

論文 / 著書情報  
Article / Book Information

題目(和文)	In-situ blocked force法による空気伝ば音を含む騒音レベルの推定
Title(English)	Estimation of noise radiation including airborne noise using the in-situ blocked force approach
著者(和文)	佐藤佳宏朗
Author(English)	Yoshihiro Sato
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第11908号, 授与年月日:2021年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:岩附 信行,大熊 政明,高原 弘樹,山浦 弘,中野 寛
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第11908号, Conferred date:2021/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

令和2年度 博士論文

In-situ blocked force 法による  
空気伝ば音を含む騒音レベルの推定  
Estimation of noise radiation including airborne noise  
using the in-situ blocked force approach

指導教員 岩附 信行 教授

東京工業大学大学院

理工学研究科

機械物理工学専攻

氏名 佐藤 佳宏朗

令和3年2月

# 目次

## 記号表

第1章 緒論	(1)
1.1 本研究の背景	(1)
1.1.1 自動車のモデルベース開発	(1)
1.1.2 静粛性能の開発における課題	(3)
1.2 先行研究	(7)
1.2.1 伝達経路解析 (TPA, Transfer Path Analysis)	(7)
1.2.1.1 TPA の概要	(7)
1.2.1.2 固体伝ば音のモデル化	(11)
1.2.1.3 空気伝ば音のモデル化と相反法による伝達関数の測定	(15)
1.2.1.4 伝達関数測定と入力同定の高精度化	(21)
1.2.1.5 実稼動 TPA と高度化	(25)
1.2.1.6 TPA による騒音レベルの推定	(29)
1.2.2 統計的エネルギー解析 (SEA, Statically Energy Analysis)	(32)
1.2.2.1 SEA の概要	(32)
1.2.2.2 SEA と TPA の比較	(35)
1.2.3 In-situ blocked force 法	(38)
1.2.3.1 Blocked force と Free velocity	(38)
1.2.3.2 Blocked force と Free velocity による固体伝ば音の評価	(42)
1.2.3.3 In-situ blocked force 法とその原理	(44)
1.2.3.4 In-situ blocked force 法による固体伝ば音の騒音レベル推定	(48)
1.2.3.5 各 TPA 手法との比較	(50)
1.3 本研究の目的	(52)
1.4 本論文の構成	(53)

---

第2章 In-situ blocked force 法による空気伝ば音の近似推定手法の提案と 質点系への適用 .....	(56)
2.1 緒言 .....	(56)
2.2 In-situ blocked force 法による空気伝ば音の近似推定手法の提案 .....	(57)
2.2.1 近似推定手法の理論的根拠と手順 .....	(57)
2.2.2 近似推定誤差の補正方法 .....	(63)
2.3 質点-ばね-ダンパの3自由度モデルへの適用 .....	(68)
2.3.1 質点-ばね-ダンパの3自由度モデル .....	(68)
2.3.2 周波数応答関数の比較による近似推定誤差の評価 .....	(74)
2.4 結言 .....	(84)
第3章 連続体への適用と近似推定誤差を低減する手法の提案 .....	(85)
3.1 緒言 .....	(85)
3.2 片持ちはりの振動解析への適用 .....	(87)
3.3 片持ち矩形平板の振動放射音解析への適用 .....	(91)
3.3.1 振動解析による近似推定誤差の評価 .....	(91)
3.3.2 放射音解析による近似推定誤差の評価 .....	(99)
3.3.2.1 音圧の計算方法 .....	(99)
3.3.2.2 音圧レベルの比較 .....	(101)
3.3.3 In-situ blocked force 法と放射音解析による近似推定誤差の評価 .....	(103)
3.4 近似推定誤差を低減する手法の提案 .....	(110)
3.5 結言 .....	(119)

第4章 電動パワーステアリングシステムのラトル音を対象とした 車両走行試験による実験的検証	(121)
4.1 緒言	(121)
4.2 電動パワーステアリングシステムのラトル音	(123)
4.2.1 ラトル音の特徴と測定方法	(123)
4.2.2 ラトル音の発生メカニズム	(126)
4.3 ラトル音の推定手法と検証手順	(129)
4.3.1 ラトル音推定の TPA モデルとセンサ配置	(129)
4.3.2 検証手順	(134)
4.4 測定結果と推定手法の検証結果および考察	(135)
4.4.1 イナータンスと音響感度関数の測定	(135)
4.4.2 参照点の振動測定と結合部における Blocked force の同定	(152)
4.4.3 ラトル音の推定結果と測定結果の比較	(160)
4.4.4 近似推定誤差低減手法の適用	(164)
4.4.5 実稼働 TPA による寄与度分析との比較	(175)
4.5 結言	(179)
第5章 電動パワーステアリングシステムのラトル音を対象とした 単体試験による実験的検証	(181)
5.1 緒言	(181)
5.2 電動パワーステアリングシステムの単体試験機	(183)
5.2.1 車両加振試験による加振方法の検討	(183)
5.2.2 EPS 単体試験機の構造	(189)
5.2.3 イナータンスの測定と車両の場合との比較	(198)
5.3 車両走行試験による測定値と EPS 単体試験による推定値の比較による検証	(215)
5.3.1 検証手順	(215)
5.3.2 騒音レベルの比較と近似推定誤差低減手法の適用	(217)
5.3.3 Blocked force の比較	(229)

5.4 個体差の評価による検証 .....	(245)
5.4.1 車両走行試験による個体差の評価 .....	(245)
5.4.2 EPS 単体試験による個体差の評価と考察.....	(249)
5.5 実稼働 TPA を用いた推定 .....	(253)
5.6 結 言.....	(262)
第 6 章 結 論.....	(263)
6.1 本研究の結論 .....	(263)
6.2 今後の展望 .....	(266)
参考文献 .....	(267)
研究業績 .....	(274)
謝 辞 .....	(276)

## 記号表

本文中で使用する記号を下記に記す。特に断り書きがない限り、小文字の太字（例えば **a**）はベクトル，大文字の太字（例えば **A**）は行列，斜体の小文字（例えば *a*）は変数，斜体の大文字（例えば *A*）はスカラ定数または振動振幅または変数の最大値を示し，節点などの位置を示す場合は大文字（例えば **A**）は用いた。ただし，1.2.2 項の統計的エネルギー解析に関する記号と 1.2.3 項の電気回路に関する記号はこの限りではない。なお，機械システム全体を加振源が含まれる加振源システムと加振源が含まれない受動システムの二つに分けるとき，添え字 *a* は加振源システム，添え字 *p* は受動システム，添え字 *c* は加振源システムと受動システムの結合部，添え字 *air* は加振源システムから放射される空気伝ば音，添え字 *str* は受動システムから放射される固体伝ば音を示す。また，添え字 *eq* は等価加振状態，添え字 *bl* は **Blocked force** または加振源システム単体を結合部で固定した状態，添え字 *fr* は **Free velocity** または加振源システム単体を完全自由とした状態を示す。

<i>a</i>	振動加速度 [ $\text{m/s}^2$ ]
<i>a<sub>a</sub></i>	機械システムの実稼働状態における加振源システムの振動加速度 [ $\text{m/s}^2$ ]
<i>a<sub>c</sub></i>	機械システムの実稼働状態における結合部の振動加速度 [ $\text{m/s}^2$ ]
<i>a<sub>p</sub></i>	機械システムの実稼働状態における受動システムの振動加速度 [ $\text{m/s}^2$ ]
<b>A</b>	片持ち矩形平板上の任意の点における面外振動加速度振幅 [ $\text{m/s}^2$ ]
<i>c</i>	減衰係数 [ $(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}$ ]
<i>c<sub>a</sub></i>	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける加振源システム部の減衰係数 [ $(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}$ ]
<i>c<sub>c</sub></i>	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける結合部の減衰係数 [ $(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}$ ]
<i>c<sub>p</sub></i>	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける受動システム部の減衰係数 [ $(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}$ ]
<i>d</i>	片持ち矩形平板上の任意の点と観測点の距離 [ $\text{m}$ ]
<i>e<sub>peak</sub></i>	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの「等価加振状態と実稼働状態におけるモビリティピーク値の差」の「実稼働状態の OA 値」に対する割合 [%]
<i>e<sub>OA</sub></i>	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの「等価加振状態における OA 値」の「実稼働状態における OA 値」に対する差の割合 [%]
<b>E</b>	片持ち矩形平板の縦弾性係数 [ $\text{GPa}$ ]
<i>f</i>	力 [ $\text{N}$ ]
<i>f<sub>a</sub></i>	加振源システムが結合部から受ける力 [ $\text{N}$ ]
<i>f<sub>bl</sub></i>	<b>Blocked force</b> [ $\text{N}$ ]

$f_{eq}$	等価加振力 ( $= f_{bl}$ ) [N]
$f_p$	受動システムが結合部から受ける力 [N]
$f_s$	稼働状態の加振源システム内部における加振源の加振力 [N]
$f_t$	加振源システムと受動システムの結合部を伝達する力 ( $= f_p = -f_a$ ) [N]
$g$	音響感度関数 [Pa/N]
$g_{air\_eq}$	機械システムを結合部で加振したときの加振源システムからの放射音による観測点での音圧 (以下, ターゲット音圧) の音響感度関数 [Pa/N]
$g_{eq}$	機械システムを結合部で加振したときの機械システム全体からの放射音によるターゲット音圧の音響感度関数 [Pa/N]
$g_{str\_eq}$	機械システムを結合部で加振したときの受動システムからの放射音によるターゲット音圧の音響感度関数 [Pa/N]
$G$	片持ち矩形平板の横弾性係数 [GPa]
$h$	イナータンス [ $m/(N \cdot s^2)$ ]
$h_o$	片持ち矩形平板と観測点の距離 [m]
$h_{p\_eq}$	機械システムを結合部で加振したときの受動システム応答のイナータンス [ $m/(N \cdot s^2)$ ]
$i$	虚数単位
$j, k, m, n$	ベクトルの要素番号, 自然数の追番
$k$	ばねこわさ (以下, 剛性) [N/m]
$k_a$	質点-ばね-ダンパ3自由度モデルにおける加振源システム部の剛性 [N/m]
$k_c$	質点-ばね-ダンパ3自由度モデルにおける結合部の剛性 [N/m]
$k_p$	質点-ばね-ダンパ3自由度モデルにおける受動システム部の剛性 [N/m]
$l$	片持ち矩形平板の片持ち長さ [m]
$m$	質量 [kg]
$m_a$	質点-ばね-ダンパ3自由度モデルにおける加振源システム部の質量 [kg]
$m_c$	質点-ばね-ダンパ3自由度モデルにおける結合部の質量 [kg]
$m_p$	質点-ばね-ダンパ3自由度モデルにおける受動システム部の質量 [kg]
$p$	音圧 [Pa]
$p_a$	機械システムの実稼働状態における加振源システムの音源近傍の音圧 [Pa]
$p_t$	機械システムの実稼働状態におけるターゲット音圧 [Pa]
$p_{t\_air}$	機械システムの実稼働状態における空気伝ば音によるターゲット音圧 [Pa]
$p_{t\_str}$	機械システムの実稼働状態における固体伝ば音によるターゲット音圧 [Pa]
$p_{t\_i}^*$	機械システムの実稼働状態において In-situ blocked force 法で近似推定したターゲット音圧 [Pa]
$p_{t\_air}^*$	機械システムの実稼働状態において In-situ blocked force 法で近似推定した空気伝ば音のターゲット音圧 [Pa]



$q$	体積速度 [m <sup>3</sup> /s]
$q_a$	加振源システム表面の振動により放射される体積速度 [m <sup>3</sup> /s]
$\Omega$	質点-ばね-ダンパの 1 自由度モデルの固有角振動数 [rad/s]
$\Omega_1$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 1 次の固有角振動数 [rad/s]
$\Omega_2$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 2 次の固有角振動数 [rad/s]
$\Omega_3$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 3 次の固有角振動数 [rad/s]
$s$	表面積 [m <sup>2</sup> ]
$s_a$	離散化された加振源システム表面の面積 [m <sup>2</sup> ]
<b>S</b>	特異値分解における特異値の対角行列
$t$	時間 [s]
$t_{air}$	空気伝ば音の伝達率 [Pa/Pa]
$t_{str}$	固体伝ば音の伝達率 [(Pa·s <sup>2</sup> )/m]
$t_h$	片持ち矩形平板の厚さ [m]
$T$	周期 (=2π/ω) [s]
<b>TC</b>	JIS C 1509-1 に基づく騒音レベルの時間重み定数 [s]
$u$	音響伝達関数 [(Pa·s)/m <sup>3</sup> ]
$u_{air}$	加振源システム表面からターゲットまでの音響伝達関数 [(Pa·s)/m <sup>3</sup> ]
<b>U</b>	特異値分解における左ユニタリ行列
$v$	振動速度 [m/s]
$v_a$	機械システムの実稼働状態における加振源システムの振動速度 [m/s]
$v_{a\_bl}$	稼働状態の加振源システム単体を結合部で拘束したときの振動速度 [m/s]
$v_{a\_eq}$	機械システムの等価加振状態における加振源システムの振動速度 [m/s]
$v_{a\_fr}$	稼働状態の加振源システム単体を自由としたときの振動速度 [m/s]
$v_{air}$	空気中の音速 [m/s]
$v_c$	機械システムの実稼働状態における結合部の振動速度 [m/s]
$v_{c\_eq}$	機械システムの等価加振状態における結合部の振動速度 [m/s]
$v_{fr}$	Free velocity [m/s]
$v_p$	機械システムの実稼働状態における受動システムの振動速度 [m/s]
$v_{p\_eq}$	機械システムの等価加振状態における受動システムの振動速度 [m/s]
<b>V</b>	特異値分解における右ユニタリ行列
$w$	片持ち矩形平板の片持ち幅 [m]
$x$	変位 [m]
$x_a$	はりまたは質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの実稼働状態における加振源システムの変位 [m]
$x_{a\_bl}$	はりまたは質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの加振源システム単体を結合部で拘束した場合の変位 [m]

$x_{a\_eq}$	はりまたは質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの等価加振状態における加振源システムの変位 [m]
$x_{a\_fr}$	はりまたは質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの加振源システム単体を完全自由にした場合の速度 [m]
$x_c$	はりまたは質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの実稼働状態における結合部の変位 [m]
$x_{c\_eq}$	はりまたは質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの等価加振状態における結合部の変位 [m]
$x_p$	はりまたは質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの実稼働状態における受動システムの変位 [m]
$x_{p\_eq}$	はりまたは質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの等価加振状態における受動システムの変位 [m]
$X$	自動車の前方, 片持ち矩形平板の長さ方向またはその位置座標 [m]
$y$	モビリティ [m/(N·s)]
$y_a$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 1 自由度加振源システム部のモビリティ [m/(N·s)]
$y_{a\_ck}$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 1 自由度加振源システム部のばねとダンパによるモビリティ [m/(N·s)]
$y_{a\_m}$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 1 自由度加振源システム部の質量によるモビリティ [m/(N·s)]
$y_{cc\_a}$	加振源システム単体で結合部を加振したときの結合部における応答のモビリティ [m/(N·s)]
$y_{cc\_p}$	受動システム単体で結合部を加振したときの結合部における応答のモビリティ [m/(N·s)]
$y_{OA\_eq}$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの等価加振状態におけるモビリティの周波数スペクトルのオーバーオール値 (以下, OA 値) [m/(N·s)]
$y_{OA\_op}$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの実稼働状態におけるモビリティの周波数スペクトルの OA 値 [m/(N·s)]
$y_{p\_eq}$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの等価加振状態におけるモビリティの周波数ピーク値 [m/(N·s)]
$y_{p\_op}$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルの実稼働状態におけるモビリティの周波数ピーク値 [m/(N·s)]
$Y$	自動車の進行右方向, 片持ち矩形平板の幅方向またはその位置座標 [m]
$z$	機械インピーダンス [(N·s)/m]
$z_a$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 1 自由度加振源システム部の機械インピーダンス [(N·s)/m]

$z_{aa}$	加振源システム単体を加振したときの加振源システムにおける応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{ac}$	加振源システム単体を加振したときの結合部における応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{a_{ck}}$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 1 自由度加振源システム部のばねとダンパによる機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{a_m}$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 1 自由度加振源システム部の質量による機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{ca}$	加振源システム単体で結合部を加振したときの加振源システムにおける応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{cc}$	機械システムを結合部で加振したときの結合部における応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{cc_a}$	加振源システム単体で結合部を加振したときの結合部における応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{cc_p}$	受動システム単体で結合部を加振したときの結合部における応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{cp}$	受動システム単体で結合部を加振したときの受動システムにおける応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{pc}$	受動システム単体を加振したときの結合部における応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$z_{pp}$	受動システム単体を加振したときの受動システムにおける応答の機械インピーダンス [(N・s)/m]
$Z$	自動車の鉛直上方向，片持ち矩形平板の厚さ方向またはその位置座標 [m]
$\zeta$	減衰比
$\zeta_1$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 1 次のモード減衰比
$\zeta_2$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 2 次のモード減衰比
$\zeta_3$	質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルにおける 3 次のモード減衰比
$\nu$	片持ち矩形平板のポワソン比
$\rho$	片持ち矩形平板の密度 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{air}$	空気の密度 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_n$	$n$ 番目の特異値
$\Phi$	片持ち矩形平板上の任意の点における面外振動の位相 [rad]
$\varphi$	特異値分解を利用した行列の低ランク近似において，無効化する特異値二乗和の全体の特異値二乗和に対する比の閾値
$\omega$	角速度（角振動数） [rad/s]

# 第1章

## 緒論

### 1.1 本研究の背景

#### 1.1.1 自動車のモデルベース開発

90年代後半において急激に普及したPCやITは、ものづくりの進化にも大きく貢献した。自動車産業においては、既に70年代初頭からCAD/CAMが導入されていたが、これはボディのプレス型製作をNC化することなどを目的とした曲面のサーフェイスモデルであり、90年代に登場したソリッドタイプの3D-CADではエンジンやトランスミッション、サスペンションなど複雑な構造を持つユニットの干渉チェックが事前に実施できるようになった。そしてCAEシミュレーション技術の発達と結びつき、設計技術者や生産技術者が様々な性能をPCで予測できるようになった[1]。また、自動車メーカーでは90年代前半のバブル崩壊と円高に伴い過剰設計・過剰品質問題がコスト圧力として顕在化していたが、製品設計のムダ削減に取組む中で、3D-CADやCAEは事態を打開する強力な武器にもなった。すなわち、時間と経費のかかる実物試作車を製作する前に、コンピュータにより部品の相互干渉のチェックやバーチャルな衝突実験、コンピュータ・グラフィックスを使ったリアルなスタイリング評価など行うことが可能になり、試作回数や開発コストの削減への道を切り拓いたのである[2]。またCAEは、コストの削減だけではなく、問題解決の前出しや開発期間の短縮にも繋がることから、製品開発競争に必要な前提条件となった[3]。

しかしながら、今日における先進的なCAEを持ってしても全ての製品開発問題を解決できるほどではなく、むしろ安上がりなCAEに技術者の経験や知恵を組合せる方が時間やコンピュータ能力を節約でき効果的である場合が多い。また、CAEを活用することにより、組織間コミュニケーションが増え、開発期間をかえって長引かせる側面がある[4]。つまり、CAEの活用で長引いた期間が実験や試作の回数削減で短縮できた期間を上回ると、トータルの開発期間短縮にはならない。CAEの活用で組織間コミュニケーションが増える理由としては、例えば、高度なCAEは長年の経験と勘を必要とするため解析技術者が専任で行う場合が多く、設計技術者や生産技術者と解析結果を共有する必要があることが挙げられる。

とはいえ、製品開発競争において最も重要なことは企業の組織的問題解決能力の向上であり、組織間の情報共有を効率化できる3D-CADやCAEの本質はこの能力向上にある[5]。したがって、3D-CADやCAEが製品開発競争において必要不可欠であることには変わりない。ところで、コンカレント・エンジニアリングあるいはサイマル・エンジニアリングと呼ばれる、分業により同時並行で進める効率的な製品開発は、欧米が80年代後半に日本の製

品開発力をベンチマークした成果だと言われている。日本ではこのコンカレント・エンジニアリングの基となるオーバーラップ開発が 60 年代より自然発生的に培われていた[2]。ポイントとなったのは IT を用いた情報共有により同時並行化が実現できた点であり、90 年代後半以降、3D-CAD と共に世界に広く普及することになった。

CAE は時代を追うごとに進化し、組織間で CAE モデルが共有されるなど、自動車の開発プロセスにおいてコンピュータ上での検討の占める割合が多くなってきた。このようなコンピュータ上での検討に基づく開発は「モデルベース開発 (MBD : Model Based Development)」と呼ばれ、開発の全てをコンピュータ上で行うことが目指されるようになってきている[6]。MBD はもともと制御モデルと制御対象モデルを用いてコンピュータ上で制御開発を行うことを意味していた自動車メーカーがあるが、それまで CAE モデルと呼んでいた強度、振動、燃焼、運動などを扱うモデルのほとんどが制御対象モデルとしての役割が求められるようになり、CAE モデルと制御対象モデルの区別がなくなってきている[6]。自動車には、動力源のエンジン、これを変速するトランスミッション、タイヤの向きを変えるステアリングシステムなど、一つの機能を構成するシステムが多数あり、これらをサブシステムと呼べば、機能開発初期における MBD の重要な役割は、目標とする車両性能を複数のサブシステムへ効率よく機能配分することである[6]。そのためには車両全体のモデル化が必要となるが、各サブシステムのモデルを組み合わせると、自動車の性能は表現できても、計算負荷が大きくなるうえ、性能と各サブシステムの関わりが見え難くなるという問題がある。またそもそも、設計の最上流である仕様の構想段階では、製品の形が決まっていないため CAE モデルを構築できないという問題もある。そこで、各サブシステムを機能ベースでシンプルにモデル化した解析が行われるようになった。このような解析は 1D-CAE と呼ばれる。なお、ここでいう 1D とは、一次元であることを意味しているわけではなく、本質を捉えたシンプルなモデルで現象を表現していることである。1D-CAE は、試作が容易でない宇宙航空機器や原子力機器では昔から行われていた手法であるが[7]、MBD におけるツールの一つとして自動車メーカーでも活用されるようになってきた。

ところで、自動車を構成する複数のサブシステムの多くはサプライヤが設計、製造している。そのため、自動車メーカーは部品とセットで 3D-CAD や CAE のモデルを納入するようサプライヤに求めるようになってきている。すなわち、自動車メーカー内の組織間だけでなく、サプライヤを含めた自動車業界全体で IT による情報共有（モデルのやりとり）が行われるようになってきたのである。経済産業省は、このようなモデルのやりとりによるモデルベース開発をサプライチェーン全体に普及させて日本の競争力を高めるべく、2016 年 10 月から自動車業界と研究会を発足し、2018 年に「SURIWASE 2.0」としてその構想を発表した。将来的には、民間企業が主体となってガイドラインや準拠モデルを維持管理、拡張する仕組みを構築する、という目標で活動を進めており、政府は人材育成や部品メーカーの支援、産学連携などを後押しする役割を担っている[8]。

1.1.2 静粛性能の開発における課題

自動車では、地球環境問題を背景とした低燃費性能が求められる一方で、静粛性能すなわち低振動・低騒音などの快適性を確保することも重要である。しかしながら、低燃費化の手段である小型・軽量化や高出力化、燃焼効率向上などは静粛性能の悪化を伴う場合が多く、これらを両立させるためにはそれぞれの現象を考慮した MBD が必要となる。なお、自動車の振動騒音現象 (NVH, Noise Vibration and Harshness) には様々な種類があるが、一般的なもの周波数に対する分布図としてまとめた概略図を図 1.1 に示す[9]。図に示すように、風入力、パワートレイン入力、路面からの入力に3つに大別され、パワートレイン入力では低周波振動騒音、中・高周波振動騒音、駆動系振動騒音に分け、路面入力ではサス・ステアリング振動騒音、タイヤの振動騒音、ブレーキの振動騒音に分けることができる。

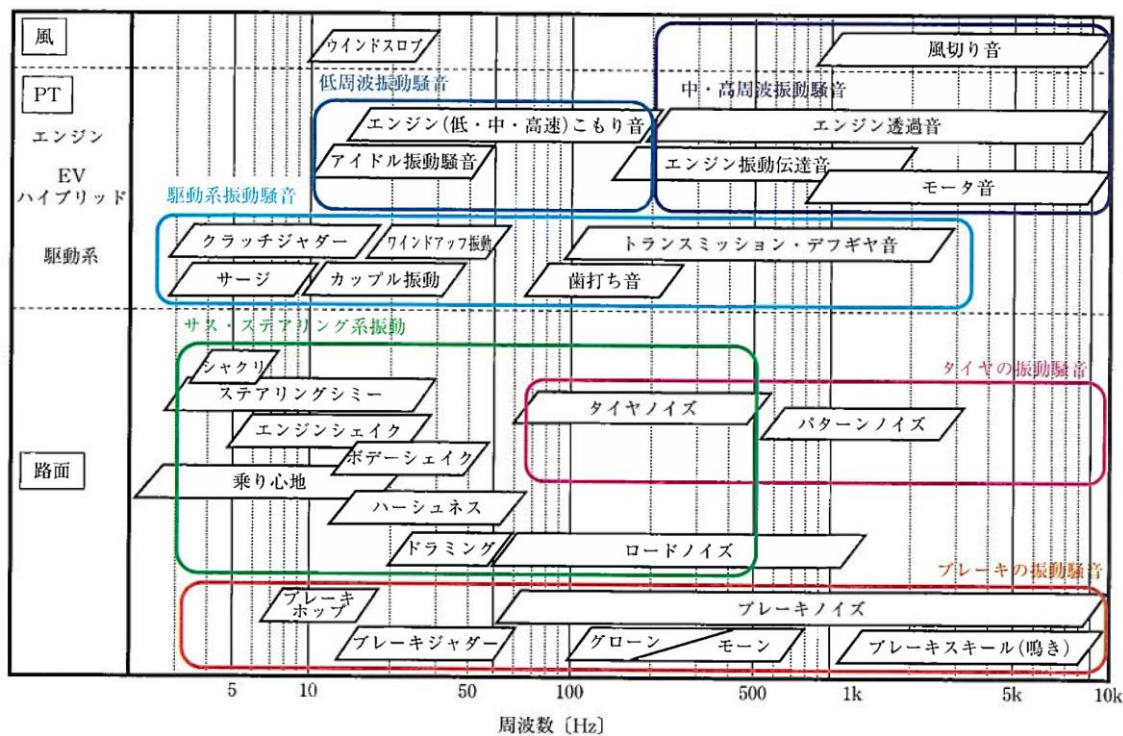


Fig. 1.1 Classification of typical NVH (Noise, Vibration and Harshness) phenomena in automobiles. ([9], 自動車技術会)

前項で述べたとおり、開発初期における MBD の重要な役割は車両性能を複数のサブシステムへ効率良く機能配分することであるが、図 1.2 に示すように、振動騒音現象は入力、伝達、応答のそれぞれの特性の掛け合わせであり[9]、その低減には広範囲の振動・音響伝達特性を考慮する必要があるため、各サブシステムへの機能配分は容易ではない。また、入力である加振源はエンジンやシャシーなど多岐にわたり、低振動・低騒音化を行うためにはそれぞれに対し、共振を回避するなど広範囲の振動・音響伝達特性を含めた検討を行う必要がある。例えば、図 1.3(a)に示すように、エンジン、トランスミッション、サスペンションなど

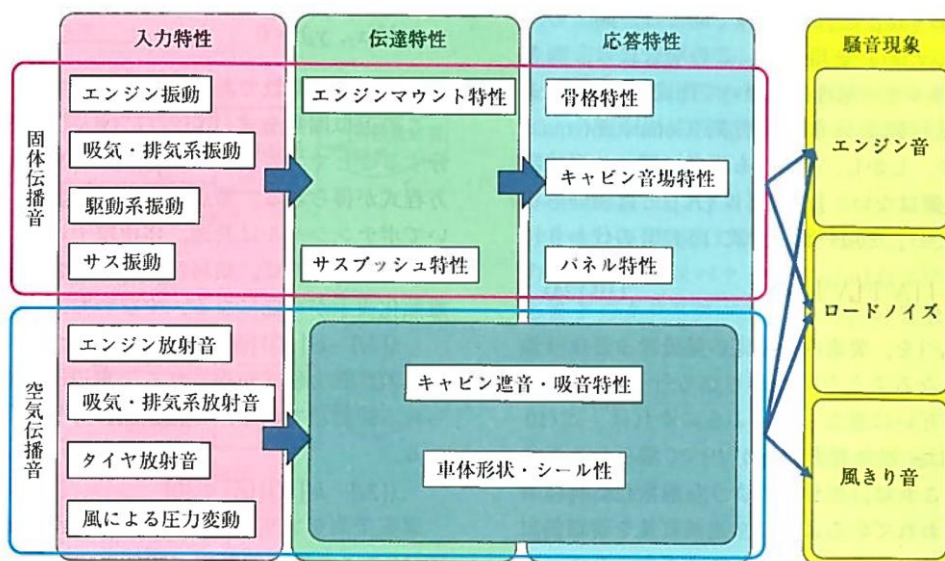
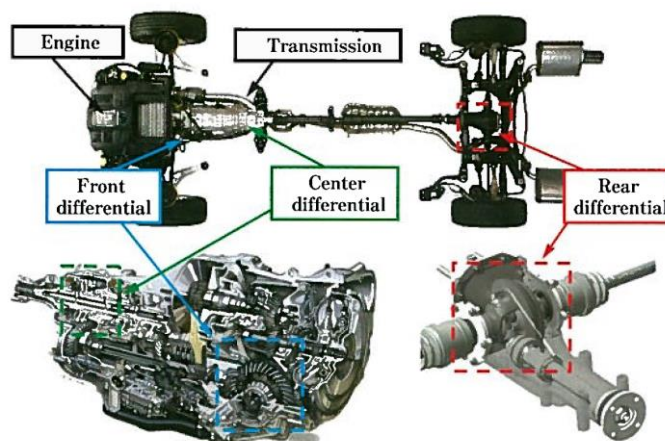
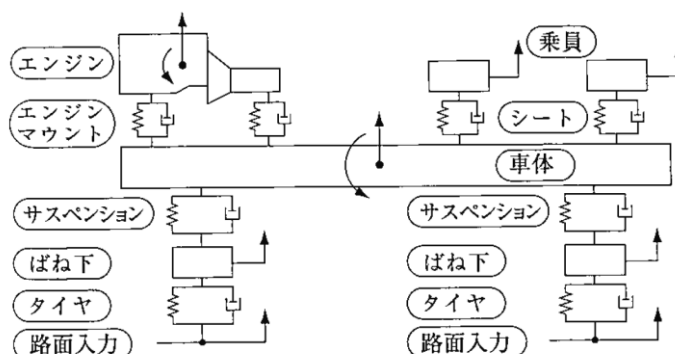


Fig. 1.2 Typical transfer path of NVH (Noise, Vibration and Harshness) phenomena in automobiles. ([9], 自動車技術会)



(a) Examples of subsystems (Engine, transmission, differentials, suspensions and wheels).



(b) A numerical simulation model including engine, suspensions, tires, body frame and seats for pitching vibration of a vehicle.

Fig. 1.3 Examples of subsystems and a NVH numerical simulation model including several subsystems in automobiles. ([9], 自動車技術会)

自動車には多数のサブシステムがあり、エンジンの出力やトランスミッションの伝達トルクや回転数、サスペンションで支持する荷重など、それぞれのサブシステムには要求性能があるが、図 1.3(b)に示すように、例えば、乗り心地の評価を目的とした車体のピッチング振動を解析するためには、これら全てのサブシステムをモデル化する必要がある[9].

さらに、振動・騒音の予測には有限要素法 (FEM) や境界要素法 (BEM) など大規模な CAE モデルが必要となる解析手法を組合せる場合が多く[10][11], 1D-CAE などのシンプルなモデルを用いた検討が難しいのが現状である. また、このように振動騒音現象の MBD は複雑であるため、他の性能と両立することが困難な場合が多い. このため、エンジン単体の MBD でも設計段階で目標の静粛性能を満足する設計解を得ることができず、その課題が実機検証段階に持ち越されることが多い[12]. したがって、静粛性能の評価には各サブシステムを全て組合せた試作車両の実験検証が不可欠であるが、試作車の検証段階で静粛性能の改善には基本構造の変更が必要と判明した場合、機能検証実験が全てやり直しとなり、MBD の狙いである開発効率向上の効果がほとんど得られないことになる.

このような問題を回避するには、初期モデルをできるだけ理想の設計に近づけておく必要がある. これを実現する方法の一つとして、過去の開発で得た振動騒音現象に対する経験側のツール化が提案されている[12]. 従来、このような経験やノウハウは暗黙知であり、組織内でも共有され難いと言われてきたが、近年、第3次のブームを迎えている AI などのデータ駆動型のアプローチが各分野で活用され始めており、静粛性能の MBD 開発においてもその活用が期待される.

しかしながら、このような経験の蓄積や転用は一つの会社内では可能であるが、サプライヤとの共有は難しい. すなわち、サプライヤが従来の基準や経験に基づいてサブシステム設計したとしても、そのサブシステムが搭載される自動車の特性あるいは過去の知見の全て把握しているわけではないので、実車搭載後に静粛性能の問題が顕在化して手戻りとなる場合がある[13]. 前述の SURIAWASE 2.0 構想はこのような問題を回避することが目的の一つであるが、このような知見のやりとりはまだ普及しているとは言えないのが現状である. 実車搭載後の問題発覚は、開発スケジュールの大幅な遅れに繋がるため、大きな問題となる. したがって、サプライヤにとっては、サブシステムの開発段階で実車搭載後の静粛性能を推定できることが望ましい.

サブシステムが実車に搭載された際に発生する振動・騒音を推定する方法として、伝達経路解析 (Transfer Path Analysis, TPA) [14] と統計的エネルギー解析 (Statically Energy Analysis, SEA) [15] が挙げられる. いずれも本来の目的は振動・騒音源あるいはその主要な伝達経路を特定し、低振動化の指針を得ることであるが、サブシステムが実車に搭載された際に発生する振動・騒音を推定することも可能である. TPA を用いる場合では、サブシステム単体の解析あるいは実験によりサブシステムの結合部から伝達される力を求め、実車の伝達・応答特性を乗じることにより実車搭載時の振動・騒音を推定できる. 一方、SEA を用いる場合では、サブシステム単体の解析あるいは実験により加振源のパワーを求め、実車の SEA モデ



ルに入力することにより実車搭載時の振動・騒音を推定できる。したがってどちらも「サブシステムからの入力同定」と「車両モデルの応答算出」という二つの手順は同じであるが、SEA では同定する入力パワーがサブシステム固有の値であるのに対し、TPA では同定する力は、サブシステムの結合部から伝達される力であり、サブシステム固有の値ではない。これは、結合部から伝達される力が、伝達する側の振動特性だけでなく、伝達される側の振動特性にも依存するためである。すなわち TPA では、結合部から伝達される力がサブシステムの単体試験と実車搭載時の実稼働試験で異なるため、実車搭載時の振動・騒音を理論的に正しく推定することができない。そこで結合部から伝達される力の代わりに、サブシステム固有の Blocked force [16]を用いた TPA が提案された[17]。Blocked force はサブシステムの単体試験と実車搭載時の実稼働試験で同一であるため、実車搭載時の振動・騒音を理論的に正しく推定することができる。なお Blocked force は、サブシステムの結合部を完全拘束する際の力であり、解析ではモデルを作成することができれば容易に求められるが、通常、実験で直接的に測定することは困難であるため用いられることが少なかった。しかし、Blocked force を間接的に同定する In-situ blocked force 法[18][19]の登場により、Blocked force を容易に求めることが可能となり、TPA への適用も可能となった。

しかしながら、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせで対象としているのは固体伝ば音であり、対象とする騒音に空気伝ば音が含まれる場合には適用できないと言われている[17]。対象とする機械システム全体を加振源が含まれる加振源システムと加振源が含まれない受動システムの二つに分けると、加振源システムから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。例えばエンジンノイズの場合、エンジンから直接放射されてボディや内装を透過して人の耳に届く音が空気伝ば音であり、エンジンマウントを介して伝達された振動により各部から放射される音が固体伝ば音である。したがって、車室内のどこで音圧を測定しても少なからず両方の音が含まれると考えられるため、エンジンノイズに対しては In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせを適用することができないことになる。また、空気伝ば音を測定して評価する方が S/N 比が高い場合は、その測定方法の利点を In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせに活かすことができない。したがって、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせを空気伝ば音に適用できるようになれば、その適用範囲を拡大することができる。

以上、本研究の背景として、自動車を題材に静粛性能の開発における課題について述べた。次節では、その解決手法である TPA, SEA, In-situ blocked force 法の詳細とその先行研究について述べる。

## 1.2 先行研究

### 1.2.1 伝達経路解析 (TPA, Transfer Path Analysis)

本項では、まず TPA の起源や基本的な考え方について説明したうえで、その先行研究と騒音レベル推定における課題について述べる。

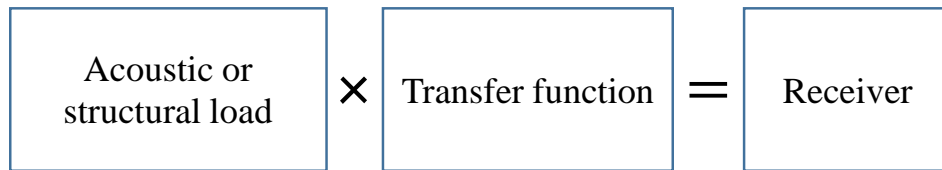
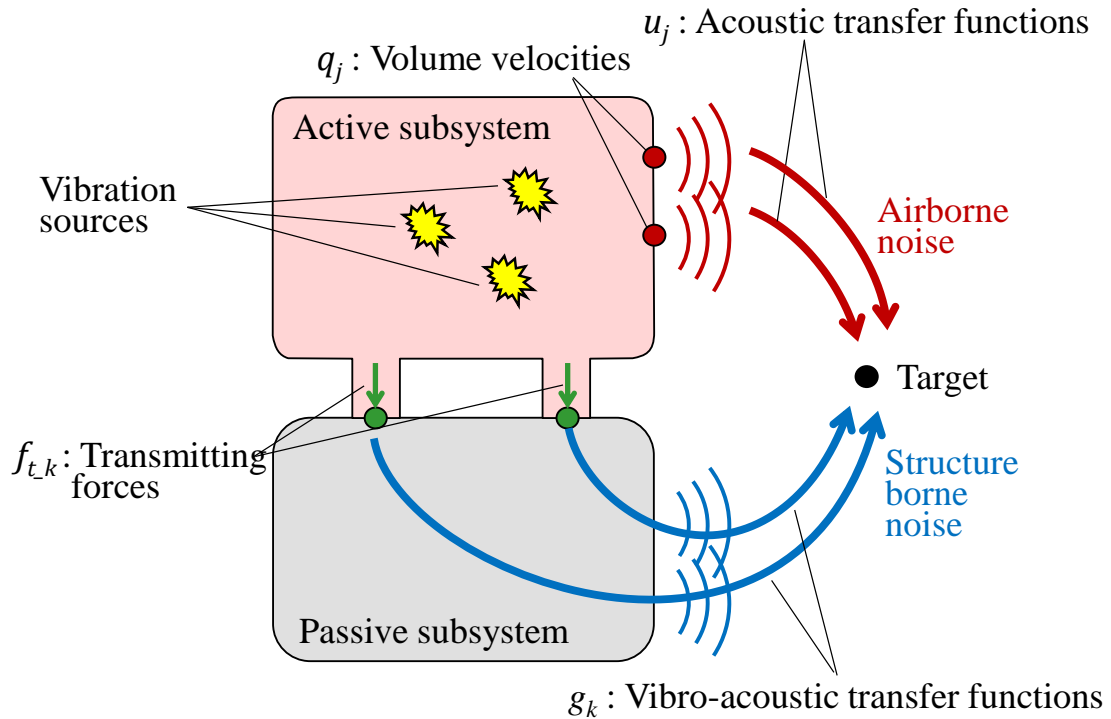
#### 1.2.1.1 TPA の概要

前節で述べたように、TPA の本来の目的は振動・騒音源あるいはその主要な伝達経路を特定することにあるが、振動・騒音源を特定する方法としては、古くから相関解析 (コヒーレンス解析) が用いられてきた。相関解析は、二つの信号のクロススペクトルとそれぞれのパワースペクトルを利用して、入出力における因果関係の度合を調べる方法である。しかしながら複数の入力互いに相関をもっている場合、相関解析ではどの入力による影響が大きいかを調べるできない。例えば自動車エンジンの振動の場合、複数のエンジンマウントを介して振動・騒音がドライバーに伝わるが、元の加振源は同じであり各マウントの振動には相関があるため、ドライバーに伝達される振動・騒音においてどのマウントの影響が大きいかを調べるできない。そこで複数の入力信号を無相関化する CSA 法 (Conditioned Spectral Analysis) [20][21] が提案された。この方法は、出力に対する影響度合に応じて各入力にランクを付け、上位のランクの入力信号から順次、従属的な信号成分を差し引くことによって入力信号を無相関化する。しかし、この処理は時間がかかるうえランキングの自動化が困難という欠点がある。そこで提案されたのが VSA 法 (Virtual Source Analysis) である [20][22]。この方法では、各入力のクロススペクトル行列の特異値分解を利用して主成分に分け、主成分ごとに出力との相関解析を行って影響度合が大きい入力を見極める方法である。いずれも特に中高周波数では的確に出力と相関の高い入力を特定できるが、入力を無相関化する処理には手間がかかるという課題がある。

そこで入力を無相関化することなく入力の影響度合を調べる方法として考案されたのが TPA であり、その概念が最初に発表されたのは自動車のエンジンノイズ低減を目的としたベクトル解析 [23] と言われている [24]。この研究ではエンジンマウントを介して伝達される力とその伝達関数をベクトルで表現し、それぞれのベクトルの方向が異なるようにエンジンマウントを修正することでエンジンノイズを低減することを試みているが、鍵となった概念は、エンジン内における複数の加振源の寄与度を分析するのではなく、システム全体を加振源側 (エンジン) と受動側 (車体) に分けて考え、複数の結合部 (エンジンマウント) を介して伝達される力の寄与度を分析する問題に置き換えたこと、そしてその力と伝達関数それぞれを振幅と位相を含むベクトルとして掛け合わせ、各結合部のそれを重ね合わせることで観測点の騒音を表現したことである。その後、1980 年代に関連する研究が多く実施されたが、調べた限り、TPA として基礎概念が最初に発表されたのは 1992 年のようである [25]。以下では、その TPA の基本概念について述べる。

TPA の概念図を図 1.4 に示す。TPA ではまず対象とする機械システム全体を加振源システム (Active subsystem) と受動システム (Passive subsystem) の二つに分ける。このとき、振動の加振源は加振源システムのみに含まれ、受動システムには加振源が含まれないようにすれば、どこで分けても良い。しかしながら、注目していない加振源が受動システムに含まれるなど、実際にはこの前提条件が満足されない場合が多く、TPA を適用する上での誤差要因となる。受動システムから放射される音は固体伝ば音 (Structure borne noise) と呼ばれ、加振源システムから放射される音は空気伝ば音 (Airborne noise) と呼ばれる。固体伝ば音に対しては、加振源システムと受動システムの結合部で伝達される力とその結合部から観測点 (図中の Target) までの伝達関数 (以下、音響感度関数, Vibro-acoustic transfer function) の積和をとることにより、観測点の音圧を表現する。通常、この力は結合部ごとに直交 3 方向を考慮し、音響感度関数も同数が必要となる。なお、このようにして求める固体伝ば音は対象とする受動システムの固有振動数およびその振動モードを含むことになるが、音響感度関数で表現できない非線形な現象は含まれない。一方、空気伝ば音に対しては、加振源システムの表面に複数の点音源が分布すると仮定し、その点音源の体積速度または体積加速度と観測点までの伝達関数 (以下、音響伝達関数, Acoustic transfer function) の積和をとることにより、観測点の音圧を表現する。通常、双方を全て重ね合わせて求めた音圧と観測点で直接測定した音圧を比較することによって固体伝ば音と空気伝ば音の計算モデル (以下、TPA モデル) を検証し、そのうえで各成分の寄与度分析に移行することになる。

TPA の適用例として、エンジンノイズの分析結果を図 1.5 に示す[14]。図 1.5(a)は観測点で測定した騒音レベルと TPA モデルにより計算した場合を比較しているが、このように、まず両者のレベルが概ね等しいことを確認してから、構築した TPA モデルの妥当性を検証する。つぎに、図 1.5(b)や図 1.5(c)に示すように各伝達経路の寄与度を表示し、寄与度の高い経路を特定してから騒音レベル低減の検討に移る。図 1.5(b)では横軸がエンジンの回転数となっているが、一定回転での測定結果を周波数分析して横軸を周波数とする場合もある。



Airborne noise

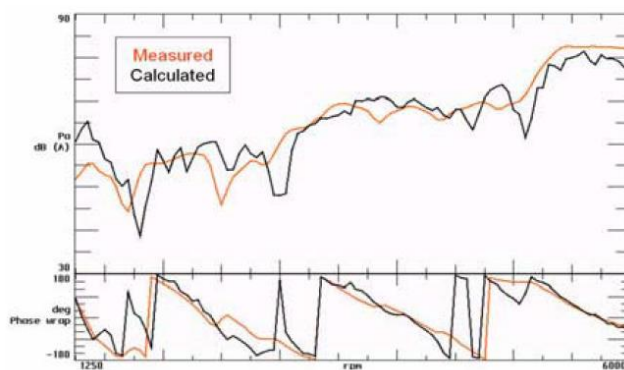
Acoustic loads (Volume velocities)	×	Acoustic transfer functions	=	Sound pressure
$q_j$ [m <sup>3</sup> /s]		$u_j$ [(Pa·s)/m <sup>3</sup> ]		$p_{t\_air\_j}$ [Pa]

Structure borne noise

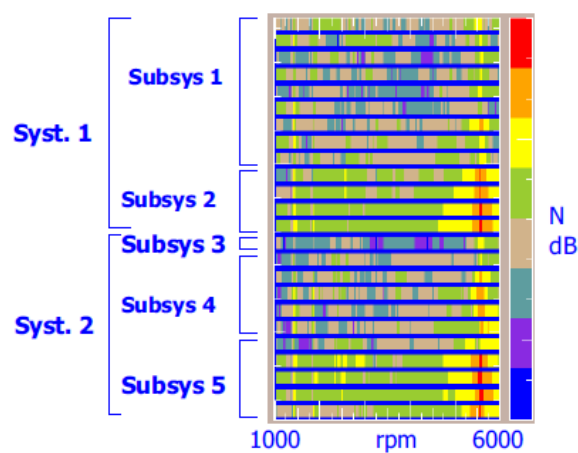
Structural loads (Transmitting forces)	×	Vibro-acoustic transfer functions	=	Sound pressure
$f_{t\_k}$ [N]		$g_k$ [Pa/N]		$p_{t\_str\_k}$ [Pa]

$$\begin{aligned}
 P_t &= P_{t\_air} + P_{t\_str} \\
 &= \sum u_j q_j + \sum g_k f_{t\_k}
 \end{aligned}$$

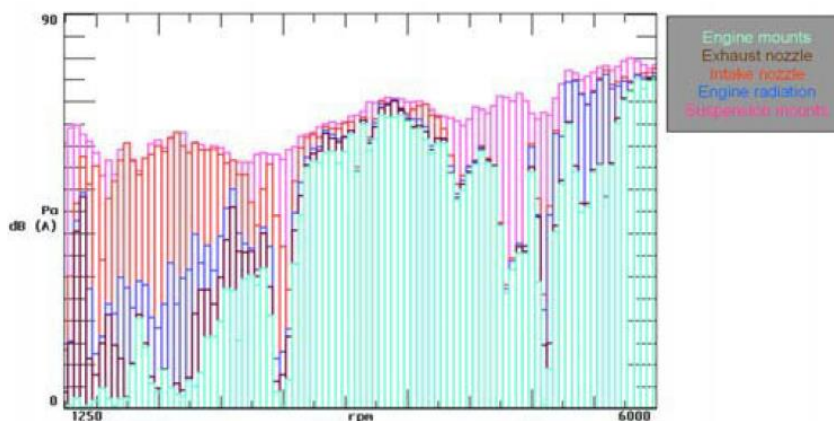
Fig. 1.4 Outline of the TPA concept.



(a) Comparison of synthesized and measured Sound-Pressure-Level.



(b) Contribution analysis of all transfer paths.



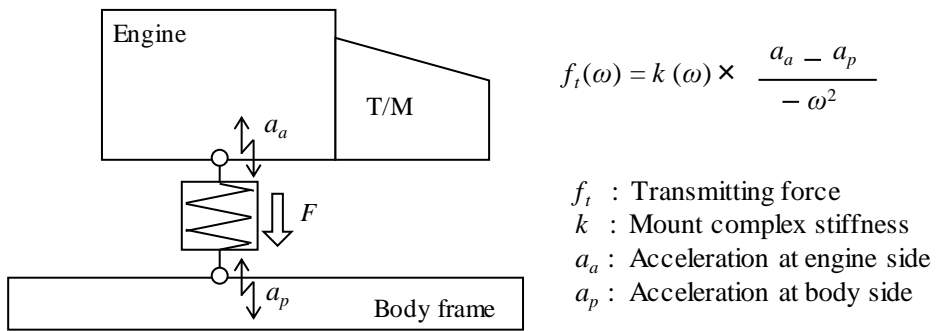
(c) Relative contribution of main components.

Fig. 1.5 Conventional results of TPA. ([14], Auweraer et al.)

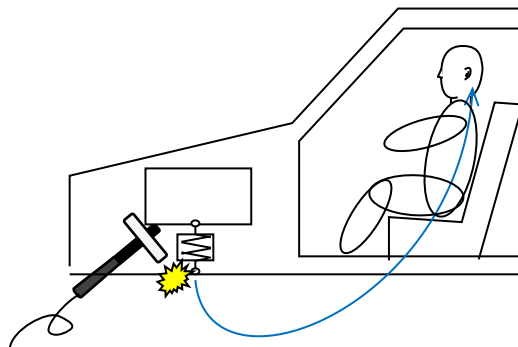
## 1.2.1.2 固体伝ば音のモデル化

つぎに、TPA モデルを実験的に求める具体的な方法について述べる。まず固体伝ば音の場合、加振源システムと受動システムの結合部で伝達される力（以下、伝達力）を同定する基本的な方法が二つある。その一つは「動ばね法（Mount stiffness method）」であり、図 1.6(a) に示す自動車エンジンマウントの例のように、加振源システムと受動システムの結合部を動ばねと考え、ばね前後の振動から換算したばね変位とばねの動剛性を乗じることで伝達力を求める。また音響感度関数[Pa/N]については、図 1.6(b)に示すようにインパルス加振で求めるのが最も簡便で小さいスペースでも実施できるが、スペースに余裕がある場合は周波数を自在に調整可能な加振機を用いる方が測定誤差を小さくできるので望ましい。このようにして音響感度関数を測定するときには注意すべきは、図 1.7(a)に示すように、加振源システムを受動システムから取り外す必要があることである。これは、図 1.7(b)に示すように、加振源システムを取り付けたまま結合部を加振すると加振している箇所とは別の結合部から経路も加味されてしまい、正しい音響感度関数が求められないためである。しかしながら、加振源システムの取り外しは非常に手間が掛かる場合が多く、また加振源システムを取り外すと正しい音響感度関数を測定できない場合もある。したがって、この問題の対策考案は TPA を実施するうえでの大きな課題の一つである。

伝達力を求めるもう一つの基本的な方法は、「逆行列法（Inverse matrix method）」である。この方法では、図 1.8 に示す自動車ロードノイズの例のように、サスペンションの結合部から参照点までの複数のイナータンス[ $m/(N \cdot s^2)$ ]を予め測定（図 1.8(a)）しておき、その擬似逆行列に実稼動状態（この例では自動車の走行状態）で測定した振動加速度を掛け合わせることで、結合部での伝達力を求める（図 1.8(b)）。前述の音響感度関数と同様に、イナータンスを求める際は加振源システムを取り外した状態で結合部を加振する必要があるが、ロードノイズの場合、サスペンションを取外した状態では車両が自立できないため、複数の結合部を部分的に取り外すなど、近似的な測定が必要になる。なお、図 1.8(c)はサスペンションの結合部から観測点までの音響感度関数の測定を示すが、測定に必要な結合部の加振は図 1.8(a)と同一であり、通常、図 1.8(a)と図 1.8(c)は同時に実施する。

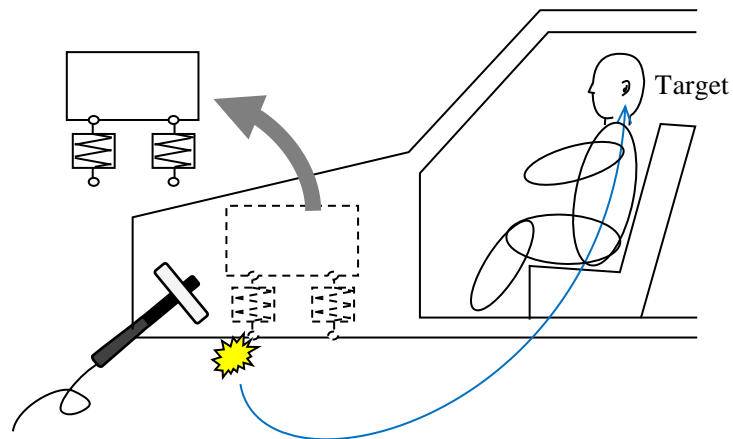


(a) Direct force determination using mount stiffness method.

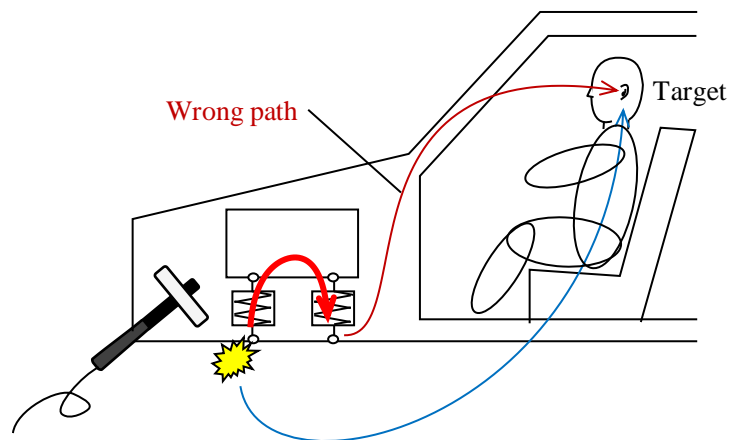


(b) Measuring vibro-acoustic transfer function by impulse test.

Fig. 1.6 TPA for structure borne noise from an automotive engine using mount stiffness method.



(a) Measuring vibro-acoustic transfer functions by impulse tests without an active subsystem (correct way).



(b) Measuring vibro-acoustic transfer functions which contains wrong paths by impulse tests with an active subsystem (wrong way).

Fig. 1.7 Measuring vibro-acoustic transfer functions for structure borne noise TPA.



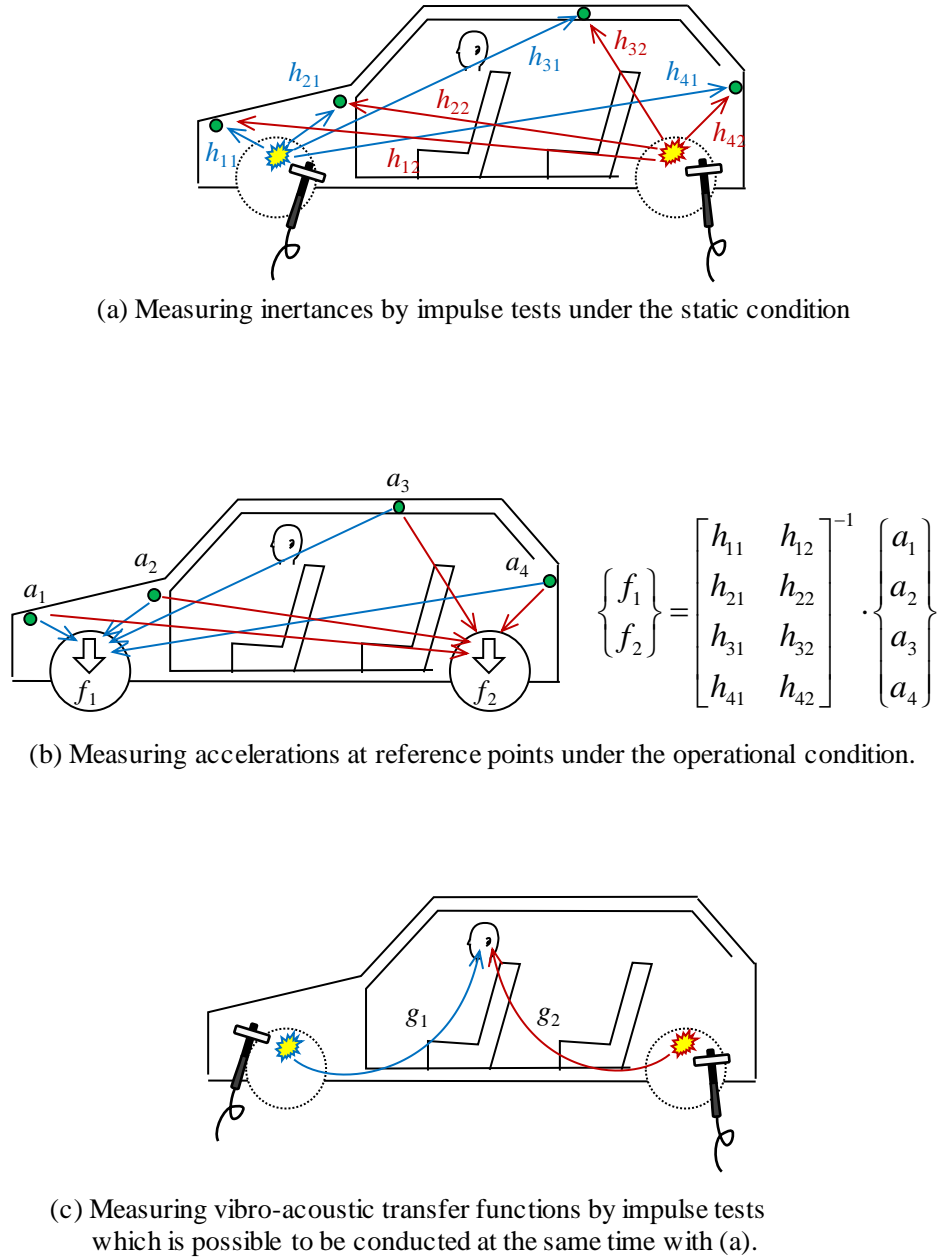


Fig. 1.8 TPA for structure borne noise from road & tires using the inverse matrix method.

## 1.2.1.3 空気伝ば音のモデル化と相反法による伝達関数の測定

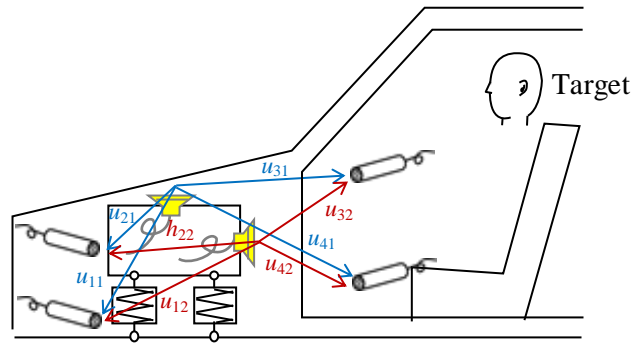
空気伝ば音の TPA モデルの場合についても、同様に逆行列法を用いて仮定した点音源の体積速度または体積加速度を求めることができる。図 1.9 はエンジンからの空気伝ば音を対象とした例であるが、まず仮定した点音源の位置に体積速度加振機を設置し、周囲に設置した複数のマイクロホン（参照点）までの音響伝達関数 $[(\text{Pa}\cdot\text{s})/\text{m}^3]$ を測定する（図 1.9(a)）。そして実稼動状態（この例ではエンジンの稼動状態）で参照点における音圧を測定して音響伝達関数の擬似逆行列に掛合わせる（図 1.9(b)）ことで、それぞれの点音源における体積加速度を求めることができる。また、観測点までの音響伝達関数（図 1.9(c)）は、固体伝ば音の場合と同様に、通常、参照点までの音響伝達関数（図 1.9(a)）と同時に測定する。

体積速度については、図 1.10(a) のように音の放射面を離散化し、それぞれの表面における振動速度と表面積を乗じる「振動法」で求めることもできる。離散化した各表面に点音源が分布していると考えられることになるため、観測点の音圧を求めるためには各表面から観測点までの音響伝達関数が必要となるが、これについては、図 1.10(b) のように、各表面に体積速度加振機を設置する直接法に加え、逆に観測点に体積速度加振機をする相反法を用いて求めることができる。図 1.10(b) に示すように、相反法は多数のマイクロホンが必要になるものの、一度の計測で観測点までの全ての音響感度関数を求めることができる。

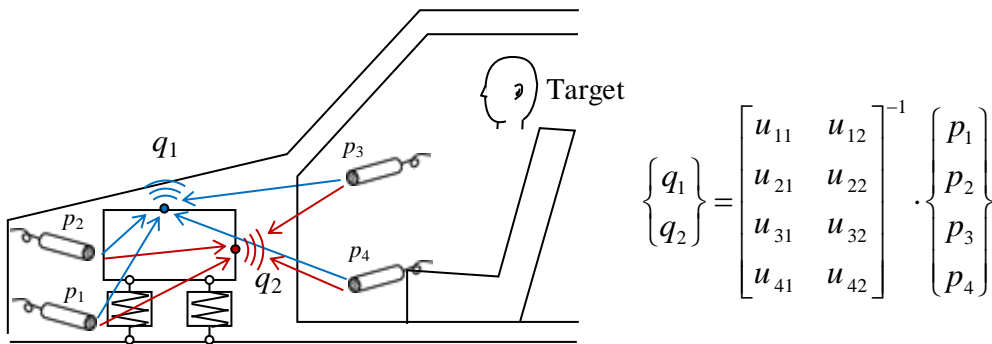
ところで、機械システム全体の空気伝ば音の評価には、通常、音響パワーレベルが用いられるが、上述のように、空気伝ば音の TPA モデルでは体積速度と音響伝達関数の積和で観測点の音圧を表現する。この理由の一つには相反法が関係している。図 1.11 に示すように、体積速度加振機で音響加振を行うことにより、相反法を用いて音響感度関数を測定できる[26]ためであり、図 1.10(b) の右図に示す複数の音響伝達関数測定と同時に、図 1.11(b) に示す固体伝ば音の音響感度関数測定も実施できるためである[27]。なお、図 1.11 には加振源システムであるエンジンを表示しているが、前述の通り、音響感度関数を求める場合は加振源システムの取外しが必要であり、これは相反法を用いた場合も同じである。また、相反法のもう一つの利点はスペースの問題である。加振源システムと受動システムの結合部の周囲にインパルス加振を行うスペースがない場合、図 1.11(b) に示すように加速度センサを設置して相反法を用いることにより、音響感度関数を測定することができる。また、図 1.12(a) (c) に示すように逆行列法を適用する場合は観測点までの音響感度関数あるいは音響伝達関数の測定と同時に参照点までの伝達関数を測定することができるが、図 1.12(b) に示すように音響感度関数や音響伝達関数を相反法で求める場合、参照点までの伝達関数を同時に求められないことになる。したがって、直接法と相反法のいずれを用いるかは、全体としての工数も考慮して決める必要がある。さらに、体積速度加振機の指向性、加振機自体による回折や反射、低周波での非線形性によって相反性が成立しないこと、音響感度関数を相反法で求める場合は高周波においては S/N 比が大幅に低下すること、マイクロホン位置の感度や加速度センサのアライメントなど、音響加振を行う場合は様々な制約を考慮する必要もある[28]-[31]。

空気伝ば音の TPA モデルに体積速度が用いられるもう一つの理由は、点音源の近くに反射面がある場合、音響パワーは点音源と反射面の距離に依存するに対し、体積速度や体積加速度は点音源と反射面の距離に依存しないためである[32][33]。しかしながら、音の放射面を点音源に置き換える場合、加振用スピーカを放射面に設置することによって反射面の影響を低減できるため、体積速度の代わりに音響パワーを用いた例もある[34]。なお、図 1.10 に示したように離散化した放射面の振動計測を利用して音響パワーレベルを求める方法は ISO/TS 7849 に規定されており[35]、マイクロホンによる音圧計測を利用する場合の方法は JIS Z 8732-8734 や ISO 3740 シリーズに規定されている。また、JIS Z 8736 や ISO 9614 に規定されているように音響インテンシティ計測を利用する方法もあり、同様にして体積速度を求めることも可能であると考えられる。

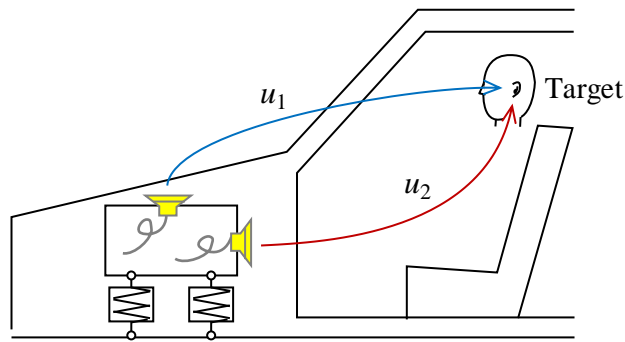
また、空気伝ば音の TPA モデルは、点音源を仮定するため、振動放射音に加えて気体の流れにより発生する空力音も対象とすることができる。参考文献[36]では、自動車エンジンの吸気システムから発生する騒音をノズルの結合部から伝達される固体伝ば音、ノズル表面の振動によって放射される空気伝ば音、吸気空力音（空気伝ば音）の3つに分け、それぞれを「動ばね法」、「振動法」、「音響逆行列法」を用いて求めている。なお、空力音は受動システムから放射される固体伝ば音としてモデル化することはできないので、空力音は常に加振源システムから放射される空気伝ば音としてモデル化する必要があり、空力音を発生させるサブシステムを加振源システムとして扱う必要がある。



(a) Measuring inertances by acoustic excitations under the static condition.

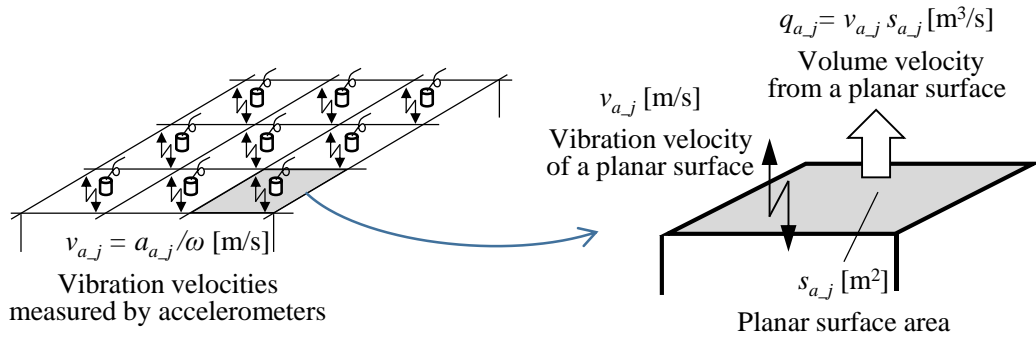


(b) Measuring sound pressures at reference points under the operational conditions.

