簡便に音響感度関数を求められるインパルス加振を採用することにした．参照点の振動については、図 8 と図 9 に示すよう 3 軸の加速度センサで測定し、センサの取付け位置に水平方向や鉛直方向の平面が無い部位の場合はアルミ片を挟んでセンサの 3 軸の向きを XYZ と一致させた．図 10 と図 11 は以上のようにして測定したイナータンスと振動であり、これらを入力として式 (1) により算出した Blocked force の一つが図 12 である．なお、図 10 には加振力と

(a) Left-hand connection of the steering column (No.3, 5).

(b) Right-hand connection of the steering gear housing (No.2).

Fig. 8 Photos of accelerometers on the connections of an EPS system in which hammering points are illustrated.

(a) Worm/wheel gear housing of the steering column (No.9).

(b) Front-right connection of the sub-frame (No.12).

Fig. 9 Photos of additional 3-axis accelerometers.

同位置で同方向の加振点イナータンス (図 10(a)) に加え, 加振点から離れた位置のイナータンス (図 10(b)) も示した. それぞれのコヒーレンスより, 加振点近傍のイナータンスは精度良く求められているが, 加振点から離れた位置のイナータンスは特に高周波の測定誤差が大きいことがわかる.

車両の音響感度関数は **Blocked force** とターゲット音圧の伝達関数であり, 前述のイナータンスと同様に EPS 各結合部のインパルス加振によって求められる. そこで参照点の振動と同時にハンドル中心近傍に設置したマイクロホンで音圧を測定して合計 18 の音響感度関数を求めた. 図 13 はコラム右上の結合部 (No.6) を X 方向に加振

(a) Response at the accelerometer No.6 in the X direction.

(b) Response at the accelerometer No.10 in the X direction.

Fig. 10 Measured inertances and their coherences whose impact position is near the accelerometer No.6 in the X direction.

Fig. 11 Measured acceleration using the accelerometer No.6 in the X direction by vehicle running test on the cobble road at 15km/h.

Fig. 12 Blocked force at the connection of EPS near the accelerometer No.6 in X the direction identified by means of inverse matrix method using the measured inertances and accelerations.

Fig. 13 Measured vibro-acoustic transfer function and its coherence whose impact position is near the accelerometer No.6 in the X direction and sound pressure is measured by the microphone No.7.

Fig. 14 Upper figure indicates frequency spectra of the all impact forces applied to measure the vibro-acoustic transfer functions and lower figure indicates their coherences.

した場合を示すが、コヒーレンスは高いことがわかる。また図 14 は、No.6 の X 方向加振を含め、全ての場合におけるインパルス加振力を周波数分析した結果と音響感度関数のコヒーレンスを示す。No.6 の X 方向では固有振動数の影響で高周波帯域まで加振できていないがコヒーレンスは高く、逆に高周波帯域まで加振できているもののコヒーレンスが低い場合もあることがわかる。

つぎに、求めた **Blocked force** と音響感度関数を TPA の入力としてラトル音を推定する。**Blocked force** は時間波形であるが、音響感度関数は周波数スペクトルであるため、これらの畳み込みとして時間領域で音圧を計算し、さらに前章で述べたフィルタを適用することによりラトル音の成分を抽出する。なお図 10 と図 13 に示すように、高周波帯域では、イナータンスや音響感度関数のコヒーレンスが低いため、高周波帯域の推定精度が低くなると考えられる。ところで、本研究ではハンドルを EPS の一部として考えることにしたため、ハンドルとコラムシャフトの結合部における **Blocked force** を考えていない。このためターゲット音圧は、固体伝ば音ではなく、EPS から直接放射される空気伝ば音が支配的として扱われることになる。