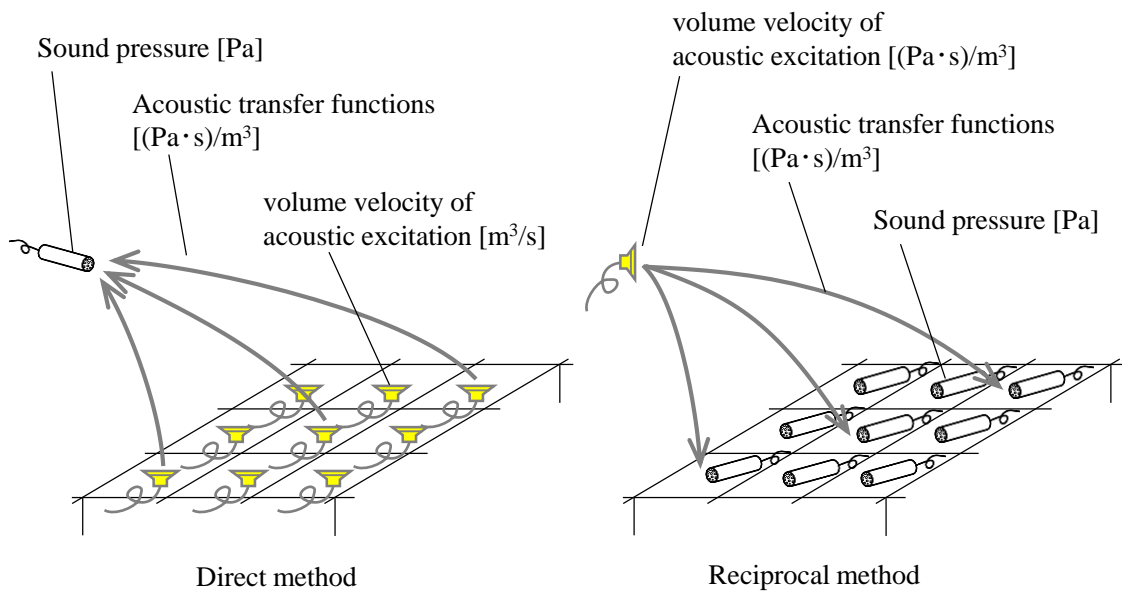


(c) Measuring acoustic transfer functions by acoustic excitations, which is possible to be conducted at the same time with (a).

Fig. 1.9 TPA for airborne noise from an automotive engine using the inverse matrix method.



(a) Measuring volume velocities from discretized surfaces using vibration velocities.



(b) Measuring acoustic transfer functions by acoustic excitations with direct and reciprocal methods.

Fig. 1.10 TPA for airborne noise from discretized surfaces using each surface vibration.

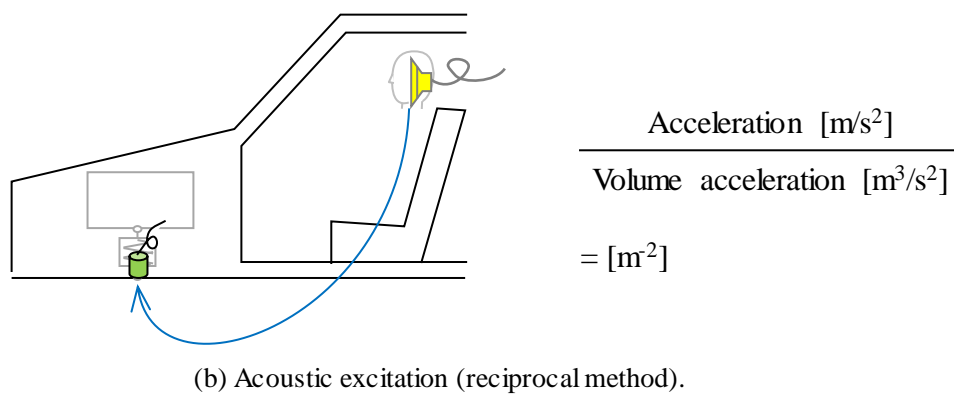
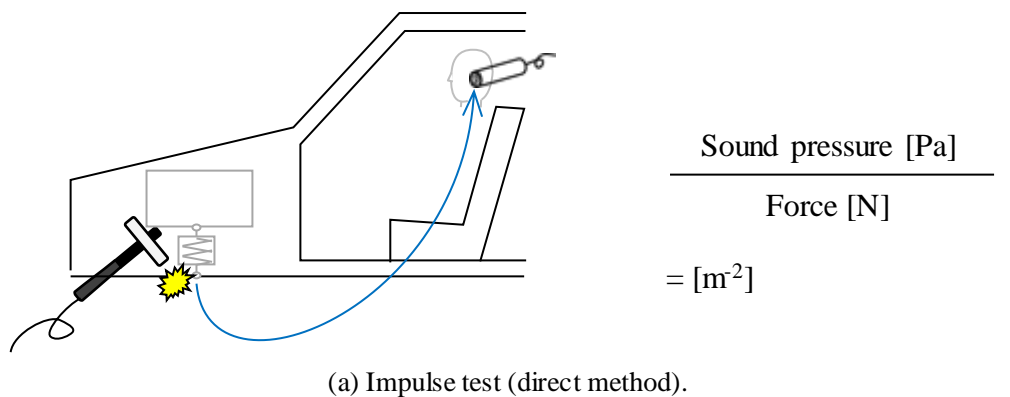


Fig. 1.11 Measuring vibro-acoustic transfer functions with direct and reciprocal methods.

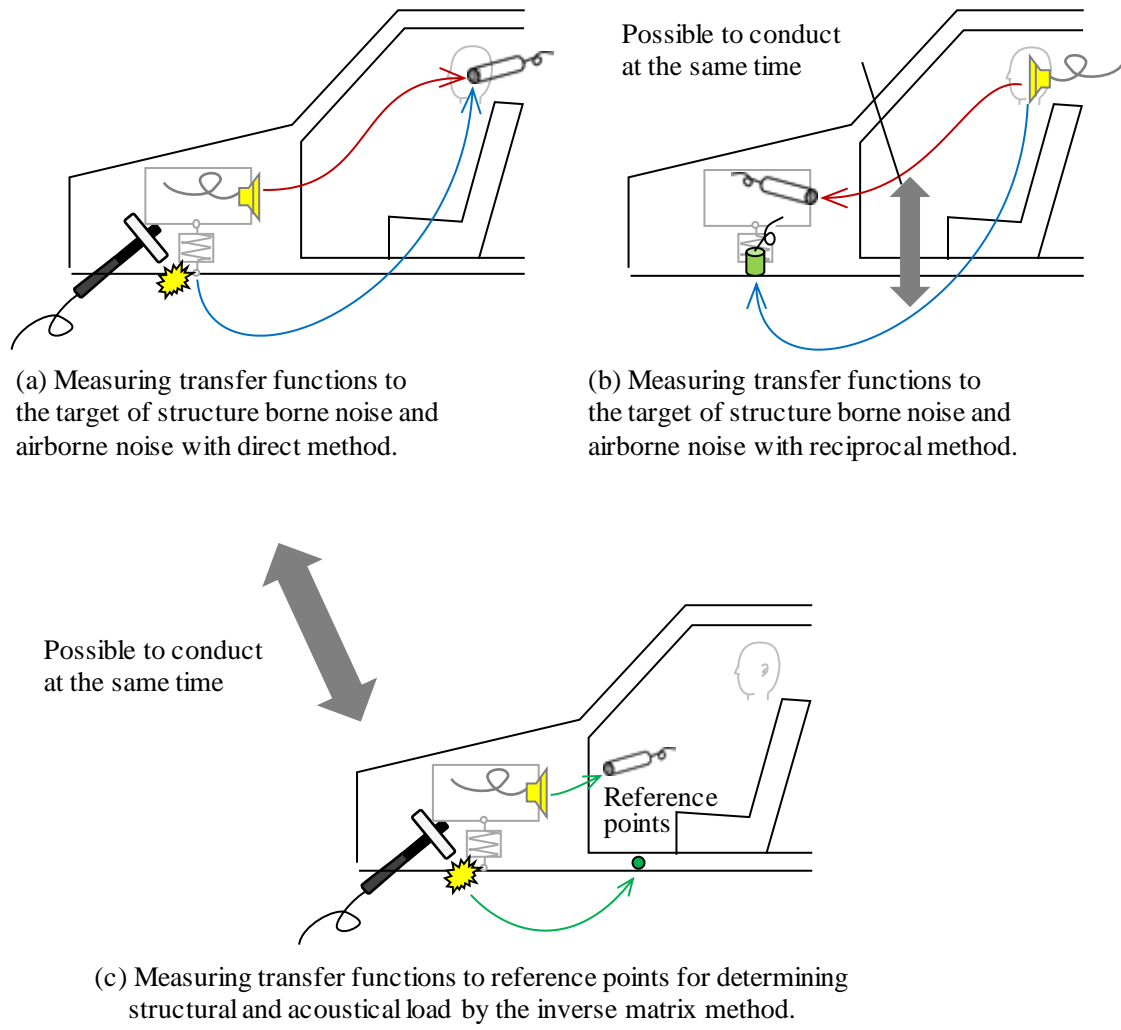


Fig. 1.12 Measuring vibro-acoustic transfer functions with direct and reciprocal methods.

## 1.2.1.4 伝達関数測定と入力同定の高精度化

以上のように、TPA モデルは「観測点や参照点までの伝達関数の測定」と「伝達力や体積速度などの入力同定」から構成されており、これらの精度が伝達経路解析の結果を大きく左右する。そのためこれらの高精度化に関する様々な研究が行われてきた。本項ではこれらの先行研究について述べる。

まず、伝達関数を測定する場合、測定誤差を低減するためには複数回の測定を実施して平均化するのが一般的である。しかし、固体伝ば音の伝達関数を測定する際、インパルスハンマで加振すると打撃方向が毎回異なり逆に精度が低下してしまうため、ランダム加振が可能な加振機を用いた方が精度を確保できることを Hendricx ら[37] が確認している。しかし、加振源システムと受動システムの結合部に十分なスペースがない場合は、小型の加振機では十分なエネルギーを確保できないなどの制限があるため、インパルスハンマを用いた方が良い場合もある。

また、固体伝ば音の伝達力にはモーメントも含まれるが、インパルスハンマや加振機でモーメント加振を行うことは困難であるため、通常、モーメントの影響は無視される。しかし、参照点として結合部近傍を選択することによりその誤差は軽減され、さらに参照点の数を加振する結合部の数の2倍以上とすることにより同定精度を向上できることを Mas ら[38] が確認している。すなわち、「逆行列法」において、加振源システムと受動システムの結合部に加え、その結合部と同数以上で受動システム上の位置を参照点として採用することにより、伝達力の同定精度を向上できるとの報告であるが、この2倍という数字には数学的な根拠があるわけではなく、実験による経験的な指標である。また、参照点によって結合部を加振した際の感度が異なるが、感度が高い参照点の信号を重み付けすることによって同定精度はさらに向上させることができることも報告している。なお、参照点の数を同定する入力の数よりも多くすることは、数学的には解の数よりも方程式の数を多くすることになり、擬似逆行列を求めることで最小二乗法により入力を同定することになる。

前述のように、TPA では機械システム全体を加振源システムと受動システムの二つに分け、受動システムには加振源が含まれないようにする必要がある。しかし、実用上はこの前提条件を満足することが難しく、これに起因する誤差を低減する試みが行われてきた。久世ら[39]は、車室内騒音の加振源としてエンジンとサスペンションからの振動を取り上げ、それぞれ「動ばね法」と「逆行列法」を用いて伝達力を同定している。すなわち加振源システムが二つあるため、参照点で測定した振動には互いに両方の影響が含まれてしまい、正しく伝達力を同定することができない。そこで測定した参照点の振動から余分な成分を差し引く手法（Residual 手法）を適用して入力同定を高精度化している。具体的には、エンジンマウントの剛性は比較的低いためエンジン側の振動はサスペンションの影響を受け難いと考え、通常通り「動ばね法」を用いてエンジン伝達力を同定し、参照点の振動からエンジン伝達力の影響を差し引き、差し引いた振動から「逆行列法」を用いてサスペンション伝達力を同定した。その結果、TPA モデルで計算した騒音レベルと車室内で測定した場合との差を小さく



することが可能となった。

「逆行列法」を用いて入力同定する場合、周波数毎に構成した伝達関数行列の擬似逆行列を求める必要があるが、これには特異値分解を利用することが多い。その際、伝達関数行列の条件数（Condition Number, 最小特異値に対する最大特異値の比）が過大になる周波数では測定誤差が拡大され、同定精度が著しく低下することが知られている。これは擬似逆行列において特異値の逆数が参照点の測定結果に掛け合わされるためであり、非常に小さな特異値の逆数は非常に大きい値となり誤差が拡大するという数値計算上の問題でもある。Martens ら[40] は、条件数 50 以下は精度良好、条件数 1000 以上は精度不良として目安を示し、さらにこの誤差増大に対する対策として小さな特異値を無効化して条件数を強制的に小さくして擬似逆行列を演算する方法を提案した。なお、無効化する特異値の選定方法としては、全ての周波数で一定数、一定の閾値以下、最大特異値に対する一定割合以下の3つが示された。一方、この誤差は伝達関数や参照点の測定結果に起因しているため、測定誤差を基準に無効化する特異値を決めるべきとして、Thite ら[41] は測定データの標準偏差に基づく閾値を提案しており、故意にランダム誤差を与えて有効性を検証している。なお、この小さな特異値を無効化する方法は「特異値分解による行列の低ランク近似」とも呼ばれ、画像データの圧縮や計算量の削減に活用されているが、その近似指標としては擬似逆行列を構成する特異値の自乗和の割合が用いられている[42]。また Thite ら[43]は、特異値分解ではなく、チホノフの正則化を用いた入力同定を提案している。特異値分解を用いた場合に比べ、計算時間は長くなるものの同定精度や測定誤差に対するロバスト性が向上するとしている。小さい特異値の無効やチホノフの正則化は、いずれも条件数が過大である悪条件における測定誤差の拡大を軽減するために有効な手法であるが、無効化する特異値の閾値などのパラメータを事前に決める必要があり、このパラメータを決定する明確な基準は存在せず、この基準の一般化は今後の課題と考えられる。

ところで、特異値分解における小さな特異値の無効化やチホノフの正則化は、どちらも測定誤差だけでなく測定した情報を失うことになり、その結果、算出した観測点の応答のレベルが小さくなる。そこで Moorehouse [44] はそれぞれの手法に対し、正則化後にノルムが変化しないよう補正係数を乗じることを提案している。

また小林[45] は、上述のように特異値分解における小さな特異値の無効化やチホノフの正則化ではいずれも設定が必要なパラメータの基準が不明確であり容易に使うことができず、また、測定誤差が拡大するのは逆問題を解くことが原因であるとして、イナータンス行列の逆行列である動質量行列を測定で直接的に求めることにより、基準が不明瞭なパラメータを使用せずに測定誤差の拡大を防ぐ方法（動質量法）を提案している。

「逆行列法」に入力する参照点の振動は、加速度センサで測定することが一般的で最も簡便であるが、振動加速度の計測は高周波の感度が良い反面、前述のように注目していない加振源がある場合にはその影響を強く受ける。そこで Shiozaki ら[46] や川越ら[47] は、圧電式のひずみセンサを用いている。ひずみへの影響は局所的であるため、他の加振源の影響を

受け難く、また加速度に比べ伝達関数行列の条件数が低くなり易いため前述の数値計算上の誤差を軽減することができる。なお、TPAは周波数領域上で実施されることが多いが、この研究では時間領域上で実施している。結合部から参照点までの伝達関数はインパルス応答関数とし、参照点で計測した信号の時刻暦波形と畳み込み積分を実施することにより、入力同定や観測点の応答を時刻暦波形として算出することができる。

「動ばね法」で伝達力を同定する場合、前述のように通常はマウント前後の振動とばね動剛性を用いて伝達力を算出するが、厳密にはマウント前後に作用する力は異なるはずである。そこで Sottek ら[48]は、マウントの特性を動剛性一つのスカラ値で与えるのではなく、図 1.13 に示すように、前後振動の連成を考慮した4つの機械インピーダンスとして与え、マウント前後で作用する力が異なることを表現可能な「Four pole method」を提案した。さらに、図 1.14 に示すように、有限要素解析や要素試験でマウントの機械インピーダンスを求め、図 1.15 に示す自動車エンジンを模擬した振動シミュレータを用いて Four pole method を実験的に検証している[49]。なお、エンジンマウントの特性が変化すると、ボディ側の振動や力だけでなく、エンジン側の振動や力も変化するが、エンジン単体の機械インピーダンスや Free velocity は変化しない。そこで機械インピーダンスの異なる二つのマウントを用いた試験により予めエンジン単体の機械インピーダンスと Free velocity を同定しておき、これらにマウントを含むボディ側の機械インピーダンスを合わせることでマウントに作用する力を算出する方法も提案した[50]。Free velocity は、加振源システムを受動システムから切り離し、完全自由で稼働させたときにおける結合部の振動速度であり、Blocked force と双対をなす加振源システム固有の値であるが、詳細については 1.2.3 項で述べる。

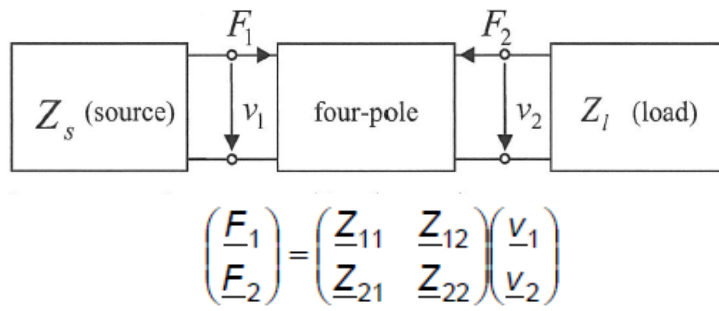


Fig. 1.13 A four-pole system with source and load impedance [48].

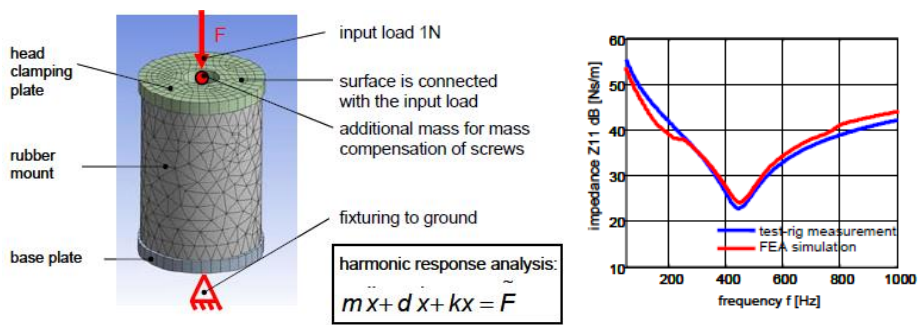


Fig. 1.14 FEA simulation of a mount model and comparison with test-rig measurement. ([49], Sottek et al.)

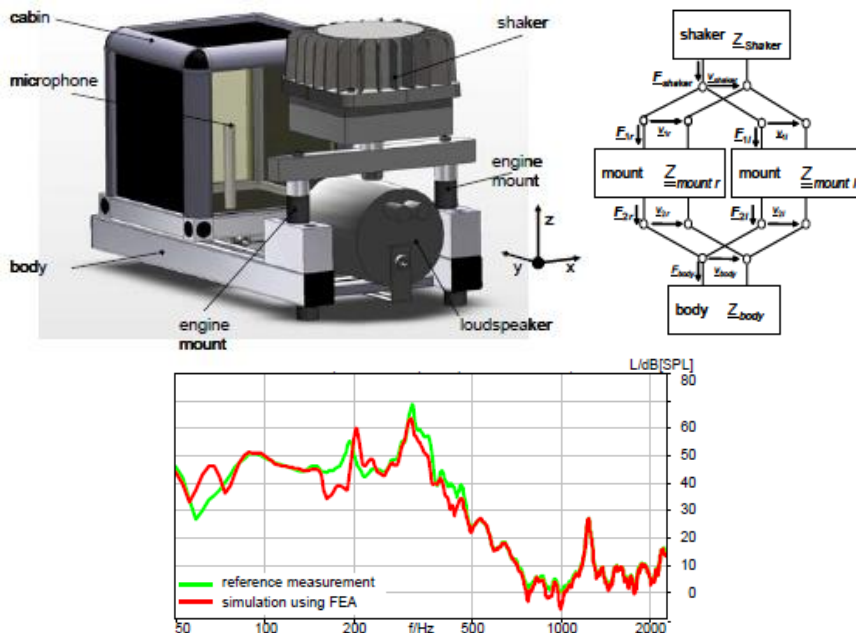


Fig. 1.15 Frequency spectra of the measured sound pressure and a synthesis using FEA simulation of a mount model. ([49], Sottek et al.)

## 1.2.1.5 実稼動 TPA と高度化

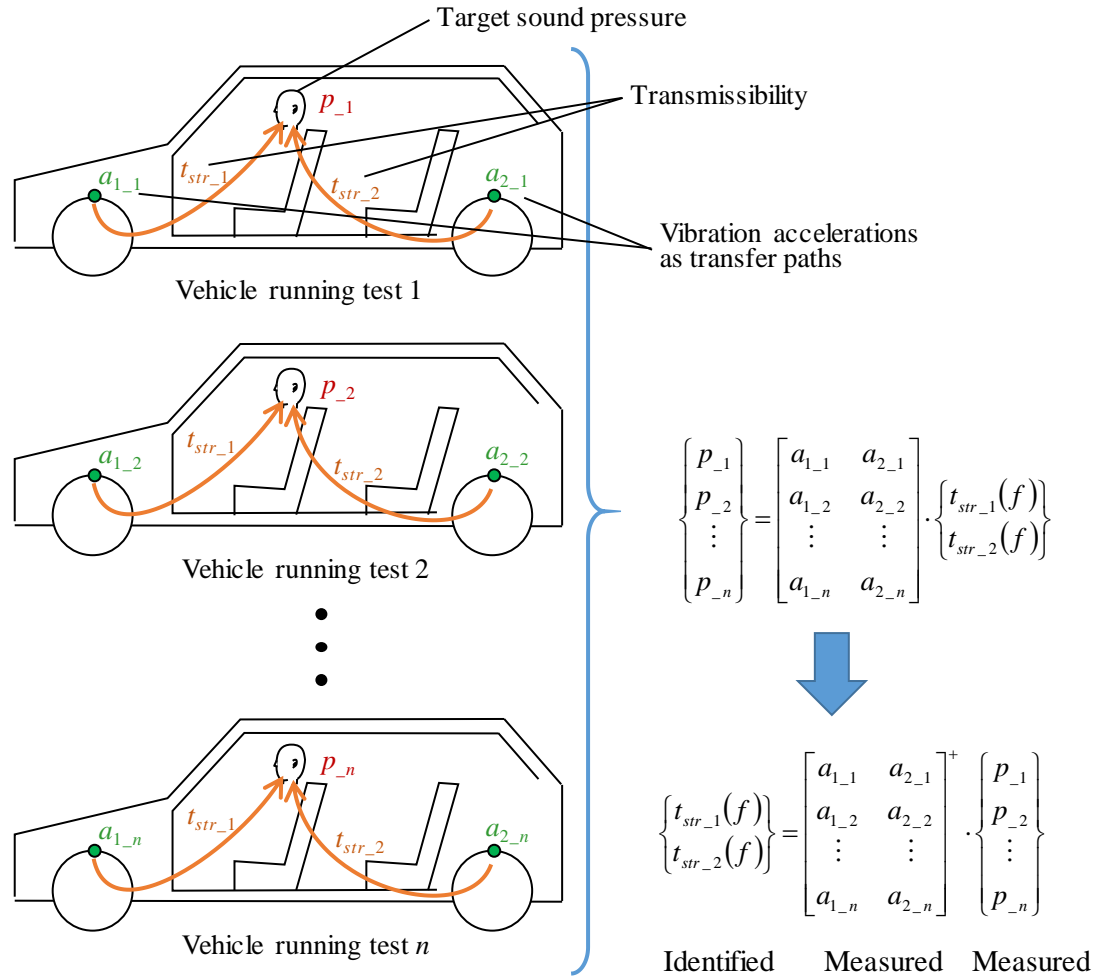
伝達関数の測定精度や入力と同定精度以外の問題としては、TPA モデルの構築に要する工数の多さが挙げられる。特に、固体伝ば音の TPA モデルを構築する際には、加振源システムを受動システムから取り外した状態の加振で伝達関数を測定する必要があるが、この作業は非常に手間がかかる。例えば、エンジンの固体伝ば音の TPA を実施するには、事前にエンジンを下ろしてからハンマリングなどの加振により伝達関数を測定する必要がある。また前述のように、ロードノイズの場合は事前にサスペンションなどを取り外す必要があるが、この作業は手間がかかるだけでなく、車体が自立できなくなるため別の位置で支持する必要が生じ、測定する伝達関数が実際と変わってしまうという問題もある。そこで考案された手法が、能村ら[51][52]が発表した実稼動伝達経路解析 (Operational Transfer Path Analysis, OTPA, または実稼働 TPA) である。

OTPA では、加振源システムを取り外した状態での加振による伝達関数の測定を必要とせず、代わりに、図 1.16 に示すように、実稼働状態のデータから伝達率 (Transmissibility) を同定する。通常の TPA で用いる伝達関数は、力や体積速度などの単位入力に対する音圧の応答であるのに対し、OTPA で用いる伝達率は、固体伝ば音の場合は参照点の加速度 (または速度) とターゲット音圧の関係、空気伝ば音の場合は参照点の音圧とターゲット音圧の関係となり、応答と応答の関係になる。しかし、実稼働状態で励起される振動モードは運転条件に応じて変化し、また応答と応答の関係である伝達率も変化する。そこで伝達率を同定するための実稼働データは様々な運転条件で測定し、全ての振動モードを網羅した平均的な伝達率を同定することが必要となる。また伝達率は、図 1.16 に示すように、「逆行列法」と同じ方法で、各実稼働条件において算出される観測点の音圧と測定した音圧の差の自乗和が最小になるように計算される。すなわち、応答と応答の関係が整合するように伝達率が同定されるが、ここに問題が一つある。影響度が高い重要な伝達経路の見落としがあったとしても、全体として整合するよう、他の伝達経路の伝達率で補ってしまうことである。通常の TPA の場合、各伝達経路の入力を積み上げて観測点の応答を算出し、それを測定した場合と比較することで TPA モデルの妥当性を検証することができるが、OTPA の場合はこの検証を行うことができない。また、各参照点の応答に強い相関がある場合には各伝達経路の寄与度を正しく分析できないとの報告もある[53]-[55]。力入力による加速度を強制加速度入力と捉えると OPTA は通常の TPA と同等と見做せ、寄与度の結果が異なるのは、力入力を低減するか、それとも加速度入力を低減するかの違いだとの報告[56]もあるが、OTPA の結果の取り扱いには注意が必要である。

一方、OTPA の実稼働データから伝達率を同定するという考え方は、従来の TPA の高度化にも活用されている。その一例として、Sottek ら[57] がエンジンの固体伝ば音に適用した研究が挙げられる。エンジンの固体伝ば音に対しては前述の「動ばね法」を用いて伝達力を同定することが多いが、これは「エンジンマウントの剛性はボディと比べてが低く、伝達力の同定に支配的なエンジン側の振動はボディ側からの外乱の影響を受けにくい」ためであ

る。しかしながら、複数のマウント間におけるエンジン側の振動は互いに影響を及ぼし合っているはずであり、この影響は考慮されていない。ボディ側の振動のみで「逆行列法」を用いれば、各マウント間の連成は考慮することができるが、それではマウントの振動伝達特性を考慮することができない。エンジンの固体伝ば音を低減するにはマウントの振動伝達特性を改良することが効果的であるため、TPA の適用においてマウントの振動伝達特性を考慮することが望ましい。そこで Sottek らは、図 1.17 に示すように、まずボディ側に伝達される力を通常の「逆行列法」で同定し、つぎに図 1.18 に示すように、ボディ側に伝達される力とエンジン側の振動加速度の伝達関数を OTPA の定式化を用いて実稼動データから同定することで、エンジン側振動の連成とマウントの振動伝達特性の考慮を両立させた。すなわち、「動ばね法」と「逆行列法」の利点を併せ持った「合成法」と呼べる。具体的なプロセスとしては、まず、①マウントのボディ側を加振して観測点までの音響感度関数と参照点までのイナータンスを測定する。つぎに、②実稼動試験で参照点の振動加速度を測定し、イナータンスと合わせて逆行列法によりボディ側に作用する伝達力を同定する（図 1.17）。さらに、③同定した伝達力とエンジン側の振動加速度を OTPA の定式化に入力して、エンジン側の振動加速度とボディ側の伝達力の動質量関数を統計的に求める（図 1.18）。そして、④任意の実稼動試験によりエンジン側の振動加速度を測定し、動質量関数および音響感度関数を乗じて、観測点の音圧を剛性する。通常の TPA や OTPA に比べてプロセスは多いが、マウントの要素試験よりも正確に振動伝達特性を測定することも可能であり、従来よりも精度が高いとしている。

なお、もう一つの例として Janssens ら[58] の研究が挙げられる。Janssens らの研究では、いくつかのパラメータを用いて伝達力や体積速度の入力モデルを構築し、様々な条件の実稼動において測定した結合部の振動や点音源の音圧を用いて、このパラメータを統計的に求める。加振源システムを取り外した状態での伝達関数測定が必要ではあるが、参照点の数を大幅に削減しても入力と同定精度が確保でき、従来の TPA よりも大幅に工数を削減できるとしている。



$$p_t = \sum t_{str-j} a_j + \sum t_{air-k} p_k$$

- $p_t$  : Synthesized target sound pressure [Pa]
- $a_j$  : Measured vibration acceleration of  $j$  th structure-borne transfer path [ $m/s^2$ ]
- $p_k$  : Measured sound pressure of  $k$  th airborne transfer path [Pa]
- $t_{str-j}$  : Identified transmissibility of  $j$  th structure-borne transfer path [ $(Pa \cdot s^2)/m$ ]
- $t_{air-k}$  : Identified transmissibility of  $k$  th airborne transfer path [Pa/Pa]

Fig. 1.16 Overview of Operational Transfer Path Analysis (OTPA).

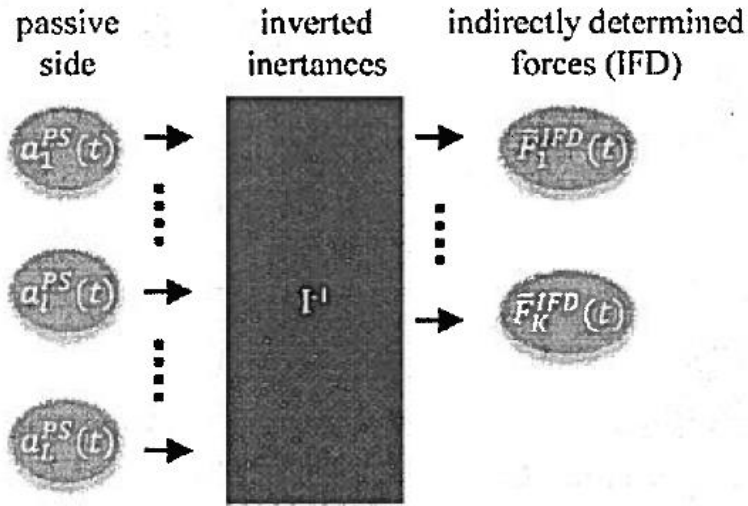


Fig. 1.17 The first step of calculating effective mount transfer functions is synthesizing indirectly determined forces. ([57], Sottek et al.)

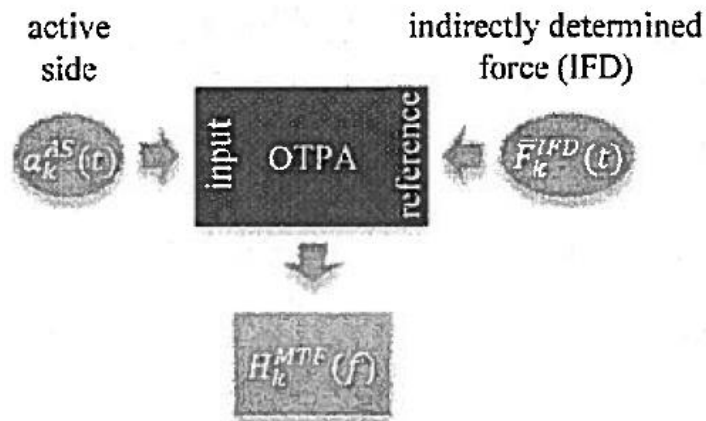


Fig. 1.18 The effective mount transfer functions (MTF) are calculated from operational data using the active-side acceleration and the indirectly determined force. ([57], Sottek et al.)

## 1.2.1.6 TPA による騒音レベルの推定

前述のように、TPA の本来の目的は振動・騒音源あるいはその主要な伝達経路を特定することにあるが、TPA の定式化を用いて加振源システム単体の試験あるいは数値シミュレーションの結果から機械システム全体の実稼動状態における騒音レベルを推定することも可能である[59]-[61]。騒音レベル推定の基本的なプロセスとしては、まず図 1.19(a) に示すように、加振源システム単体の試験あるいは数値シミュレーションにて固体伝ば音の伝達力や空気伝ば音の体積速度を同定する。つぎに図 1.19(b) に示すように、機械システム全体の実稼動状態にて固体伝ば音の音響感度関数や空気伝ば音の音響伝達関数を求める。そして図 1.19(c) に示すように、伝達力と音響感度関数の積和および体積速度と音響伝達関数の積和により、観測点での音圧を推定することができる。対象とする加振源システムが開発中の場合は、他のサブシステムが存在しないため機械システム全体の実稼動状態における音響感度関数や音響伝達関数を求められないが、構造が類似する既存の機械システムを代替として近似的な騒音レベル推定ができる。また、対象とする機械システムが既に存在する場合は、時間と労力のかかる機械システム全体の実稼動試験ではなく、加振源システムの単体試験で機械システム全体の実稼働状態における騒音レベルを評価することができる。

また、騒音レベルの推定を目的とする場合においても、伝達関数の測定や入力同定の高精度化や TPA モデルの構築に要する工数の削減が課題となる。特に、加振源システムの取外しについては、加振源システム単体の試験機において参照点までの伝達関数を測定する場合と、機械システム全体の実稼動状態において観測点までの音響感度関数を測定する場合で2回が必要となりさらに工数が増える。前述のように、加振源システム取り外しの工数の問題については、OTPA が有効と考えられる。すなわち、図 1.20(a) に示すように加振源システムの単体試験で結合部の加速度や音源近傍の音圧を測定し、図 1.20(b) に示すように構造が類似する機械システム全体の実稼動状態で伝達率を同定し、図 1.20(c) に示すように振動加速度や音圧と伝達率の積和を取ることで、観測点での音圧を近似的に推定することができる。しかしながら、機械システム全体が既に存在し、単体試験と実稼動試験で用いる加振源システムが同一であったとしても、単体試験と実稼動試験では加振源システムの支持構造が異なるため、両試験における振動加速度や音圧は異なるはずであり、OTPA では理論的に正しい騒音レベル推定を行うことができない。またこれは、通常の TPA の場合にも当てはまる。すなわち、単体試験と実稼動試験では加振源システムの支持構造が異なるため、加振源システムからの伝達力や体積速度も異なるはずであり、理論的に正しい騒音レベル推定を行うことはできない。騒音レベル推定には OTPA よりも TPA の方が適しているとの報告もある[62]が、いずれも近似的な手法であるため、理論的に正しい方法の構築が課題である。



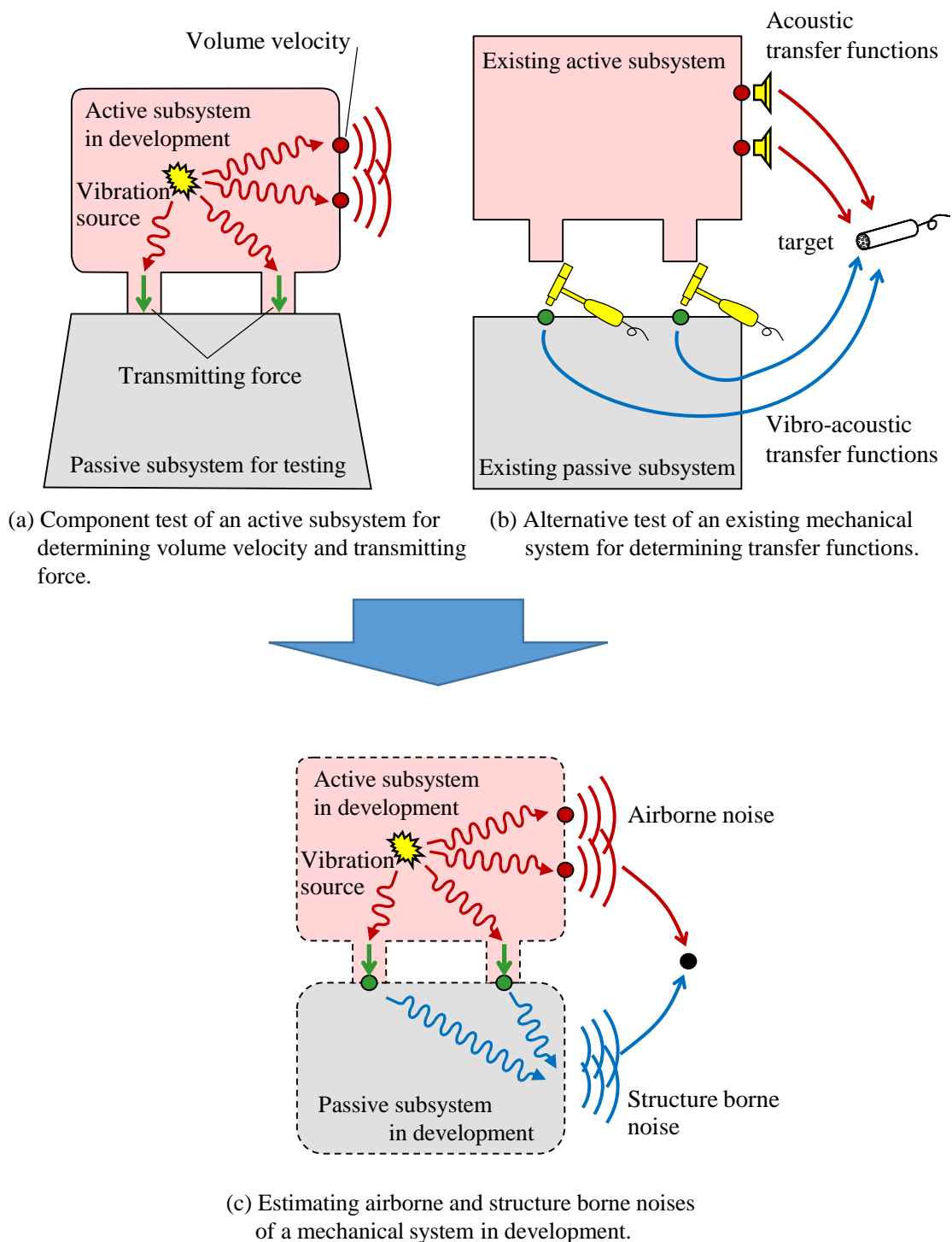
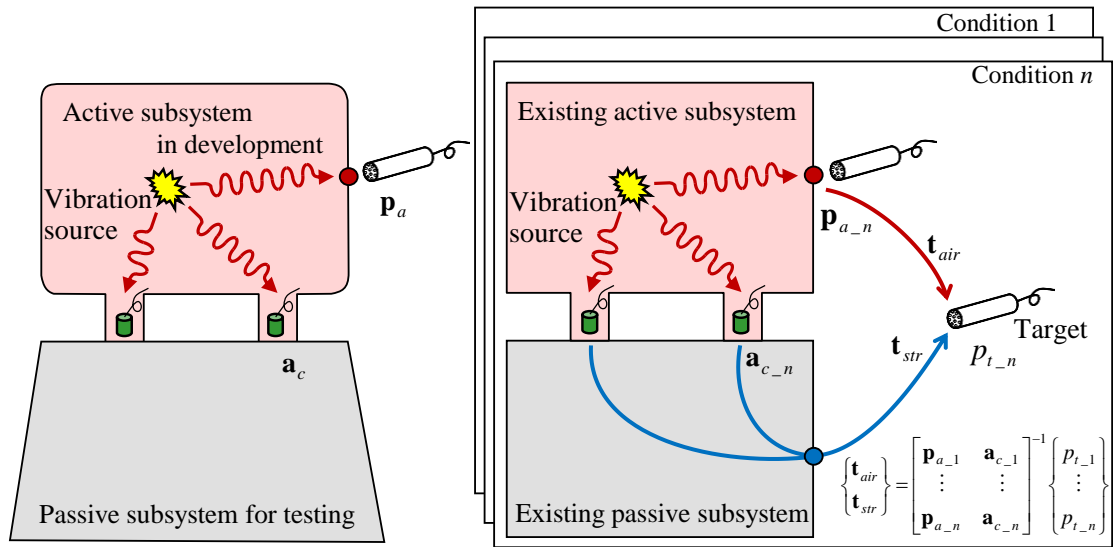
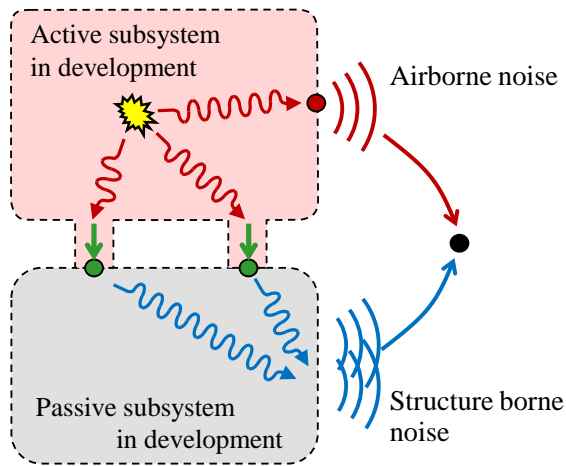


Fig. 1.19 Schematic view of virtual prototyping for estimating sound radiation using TPA.



(a) Component test of an active subsystem for determining acoustic and structural loads.

(b) Alternative test of an existing mechanical system for determining transfer functions using OTPA.



(c) Estimating airborne and structure borne noises of a mechanical system in development.

Fig. 1.20 Schematic view of virtual prototyping for estimating sound radiation using OTPA.

## 1.2.2 統計的エネルギー解析 (SEA, Statically Energy Analysis)

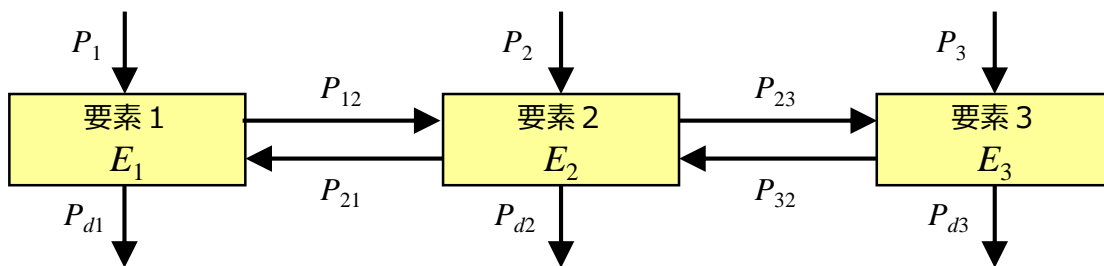
本項では、まず統計的エネルギー解析 (SEA) の基本的な考え方について説明したうえで、TPA との比較を行った先行研究と騒音レベル推定における課題について述べる。

### 1.2.2.1 SEA の概要

振動・騒音の解析的な予測は、1D-CAE などのシンプルなモデルでは難しく、有限要素法 (FEM) や境界要素法 (BEM) などの大規模な CAE モデルが必要となると第1章で述べた。しかしながら、これらの方法は、低周波数域では有効であるものの、固有モードの形状に応じてメッシュサイズを細かくする必要があるため、モデル規模が過大となってしまう高周波数域に適用することは難しい。

これに対して SEA は、機械システム全体をいくつかの要素に分割して各要素の振動音響エネルギーやパワー平衡を統計平均的に取り扱うため、比較的小規模なモデルで高周波数域の解析が可能である。SEA の解析モデルは、図 1.21 に示すように、予め定めた周波数帯域  $\Delta\omega$  に対し、系外から各要素入力されるパワー  $P_i$ 、各要素内で散逸されるパワー  $P_{di}$ 、各要素間での伝達されるパワー  $P_{ij}$  のパワー平衡式として構築される[15]。ここで散逸パワーと伝達パワーは、要素の振動音響エネルギー  $E_i$  と中心周波数  $\omega$  および内部損失率  $\eta_i$  (Internal Loss Factor, ILF) または伝達損失率  $\eta_{ij}$  (Coupling Loss Factor, CLF) の積として表される。したがって SEA モデルの構築とは、各要素の ILF と各要素間の CLF から構成される損失マトリックスを同定することを意味し、これらを解析的あるいは実験的に求めることになる。損失マトリックスが求まれば、入力パワーを与えることにより各要素の振動音響エネルギーを算出することが可能となり、また各要素の振動音響エネルギーを与えることにより加振源の位置やパワーとその伝達経路や寄与度を分析することが可能となる。さらに、サブシステム単体の SEA モデルで解析的あるいは実験的に入力パワーを同定すれば、機械システム全体の SEA モデルに入力することにより、サブシステムの開発段階で実稼動状態の振動騒音エネルギーや騒音レベルを推定することが可能となる。

なお SEA は、1960 年代にロケットなどの高周波数域の振動予測などを目的に開発された。当初の SEA は、机上での応答予測を主としており、必要なパラメータを理論式で導出する解析 SEA と呼ばれる[15]。解析 SEA は対象とする形状は限られ、モード密度が低い周波数帯域には適用できないが、1D-CAE と同じく設計の初期段階で活用できることが大きな利点である[63][64]。一方、必要なパラメータを実験的に求めるのが実験 SEA であり、試作品などの低振動・低騒音化に活用することができる[65] (図 1.22)。いずれも低周波数域の精度は低いことが欠点であるが、直接結合していない要素を仮想的に結合するエネルギー分布モデル (Energy Distribution, ED モデル) により精度が改善することが報告されている[66]。また、部分的に FEM を援用することにより、要素形状を考慮した CLF や要素内の振動分布[67][68]や、所望の CLF を実現する要素形状[69][70]を得ることができる FEM-SEA も提案されている。



Power balance equation

$$\begin{cases} P_1 = P_{d1} + P_{12} - P_{21} \\ P_2 = P_{d2} + P_{21} - P_{12} + P_{23} - P_{32} \\ P_3 = P_{d3} + P_{32} - P_{23} \end{cases}$$

Basis equation of the SEA

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} & 0 \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23} & -\eta_{32} \\ 0 & -\eta_{23} & \eta_3 + \eta_{32} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix}$$



$$\{P\} = \omega [L] \{E\}$$

[L] : Loss factor matrix

Internal loss power

$$P_{di} = \omega \eta_i E_i$$

$\eta_i$  : Internal Loss Factor (twice of damping ratio,  $\eta_i = 2\zeta_i$ ).

$E_i$  : Average energy of an element in a frequency range.

$\omega$  : Angular velocity at the middle of the frequency range.

Transmission power

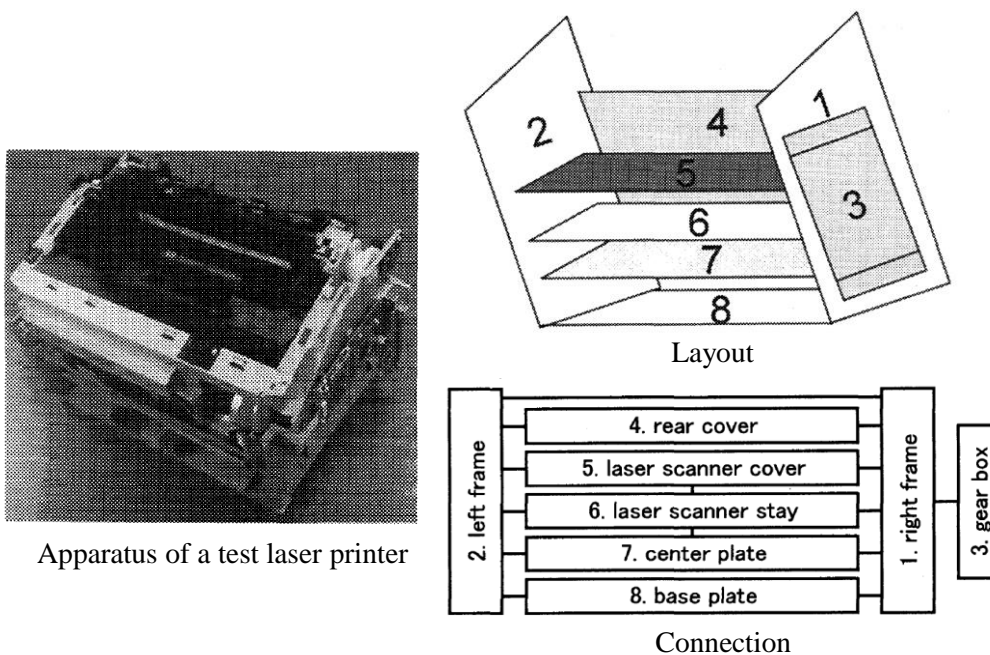
$$P_{ij} = \omega \eta_{ij} E_i$$

$\eta_{ij}$  : Coupling Loss Factor (from 0 to 1, a specific parameter of SEA).

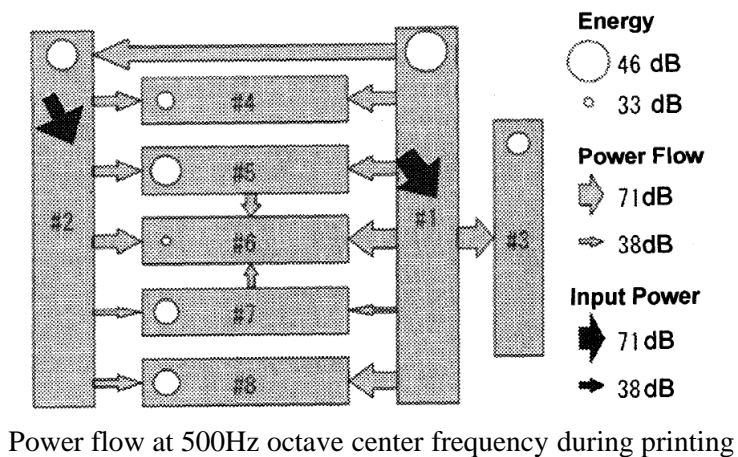
$E_i$  : Average energy of an element in a frequency range.

$\omega$  : Angular velocity at the middle of the frequency range.

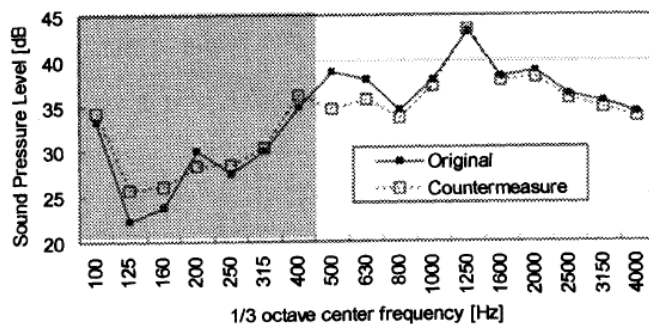
Fig. 1.21 Basics of the SEA. ([15], 大野ら)



Apparatus of a test laser printer



Power flow at 500Hz octave center frequency during printing



Comparison of sound pressure levels with and without countermeasure

Fig. 1.22 An example of SEA for a laser printer. ([65], 山崎ら)

### 1.2.2.2 SEA と TPA の比較

前述のように SEA は、機械システムにおける加振源の位置やパワーの同定、その伝達経路や寄与度の分析、振動・騒音レベルの予測など、TPA と同様の用途で用いられる。しかしながら、両手法の考え方は大きく異なり、実用面での特徴も異なる。そこで SEA と TPA の解析結果を比較した研究[71]-[74]を参考に、特徴の比較を図 1.23 にまとめた。以下、それぞれの項目について下記に詳細を述べる。

#### (1) 力・パワーの入力同定と寄与度分析について

どちらの手法でも同等の値を求めることができるが、SEA では加振源がある要素のエネルギーが他に比べて低い場合などにおいて入力パワーが負値となり正しく同定できない場合がある。これに対し TPA は、入力を同定できないことはなく精度も比較的良いが、入力源の位置が既知である必要がある。前述のように、TPA における固体伝ば音の入力源位置は加振源システムと受動システムの結合部とするが、実際には注目していない加振源が受動システムに存在するケースが多く、これがノイズとなって精度が低下するケースが多い。また TPA の固体伝ば音で同定するのは、加振源の力ではなく、加振源システムから受動システムに伝達される力であり、この力は受動システムの振動特性にも依存する。すなわち、加振源システムの単体試験と機械システム全体試験では同定される力が異なる。一方、SEA では加振源固有の入力パワーを同定することができることが利点であるが、それは加振源が存在する要素の平均的な値であり、細かい加振源位置までは特定できない。

また寄与度については、単位が異なることや位相を考慮するか否か等の違いにより単純な比較はできず、両手法を比較するための寄与度の計算式が提案されている[72][73]。その適用結果によれば両手法で算出される寄与度は概ね同等となるが、逆の結果になる場合もあり、完全に同一の結果とはならない。そもそも SEA では、いずれかの要素エネルギーに評価点が含まれるとは限らず、別途、評価点に対する各要素エネルギーや ILF, CLF の感度を求め、どの要素の ILF を増大させるべきか、どの要素間の CLF を変更すべきかを求めることになるが、ILF を増大させるべき要素に隣接する CLF を変更すれば良いとは必ずしもならない。寄与度は入力源と評価点が明確な TPA において適切な評価指標であり、SEA では機械システム全体の中で改善すべきパワーフローを抽出することが肝要と考えられる。

#### (2) 騒音の評価について

上述のように TPA では位相を考慮して点で評価するため、その位置が少し変化しただけで評価も大きく変わる。評価点すべき位置が明確に定められる場合には問題とならないが、機械システム全体を静かにすることが目的の場合は評価位置に対してロバスト性が高い SEA の方が適していると考えられる。

#### (3) 周波数特性について

TPA では特に制限がなく全ての周波数で適用可能であるが、周波数応答関数をベースと

する手法であるため、コヒーレンスが低くなりがちで高周波で精度が低下する。逆に SEA は、高周波数域の精度は高いが、低周波数域の精度が低い。これは SEA が、固有モードがもつエネルギーはどれも等しい、要素間のエネルギー交換はどのモード間も等しいなどの仮定で成立しており、モード密度が高い周波数域に適用可能であるためであり、また低周波数では固有モードの形状が大きく、その節となる要素ではエネルギーが低く見えてしまうためである。

#### (4) 設計検討について

前述のように、形が決まっていない設計初期段階から適用可能なのが SEA であり、試作品が完成した後は FEM を併用して形状の改良を検討可能である。これに対し TPA は、机上検討は難しく、試作品が完成した後に適用可能である。しかしながら問題となる結合箇所とその方向の特定のみであり、形状の改良については直接的な検討ができない。

#### 5) 実稼働状態の騒音推定について

加振源システムの単体試験から機械システム全体の実稼働状態における振動騒音を推定する場合、TPA では単体試験機でも実稼働状態でも加振源システムの取り外しに非常に手間がかかるが、単体試験での入力同定と実稼働状態の伝達関数測定には大きな手間はかからない。一方、SEA の場合は、加振源システムの取り外しは必要ないものの、単体試験と実稼働状態の両方で全体の SEA モデルを構築する必要があり、非常に手間がかかると考えられる。特に加振源システム内部のモデル化が必要となる場合は FEM などの併用が不可欠であり、さらに手間がかかる。

また前述のように、SEA では加振源システム固有の入力パワーを同定するのに対し、TPA で同定するのは加振源システムから受動システムへの伝達力であり、単体試験機における加振源システムの支持構造の影響に依存する値である。したがって、実稼働状態における伝達力とは異なるため、理論的に正しく推定することができないという問題がある。

以上、TPA と SEA それぞれに利点と欠点があるため、目的や状況に応じて使い分けることが必要である。大まかには、設計初期段階の予測や試作品完成後の設計検討、加振源システム全体を静かにしたいという場合には SEA が向いており、試作品完成後、各結合部や音源の寄与度を調査して対策的を絞りたい場合は TPA が向いていると考えられる。また、試作品完成後に実稼働状態の騒音レベルを推定する場合は、評価点の位置が明確に定められて加振源システムと受動システムを明確に分けられるならば TPA の方が向いており、そうでない場合は SEA が向いていると考えられる。または、TPA の逆行列法で結合部の伝達力を同定し、これを SEA の入力とすることで高精度に推定した例があるが[75]、状況に応じてこのようなハイブリッドの方法も有効であると考えられる。

	TPA	SEA
(1) Input force/power identification, Contribution analysis	Accuracies of force identification and contribution are high because excitation positions are known as transfer paths, but true source forces and positions are unknown.	True source's averaged powers, positions and contributions can be identified if appropriate element-breakdown and sensing positions are given, but cannot in some cases. (e.g. CLF is negative.)
(2) Target evaluation	Robustness is low because target is evaluated by the sound pressure or vibration at a point.	Robustness is high because target is evaluated by space average of the power
(3) Frequency characteristic	All frequency range is applicable, but generally low accuracy in the high frequency because of low coherence.	Middle or high frequency range is applicable. Low accuracy in low frequency because of low modal overlap factor, global mode.
(4) Usability for design study	Cannot to be applied in the early stage. Possible to identify the connection which need to be improved after prototyping.	Small analysis-model in the early stage by Analysis SEA and detailed CAE model for improvement by FEA-SEA are possible.
(5) Estimation of noise under operational condition	Obtained forces and volume velocities depend on test bench property, but low effort to obtain them and transfer functions of the entire mechanical system.	True source powers which are independent from test bench property, but high effort to obtain SEA models of both the test bench and the entire mechanical system.

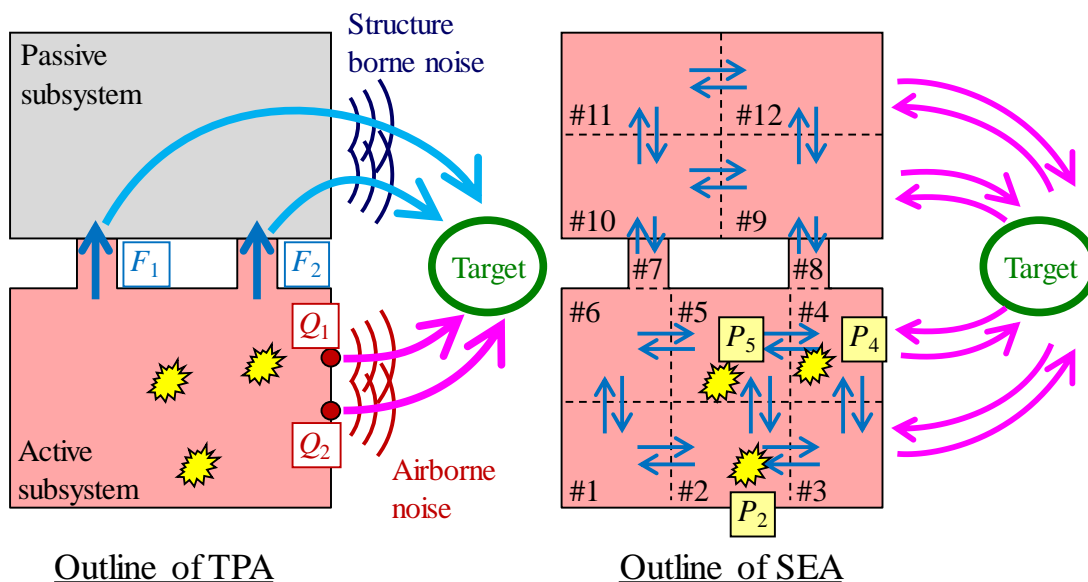


Fig. 1.23 Feature comparison between TPA and SEA.



### 1.2.3 In-situ blocked force 法

前項で述べたように、SEA では加振源システム固有の入力パワーを同定するのに対し、固体伝ば音に対して TPA で同定するのは加振源システムから受動システムへの伝達力であり、伝達力は単体試験機における加振源システムの支持構造に依存する値であるため、TPA では実稼動状態における振動騒音を理論的に正しく推定することができない。そこで考案されたのが Blocked force を用いた TPA [17]である。Blocked force は加振源システム固有の値であるため、Blocked force を用いた TPA では実稼動状態における振動騒音を理論的に正しく推定することができる。またこの Blocked force を用いた TPA は、実稼動状態で Blocked force を間接的に同定できる In-situ blocked force 法の登場[18][19]によって可能となった方法である。本項では、Blocked force およびこれと双対を成す Free velocity について説明したうえで、Blocked force と Free velocity による固体伝ば音の評価に関する研究や In-situ blocked force 法の詳細とこれを用いた研究について述べる。

#### 1.2.3.1 Blocked force と Free velocity

図 1.24 のように加振源システムと受動システムから構成される機械システムから加振源システムを切り離し、その結合部を完全自由にした場合における結合部の速度が Free velocity であり、またその結合部を完全拘束した場合において加振源システムが結合部に与える力が Blocked force である。したがって、Blocked force と Free velocity は加振源システム固有の値であり、受動システムには依存しない値である。また、両者は異なる状態における値であるが、双対の関係にあり、Blocked force ベクトルを  $\mathbf{f}_{bl}$ 、Free velocity ベクトルを  $\mathbf{v}_{fr}$ 、加振源システムの結合部における機械インピーダンス行列を  $\mathbf{Z}_a$  とすれば、式 (1.1) の関係があることが知られている[16].

$$\mathbf{f}_{bl} = \mathbf{Z}_a \cdot \mathbf{v}_{fr} \quad (1.1)$$

ここで、図 1.25 に示すように、加振源システムを質量  $m_a$ 、ばね剛性  $k_a$ 、減衰係数  $c_a$  の 1 自由度モデルとし、加振源の加振力として質点に調和加振力  $f_s = F_s e^{i\omega t}$  が作用しているとすれば、Blocked force  $f_{bl}$  と Free velocity  $v_{fr}$  はそれぞれ式 (1.2) と式 (1.3) となる。なお、 $i$  は虚数単位、 $\omega$  は角振動数、 $t$  は時刻を示す。

$$f_{bl} = \frac{i\omega c_a + k_a}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} F_s e^{-i\omega t} \quad (1.2)$$

$$v_{fr} = \frac{F_s e^{-i\omega t}}{i\omega m_a} \quad (1.3)$$

また、機械インピーダンス法[76]を用いると、ダンパとばねは並列であるため、式 (1.4) に示すように、ダンパの機械インピーダンス  $z_{a_c}$  とばねの機械インピーダンス  $z_{a_k}$  を足し合

わせることにより、ダンパとばねを合わせた機械インピーダンス  $z_{a\_ck}$  が得られる。さらに、ダンパとばねは質点と直列に繋がっているため、式 (1.5) に示すように、質点のモビリティ  $y_{a\_m}$  とダンパとばねのモビリティ  $y_{a\_ck}$  を足し合わせると、1 自由モデル全体のモビリティ  $y_a$  が得られ、この逆数をとると、式 (1.6) に示すように、1 自由度モデル全体の機械インピーダンス  $z_a$  が求められる。

$$z_{a\_ck} = z_{a\_c} + z_{a\_k} = c_a + \frac{k_a}{i\omega} = \frac{i\omega c_a + k_a}{i\omega} \quad (1.4)$$

$$\begin{aligned} y_a &= y_{a\_m} + y_{a\_ck} = \frac{1}{z_{a\_m}} + \frac{1}{z_{a\_ck}} \\ &= \frac{1}{i\omega m_a} + \frac{i\omega}{i\omega c_a + k_a} = \frac{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a}{(i\omega m_a) \cdot (i\omega c_a + k_a)} \end{aligned} \quad (1.5)$$

$$z_a = \frac{1}{y_a} = \frac{(i\omega m_a) \cdot (i\omega c_a + k_a)}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} \quad (1.6)$$

つぎに、式 (1.3) の Free velocity  $v_{fr}$  と式 (1.6) の機械インピーダンス  $z_a$  を乗じると式 (1.2) の Blocked force  $f_{bl}$  と等しくなり、式 (1.1) と同等の式 (1.7) が成立することが確認できる。

$$f_{bl} = z_a v_{fr} \quad (1.7)$$

ところで、「Blocked force と Free velocity の関係」は、図 1.26 に示すように、電気回路における「開放電圧と短絡電流の関係」と相似性があることが知られている[16]。電気回路におけるノートンの定理とテブナンの定理によれば、任意の電源回路は単一の内部抵抗を持つ定電流電源または定電圧電源に置き換えられ、この電源回路に負荷される抵抗の電流や電圧は、短絡電流または開放電圧を用いて求めることができる。同様に、機械システムにおけるノートンの等価システムとテブナンの等価システムでは、任意の加振源システムの稼動を停止させる代わりに Free velocity または Blocked force を与えており、受動システムとの結合部における振動速度や受動システムへ伝達される力は Free velocity または Blocked force を用いて求めることができる。

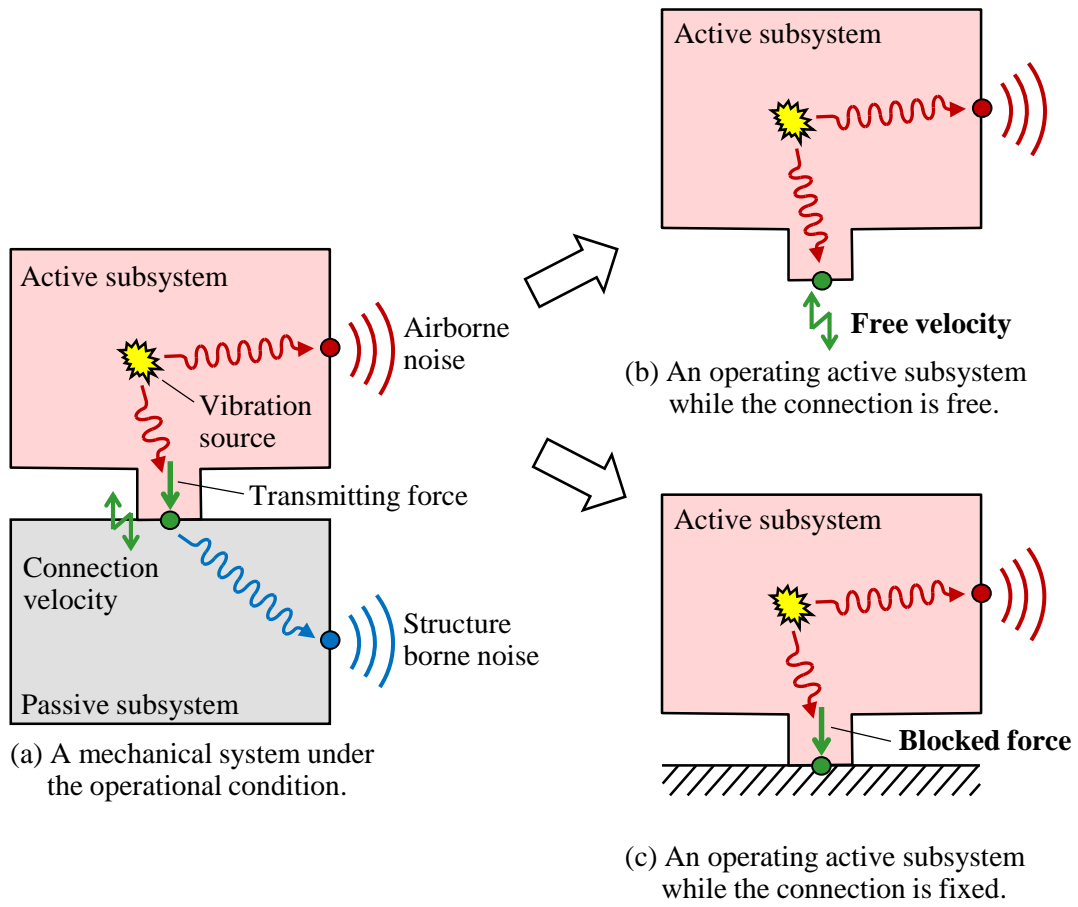


Fig. 1.24 Blocked force and free velocity of an active subsystem.