3・2 検証の手順と結果

検証プロセスの流れを図 15 に示す。まず、静止している車両において EPS の各結合部からターゲットまでの音響感度関数を測定する（ステップ 1）と同時に、EPS の各結合部から各参照点までのイナータンスを測定する（ステップ 2）。つぎに、車両の走行試験で各参照点の振動を測定する（ステップ 3）と同時に、ターゲット音圧を測定する（ステップ 4）。そして測定したイナータンスと振動から **Blocked force** を算出し（ステップ 5）、これに音響感度関数を乗じてターゲット音圧を算出する（ステップ 6）。最後に、測定した音圧と算出した音圧それぞれに前述のフィルタを適用してラトル音成分を抽出して比較する。図 16 は測定したラトル音と推定したラトル音の騒音レベルと周波数スペクトルを比較した結果であるが、騒音レベルには約 12dB の差異があり、また周波数スペクトルも異なる結果となった。

Fig. 15 Experimental verification procedure of the estimation method by application to rattle noise from an EPS. Blocked forces of the EPS are identified by vehicle running test.

Fig. 16 Measured and estimated sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz by vehicle running test on the cobble road at 15km/h.

3・3 推定誤差低減手法の適用と考察

緒言で述べた通り、本研究で提案する推定手法は近似であるため、図 16 に示す推定したラトル音と測定したラトル音の騒音レベル差にはその近似の影響が含まれる。前報（佐藤他，2020）で述べた通り、この騒音レベル差は主に Blocked force に含まれる加振源システムの固有振動数で生じており、推定値が真値よりも過大に評価されるが、提案した手法によりこの推定誤差を低減できる。提案した推定誤差低減手法では、イナータンスの擬似逆行列を計算する際に用いる式 (2) の特異値分解において、特異値を小さい方からいくつか無効化してイナータンスの擬似逆行列を構成する。一般にこの手法は、条件数 (Condition number, 最小特異値に対する最大特異値の比) が過大である場合における数値計算上の誤差を低減するために用いられる (Martens and Wyckaert, 1998) が、前報の通り、提案する推定手法の推定誤差低減にも有効である。なお、無効化する特異値の数は、特異値自乗和の割合による近似指標 (Greenacre, 1984) が各周波数で一定となるようにする。具体的には、式 (3) に示すように、 N 個の特異値を持つイナータンス行列に対し、各周波数に対して共通の閾値 φ を用いて M ($< N$) 個の特異値により擬似逆行列を構成する。

$$[G]_{\text{regularized}}^+ = [V] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \vdots & & 1/\sigma_M & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \vdots & & & 0 & & \vdots & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} [U]^*, \quad 1 - \frac{\sum_{r=1}^M \sigma_r^2}{\sum_{r=1}^N \sigma_r^2} \leq \varphi < 1 - \frac{\sum_{r=1}^{M-1} \sigma_r^2}{\sum_{r=1}^N \sigma_r^2} \quad (3)$$

式 (3) に示す閾値 φ を 0.03 とした場合の擬似逆行列を用いて同定した Blocked force の時間波形を図 17 に、またこれを用いて推定したラトル音の騒音レベルと周波数分析結果を図 18 に示す。閾値の 0.03 は推定したラトル音の騒音レベルの平均値が測定した場合と一致するように合わせ込んだ値であるが、騒音レベルの平均値だけでなく波形も概ね一致している。したがって、周波数スペクトルでは高周波帯域において相違があるが、前報で提案した推定誤差の低減手法を併用することで、概ね妥当な騒音レベルが推定できると考えられる。

ところで、図 19(a) は小さい特異値を無効化する前後におけるイナータンス行列の条件数を示し、図 19(b) はそのときに擬似逆行列を構成した特異値の数を示す。両図には $\varphi=0.03$ の場合に加え、参考として $\varphi=0.001$ の場合も示した。 $\varphi=0.03$ の場合は $\varphi=0.001$ の場合に比べ条件数が小さく、より多くの小さい特異値を無効化しているが、それぞれにおける条件数の絶対値を前報と比較すると、 $\varphi=0.001$ で既に条件数は十分小さく、数値計算上の誤差や提案する手法による推定誤差は低減できていると考えられる。すなわち、 $\varphi=0.001$ から $\varphi=0.03$ まで閾値を大きくすることにより無効化した特異値は、提案する手法による推定誤差の低減ではなく、別の要因を除去する合わせ込みのために必要だったと考えられる。ここで、提案する推定手法を適用する上での前提条件について振り返

Fig. 17 Blocked force at the connection of EPS near the accelerometer No.6 in the X direction identified by means of inverse matrix method with the regularization factor $\varphi = 0.03$.

(a) Time waveforms of sound pressure levels (TC=50ms).

(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 18 Measured and estimated sound pressure levels corresponding to EPS rattle noises extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz by vehicle running test on the cobble road at 15km/h. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor $\varphi = 0.03$.

(a) Condition numbers.

(b) Number of singular values.

Fig. 19 Condition numbers and number of singular values of the inertance matrices with and without regularization for identifying blocked forces by means of inverse matrix method.

る。提案する推定手法では、機械装置全体を振動騒音の加振源を含む加振源システムと加振源の力が伝達される側の受動システムの二つに分け、加振源システム固有の Blocked force を間接的に求めて空気伝ば音や固体伝ば音を推定する。本研究の場合、EPS が加振源システムであり、EPS 以外の車体構造が受動システムとなる。ところが、EPS 以外の車体構造にはエンジンなど他の加振源が含まれるため、提案する推定手法を適用する上での前提条件（受動システムには加振源を含まないこと）を完全には満足していない。このため、図7に示す参照点で測定した振動加速度にはエンジンなど他の加振源の影響が含まれてしまい、またこの振動加速度を入力として逆行行列法により同定した Blocked force や推定したターゲット音圧にもその影響が含まれてしまい、これらを除く

ために閾値を大きくする必要があったと考えられる。なお、ハンドルの中心近傍に設置したマイクロホンで測定したターゲット音圧にもエンジンなど他の加振源の影響が含まれているが、これらの影響は前述のバンドパスフィルタにより除去することが可能であった。しかし、図7に示す参照点の振動加速度ではエンジンなど他の加振源の感度が高いため、同バンドパスフィルタではその影響を除去することができなかったと考えられる。また、図16(a)では測定したラトル音と推定したラトル音の騒音レベルには12dB程度の一定の差異があったが、 $\phi=0.001$ の場合には10dB程度の一定の差異となった。したがって、エンジンなど他の加振源の影響が図16(a)における差異の主要因であり、ラトル音と同じ周波数の成分が全ての時刻において概ね一定であったと考えられる。

ところで、図18(a)では騒音レベルの時間波形が比較的良く一致しているのに対し、図18(b)では特に高周波帯域において差異が見られる。図18(b)の周波数スペクトルは3秒間の平均的な周波数スペクトルなので、0.5秒間に区切って算出した周波数スペクトルを算出したところ、図20に示す結果となった。前半の図20(a)と図20(b)を比較すると周波数スペクトルの形状が変化しているが、後半の図20(c)と図20(d)は比較的变化が小さいことがわかる。図18(a)において前半よりも後半の時間波形が一致していることから、時間波形が一致するのに周波数スペクトルに差異がある理由は、周波数スペクトル形状の変化が小さいためと考えられる。また、高周波帯域の周波数スペクトルに差異については、図13と図14に示したように、インパルス加振でイナータンスや音響感度関数を求める際、いくつかの部位では高周波帯域でのコヒーレンスが低くなってしまったことが要因の一つと考えられる。

Fig. 20 Frequency spectra of the measured and estimated sound pressure levels which are part of the data in the Fig. 18.

4. EPSの単体試験により Blocked force を同定する場合の検証

4・1 EPS 単体試験機の構成

EPS 単体試験機の外観写真を図21(a)に示す。実際の車両で使用されているサブフレーム（黒色）を流用し、このサブフレームを介してステアリングギヤハウジングを試験機のメインフレームに固定した。これは試験機と車両の構造と同様にする事で Blocked force の同定精度が向上する (Lennström et al., 2016) ためである。また、コラムについては別途準備した部材を介してメインフレームに固定した。EPS に入力する外力は2.2節で述べたように片方のタイロッドの軸方向加振として与え、振動計測する参照点の位置については図21(c)(d)(e)(f)に示すように車両の場合と同様とした。但し、図21(c)に示すようにコラム結合部のセンサ取付けは鉛直下面側（車両）と上面側（試験機）で異なる。なお、イナータンスは車両の場合と同様にインパルス加振で求める。ところで、図20(b)に示すように参考としてハンドルの中心近傍に設置したマイクロホンにより音圧を測定して車両の場合と比較したが、図1に示したのはこの結果である。この際、加振器やサブフレームから放射される騒音が大きかったため、ハンドル部を残して試験機全体を木枠で覆っている。