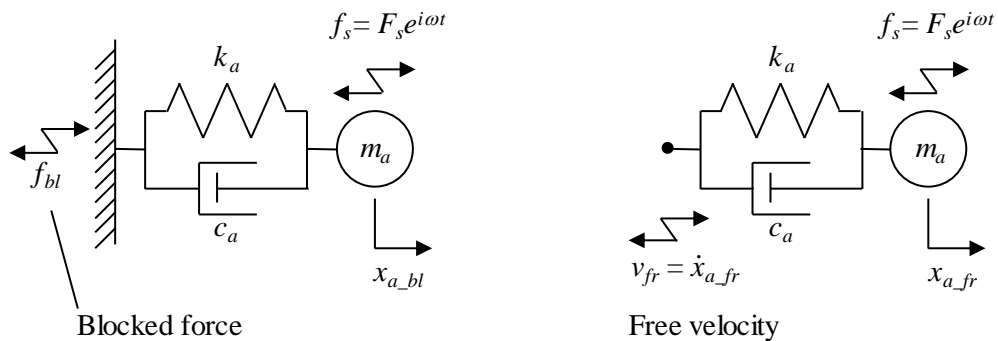


Fig. 1.25 Blocked force and free velocity of a 1-DOF model.

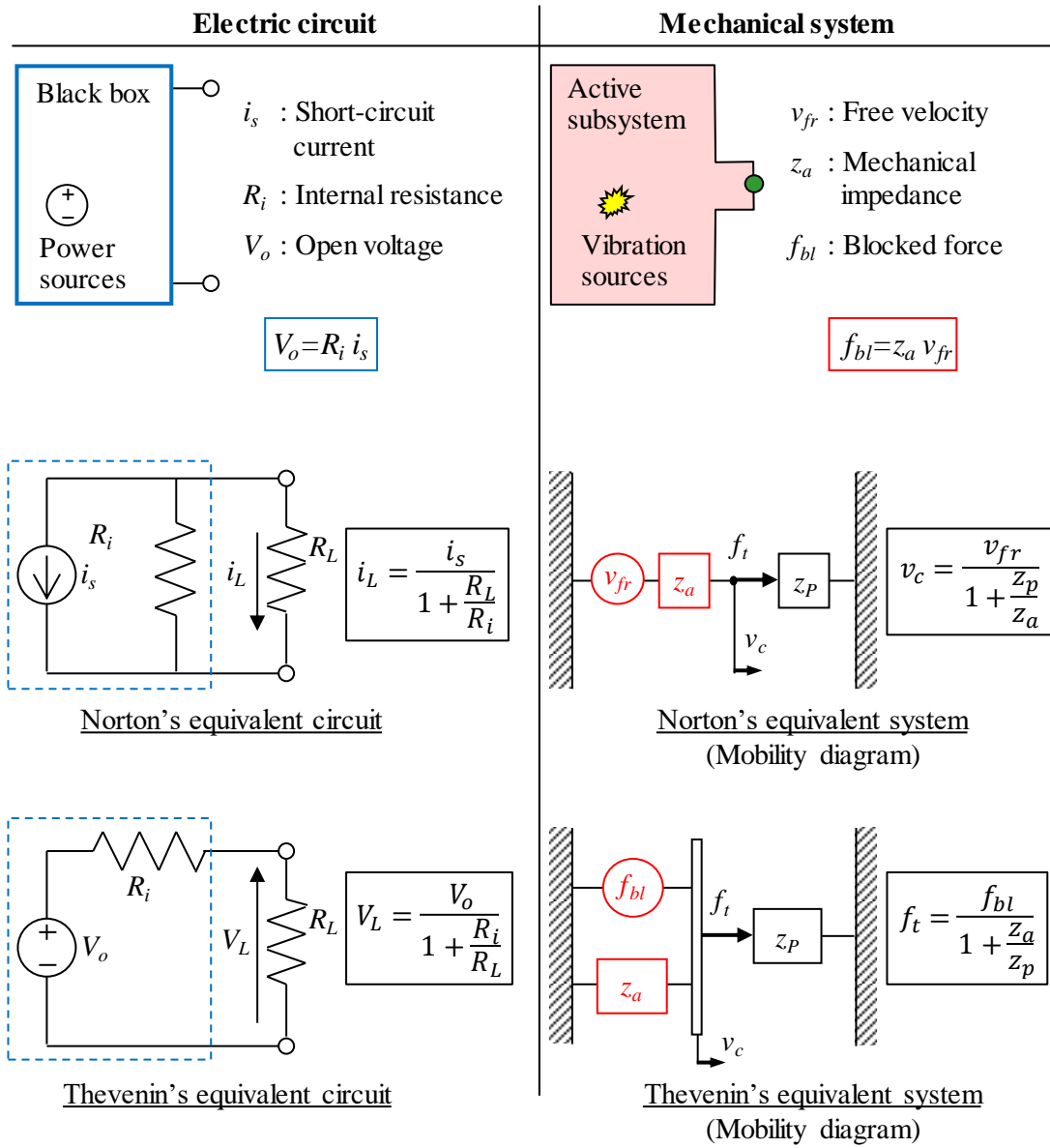


Fig. 1.26 Analogy between electric circuits and mechanical systems.

### 1.2.3.2 Blocked force と Free velocity による固体伝ば音の評価

前述のように、固体伝ば音は受動システムから放射される音であり、受動システムの振動特性の影響を受ける。すなわち、加振源システムが同一のままでも、受動システムが入替われば、固体伝ば音の大きさは変化する。しかしながら固体伝ば音の加振源は加振源システムの内部にあるため、加振源システムに固有の量で固体伝ば音を評価できることが望ましい。そこで、Blocked force や Free velocity は固体伝ば音の評価指標として用いることができると考えられる。しかし、大型な機械システムの Blocked force や Free velocity を直接的に測定することは困難であるため、近似的な測定方法が検討された[77]。そして Free velocity については、図 1.27 に示すように機械システムを弾性支持部の振動を代替として測定する方法が国際規格となった[78]。しかしながら、Free velocity はスカラ量ではないため、実用上の評価や比較に対して取扱いが容易とはいえない。そこで Moorhouse [79]は Free velocity と Blocked force の内積を CP 値 (Characteristic Power) として定め、これを固体伝ば音の評価指標とすることを提案した。なお Blocked force は、加振源システムの機械インピーダンスを求め、式 (1.1) に示すように Free velocity から換算すれば良いとしている。また Heo ら[80]は、洗濯機用ポンプの固体伝ば音の評価指標として CP 値を用いたが、図 1.28 に示すように、Free velocity はゴムひもで吊るして測定し、Blocked force についてはロードセルを挟んで直接的に測定した。

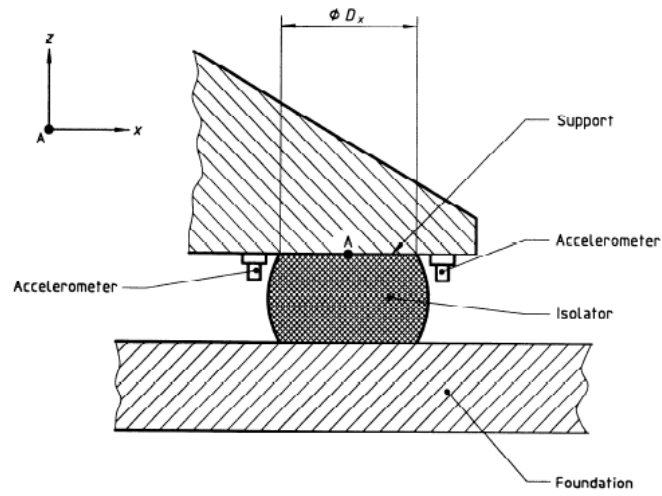


Figure 2 — Position of the accelerometers for measurement of  $L_{vz}$  and  $L_{\Omega y}$

Fig. 1.27 Measurement of velocity at the contact points of machinery when resiliently mounted for characterization of structure borne noise. ([78], ISO/TC43/SC1/WG32.)

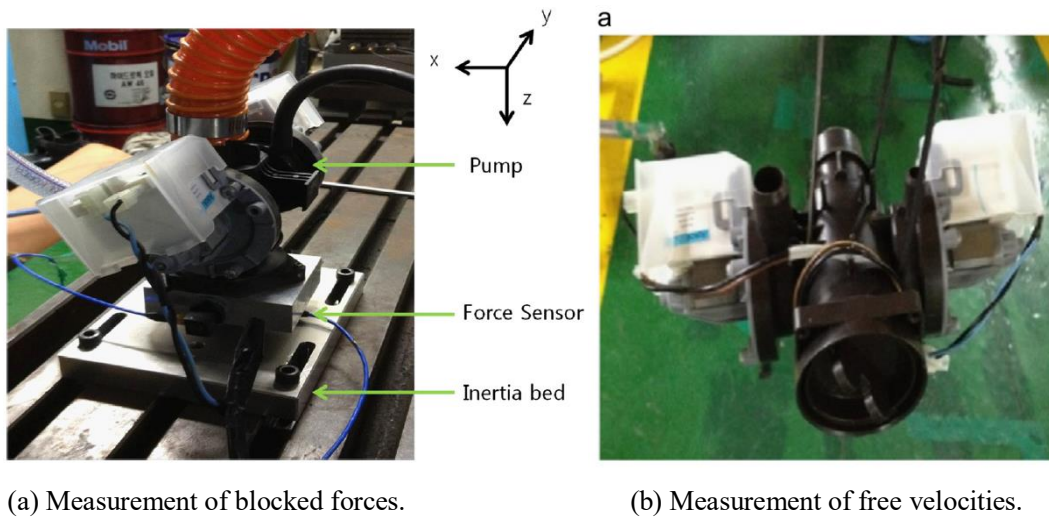


Fig. 1.28 Experimental setups for measuring blocked forces and free velocities of a water pump. ([80], Heo et al.)

## 1.2.3.3 In-situ blocked force 法とその原理

前項で述べたように、Free velocity と Blocked force は加振源システムに固有の量であり、固体伝ば音に対する評価指標のパラメータとして最適である。しかし、提案された近似的な方法や直接的方法で測定するためには専用の試験設備が必要であり、非常に手間がかかる。そこで Elliot ら[18]は、Blocked force を実稼動状態で同定する方法を考案した。具体的には、Blocked force と Free velocity の関係である式 (1.1)、図 1.26 に示すノートの等価システムにおける関係式 (1.8) から (1.10)、結合部における加振源システムのモビリティ  $Y_{cc,a}$  と受動システムのモビリティ  $Y_{cc,p}$  および加振源システムと受動システム結合した状態のモビリティ  $Y_{cc}$  の関係式 (1.11) の4つの式から式 (1.12) を導いた。

$$\mathbf{v}_a = \mathbf{v}_{fr} + Y_{cc,a} \mathbf{f}_a \quad (1.8)$$

$$\mathbf{v}_r = Y_{cc,p} \mathbf{f}_r \quad (1.9)$$

$$\mathbf{f}_t = \mathbf{f}_r = -\mathbf{f}_a, \quad \mathbf{v}_c = \mathbf{v}_r = \mathbf{v}_a \quad (1.10)$$

$$Y_{cc} = (Y_{cc,p}^{-1} + Y_{cc,a}^{-1})^{-1} \quad (1.11)$$

$$\mathbf{f}_{bl} = Y_{cc} \cdot \mathbf{v}_c \quad (1.12)$$

ここで、 $\mathbf{v}_c$  は加振源システムと受動システムを結合させた状態における結合部の振動速度である。すなわち、式 (1.12) は、機械システムの実稼動状態における測定によって Blocked force が同定できることを意味する。なお Elliot らは、2つのはりを組合せた振動系の Blocked force を式 (1.12) によって同定し、これを式 (1.1) に代入することによって Free velocity を求め、実測した Free velocity と比較することによって式 (1.10) の有効性を実証している。さらに、翌年の2009年、Moorhouse [19]は式 (1.12) を拡張し、結合部だけでなく受動システム上の任意箇所における振動によっても Blocked force を同定できることを示した。この方法は、加振源システム固有の Blocked force を機械システムの実稼動状態 (in-situ) での測定により同定することから、In-situ blocked force approach または In-situ blocked force method と呼ばれている。そこで本論文では、この方法を In-situ blocked force 法と呼ぶことにする。ところで、前述のように、Free velocity は近似的な測定方法が国際規格となっていたが、Blocked force については検討された手法が規格化されなかった。しかし、In-situ blocked force 法の登場により ISO 化が議論され、近年、国際規格として制定された[81]。

一方、同時期の2010年、Klerk ら[82] は In-situ blocked force 法の原理を別の定式化で示した。この定式化は Elliot らによって示されたものよりも簡便であり、In-situ blocked force 法の原理を理解し易いため、以下、この定式化を用いて In-situ blocked force 法の詳細について述べる。

図 1.29(a) は、加振源システムと受動システムが組み合わされた機械システムの実稼動状態を示す。加振源システム内部に加振源があり、その加振力  $\mathbf{f}_s$  によって加振源システム表面が振動し、空気伝ば音が放射される。また、加振力は結合部を通して受動システムにも伝達され、固体伝ば音が放射される。この状態の機械システムの運動方程式を式 (1.13) に示す。式 (1.13) の  $\mathbf{Z}$  は機械システム全体の機械インピーダンス行列を示し、式 (1.14) はその成分を示す。加振源システムと受動システムの結合部は互いに一体となって振動するものとする。結合部を加振したときの結合部の応答である機械インピーダンス  $\mathbf{Z}_{cc}$  は、部分構造合成法の 1 つである伝達関数合成法[83]を用いると、それぞれが単体の場合の和  $\mathbf{Z}_{cc\_a} + \mathbf{Z}_{cc\_p}$  で示される。

$$\mathbf{Z} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_a \\ \mathbf{v}_c \\ \mathbf{v}_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1.13)$$

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc\_a} + \mathbf{Z}_{cc\_p} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \quad (1.14)$$

式 (1.13), (1.14) において  $\mathbf{v}_a$  を消去すると  $\mathbf{v}_c$  と  $\mathbf{v}_p$  の関係を示す式 (1.15) が得られる。なお、 $\det(\mathbf{Z}_{aa}) \neq 0$  で逆行列  $\mathbf{Z}_{aa}^{-1}$  は存在すると仮定した。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_c \\ \mathbf{v}_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1.15)$$

また図 1.29(b) は、加振源システムのみを取り出し、結合部を完全固定して稼動させた状態を示す。結合部を完全固定する際に固定部に与える力が **Blocked force**  $\mathbf{f}_{bl}$  であり、このときの加振源システムの振動速度  $\mathbf{v}_{a\_bl}$  とすると、この状態における加振源システムの運動方程式は式 (1.16) となる。ここで式 (1.16) を変形すると、加振源システム内部の加振源による加振力  $\mathbf{f}_s$  と **Blocked force**  $\mathbf{f}_{bl}$  の関係を示す式 (1.17) が得られる。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc\_a} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{a\_bl} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ -\mathbf{f}_{bl} \end{Bmatrix} \quad (1.16)$$

$$\mathbf{f}_{bl} = -\mathbf{Z}_{ca} \mathbf{v}_{a\_bl} = -\mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{f}_s \quad (1.17)$$

さらに図 1.29(c) は、加振源システムを稼動させずに、**Blocked force**  $\mathbf{f}_{bl}$  と同値の等価加振力  $\mathbf{f}_{eq}$  を結合部に与えた状態を示し、式 (1.18) はこの状態における機械システムの運動方程式を示す。式 (1.18) において式 (1.19) により  $\mathbf{f}_{eq}$  を  $\mathbf{f}_{bl}$  に入れ替えてから加振源システムの振動速度  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  を消去し、さらに式 (1.17) を用いて  $\mathbf{f}_{bl}$  を消去すると、式 (1.20) が得られる。式 (1.20) と式 (1.15) を比較すると、式 (1.21) が導かれる。すなわち、加振源システムを



稼働させずに結合部に等価加振力を与えた状態における受動システムの振動挙動は、機械システムの実稼働状態における受動システムの振動挙動と同一となる。したがって、加振源システムを稼働しない状態で結合部を加振することによって式 (1.20) に示す機械インピーダンスを求め、実稼働状態で結合部および受動システムの振動速度を測定して式 (1.21) および式 (1.20) に代入することにより、間接的に Blocked force を求められる。

$$\mathbf{Z} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{a\_eq} \\ \mathbf{v}_{c\_eq} \\ \mathbf{v}_{p\_eq} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f}_{eq} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1.18)$$

$$\mathbf{f}_{eq} = \mathbf{f}_{bl} \quad (1.19)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{c\_eq} \\ \mathbf{v}_{p\_eq} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_{bl} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1.20)$$

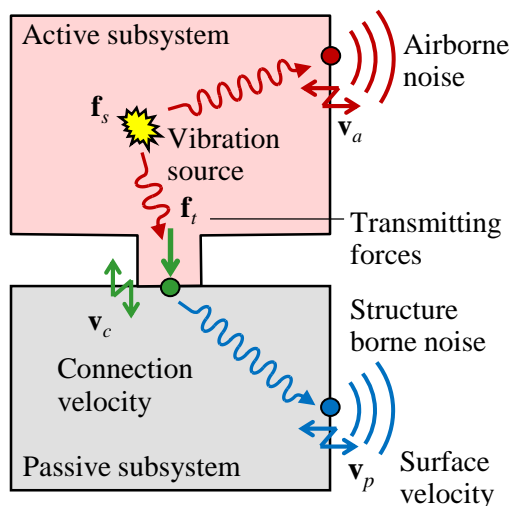
$$\begin{Bmatrix} \mathbf{v}_c \\ \mathbf{v}_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{c\_eq} \\ \mathbf{v}_{p\_eq} \end{Bmatrix} \quad (1.21)$$

ところで、図 1.29(d) は結合部を完全自由として加振源システムを稼働させた状態を示す。この状態の結合部の振動速度  $\mathbf{v}_{fr}$  が Free velocity であり、加振源システムの振動速度を  $\mathbf{v}_{a\_fr}$  とすると運動方程式は式 (1.22) となり、式 (1.22) から導かれる式 (1.23) と式 (1.17) より、Free velocity と Blocked force の関係式 (1.24) が導かれる。

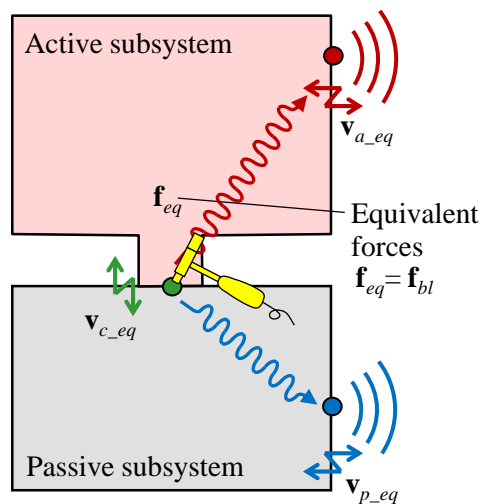
$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc\_a} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{a\_fr} \\ \mathbf{v}_{fr} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1.22)$$

$$(\mathbf{Z}_{cc\_a} - \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{Z}_{ac}) \mathbf{v}_{fr} + \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{f}_s = \mathbf{0} \quad (1.23)$$

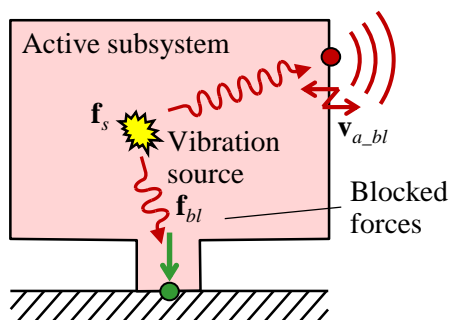
$$\mathbf{f}_{bl} = (\mathbf{Z}_{cc\_a} - \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{Z}_{ac}) \mathbf{v}_{fr} \quad (1.24)$$



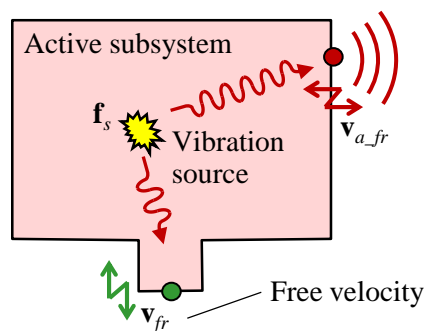
(a) A mechanical system under the operational condition.



(c) A mechanical system under an equivalent condition that the active subsystem is not operated and equivalent forces are applied to the connection.



(b) An operating active system while the connection is fixed.



(d) An operating active system while the connection is free.

Fig. 1.29 A mechanical system emitting structure borne noise under the operational and equivalent conditions.

## 1.2.3.4 In-situ blocked force 法による固体伝ば音の騒音レベル推定

Elliot ら[18] や Moorhouse [19] が In-situ blocked force 法を発表したときの目的は、加振源システム固有の量である Blocked force を実稼動状態で求めることであり、その後、Free velocity や CP 値も実稼動状態で求める方法に拡張した[84][85]。これに対し Klerk ら[82]は、加振源システム（この文献[82]では自動車のリアアクスル）の単体試験機で Blocked force を同定し、TPA と組み合わせるにより実稼動状態における固体伝ば音の騒音レベルを推定することを目的としていた。このため Klerk らはこの方法を Component TPA と呼称し、また単体試験機の結合部における伝達力をロードセルで直接測定し、求めた伝達力を補正して Blocked force を求め、さらにこの Blocked force を用いて推定した騒音レベルを In-situ blocked force 法の場合と比較することによって検証した。また、Klerk らの発表と同年、Elliot と Moorhouse らは In-situ blocked force 法と TPA の組合せを In-situ TPA と呼称し、Klerk らと同様に騒音レベルの推定に適用し[86][87]、その後さらに寄与度分析[88][17]にも適用している。In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせによる固体伝ば音の推定プロセスは、図 1.30 に示すように通常の TPA の場合とほとんど同じである。異なる点は、加振源システムの単体試験で力を同定する場合（図 1.30(a)）と実稼動状態で音響感度関数を測定する場合（図 1.30(b)）において、加振源システムの取り外しが不要であることのみである。前述のように、従来の TPA を用いた騒音レベル推定の大きな問題点は、この加振源システムの取り外しの手間とそして同定した伝達力が加振源システム固有の値ではないことであるので、この In-situ blocked force 法はこの2つの問題を解決している。そこで In-situ blocked force 法は様々なアプリケーションに適用され、有効性の検証が行われた。

例えば Seijs ら[89][90][91]は、自動車用ステアリングギヤを対象に Component TPA を適用して騒音レベルを推定し、単体試験機で結合部の支持剛性を変化させても同定される Blocked force は同程度となることなどを確認している。また Lennström ら[92]は、自動車用ブレーキポンプの振動レベル推定に適用し、単体試験機の支持構造を実稼動状態と同様にすることで精度が向上することや、In-situ blocked force 法で Blocked force を推定する方が Free velocity を直接的に測定する場合よりも精度が高くなることを確認し、さらにハイブリッド車用の電動リアアクスルにも適用し、結合部からターゲットまでの音響感度関数のコヒーレンスが精度に大きく影響することを述べている。また Leivens[93]は、洗濯機を建物に設置した場合における固体伝ば音の推定に対し、Blocked force を直接的に測定する場合は精度を確保するためにモーメントやせん断方向など複数の自由度を考慮する必要があるが、In-situ blocked force 法を用いて Blocked force を同定する場合は垂直方向のみの自由度で精度が確保できることを述べている。モーメントを考慮しないと推定精度が低下するとの報告[94]もあるが、In-situ blocked force 法でモーメントの成分を同定するためには結合部をモーメント加振する必要があるが、モーメント加振は困難であるため、通常は近似的に直交3方向のみが考慮される。Lennström のように加振源システムの単体試験における支持構造を実稼動状態と同様にすることで近似誤差が軽減するが、実際には測定誤差は避けることができ

ず、理論的に正確な **Blocked force** を求めることは困難であるため、仮想加振力を用いた方法[95]の1つと考えることもできる。また Valk ら[96]は、**In-situ blocked force** 法の考え方を洋上風車の構造解析に適用している。**Blocked force** は機構・構造解析における拘束力に相当するため、加振源システムのフルモデルで拘束力を一度だけ計算し、その後の計算は加振源システムのモデルを縮退させて受動システムに結合し、求めた拘束力を結合部に与えることにより、計算コストを削減している。

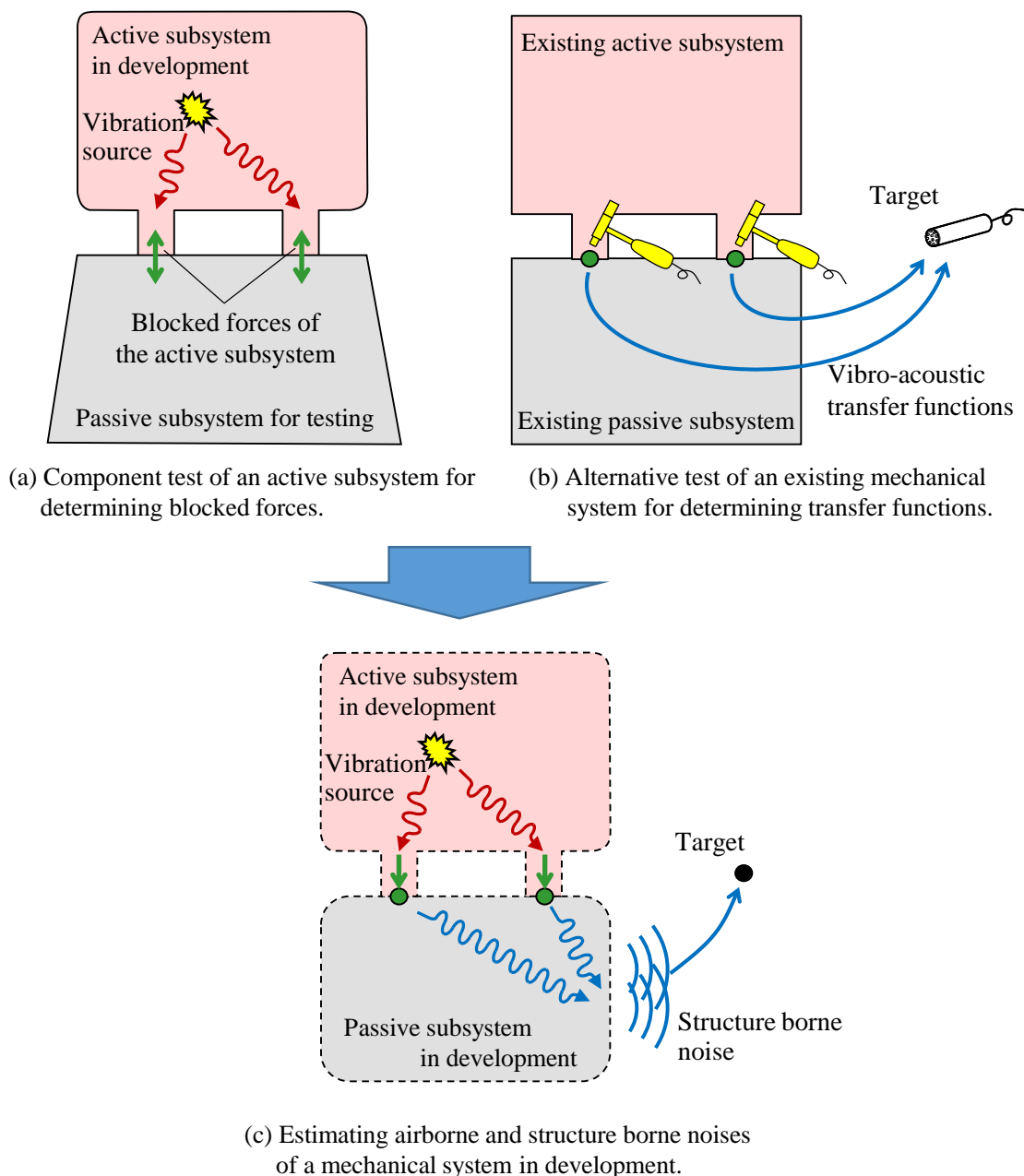


Fig. 1.30 Schematic view of virtual prototyping for estimating structure borne noise using the in-situ blocked force approach.

## 1.2.3.5 各 TPA 手法との比較

前項では In-situ blocked force 法と TPA の組合せに対してその特徴を述べたが、1.2.1 項で述べたように、TPA にはその他にも複数の手法がある。Seijs ら[97]は、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせを含め、TPA の種類とその具体的手順の違いについてまとめているが、本項では、それぞれの特徴を簡潔にまとめた。

表 1.1 において、TPA の種類として左から順に、動ばね法、逆行列法、実稼働 TPA、合成法 (Effective mount transfer function method [57]と OPAX [58])、In-situ blocked force 法と逆行列法の組み合わせ (表中では In-situ TPA) を挙げた。まず一つ目の指標としては、(1)加振源システムと受動システムの結合部であるマウントの振動伝達特性が挙げられる。動ばね法は、主に自動車の各エンジンマウントの寄与度分析と伝達される振動を低減するために考案された手法であり、これに適している。一方、逆行列法は、エンジンマウントの振動特性は考慮できないものの、(2)同じ周波数でも各結合部の寄与を分離することが可能である。また逆に、動ばね法は各結合部の寄与を完全には分離することができない。これに対し合成法は、双方の利点を両立させるために開発された手法である。しかしながら、動ばね法、逆行列法、合成法はいずれも、(3)伝達関数を測定するときに加振源システムと受動システムの切り離しが必要であり、適用に必要な工数が多いことが欠点である。なお、動ばね法については、マウントの剛性が比較的小さい場合に適用する方法であり、音響感度関数の測定では図 1.7 に示す別経路への回り込みが小さいため、加振源システムを取り外さないで実施される場合もある。つぎの実稼働 TPA は、加振源システムと受動システムの切り離しを伴う多大な工数を削減するために考案された手法であるが、マウントの振動伝達特性を考慮できないことに加え、(4)重要な伝達経路を見落としてしまう可能性がある。これに対して In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせは、(1)マウントの振動伝達特性を考慮できないものの、(2)(3)(4)に欠点はなく、さらに、(5)加振源システム固有の Blocked force を用いるため、加振源システムの単体試験から機械システム全体の実稼働時における騒音レベルの推定に適している。なお、動ばね法と合成法は、上述のようにマウントの剛性が比較的小さい場合に適用する方法であり、加振源システムの単体試験で求める伝達力は、機械システム全体の実稼働試験の場合と大きな差がないと考えられる。つぎに、(6)加振源システムから直接放射される空気伝ば音については、逆行列法、実稼働 TPA、合成法が対応しているのに対し、1.1.2 項で述べたように、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせは適用できないと言われている。TPA の用途は、(a)各伝達経路の寄与度分析、(b)寄与度が大きい経路の対策方法の検討、(c)加振源システム単体の試験から機械システム全体の実稼働時における騒音レベルの推定であるが、(c)に限れば、最も有効な手法は In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせであり、空気伝ば音に適用できないことがこの手法における唯一の欠点であると言える。次節で述べるように、本研究の目的はこの In-situ blocked force 法と TPA の組合せを近似的に空気伝ば音にも適用であることを示すことであり、表に示すように、適用不可「×」から条件限定で適用可「△」にすることである。

Table 1.1 Feature comparison of TPA methodologies.

TPA methods Features	Mount stiffness method [25] 4 pole method [49] [50]	Inverse matrix method [25]	OTPA [51] [52]	Effective mount TF [57] OPAX [58]	In-situ TPA [17]-[19], [86]-[88], [98],[100], [102]
(1) Consideration of mount property at the connections of active and passive subsystems.	○	×	×	○	×
(2) Cancelation of cross talk between the connections of active and passive subsystems.	×	○	○	○	○
(3) Time and effort to measure transfer function by disassembling the active subsystem	×	×	○	×	○
(4) Awakening of missed important transfer paths	○	○	×	○	○
(5) Theoretically correct estimation of structure borne noise by component test	△	×	×	△	○
(6) Capability for analyzing or estimating airborne noise	×	○	○	○	×

### 1.3 本研究の目的

前節では、サブシステムの開発段階で機械システム全体の実稼働状態における振動・騒音を推定する手法として、TPA と SEA および In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせを取り上げ、その先行研究について述べた。TPA と SEA については、1.2.2.2 項で述べたように、それぞれに利点と欠点があるため状況に応じて使い分けが必要であるが、試作品完成後に実稼働状態の騒音レベルを推定する場合は、評価点の位置が明確に定められて加振源システムと受動システムを明確に分けられるならば TPA の方が向いていると考えられる。また 1.2.3.5 項で述べたように、従来の TPA にはいくつかの種類があるが、騒音レベルの推定に対しては「加振源システムの取り外しに伴う工数の多さ」と「重要伝達経路の見落とし」の双方を解決する手法はない。これに対し、新たに考案された In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせ（表 1.1 の In-situ TPA）は、双方を解決できるうえ、加振源システムの単体試験において機械システム全体の実稼働時と同一の Blocked force を同定することで理論的に正しく騒音レベルを推定できる唯一の手法である。

ところが、In-situ blocked force 法は固体伝ば音のみを対象とした方法であり、空気伝ば音が含まれる場合には適用できないと言われている[17][88]。これは図 1.29 において、実稼働状態の(a)と等価加振状態の(c)で振動挙動が等価になるのは結合部を含む受動システムであり ( $\mathbf{v}_c = \mathbf{v}_{c\_eq}$ ,  $\mathbf{v}_p = \mathbf{v}_{p\_eq}$ )、加振源システムの振動挙動は異なる ( $\mathbf{v}_a \neq \mathbf{v}_{a\_eq}$ ) ためである。しかしながら、1.1.2 項でも述べたように、例えば自動車のエンジンノイズを推定する場合、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両方が含まれると考えられ、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせの大きな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 法を空気伝ば音の推定に適用した場合に生じる近似推定誤差を理論的に明らかにし、その近似推定誤差が求める値と比較して小さくなる条件において、In-situ blocked force 法により空気伝ば音を近似的に推定する手法を提案すること、そして数値解析および実験により、提案する手法の有用性を実証することを目的とした。

この目的を達成するために、まず、In-situ blocked force 法を空気伝ば音の推定に適用した場合に生じる近似推定誤差の一般式を導出した。そして、導出した近似推定誤差の一般式を精査することにより、近似推定誤差が小さくなる条件を見出した。また、片持ち矩形平板の振動放射音を対象とした数値解析で実稼働状態と等価加振状態の空気伝ば音を比較することによって、提案する手法の有用性を検証した。さらに、自動車用電動パワーステアリングシステムから発生するラトル音を対象として、その単体試験により推定した騒音レベルを実稼働状態の試験すなわち車両の走行試験で測定した場合と比較することによって、提案する手法の有用性を検証した。

## 1.4 本論文の構成

第1章「緒論」では、まず、自動車の振動・騒音低減を例としてサブシステムの開発段階において機械システム全体の実稼働状態における振動・騒音を推定することの必要性を指摘し、これを実現する先行研究とその課題について述べた。振動・騒音を推定する手段としては TPA, SEA, In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせと取り上げ、試作品完成後にその単体試験で機械システム全体の軸稼働状態における騒音レベルを推定する場合は、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせが最も適していると考察した。しかしながら、In-situ blocked force 法は固体伝ば音を対象とした方法であり、空気伝ば音には適用することができないと言われている。そこで本研究では、In-situ blocked force 法を空気伝ば音の推定に適用した場合の近似推定誤差を理論的に明らかにし、その近似推定誤差が求める値と比較して小さくなる条件において、In-situ blocked force 法により空気伝ば音を近似的に推定する手法を提案すること、そして数値解析および実験により、提案する手法の有用性を実証することを目的としたことを述べた。

第2章「In-situ blocked force 法による空気伝ば音の近似推定手法の提案と質点系への適用」では、まず、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせを空気伝ば音の推定に適用した場合における近似推定誤差の一般式を導出している。そして、推定した騒音レベルの補正が可能であることを示すとともに、機械システム全体の固有振動数近傍においてこの近似推定誤差が相対的に小さくなることを指摘し、機械システム全体の固有振動数における振動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近似的に推定する手法を提案している。さらに、機械システム全体を質点-ばね-ダンパの3自由度モデルとした場合において、提案した推定手法による騒音レベルの近似推定誤差に相当する値として、実稼働状態と等価加振状態における加振源システムの振動速度差を算出し、減衰が大きくかつ加振源システムの質量と剛性が受動システムと比較して極端に小さくなる場合を除き、固有振動数近傍においてこの値が小さくなることを示すことにより、提案した推定手法の妥当性を検証している。

第3章「連続体への適用と近似推定誤差を低減する手法の提案」では、高次の多自由度モデルの数値解析による検証として、FEM による片持ちはりの振動解析および片持ち矩形平板の振動放射音解析を行った結果について述べている。まず、片持ちはりの振動解析では、片持ちはりを加振源システム部と受動システム部の二つに分け、実稼働状態と等価加振状態における受動システムの振動が理論通り一致するものの、Blocked force に含まれるピーク近傍の周波数では、メッシュサイズなどのモデル化精度が振動の計算精度に対して敏感になることを示している。そして片持ち矩形平板の振動放射音解析では、同様に片持ち矩形平板を加振源システム部と受動システム部の二つに分け、Blocked force を直接的に求めた場合と In-situ blocked force 法により間接的に求めた場合において、実稼働状態と等価加振状態における空気伝ば音の音圧を算出し、片持ち矩形平板全体の固有振動数では両者の音圧が近似的に等しくなることを示すことにより、提案した推定手法の妥当性を検証している。さら



に、Blocked force に含まれるピーク近傍の周波数では音圧の近似推定誤差が大きくなることを指摘し、Blocked force を間接的に求めるときのイナータンスの擬似逆行列計算に利用した特異値分解において、数値計算上の誤差を低減可能な小さい特異値の無効化が近似推定誤差の低減にも有効であることを示し、これを近似推定誤差の低減手法として提案している。

第4章「電動パワーステアリングシステムのラトル音を対象とした車両走行試験による実験的検証」では、提案した推定手法の実験的検証として、自動車用電動パワーステアリングシステム (Electric Power Steering System, EPS) のラトル音を対象に、車両走行試験により測定したラトル音と提案する手法により推定したラトル音を比較した結果について述べている。まず、エアバックモジュールを取り外したハンドルの中央にマイクロホンを設置して音圧を測定し、周波数フィルタにより EPS のラトル音成分を抽出できることを示している。そして、静止状態における車両のハンマリングにより、EPS の結合部からターゲットとなるハンドル中央のマイクロホンまでの音響感度関数と各参照点に設置した振動加速度センサまでのイナータンスを測定した結果を示している。つぎに、車両走行試験により測定した参照点の振動加速度とイナータンスにより Blocked force を同定し、音響感度関数を掛け合わせることで EPS のラトル音を推定し、車両走行試験で振動と同時に測定したラトル音と比較している。車両走行試験で測定した振動にはエンジンなど他の加振源の影響が含まれてしまったと考えられ、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、イナータンスの擬似逆行列の計算において、前述の小さい特異値の無効化を適用したところ、両者の騒音レベル時間波形が概ね一致したことを示すことにより、提案した推定手法の妥当性を検証している。

第5章「電動パワーステアリングシステムのラトル音を対象とした単体試験による実験的検証」では、EPS の単体試験で Blocked force を同定し、車両の音響感度関数を掛け合わせることでラトル音を推定し、これを車両走行試験で測定したラトル音と比較することにより、提案した推定手法を検証した結果について述べている。まず、単体試験機の仕様を決めるため、車両の加振試験を実施した結果について示している。前輪を鉛直方向に加振する条件と舵角方向に加振する条件で試験を行ったところ、舵角方向に加振する条件においてのみラトル音が捉えられたことから、タイロッドの軸方向振動が EPS のラトル音に支配的と考え、単体試験ではタイロッドの軸方向のみに加振機で加振し、車両走行時における振動加速度を再現した結果について示している。つぎに、EPS の単体試験機において、静止した状態のハンマリングで測定した EPS の結合部から各参照点までのイナータンス、稼働させた状態で測定した参照点の振動加速度、これらを逆行列法に入力して同定した Blocked force を示している。そして、第4章で求めた音響感度関数を掛け合わせることでラトル音を推定し、車両走行試験で測定したラトル音と比較している。単体試験では、車両走行時におけるタイロッドの軸方向振動加速度の再現精度が不十分であったため、推定したラトル音と測定したラトル音の騒音レベル時間波形は異なるが、騒音レベル平均値は同等となったことを示すことにより、提案した推定手法の妥当性を検証している。さらに、ジョイ

ント隙間が異なる別個体の中間軸二つを用いて単体試験によりラトル音を推定し、車両走行試験で測定したラトル音と比較した結果を示している。単体試験で与えたタイロッド軸方向振動加速度が車両走行試験のそれと異なっていたため、ラトル音の騒音レベルは異なる結果となったが、二つの中間軸によるラトル音の騒音レベル差は単体試験と車両走行試験で同等となったことを示すことにより、提案した推定手法の妥当性を検証している。

第6章「結論」では、本研究で得られた結論をまとめ、今後の課題や展望について述べている。

## 第2章

# In-situ blocked force 法による空気伝ば音の 近似推定手法の提案と質点系への適用

### 2.1 緒言

第1章で述べたように、In-situ blocked force 法と TPA の組合せは、サブシステムの開発段階で機械システム全体の実稼働状態における騒音を理論的に正しく推定できるが、その対象は受動システムから放射される固体伝ば音のみであり、加振源システムから放射される空気伝ば音が含まれる場合には適用できないと言われている。またこれは、機械システムの実稼働状態と等価加振状態を比較すると、受動システムの振動挙動は一致するものの、加振源システムの振動挙動は異なるためと言われている。

そこで本章では、まず、実稼働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の差異と、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせにより空気伝ば音を推定した場合における近似推定誤差の一般式を導出した。この式によれば、加振源システムの単体試験により推定した機械システム全体の実稼働状態における騒音を補正することが可能であるが、この補正值を求めるためには非常に多くの工数を要することを示した。一方で、この近似推定誤差は、機械システム全体の固有振動数近傍において値が小さいと考えられことから、機械システム全体の固有振動数の成分が支配的となる場合に対し、補正は行わずに In-situ blocked force 法と TPA の組合せを用いて空気伝ば音を近似的に推定する手法を提案した。そして機械システム全体を質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルとした場合において、提案する近似推定手法による騒音レベルの近似推定誤差に相当する値として実稼働状態と等価加振状態における加振源システムの振動速度差を算出し、機械システム全体の固有振動数近傍においては、減衰が大きくかつ加振源システムの質量と剛性が受動システムと比較して極端に小さくなる場合を除き、この値が小さくなることを示すことにより、提案した推定手法の妥当性を検証した[98]。

## 2.2 In-situ blocked force 法による空気伝ば音の近似推定手法の提案

## 2.2.1 近似推定手法の理論的根拠と手順

In-situ blocked force 法と TPA の組合せが空気伝ば音の推定には適用できないと言われている理由は、図 1.29 (次ページに再掲) において、機械システム全体の実稼動状態(a)と等価加振状態(c)で振動挙動が等価になるのは結合部を含む受動システムであり、加振源システムの振動挙動は異なる。すなわち、式 (1.13) と式 (1.18) において、 $\mathbf{v}_c = \mathbf{v}_{c\_eq}$ 、 $\mathbf{v}_p = \mathbf{v}_{p\_eq}$  であるが、 $\mathbf{v}_a \neq \mathbf{v}_{a\_eq}$  である。

$$\mathbf{Z} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_a \\ \mathbf{v}_c \\ \mathbf{v}_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1.13)\text{再掲}$$

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc\_a} + \mathbf{Z}_{cc\_p} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \quad (1.14)\text{再掲}$$

$$\mathbf{f}_{bl} = -\mathbf{Z}_{ca}\mathbf{v}_{a\_bl} = -\mathbf{Z}_{ca}\mathbf{Z}_{aa}^{-1}\mathbf{f}_s \quad (1.17)\text{再掲}$$

$$\mathbf{Z} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{a\_eq} \\ \mathbf{v}_{c\_eq} \\ \mathbf{v}_{p\_eq} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f}_{eq} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1.18)\text{再掲}$$

$$\mathbf{f}_{eq} = \mathbf{f}_{bl} \quad (1.19)\text{再掲}$$

そこで  $\mathbf{v}_a$  と  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  を直接的に比較する。式 (1.14)、式 (1.17)、式 (1.19) を用いて、式 (1.13) と式 (1.18) をそれぞれ変形すると、式 (2.1) と式 (2.2) が得られる。さらに、式 (2.1) と式 (2.2) の左辺と右辺をそれぞれで差引き  $\mathbf{Z}_{aa}\mathbf{Z}_{aa}^{-1}$  が単位行列になることを考慮すれば、式 (2.3) のように  $\mathbf{v}_a$  と  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  の差が得られる。In-situ blocked force 法と TPA の組合せが空気伝ば音に適用できないとされる理由は、式 (2.3) に示す  $\mathbf{v}_a$  と  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  の差に起因して求められる空気伝ば音に誤差が生じるためである。なお、 $\det(\mathbf{Z}_{pp}) \neq 0$  かつ  $\det(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc}) \neq 0$  であり、逆行列の  $\mathbf{Z}_{pp}^{-1}$  と  $(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc})^{-1}$  は存在するものと仮定した。

$$\left[ \mathbf{Z}_{aa} - \mathbf{Z}_{ac}(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc})^{-1}\mathbf{Z}_{ca} \right] \mathbf{v}_a = \mathbf{f}_s \quad (2.1)$$

$$\left[ \mathbf{Z}_{aa} - \mathbf{Z}_{ac}(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc})^{-1}\mathbf{Z}_{ca} \right] \mathbf{v}_{a\_eq} = \mathbf{Z}_{ac}(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc})^{-1}\mathbf{Z}_{ca}\mathbf{Z}_{aa}^{-1}\mathbf{f}_s \quad (2.2)$$

$$\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a\_eq} = \mathbf{Z}_{aa}^{-1}\mathbf{f}_s \quad (2.3)$$

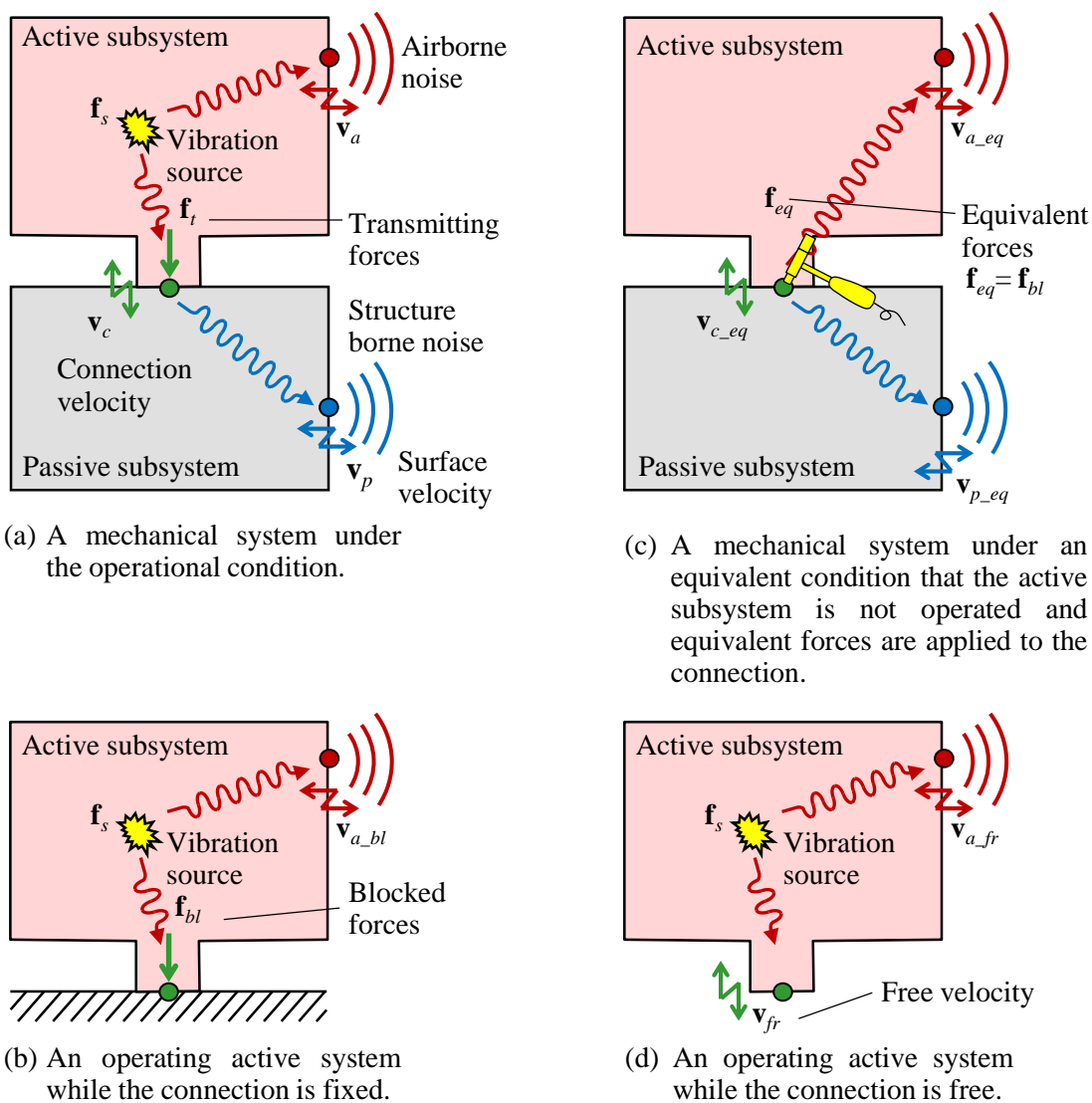


Fig. 1.29 A mechanical system emitting structure borne noise under the operational condition and under an equivalent condition. (Reprinted)

ところで、図 1.29 の等価加振状態(c)においても、機械システム全体の固有振動数は実稼動状態(a)と同一であり、固有振動数近傍では  $\mathbf{v}_a$  と  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  の値が大きくなる。しかし、式 (2.3) の右辺は固有振動数近傍において必ずしも値が大きくなり、 $\mathbf{v}_a$  と  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  の差は相対的に  $\mathbf{v}_a$  と  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  より小さくなる。すなわち、機械システムの固有振動数近傍において、 $\mathbf{v}_{a\_eq}$  は  $\mathbf{v}_a$  と近似的に等しいと考えられる。そこで本研究では、衝突による自由振動など、固有振動数の成分が支配的となる場合に対し、1.2.3.4 項で述べた固体伝ば音の場合と同様の手順で In-situ blocked force 法により空気伝ば音を推定する手法を提案する。

なお、式 (1.14) に示す機械システム全体の機械インピーダンス行列の行列式は、ブロック行列と考えて  $\det(\mathbf{Z}_{pp}) \neq 0$  かつ  $\det(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc}) \neq 0$  と仮定していることを考慮すれば、式 (2.4) のように表すことができる。したがって、不減衰の場合における機械システムの特異方程式は式 (2.5) であり、式 (2.5) と式 (2.1)、式 (2.2) を比較すると、 $\mathbf{v}_a$  と  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  の係数行列の行列式は共振点近傍で零または極小となり、 $\mathbf{v}_a$  と  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  の値が大きくなることが理解できる。

$$\begin{aligned}
 \det(\mathbf{Z}) &= \det \left( \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \right) \\
 &= \det(\mathbf{Z}_{pp}) \cdot \det \left( \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{cp} \end{bmatrix} [\mathbf{Z}_{pp}]^{-1} [\mathbf{0} \quad \mathbf{Z}_{pc}] \right) \\
 &= \det(\mathbf{Z}_{pp}) \cdot \det \left( \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \end{bmatrix} [\mathbf{0} \quad \mathbf{Z}_{pc}] \right) \\
 &= \det(\mathbf{Z}_{pp}) \cdot \det \left( \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc} \end{bmatrix} \right) \\
 &= \det(\mathbf{Z}_{pp}) \cdot \det \left( \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc} \end{bmatrix} \right) \\
 &= \det(\mathbf{Z}_{pp}) \cdot \det(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc}) \cdot \det \left[ \mathbf{Z}_{aa} - \mathbf{Z}_{ac} (\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc})^{-1} \mathbf{Z}_{ca} \right]
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

$$\det \left[ \mathbf{Z}_{aa} - \mathbf{Z}_{ac} (\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc})^{-1} \mathbf{Z}_{ca} \right] = 0 \tag{2.5}$$

つぎに、固体伝ば音と空気伝ば音の両方を含む騒音レベルを In-situ blocked force 法により推定する手順を図 2.1 および以下に示す。

- ① 図 2.1(a)に示すように、開発中の機械システムと類似の振動特性をもつ既存の機械システムにおいて、加振源システムを稼働させない状態で結合部を加振して加振源システムから放射される空気伝ば音と受動システムから放射される固体伝ば音の双方を含むターゲットの音圧を計測し、その音響感度関数  $\mathbf{g}_{eq} = \mathbf{g}_{air\_eq} + \mathbf{g}_{str\_eq}$  [Pa/N]を測定する。通常の TPA を用いる場合、図 1.19 に示したように加振源システムと受動システムを切り離れた状態で受動システムの結合部を加振して音響感度関数を測定するが、In-situ blocked force 法と TPA の組合せでは加振源システムと受動システムを結合した状態で結合部を加振することにより測定する。
- ② 図 2.1(b)に示すように、開発中の加振源システムの単体試験機において、①と同様の方法で結合部を加振して加振点近傍における複数の参照点で振動加速度[m/s<sup>2</sup>]を計測して、加振点から参照点までのイナータンス  $\mathbf{H}_{p\_eq}$  [m/(N·s<sup>2</sup>)] を測定する。また同様に加振源システムは切り離さず、単体試験機のフレーム（仮の受動システム）と結合した状態で結合部を加振して  $\mathbf{h}_{p\_eq}$  を測定する。なお、前述の In-situ blocked force 法の定式化では振動速度を用いたが、実際には振動加速度を測定する方が簡便であり、3軸の加速度センサを用いることが多い。また第1章で述べたように、結合部に加えて結合部と同数以上の部位を参照点として選択して振動加速度を計測することにより、測定誤差を低減できる[38]。すなわち、測定誤差を低減するには同定する数の2倍以上の参照点が必要である。また加振をする際は、インパルスハンマよりも加振周波数可変の加振機を用いた方が測定誤差を小さくすることが可能であり[37]、また通常、1ヶ所につき直交3方向を加振してそれぞれのイナータンスを測定する。
- ③ 図 2.1(c)示すように、開発中の加振源システムを単体試験で稼働させた状態で参照点の振動  $\mathbf{a}_p$  を測定し、②で測定したイナータンス行列  $\mathbf{H}_{p\_eq}$  を用いて逆行列法により Blocked force  $\mathbf{f}_{bl}$  を同定する。なお第1章でも述べたように、逆行列は特異値分解などにより算出することになるが、条件数（最小特異値に対する最大特異値の比）が大きい場合において数値計算上の誤差が大きくなる。そこで擬似逆行列における小さな特異値をいくつか無効化する手法[40][41]やチホノフの正則化により誤差を低減する手法[43]を用いる。
- ④ 図 2.1(d)に示すように、③で得た等価加振力  $\mathbf{f}_{eq}$  (= Blocked force  $\mathbf{f}_{bl}$ ) と①で得た音響感度関数  $\mathbf{g}_{eq}$  の内積を取り、開発中の加振源システムが機械システムに組み込まれた場合の空気伝ば音と固体伝ば音の双方を含むターゲットの音圧  $p_t$  を推定する。

以上の手順は、図 1.30（下部に再掲）に示した固体伝ば音のみの場合と同様であり、異なるのは図 2.1(a) において空気伝ば音の音響感度関数  $g_{air\_eq}$  を考慮しているか否かのみである。しかし、固体伝ば音のみを対象とする場合でも、加振源システム表面から音が放射しないよう細工をしておかない限り音響感度関数の測定においては空気伝ば音の  $g_{air\_eq}$  も含まれる。これは In-situ blocked force 法による固体伝ば音の推定における唯一の理論的な誤差要因とされていた[17]が、固有振動数の成分が支配的である場合はその誤差が小さくなるため、固体伝ば音を対象とする場合にも、本研究で提案する手法は有益と考えられる。

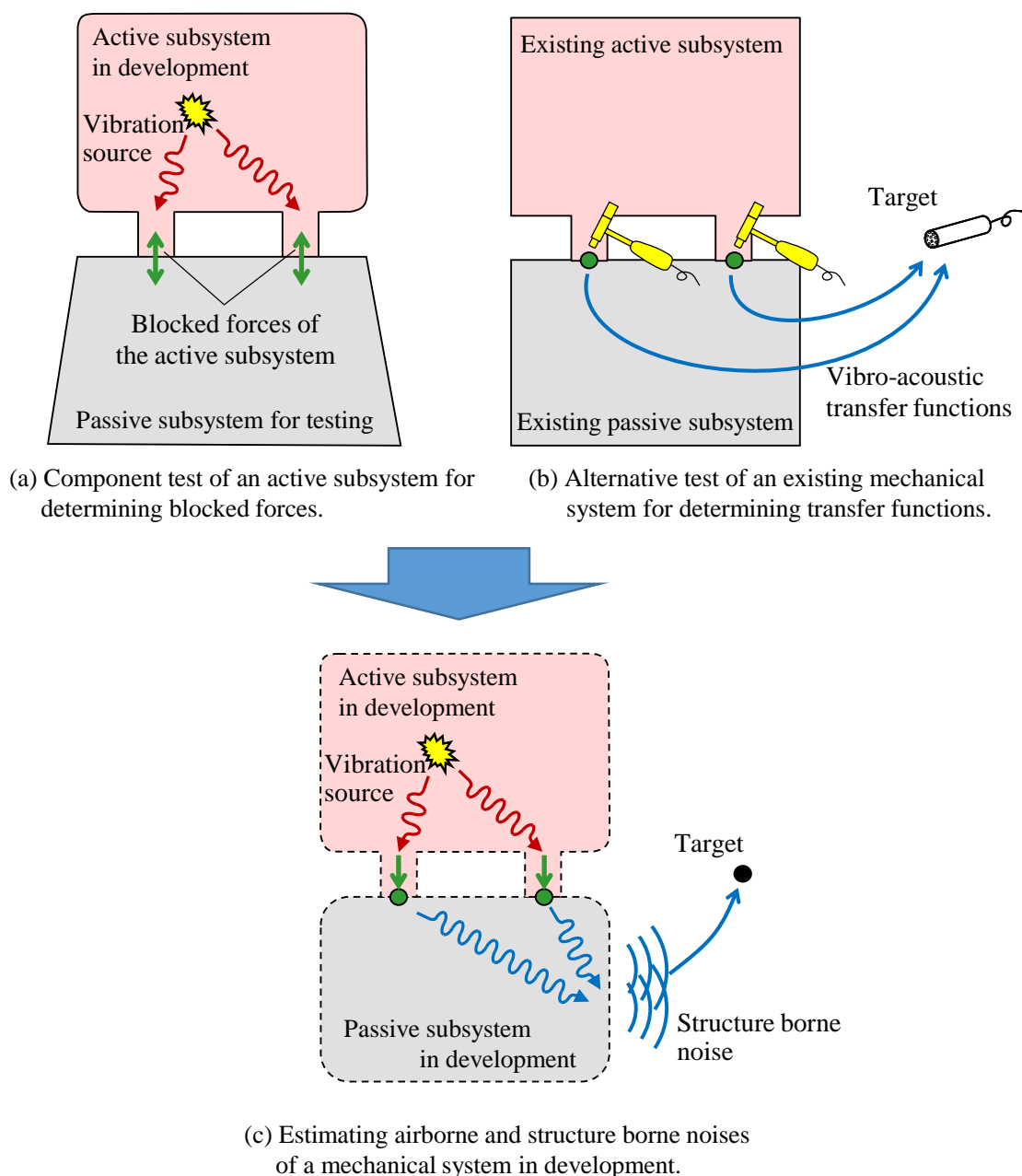


Fig. 1.30 Schematic view of virtual prototyping for estimating structure borne noise using the in-situ blocked force approach. (reprint)



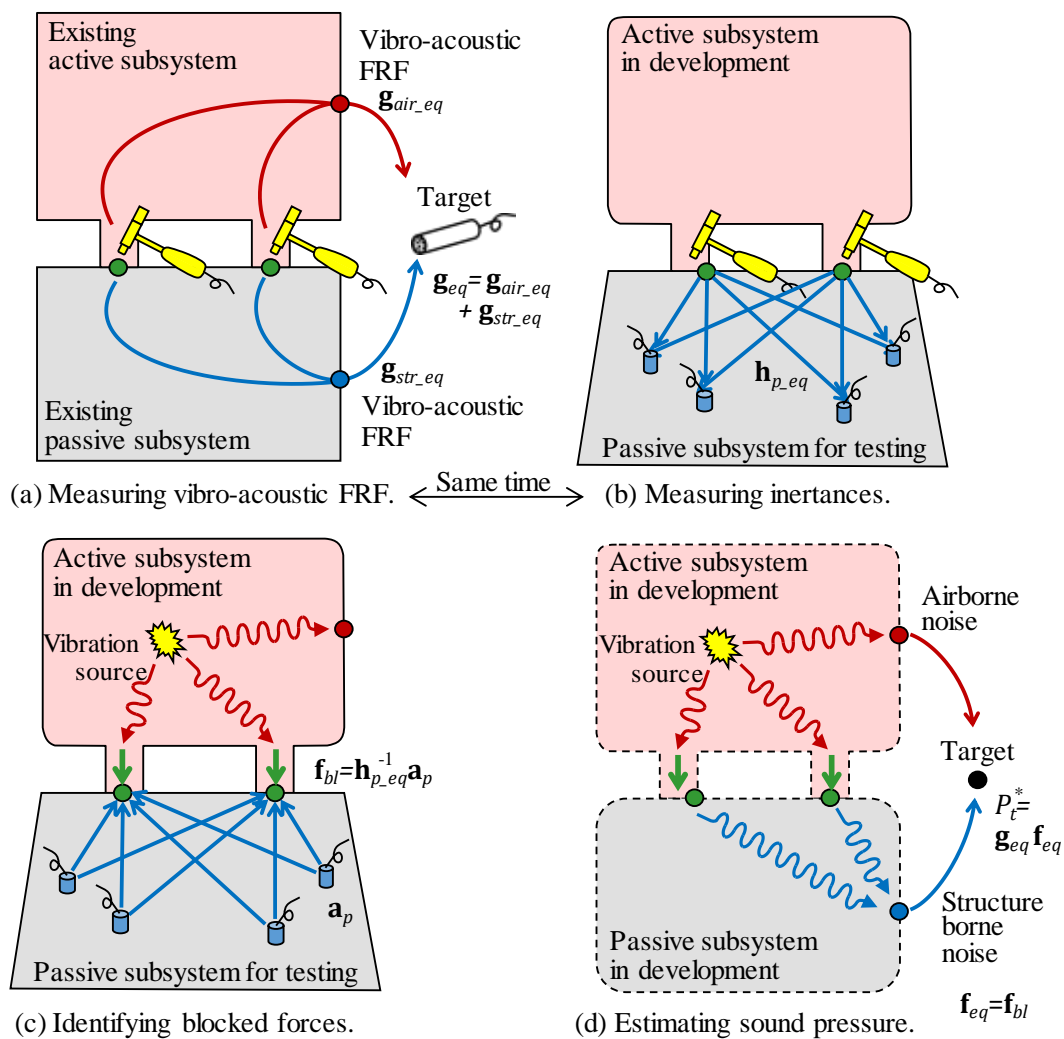


Fig. 2.1 Procedure of estimating airborne and structure borne noise from a developing mechanical system using the in-situ blocked force approach.

## 2.2.2 近似推定誤差の補正方法

前項で述べたように、空気伝ば音を含む場合でも In-situ blocked force 法により近似的に騒音レベルを推定することが可能であるが、この近似推定誤差を補正することも可能である。本項ではその補正方法について述べる。

騒音レベルの近似推定誤差は、式 (2.3) に示ように、実稼動状態における加振源システムの振動  $\mathbf{v}_a$  と等価加振状態における加振源システムの振動  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  の差に起因する。式 (2.3) は、式 (1.17) において  $\det(\mathbf{Z}_{ca}) \neq 0$  で逆行列  $\mathbf{Z}_{ca}^{-1}$  が存在するとすれば、式 (2.6) のように変形できる。また、式 (1.16) の1行目を用いれば、式 (2.7) のようにも変形できる。すなわち、機械システム全体の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の差は、加振源システム単体を結合部で拘束しながら稼動させた状態における振動と等しい。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc\_a} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{a\_bl} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ -\mathbf{f}_{bl} \end{Bmatrix} \quad (1.16)\text{再掲}$$

$$\mathbf{f}_{bl} = -\mathbf{Z}_{ca}\mathbf{v}_{a\_bl} = -\mathbf{Z}_{ca}\mathbf{Z}_{aa}^{-1}\mathbf{f}_s \quad (1.17)\text{再掲}$$

$$\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a\_eq} = \mathbf{Z}_{aa}^{-1}\mathbf{f}_s \quad (2.3)\text{再掲}$$

$$\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a\_eq} = -\mathbf{Z}_{ca}^{-1}\mathbf{f}_{bl} = -\mathbf{Z}_{ca}^{-1}\mathbf{f}_{eq} \quad (2.6)$$

$$\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a\_eq} = \mathbf{v}_{a\_bl} \quad (2.7)$$

つぎに、ターゲットにおける音圧およびその近似推定誤差を求める。まず、機械システム全体の実稼動状態におけるターゲットの音圧  $p_t$  は、固体伝ば音による音圧  $p_{t\_str}$  と空気伝ば音による音圧  $p_{t\_air}$  の和として式 (2.8) のように表せる。

$$p_t = p_{t\_str} + p_{t\_air} \quad (2.8)$$

固体伝ば音の  $p_{t\_str}$  については、等価加振状態で受動システムが放射する音による音圧と等しいので、結合部からターゲットまでの音響感度関数  $\mathbf{g}_{str\_eq}$  と In-situ blocked force 法により求める等価加振力  $\mathbf{f}_{eq}$  を用いて式 (2.9) のように表せる。

$$p_{t\_str} = \mathbf{g}_{str\_eq}\mathbf{f}_{eq} \quad (2.9)$$

一方、空気伝ば音による音圧  $p_{t\_air}$  については、加振源システムの表面を離散化し、実稼動状態における各表面の面外方向振動速度を  $\mathbf{v}_a$ 、表面積を  $\mathbf{s}_a$ 、各表面からターゲットまでの音響伝達関数  $\mathbf{u}_{air}$  とすれば、式 (2.10) 1行目のように表せ、等価加振状態の面外方向振動速度を  $\mathbf{v}_{a\_eq}$  とすれば、式 (2.10) 2行目のように変形できる。ここで、記号  $\circ$  はベクトルの各要素同士を掛合わせるアダマール積を示し、 $\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_a$  は加振源システムが放射する体積速度ベクトルを示す。

$$\left. \begin{aligned} p_{t\_air} &= \mathbf{u}_{air}(\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_a) \\ &= \mathbf{u}_{air}(\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_{a\_eq}) + \mathbf{u}_{air}[\mathbf{s}_a \circ (\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a\_eq})] \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

さらに、式 (2.10) 2 行目の右辺第 1 項は、図 1.29(c) (次ページに再掲) に示すように、等価加振状態で加振源システムが放射する音による音圧と等しいので、図 2.2 に示す音響伝達関数  $\mathbf{u}_{air}$  と音響感度関数  $\mathbf{g}_{air\_eq}$  の関係から、式 (2.11) のように変形できる。すなわち、式 (2.11) は、前項で提案した In-situ blocked force 法によって近似的に推定する空気伝ば音によるターゲットの音圧  $p_{t\_air}^*$  を示す。

$$\mathbf{u}_a(\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_{a\_eq}) = \mathbf{g}_{air\_eq} \mathbf{f}_{eq} = p_{t\_air}^* \quad (2.11)$$

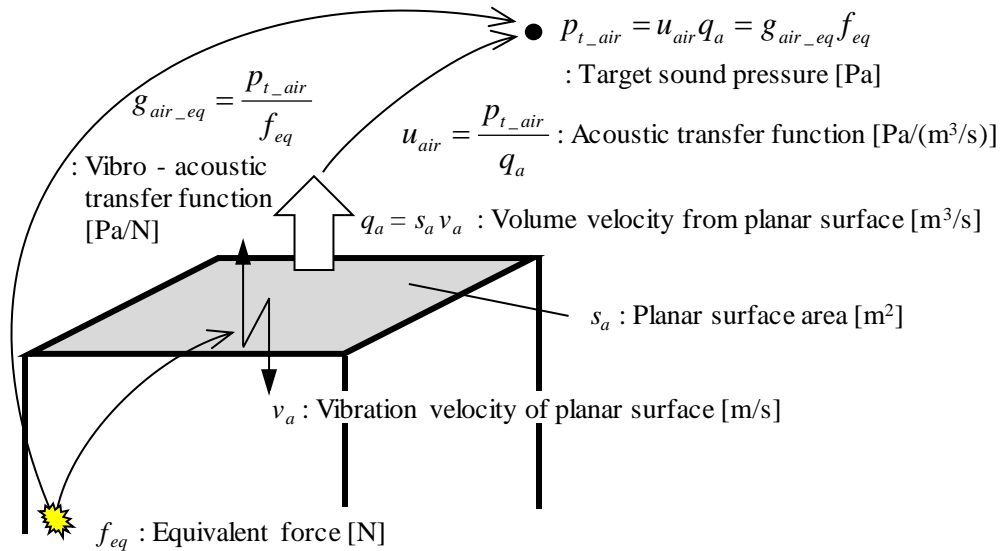


Fig. 2.2 Transfer functions among equivalent force, vibration velocity and sound pressure.