タイロッドの軸方向加振については、車両走行時における振動加速度の大きさを周波数領域上で再現することを試みた。加振器にはストローク上限があるため指令信号の周波数下限は 10Hz とし、前述のようにラトル音成分の周波数帯域 300~5,000Hz と重ならないように周波数上限は 100Hz とした。図 22(a) は車両走行時におけるタイロッド軸方向の振動加速度とこれを試験機で再現した場合の比較であるが、支配的な 15Hz 付近のピークレベルに加え、概ねのスペクトル形状を試験機で再現できていることがわかる。なお加振器には 10~100Hz の指令信号を与えたが、結果的には 10Hz 以下および 100Hz 以上の振動加速度が生じている。また図 22(b) は中間軸のトルクを比較した結果であるが、10Hz 付近に不要なピークがあるものの、それ以外のスペクトル形状は概ね一致していることがわかる。

(a) Overall view.

(b) A microphone at the steering wheel center (No.7).

(c) 3-axis accelerometers on the connections of steering column (No.3, 4, 5, 6).

(d) A 3-axis accelerometer on the right hand connection of steering gear housing (No.2).

(e) An additional 3-axis accelerometer on the front-right connection of sub-frame (No.12).

(f) An additional 3-axis accelerometer on the worm/wheel gear housing of steering column (No.9).

Fig. 21 Photos of the EPS component test bench for evaluating rattle noise.

Fig. 22 Frequency spectra of tie rod axial accelerations and I/S torques by component test and by vehicle running test.

4・2 検証の手順と結果および考察

検証プロセスの流れを図 23 に示す。まず、静止している車両において EPS の各結合部からターゲットまでの音響感度関数を測定する（ステップ 1）。つぎに、車両の走行試験でタイロッドの振動加速度を測定する（ステップ 2）と同時に、ターゲット音圧を測定する（ステップ 3）。そして EPS 単体試験機では、まず、EPS の各結合部から参照点までのイナータンスを測定する（ステップ 4）。つぎに、車両の走行試験で測定したタイロッド振動加

Fig. 23 Experimental verification procedure of the estimation method by application to rattle noise from an EPS. Blocked forces of the EPS are identified by component test.

速度を試験機で再現し（ステップ 5）、そのときの参照点の振動を測定する（ステップ 6）。さらに、測定したイナータンスと振動から **Blocked force** を算出し（ステップ 7）、これに音響感度関数を乗じてターゲット音圧を算出する（ステップ 8）。最後に、測定した音圧と算出した音圧それぞれに前述のフィルタを適用してラトル音成分を抽出して比較する。

測定したラトル音と推定したラトル音の騒音レベルと周波数スペクトルを比較した結果を図 24 に示す。前述のように、試験機では車両走行時におけるタイロッドの軸方向加速度の大きさを周波数領域で再現しているが、位相は考慮していないため、図 24(a) に示す時間領域では騒音レベルの波形は異なる。しかし波形だけでなく、図 24(a) の凡例に示す騒音レベルの平均値にも 5dB 程度の差異があり、また図 24(b) に示すスペクトルにおいても、300~700Hz におけるピークの有無などにも差異がある。前述のように、これらの差異の原因として逆行行列における数値計算上の誤差や提案する手法の推定誤差による影響が考えられるため、これらの推定誤差を低減すべく、3 章での検討を参考に式 (3) の閾値 $\varphi=0.001$ としたイナータンスの擬似逆行列を用いてラトル音を推定した。その結果、図 25(a) の凡例に示すように、推定したラトル音の騒音レベルは 78.2dB(A) となり、車両走行試験で測定した場合の 78.4dB(A) と同程度となった。図 25(b) に示す周波数スペクトルの形状には差異が見られるが、試験機におけるタイロッドの軸方向加速度の再現精度が不十分であることや、前述のように、加振器により求めるべきイナータンスや音響感度関数をインパルス加振で求めたことが誤差の要因として考えられる。さらに、図 26(a) は小さい特異値を無効化する前後におけるイナータンス行列の条件数を示し、図 26(b) はこれらの行列を構成した特異値の数を示す。これらを図 19 の閾値 $\varphi=0.03$ の場合と比較すると、無効化した特異値の数は少なく、条件数の改善による推定誤差の低減のみで、別の要因の除去による合わせ込みは不要であったことが窺える。なお、図 16 と図 18 に示す車両走行試験の場合はラトル音の推定に必要な振動測定をラトル音の測定と同時に

Fig. 24 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noises extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test and the other is estimated by component test.

Fig. 25 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noises extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test and the other is estimated by component test. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor $\varphi = 0.001$.

Fig. 26 Condition numbers and number of singular values of the inertance matrices with and without regularization for identifying blocked forces by means of inverse matrix method.

ったため時間波形が一致するかどうかの比較も可能であったが、前述のように試験機では時間波形は一致しない。そこで図 24(a) と図 25(a) では 10 秒間の表示としてその最大値と最小値も比較したが、図 25(a) ではそれぞれが概ね一致する結果となった。以上より、前報 (佐藤他, 2020) で提案した推定誤差の低減手法を併用することで、EPS の単体試験から車両走行時のラトル音を概ね定量的に推定することが可能と考えられ、提案する推定手法を実験的に検証できたと考えられる。

なお、EPS の単体試験で再現したタイロッドの軸方向振動加速度を測定した車両走行試験では、レコーダーのチャンネル数に限りがあったことから、Blocked force の同定に必要な各参照点の振動加速度は測定していない。すなわち、図 16 と図 18 に示すラトル音の測定値と図 24 と図 25 に示す測定値は異なる。しかしながら、図 27 に示すように、両試験で測定したラトル音の騒音レベル平均値は同等であり、スペクトル形状も概ね一致していることから、タイロッドの軸方向振動加速度も同等と考えられる。緒言で述べた通り、Blocked force は加振源システム固有の値であり、タイロッドの軸方向振動加速度が同等であれば、EPS の単体試験で求めた Blocked force と車両の走行試験で求めた Blocked force は一致するはずである。そこで両者を比較することにした。なお、図 27 における騒音レベルの時間波形は 10 秒間を示しているが、図 16 と図 18 に示すデータは、図 27 の 3 秒から 6 秒の区間に相当する。

図 28 はそれぞれの時間波形と周波数スペクトルを比較した結果である。なお単体試験の Blocked force は式 (3) の閾値 $\phi=0.001$ として推定誤差を低減した場合であり、車両走行試験の Blocked force は閾値 $\phi=0.03$ として他の加振源の影響を取り除いた場合である。両者とも最大値は 15N 程度で同等であり、またスペクトル形状も概ね一致していることから、両試験で同等の Blocked force が同定できたことがわかる。

Fig. 27 Measured sound pressure levels corresponding to EPS rattle noises extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is same with the data shown in figure 16 and 18 although analyzed time is longer than them. The other is same with the data shown in figure 24 and 25.

Fig. 28 Blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.6 in the X direction. One is identified by inverse matrix method with the regularization factor $\phi = 0.03$ and vibrations measured by vehicle running test (same with the Fig. 17). The other is similarly identified with the factor $\phi = 0.001$ and vibrations measured by component test.

ところで、EPS の単体試験で測定した騒音レベルは図 1 に示すように 71.1dB(A) であった。これを車両走行試験で測定した騒音レベルの 78.4dB(A) と比較するとその差は 7.3dB である。これに対し提案する手法を用いて単体試験で推定した騒音レベルは 78.2dB(A)であり、車両走行試験で測定した場合との差は 0.2dB である。したがって、提案する手法で推定した騒音レベルは単体試験で測定した場合よりも推定精度が向上したことになる。