さらに、式 (2.9), (2.10), (2.11) を用いて式 (2.8) を変形すると式 (2.12) 1 行目が得られ、受動システムの音響感度関数  $\mathbf{g}_{str\_eq}$  と加振源システムの音響感度関数  $\mathbf{g}_{air\_eq}$  は同時に測定できるためこの和を  $\mathbf{g}_{eq}$  とし、式 (2.6) および式 (2.7) を式 (2.12) 1 行目に代入すれば、式 (2.12) 2 行目および 3 行目が得られる。式 (2.13) に示すように、式 (2.12) の 2 行目および 3 行目の右辺第 1 項は In-situ blocked force 法によって近似的に推定する固体伝ば音と空気伝ば音による音圧であるので、右辺第 2 項はその近似誤差であり、これを補正項として加えることでその誤差が補正できることを意味する。

$$\left. \begin{aligned} p_t &= \mathbf{g}_{str\_eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{g}_{air\_eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{u}_{air}[\mathbf{s}_a \circ (\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a\_eq})] \\ &= \mathbf{g}_{eq} \mathbf{f}_{eq} - \mathbf{u}_{air}[\mathbf{s}_a \circ (\mathbf{Z}_{ca}^{-1} \mathbf{f}_{eq})] \\ &= \mathbf{g}_{eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{u}_{air}[\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_{a\_bl}] \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

$$p_t^* = p_{t\_str} + p_{t\_air} = \mathbf{g}_{eq} \mathbf{f}_{eq} \quad (2.13)$$

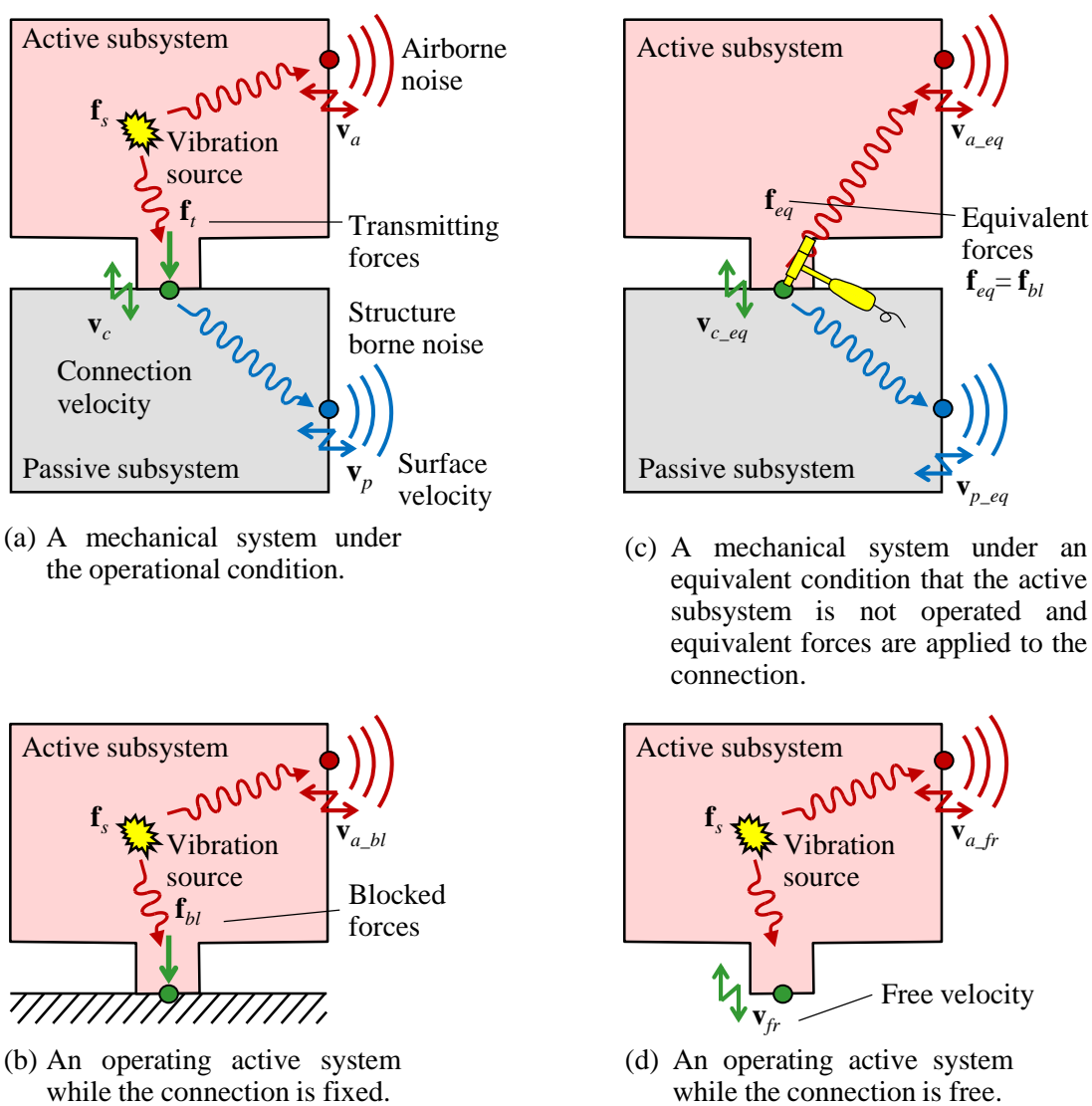


Fig. 1.29 A mechanical system emitting structure borne noise under the operational condition and under an equivalent condition. (Reprinted)

ところで、In-situ blocked force 法による騒音レベルの推定では結合部の自由度のみを取り扱ったが、この補正項を求めるためには、連続体である加振源システム表面の離散化が必要となる。実験的にこの補正を行う場合、まず図 2.3(a) に示すように、離散化した各表面にマイクロホンを設置し、ターゲット位置にて音響加振して相反法により各表面からターゲット位置までの音響伝達関数  $\mathbf{u}_{air}$  を求める。つぎに図 2.3(b) に示すように、離散化した各表面の中央に加速度センサを取り付け、加振源システム単体の結合部を加振することによってイナータンス行列  $\mathbf{H}_{ca}$  を測定する。このとき、結合部には与えた加振力以外の力が作用しないよう、紐で吊るすなどして加振源システムを自由状態にする必要がある。そして既に同定している等価加振力  $\mathbf{f}_{eq}$  を乗じることで、離散化した加振源システムの各表面の振動加速度  $\mathbf{a}_{a\_bl}$  を算出し、振動速度  $\mathbf{v}_{a\_bl}$  に変換する。さらに各要素に各表面積  $\mathbf{s}_a$  を乗じ、求めた音響伝達関数  $\mathbf{u}_{air}$  との内積を取ることで、式 (2.12) の 2 行目または 3 行目の右辺第 2 項に示す補正項を求めることができる。または、図 1.29(b) に示すように、加振源システム単体を結合部で完全固定した状態で稼働させ、離散化した表面の速度  $\mathbf{v}_{a\_bl}$  を直接的に測定することにより、式 (2.12) 3 行目の右辺第 2 項に示す補正項を求めることができる。ただし、この場合は加振源システムの結合部の支持剛性をできるだけ高くし、完全拘束の理想状態に近づける必要がある。

以上のように、補正項を求めるためには振動する表面の離散化が必要となるが、本来、振動する表面から放射される空気伝ば音を実験的に求めるには、ISO/TS7849 で規格化されているように、表面の離散化が必要である。このようにして騒音レベルを測定した例はある [36] が、この方法は理想状態での測定が困難であるうえ、多数のマイクロホンや加速度センサが必要であり、計測の工数は非常に多い。そこで本研究では、機械システム全体の固有振動数における振動が支配的となる場合に対し、上記の補正は行わず、式 (2.13) に示すように In-situ blocked force 法により近似的に推定する手法を提案する。本手法は、従来法に比べ非常に簡便であるだけでなく、従来は測定が困難であった複雑な振動表面からの空気伝ば音にも適用可能と考えられる。

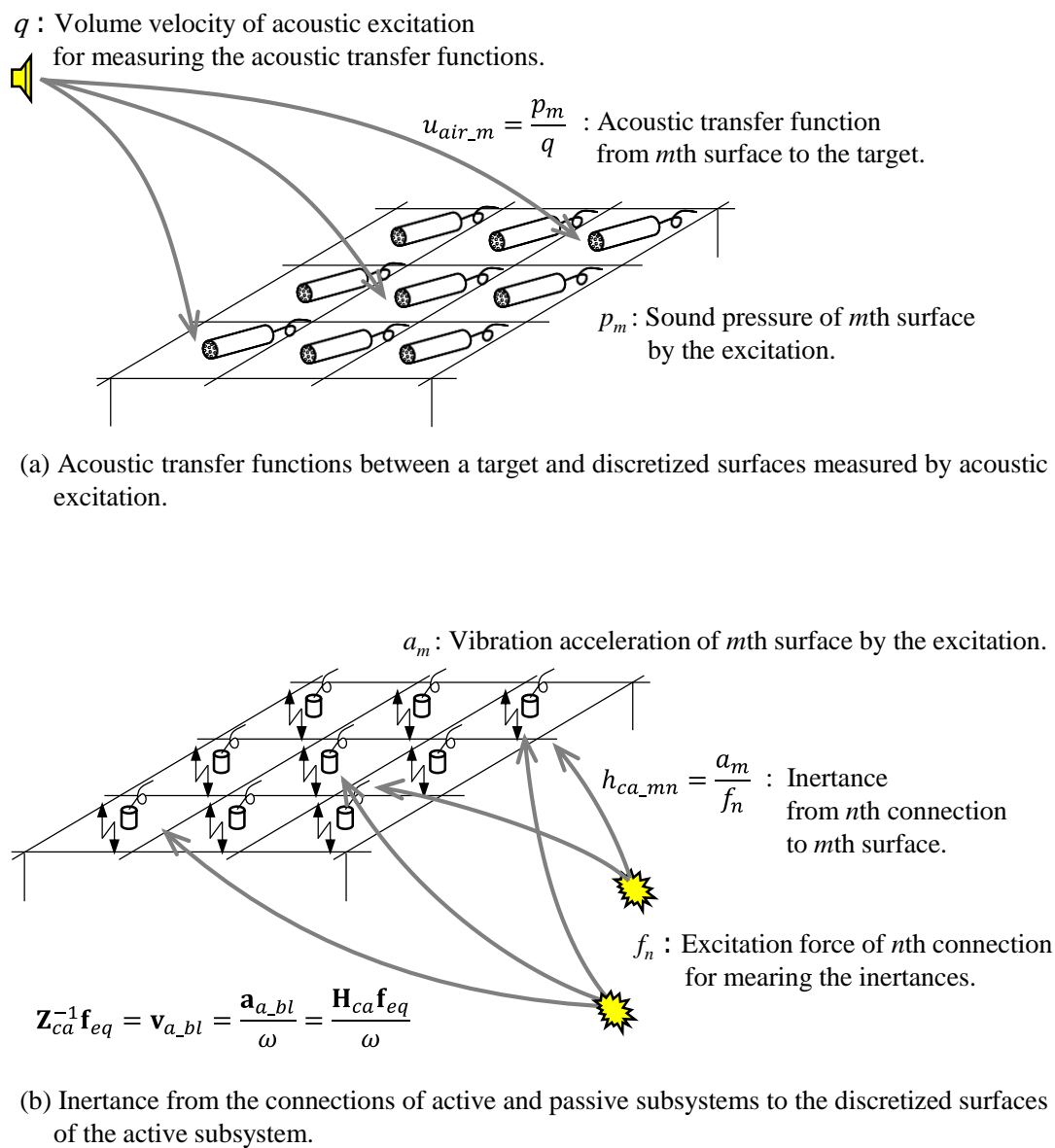


Fig. 2.3 Measuring transfer functions for estimating airborne noise from discretized surfaces of an active subsystem.

## 2.3 質点-ばね-ダンパの3自由度モデルへの適用

## 2.3.1 質点-ばね-ダンパの3自由度モデル

前節で提案した空気伝ば音の近似推定手法を図 2.4 に示す質点-ばね-ダンパの3自由度モデルに適用する. この3自由度モデルは加振源システムと受動システムが結合された機械システム全体の実稼動状態に相当しており, 加振源システムは質量  $m_a$ , ばね剛性  $k_a$ , 減衰係数  $c_a$  の1自由度モデルとし, 受動システムを質量  $m_c$  と  $m_p$ , ばね剛性  $k_c$  と  $k_p$ , 減衰係数  $c_c$  と  $c_p$  の2自由度モデルとする. また質点  $m_a$ ,  $m_c$ ,  $m_p$  の変位をそれぞれ  $x_a$ ,  $x_c$ ,  $x_p$  とし, 加振源システムの質点  $m_a$  には加振源の加振力に相当する  $f_s$  が作用しているとする, この3自由度モデルの運動方程式は式 (2.14) となり, 特解を用いてこれを解けば式 (2.15) が得られる. 式中の  $[\mathbf{K}]$  は3自由度モデルの動剛性行列であり, 式 (2.16) はその成分を示す. また, 式 (2.17) と式 (2.18) はそれぞれ  $[\mathbf{K}]$  の行列式と逆行列を示す.

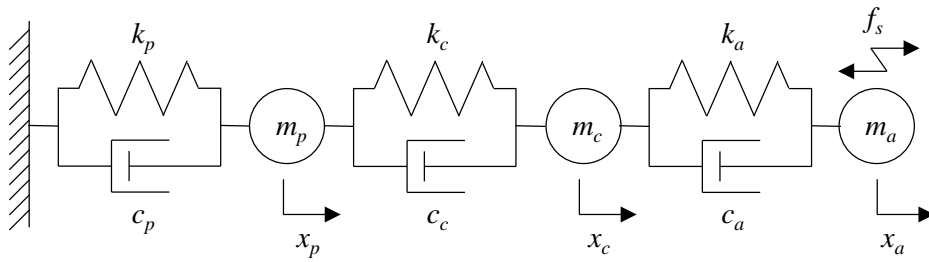


Fig. 2.4 3-DOF mass-spring damper model of a mechanical system under the operational condition.

$$\left. \begin{aligned}
 m_a \ddot{x}_a + c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_c) + k_a(x_a - x_c) &= f_s = F_s e^{i\omega t} \\
 m_c \ddot{x}_c + c_a(\dot{x}_c - \dot{x}_a) + c_c(\dot{x}_c - \dot{x}_p) + k_a(x_c - x_a) + k_c(x_c - x_p) &= 0 \\
 m_p \ddot{x}_p + c_c(\dot{x}_p - \dot{x}_c) + k_c(x_p - x_c) + c_p \dot{x}_p + k_p x_p &= 0
 \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

$$\begin{Bmatrix} X_a \\ X_c \\ X_p \end{Bmatrix} = [\mathbf{K}]^{-1} \begin{Bmatrix} F_s \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.15)$$

$$[\mathbf{K}] = \begin{bmatrix} -\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a & -i\omega c_a - k_a & 0 \\ -i\omega c_a - k_a & -\omega^2 m_c + i\omega(c_a + c_c) + k_a + k_c & -i\omega c_c - k_c \\ 0 & -i\omega c_c - k_c & -\omega^2 m_p + i\omega(c_c + c_p) + k_c + k_p \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned}
 \det[\mathbf{K}] = & \\
 & -\omega^6 m_a m_c m_p \\
 & +i\omega^5 [m_a m_p (c_a + c_c) + m_c (m_a c_c + m_a c_p + m_p c_a)] \\
 & +\omega^4 [(m_a + m_c + m_p) c_a c_c + (m_a c_a + m_c c_a + m_a c_c) c_p + m_a m_c (k_c + k_p) \\
 & \quad + m_p (m_a + m_c) k_a + m_a m_p k_c] \\
 & -i\omega^3 [(m_a + m_c + m_p) (c_c k_a + c_a k_c) + (m_a + m_c) (c_p k_a + c_a k_p) \\
 & \quad + m_a (c_p k_c + c_c k_p) + c_a c_c c_p] \\
 & -\omega^2 [(m_a + m_c + m_p) k_a k_c + (m_a k_a + m_a k_c + m_c k_a) k_p + c_p (c_c k_a + c_a k_c) \\
 & \quad + c_a c_c k_p] \\
 & +i\omega (c_p k_a k_c + c_a k_c k_p + c_c k_p k_a) \\
 & +k_a k_c k_p
 \end{aligned} \tag{2.17}$$

$$[\mathbf{K}]^{-1} = \frac{1}{\det[\mathbf{K}]} \cdot$$

$$\left[ \begin{array}{l}
 \omega^4 m_c m_p - i\omega^3 \begin{bmatrix} m_c (c_c + c_p) \\ +m_p (c_a + c_c) \end{bmatrix} \\
 -\omega^2 \begin{bmatrix} m_c (k_c + k_p) \\ +m_p (k_a + k_c) \\ +c_a c_c + c_c c_p + c_p c_a \end{bmatrix} \\
 +i\omega \begin{bmatrix} (c_c + c_p) k_a \\ +(c_p + c_a) k_c \\ +(c_a + c_c) k_p \end{bmatrix} \\
 +k_a k_c + k_c k_p + k_p k_a \\
 \\
 -i\omega^3 m_p c_a \\
 -\omega^2 [m_p k_a + c_a (c_c + c_p)] \\
 +i\omega \begin{bmatrix} c_a (k_c + k_p) \\ +(c_c + c_p) k_a \end{bmatrix} \\
 +k_a (k_c + k_p) \\
 \\
 \omega^4 m_a m_p \\
 -i\omega^3 [m_a (c_c + c_p) + m_p c_a] \\
 -\omega^2 \begin{bmatrix} m_a (k_c + k_p) + m_p k_a \\ +c_a (c_c + c_p) \end{bmatrix} \\
 +i\omega \begin{bmatrix} c_a (k_c + k_p) \\ +(c_c + c_p) k_a \end{bmatrix} \\
 +k_a (k_c + k_p) \\
 \\
 -\omega^2 c_a c_c \\
 +i\omega (c_c k_a + c_a k_c) \\
 +k_a k_c \\
 \\
 \omega^4 m_a m_c \\
 -i\omega^3 \begin{bmatrix} m_a (c_a + c_c) \\ +m_c c_a \end{bmatrix} \\
 -\omega^2 \begin{bmatrix} m_a (k_a + k_c) \\ +m_c k_a + c_a c_c \end{bmatrix} \\
 +i\omega (c_c k_a + c_a k_c) \\
 +k_a k_c
 \end{array} \right] \tag{2.18}$$



つぎに、図 2.5 に示すように、加振源システムに相当する 1 自由度モデルを結合部で完全固定した状態（以下、固定状態）を考える。式 (2.19) はこの固定状態における運動方程式であり、特解を用いてこれを解けば式 (2.20) が得られる。Blocked force  $f_{bl}$  は結合部を固定する際に固定側に作用する力であり、式 (2.20) を用いることにより、加振力  $f_s$  との関係を示す式 (2.21) が得られる。また図 2.6 は、加振源システムと受動システムが結合された機械システムに対し、その結合部に等価加振力を与えた等価加振状態を示し、この等価加振状態における運動方程式は式 (2.22) となる。

$$m_a \ddot{x}_{a,bl} + c_a \dot{x}_{a,bl} + k_a x_{a,bl} = f_s = F_s e^{i\omega t} \quad (2.19)$$

$$x_{a,bl} = X_{a,bl} e^{i\omega t} = \frac{F_s e^{i\omega t}}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} \quad (2.20)$$

$$f_{bl} = c_a \dot{x}_{a,bl} + k_a x_{a,bl} = \frac{i\omega c_a + k_a}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} F_s e^{i\omega t} = F_{bl} e^{i\omega t} = F_{eq} e^{i\omega t} \quad (2.21)$$

$$\begin{Bmatrix} X_{a,eq} \\ X_{c,eq} \\ X_{p,eq} \end{Bmatrix} = [\mathbf{K}]^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ F_{eq} \\ 0 \end{Bmatrix} = [\mathbf{K}]^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ F_{bl} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.22)$$

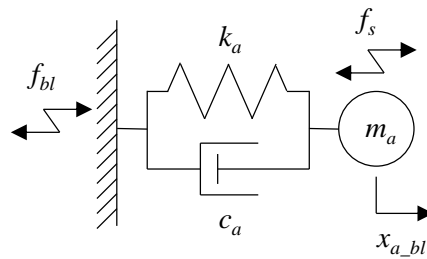


Fig. 2.5 1-DOF mass-spring-damper model of the active subsystem.

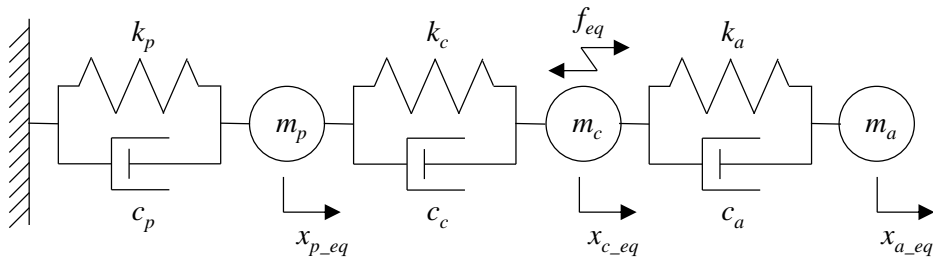


Fig. 2.6 3-DOF mass-spring-damper model of a mechanical system under the condition that equivalent force is applied to the connection of the active and passive subsystems.

実稼動状態の運動方程式である式 (2.15) と等価加振状態の運動方程式である式 (2.22) に式 (2.18) を代入すると, (2.23) と式 (2.24) に示すように, 実稼動状態における変位振幅  $X_a, X_c, X_p$  と等価加振状態における変位振幅  $X_{a\_eq}, X_{c\_eq}, X_{p\_eq}$  を求められる. なお等価加振状態の式 (2.24) においては, 式 (2.21) を用いて, 等価加振力の振幅  $F_{eq}$  を消去した場合の式も示した. 式 (2.23) と式 (2.24) を比較すると,  $X_c = X_{c\_eq}, X_p = X_{p\_eq}$  であることから, 受動システムにとって等価加振状態は実稼動状態と等価となることが確認できる. 一方,  $X_a$  と  $X_{a\_eq}$  の式を変形すると式 (2.25) と式 (2.26) となり, 両辺をそれぞれ差し引くと, 式 (2.7) に相当する式 (2.27) が得られる. さらに両辺の比を取ると, 式 (2.28) が得られる. 分母は  $\det[\mathbf{K}]$  を除くと分子と同一であるので,  $\det[\mathbf{K}] \neq 0$  のとき  $X_a/X_{a\_eq} \doteq 1$  となる. すなわち, 機械システム全体の固有振動数 ( $\det[\mathbf{K}] \doteq 0$ ) においては, 加振源システムにとっても等価加振状態は実稼動状態と近似的に等しくなることがわかる.

$$\left. \begin{aligned}
 X_a &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} \left\{ \begin{array}{l} \omega^4 m_c m_p - i\omega^3 [m_c(c_c + c_p) + m_p(c_a + c_c)] \\ -\omega^2 [m_c(k_c + k_p) + m_p(k_a + k_c) + c_a c_c + c_c c_p + c_p c_a] \\ +i\omega [k_a(c_c + c_p) + k_c(c_p + c_a) + k_p(c_a + c_c)] \\ +k_a k_c + k_c k_p + k_p k_a \end{array} \right\} \\
 X_c &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} (i\omega c_a + k_a) [-\omega^2 m_p + i\omega(c_c + c_p) + k_c + k_p] \\
 X_p &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} (i\omega c_a + k_a)(i\omega c_c + k_c)
 \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

$$\left. \begin{aligned}
 X_{a\_eq} &= \frac{F_{eq}}{\det[\mathbf{K}]} \left\{ \begin{array}{l} -i\omega^3 m_p c_a - \omega^2 [m_p k_a + c_a(c_c + c_p)] \\ +i\omega [c_a(k_c + k_p) + (c_c + c_p)k_a] + k_a(k_c + k_p) \end{array} \right\} \\
 &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} \left\{ \begin{array}{l} -i\omega^3 m_p c_a - \omega^2 [m_p k_a + c_a(c_c + c_p)] \\ +i\omega [c_a(k_c + k_p) + (c_c + c_p)k_a] + k_a(k_c + k_p) \end{array} \right\} \\
 &\quad \cdot \left( \frac{i\omega c_a + k_a}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} \right) \\
 X_{c\_eq} &= \frac{F_{eq}}{\det[\mathbf{K}]} (-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a) [-\omega^2 m_p + i\omega(c_c + c_p) + k_c + k_p] \\
 &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} (i\omega c_a + k_a) [-\omega^2 m_p + i\omega(c_c + c_p) + k_c + k_p] \\
 X_{p\_eq} &= \frac{F_{eq}}{\det[\mathbf{K}]} (-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a)(i\omega c_c + k_c) \\
 &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} (i\omega c_a + k_a)(i\omega c_c + k_c)
 \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

$$X_a = F_s \frac{\left\{ \begin{array}{l} \omega^4 m_c m_p - i\omega^3 [m_c(c_c + c_p) + m_p(c_a + c_c)] \\ -\omega^2 [m_c(k_c + k_p) + m_p(k_a + k_c) + c_a c_c + c_c c_p + c_p c_a] \\ +i\omega [k_a(c_c + c_p) + k_c(c_p + c_a) + k_p(c_a + c_c)] \\ +k_a k_c + k_c k_p + k_p k_a \end{array} \right\} (-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a)}{\det[\mathbf{K}](-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a)}$$

$$= F_s \frac{\begin{aligned} & -\omega^6 m_a m_c m_p \\ & +i\omega^5 [m_a m_p (c_a + c_c) + m_c (m_a c_c + m_a c_p + m_p c_a)] \\ & +\omega^4 \left[ (m_a + m_c + m_p) c_a c_c + (m_a c_a + m_c c_a + m_a c_c) c_p + m_a m_c (k_c + k_p) \right. \\ & \quad \left. + m_p (m_a + m_c) k_a + m_a m_p k_c \right] \\ & -i\omega^3 \left[ (m_a + m_c + m_p) (c_c k_a + c_a k_c) + (m_a + m_c) (c_p k_a + c_a k_p) \right. \\ & \quad \left. + m_a (c_p k_c + c_c k_p) + c_a c_c c_p \right] \\ & -\omega^2 [(m_a + m_c + m_p) k_a k_c + (m_a k_a + m_a k_c + m_c k_a) k_p + c_p (c_c k_a + c_a k_c) + c_a c_c k_p] \\ & +i\omega (c_p k_a k_c + c_a k_c k_p + c_c k_p k_a) \\ & +k_a k_c k_p \\ & +\omega^4 m_p c_a^2 - i\omega^3 [2m_p k_a c_a + c_a^2 (c_c + c_p)] - \omega^2 [m_p k_a^2 + 2c_a (c_c + c_p) k_a + c_a^2 (k_c + k_p)] \\ & +i\omega [2c_a k_a (k_c + k_p) + (c_c + c_p) k_a^2] + k_a^2 (k_c + k_p) \end{aligned}}{\det[\mathbf{K}](-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a)}$$

$$= F_s \frac{\begin{aligned} & \det[\mathbf{K}] \\ & +\omega^4 m_p c_a^2 - i\omega^3 [2m_p k_a c_a + c_a^2 (c_c + c_p)] - \omega^2 [m_p k_a^2 + 2c_a (c_c + c_p) k_a + c_a^2 (k_c + k_p)] \\ & +i\omega [2c_a k_a (k_c + k_p) + (c_c + c_p) k_a^2] + k_a^2 (k_c + k_p) \end{aligned}}{\det[\mathbf{K}](-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a)} \tag{2.25}$$

$$X_{a\_eq} = F_s \frac{\left\{ \begin{array}{l} -i\omega^3 m_p c_a - \omega^2 [m_p k_a + c_a (c_c + c_p)] \\ +i\omega [c_a (k_c + k_p) + (c_c + c_p) k_a] + k_a (k_c + k_p) \end{array} \right\} (i\omega c_a + k_a)}{\det[\mathbf{K}](-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a)}$$

$$= F_s \frac{\begin{aligned} & \omega^4 m_p c_a^2 - i\omega^3 [2m_p k_a c_a + c_a^2 (c_c + c_p)] - \omega^2 [m_p k_a^2 + 2c_a (c_c + c_p) k_a + c_a^2 (k_c + k_p)] \\ & +i\omega [2c_a k_a (k_c + k_p) + (c_c + c_p) k_a^2] + k_a^2 (k_c + k_p) \end{aligned}}{\det[\mathbf{K}](-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a)} \tag{2.26}$$

$$X_a - X_{a\_eq} = \frac{F_s}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} = X_{a\_bl} \tag{2.27}$$

$$\begin{aligned}
 & \omega^4 m_p c_a^2 - i\omega^3 [2m_p k_a c_a + c_a^2 (c_c + c_p)] \\
 & -\omega^2 [m_p k_a^2 + 2c_a (c_c + c_p) k_a + c_a^2 (k_c + k_p)] \\
 \frac{X_{a\_eq}}{X_a} = & \frac{+i\omega [2c_a k_a (k_c + k_p) + (c_c + c_p) k_a^2] + k_a^2 (k_c + k_p)}{\det[\mathbf{K}]} \\
 & +\omega^4 m_p c_a^2 - i\omega^3 [2m_p k_a c_a + c_a^2 (c_c + c_p)] \\
 & -\omega^2 [m_p k_a^2 + 2c_a (c_c + c_p) k_a + c_a^2 (k_c + k_p)] \\
 & +i\omega [2c_a k_a (k_c + k_p) + (c_c + c_p) k_a^2] + k_a^2 (k_c + k_p)
 \end{aligned} \tag{2.28}$$

## 2.3.2 周波数応答関数の比較による近似推定誤差の評価

式 (2.12) で示した通り，空気伝ば音の近似推定誤差は，実稼動状態と等価加振状態の加振源システムの振動速度差に比例し，前項で示した 3 自由度モデルでは図 2.4 の  $\omega X_a$  と図 2.6 の  $\omega X_{a\_eq}$  の差に相当する．そこで本項では，それぞれを加振力  $F_s$  で除したモビリティ  $\omega X_a/F_s$  と  $\omega X_{a\_eq}/F_s$  を比較することにより，近似推定誤差を定量的に評価する．

$$\left. \begin{aligned} p_t &= \mathbf{g}_{str\_eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{g}_{air\_eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{u}_{air} [\mathbf{s}_a^\circ (\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a\_eq})] \\ &= \mathbf{g}_{eq} \mathbf{f}_{eq} - \mathbf{u}_{air} [\mathbf{s}_a^\circ (\mathbf{Z}_{ca}^{-1} \mathbf{f}_{eq})] \\ &= \mathbf{g}_{eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{u}_{air} [\mathbf{s}_a^\circ \mathbf{v}_{a\_bl}] \end{aligned} \right\} \quad (2.12)\text{再掲}$$

表 2.1 に示す 4 つの条件で計算したモビリティを図 2.7 から図 2.10 に示す．なお，参考として，図 2.5 に示す固定状態の  $\omega X_{a\_bl}/F_s$  と受動システム部のモビリティ  $\omega X_p/F_s$  と  $\omega X_c/F_s$  も併せて示し，縦軸の dB 基準は  $1 \times 10^{-5}$  [m/(N·s)] とした．また，比例粘性減衰[99]を仮定し，1 次のモード減衰比  $\zeta_1$  を与えて式 (2.29) により各減衰係数を求めた．また以下，実稼動状態と等価加振状態を合わせて「結合状態」と称す．

$$\frac{2\zeta_1}{\Omega_1} = \frac{2\zeta_2}{\Omega_2} = \frac{2\zeta_3}{\Omega_3} = \frac{c_a}{k_a} = \frac{c_c}{k_c} = \frac{c_p}{k_p} \quad (2.29)$$

まず，図 2.7(a) に示す Case 1 の等価加振状態と実稼動状態を比較すると，前述の通り，3 つの固有振動数のピークにおいては，等価加振状態と実稼動状態のレベルがほぼ等しく，機械システム全体に相当する 3 自由度モデルの固有振動数近傍においては，In-situ blocked force 法により空気伝ば音を近似的に推定できると言える．しかし，等価加振状態には 800Hz 付近にピークがあるが実稼動状態にはこのピークがなく，このピーク近傍では等価加振状態は固定状態と等しい．すなわち等価加振状態におけるこのピークは，加振源システム単体に相当する 1 自由度モデルの固定状態における固有振動数であり，式 (2.20) に示す Blocked force に含まれるピークである．また，式 (2.27) においては，中辺が極小になるときすなわち加振源システム単体の固定状態における固有振動数において，等価加振状態と実稼動状態の差が大きくなることが理解できる．

$$x_{a\_bl} = X_{a\_bl} e^{i\omega t} = \frac{F_s e^{i\omega t}}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} \quad (2.20)\text{再掲}$$

$$X_a - X_{a\_eq} = \frac{F_s}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} = X_{a\_bl} \quad (2.27)\text{再掲}$$

図 2.8 に示す Case 2 は，加振源システムの質量  $m_a$  および剛性  $k_a$  を Case 1 に対して 0.02 倍した条件であり，加振源システムにとって固定状態と実稼動状態が等価になるよう  $m_a$  と

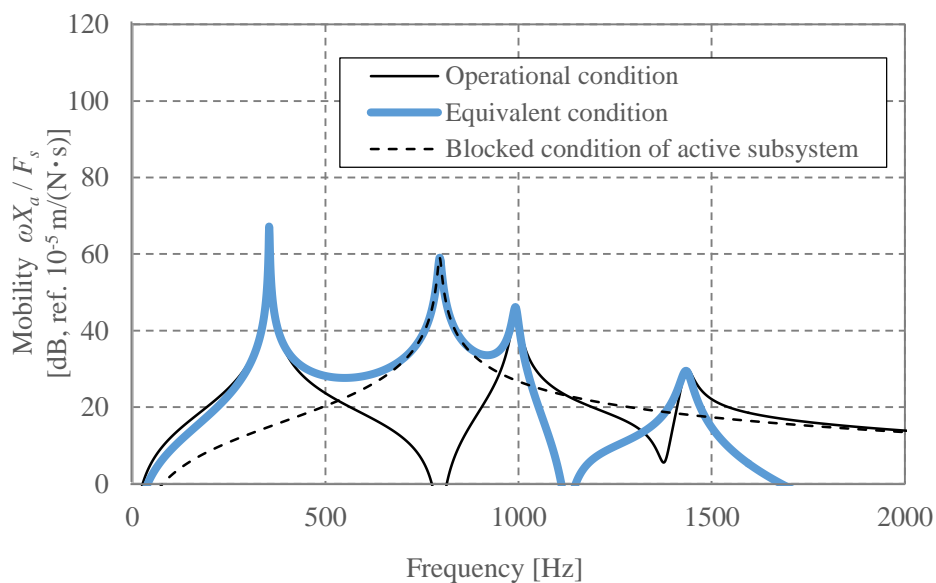
$k_a$  を十分小さくすることで、結合状態の 2 次の固有振動数を固定状態の固有振動数と概ね一致させている。その結果、図 2.8(a)では、図 2.7(a)とは異なり、等価加振状態と実稼働状態におけるピーク有無の差異がなくなった。したがって、固定状態と結合状態の固有振動数が重なる場合は、等価加振状態は実稼働状態と概ね同等となると考えられる。なお、3 次のピーク値の誤差が大きく見えるが、1 次や 2 次のピークに比べ絶対値が小さく、騒音レベルに相当するオーバーオール値（以下、OA 値）に対する影響は小さいと考えられる。

図 2.9 に示す Case 3 は、Case 2 における 1 次のモード減衰比を 0.01 から 0.1 に大きくした条件である。減衰が大きくなったためそれぞれのピークが緩やかになる一方で、最もレベルの高い 2 次のピークにおける等価加振状態と実稼働状態のレベル差は約 20dB であり、両状態の振動が等しいとは言えない。これは、本研究で提案した近似的な推定手法は、実稼働状態と等価加振状態のいずれにおいても機械装置全体の固有振動数近傍においては加振源システムの振動が大きくなることを前提としており、減衰が大きい場合は必ずしもこれが成立しないためと考えられる。

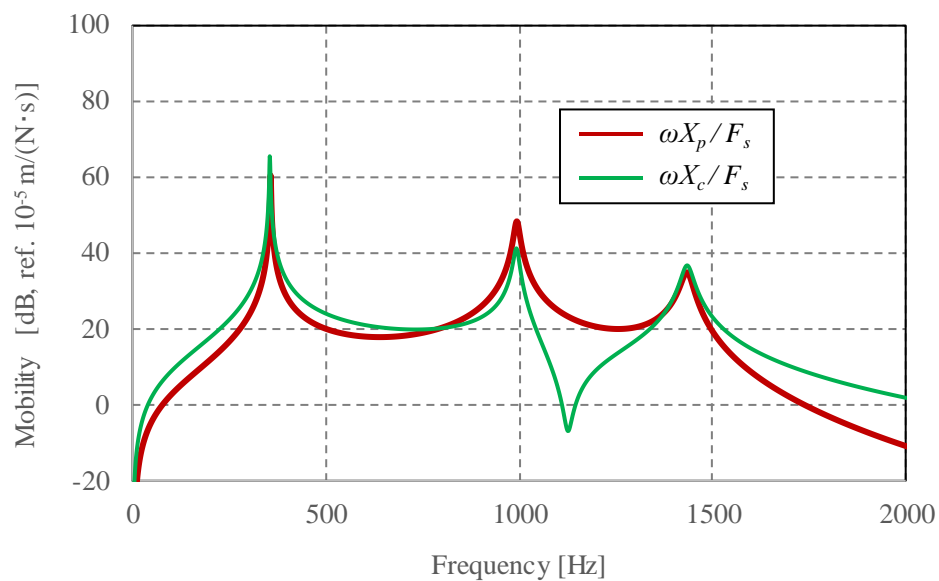
そこで図 2.10 に示す Case 4 では、Case 1 における 1 次のモード減衰比を 0.01 から 0.1 に大きくしたところ、等価加振状態において 2 次のピークが消失しているが、そのレベルは同等であり、また、最もレベルの高い 1 次のピークも同等である。したがって、減衰が大きい場合でも加振源システムの質量と剛性が極端に小さくなければ、レベルの高い固有振動数において等価加振状態は実稼働状態と概ね同等となると考えられる。

Table 2.1 System parameters of 3-DOF model.

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Mass of the active subsystem $m_a$ [kg]	2	0.04	0.04	2
Mass of the passive subsystem at the connection side $m_c$ [kg]	2	2	2	2
Mass of the passive subsystem at the fixed side $m_p$ [kg]	2	2	2	2
Stiffness of the active subsystem $k_a$ [N/m]	$5 \times 10^7$	$1 \times 10^6$	$1 \times 10^6$	$5 \times 10^7$
Stiffness of the passive subsystem at the connection side $k_c$ [N/m]	$5 \times 10^7$	$5 \times 10^7$	$5 \times 10^7$	$5 \times 10^7$
Stiffness of the passive subsystem at the fixed side $k_p$ [N/m]	$5 \times 10^7$	$5 \times 10^7$	$5 \times 10^7$	$5 \times 10^7$
Undamped eigenfrequency of the active subsystem $\Omega/(2\pi)$ [Hz]	796	796	796	796
1st undamped eigenfrequency of the total system $\Omega_1/(2\pi)$ [Hz]	354	476	476	354
2nd undamped eigenfrequency of the total system $\Omega_2/(2\pi)$ [Hz]	992	804	804	992
3rd undamped eigenfrequency of the total system $\Omega_3/(2\pi)$ [Hz]	1433	1288	1288	1433
1st modal damping ratio $\zeta_1$	0.01	0.01	0.1	0.1
2nd modal damping ratio $\zeta_2$	0.0069	0.0062	0.0623	0.0692
3rd modal damping ratio $\zeta_3$	0.0025	0.0038	0.0377	0.0247
Damping coefficient of the active subsystem $c_a$ [(N·s)/m]	111	2.47	24.7	1110
Damping coefficient of the passive subsystem at the connection side $c_c$ [(N·s)/m]	111	123	1234	1110
Damping coefficient of the passive subsystem at the fixed side $c_p$ [(N·s)/m]	111	123	1234	1110



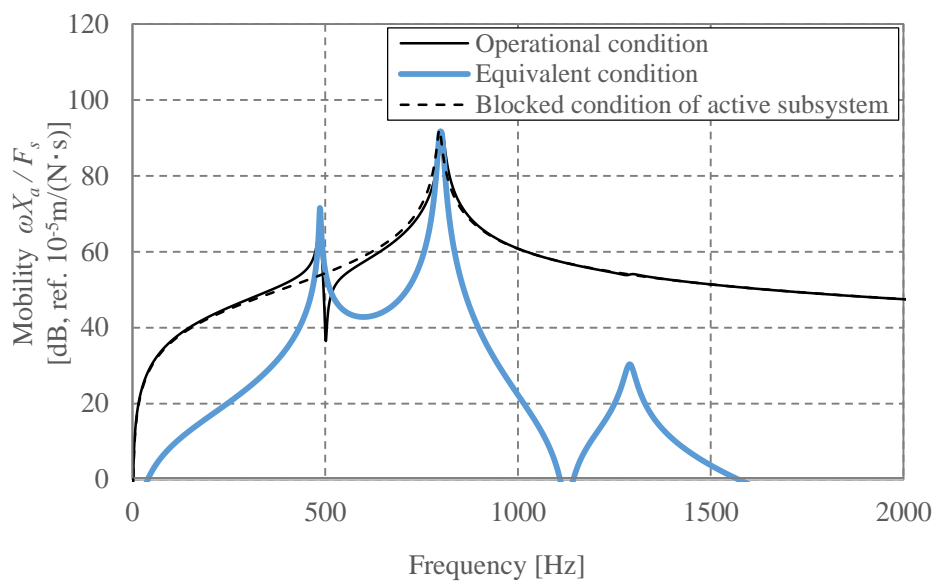
(a) Active subsystem



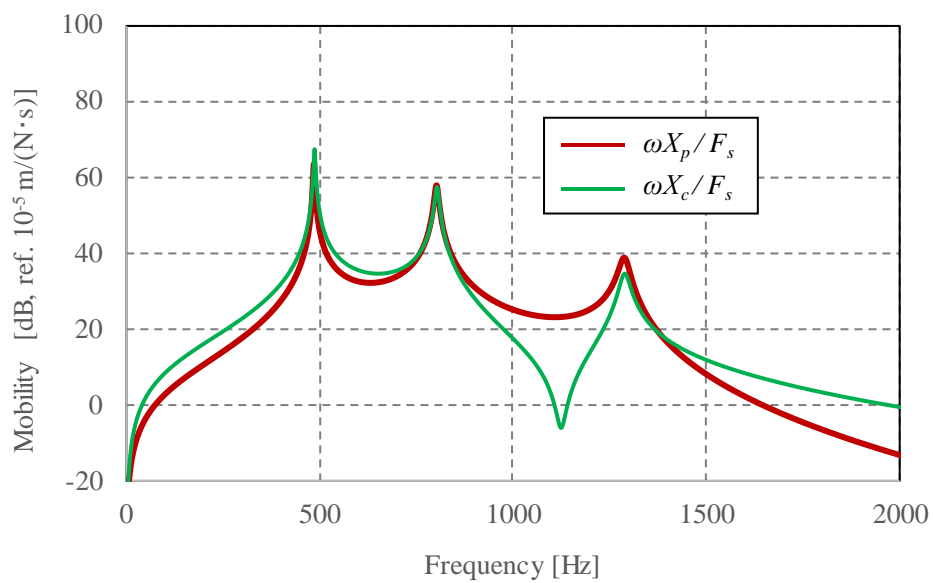
(b) Passive subsystem

Fig. 2.7 Mobilities under the operational, blocked and equivalent conditions of Case 1.



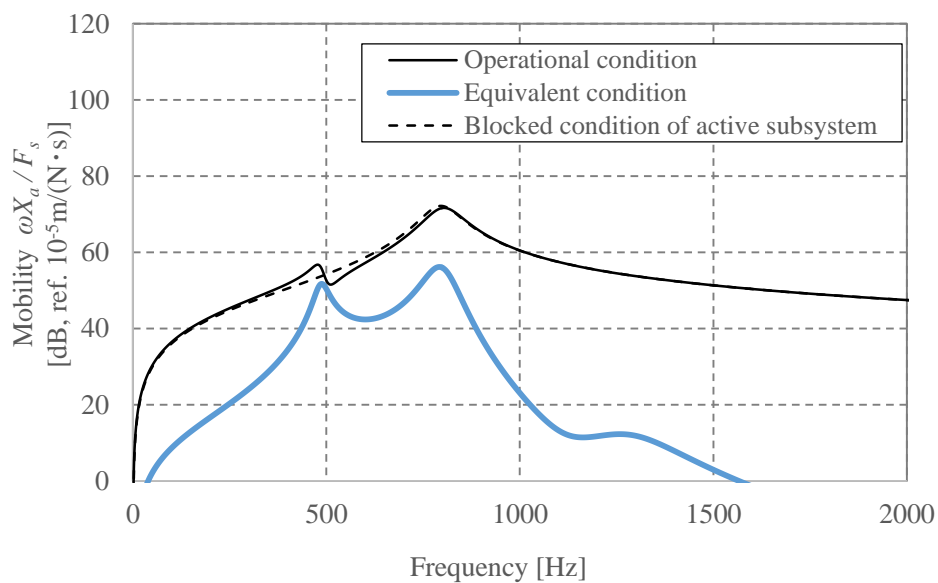


(a) Active subsystem

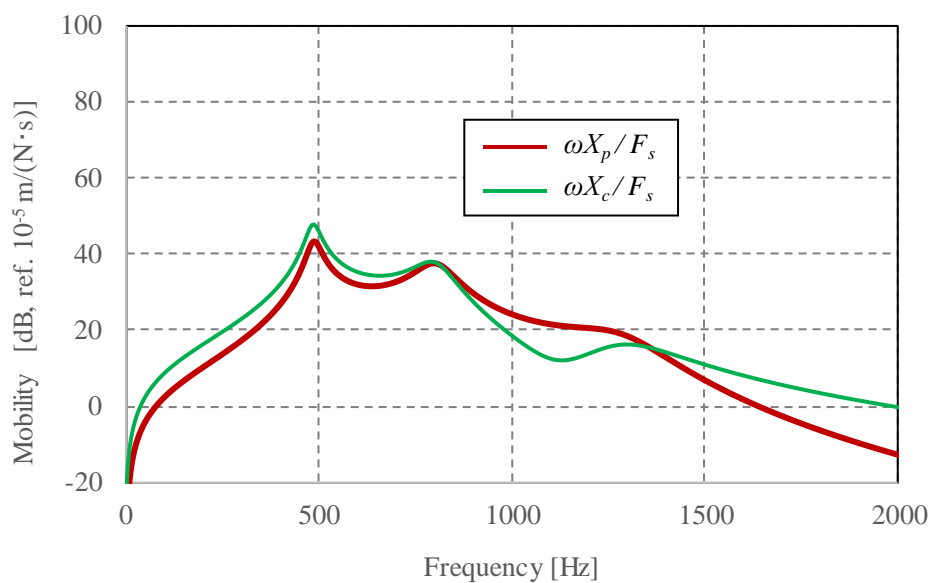


(b) Passive subsystem

Fig. 2.8 Mobilities under the operational, blocked and equivalent conditions of Case 2.

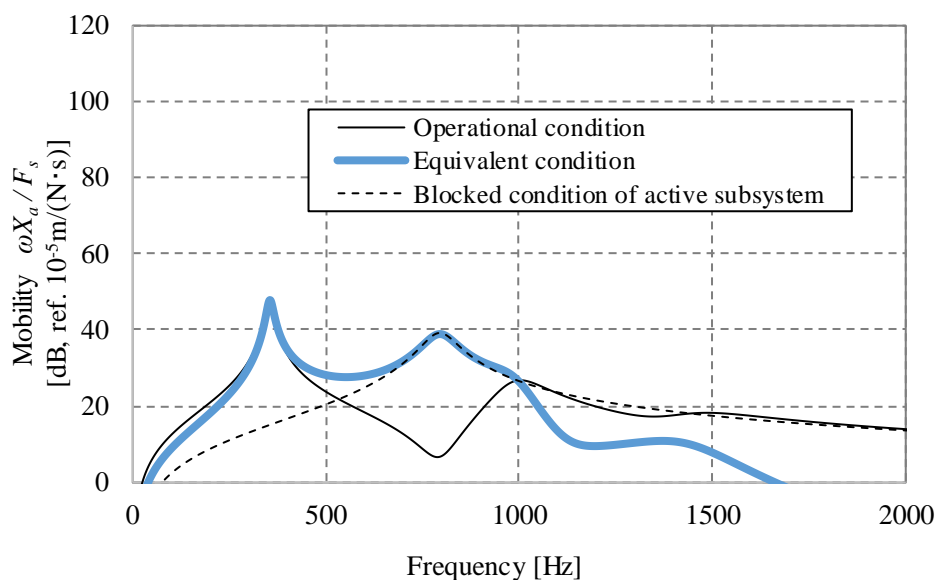


(a) Active subsystem

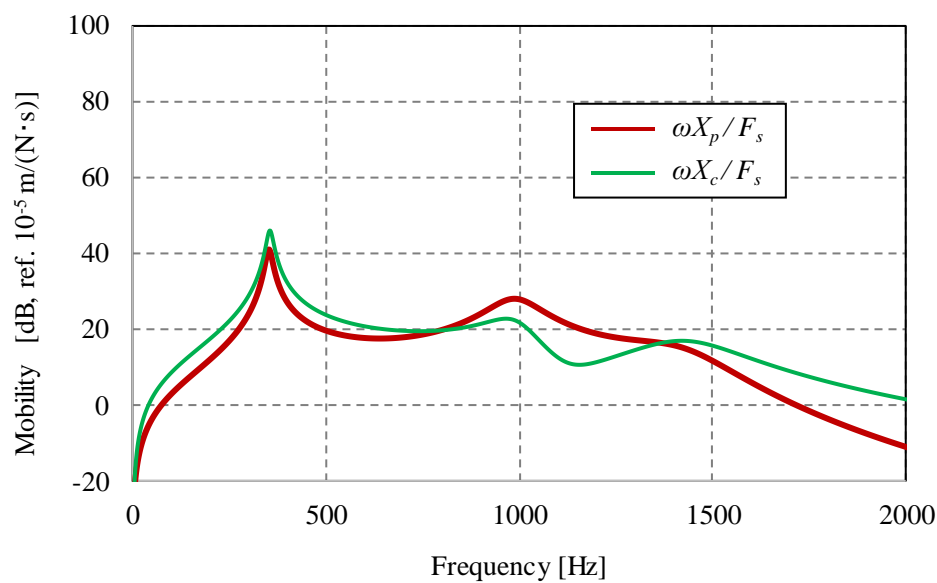


(b) Passive subsystem

Fig. 2.9 Mobilities under the operational, blocked and equivalent conditions of Case 3.



(a) Active subsystem



(b) Passive subsystem

Fig. 2.10 Mobilities under the operational, blocked and equivalent conditions of Case 4.

そこでつぎに、Case 1 に対する  $m_a$  と  $k_a$  の倍率を 0.01 倍から 10 倍まで変化させ、また 1 次のモード減衰比  $\zeta_1$  を 0.001 から 0.3 まで変化させて、1 次、2 次および 3 次の固有振動数における等価加振状態と実稼動状態のピーク値の差を算出し、式 (2.30) に示すように、実稼動状態のピーク値に対する比を算出した結果を図 2.11 から図 2.13 に示す。なお、それぞれの図中に Case 1, Case 2, Case 3, Case 4 を図示した。これらの図より、減衰が大きくかつ加振源システムの質量と剛性が受動システムに比べて極端に小さく場合を除き、機械システム全体の固有振動数において等価加振状態は実稼動状態と近似的に等しいと言える。また、 $m_a$ ,  $k_a$  および  $\zeta_1$  の各パラメータを同様に変化させて等価加振状態と実稼動状態の OA 値の差を算出し、式 (2.31) に示すように実稼動状態の OA 値に対する比を算出した結果を図 2.14 に示す。図 2.11 から図 2.13 の結果と比較すると、減衰が小さい場合や  $m_a$  と  $k_a$  の倍率が極端に小さくない場合にもおいても誤差が大きいが、これは、図 2.7(a) に示す Case 1 のように、等価加振状態では Blocked force に含まれるピークによる差が大きいためであり、加振源システム単体の固定状態における固有振動数において、等価加振状態と実稼動状態の差が大きいためである。また、図 2.14 において、等価加振状態と実稼動状態の OA 値の差がゼロになる条件があるが、これは Blocked force に含まれるピークによる増加分と、前述の減衰や加振源システムの質量と剛性の変化による減少分が相殺するポイントである。なお、図 2.14 の図中右下の等高線が滑らかではないが、計算した格子点の幅による影響と考えられ、Blocked force に含まれるピークによる誤差が大きいに変わりはない。

$$e_{peak} = \frac{y_{p\_eq} - y_{p\_op}}{y_{p\_op}} \times 100 \quad (2.30)$$

$$e_{OA} = \frac{y_{OA\_eq} - y_{OA\_op}}{y_{OA\_op}} \times 100 \quad (2.31)$$

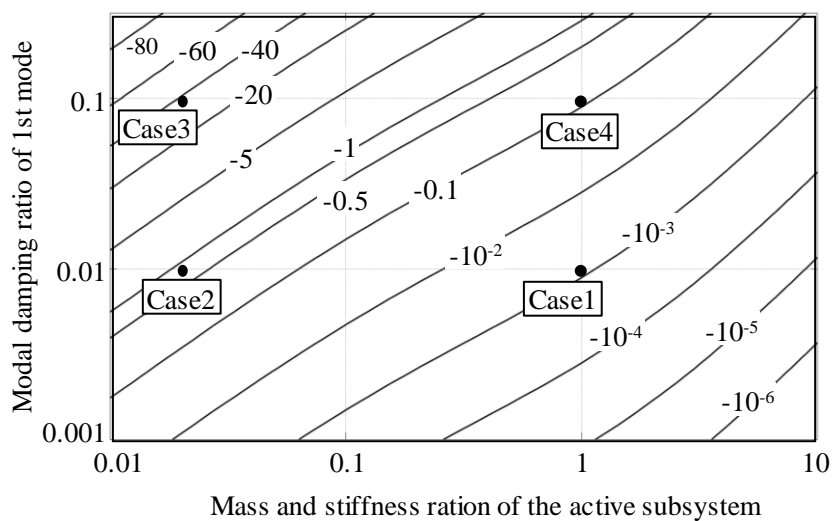


Fig. 2.11 Difference rate of 1st peak value between the equivalent and operational condition [%].

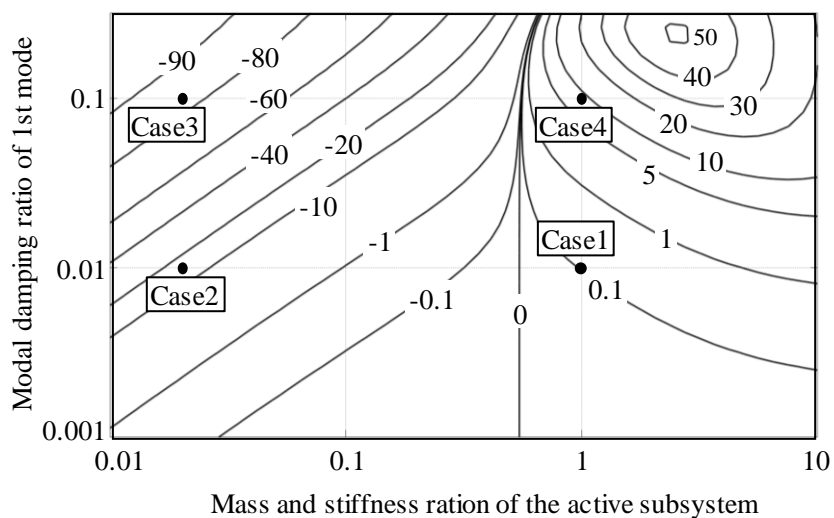


Fig. 2.12 Difference rate of 2nd peak value between the equivalent and operational condition [%].

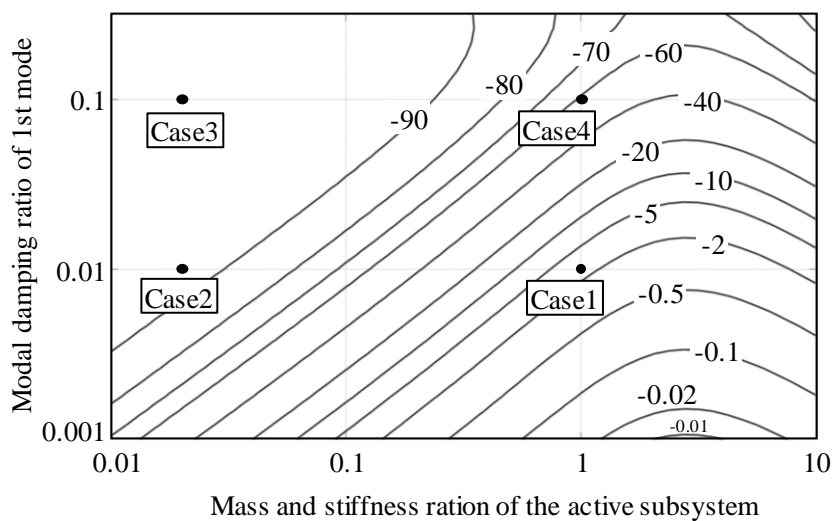


Fig. 2.13 Difference rate of 3rd peak value between the equivalent and operational condition [%].

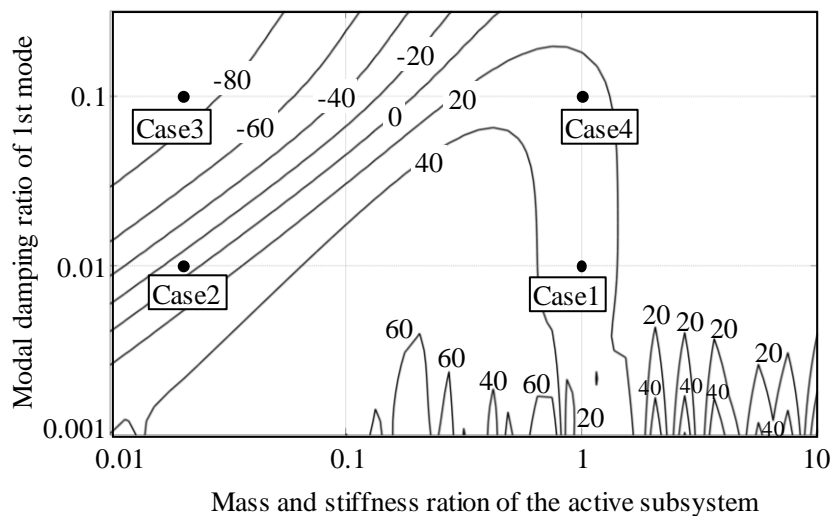


Fig. 2.14 Difference rate of overall value between the equivalent and operational condition [%].

## 2.4 結言

本章では、固体伝ば音の推定のみにも適用できると言われる In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせを空気伝ば音の推定に近似的に適用できるようにすることを目的として、その近似的な適用に起因する騒音レベルの近似推定誤差について検討し、以下の結果を得た。

- (1) 伝達関数合成法に基づいて加振源システムと受動システムが結合された機械システム全体の運動方程式を求め、機械システム全体の実稼働状態において加振源システム表面から放射される空気伝ば音による音圧と、In-situ blocked force 法が対象とする等価加振状態における音圧との差を一般式で求めた。
- (2) (1)における音圧の差の一般式によれば、実稼働状態と等価加振状態の音圧差は加振源システムの単体試験で求めることが可能であり、In-situ blocked force 法で推定した空気伝ば音を補正することが可能であることを示した。すなわち、加振源システムの単体試験機に In-situ blocked force 法を適用して Blocked force を求めると同時にこの補正量を求め、機械システム全体の音響感度関数と Blocked force を掛け合わせることによって求めたターゲットの音圧を補正することによって、理論的に正しく空気伝ば音を推定することができることを示した。しかしながら、この補正量を求めるために必要な工数は非常に多い。一方で、この補正量は、機械システム全体の固有振動数近傍において推定する値に対して相対的に小さいと考えられる。そこで、機械システム全体の固有振動数における振動が支配的となる場合に対し、この補正は行わず、In-situ blocked force 法により近似的に空気伝ば音を推定する手法を提案した。
- (3) 加振源システムを質点-ばね-ダンパの1自由度モデルとし、また、受動システムを同様に2自由度モデルとし、この二つを合わせた機械システム全体を3自由度モデルとした場合において、提案した手法による騒音レベルの近似推定誤差に相当する値として実稼働状態と等価加振状態における加振源システムの振動速度の差を算出し、機械システム全体の固有振動数近傍においては、減衰が大きくかつ加振源システムの質量と剛性が受動システムと比較して極端に小さくなる場合を除き、この差は求める値と比較して小さいことを示し、提案した推定手法の妥当性を検証した。

# 第3章

## 連続体への適用と近似推定誤差を低減する手法の提案

### 3.1 緒言

In-situ blocked force 法の大きな特徴は、等価加振状態における受動システムの振動挙動が実稼動状態におけるそれと一致することである。特に、Blocked force にはピーク（固定状態における加振源システムの固有振動数に相当）があるが、Blocked force を等価加振力として加振源システムと受動システムの結合部に与えても、受動システムに振動応答にはそのピークが現れないことは興味深い。図 2.7（次ページに再掲）に示した質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルへの適用例では、等価加振状態における加振源システムの応答（図 2.7(a)における青色の太線）には、800Hz 付近にピークがあるのに対し、等価加振状態における受動システムの応答（図 2.7(b)）に 800Hz 付近にピークはない。そこで、式 (2.24) の  $X_{c\_eq}$  と  $X_{p\_eq}$ （次ページに再掲）の 1 行目を確認すると、この周波数には反共振の振動特性があり、式 (2.21) に示す Blocked force（次ページに再掲）のピークと相殺していることがわかる。本研究で対象とするのは加振源システムから放射される空気伝ば音であるが、その近似推定誤差を解析的に評価するには、まず用いるモデルでこの特徴が表現できることを確認する必要がある。

本章では、前章よりも高次の多自由度モデルを用いた検証として、連続体の振動放射音に本研究で提案した推定手法を適用した結果について述べるが、まずは単純な連続体として矩形断面を持つ一様片持ちはりを取り上げ、その曲げ振動を対象に実稼動状態と等価加振状態の解析を行い、In-situ blocked force 法の特徴を表現できるか否かを確認する。そのうえで片持ち矩形板の振動・音響放射解析に適用し、In-situ blocked force 法の特徴を表現できるか否かを確認したうえで、音圧の近似推定誤差を定量的に評価する。さらに、Blocked force の同定におけるイナータンス行列の擬似逆行列演算に特異値分解を用い、小さな特異値を無効化することによって近似推定誤差を低減する手法を提案し、その妥当性・有用性を確認する[100]。



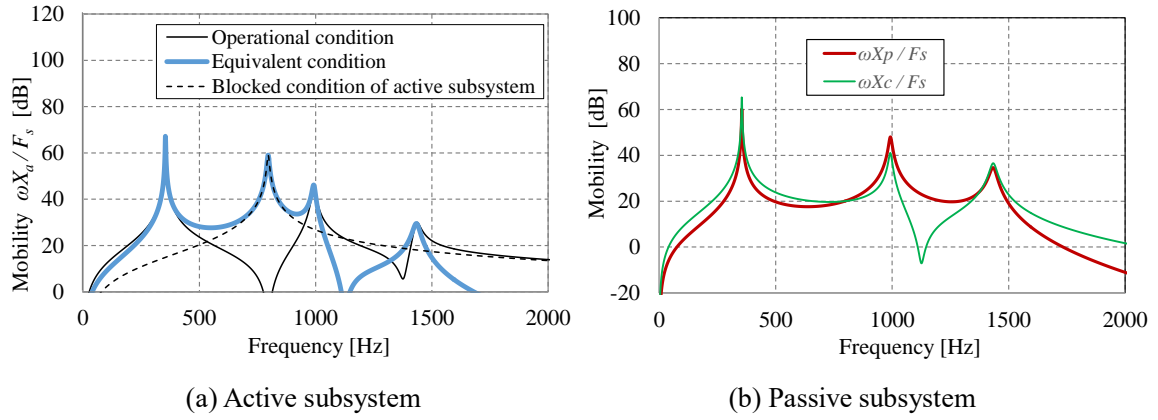


Fig. 2.7 Mobility in each condition of Case 1. (Reprinted)

$$\begin{aligned}
 X_{a.eq} &= \frac{F_{eq}}{\det[\mathbf{K}]} \left\{ \begin{array}{l} -i\omega^3 m_p c_a - \omega^2 [m_p k_a + c_a (c_c + c_p)] \\ + i\omega [c_a (k_c + k_p) + (c_c + c_p) k_a] + k_a (k_c + k_p) \end{array} \right\} \\
 &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} \left\{ \begin{array}{l} -i\omega^3 m_p c_a - \omega^2 [m_p k_a + c_a (c_c + c_p)] \\ + i\omega [c_a (k_c + k_p) + (c_c + c_p) k_a] + k_a (k_c + k_p) \end{array} \right\} \\
 &\quad \cdot \left( \frac{i\omega c_a + k_a}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} \right) \\
 X_{c.eq} &= \frac{F_{eq}}{\det[\mathbf{K}]} (-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a) [-\omega^2 m_p + i\omega (c_c + c_p) + k_c + k_p] \\
 &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} (i\omega c_a + k_a) [-\omega^2 m_p + i\omega (c_c + c_p) + k_c + k_p] \\
 X_{p.eq} &= \frac{F_{eq}}{\det[\mathbf{K}]} (-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a) (i\omega c_c + k_c) \\
 &= \frac{F_s}{\det[\mathbf{K}]} (i\omega c_a + k_a) (i\omega c_c + k_c)
 \end{aligned} \tag{2.24} \text{再掲}$$

$$f_{bl} = c_a \dot{x}_{a.bl} + k_a x_{a.bl} = \frac{i\omega c_a + k_a}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} F_s e^{i\omega t} = F_{bl} e^{i\omega t} = F_{eq} e^{i\omega t} \tag{2.21} \text{再掲}$$

### 3.2 片持ちはりの振動解析への適用

図 3.1 に示す長さ 1,000mm, 幅 50mm, 厚さ 10mm の片持ちはりに対し, 有限要素法構造解析ソフトウェア MSC Nastran を用いて, 四面体 2 次要素メッシュサイズ 2mm の設定で自動メッシュを切り, 密度  $7,860\text{kg/m}^3$ , 縦弾性係数 205GPa, ポアソン比 0.3, モード減衰比 0.01 と設定し, 1N 一定の周波数特性である加振力を自由端のせん断方向に与えて強制振動解析を行った. なお, 自由端面および結合断面はそれぞれ剛体面として, 純粋なはりの曲げ振動のみを表現できるようにした.

まず, 図 3.1(b) に示すように, 加振源システムに相当する部分の片持ちはりの振動解析を行い, Blocked force として固定端に作用するせん断力と曲げモーメントを 500Hz まで計算した結果を図 3.2 に示す. なお, Blocked force には端面に垂直な方向の力やねじりモーメントなど他の成分もあるが, これらは数値計算誤差程度で値は小さく影響はほとんどないため省略した. せん断力と曲げモーメントの Blocked force にはそれぞれ 2 つのピークがあるが, これは図 3.1(b) に示すはりの曲げ振動の 1 次と 2 次の固有振動数に起因する.

つぎに, 図 3.1(c) に示すように, このせん断力と曲げモーメントを等価加振力として加振源システム部と受動システム部の結合部に与えた等価加振状態における  $x_{c\_eq}$ ,  $x_{a\_eq}$  のモビリティを計算し, 図 3.1(a) に示す実稼動状態における  $x_c$ ,  $x_a$  のモビリティと比較した結果を図 3.3 に示す. 図 3.3(b) に示す自由端  $x_{a\_eq}$  のモビリティ (空気伝ば音に相当) においては 320Hz 付近に Blocked force に起因するピークがあるのに対し, 図 3.3(a) に示す結合部  $x_{c\_eq}$  のモビリティ (固体伝ば音に相当) においてはこのピークがほとんど消失していることがわかる. 小さいピークが残っているが, 有限要素モデルの離散化に起因する誤差と考えられる. なお 50Hz 付近にある Blocked force のピークは全体の固有振動数と重なっており, 図 3.3(b) の  $x_{a\_eq}$  にはその影響が少し残っているが, 図 3.3(a) の  $x_{c\_eq}$  には影響がほとんどないこともわかる.

さらに, Blocked force のうち, 図 3.2(a) に示す「せん断力のみ」を等価加振力として結合部に与えた等価加振状態における  $x_{c\_eq}$ ,  $x_{a\_eq}$  のモビリティを計算し, 図 3.1(a) に示す実稼動状態における  $x_c$ ,  $x_a$  のモビリティと比較した結果を図 3.4 に示す. 図 3.4(a) に示す結合部  $x_{c\_eq}$  のモビリティにおいても 320Hz 付近にピークがあり, Blocked force のピークの影響が残っていることがわかる. すなわち, 等価加振状態における結合部の振動 (固体伝ば音に相当) は, せん断力と曲げモーメントの Blocked force が相殺することにより, 図 3.3(a) に示すようにピークが消失したことになる. 前述の通り, 前章の質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルでは反共振の振動特性と Blocked force のピークが相殺したので, このはりの連続体モデルと質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルではピークが消失するメカニズムが異なる. また, 図 3.3(a) の 320Hz 付近には Blocked force のピークの影響が僅かに残ったことから, Blocked force 同士が相殺する現象の計算精度に対し, モデル化の精度が敏感になると考えられる. したがって, 数値解析において In-situ blocked force 法の特徴を利用する場合は, 考慮する Blocked force やモデル化の精度に注意する必要があると考えられる.

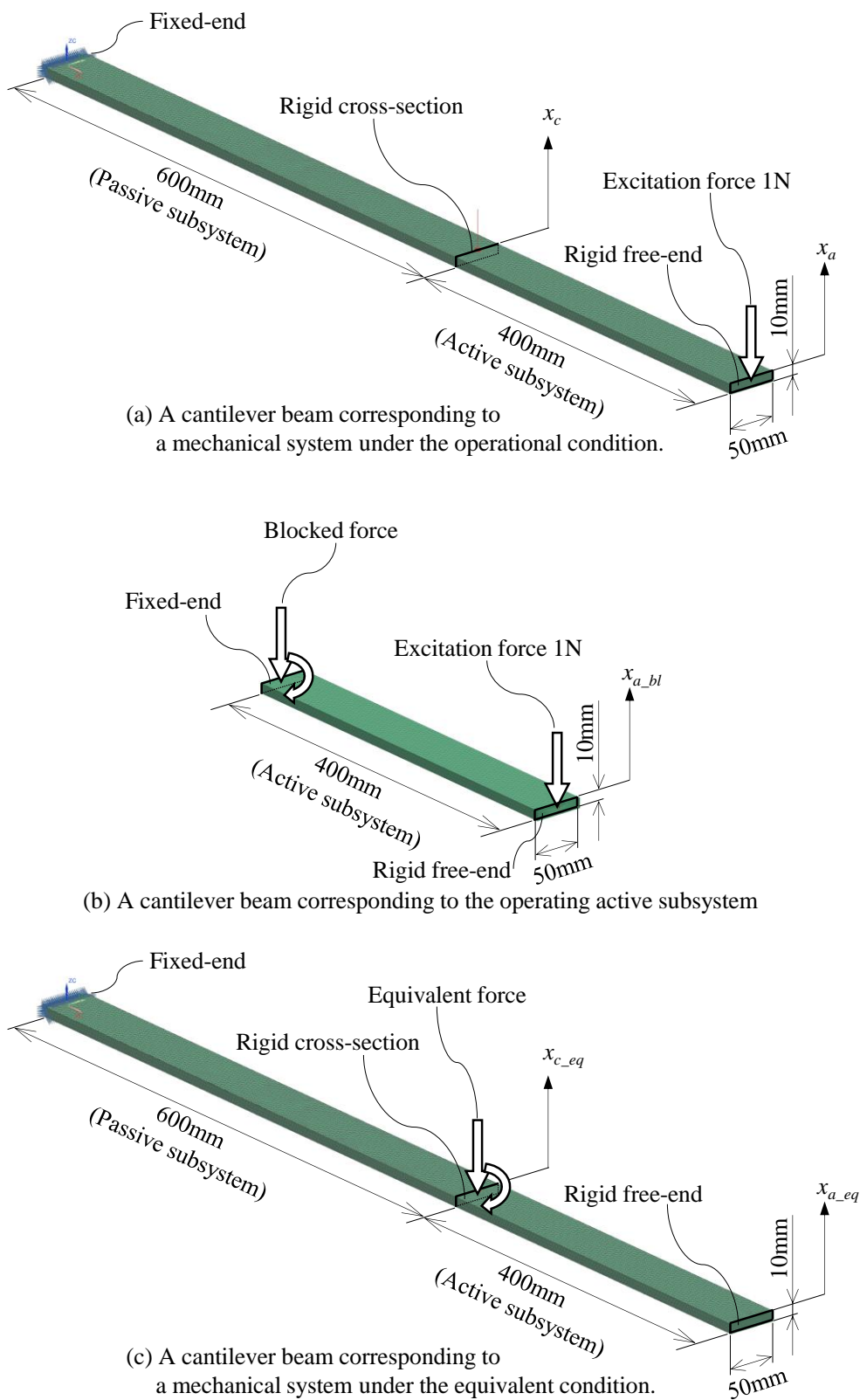


Fig. 3.1 Procedure to verify the analysis approach of simulating passive system vibration behavior under the operational and equivalent condition.

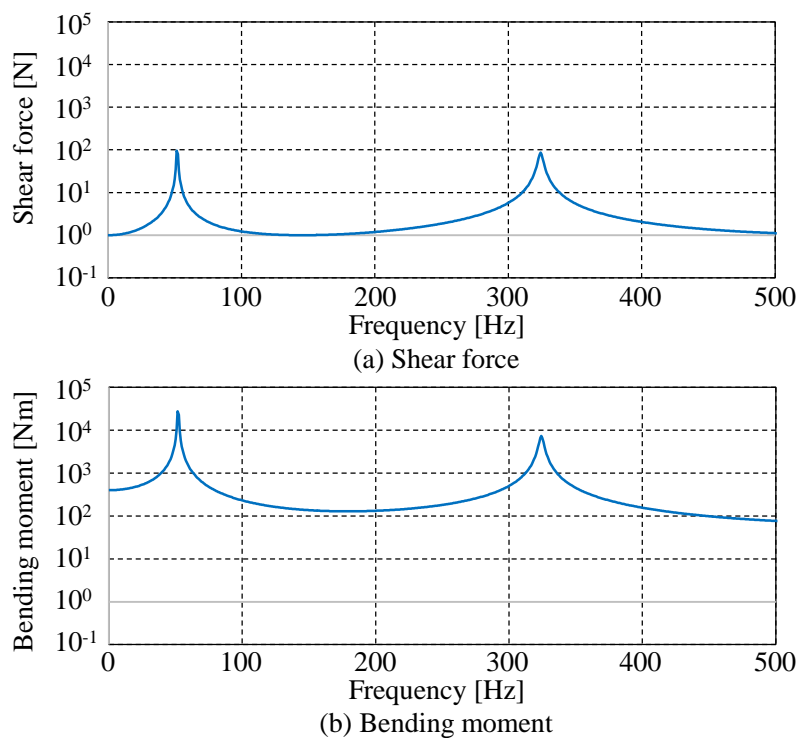


Fig. 3.2 Blocked forces of shear force and bending moment at the fixed-end in the Fig.3.1(b).

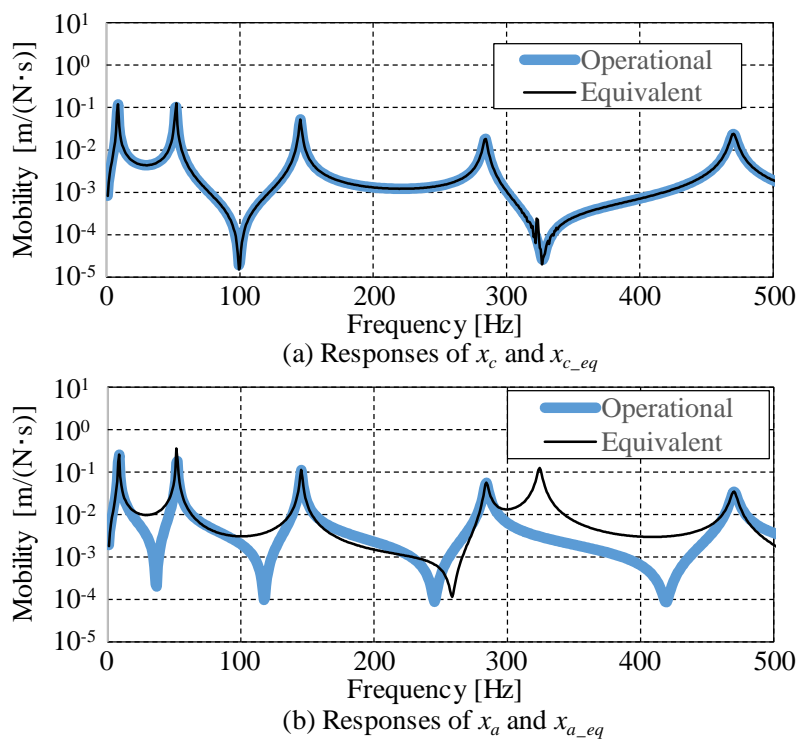


Fig. 3.3 Responses of  $x_c$  and  $x_a$  under the operational condition in Fig.3.1(a) and  $x_{c_{eq}}$  and  $x_{a_{eq}}$  under the equivalent condition in the Fig.3.1(c).

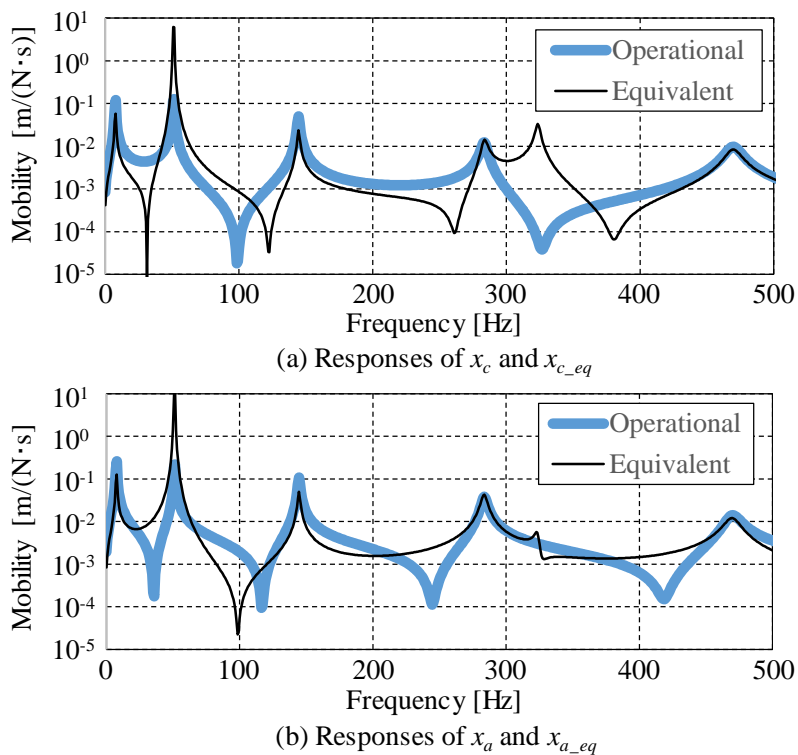


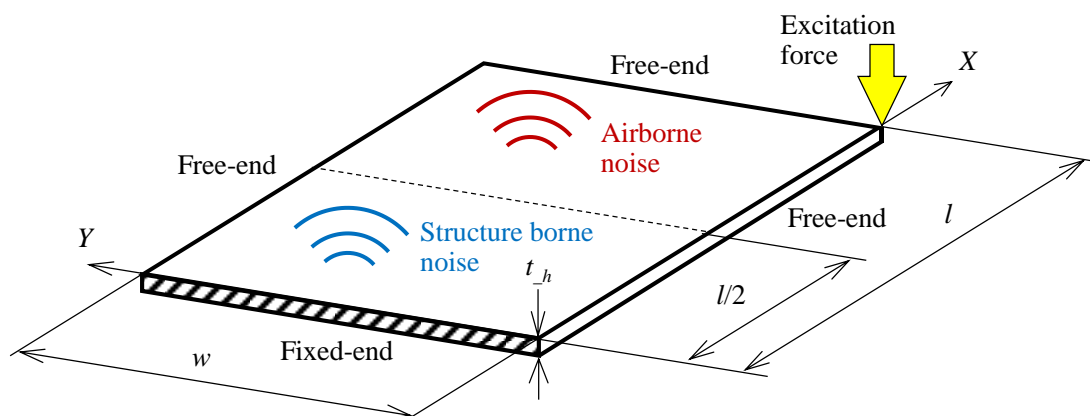
Fig. 3.4 Responses of  $x_c$  and  $x_a$  under the operational condition in Fig.3.1(a) and  $x_{c\_eq}$  and  $x_{a\_eq}$  under the semi-equivalent condition in which only shear force is applied at the connection of the active and passive subsystems in the Fig.3.1(c).

### 3.3 片持ち矩形平板の振動放射音解析への適用

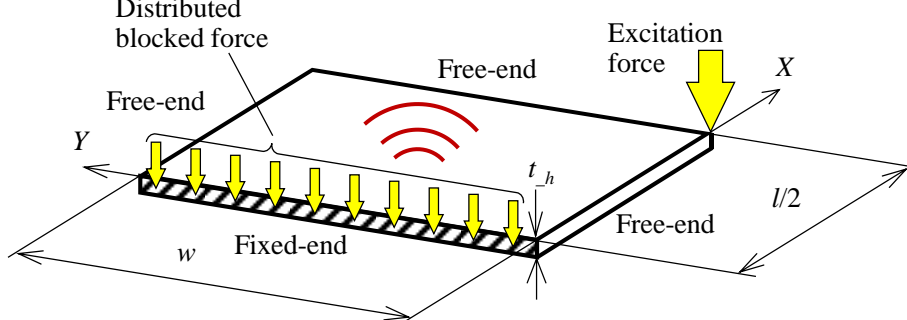
つぎに、片持ち矩形平板を機械システムと考え、その振動放射音解析により提案する手法を検証する。図 3.5(a)に示すように、固定端側と自由端側の二つに分け、それぞれを受動システムと加振源システムとする。ここでは片持ち長さの半分の位置で二つに分けたが、加振源が加振源システムのみに含まれるようにすれば、どこで二つに分けても良く、推定精度には影響しない。そして、図 3.5(b)に示すように、加振源システムのみを取り出して結合部を拘束したときに拘束部に作用する力すなわち **Blocked force** を等価加振力として、図 3.5(c)に示すように、機械システム全体の結合部に作用させた等価加振状態において加振源システムから放射される音を実稼動状態におけるそれ（空気伝ば音）と比較する。等価加振状態において等価加振力として与える **Blocked force** は、図 3.5(b)に示すように直接的な方法で求めた場合に加え、実稼動状態における受動システムの振動を用いて **In-situ blocked force** 法により間接的な方法で求めた場合においても比較する。

#### 3.3.1 振動解析による近似推定誤差の評価

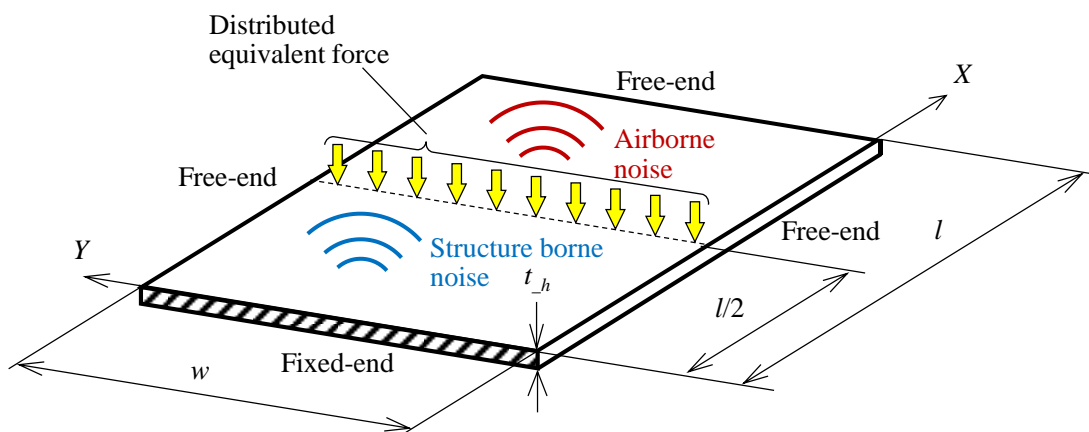
有限要素法構造解析ソフトウェア MSC Nastran を用いて、片持ち矩形平板の振動解析を実施した。図 3.6 は図 3.5(a)に示す片持ち矩形平板（加振源システムと受動システムが結合された機械システムの実稼動状態に相当）の有限要素モデルを示し、図 3.7 は図 3.5(b)に示す片持ち矩形平板（加振源システム単体を稼動させながら結合部で固定した状態に相当）のそれを示す。片持ち長さ  $l=500\text{mm}$ 、幅  $w=300\text{mm}$ 、厚さ  $t_h=5\text{mm}$ 、密度  $\rho=7,860\text{kg/m}^3$ 、縦弾性係数  $E=205\text{GPa}$ 、ポアソン比  $\nu=0.3$ 、モード減衰比  $\zeta=0.001$  とし、メッシュは一辺の長さ  $2.5\text{mm}$  の正六面体 1 次要素とした。したがって、図 3.6 の有限要素モデルにおける節点総数は  $201 \times 121 \times 3=72,963$  であり、図 3.7 のそれは  $101 \times 121 \times 3=36,663$  である。また加振源システムの加振源として、図 3.6 に示す自由端の節点 A に Z 方向で 1N 一定の周波数特性である加振力を与えた。拡大図を示していないが図 3.7 も同様である。



(a) An excited cantilever rectangular plate corresponding to a mechanical system which consists of active and passive subsystems under the operational condition.



(b) An excited cantilever rectangular plate corresponding to a fixed active subsystem under the operating condition.



(c) An excited cantilever rectangular plate corresponding to a mechanical system which consists of active and passive subsystems under the condition that the active subsystem is not operated and equivalent forces are applied to the connection.

Fig. 3.5 Procedure to verify the approximate estimation method for airborne noise from a cantilever rectangular plate using the in-situ blocked forced approach.

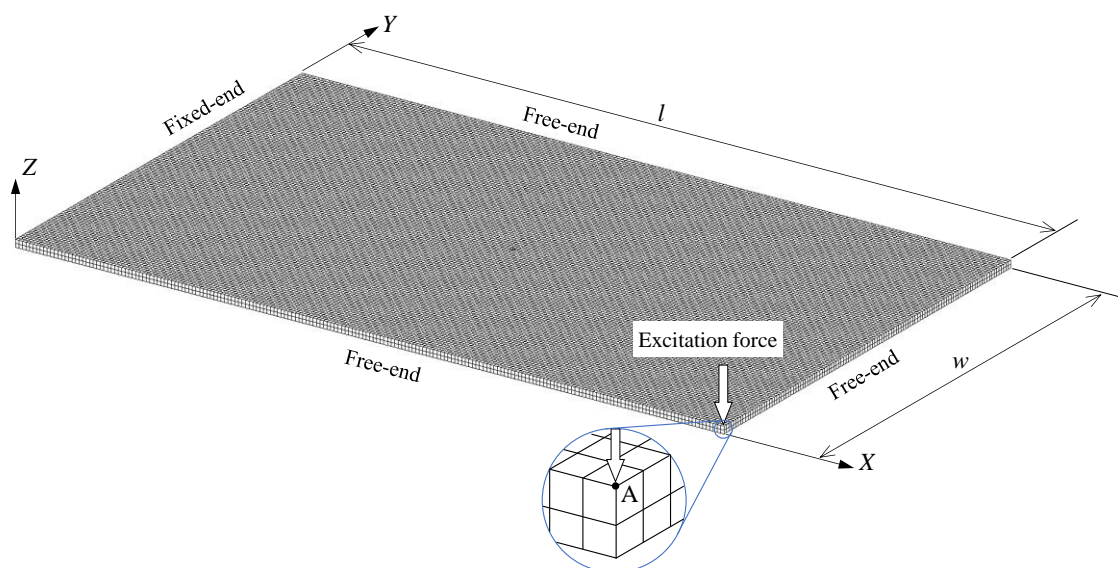


Fig. 3.6 FE model of a cantilever rectangular plate corresponding to a mechanical system which consists of active and passive subsystems under the operational condition as illustrated in the Fig. 3.5(a).

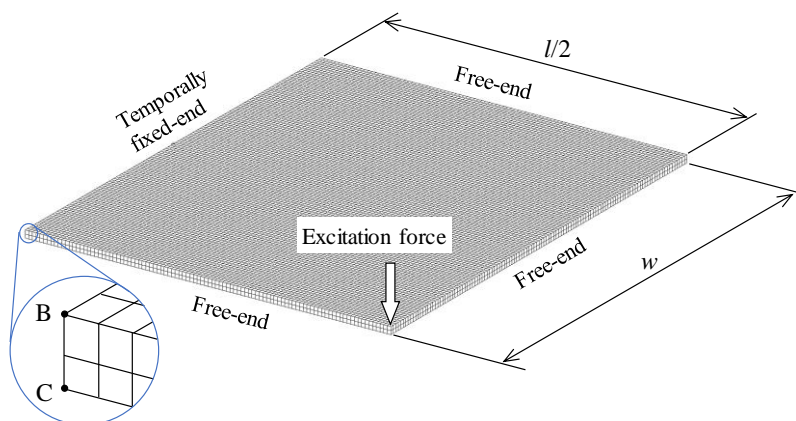


Fig. 3.7 FE model of a cantilever rectangular plate corresponding to the operating active subsystem under the condition that the connection to the passive subsystem is fixed as illustrated in the Fig. 3.5(b).



まず、図 3.6 と図 3.7 の有限要素モデルを用いて 600Hz 以下の固有振動数とその振動モードを計算した。それぞれの結果を図 3.8 と図 3.9 に示す。振動モード形状の図では、最大変位を 1 として正規化し、カラーバーで示すように変位に応じて色を変化させた。それぞれの図より、いずれも面外振動が支配的な振動モード形状であることがわかる。

つぎに、図 3.7 に示す有限要素モデルで強制振動解析を行い、固定端面の節点（総数は  $121 \times 3 = 363$ ）における拘束力（加振源システムの **Blocked force** に相当）を求めた。図 3.10 はその一部であり、図 3.7 に示す節点 B および節点 C における  $X, Y, Z$  方向拘束力の周波数スペクトルである。ピーク周波数は図 3.7 に示す有限要素モデルの固有振動数である。図 3.10(a)（節点 B）と図 3.10(b)（節点 C）の拘束力を比較すると、振幅は同じであり、位相については  $Z$  方向が同位相、 $X, Y$  方向については逆位相であることがわかる。すなわち、板の固定端面には面外方向のせん断力、 $Y$  軸回りの曲げモーメントと  $X$  軸回りのねじりモーメントが作用している。さらに、求めた全節点の  $X, Y, Z$  方向拘束力を図 3.6 の  $X=l/2$  の断面（加振源システムと受動システムの結合部に相当）上の幅方向と厚さ方向それぞれに対応する節点に等価加振力として与えて等価加振状態の強制振動解析を行い、また図 3.6 の実稼動状態の強制振動解析も実施した。このあと、放射音解析に移行して両状態における空気伝ば音を比較することになるが、本項ではまず図 3.6 に示す節点 A の  $Z$  方向振動加速度を比較したので、その結果を図 3.11 に示す。

図 3.11 において白抜きの丸で示すピークは図 3.6 に示す有限要素モデルの固有振動数であり、この周波数における実稼動状態と等価加振状態の振動レベルは概ね等しい。図 3.6 に示す節点 A は加振源システムの一部に相当するので、固有振動数では両状態の空気伝ば音も概ね等しいと考えられる。前章ではこれを質点-ばね-ダンパの 3 自由度モデルで検証したが、本項では高次の多自由度モデルで検証することができた。

ところで、図中の縦の破線は図 3.9 に示す固有振動数であり、等価加振力に含まれるピークの周波数である。3.1 節で述べたように、等価加振状態の振動応答ではこの周波数にピークがあるが、実稼動状態ではこの周波数にピークがない。

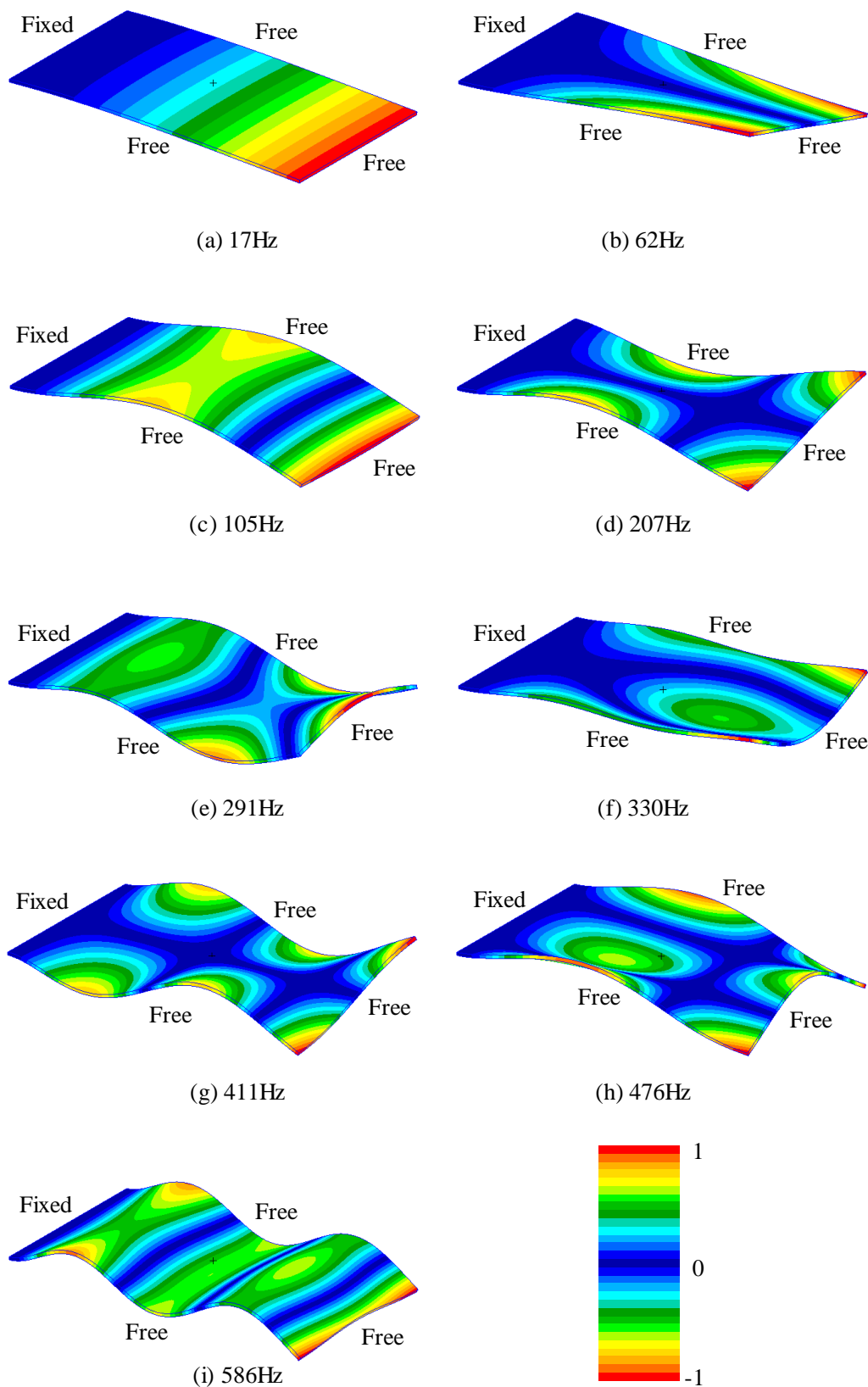


Fig. 3.8 Vibration mode shapes and eigenfrequencies of the cantilever rectangular plate in the Fig.3.6.

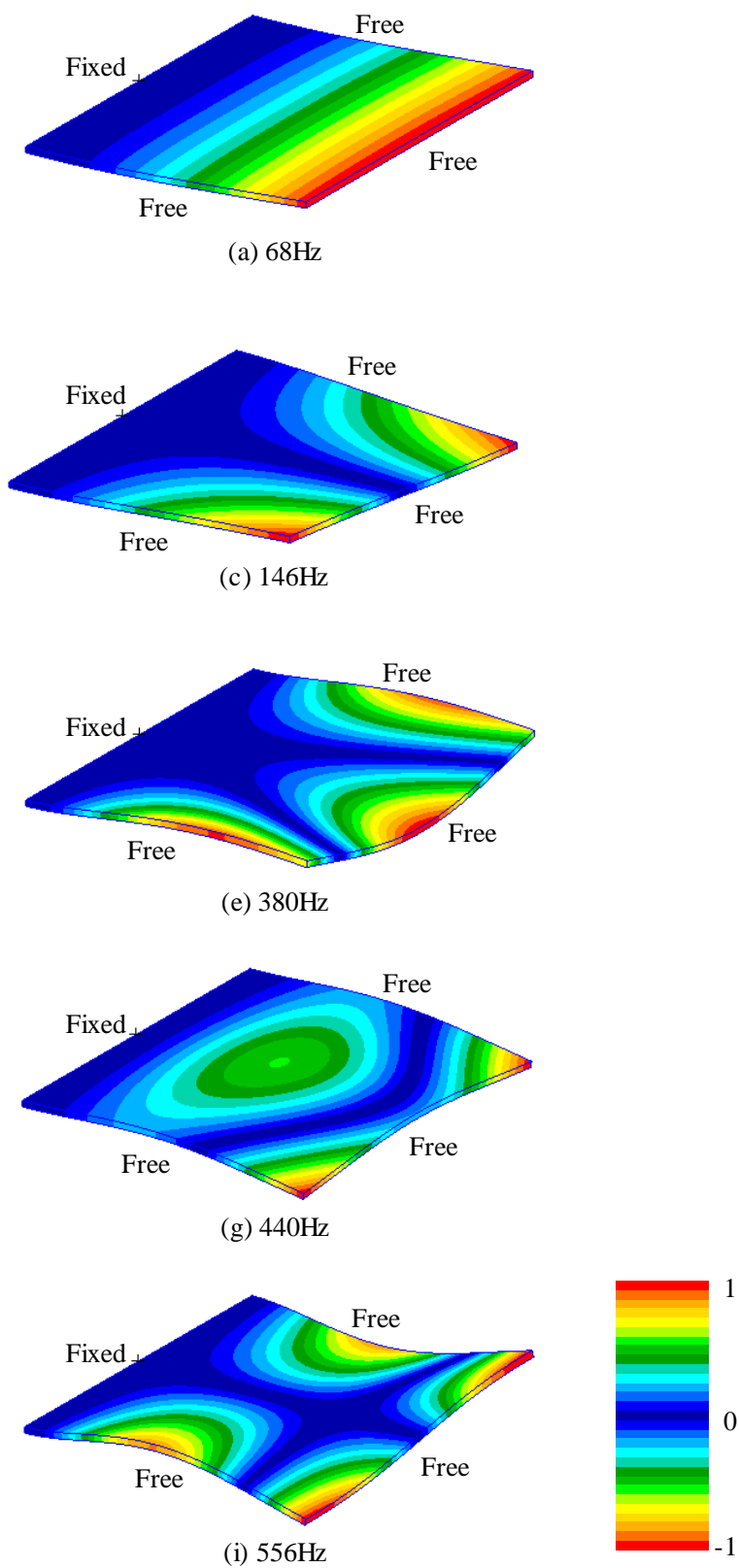
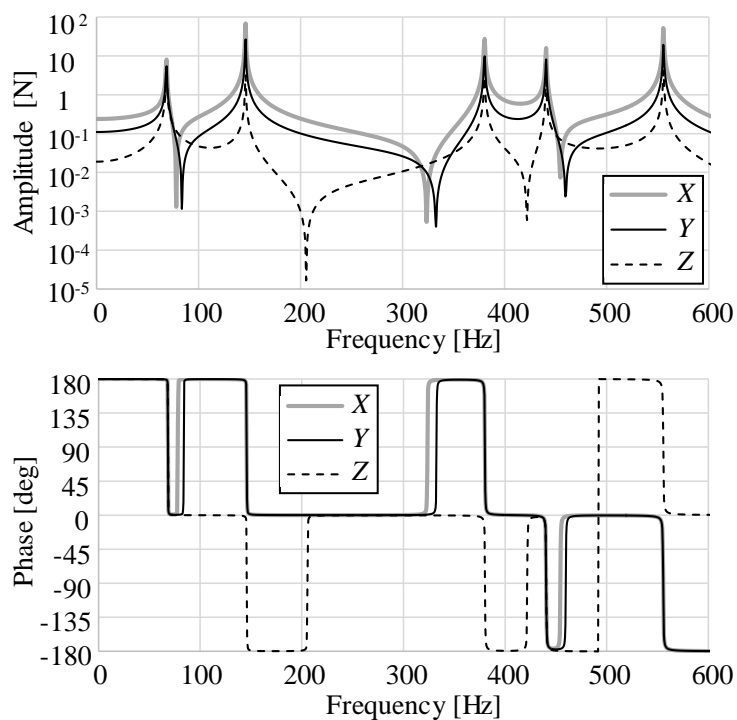
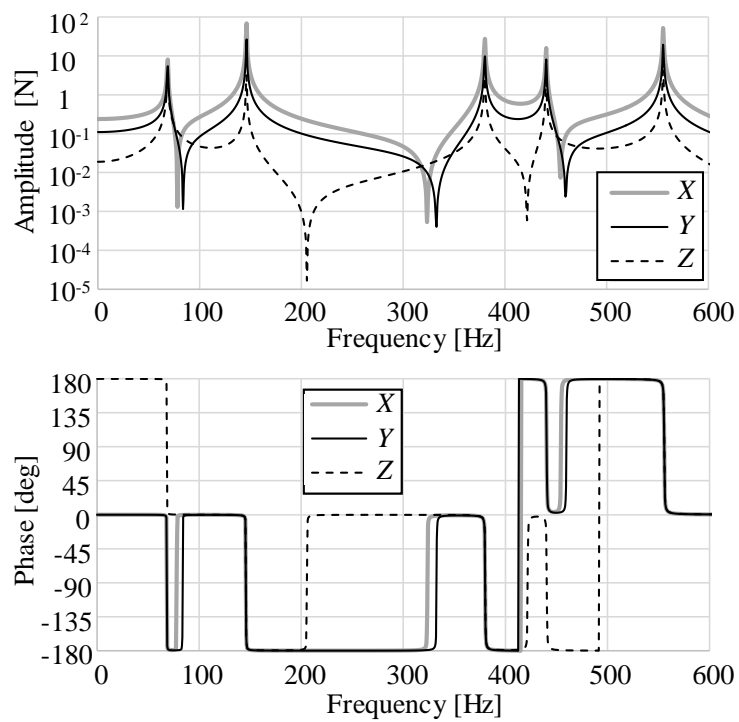


Fig. 3.9 Vibration mode shapes and eigenfrequencies of the cantilever rectangular plate in the Fig. 3.7.



(a) Blocked force at the node B.



(b) Blocked force at the node C.

Fig. 3.10 Frequency spectra of calculated blocked forces at the node B and C in the Fig. 3.7.

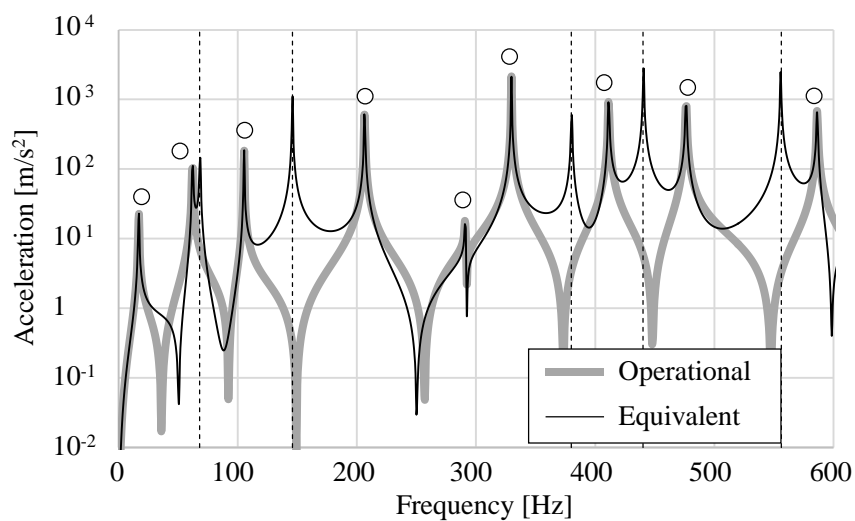


Fig. 3.11 Frequency spectra of calculated vibration accelerations in the direction of  $Z$  at the node A in the Fig. 3.6 under the operational and equivalent conditions as illustrated in the Fig. 3.5(a) and (c). Open circles indicate eigenfrequencies of the full plate in the Fig. 3.8 and dashed lines indicate eigenfrequencies of the half plate in the Fig. 3.9.

## 3.3.2 放射音解析による近似推定誤差の評価

本項では、前項で得た平板の面外振動の解析結果を用いて放射音を計算し、実稼動状態と等価加振状態における観測点での音圧を比較することにより、提案する手法による近似推定誤差を評価する。

## 3.3.2.1 音圧の計算方法

図 3.12 に示すように、音圧の観測点 P の座標を  $(l/2, w/2, h_0)$ 、平板の Z 方向振動加速度の振幅と位相差の分布を  $A(x,y), \Phi(x,y)$  とし、この振動により平板上に点音源が分布すると仮定すれば、音圧  $p(t)$  は次式で表される[101].

$$\left. \begin{aligned} p(t) &= \iint_s \frac{\rho_{air}}{2\pi d(x,y)} A(x,y) \cos[\omega t' - \Phi(x,y)] dx dy \\ t' &= t - \frac{d(x,y)}{v_{air}} \\ d(x,y) &= \sqrt{(x - l/2)^2 + (y - w/2)^2 + c^2} \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

ここで、 $d$  は平板上の任意の点 R と観測点 P の距離、 $\rho_{air}$  は空気の密度、 $v_{air}$  は空気中の音速、 $\omega$  は音の角振動数、 $t$  は時間である。

さらに、前節のように離散化した平板上の節点  $j$  における振動加速度振幅  $A_j$ 、位相差  $\Phi_j$ 、要素面積  $s_j$ 、観測点 P までの距離  $d_j$  と音の周期  $T = 2\pi/\omega$  を用いれば、音圧の実効値  $p_{rms}$  は式 (3.2) のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} p_{rms} &= \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T [p(t)]^2 dt \right\}^{1/2} \\ &= \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T \left[ \iint_s \frac{\rho_{air}}{2\pi d(x,y)} A(x,y) \cos[\omega t' - \Phi(x,y)] dx dy \right]^2 dt \right\}^{1/2} \\ &= \frac{\rho_{air}}{2\pi} \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T \left[ \sum_j \frac{A_j s_j}{d_j} \cos \left( \omega t - \Phi_j - \frac{\omega d_j}{v_{air}} \right) \right]^2 dt \right\}^{1/2} \\ &= \frac{\rho_{air}}{2\sqrt{2} \pi} \left\{ \left[ \sum_j \frac{A_j s_j}{d_j} \cos \left( \Phi_j + \frac{\omega d_j}{v_{air}} \right) \right]^2 + \left[ \sum_j \frac{A_j s_j}{d_j} \sin \left( \Phi_j + \frac{\omega d_j}{v_{air}} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

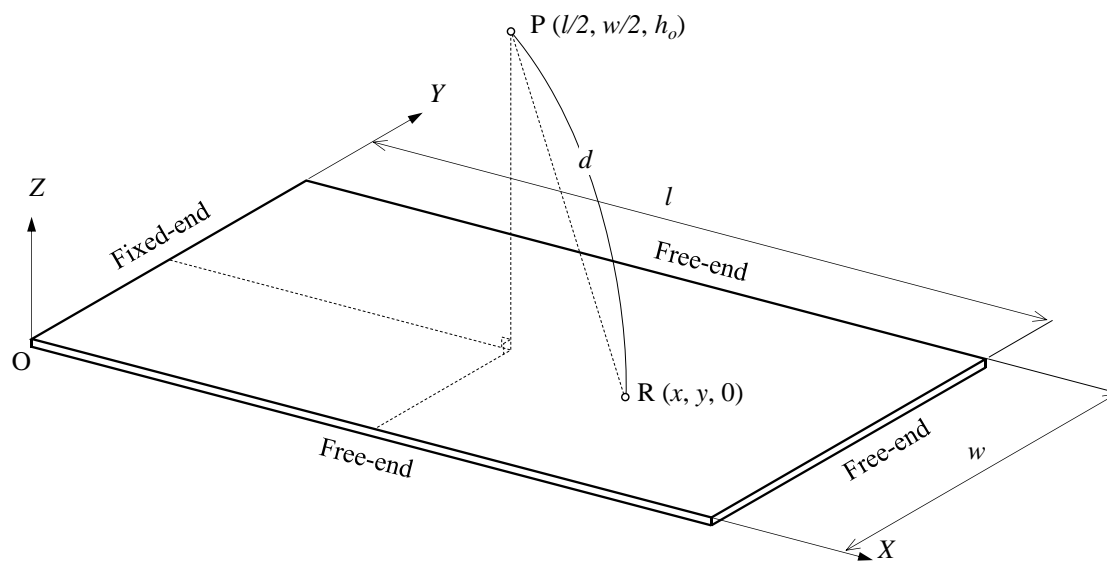


Fig. 3.12 Sound pressure at the point  $P$  is calculated on an assumption that point sound sources are distributed at the whole plate surface.

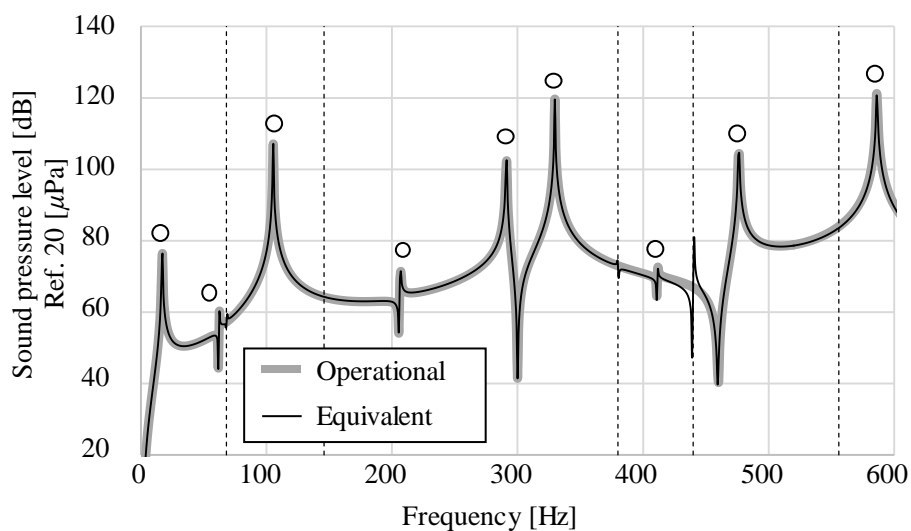
## 3.3.2.2 音圧レベルの比較

音圧の観測点 P と平板の距離  $h_o = 800\text{mm}$ , 空気の密度  $\rho_{air} = 1.29\text{kg/m}^3$ , 空気中の音速  $v_{air} = 331\text{m/s}$  として実稼動状態と等価加振状態における固体伝ば音と空気伝ば音の音圧レベルを比較した結果を図 3.13 に示す. 前述の通り, 固体伝ば音としては  $X \leq l/2$  の平板表面から放射される音を重ね合わせ, 空気伝ば音では  $X > l/2$  とした. また図 3.11 と同様に, 白抜き丸で示すピークは図 3.8 に示す固有振動数であり, 縦の破線は図 3.9 に示す固有振動数すなわち等価加振力に含まれるピークの周波数である.

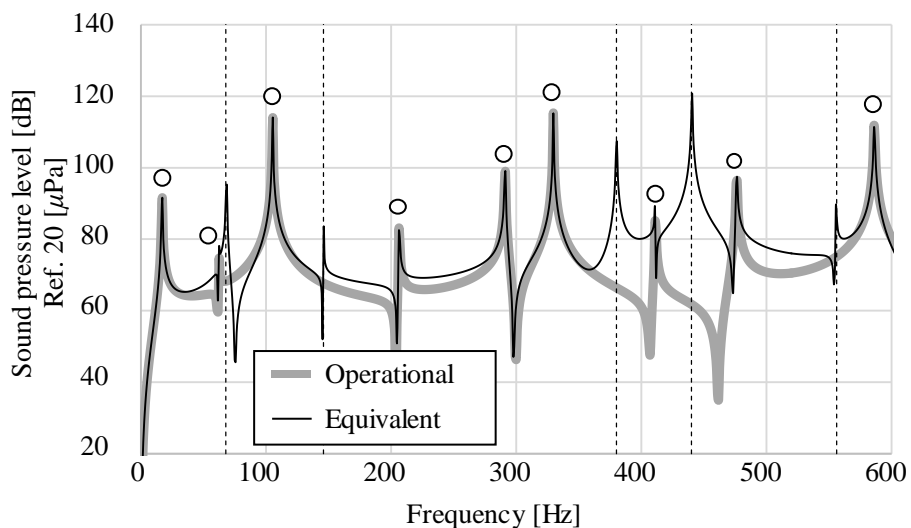
まず, 図 3.13(a) に示す固体伝ば音の音圧レベルを比較すると, 前章で示した理論通り, 両状態における音圧レベルがほぼ等しくなることが確認できる. なお, 図 3.13(a) の等価加振状態には破線で示す 380Hz と 440Hz に小さいピークがあるが, これは有限要素モデルのメッシュサイズに起因して等価加振力に含まれるピークの影響が残ったためと考えられる. 3.1 節で述べた通り, 片持ちはりの振動解析では, 等価加振力として与えたせん断力と曲げモーメントが相殺することによって, 等価加振状態における受動システムの振動からピークが消失したが, 本項の計算においても, せん断力, 曲げモーメント, ねじりモーメントとして作用する等価加振力それぞれのピークの影響が相殺されることになり, ピーク近傍では有限要素モデルのメッシュサイズに起因する等価加振力の計算誤差が音圧レベルの計算精度に対して敏感になったと考えられる. しかし, この 380Hz と 440Hz のピークレベルは比較的小さいので, 本研究で提案する手法の検証に対するメッシュサイズの影響は小さいと考えられる. また, 白抜き丸で示す 62Hz, 207Hz, 411Hz の固有振動数におけるピークのレベルが小さいが, これらの振動モード形状は, 図 3.8 に示すように, 音圧の観測点 P が位置する  $Y=w/2$  の平面に対して逆位相であり, 両側の影響が観測点 P において相殺されるためである.

つぎに, 図 3.13(b) に示す両状態における空気伝ば音の音圧レベルを比較すると, 図 3.11 と同様に, 破線で示す等価加振力のピーク周波数では両状態の音圧レベルの差が大きいが, 白抜き丸で示す固有振動数近傍においては音圧レベル差が小さいことがわかる. したがって図 3.11 の振動解析に続き, 図 3.13(b) の放射音解析においても, 機械システム全体の固有振動数近傍において実稼動状態と等価加振状態の空気伝ば音は近似的に等しくなることが検証できた.





(a) Structure borne noise



(b) Airborne noise

Fig. 3.13 Frequency spectra of calculated sound pressure levels at the point P in the Fig. 3.12 of structure borne and airborne noises under the operational and equivalent conditions as illustrated in the Fig. 3.5(a) and (c). Open circles indicate eigenfrequencies of the full plate in the Fig. 3.8 and dashed lines indicate eigenfrequencies of the half plate in the Fig. 3.9.

### 3.3.3 In-situ blocked force 法と放射音解析による近似推定誤差の評価

前項では、Blocked force を直接的に求め、これを等価加振力として等価加振状態の放射音を計算した。しかし、3.1 節で述べた通り、実際の実験では直接的な方法で Blocked force を測定することは一般に容易ではない。そこで本項では、前項の有限要素モデルに In-situ blocked force 法を適用して Blocked force を間接的に求め、これを等価加振力として等価加振状態における放射音を計算する。図 3.14 はその Blocked force を求めるプロセスを示す。

まず、Blocked force を「加振源システムと受動システムの結合部に相当する  $X=1/2$  上を 10 等分した線分の各中点（図 3.14(a) の Impact points）に作用する Z 方向の集中荷重」と仮定し、各点を加振点として Z 方向に単位加振したときの参照点（図 3.14(a) の Reference points）における Z 方向の振動加速度応答（イナータンス）を求める。このような仮定は実験的に In-situ blocked force 法を適用する際にも必要となる。例えば、機械システムのサブシステム間はボルト締結されることが多いが、「Blocked force はこの締結部の直交 3 方向に作用する」と仮定し、この締結部を直交 3 方向に加振して Blocked force を同定する。Blocked force にはモーメントの成分もあるが、これを求めるためには締結部をモーメント加振する必要がある。一般にモーメント加振は容易ではないため、直交 3 方向のみに Blocked force が作用すると仮定される。したがって、同定された直交 3 方向の Blocked force は、モーメント加振も行って同定した場合の直交 3 方向の Blocked force とは値が異なり、モーメントの影響が加味された値となる。なお参照点は、図 3.14(a) に示すように、受動システム上における  $X=1/4$  の線分を 20 等分したそれぞれの中点に配置した。受動システム上に参照点を配置したのは、第 1 章で述べたように、等価加振状態と実稼働状態が一致するのは、加振源システムではなく受動システムの振動挙動のためである。また、Blocked force の数を 10 と仮定し、参照点の数を 20 としたため、計算するイナータンスの総数は  $10 \times 20 = 200$  となる。図 3.15(a) は #1 の加振点を加振した場合の計算結果である。いずれにも 9 つのピークがあるが、これらは図 3.8 に示す固有振動数である。なお、有限要素モデルは Y 方向に 120 分割しており、各加振点および各参照点に節点が配置されている。

つぎに、図 3.14(b) のように、実稼働状態における各参照点の振動加速度を求める。前項と同様に、加振源の位置は図 3.6 に示す自由端の節点 A であり、Z 方向で 1N 一定の周波数特性として与えた。図 3.15(b) は各参照点における振動加速度応答の計算結果であり、9 つのピークは図 3.8 に示す固有振動数である。

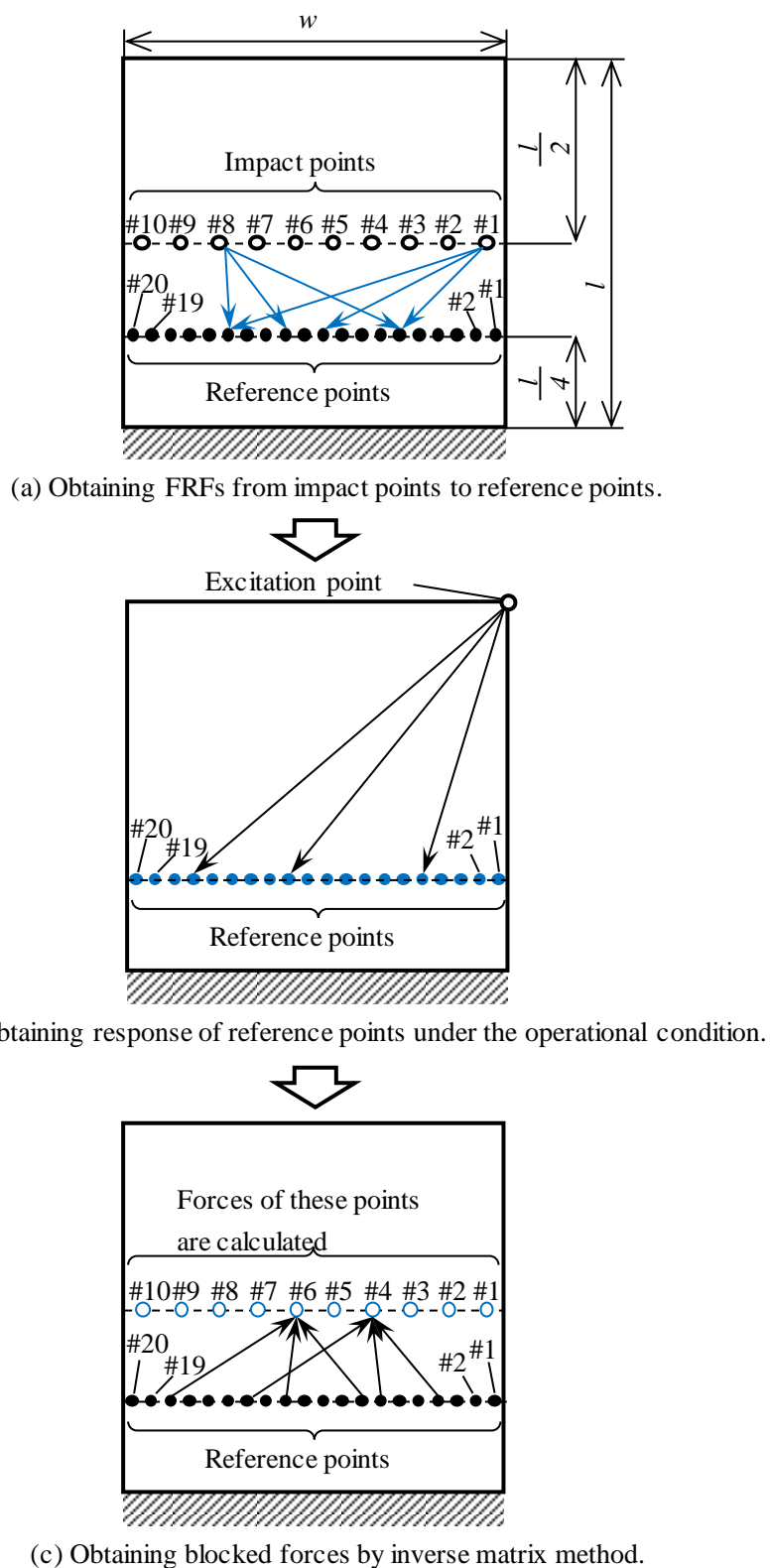
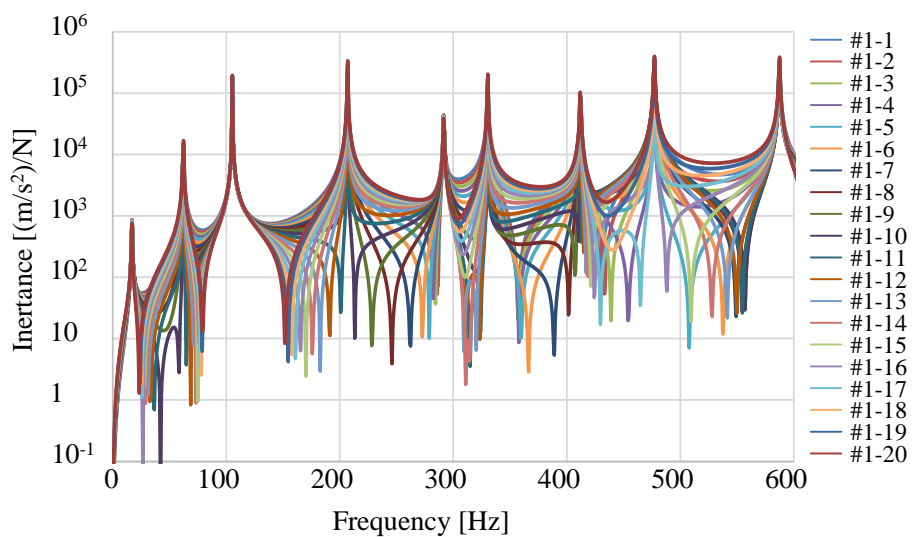
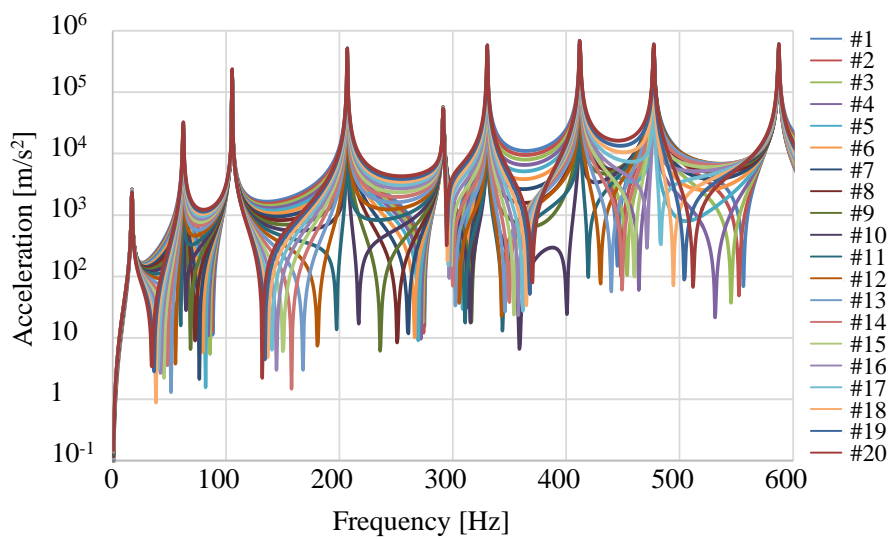


Fig. 3.14 Procedure of obtaining roughly discretized blocked forces by means of the in-situ blocked force approach.



(a) Inertances in the case that impact point is #1.



(b) Accelerations of reference points from #1 to #10.

Fig. 3.15 Frequency spectra of calculated inertances and accelerations as shown in the Fig. 3.15 (a) and (b).

さらに、図 3.14(c) のように、求めたイナータンスと実稼動状態の振動加速度に逆行列法 [40] を適用して Blocked force を算出する。# $j$  の加振点を加振した際の # $k$  の参照点の応答であるイナータンスを  $h_{(k,j)}$ 、実稼動状態における # $k$  の参照点の実稼動状態における振動加速度を  $a_{(k)}$  とすると、# $j$  の加振点における Blocked force  $f_{bl(j)}$  は擬似逆行列を用いて周波数毎に式 (3.3) で計算できる。なお、式 (3.4) は、式 (3.3) 左辺の Blocked force ベクトルを  $\mathbf{f}_{bl}$ 、右辺の加速度ベクトルとイナータンス行列をそれぞれ  $\mathbf{a}$  と  $\mathbf{H}$  に書き換えた。

$$\begin{Bmatrix} f_{bl(1)} \\ \vdots \\ f_{bl(10)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{(1,1)} & \dots & h_{(1,10)} \\ h_{(2,1)} & \ddots & h_{(2,10)} \\ \vdots & & \vdots \\ h_{(19,1)} & & h_{(19,10)} \\ h_{(20,1)} & \dots & h_{(20,10)} \end{bmatrix}^+ \begin{Bmatrix} a_{(1)} \\ a_{(2)} \\ \vdots \\ a_{(19)} \\ a_{(20)} \end{Bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\mathbf{f}_{bl} = \mathbf{H}^+ \mathbf{a} \quad (3.4)$$

ここで、イナータンス行列  $\mathbf{H}$  は正方行列とならないが、参照点の振動加速度ベクトル  $\mathbf{a}$  の要素数が同定する Blocked force  $\mathbf{f}_{bl}$  の要素数よりも多いとき、式 (3.4) からはノルム  $\|\mathbf{a} - \mathbf{H} \mathbf{f}_{bl}\|$  が最小となる解が得られる。実際の計測では参照点の数を同定する Blocked force の数の 2 倍以上とすることにより同定誤差を低減できるとの報告 [38] があるのでこれに従い、加振点の数を 10 としたのに対し参照点の数を 20 とした。

以上のように計算した Blocked force の周波数スペクトルを図 3.16 に示す。図中の縦の破線は、図 3.9 に示す固有振動数であり、Blocked force 本来のピーク周波数である。求めた Blocked force の周波数スペクトルのピークとこの破線の周波数を比較すると、380Hz と 440Hz は一致するが、黒丸で示すピークは破線の周波数と一致していないことがわかる。

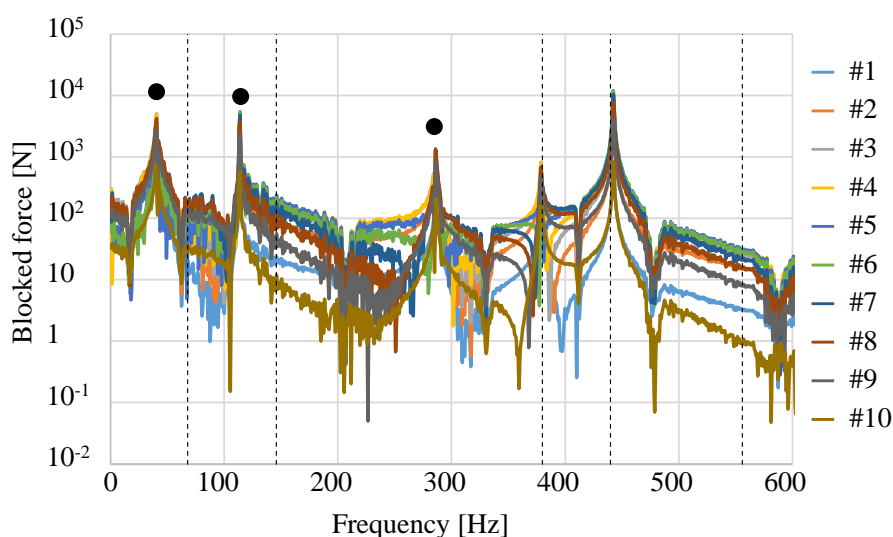


Fig. 3.16 Frequency spectra of calculated blocked forces by means of the inverse matrix method as shown in the Fig. 3.14. Dashed lines indicate eigenfrequencies of the half plate in the Fig. 3.9 and filled circles indicate peaks caused by small singular values of the inertia matrix.