4・3 EPS 個体差の評価による検証

つぎに、EPS の個体差を評価することにより、提案する推定手法を検証した結果について述べる。図 25 で示した検証では、図 23 に示すように、推定したラトル音の車両走行条件は比較するラトル音の測定におけるそれそのものであり、両者の車両走行条件は同一であった。しかし個体差を評価する場合、単体試験では同一の加振条件で評価することができるが、車両の走行試験では不規則な凹凸路を走行するため車両走行条件が毎回異なる。すなわち 2 つの個体に対して同一の車両走行条件で試験を行うことができない。そこで車両の走行試験では、個体 1 つにつき複数回の走行試験を行い、その平均で評価することにした。

ラトル音の騒音レベルが変化するよう中間軸のジョイント隙間を故意に変化させた規格外の EPS を 2 つ使い、同一のテストコースで車両走行試験による 10 秒間のラトル音測定を各 5 回行い、それぞれの平均値をまとめた結果を図 29 に示す。なお、図 24 および図 25 で用いた EPS を No.1 とし、ここで測定した 2 つの EPS はそれぞれ No.2 と No.3 とした。図に示すように、測定毎に騒音レベルのばらつきがあるが、5 回の測定の平均は 1.4dB 異なり、有意差があると考えられる。さらに提案する手法を用いれば車両走行時における騒音レベルを定量的に推定することができると考えられる。つぎに、No.1 の EPS を含め、単体試験により推定したラトル音の騒音レベルを車両走行試験で測定した場合と比較した結果を図 30 に示す。まず気が付くのは、No.2 と No.3 で推定したラトル

Fig. 29 Sound pressure levels measured by vehicle running tests with the EPS No.2 and No.3. Five measurements were done with each EPS.

Fig. 30 Left-hand sound pressure levels were estimated at by component tests on which tie rod acceleration measured by vehicle running test with the EPS No.1 was reproduced. Right-hand sound pressure levels were measured by vehicle running tests. The test condition used to measure sound pressure level with EPS No.2 is same as that with EPS No.3, but is different from that with EPS No.1.

音の騒音レベルが測定した場合と大きく異なることである。No.2 と No.3 のラトル音推定では No.1 と同一のタイロッド軸方向振動加速度を単体試験で与えたのに対し、No.2 と No.3 のラトル音測定では車両走行条件が No.1 と同一ではないことが原因の一つと考えられるが、その差は図 29 に示す走行毎のばらつきより大きい。なお、No.2 と No.3 は同日に同一のテストコースで測定したのに対し、No.1 は気温や湿度が異なる別の日に行っていた。また、Ford Lommel Proving Ground には同様の玉石路のテストコースが複数あるが、No.1 はそのうちの別のテストコースで測定していた。これらが No.2 と No.3 で推定したラトル音の騒音レベルが測定した場合と大きく異なることに関係していると考えられるが、詳細は不明であり、推定手法の定量的な検証には至っていない。

そこで No.2 と No.3 の個体差を比較すると、単体試験では No.3 で推定したラトル音の騒音レベルが No.2 のそれよりも 1.3dB 大きいのに対し、車両の走行試験の場合も No.3 で測定したラトル音の騒音レベルが No.2 のそれよりも 1.4dB 大きい。したがって単体試験から推定したラトル音の個体差は車両走行試験で測定したラトル音の個体差と同等であり、定性的には提案する推定手法の有効性を検証できたと考えられる。

5. 結 言

本報では、前報で提案した In-situ blocked force 法による空気伝ば音を含む騒音レベルの近似的な推定手法と、その過程で用いる逆行列法において小さい特異値の無効化により推定誤差を低減する手法に対し、固有振動数の成分が支配的と考えられる自動車用電動パワーステアリングシステム (EPS) のラトル音を対象として実験的な検証を試み、以下の結果を得た。