そこでまず、破線の周波数 68Hz, 146Hz, 556Hz にピークがないことについて考察する。前項で述べた通り、等価加振状態の空気伝ば音やこれに相当する振動の周波数スペクトルには等価加振力すなわち **Blocked force** に含まれるピークが現れるが、図 3.11 の振動では破線で示す全ての周波数でピークが顕著であるのに対し、図 3.13(b) の音ではその影響が顕著なのは 380Hz と 440Hz のピークのみで、68Hz, 146Hz, 556Hz のピークは小さい。146Hz と 556Hz に対するこの理由は、図 3.9 に示すように、これらのピークの振動モード形状は、音圧の観測点 P が位置する  $Y=w/2$  の平面に対して逆位相であり、観測点の音圧に対する両側の影響が相殺されるためである。また振動モード形状が同位相である 68Hz については、図 3.8 に示す逆位相の固有振動数 62Hz が近傍にあり、この影響を受けたためと考えられる。したがって、図 3.16 に示す **Blocked force** においても、図 3.14 に示すように加振点と参照点を  $Y=w/2$  に対して対称に配置したため、イナータンスと参照点の振動加速度の影響が互いに相殺されて 68Hz, 146Hz, 556Hz のピークが消失したと考えられる。このため、振動モード形状に応じて相殺されないよう、参照点はランダム配置にすることが好ましいと考えられる。

つぎに、黒丸で示す 40Hz, 114Hz, 285Hz 近傍の 3 つのピークについて考察する。これらのピークの周波数は、図 3.8 に示す固有振動数と一致しないことから、実稼動状態の振動加速度 **a** に含まれるピークの影響ではない。したがって、これらのピークはイナータンス行列の擬似逆行列における値の大きい成分に起因するはずである。ところで、本研究では擬似逆行列の演算方法として式 (3.5) に示す特異値分解を用いたが、イナータンス行列の特異値が非常に小さい場合、その特異値の逆数は非常に大きい値となるため、イナータンス行列の擬似逆行列において値の大きい成分が生じることになる。したがって、黒丸で示す 40Hz, 114Hz, 285Hz 近傍の 3 つのピークもイナータンス行列に含まれる非常に小さな特異値に起因すると考えられる。この現象は逆行列法における数値計算上の誤差として知られ、条件数 (最小特異値に対する最大特異値の比) の大小がその誤差の目安とされている。振動加速度を実験で測定した場合には、その測定誤差がこの成分によって拡大されることになる。

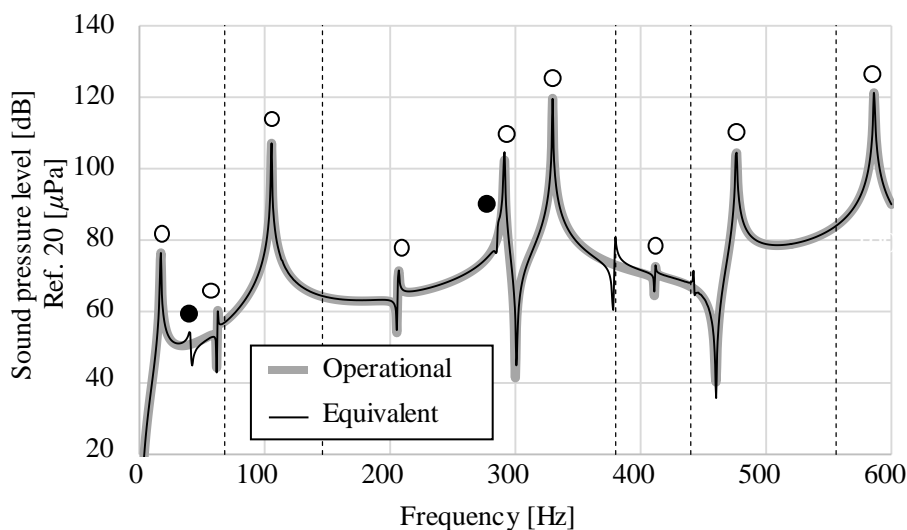
$$\mathbf{f}_{bl} = \mathbf{H}^+ \mathbf{a} \tag{3.4} \text{再掲}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{H}^+ = \{[\mathbf{U}][\mathbf{S}][\mathbf{V}]^*\}^+ &= \left\{ [\mathbf{U}] \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \sigma_1 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \sigma_N \\ 0 & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{V}]^* \right\}^+ \\ &= [\mathbf{V}] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & \vdots & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 & & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 1/\sigma_N & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{U}]^* \end{aligned} \tag{3.5}$$

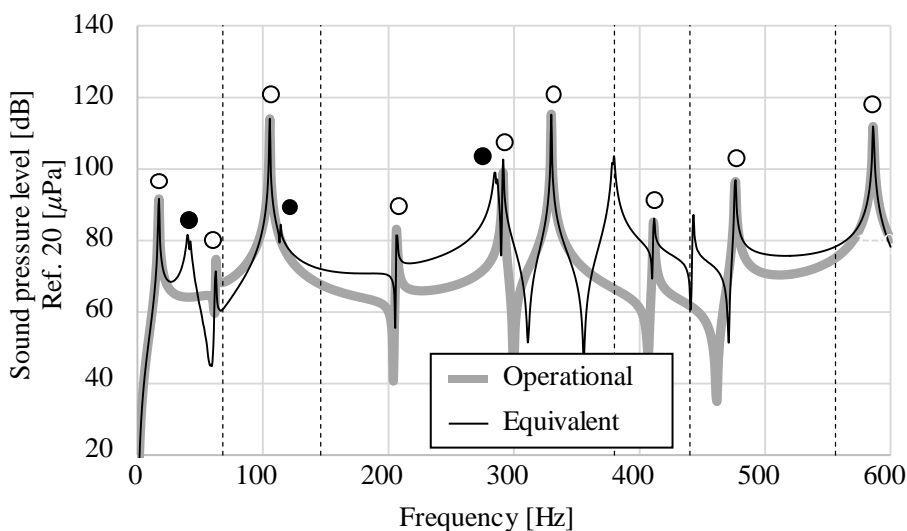
以上のように求めた **Blocked force** を等価加振力として図 3.14(a) の各加振点に与えた等価加振状態と図 3.6 の実稼働状態を比較するために、固体伝ば音と空気伝ば音による図 3.12 の観測点 P での音圧レベルを計算した結果を図 3.17 に示す。図中の白抜きの丸で示すピークは図 3.8 に示す固有振動数であり、縦の破線は図 3.9 に示す固有振動数すなわち **Blocked force** 本来のピーク周波数である。

まず、図 3.17(a) の固体伝ば音を比較すると、図 3.13(a) と同様に両状態の音圧レベルが良く一致していることがわかる。したがって、3.3.1 節で述べたように、本来の **Blocked force** には、せん断力に加え曲げモーメントやねじりモーメントの成分が連続的に分布するが、**Blocked force** を 10 点の Z 方向集中荷重と仮定した場合でも、モーメントの影響が加味された **Blocked force** が同定されるため、**In-situ blocked force** 法で固体伝ば音を推定することができると考えられる。しかし、**Blocked force** の位置と方向を簡略化し過ぎると、等価加振状態における固体伝ば音は実稼働状態との乖離が大きくなると考えらえる。実験的に **Blocked force** を求める場合においても、その位置と方向を仮定する必要があるが、求めた **Blocked force** を用いて推定した固体伝ば音あるいは受動システムの振動が実稼働状態で直接測定した場合とどれくらいの差があるか比較することで、仮定した **Blocked force** の位置と方向の妥当性を確認することができる。

つぎに、図 3.17(b) の空気伝ば音を比較すると、**Blocked force** を直接的に求めた図 3.13(b) と同様に、白抜きの丸で示す固有振動数における両状態の音圧レベルの差は小さい。したがって、**In-situ blocked force** 法を適用した場合においても、機械システム全体の固有振動数近傍において実稼働状態と等価加振状態の空気伝ば音は近似的に等しくなることが検証できた。なお、図 3.13(b) と同様に等価加振状態の 380Hz と 440Hz におけるピークにおいては両状態の音圧レベルの差が大きいが、その他の破線で示す周波数においては音圧レベルの差が小さく、代わりに黒丸で示す 40Hz と 285Hz 近傍のピークにおいて音圧レベルの差が大きい。これは前述のイナータンス行列に含まれる小さな特異値による **Blocked force** のピークの影響である。



(a) Structure borne noise



(b) Airborne noise

Fig. 3.17 Frequency spectra of calculated sound pressure levels at point P in the Fig. 3.12 of structure borne and airborne noise under the operational and equivalent conditions. Sound pressures under the equivalent condition were estimated as illustrated in the Fig. 3.5 using the in-situ blocked force approach. Open circles indicate eigenfrequencies of the full plate in the Fig. 3.8, dashed lines indicate eigenfrequencies of the half plate in the Fig. 3.9 and filled circles indicate peaks caused by small singular values of the inertance matrix.



### 3.4 近似推定誤差を低減する手法の提案

前節までの検討により，機械システム全体の固有振動数近傍において実稼動状態と等価加振状態の空気伝ば音は近似的に等しいため，**In-situ blocked force** 法により空気伝ば音を含む騒音レベルを近似的に推定できると考えられる．しかし，加振源システム単体を結合部で固定した場合の固有振動数 (**Blocked force** 本来のピーク周波数) やイナータンス行列の特異値が小さくなる周波数においては音圧の近似推定誤差が大きくなるため，騒音レベル推定精度の低下に繋がるのが懸念される．ところで，このイナータンス行列の特異値が小さくなる場合に音圧の推定精度が下がるという問題は，**In-situ blocked force** 法を空気伝ば音に適用する場合に限らず，本来の固体伝ば音に適用する場合にも当てはまる．この対策としては，特異値を小さい方からいくつか無効化する方法[40]が知られている．この方法は特異値分解による行列の低ランク近似とも呼ばれ，画像データを圧縮するためにも利用されている．この近似による誤差を示す指標としては，擬似逆行列を構成する特異値の自乗和の割合が用いられる[42]．具体的には， $N$  個の特異値を持つイナータンス行列に対し，式 (3.6) に示す閾値  $\varphi$  を用いて  $M$  ( $< N$ ) 個の特異値により擬似逆行列を構成する．

$$\mathbf{f}_{bl} = \mathbf{H}^+ \mathbf{a} \quad (3.4)\text{再掲}$$

$$\mathbf{H}^+ = [\mathbf{V}] \left[ \begin{array}{cccccccc} 1/\sigma_1 & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \ddots & & \vdots & & & & \vdots \\ \vdots & & 1/\sigma_M & \vdots & & & & \vdots \\ \vdots & & & 0 & & & & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & \vdots & \cdots & \cdots & \cdots & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \end{array} \right] [\mathbf{U}]^* \quad (3.6)$$

$$1 - \sum_{r=1}^M \sigma_r^2 / \sum_{r=1}^N \sigma_r^2 \leq \varphi < 1 - \sum_{r=1}^{M-1} \sigma_r^2 / \sum_{r=1}^N \sigma_r^2$$

そこで本研究においても，この手法を用いてイナータンス行列の特異値が小さくなる場合における音圧の近似推定誤差を小さくできるか否かを試みた．まず，式 (3.6) の閾値  $\varphi=0.001$  としたイナータンス行列の擬似逆行列を用いて求めた **Blocked force** を図 3.18 に示す．図 3.18 を図 3.16 と比較すると，想定通り黒丸で示す3つのピークの値が小さくなっている．しかしこの3つのピークだけではなく，**Blocked force** 本来のピークである 380Hz と 440Hz においても値が小さくなっている．黒丸で示すピークと **Blocked force** 本来のピークは本質的には異なるが，イナータンス行列の小さな特異値が擬似逆行列において大きい値となることに起因するという意味では結果的に同じであり，小さな特異値を無効化することにより，**Blocked force** 本来のピークの値も小さくなったと考えられる．また物理的には，イナータンス行列における小さな特異値はゲインが低いことを意味し，ゲインが低いためにイナータンスの測定誤差の影響が大きくなる場合と，イナータンスの測定誤差ではなく，

反共振の振動モードがある場合があると考えられる。小さい特異値の無効化は、測定誤差の影響が大きい振動モードを除外する場合と、反共振の振動モードを除外する場合があります、図 3.18 に示す黒丸で示すピークと **Blocked force** 本来のピークの低下はそれぞれに対応すると考えられる。

ところで、前述のようにイナータンス行列の小さな特異値による数値計算上の誤差の目安としては条件数が用いられるため、小さな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と擬似逆行列を構成した特異値の数を図 3.19 に示す。まず図 3.19(a)では、小さな特異値の無効化によって条件数を大幅に小さくできていることがわかる。小さな特異値を無効化する前の条件数には白抜き丸で示すピークがあるが、これらの周波数は図 3.8 に示す固有振動数と一致している。一般に固有振動数近傍においては支配的な振動モードが 1 つであり、その振動モードに相当する特異値が大きくなるため条件数にピークが現れると考えられる。なお、図 3.18 において黒丸や破線で示した周波数には条件数のピークがないが、これらの周波数は支配的な振動モードに相当する大きな特異値がないためと考えられる。しかしこれらの周波数でも条件数の値そのものは大きく、図 3.17 に示すような音圧の近似推定誤差に繋がったと考えられる。また図 3.19(b) では、小さな特異値の無効化前は 10 であった特異値の数がほとんどの周波数において 2, 3 個に減っていることがわかる。擬似逆行列を構成する特異値の数としては少なすぎると考えられるが、イナータンス行列の近似誤差としては 0.1% ( $\varphi=0.001$ ) であり実用上は問題ない。ここでは片持ち矩形平板という比較的簡単な構造を対象としているため、振動モードの数が少なく、また各振動モードの影響が重なっている周波数範囲の振動レベルが小さい。これが少ない数の特異値で精度良くイナータンス行列の擬似逆行列を構成できる理由と考えられる。

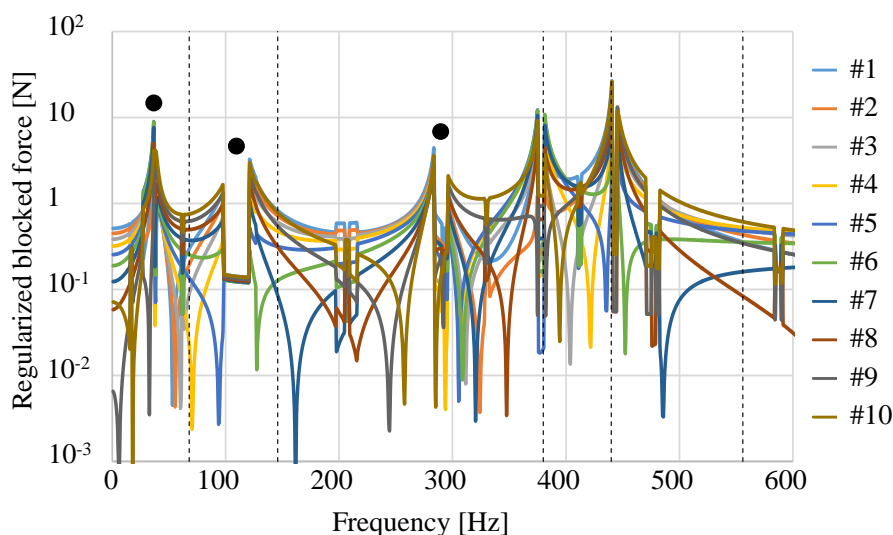
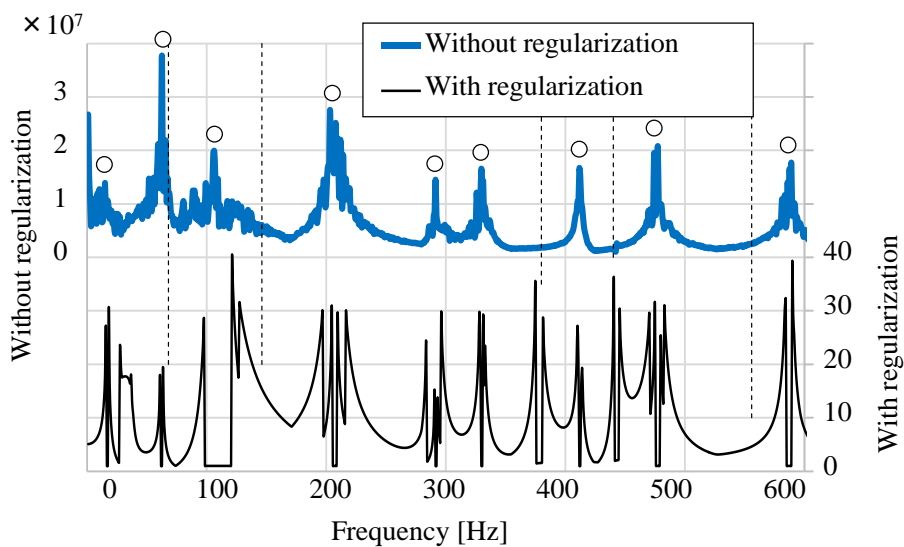
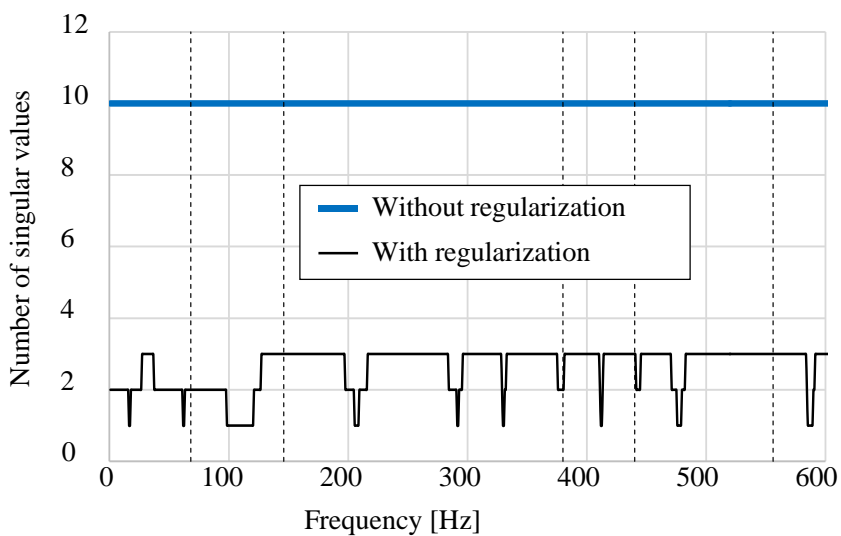


Fig. 3.18 Frequency spectra of calculated blocked forces by means of the inverse matrix method as shown in the Fig. 3.14 with regularization of the inertance matrices ( $\varphi=0.001$ ). Dashed lines indicate eigenfrequencies of the half plate in the Fig. 3.9 and filled circles indicate peaks caused by small singular values of the inertance matrix.



(a) Condition number



(b) Number of singular values

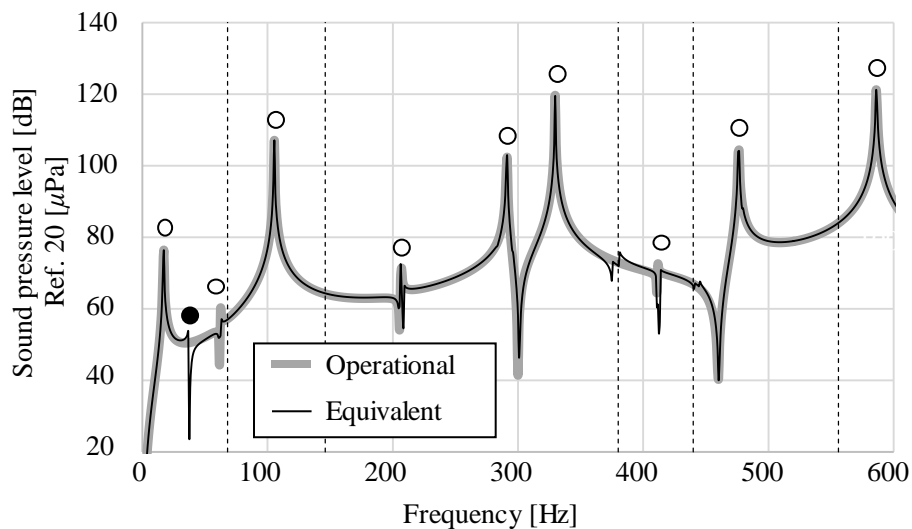
Fig. 3.19 Condition number and number of singular values which compose the inertance matrices with and without regularization ( $\varphi=0.001$ ) for indirect determination of blocked forces using the inverse matrix method.

以上のように求めた **Blocked force** を等価加振力として図 3.14(a) の加振点に与えた等価加振状態と図 3.6 の実稼働状態を比較するために、固体伝ば音と空気伝ば音による図 3.12 の観測点 P での音圧レベルを計算した結果を図 3.20 に示す。図 3.17 と同様に、図中の白抜き丸で示すピークと縦の破線はそれぞれ図 3.8 と図 3.9 に示す固有振動数である。

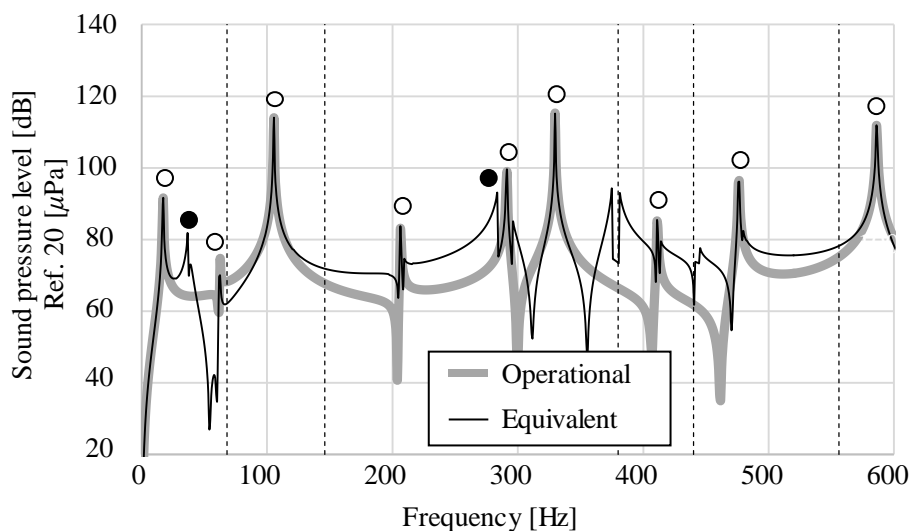
まず、図 3.20(a) の固体伝ば音を比較すると、図 3.17(a) と同様に両状態の音圧レベルは良く一致しており、小さな特異値を無効化する影響はほとんどない。また、図 3.20(b) の空気伝ば音についても、図 3.17(b) と同様に白抜き丸で示す固有振動数における両状態の音圧レベルの差は小さく、さらに黒丸で示す小さな特異値に起因する 285Hz 付近のピークや、破線で示す 380Hz と 440Hz の **Blocked force** 本来のピークにおいても、音圧レベルの差が低減していることがわかる。すなわち、等価加振状態における空気伝ば音には、本来、380Hz と 440Hz にピークがあるべきであるが、実稼働状態の空気伝ば音を推定するという本研究の目的に対しては、小さい特異値の無効化により **Blocked force** 本来のピーク値を低下させることが好都合であり、固有振動数における音圧だけでなく、全周波数を対象とする OA 値の推定も可能になると考えられる。また、黒丸で示す 40Hz 近傍のピークについては音圧レベルの差があまり低減されていないが、小さな特異値をもう少し無効化することにより低減できると考えられる。

そこでつぎに、式 (3.6) の閾値  $\varphi=0.5$  とした場合における条件数と特異値の数を図 3.21 に、音圧レベルを図 3.22 に示す。まず図 3.22(b) の空気伝ば音において、図 3.20(b) において黒丸で示した小さな特異値に起因するピークや破線で示した **Blocked force** 本来のピークによる影響は消失している。したがって、これらの影響による音圧レベルの差を低減することだけを考えるならば、閾値  $\varphi$  は大きい方が良く考えられる。

しかし、イナータンス行列の近似誤差は 50% と大きく、図 3.21(b) に示す通り擬似逆行列を構成する特異値はほとんどの周波数において 1 つしかない。図 3.22 に示す通り、白抜き丸で示す固有振動数のピークにおいては等価加振状態と実稼働状態の音圧レベルの差が小さいが、これは前述の通り、対象としている片持ち矩形平板の各振動モードの影響が重なっている周波数範囲の振動レベル小さく、各固有振動数において特異値 1 つで精度良くイナータンス行列の擬似逆行列を構成できるためと考えられる。実際の実験においては各振動モードの影響が重なっているため、このように閾値  $\varphi$  を大きくすると各固有振動のピークにおける音圧レベルの差が大きくなると考えられる。また、絶対値は小さいものの、ピーク以外の周波数帯域における等価加振状態と実稼働状態の音圧レベルの差が目立つ。これは小さい特異値を過剰に無効化したためと考えられる。すなわち閾値  $\varphi$  をあまり大きくすると周波数全体のオーバーオール値（以下、音圧 OA 値）の近似推定誤差は逆に大きくなると考えられる。

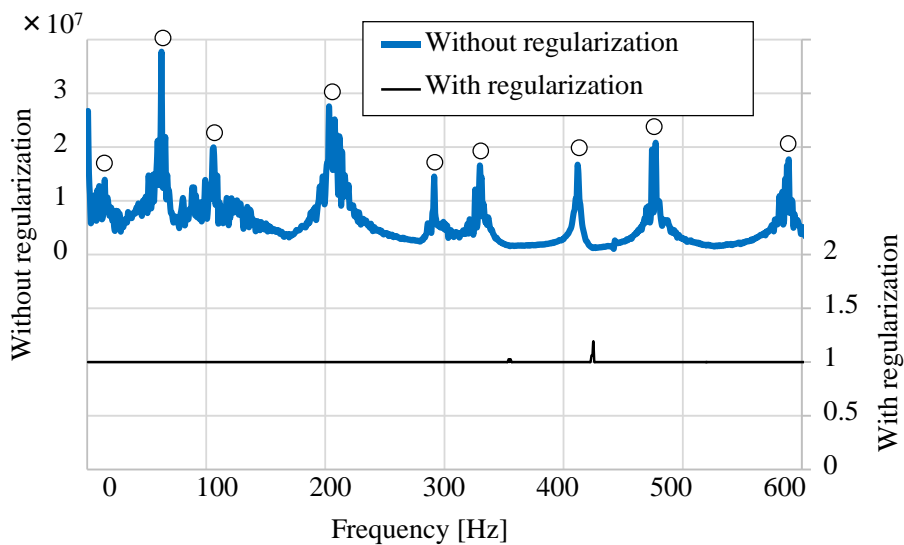


(a) Structure borne noise

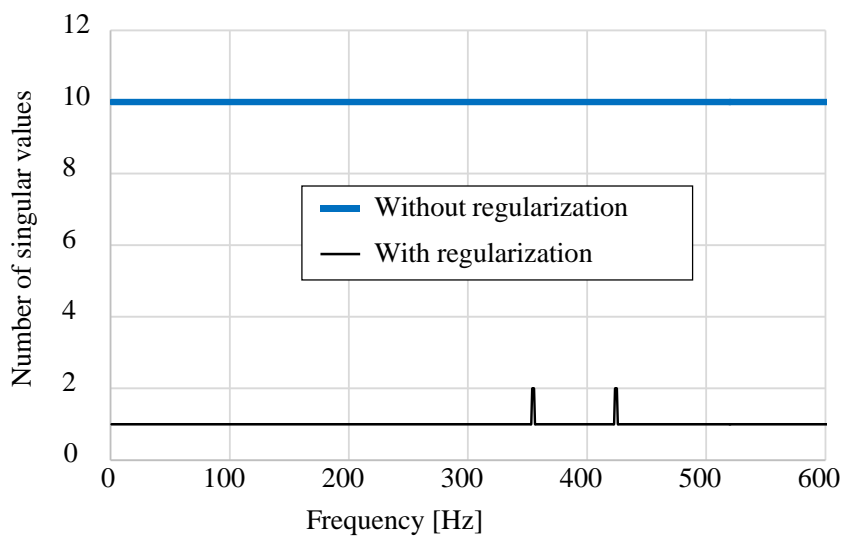


(b) Airborne noise

Fig. 3.20 Frequency spectra of calculated sound pressure levels at point P in the Fig. 3.12 of structure borne and airborne noise under the operational and equivalent conditions. Sound pressures under the equivalent condition were estimated as illustrated in the Fig. 3.5 using the in-situ blocked force approach with regularization of the inertance matrices ( $\varphi=0.001$ ). Open circles indicate eigenfrequencies of the full plate in the Fig. 3.8, dashed lines indicate eigenfrequencies of the half plate in the Fig. 3.9 and filled circles indicate peaks caused by small singular values of the inertance matrix.

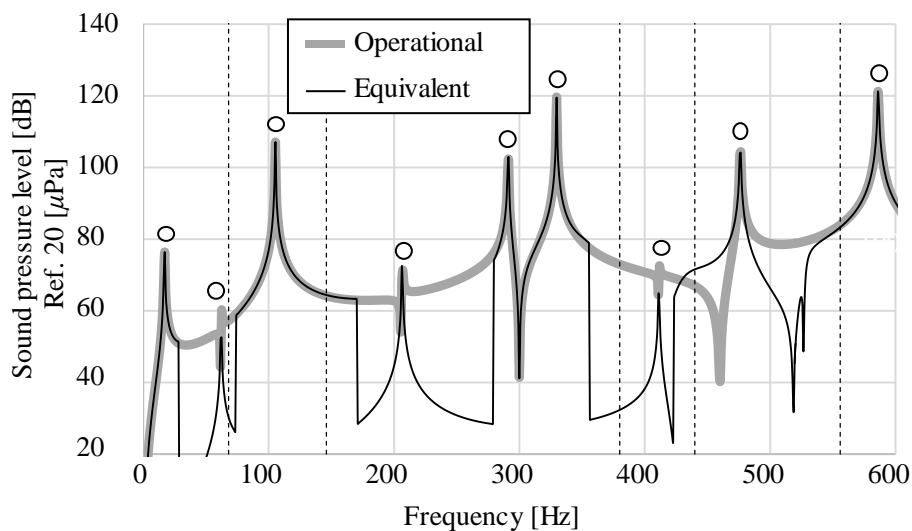


(a) Condition number

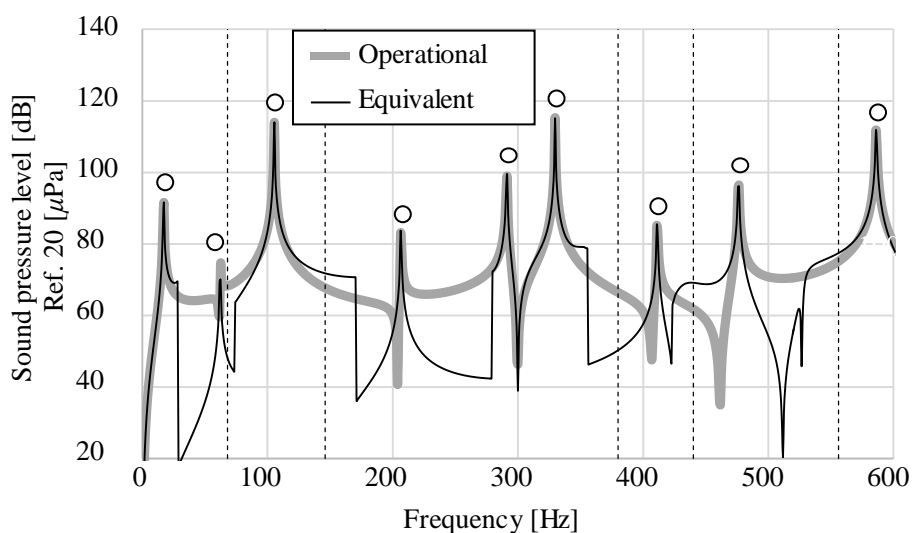


(b) Number of singular values

Fig. 3.21 Condition number and number of singular values which compose the inertance matrices with and without regularization ( $\rho=0.5$ ) for indirect determination of blocked forces using the inverse matrix method.



(a) Structure borne noise



(b) Airborne noise

Fig. 3.22 Frequency spectra of calculated sound pressures at point P in the Fig. 3.12 of structure borne and airborne noise under the operational and equivalent conditions. Sound pressures under the equivalent condition were estimated as illustrated in the Fig. 3.5 using the in-situ blocked force approach with regularization of the inertance matrices ( $\varphi=0.5$ ). Open circles indicate eigen-frequencies of the full plate in the Fig. 3.8, dashed lines indicate eigen-frequencies of the half plate in the Fig. 3.9.

したがって、閾値  $\varphi$  には音圧 OA 値の近似推定誤差を最小限にするための最適値が存在すると考えられる。そこで等価加振状態と実稼動状態の音圧 OA 値の差に対する指標として式 (3.7) を用い、閾値  $\varphi$  に対するこの値の変化を調べた。式 (3.7) において  $p$  は式 (3.2) で計算した各周波数における音圧[Pa]の実効値を示し、添字の  $op$  は実稼動状態、 $eq$  は等価加振状態を示す。

$$\text{Errorrate of overall value} = \left( \left| \sum p_{eq}^2 - \sum p_{op}^2 \right| / \sum p_{op}^2 \right) \times 100 \quad (3.7)$$

特異値を無効化しない場合および閾値  $\varphi$  を  $10^4, 10^3, 10^2, 0.1, 0.5$  とした場合において、空気伝ば音と固体伝ば音それぞれにおける式 (3.7) の値と条件数の最大値を図 3.23 に示す。まず固体伝ば音については、閾値  $\varphi$  が小さいほど音圧 OA 値の近似推定誤差が小さく、閾値を大きくして無効化する特異値の数を増やすほど近似推定誤差が大きくなる。しかし前述の通り、実際の実験では、測定誤差と過大な条件数による影響を低減するためには小さな特異値をある程度は無効化する必要があり、目安として条件数が 50 以下ならその影響は十分小さいとの報告[40]がある。また、 $\varphi=0.5$  など閾値を大きくしすぎると多数の固有モードを表現しきれなくなり、近似推定誤差はもっと大きくなると考えられる。

一方、空気伝ば音については、閾値  $\varphi=0.1$  の近傍に音圧 OA 値の近似推定誤差の極小値がある。しかし、固体伝ば音の場合と同様に、実際の実験における測定誤差や過大な条件数の影響、多数の固有モードを考慮すると最適な閾値は変わると考えられる。この計算から導き出せる指針としては、閾値をどの程度とすれば Blocked force 本来のピークによる近似推定誤差を小さくできるかであるが、図 3.23 では  $\varphi=10^{-3}$  で空気伝ば音の近似推定誤差が数%となる。このときの条件数は約 40 であるが、これは上述の実験的な条件数の目安と近い。

以上より、実際の実験における閾値の最適化は対象とする機械システム全体の特性に依存すると考えられるため個別に調べる必要があるが、固体伝ば音の場合と同様に条件数が過大とならない程度に閾値をなるべく小さく設定することが、空気伝ば音の近似推定誤差を低減するための指針にもなると考えられる。



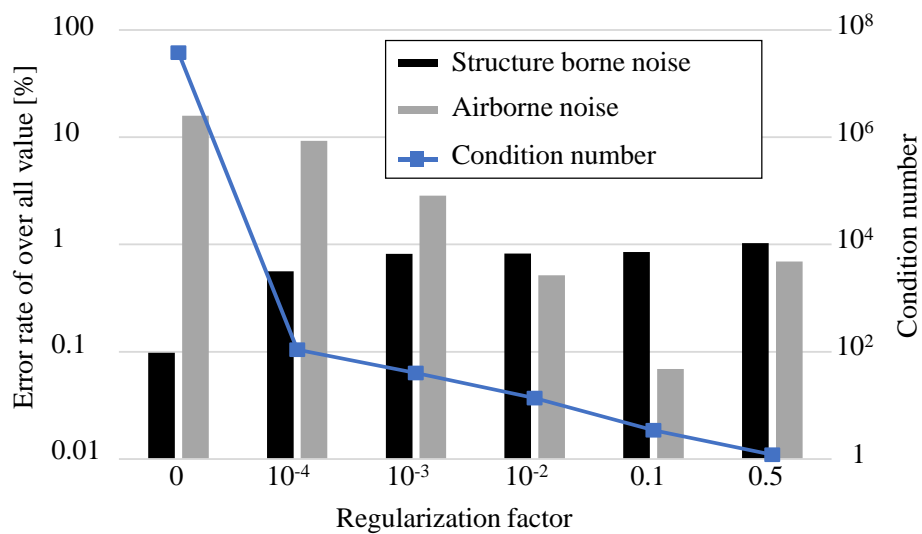


Fig. 3.23 Estimation error rates of sound pressure overall values under the equivalent condition by means of the in-situ blocked force approach with and without regularization of the inertance matrices.

### 3.5 結言

本章では、前章で提案した **In-situ blocked force** 法と TPA の組み合わせによる空気伝ば音の近似的推定手法の有用性を前章よりも高次の連続体モデルによる数値解析で検証すべく、片持ちはりの振動解析と片持ち矩形平板の振動放射音解析を実施し、以下の結果を得た。

- (1) 片持ちはりの自由端側の一部を加振源システムとし、これと結合する固定端側の残りの部分を受動システムとする場合に対し、加振源として自由端に 1N 一定の周波数特性の力を与えた「実稼働状態」における結合部の振動と、片持ちはりの結合部を静止拘束した場合の拘束力すなわち加振源システムの **Blocked force** を FEM により求めて結合部に与えた「等価加振状態」における結合部の振動が概ね一致することを示し、高次の連続体モデルにも **In-situ blocked force** 法の理論が適用できることを確認した。
- (2) **Blocked force** にはピーク周波数があるが、機械システムの結合部にこれを与えても、結合部を含む受動システムの応答にはこのピークが現れないことが特徴であることを指摘し、また、第2章の3自由度モデルでは、**Blocked force** のピークと機械システムの結合部を加振するときの反共振が相殺することで受動システムの応答にこのピークが現れないのに対して、上記、片持ちはりの連続体モデルでは、**Blocked force** のせん断力と曲げモーメントが相殺することで受動システムの応答にはこのピークが合われないことを示し、受動システムの応答に **Blocked force** のピークが現れないメカニズムが両方のモデルで異なることを指摘した。
- (3) 片持ち矩形平板の自由端側の一部を加振源システムとし、これと結合する固定端側の残りの部分を受動システムとする場合に対し、FEM により、加振源として自由端の角に 1N 一定の周波数特性の力を与えた「実稼働状態」において、受動システム部から放射される固体伝ば音による観測点での音圧と、片持ち矩形平板の結合部を静止拘束した場合の拘束部における全節点の拘束力すなわち加振源システムの **Blocked force** を求めてこれを結合部に与えた「等価加振状態」において、受動システム部からの放射音による同観測点での音圧を比較し、両者が概ね一致することを示すことにより、この解析モデルにおいて **In-situ blocked force** 法の理論が適用できることを確認した。
- (4) 片持ち矩形平板の放射音解析において、「実稼働状態」において加振源システム部から放射される空気伝ば音による観測点での音圧と、「等価加振状態」において加振源システムからの放射音による同観測点での音圧を比較して、片持ち矩形平板全体の固有振動数近傍において両者が概ね一致することを示し、提案した推定手法の妥当性を検証した。

- (5) 片持ち矩形平板の加振源システム部に対し、結合部における有限要素モデルの一部の節点に作用するせん断力が結合部における全節点の **Blocked force** を代表できるものと仮定し、この一部の節点から受動システム上に配置した複数の参照点までのイナータンスと「実稼働状態」における各参照点の振動加速度を用い、**In-situ blocked force** 法により、一部の節点におけるせん断力で代表させた **Blocked force** を求めた。そして、求めた **Blocked force** を片持ち矩形平板の全体モデルの結合部における対応する各節点に与えた「等価加振状態」において、加振源システムからの放射音による観測点での音圧を求め、これを「実稼働状態」において加振源システムから放射される空気伝ば音による観測点での音圧と比較し、片持ち矩形平板全体の固有振動数近傍において両者が概ね一致することを示すことにより、提案した推定手法の妥当性を検証した。
- (6) 逆行列法における数値計算上の誤差を低減する手法として、擬似逆行列計算に特異値分解を利用して小さい特異値のいくつかを無効化する手法を取り上げて、**Blocked force** 算出に適用し、この小さい特異値を無効化する手法が、逆行列法の数値計算上の誤差だけでなく、**Blocked force** 本来のピークに起因する誤差すなわち提案する手法の近似推定誤差の低減にも有効であること示し、これを **In-situ blocked force** 法による空気伝ば音の近似推定誤差を低減手法として提案した。

## 第4章

# 電動パワーステアリングシステムの ラトル音を対象とした 車両走行試験による実験的検証

### 4.1 緒言

本章では、本研究で提案する空気伝ば音の推定手法を実験的に検証した結果について述べる。対象は自動車用電動パワーステアリングシステム (Electric Power Steering system, EPS) のラトル音 (rattle noise, ガタガタ, ゴトゴトという音) である。EPS のラトル音は、内部における部品間の衝突によって生じ、タイヤやエンジン等の車両走行時における他のノイズに比べて騒音レベルが小さい。そこでハンドルの中心近傍に設置したマイクロホンによってラトル音を測定することにした。したがって、測定する音圧はハンドルから放射される音が支配的で、ハンドルを含む EPS を加振源システムとすれば、空気伝ば音が支配的となる。また、部品間の衝突により固有振動数における振動が支配的になると考えられ、また EPS は結合される車体フレーム (受動システム) と比較して極端に小さくないと考えられるため、本研究で提案する手法を適用できると考えられる。なお、EPS が結合される車体フレームを介して車内の内装などから放射される音が固体伝ば音となる。

本研究で提案する手法の用途は、機械システムのサブシステムを開発する段階において単体試験の結果から機械システム全体の実稼動状態での騒音レベルを推定することであり、ラトル音の場合、EPS の単体試験によって車両走行時の騒音レベルを推定することである。したがって、本研究で提案する手法を実験的に検証するためには、EPS 単体試験の結果からラトル音を推定し、車両走行時に測定したラトル音と比較する必要がある。また、ラトル音の加振源は EPS 内部における部品間の衝突であるため、EPS 単体試験では、車両走行時におけるその衝突を再現する必要がある。部品間の衝突は路面からの逆入力荷重やタイヤの運動に起因するため、これに相当する EPS の外部入力を再現する必要がある。しかし、この外部入力を単体試験で正確に再現することは難しく、推定値と測定値の差にはこの外部入力の再現精度による影響も含まれてしまう。そこでまず本章では、図 4.1 に示すように、車両走行時における EPS の Blocked force を In-situ blocked force 法で同定して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、同時に測定したラトル音と比較することにより、本手法を検証した結果について述べる [102][103].

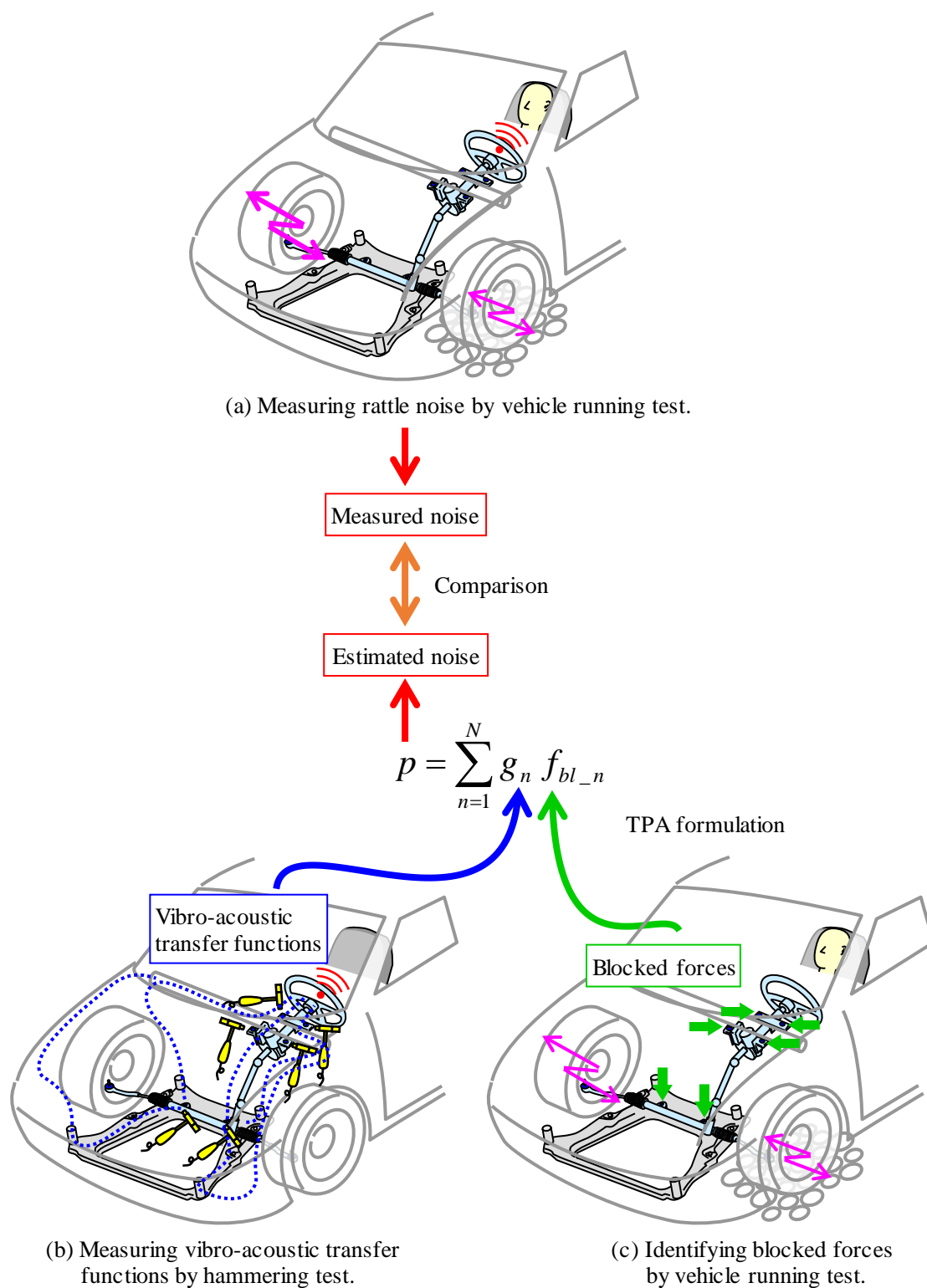


Fig. 4.1 Schematic view of experimental verification for the noise estimation method, in which blocked forces are identified by vehicle running test and the estimated noise is compared with the noise measured with the same vehicle running test.

## 4.2 電動パワーステアリングシステムのラトル音

### 4.2.1 ラトル音の特徴と測定方法

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が低いことは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。このとき、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4.2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わかった。図4.3(a)は、このように測定した音圧を短時間フーリエ変換(STFT)によって分析し、音圧の周波数成分の時間変化を求めた結果である。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4.3(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4.2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のバンドパスフィルタとA特性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、このラトル音はハンドルから放射される音が支配的であり、ハンドルを含むEPSを加振源システムとするため、測定する音は空気伝ば音が支配的となる。なお、マイクロホンとコラムシャフト先端(ハンドルを固定する部位)の距離を15mmとして音圧を測定し、車両走行試験は全て図4.4に示すFord Lommel Proving Groundにおける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。

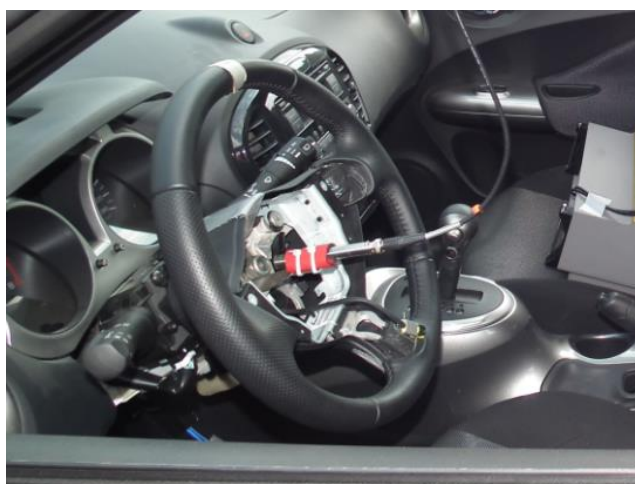
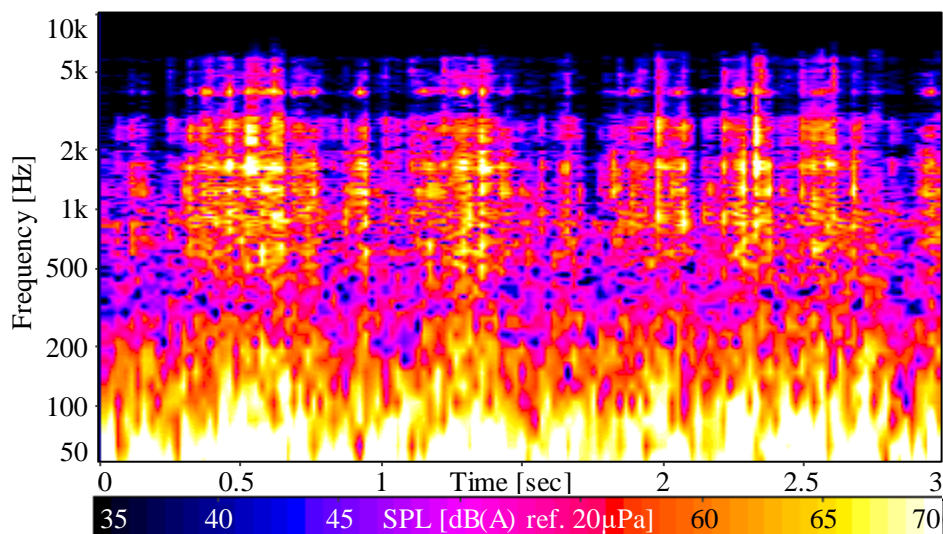
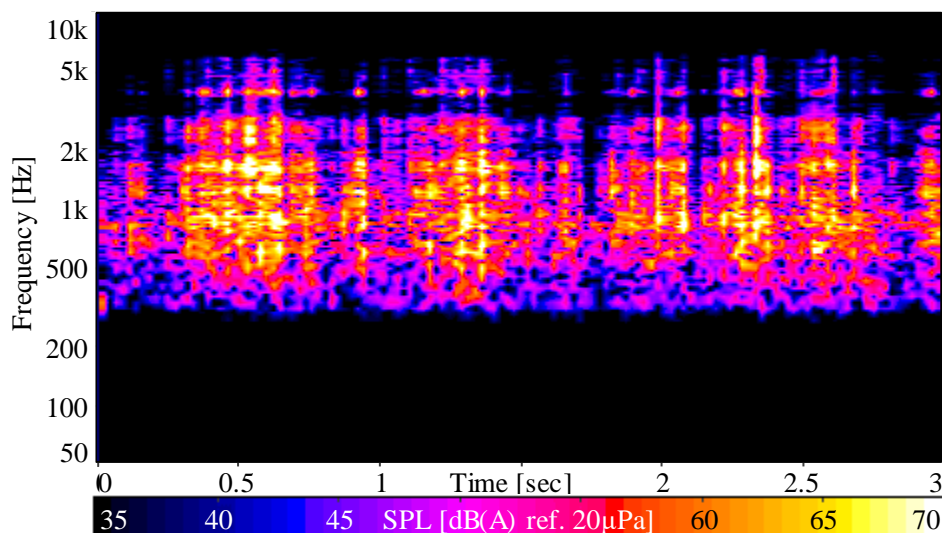


Fig. 4.2 Photo of a microphone mounted at the steering wheel center without the airbag module.



(a) Original sound.



(b) Rattle noise component extracted by a band-pass filter.

Fig. 4.3 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.



Track No.4 (Durability testing)

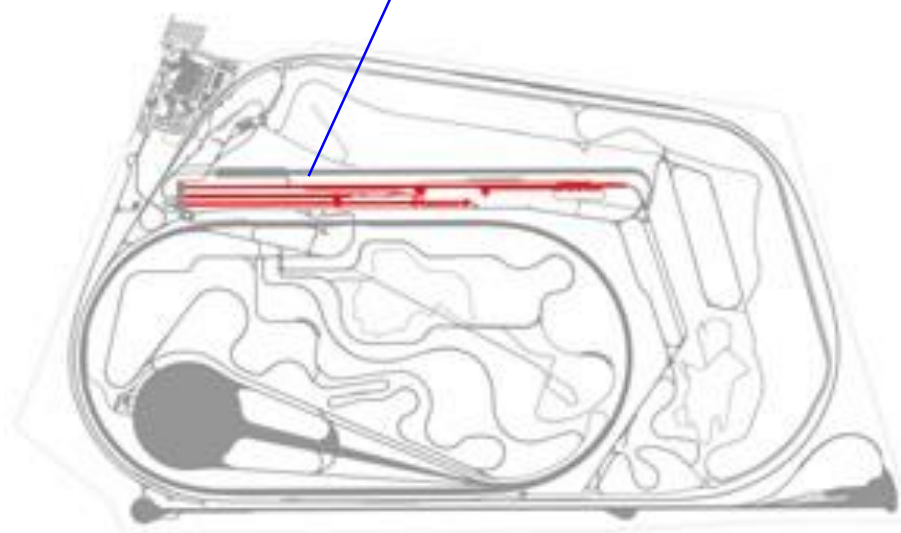


Fig. 4.4 The test course of cobble road in the Ford Lommel Proving Ground.  
(<https://www.fordlpg.com/en/>)



#### 4.2.2 ラトル音の発生メカニズム

本章で用いたコラム式 EPS の構造概略図を図 4.5 に示す。ハンドルから入力された操舵力は、ウォームホイールによって減速される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る。前述のようにラトル音は部品間の衝突により発生する音であるが、この逆入力荷重とモータのトルクにより各部品が相対変位して、衝突が発生すると考えられる。しかし、衝突が発生する可能性がある接触箇所は図 4.5 に示すように多数存在し、聴感上、ラトル音の発生周期や騒音レベルは不規則であるなど、その発生メカニズムは不明なことが多い。そこで、車両走行時における中間軸のトルク、両タイロッドの軸力、モータの三相電流を測定し、ラトル音の発生タイミングとの関係を比較した。図 4.6 はその結果を示す。図 4.6 の上段、中段および下段に示す緑の波形は、全て同一であり、図 4.2 のようにハンドル中心近傍に設置したマイクロホンによって測定した音圧から前述のフィルタにより抽出したラトル音成分である。したがって、音圧波形におけるスパイクは聴感におけるラトル音の発生を示す。まず上段における中間軸のトルクとラトル音を比較すると、中間軸のトルクが零となる瞬間にラトル音が発生していることがわかる。すなわち、トルクの正負反転によって中間軸の捻り方向の隙間やラックアンドピニオンのバックラッシュに起因する衝突が発生していると考えられる。つぎに中段における両タイロッドの軸力とラトル音を比較すると、両タイロッドの軸力が等しくなる（中間軸のトルクが零となる）瞬間に加え、軸力の一方が零となる瞬間にもラトル音が発生する場面があることがわかる。このとき、もう一方の軸力が大きい場合が多いことから、ラックアンドピニオンで伝達される力が大きく、ラック背面から予圧を与えているばねのストローク限界に達して、衝突が発生していると推測される。さらに、下段におけるモータ電流とラトル音を比較すると、いずれかの相電流が零となる瞬間にラトル音が発生する場面がある（矢印で示す箇所）ことがわかる。これに対しては ECU に内蔵されている電流計の分解能に起因してトルク制御が不安定になることが関係すると推測されるが、ラトル音の騒音レベルに対しての影響は小さい。ラトル音の騒音レベルに対しての影響が大きいのは中間軸のトルクとタイロッドの軸力であり、その変動周期は比較的一定である。そこで車速を変化させて測定した中間軸のトルクとタイロッドの軸力の周波数分析結果を図 4.7 に示す。中間軸のトルクには 13Hz 付近にピークがあり、タイロッドの軸力には加えて 15Hz 付近にピークがあり、いずれのピークも周波数は車速によって変化していない。すなわち、これらのピークはシャシー系の固有振動数と考えられる。したがって、ラトル音の発生メカニズムとしては、図 4.8 に示すように、まずタイヤから入力された荷重とタイヤの舵角方向あるいは垂直方向の振動モードによる低周波共振（13～15Hz）が発生する。そしてこの低周波共振によって隙間やバックラッシュにおける部品間の衝突が発生し、この衝突によって発生する高周波振動（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ると考えられる。

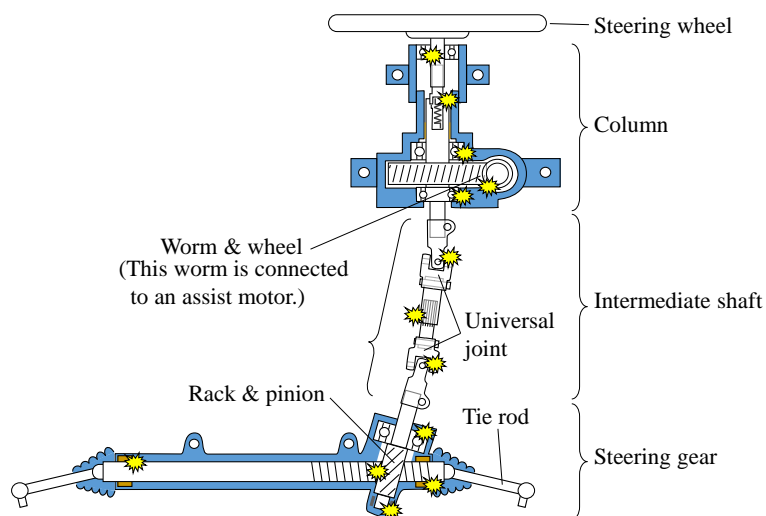


Fig. 4.5 Schematic view of a column type EPS. Yellow marks indicate potential sources of rattle impact.

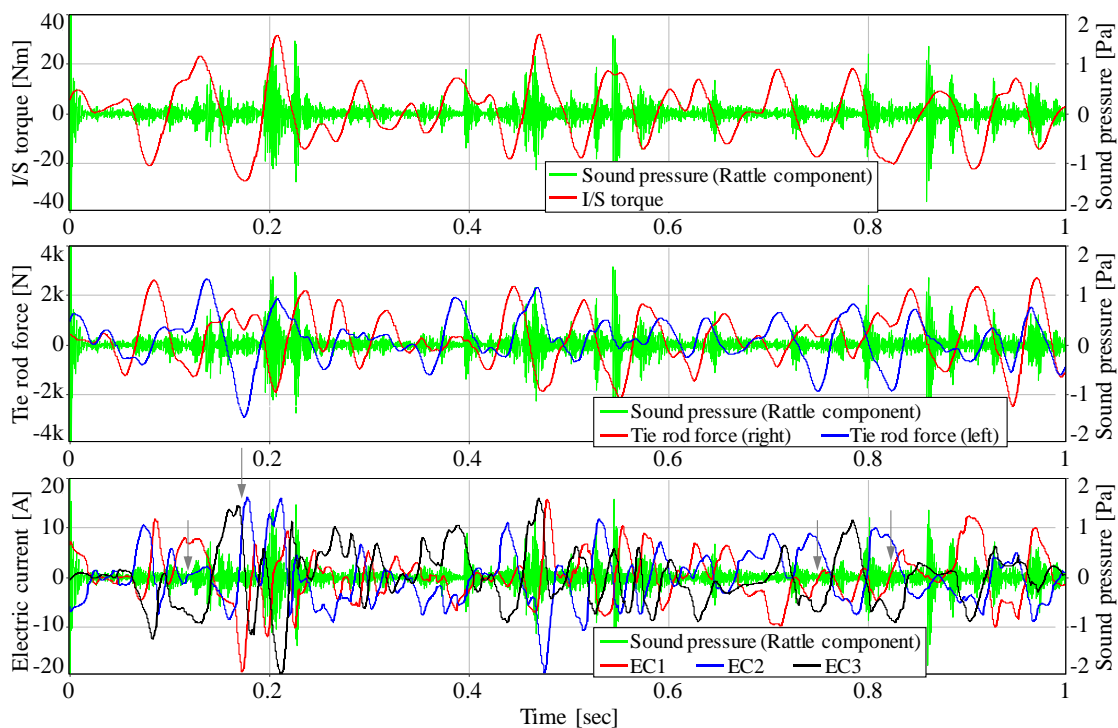
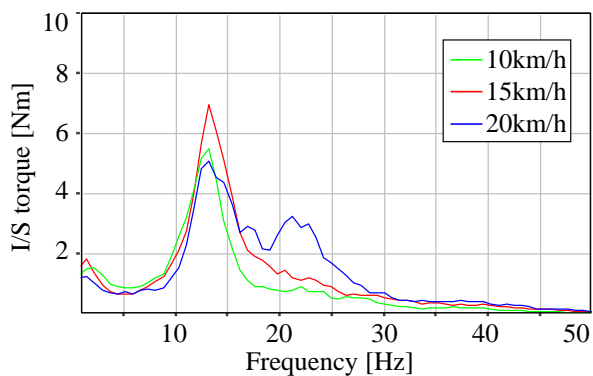
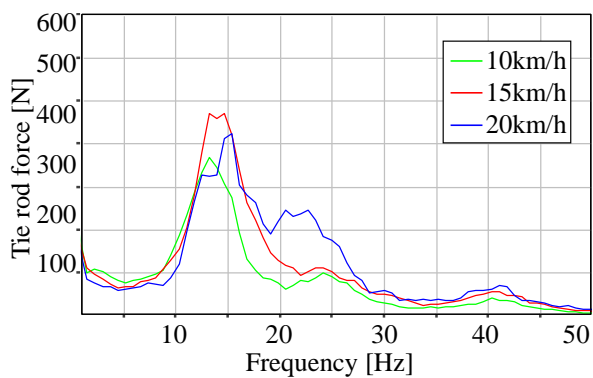


Fig. 4.6 Sound pressure corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz, I/S torque, tie rod forces and electric currents of the motor measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h.



(a) I/S torque.



(b) Right tie rod force.

Fig. 4.7 Frequency spectra of I/S torques and tie-rod forces which were measured by vehicle running tests on the cobble road at 10, 15 and 20km/h.

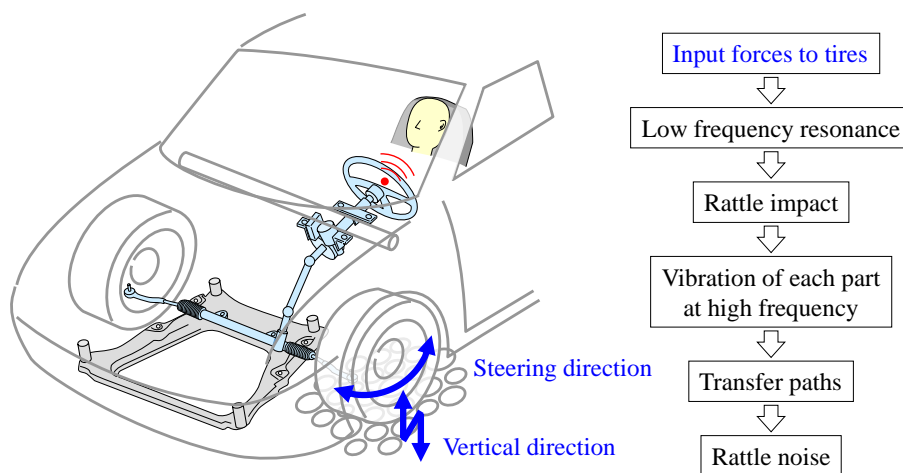


Fig. 4.8 Supposed generation mechanism of rattle noise from an EPS.

### 4.3 ラトル音の推定手法と検証手順

図 4.1 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伝達経路解析 (Transfer Path Analysis, 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。

#### 4.3.1 ラトル音推定の TPA モデルとセンサ配置

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ときに必要な力が 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。Blocked force の同定は、第 3 章と同様に式 (3.4) に示す逆行列法を用いる。

$$\mathbf{f}_{bl} = \mathbf{H}^+ \mathbf{a} \quad (3.4) \text{再掲}$$

ここで  $\mathbf{a}$  は車両走行時における参照点の振動加速度、 $\mathbf{H}$  はインパルス加振で求める 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[46]。また、イナータンスの擬似逆行列  $\mathbf{H}^+$  は周波数毎に式 (3.5) に示す特異値分解を利用して求める。

$$\mathbf{H}^+ = \{[\mathbf{U}][\mathbf{S}][\mathbf{V}]^*\}^+ = \left\{ [\mathbf{U}] \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \sigma_1 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \sigma_N \\ 0 & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{V}]^* \right\}^+ \quad (3.5) \text{再掲}$$

$$= [\mathbf{V}] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & \vdots & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 & & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 1/\sigma_N & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{U}]^*$$

EPS の結合部は図 4.9 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 4.9 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、インパルス加振する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[38]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、第 5 章で述べる 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。また、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** は考慮する必要がない。このためターゲット音圧は、固体伝ば音ではなく、EPS の一部であるハンドル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。なお、図 4.10 は、実験に用いた車両における下面の写真であり、図中に各部品と各参照点の位置を記した。なお、ハンドル中央に設置したマイクロホンは PCB 社の HT378B02 を使用し、No.11 から No.14 の 3 軸加速度センサは B&K 社 4524、その他の 3 軸加速度センサは PCB 社の 356B21 を用いた。

ところで、第 1 章で述べたように、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 4.9 に示す XYZ の直交 3 方向を考慮した。したがって、**Blocked force** および音響感度関数の数はそれぞれ  $6 \times 3 = 18$ 、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。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 4.11 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、これを加振点とすることにより直交 3 方向を加振できるようにした。ただし、ステアリングギヤハウジング結合部（No.1 と No.2）の -X 方向（車両後方）については、剛性が低く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、第 3 章で示した片持ち矩形平板の解析のように、加振の位置や方向に多少のずれがあったとしても、逆行列法を適用することにより、そのずれがある位置と方向で参照点の振動を表現する **Blocked force** を求められるため、騒音レベルの推定精度は大幅には低下しないと考えられる。また、EPS のようなガタを含む振動系では、加振に対する応答が非線形になりやすいため、電動加振機によるランダム加振と平均化によって音響感度関数やイナータンス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、一般的な加振機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加振できるインパルスハンマを採用することにした。参照点の振動については、図 4.11 と図 4.12 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。ところで、音響感度関数は EPS の各結合部からハンドル中央に設置したマイクロホンまでの伝達関数であるが、閉空間である車室内の回折や反射、干渉を含む特性となるため、ハンマリングはドアと窓を閉めて実施した。また、音響伝達関数は車両毎に異なる特性となるため、実用上は複数の音響感度関数を取り揃えて置き、推定対象と同等の車格のものを選択することになる。

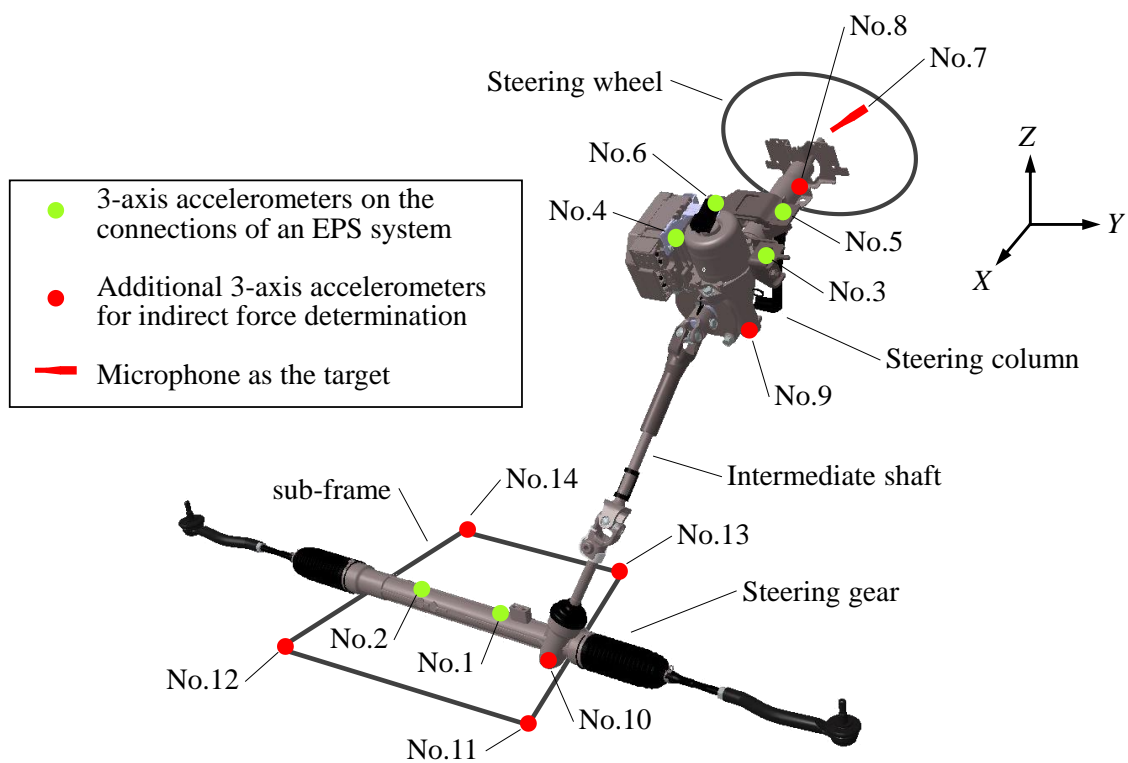


Fig. 4.9 Positions of 3-axis accelerometers and a microphone.

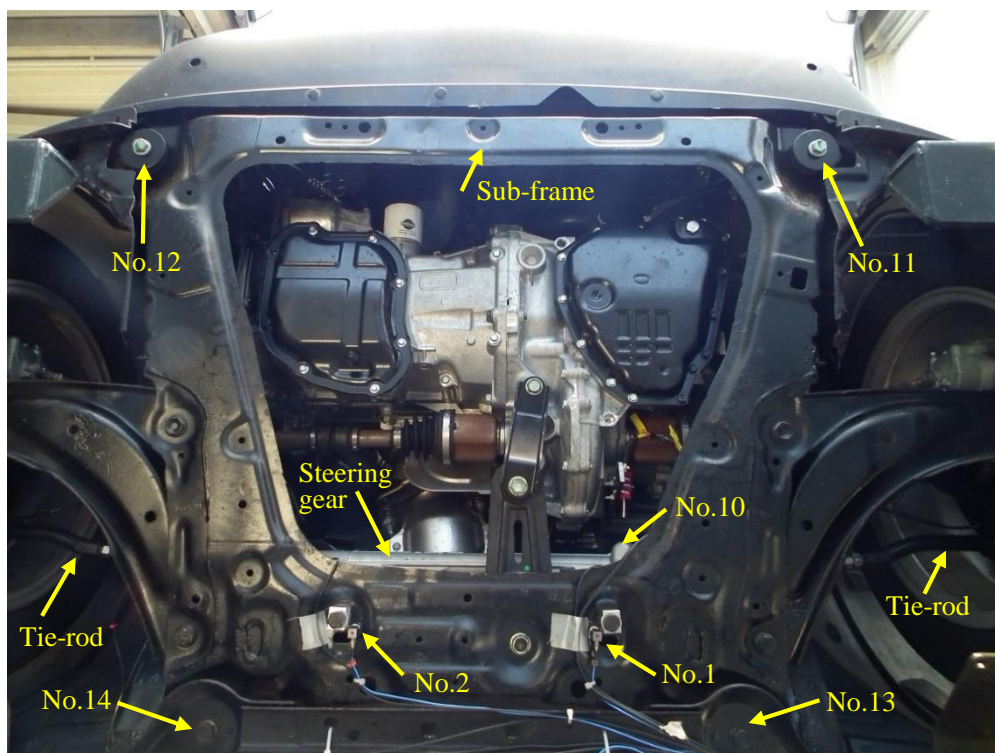


Fig. 4.10 A photo of the vehicle underbody including the sub-frame.

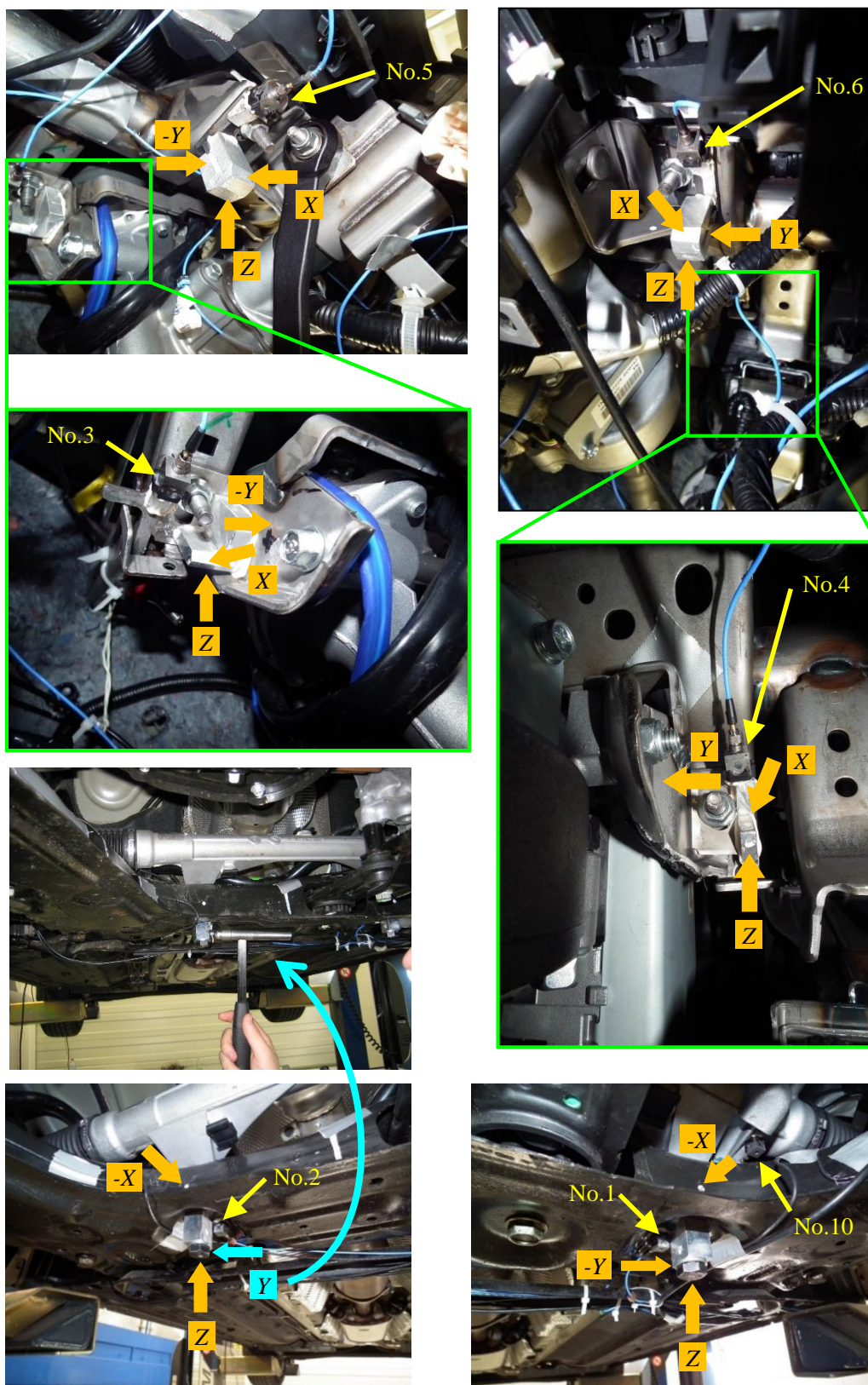


Fig. 4.11 Photos of 3 axis accelerometers on the connections of an EPS system in which hammering points are illustrated.

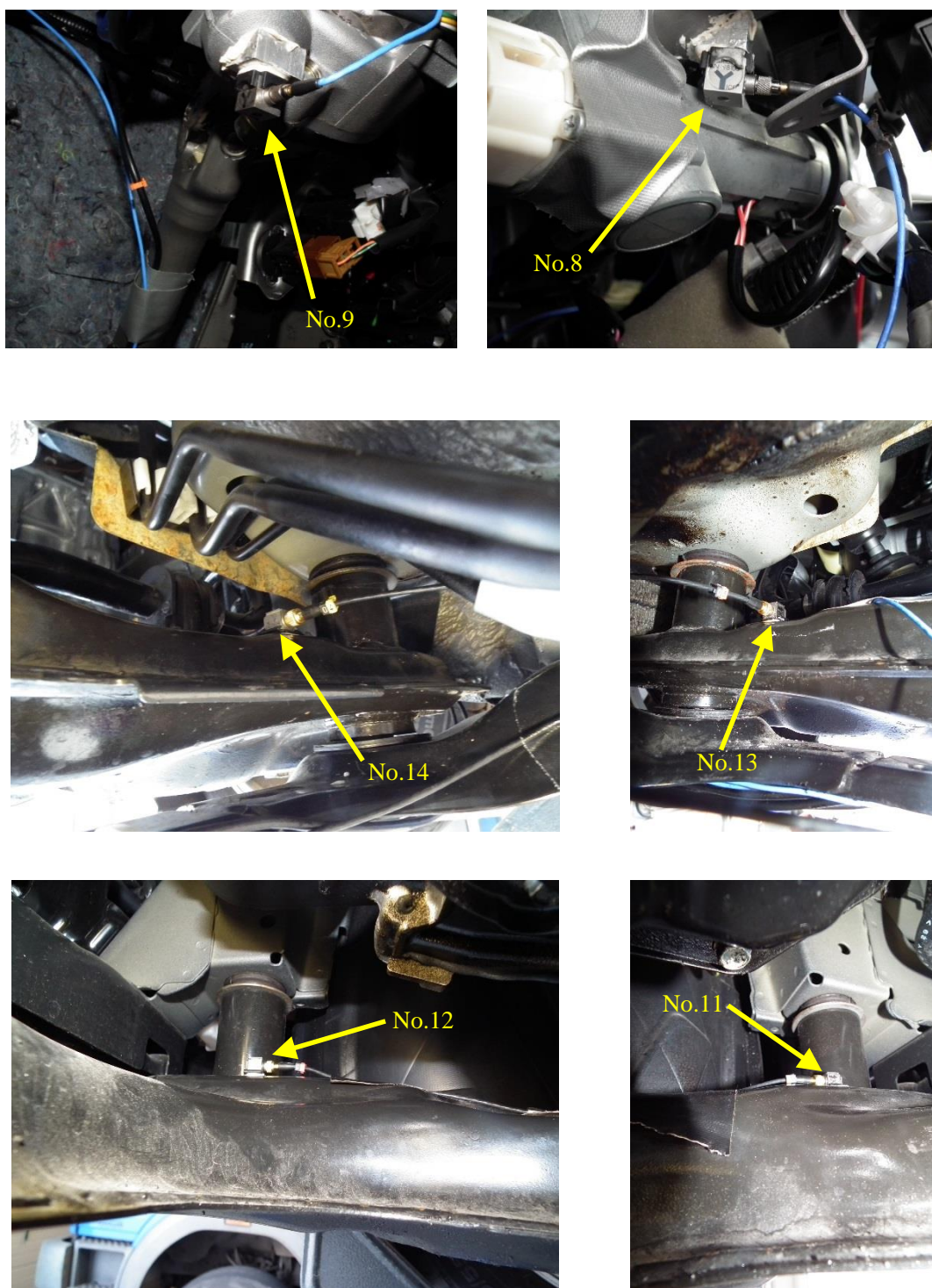


Fig. 4.12 Photos of additional 3-axis accelerometers.



### 4.3.2 検証手順

検証手順の流れを図4.13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）。第1章で述べたように、結合部に等価加振力と与える等価加振状態と実稼動状態は等価であるため、求めた音響感度関数は **Blocked force** とターゲット音圧の伝達関数となる。またステップ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、すなわち **Blocked force** と各参照点における振動加速度の伝達関数を測定する（ステップ2）。つぎに、車両の走行試験で各参照点の振動加速度を測定する（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加速度から **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。

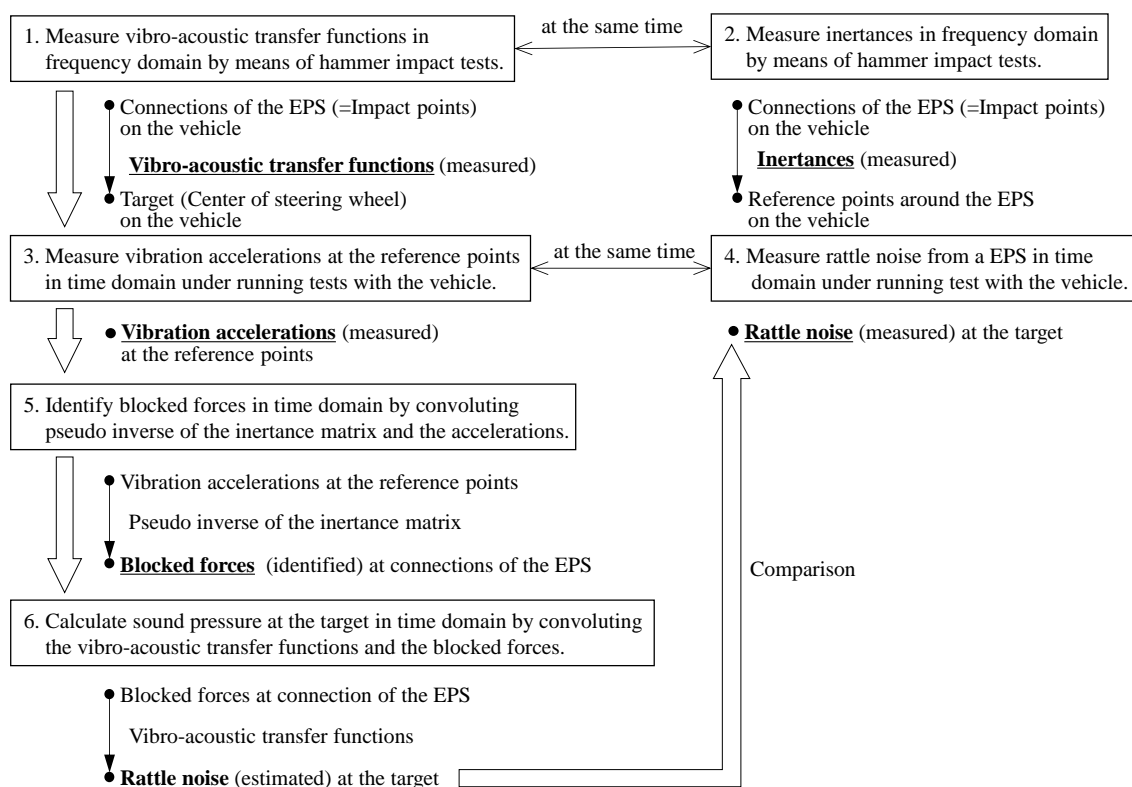


Fig. 4.13 Experimental verification procedure of the estimation method by application to rattle noise from an EPS. Blocked forces of the EPS are identified by vehicle running test.

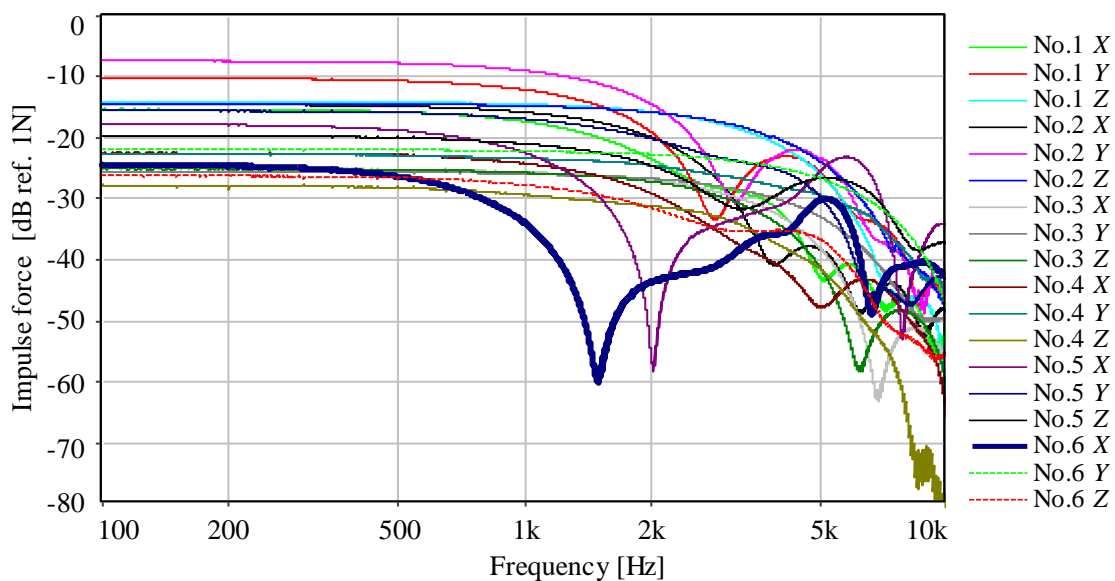
#### 4.4 測定結果と推定手法の検証結果および考察

本節では、前節で示した方法および手順で測定したイナータンス、音響感度関数、振動加速度の結果と、これらを用いて推定した EPS のラトル音を測定した場合と比較した結果を示し、本研究で提案した推定手法について考察する。

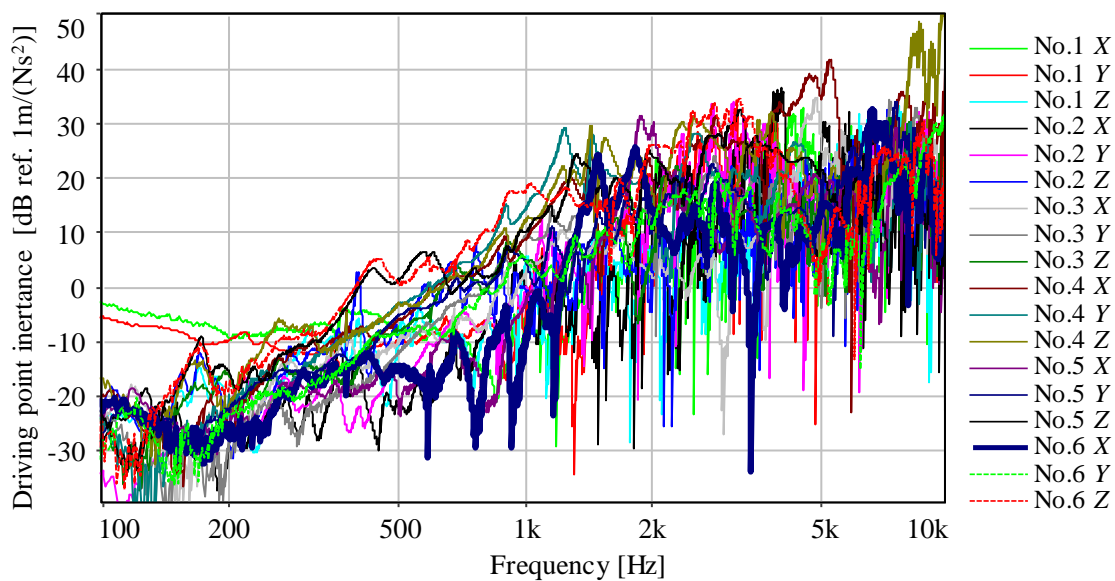
##### 4.4.1 イナータンスと音響感度関数の測定

イナータンスと音響感度関数の測定の際に実施したハンマリング加振力のパワースペクトルを図 4.14(a)に示す。加速度センサ No.5 と No.6 近傍の結合部における X 方向については、それぞれ 2,000Hz と 1,500Hz 付近にレベルの落込みがあり、理想的な加振を実施できていないことがわかる。図 4.14(b)は加振点イナータンスのパワースペクトルであるが、加振力の No.5 と No.6 の X 方向にはそれぞれ 2,000Hz と 1,500Hz 付近にピークがあることから、図 4.14(a)における落込みは、その周波数において加振点を腹とする固有モードがあるためと考えられる。図 4.15(a)には、No.6 近傍を X 方向に加振したときの加振点イナータンスに加えコヒーレンスも示したが、1,500Hz 付近においてもコヒーレンスは良好であり、加振力の落込みの影響は小さい。なお、この測定のサンプリング周波数は 32,768Hz とし、サンプリング点数 32,768 で窓関数無しで FFT を実施して H1 推定で伝達関数を求め、コヒーレンスはサンプリング点数 16,384 として 2 回分の FFT を平均化している。また、図 4.15 の(b)と(c)にはそれぞれ No.6 の Y 方向と Z 方向、(d),(e),(f)にはそれぞれ No.4 の XYZ 方向の応答を示しているが、いずれもコヒーレンスが良好であることがわかる。これに対し、加振点の No.6 近傍から離れた No.2 および No.10 における XYZ 方向のイナータンスは、図 4.16 に示すように、いずれもコヒーレンスが低いことがわかる。しかしながら、それぞれのパワーも低いことから、Blocked force の同定精度に対する影響は小さいと考えられる。また、図 4.17 と図 4.18 には No.6 近傍の Y 方向を加振した場合、図 4.19 と図 4.20 には No.6 近傍の Z 方向を加振した場合を示すが、いずれも X 方向を加振した場合と同様であることがわかる。一方、No.2 近傍の X 方向を加振した場合における No.6 と No.4 の XYZ 方向のイナータンスを図 4.21 に、No.2 と No.10 のそれを図 4.22 に示す。No.6 近傍を加振したと同様に、加振点に近い場合(図 4.22)のコヒーレンスは良好であり、加振点から離れた場合(図 4.21)はコヒーレンスが低いことがわかる。また、図 4.23 から図 4.26 には No.2 近傍の Y 方向と Z 方向を加振した場合を示したが、X 方向を加振した場合と同様の傾向であることがわかる。

つぎに、イナータンスと同時に計測した音響感度関数の測定結果を図 4.27 から図 4.29 に示す。前述のように、ターゲットはハンドルの中心付近に設置したマイクロホンによる音圧なので、No.3 や No.4 (図 4.28)、No.5 や No.6 (図 4.29) 近傍を加振する場合は、ターゲットの位置に近く、コヒーレンスは良好である。これに対し、No.1 や No.2 近傍を加振する場合(図 4.27)はターゲットの位置から遠いため、特に高周波のコヒーレンスが低い。しかし、No.3 から No.6 と比べてゲインも低いため、推定する音圧への影響も小さい。



(a) Power spectra of impulse forces for measuring inertances.



(b) Power spectra of driving point inertances.

Fig. 4.14 Measured driving-point inertances and impulse forces of the humminging tests.

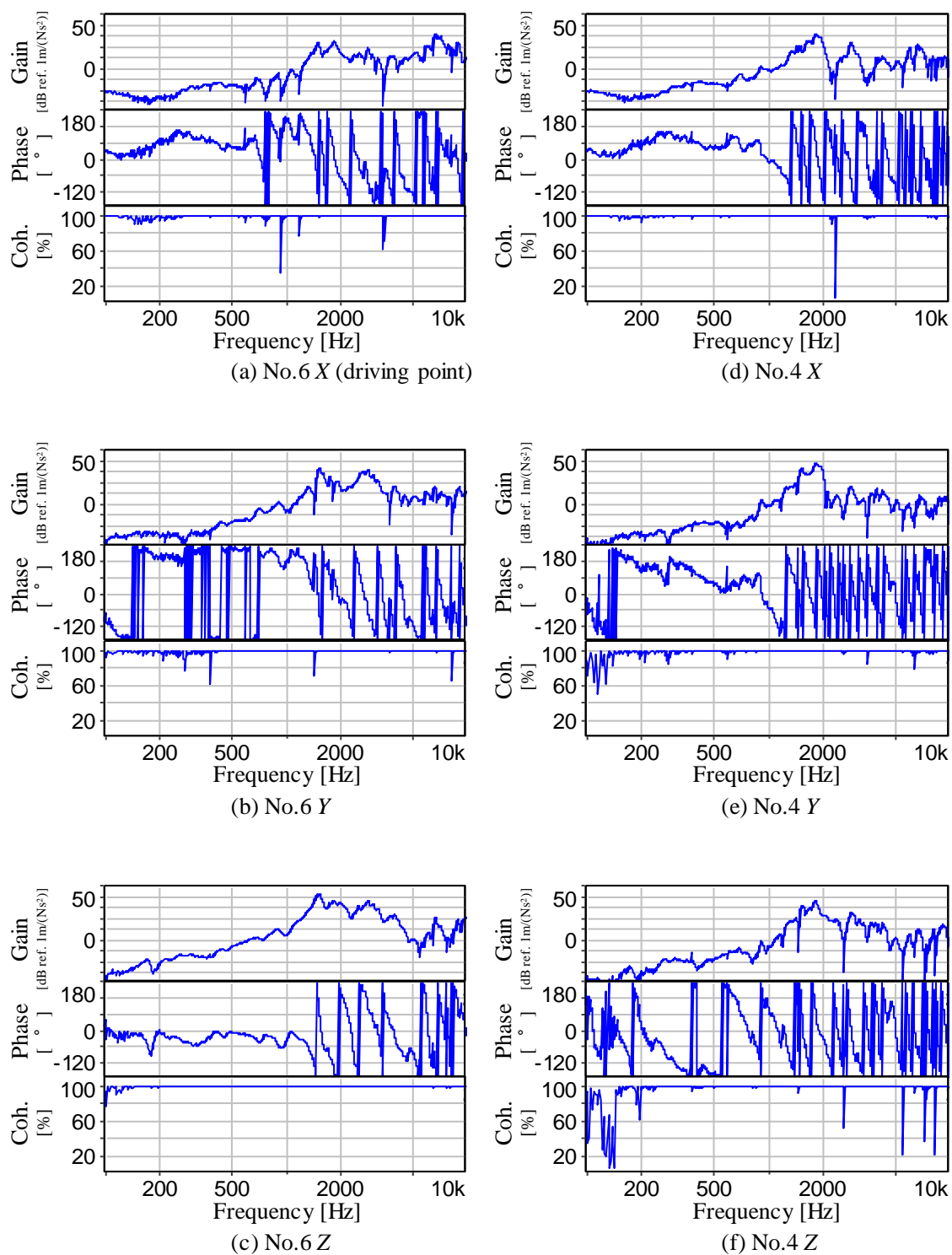


Fig. 4.15 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the X-direction.

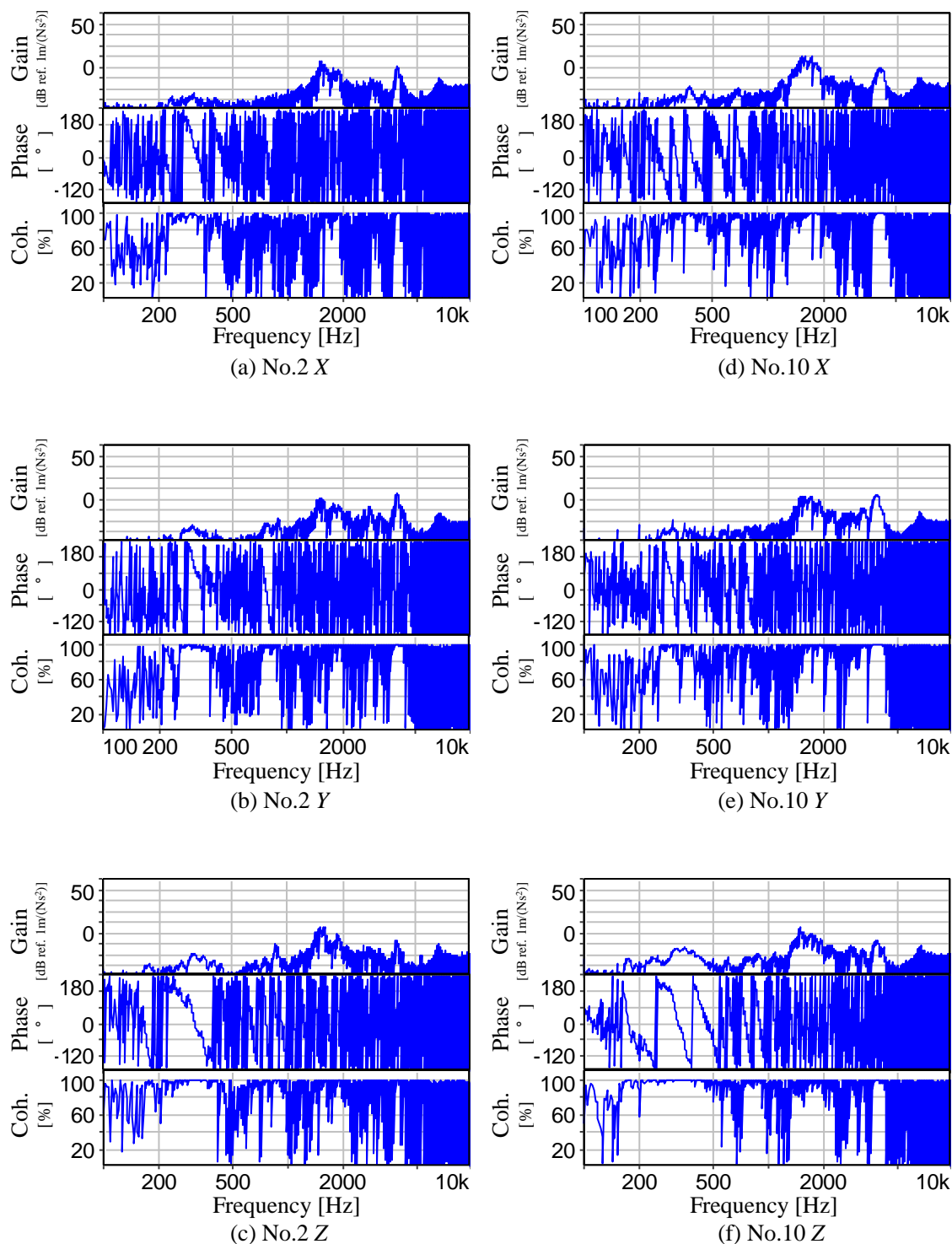


Fig. 4.16 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the X-direction.

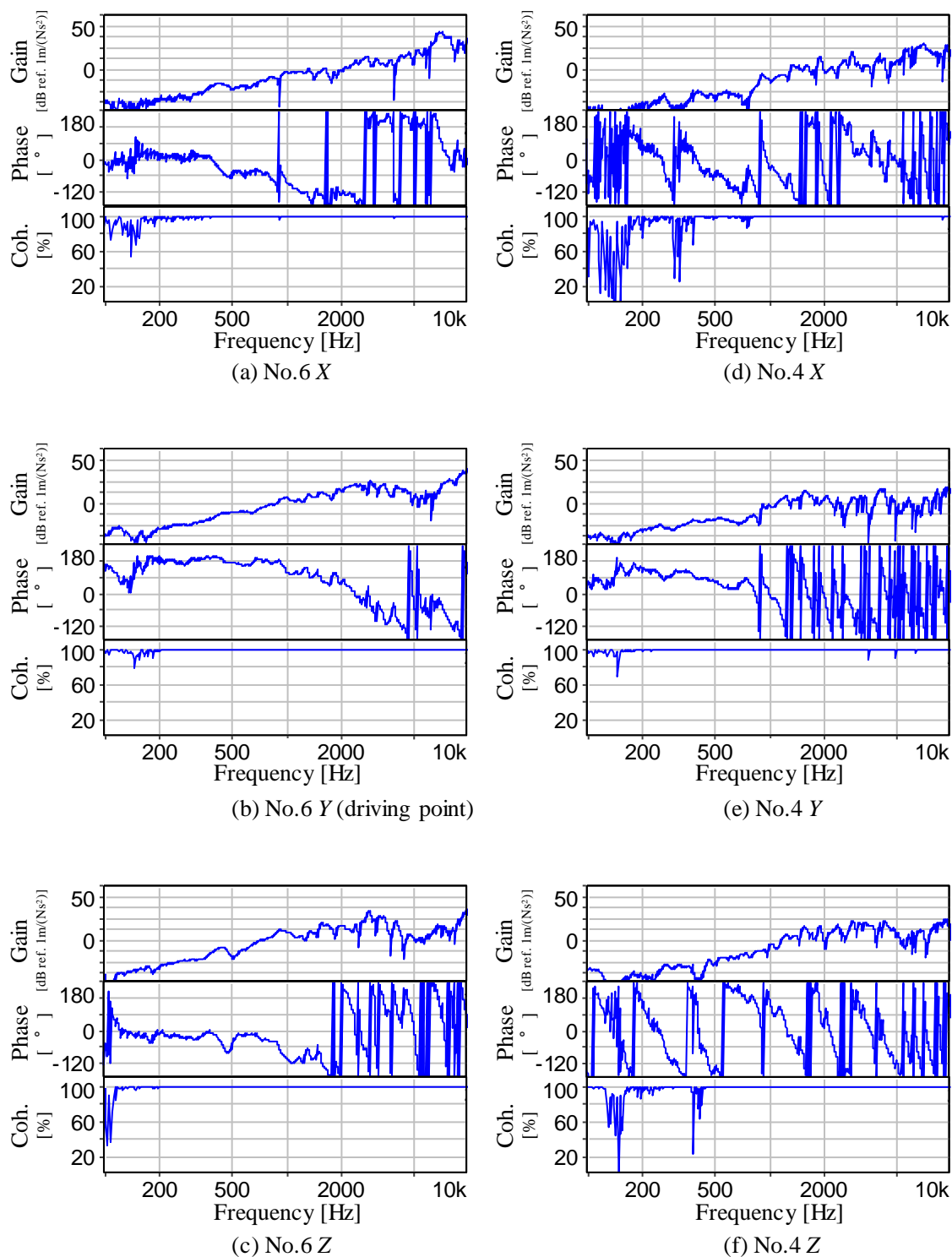


Fig. 4.17 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the Y-direction.

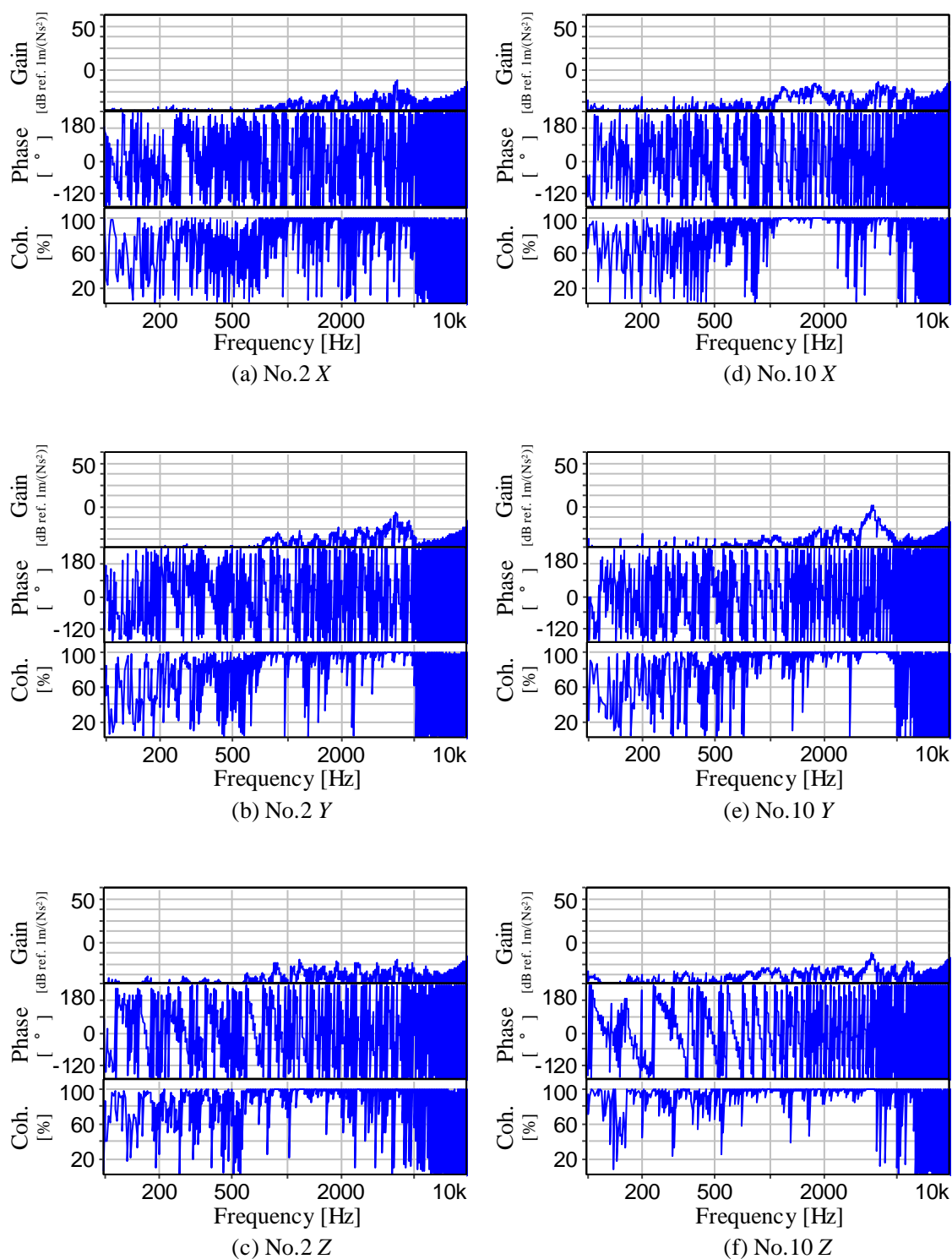


Fig. 4.18 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the Y-direction.

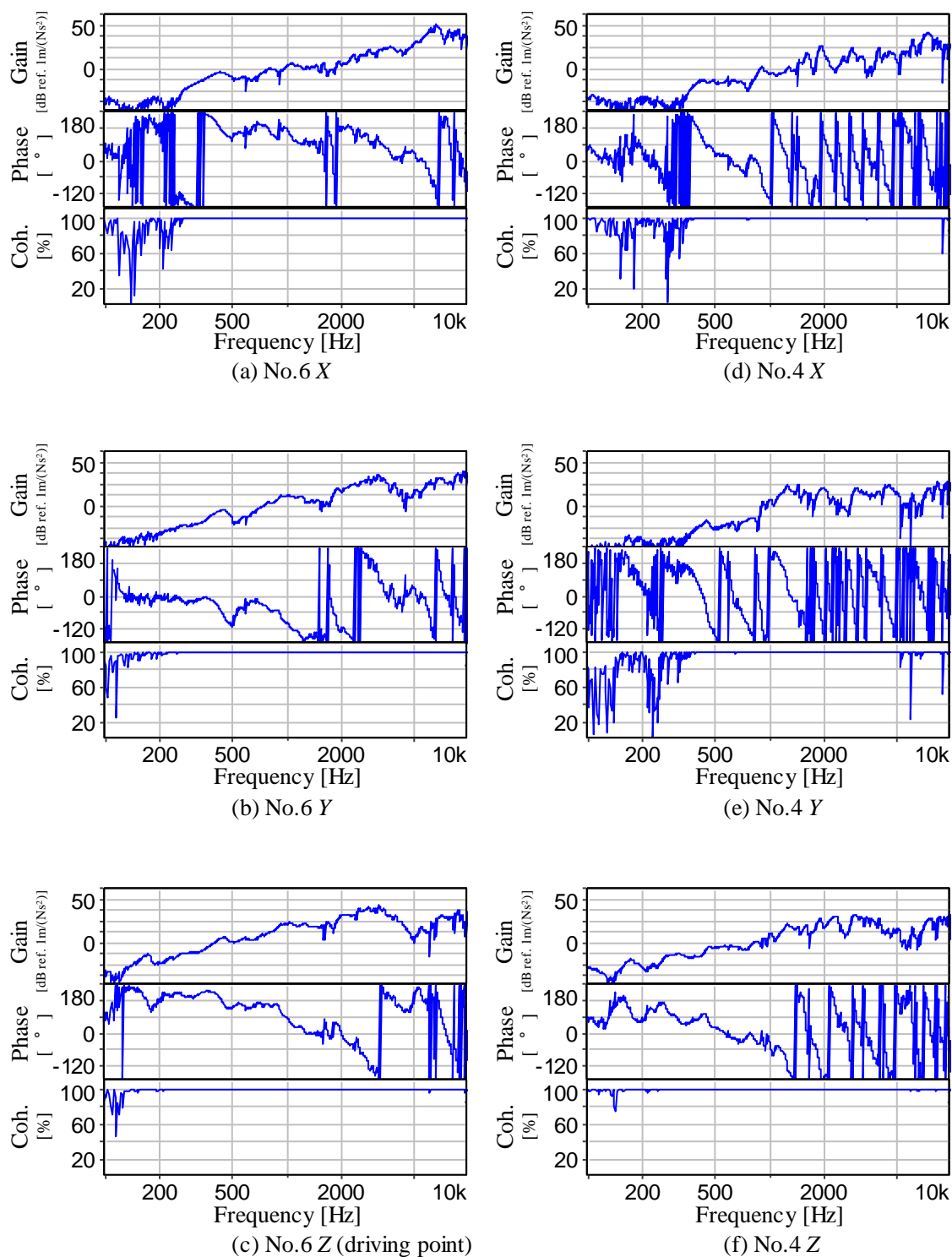


Fig. 4.19 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the Z-direction.



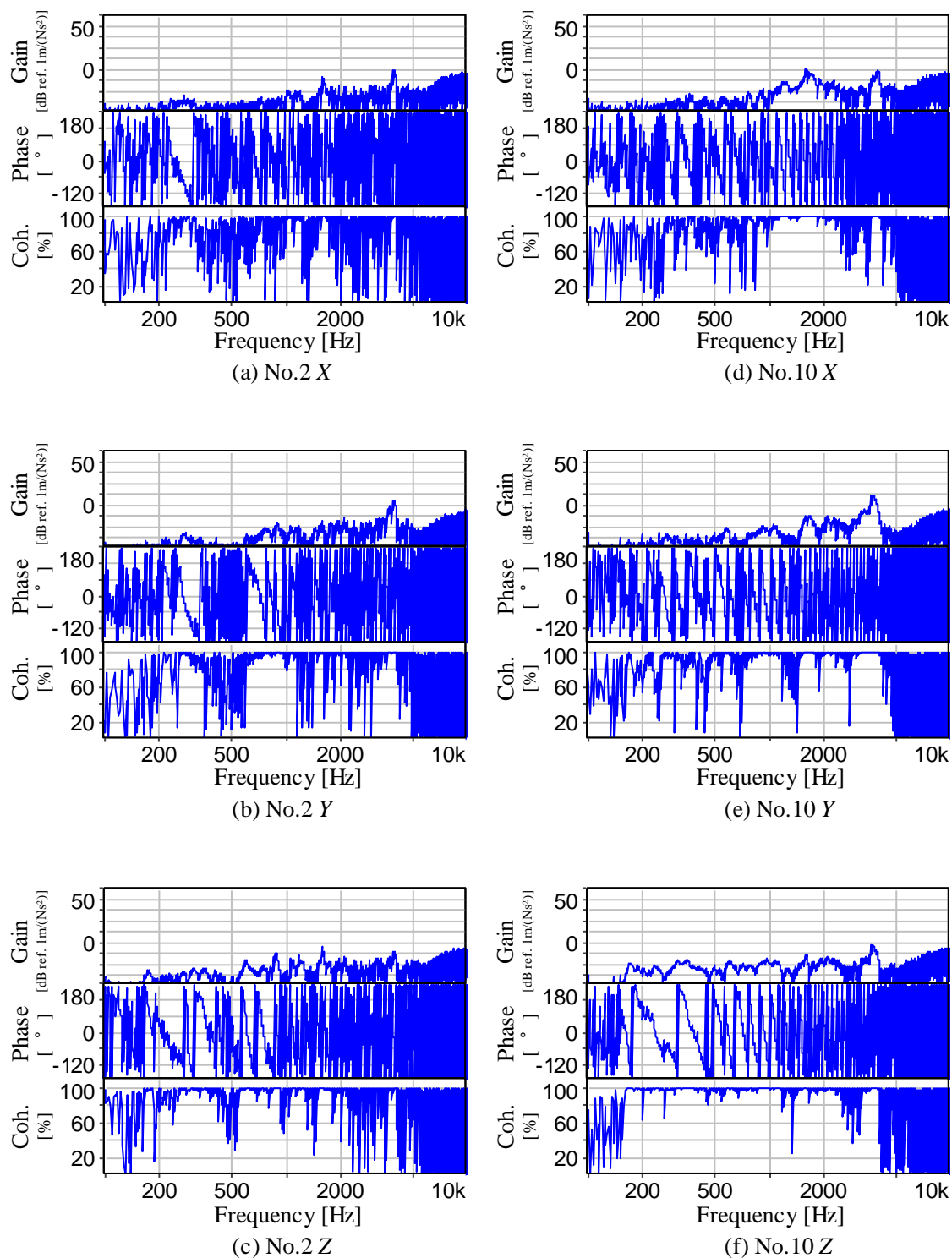


Fig. 4.20 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the Z-direction.

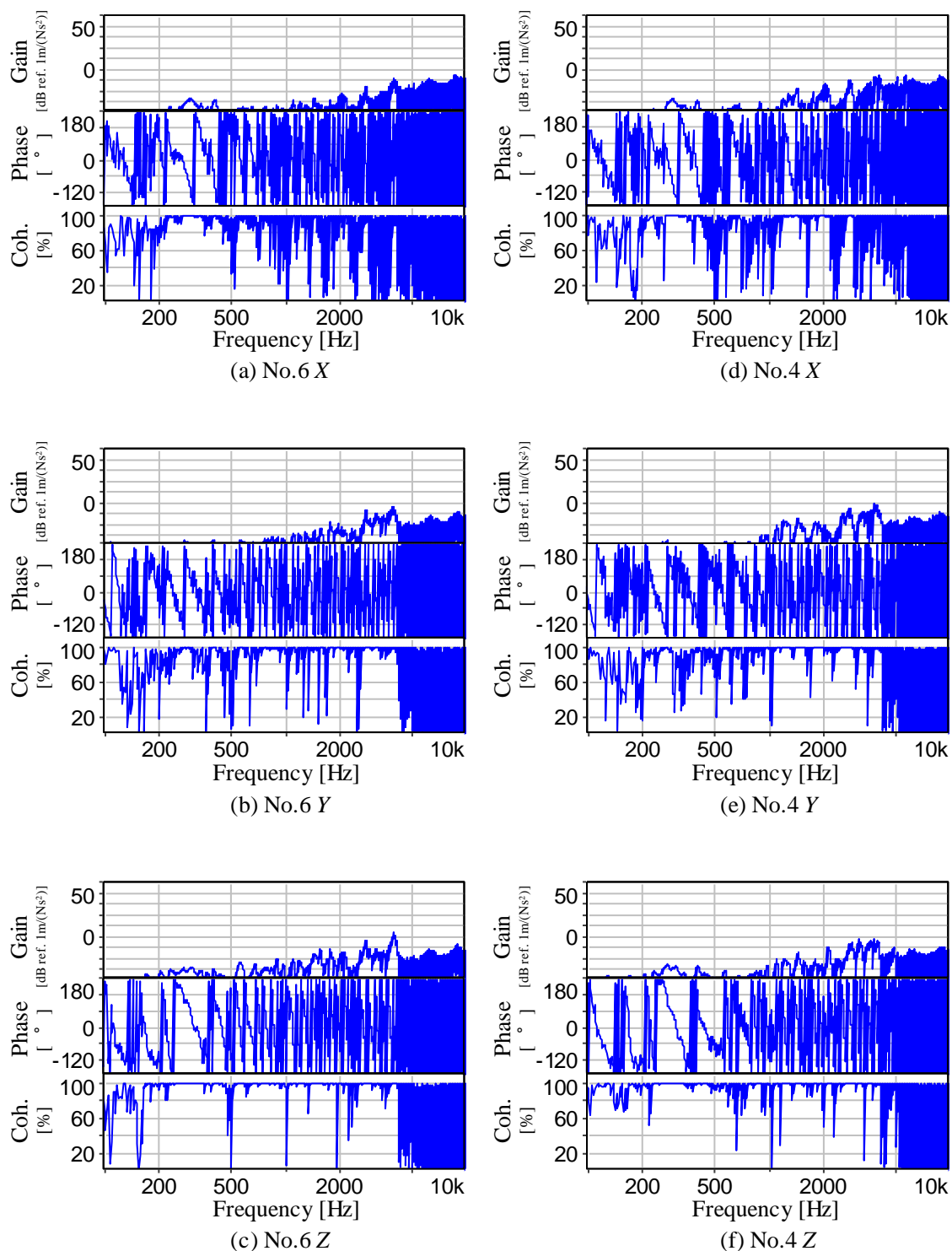


Fig. 4.21 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the X-direction.

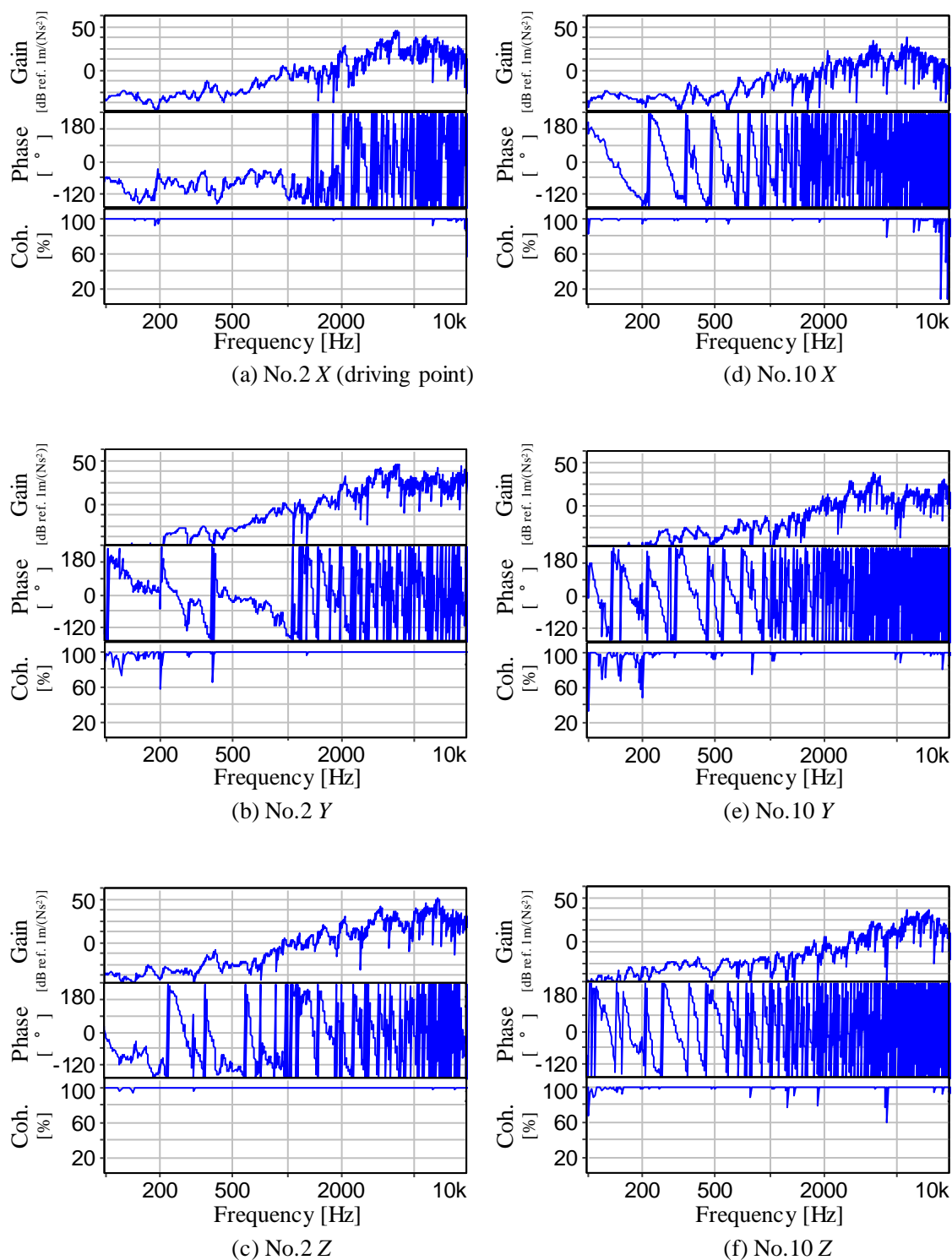


Fig. 4.22 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the X-direction.

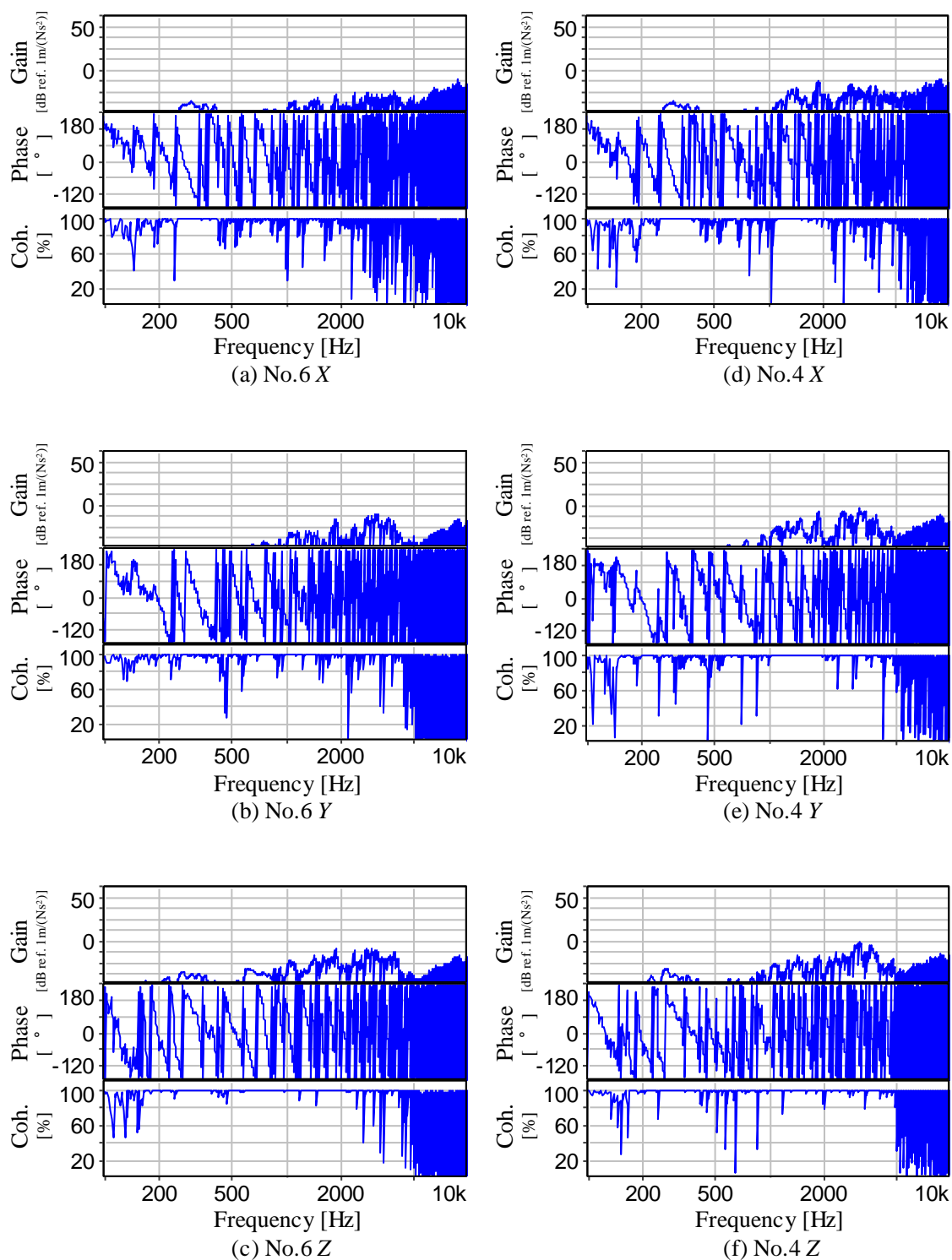


Fig. 4.23 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the Y-direction.

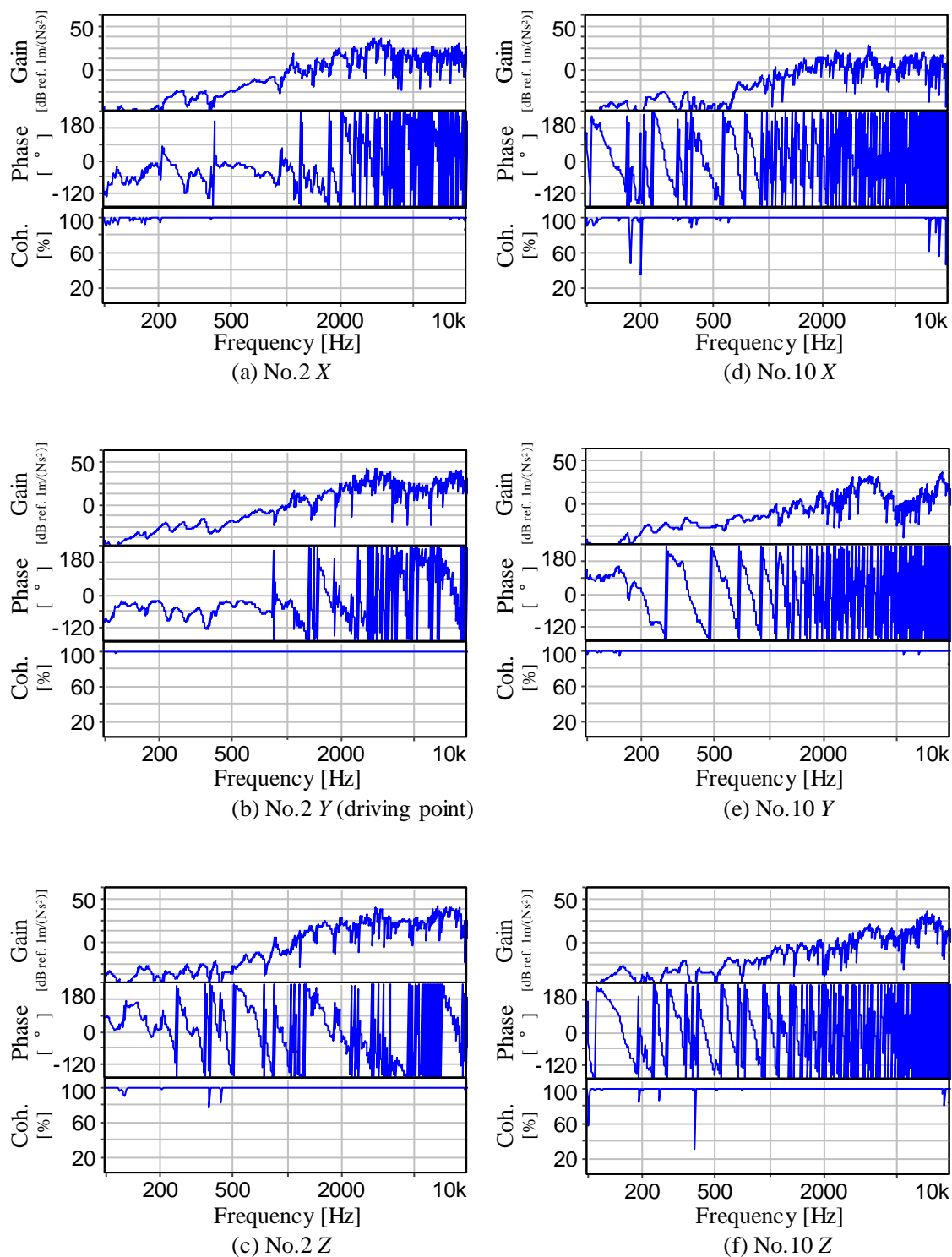


Fig. 4.24 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the Y-direction.

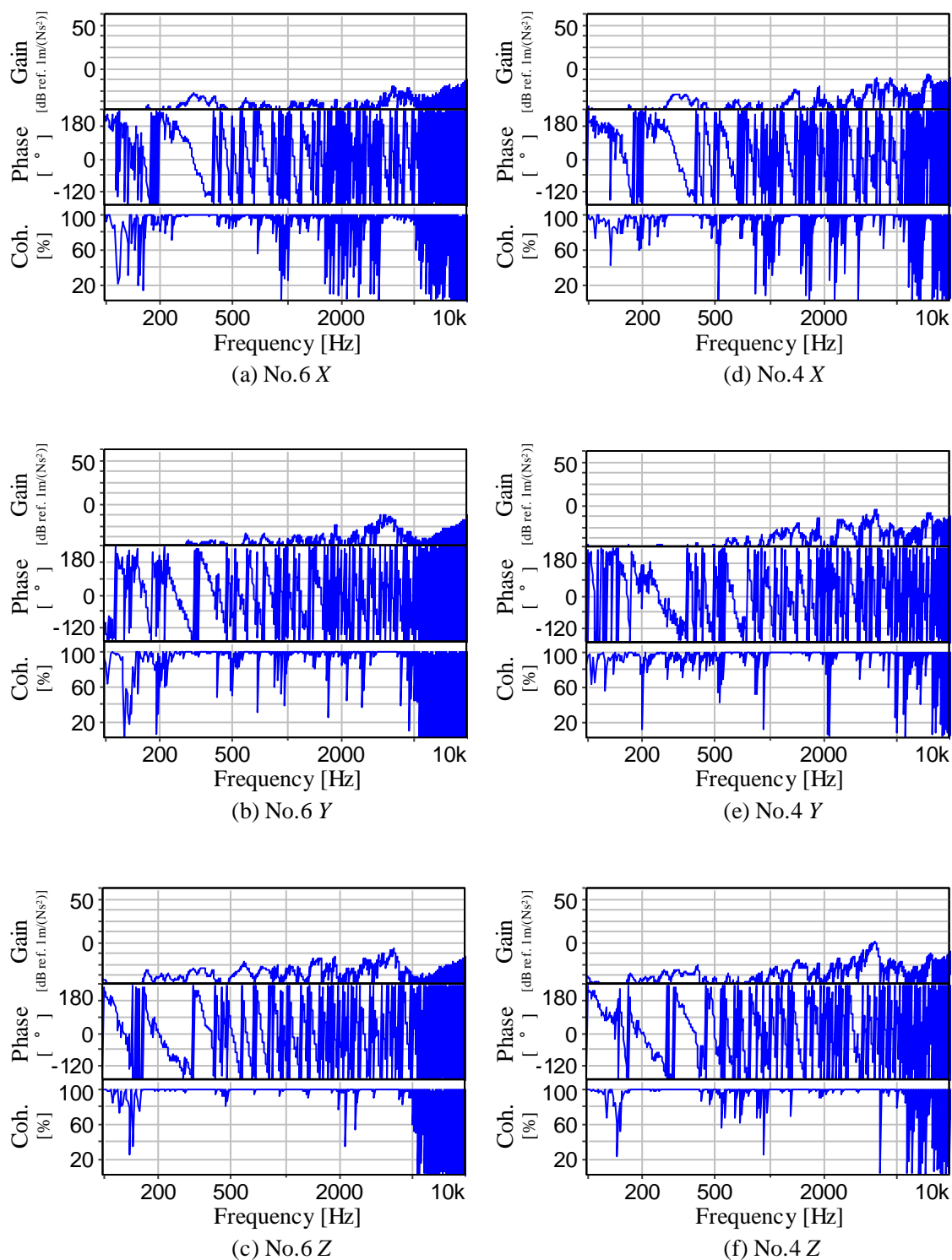


Fig. 4.25 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the accelerometer No.2 in the Z-direction.

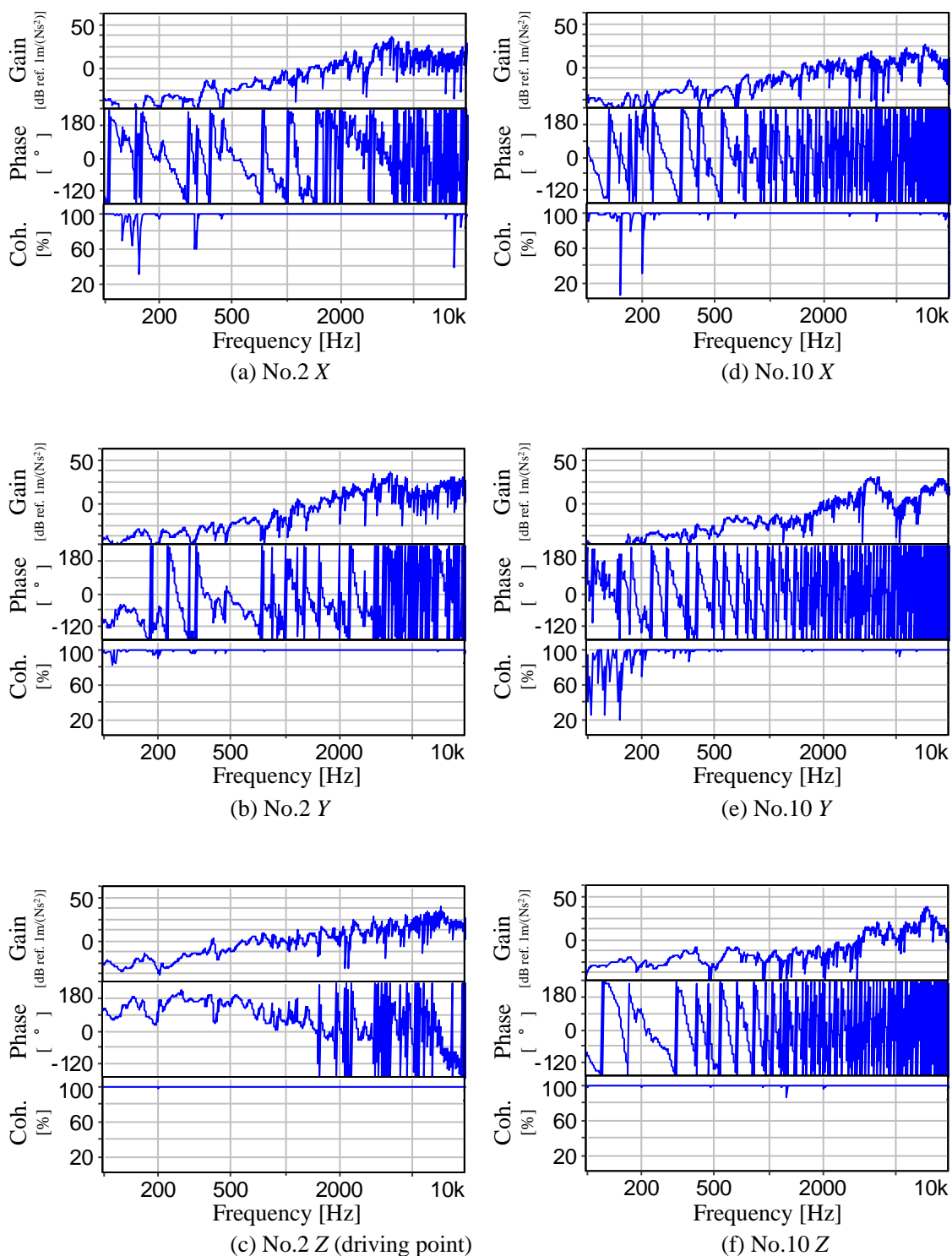


Fig. 4.26 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the Z-direction.

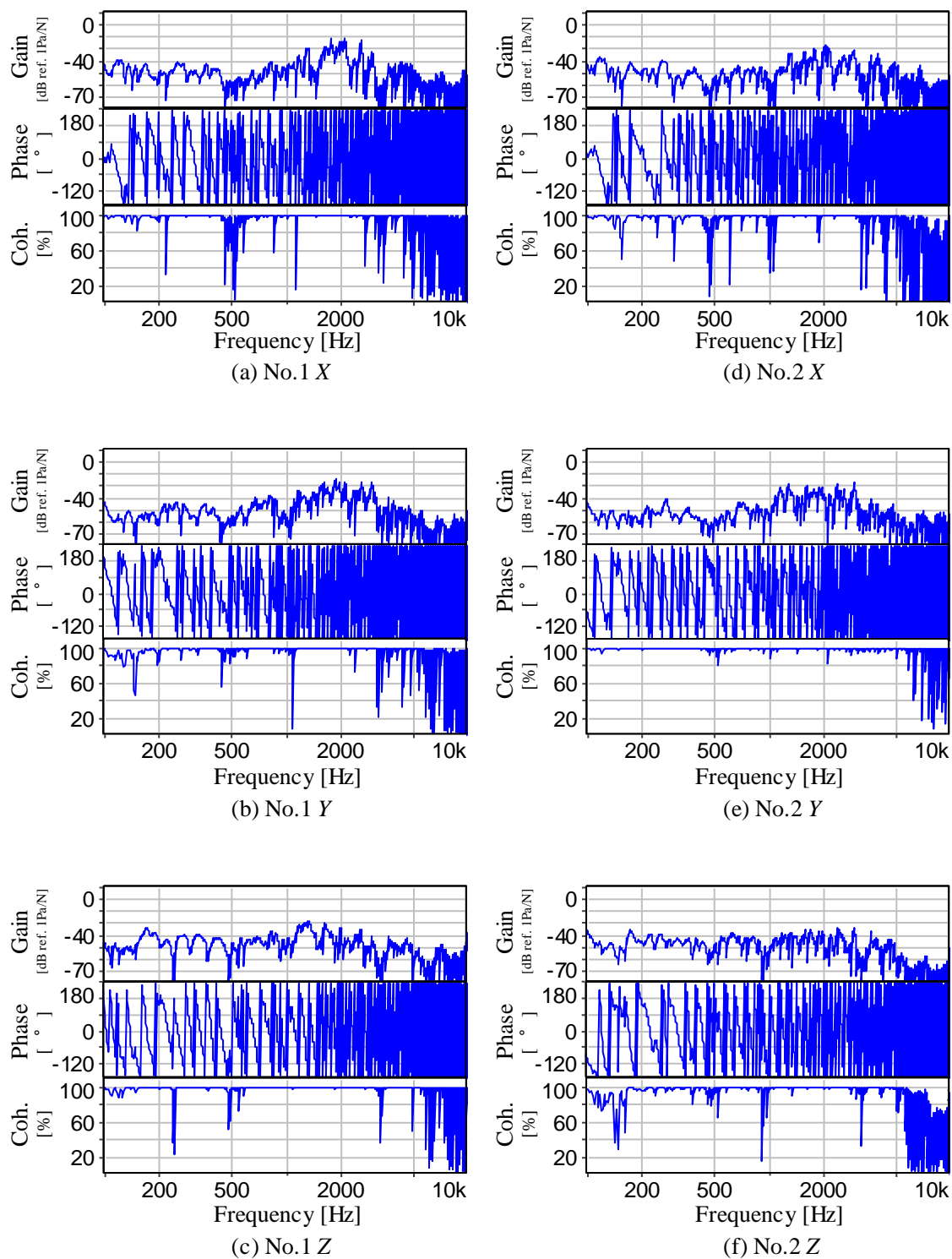


Fig. 4.27 Measured vibro-acoustic transfer functions to the microphone No.7 and its coherences whose impact positions are near the accelerometer No.1 and No.2.