- (1) ハンドルを含めた EPS を加振源システムとし、車両の走行試験および EPS の単体試験に In-situ blocked force 法を適用して EPS 固有の Blocked force を同定し、EPS 以外の加振源の影響を取り除いた Blocked force は互いに同程度の値となることを示した。
- (2) 車両の走行試験で同定した Blocked force を用い、提案する手法によりラトル音の騒音レベルを推定した。その結果、EPS 以外の加振源の影響を取り除くために小さい特異値を過剰に無効化する必要があったものの、推定した騒音レベルが時間波形も含め測定した場合と良く一致したことから、提案する手法により固有振動数の成分が支配的な空気伝ば音を含む騒音レベルを高精度に予測できることを示した。
- (3) EPS の単体試験で同定した Blocked force を用い、提案する手法によりラトル音の騒音レベルを推定した。その結果、推定した騒音レベルが測定した場合と概ね一致したことから、提案する手法により固有振動数の成分が支配的な空気伝ば音を含む騒音レベルを高精度に予測できることを示した。
- (4) 2 つの EPS 個体に対し、車両走行試験 5 回で平均したラトル音の騒音レベルの大小関係が単体試験で推定した場合と定性的に一致したことから、EPS 個体差がラトル音に及ぼす影響を提案する手法で評価できる可能性があることを示した。

謝 辞

本報は Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen と日本精工株式会社の共同研究で得られた成果である。ここに記して両社に謝意を表す。

文 献

- Auwerker, H.V., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A., Janssens, K. and Poonseele, P.V., Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: the role of fast, hybrid and operational path analysis, SAE Technical paper, 2007-01-2352 (2007).
- Elliott, A.S. and Moorhouse, A.T., Characterisation of structure borne sound sources from measurement in-situ, Proceedings of Acoustics 2008 Paris (2008), pp.1477-1482.
- Elliott, A.S., Moorehouse, A.T., Huntley, T. and Tate, S., In-situ source path contribution analysis of structure borne road noise, Journal of Sound and Vibration, Vol.332 (2013), pp.6276-6295.
- Gardonio, P. and Brennan, M.J., Mobility and impedance methods in structural dynamics, Advanced application in acoustics, noise and vibration (2004), pp.389-447.
- Greenacre, M.J., Singular value decomposition (SVD) and multidimensional analysis, Theory and applications of correspondence analysis, Academic Press (1984), p.344.
- Klerk, D. and Rixen, D.J., Component transfer path analysis method with compensation for test bench dynamics, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.24 (2010), pp.1693-1710.
- Lennström, D., Olsson, M., Wullens, F. and Nykänen, A., Validation of the blocked force method for various boundary conditions for automotive source characterization, Applied Acoustics, Vol.102 (2016), pp.108-119.
- Martens, T. and Wyckaert, K., Matrix inversion technology for vibro-acoustic modeling applications: practical examples of measurement noise reduction by SVD, Proceedings of ISMA 23 (1998).
- Mas, P., Sas, P. and Wyckaert, K., Indirect force identification based upon impedance matrix inversion: A study on statistical and deterministical accuracy, Proceedings of ISMA19 (1994), pp.1049-1065.
- Moorhouse, A.T., Elliott, A.S. and Evans, T.A., In situ measurement of the blocked force of structure-borne sound sources, Journal of Sound and Vibration, Vol.325 (2009), pp.679-685.
- 佐藤佳宏朗, 岩附信行, In-situ blocked force 法による空気伝ば音を含む騒音レベルの推定 (近似推定手法の提案と簡易モデルによる検証), 日本機械学会論文集, Vol.84, No.865 (2018), DOI:10.1299/transjsme.18-00049.
- 佐藤佳宏朗, 村上賢吾, 岩附信行, In-situ blocked force 法による空気伝ば音を含む騒音レベルの推定 (第2報, 片持ち矩形平板の放射音解析による推定手法の検証と推定誤差低減手法の提案), 日本機械学会論文集, Vol.86, No.882 (2020), DOI:10.1299/transjsme.19-00348.
- Shiozaki, H., Geluk, T., Daenen, F., Iwanaga, Y. and Herbruggen, J.V., Time-domain transfer path analysis for transient phenomena applied to tip-in/tip-out (shock & jerk), SAE Technical paper, 2012-01-1545 (2012).

References

- Auwerker, H.V., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A., Janssens, K. and Poonseele, P.V., Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: the role of fast, hybrid and operational path analysis, SAE Technical paper, 2007-01-2352 (2007).
- Elliott, A.S. and Moorhouse, A.T., Characterisation of structure borne sound sources from measurement in-situ, Proceedings of Acoustics 2008 Paris (2008), pp.1477-1482.
- Elliott, A.S., Moorehouse, A.T., Huntley, T. and Tate, S., In-situ source path contribution analysis of structure borne road noise, Journal of Sound and Vibration, Vol.332 (2013), pp.6276-6295.
- Gardonio, P. and Brennan, M.J., Mobility and impedance methods in structural dynamics, Advanced application in acoustics, noise and vibration (2004), pp.389-447.
- Greenacre, M.J., Singular value decomposition (SVD) and multidimensional analysis, Theory and applications of correspondence analysis, Academic Press (1984), p.344.
- Klerk, D. and Rixen, D.J., Component transfer path analysis method with compensation for test bench dynamics, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.24 (2010), pp.1693-1710.
- Lennström, D., Olsson, M., Wullens, F. and Nykänen, A., Validation of the blocked force method for various boundary conditions for automotive source characterization, Applied Acoustics, Vol.102 (2016), pp.108-119.
- Martens, T. and Wyckaert, K., Matrix inversion technology for vibro-acoustic modeling applications: practical examples of measurement noise reduction by SVD, Proceedings of ISMA 23 (1998).

- Mas, P., Sas, P. and Wyckaert, K., Indirect force identification based upon impedance matrix inversion: A study on statistical and deterministical accuracy, Proceedings of ISMA19 (1994), pp.1049-1065.
- Moorhouse, A.T., Elliott, A.S. and Evans, T.A., In situ measurement of the blocked force of structure-borne sound sources, Journal of Sound and Vibration, Vol.325 (2009), pp.679-685.
- Sato, Y. and Iwatsuki, N., Estimation of noise radiation including airborne noise using the in-situ blocked force approach (Proposal of an approximate method and its verification using a simple model), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.84, No.865 (2018), DOI:10.1299/transjsme.18-00049.
- Sato, Y., Murakami, K. and Iwatsuki, N., Estimation of noise radiation including airborne noise using the in-situ blocked force approach (Second report, verification of the estimation method by numerical analysis of noise radiation from a cantilever rectangular plate and proposal of an estimation error reduction method), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.86, No.882 (2020), DOI:10.1299/transjsme.19-00348.
- Shiozaki, H., Geluk, T., Daenen, F., Iwanaga, Y. and Herbruggen, J.V., Time-domain transfer path analysis for transient phenomena applied to tip-in/tip-out (shock & jerk), SAE Technical paper, 2012-01-1545 (2012).

付 録

車両加振試験による EPS 単体試験機の加振方法に対する検討

EPS の直接的な加振源は部品間の衝突であるが、これを EPS の単体試験で再現するためにはシャシー系の低周波共振を再現する必要がある。低周波共振はタイヤの鉛直方向や舵角方向の運動に起因していると考えられるが、どちらの方向がラトル音に対して影響が大きいかを調べるため、それぞれの方向を単独で加振する車両加振試験を行った。図 A1(a) に示す鉛直方向加振では車両走行時におけるナックルの鉛直方向振動加速度を左右同時に再現し、図 A2(a) に示す舵角方向の加振では片輪の加振により反対側のナックルの水平方向振動加速度を再現した。STFT による分析結果を比較すると、図 A1(b) に示す鉛直方向の加振ではラトル音の特徴である高周波の打音が現れていないが、図 A2(b) に示す舵角方向の加振ではそれが現れている。また、聴感上も舵角方向の加振のみでラトル音を確認することができた。したがって、舵角方向のタイヤ運動がラトル音に対して支配的であると考えられる。そこで EPS の単体試験機では簡易的にタイロッドの軸方向のみを加振することにした。

(a) Photo of the vibration test.

(b) Time-frequency spectrum of the sound pressure

Fig. A1 Vibration test of a vehicle under the condition that front wheels are excited in the vertical direction.

(a) Photo of the vibration test.

(b) Time-frequency spectrum of the sound pressure

Fig. A2 Vibration test of a vehicle under the condition that front wheels are excited in the steering direction.