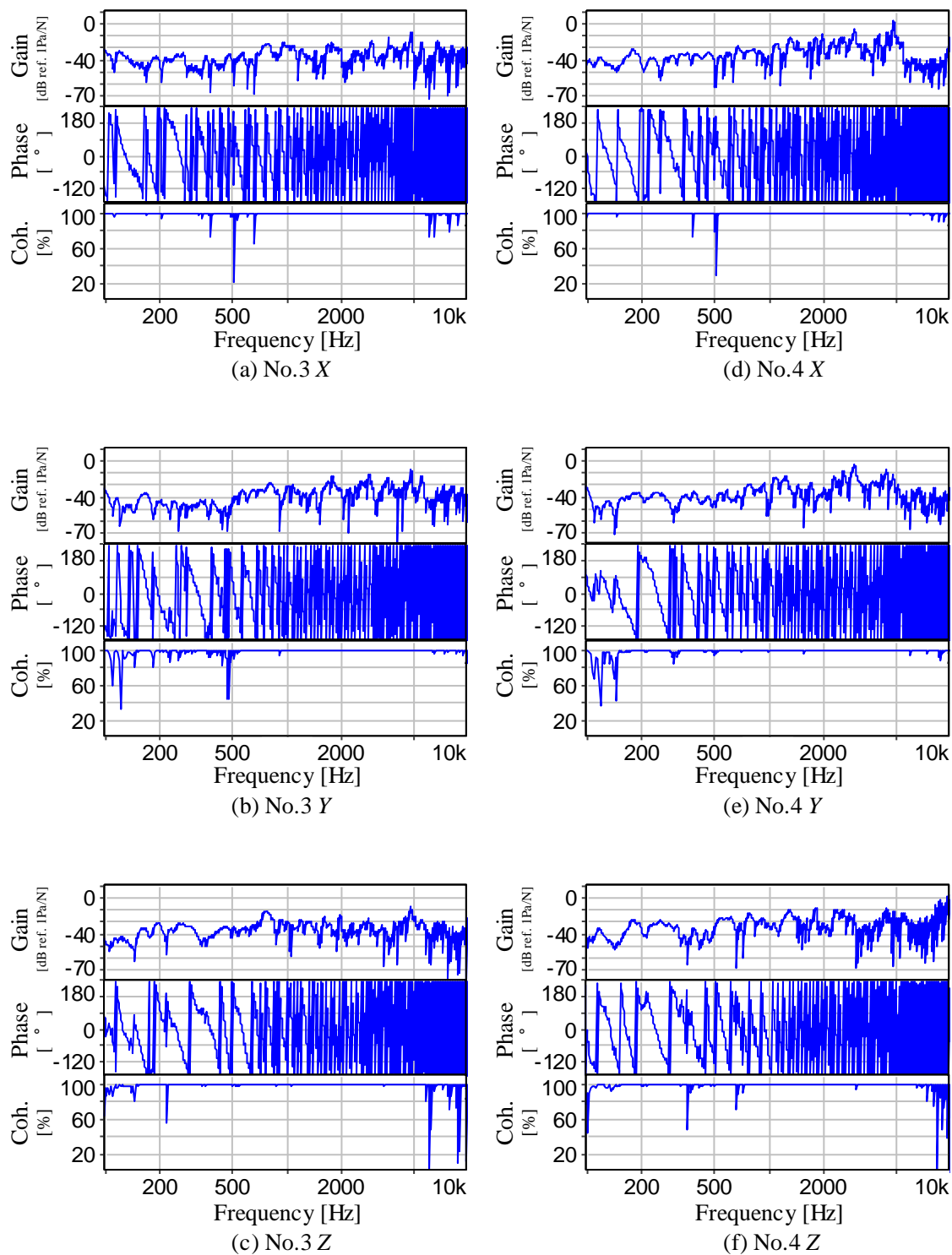


Fig. 4.28 Measured vibro-acoustic transfer functions to the microphone No.7 and its coherences whose impact positions are near the accelerometer No.3 and No.4.

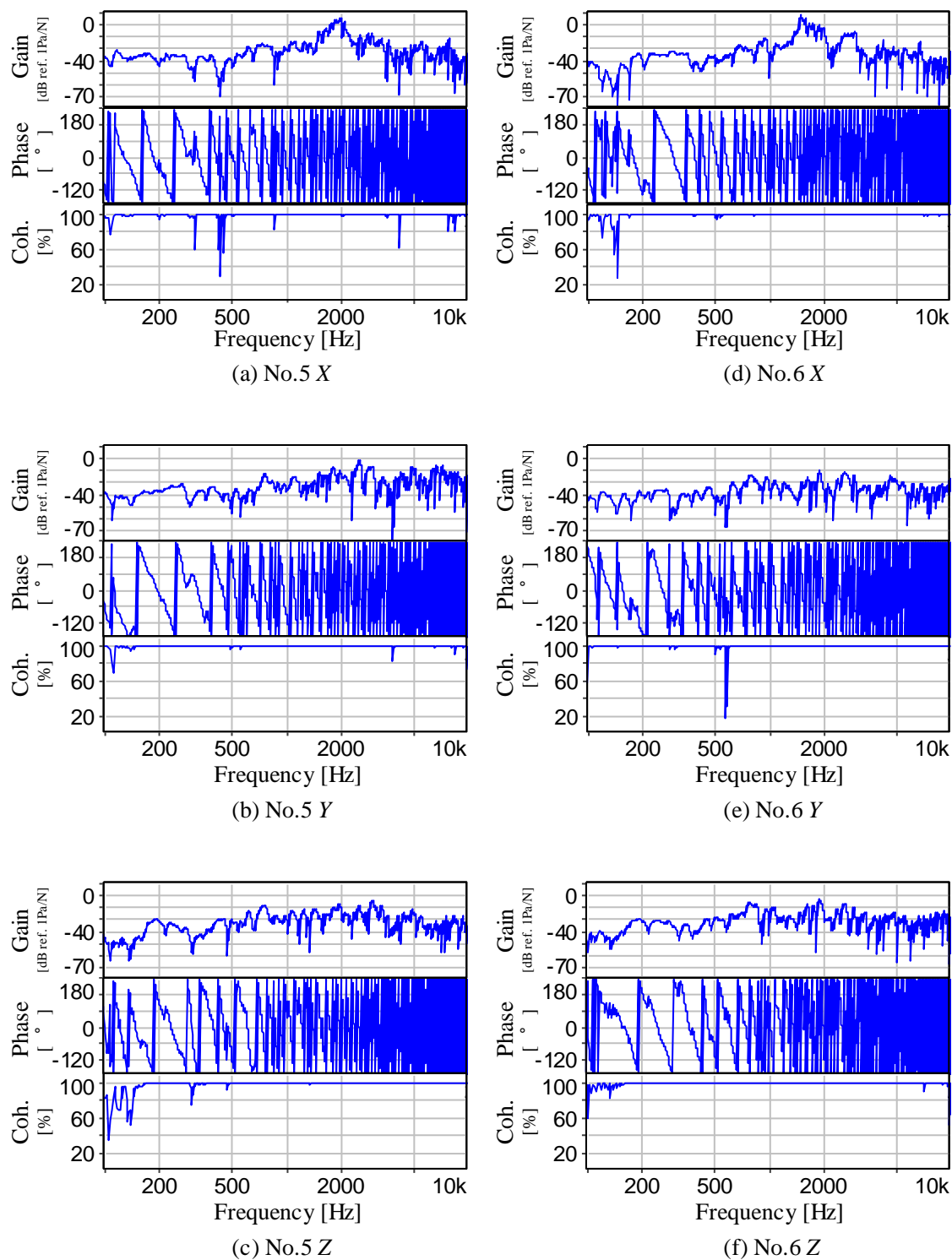


Fig. 4.29 Measured vibro-acoustic transfer functions to the microphone No.7 and its coherences whose impact positions are near the accelerometer No.5 and No.6.

#### 4.4.2 参照点の振動測定と結合部における Blocked force の同定

本項では、凹凸路の車両走行時における各参照点の振動加速度を測定した結果と Blocked force を同定した結果について示す。車両の走行試験については、4.2.1 項で述べたように、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 で実施した。また Blocked force は、4.3.1 項で述べたように、前項で示したイナータンスの各周波数における擬似逆行列を特異値分解で算出し、測定した振動加速度との畳み込みにより、時間領域で求めることにした。

振動加速度の測定結果は、No.6 と No.4 を図 4.30 に、No.2 と No.10 を図 4.31 に、No.8 と No.9 を図 4.32 に、No.12 と No.14 を図 4.33 に示した。測定はサンプリング周波数 44,100Hz の 3 秒間とし、サンプリング点数 8,192 点、オーバーラップ 50%、ハニング窓適用にて FFT を実施し、それぞれの図には 100Hz から 10kHz の帯域を示した。ターゲットであるハンドルに近い No.6 や No.4（図 4.30）は 1,000Hz から 3,000Hz 付近のレベルが高く、一方で足回りに近い No.2 や No.10（図 4.31）、No.12 や No.14（図 4.33）は 200Hz 以下の低周波のレベルが高い。また、ステアリングコラム上の No.8 や No.9（図 4.32）では、図示していないが 100Hz 以下の低周波におけるレベルが高いため時間波形のピーク値が大きい。

Blocked force の同定結果は、No.1 と No.2 近傍の結合部を図 4.34 に、No.3 と No.4 近傍の結合部を図 4.35 に、No.5 と No.6 近傍の結合部を図 4.36 に示した。いずれも低周波数から高周波数にかけてレベルが小さくなる傾向にあり、レベルも同程度である。しかし、時間波形においては振幅に大ききな差がある。これは、周波数スペクトルの図には示していないが、100Hz 以下の低周波数の振幅が大きいためである。特に図 4.34(a)の No.1 X 方向の振幅が大きいが、図 4.11 に示すように、ハンマリングの際に代替として打撃したサブフレームの剛性が低く、低周波の加振点イナータンスが大きかったと考えられる。一方で、図 4.34(d)の No.2 X 方向の時間波形における振幅は小さい。詳細は不明であるが、打撃する位置が No.1 と左右対称でなかった可能性が考えられる。

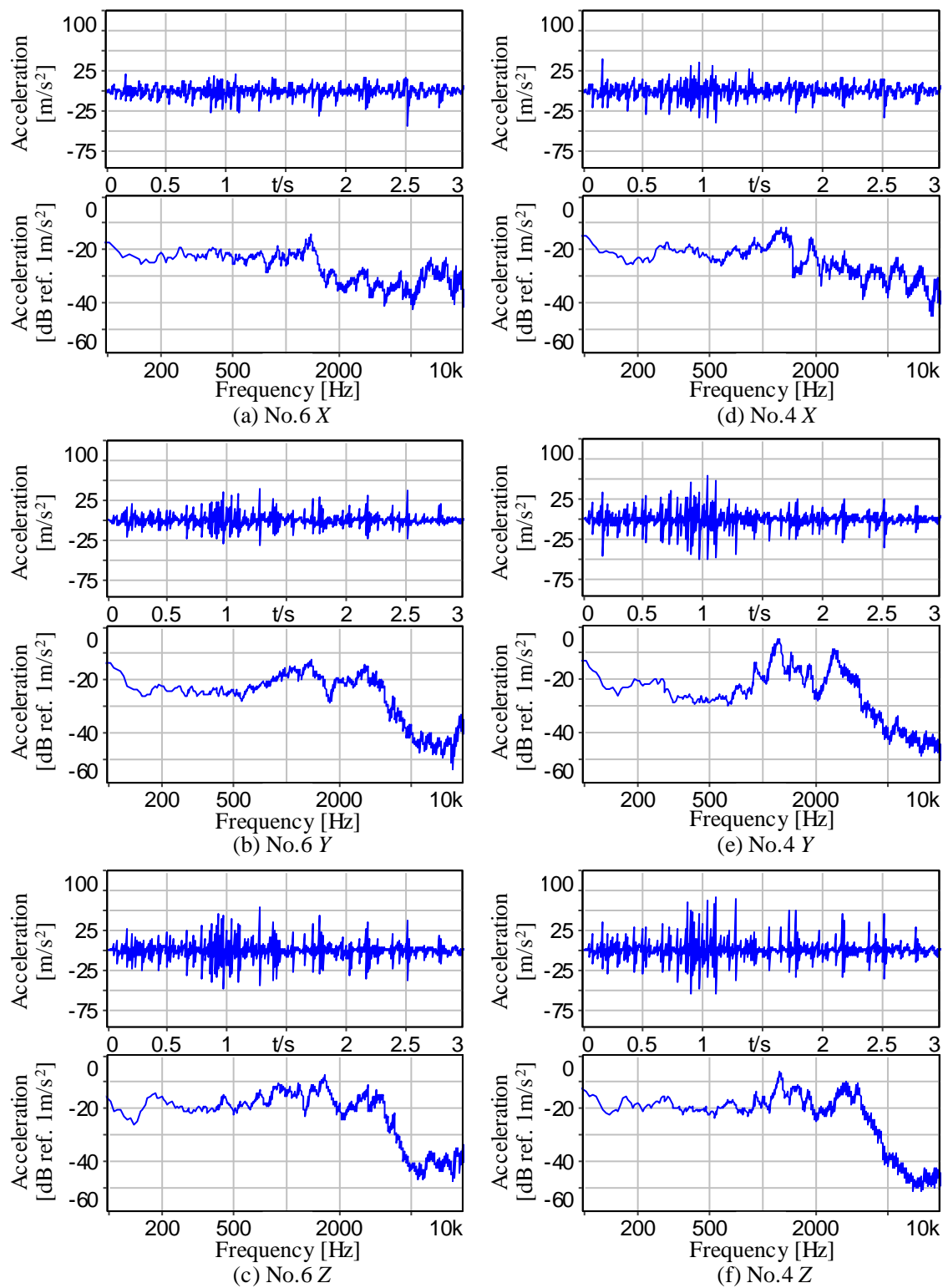


Fig. 4.30 Measured acceleration using the accelerometer No.6 and No.4 by vehicle running test on the cobble road at 15km/h.

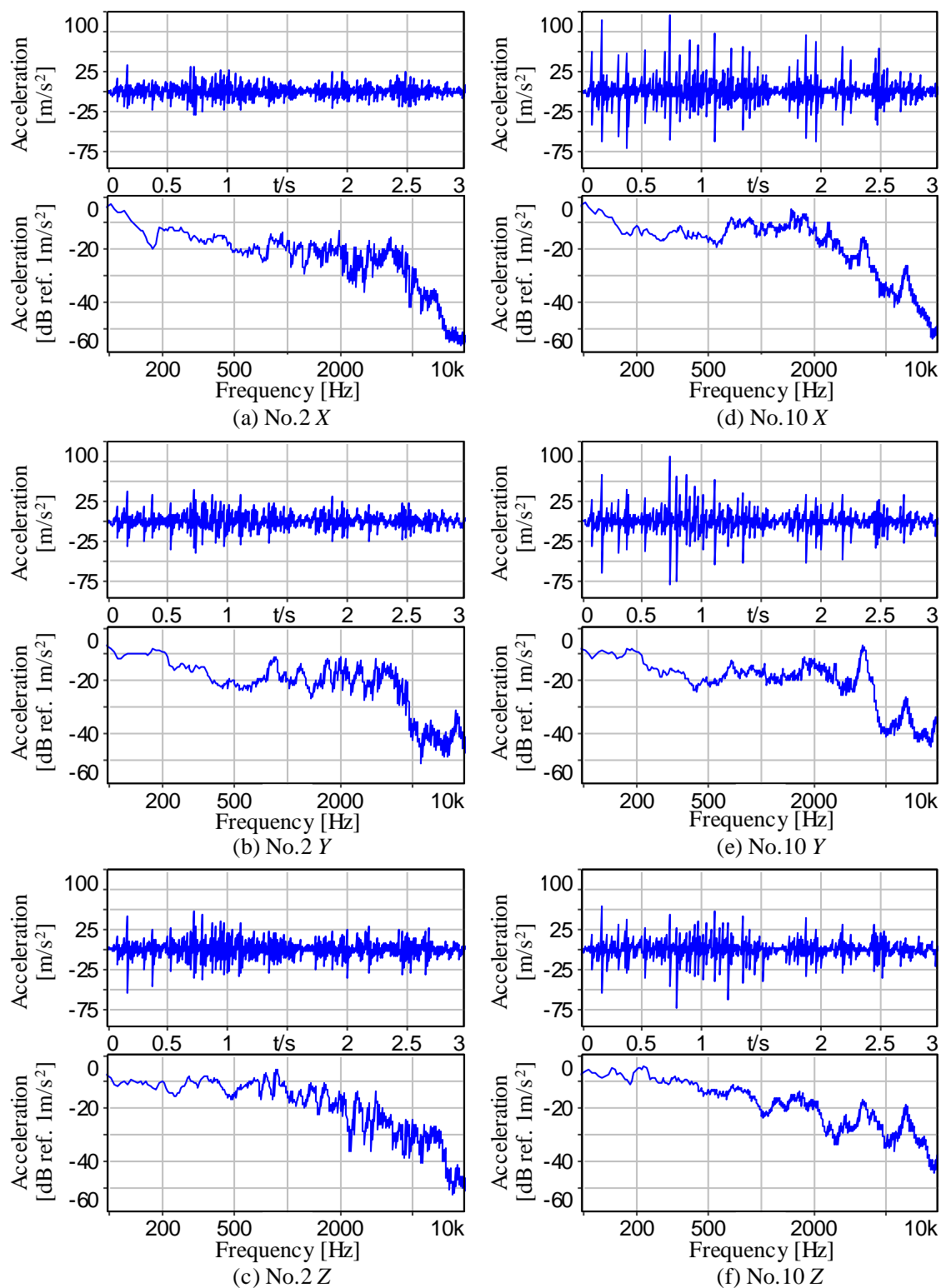


Fig. 4.31 Measured acceleration using the accelerometer No.2 and No.10 by vehicle running test on the cobble road at 15km/h.

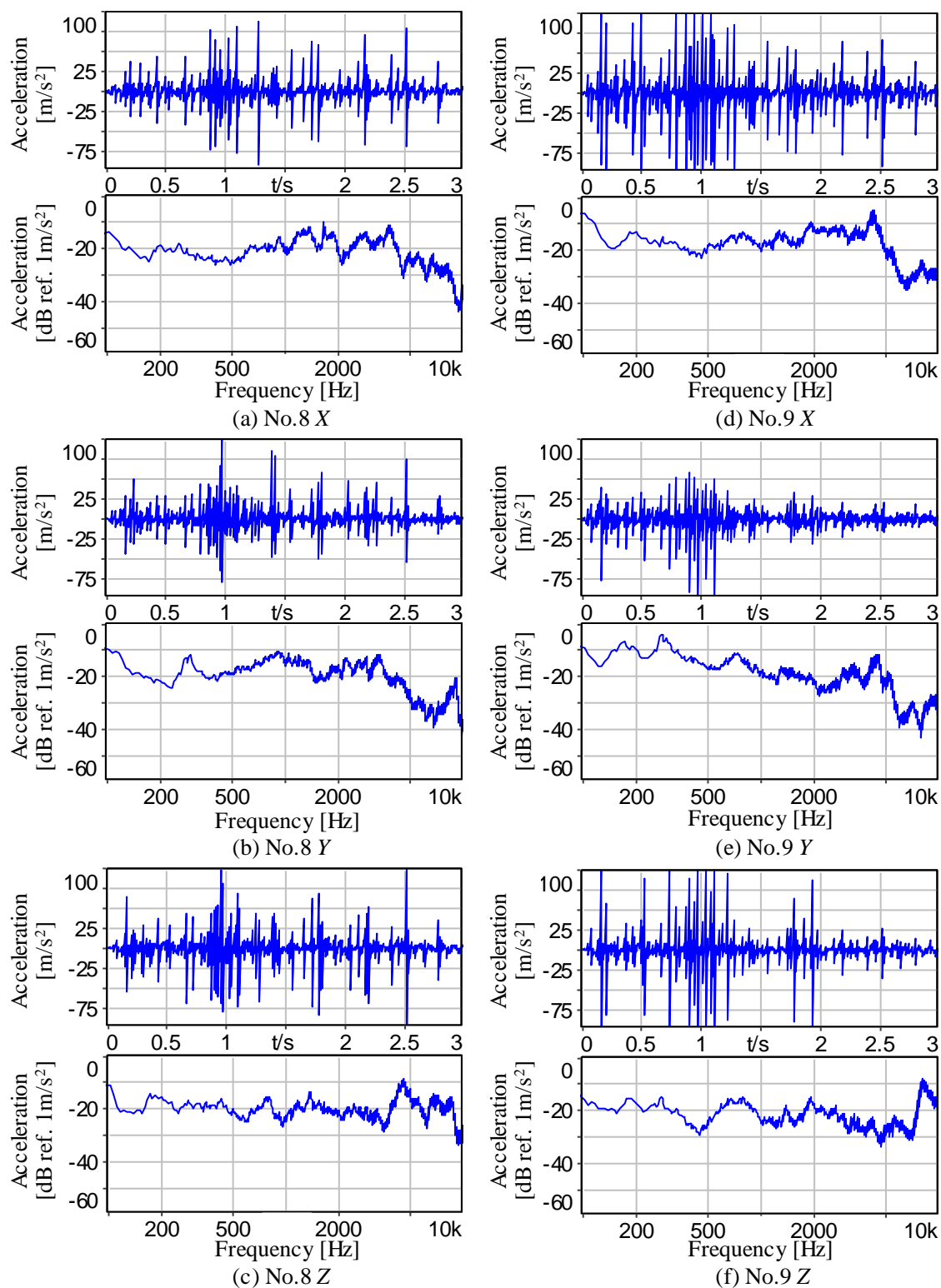


Fig. 4.32 Measured acceleration using the accelerometer No.8 and No.9 by vehicle running test on the cobble road at 15km/h.

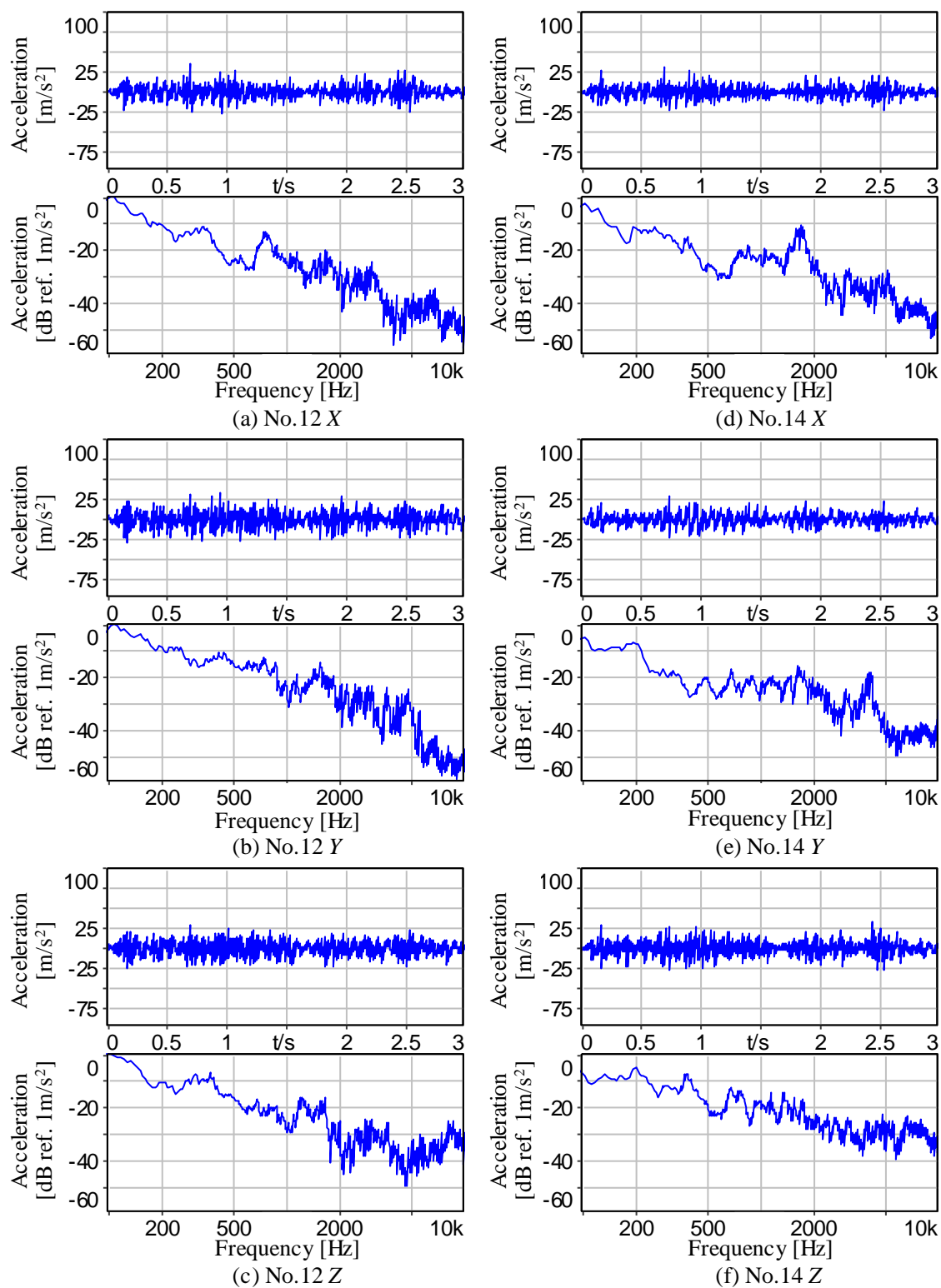


Fig. 4.33 Measured acceleration using the accelerometer No.12 and No.14 by vehicle running test on the cobble road at 15km/h.

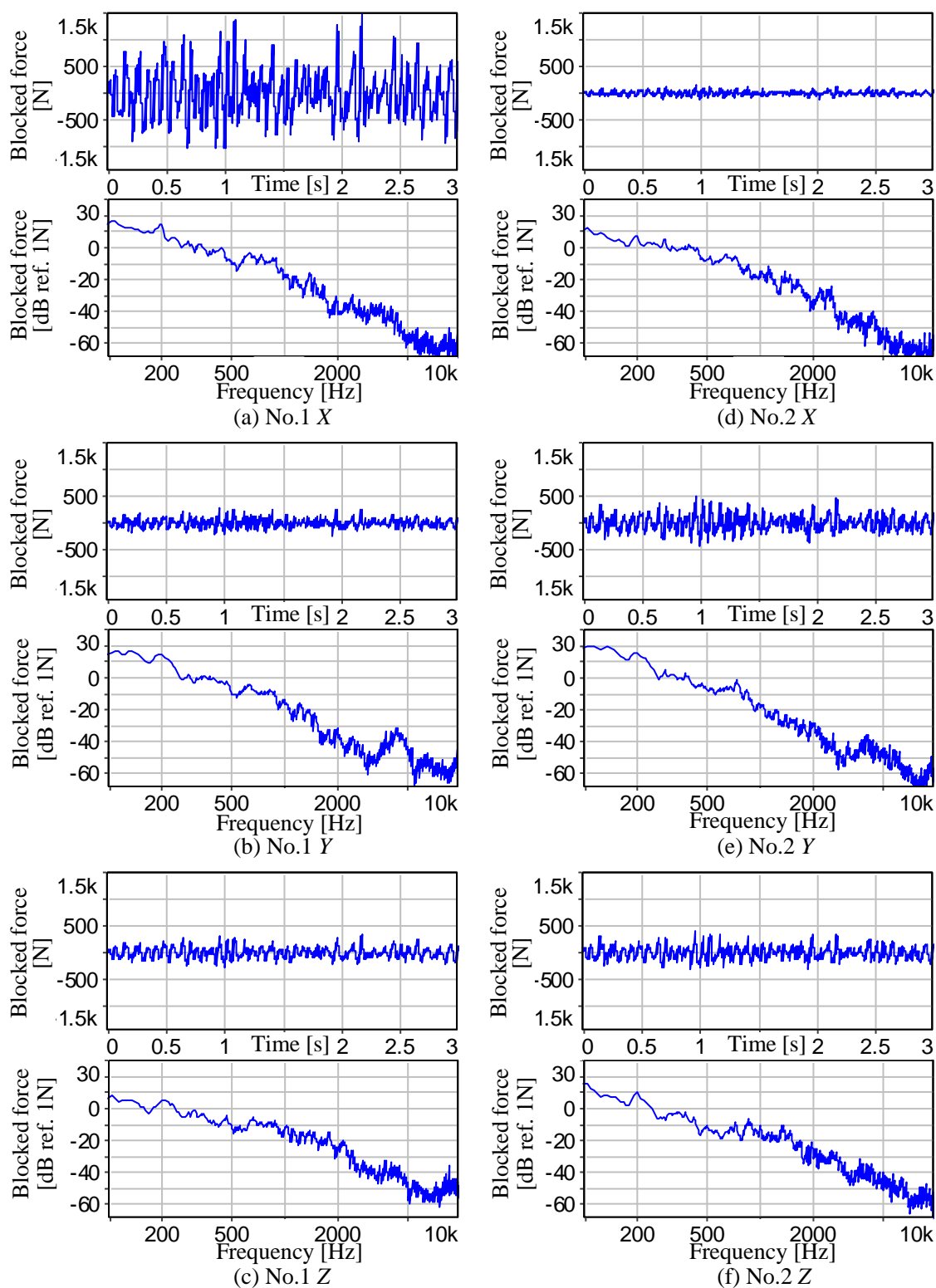


Fig. 4.34 Blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.1 and No.2 identified by inverse matrix method using the measured inertances and accelerations.



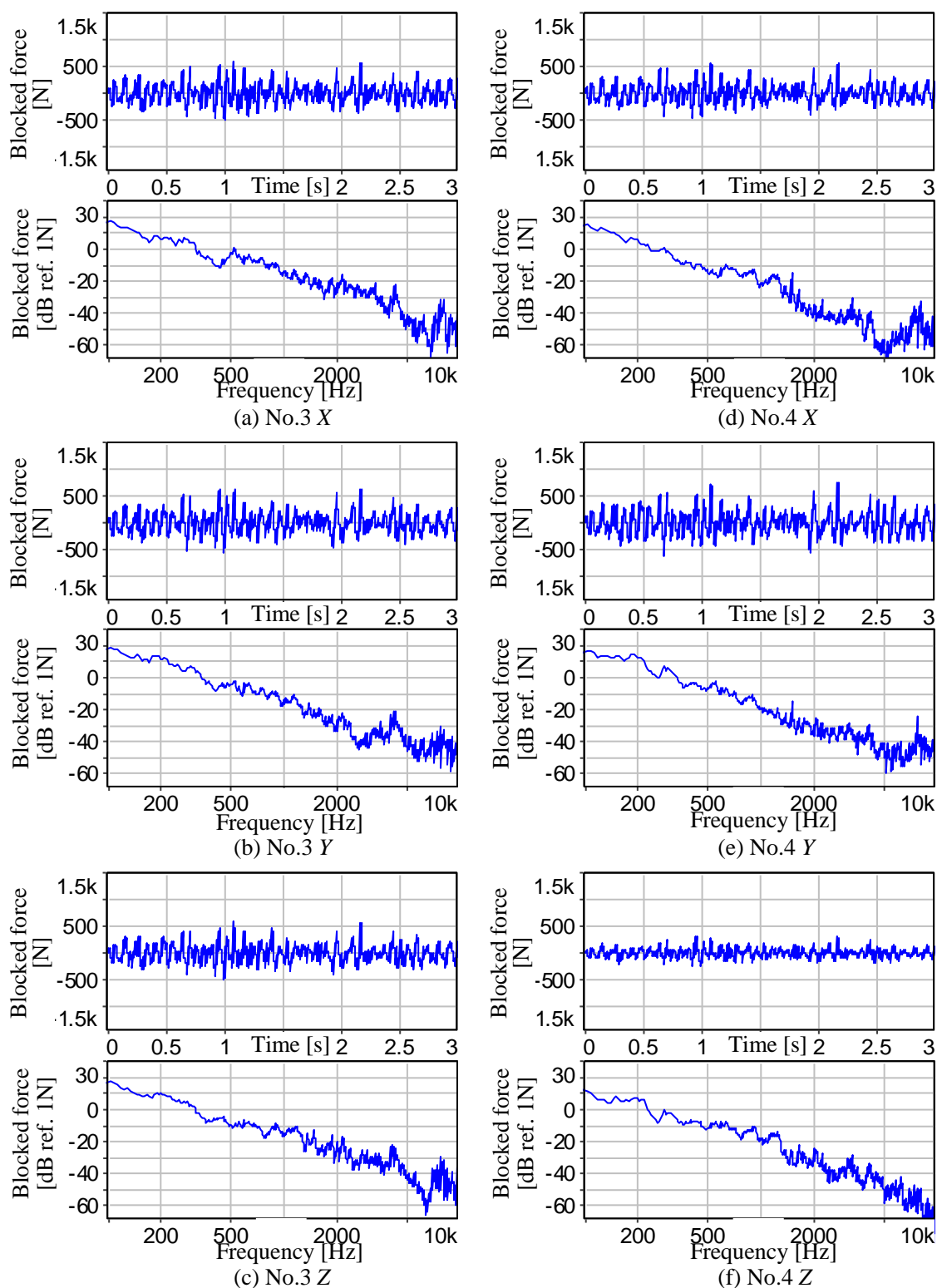


Fig. 4.35 Blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.3 and No.4 identified by inverse matrix method using the measured inertances and accelerations.

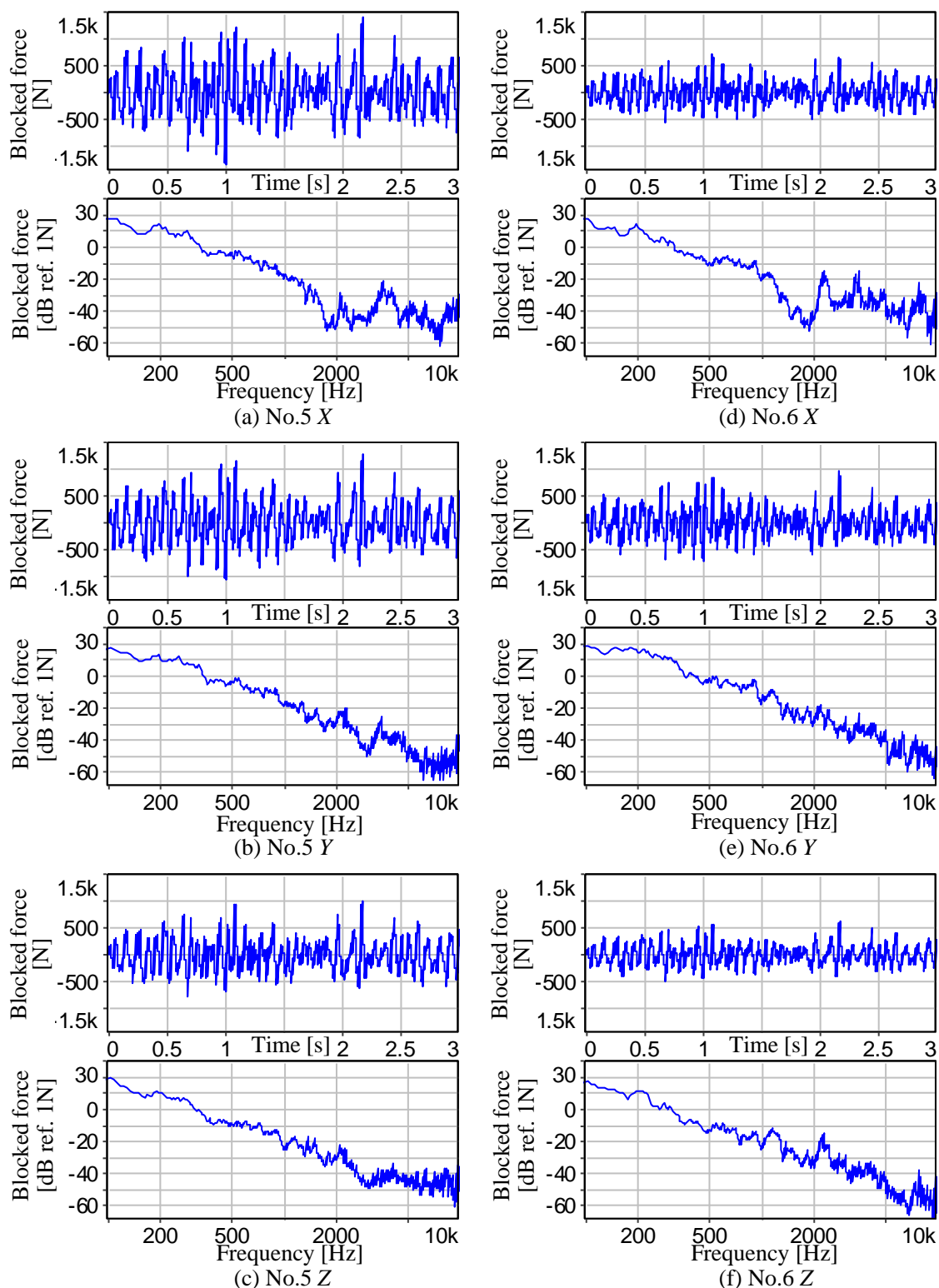


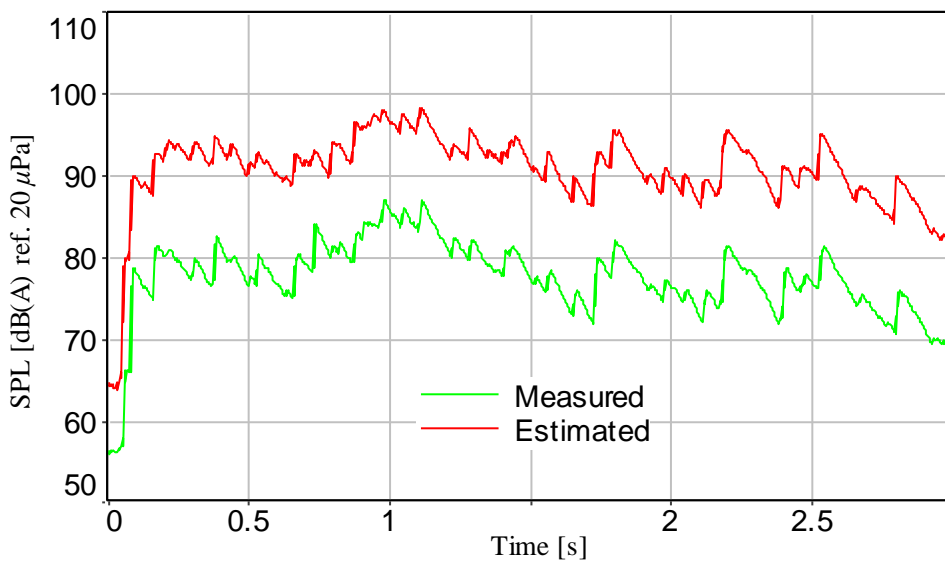
Fig. 4.36 Blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.5 and No.6 identified by inverse matrix method using the measured inertances and accelerations.

#### 4.4.3 ラトル音の推定結果と測定結果の比較

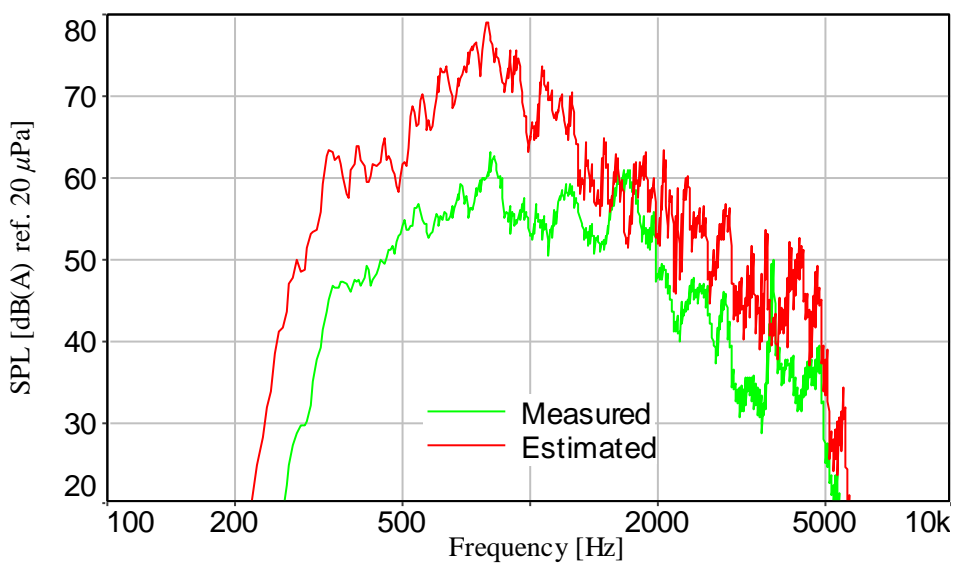
本項では、図 4.34 から図 4.36 に示す Blocked force と図 4.27 から図 4.29 に示す音響感度関数をそれぞれ掛け合わせ、それらを重ね合わせることによってターゲットの音圧を推定した結果を示す。なお、Blocked force は時間波形であり、音響感度関数は周波数スペクトルであるため、これらの畳み込みとして時間領域で音圧を計算し、300~5,000Hz のバンドパスフィルタと A 特性のフィルタで抽出したラトル音成分を測定した場合と比較した。

図 4.37(a)は、時間重み時定数 50msec として算出した騒音レベル (JIS C 1509-1) を比較した結果を示し、図 4.37(b)は、サンプリング点数 8,192, オーバーラップ 50%, ハニング窓適用にて FFT を実施した結果を示す。推定したラトル音を測定した場合と比較すると、騒音レベルには約 12dB の差異があり、周波数スペクトルの形状も異なる結果となった。また、それぞれのラトル音成分に対し、サンプリング点数 1,024, オーバーラップ 50%, ハニング窓適用にて短時間 FFT を実施した結果を図 4.38 に示す。レベルは異なるものの、衝突的に発生するラトル音の特徴は推定できていることがわかる。つぎに、推定したラトル音における No.1 から No.6 の XYZ 成分それぞれの寄与度を表示した結果を示す。この図より、推定したラトル音は、No.3 から No.6 の寄与が大きいことがわかる。

以上、推定したラトル音は、測定した場合と同様の特徴を備えているものの、測定した場合よりもレベルが大きい結果となった。この推定結果には、第 3 章で述べた放射音解析と同様に、本研究で提案する手法に起因する近似推定誤差や Blocked force の同定誤差が考えられる。次項ではこれらの誤差について考察する。

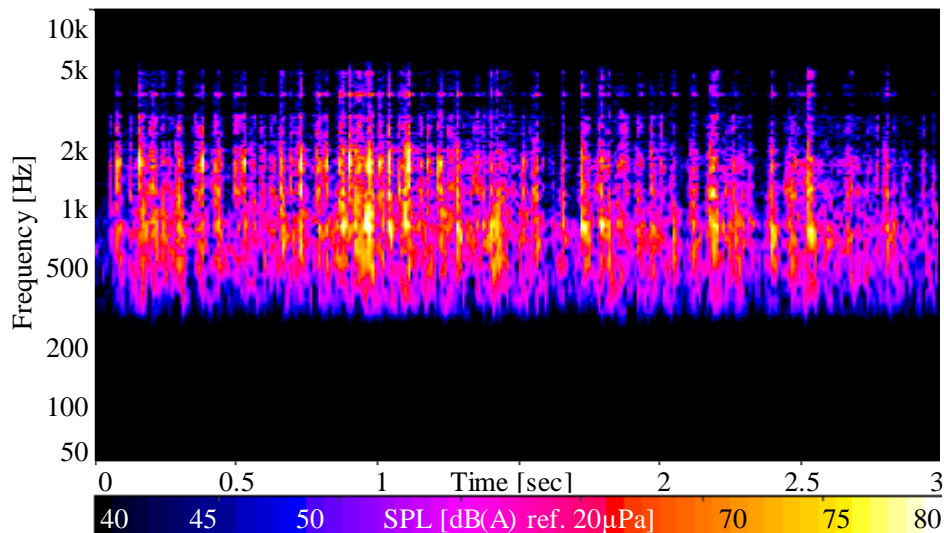


(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50ms$ ).

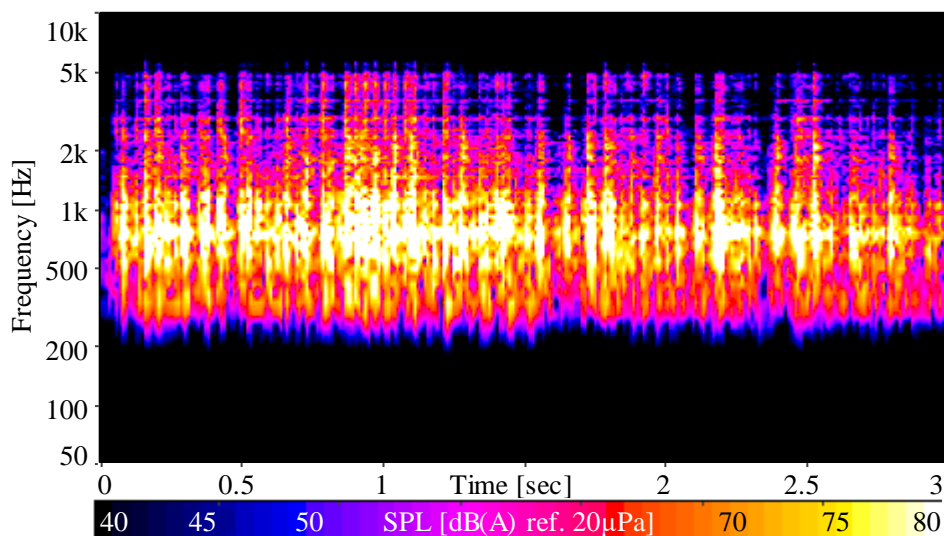


(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 4.37 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 under vehicle running condition on the cobble road at 15km/h.



(a) Measured sound.



(b) Estimated sound.

Fig. 4.38 Time-frequency spectra of the sound pressure 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 under vehicle running condition on the cobble road at 15km/h.

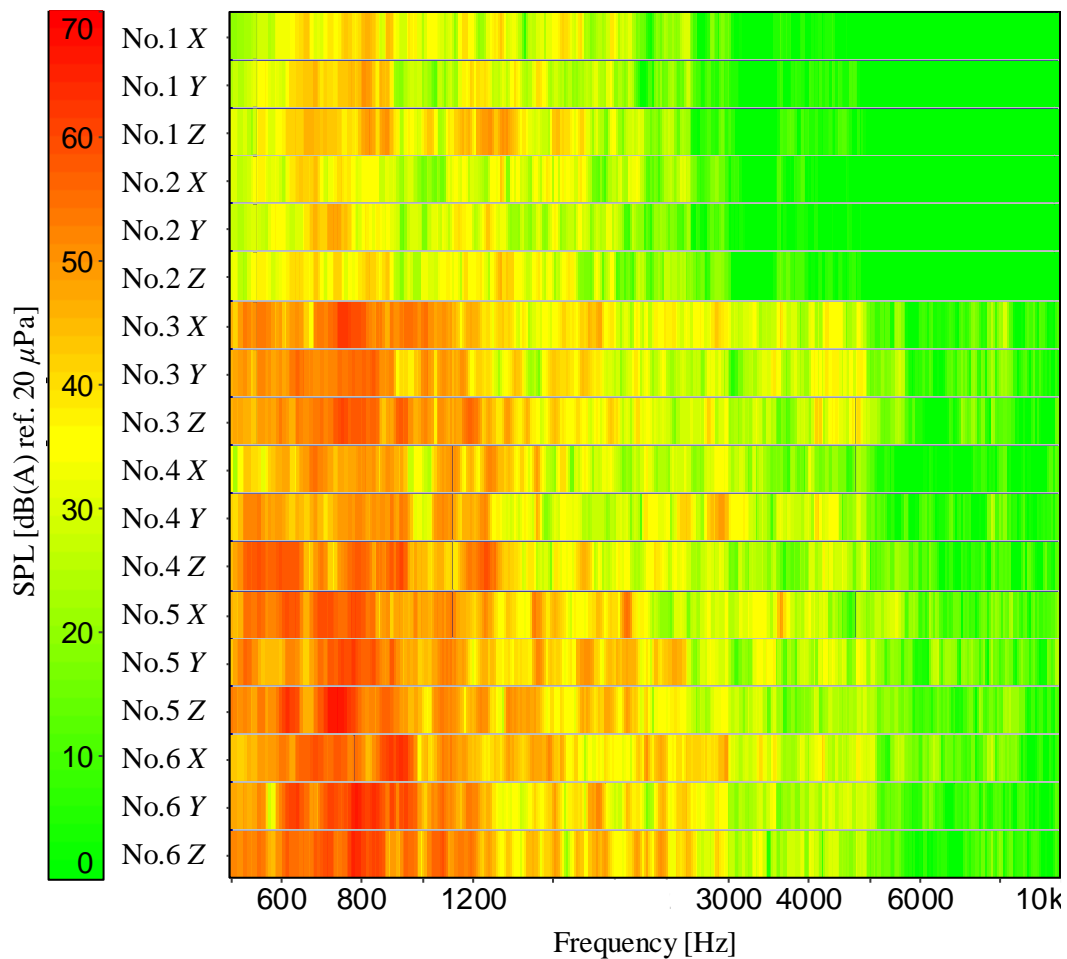


Fig. 4.39 Contribution of the estimated sound pressure level corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz under vehicle running condition on the cobble road at 15km/h.

## 4.4.4 近似推定誤差低減手法の適用

第2章および第3章で述べた通り，本研究で提案した推定手法は近似であるため，図4.37と図4.38で示した騒音レベルの推定値と測定値の差にはその近似の影響が含まれる．また，この近似による騒音レベル差は，主に加振源システム単体を結合部で拘束したときの固有振動数における Blocked force のピークに起因しており，推定値が真値よりも過大に評価されることになるが，第3章で提案した手法によりこの近似推定誤差を低減できる．この手法では，式(3.4)の逆行列法による Blocked force の同定においてイナータンスの擬似逆行列を式(3.5)の特異値分解で算出し，このときに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．

$$\mathbf{f}_{bl} = \mathbf{H}^+ \mathbf{a} \quad (3.4) \text{再掲}$$

$$\mathbf{H}^+ = \{[\mathbf{U}][\mathbf{S}][\mathbf{V}]^*\}^+ = \left\{ [\mathbf{U}] \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \sigma_1 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \sigma_N \\ 0 & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{V}]^* \right\}^+ \quad (3.5) \text{再掲}$$

$$= [\mathbf{V}] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & \vdots & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 & & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 1/\sigma_N & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{U}]^*$$

第3章でも述べたように，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[40]が，本研究で提案する手法の近似推定誤差低減にも有効である．また，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[42]が各周波数で一定となるようにした．具体的には，式(3.6)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  $\varphi$  を用いて  $M$  ( $< N$ ) 個の特異値により擬似逆行列を構成した．

$$\mathbf{H}^+ = [\mathbf{V}] \left\{ \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & & \vdots & & & & \vdots \\ \vdots & & 1/\sigma_M & \vdots & & & & \vdots \\ \vdots & & & 0 & & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{U}]^* \right\} \quad (3.6) \text{再掲}$$

$$1 - \sum_{r=1}^M \sigma_r^2 / \sum_{r=1}^N \sigma_r^2 \leq \varphi < 1 - \sum_{r=1}^{M-1} \sigma_r^2 / \sum_{r=1}^N \sigma_r^2$$

式 (3.6) に示す閾値  $\varphi$  を 0.03 とした場合の擬似逆行列を用いて同定した Blocked force の時間波形と周波数スペクトルを図 4.40 から図 4.42 に示す。また、この Blocked force を用いて推定したラトル音の騒音レベル (JIS C 1509-1)、周波数分析、短時間 FFT を実施し、測定したラトル音の場合と比較した結果を図 4.43 と図 4.44 に、またそれぞれの Blocked force の寄与度を表示した結果を図 4.45 に示す。

まず、閾値  $\varphi$  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、図 4.43(a) に示すように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、図 4.43(b) や図 4.44 に示すように高周波帯域においては相違があるが、前報で提案した近似推定誤差の低減手法を併用することで、妥当な騒音レベルが推定できると考えられる。

また、図 4.40 から図 4.42 に示す Blocked force を、小さな特異値を無効化しない場合の図 4.34 から図 4.36 と比較すると、周波数スペクトルの形状は同等のまま、レベルが全体的に小さくなっていることがわかる。図には示していないが特に 100Hz 以下のレベルが下がったことで、時間波形の振幅が小さくなり、No.1 から No.6 で振幅がほぼ同等となったことがわかる。

一方、推定したラトル音の音圧に対する No.1 から No.6 の寄与度を示した図 4.45 を見ると、No.3 から No.6 の寄与が大きい。No.1 から No.6 で Blocked force は同等であるものの、No.1 と No.2 は、ターゲットの位置から離れており、音響感度関数のゲインが小さいため、寄与が小さくなったものと考えられる。また、図 4.45 を図 4.39 と比較すると、No.3 から No.4 の寄与が大きいという傾向は同じであることがわかる。

ところで、図 4.46(a) は小さな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 4.46(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第 3 章の図 3.23 と比較すると、 $\varphi=0.001$  で既に条件数は 60 程度と十分に小さく、数値計算上の誤差や提案する手法による近似推定誤差の低減は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近似推定誤差の低減ではなく、別の要因を除去するための合わせ込みに必要だったと考えられる。ここで、提案した推定手法を適用する上での前提条件について振り返る。提案した推定手法では、機械システム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、提案した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 4.9 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、これらを除去する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 4.9 に示す参照点の振動加速度に対してはエンジンなど他の加振源の感度が高いため、同じ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つたと考えられる。また、図 4.37(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 程度の差異があったのに対し、図には示していないが  $\rho=0.001$  の場合でも 10dB 程度の差異があった。したがって、エンジンなど他の加振源の影響が図 4.37(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一定であったと考えられる。

ところで、図 4.43(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 4.43(b) では特に高周波帯域において差異が見られる。図 4.43(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 4.47 に示す結果となった。前半の図 4.47(a) と図 4.47(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 4.47(c) と図 4.47(d) は比較的变化が小さいことがわかる。図 4.43(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、周波数スペクトルの形状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 4.14 から図 4.29 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。

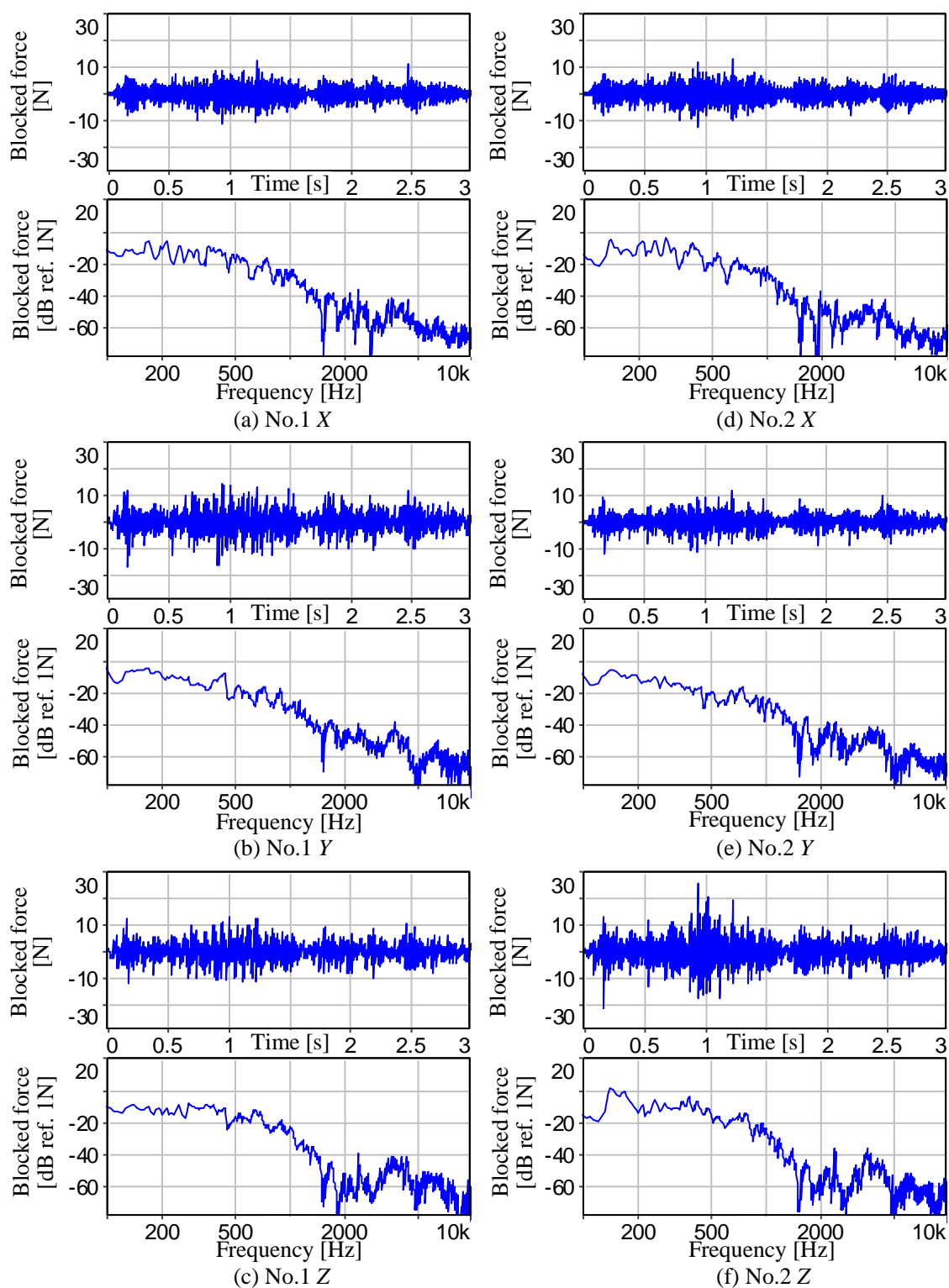


Fig. 4.40 Blocked forces at the connections of EPS near the accelerometer No.1 and No.2 identified by means of inverse matrix method with the regularization factor  $\phi = 0.03$ .

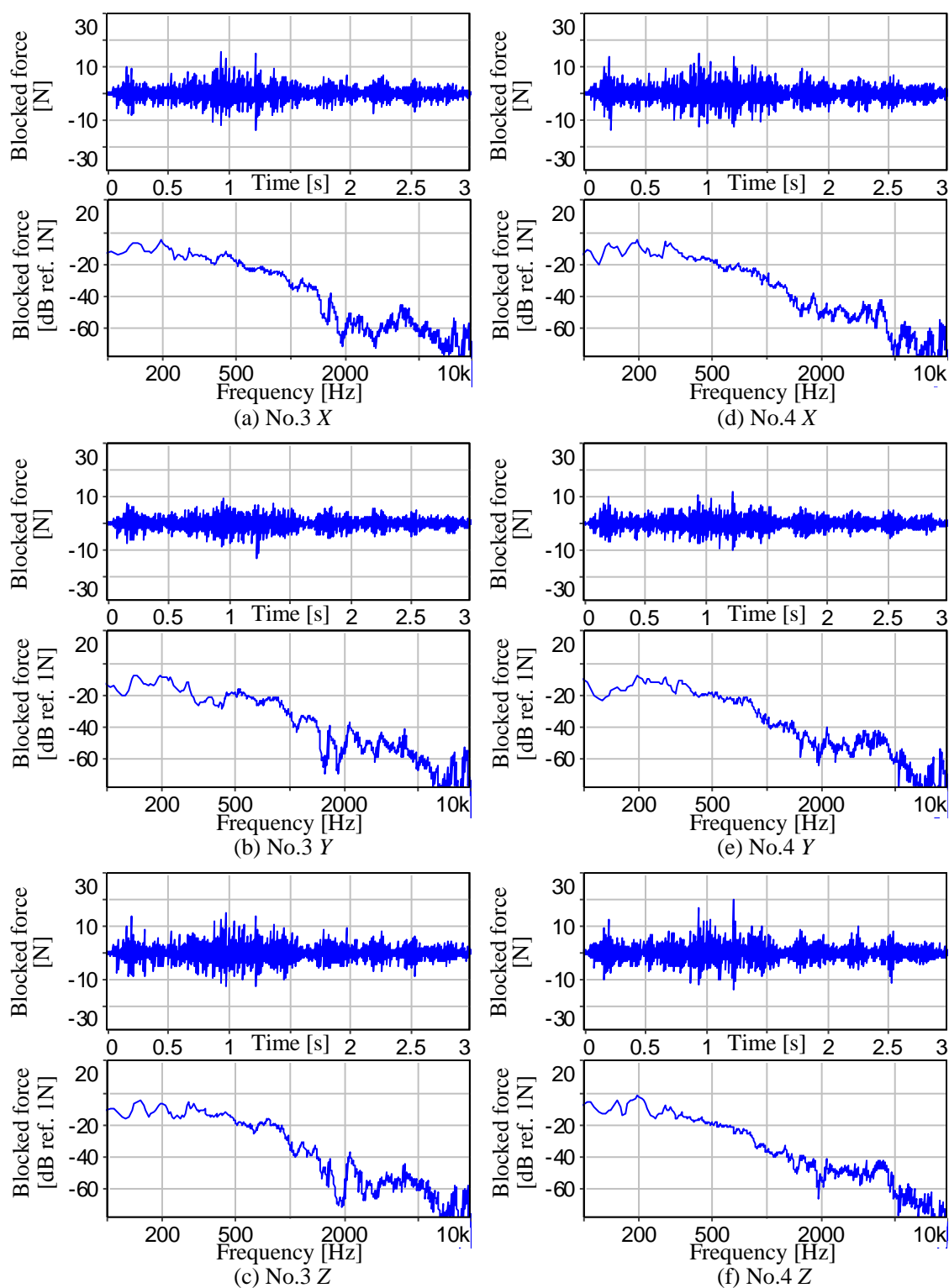


Fig. 4.41 Blocked forces at the connections of EPS near the accelerometer No.3 and No.4 identified by means of inverse matrix method with the regularization factor  $\phi = 0.03$ .

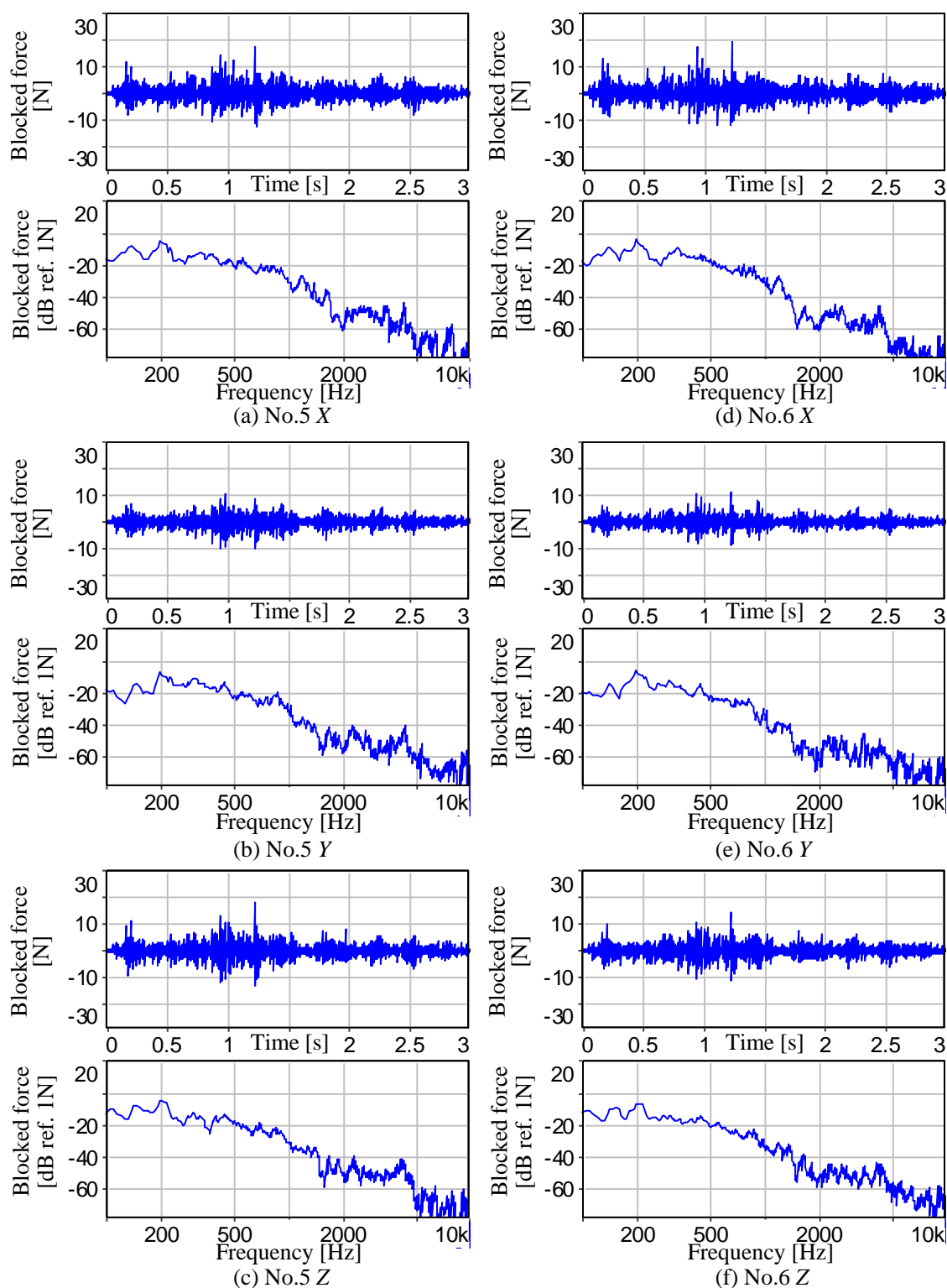
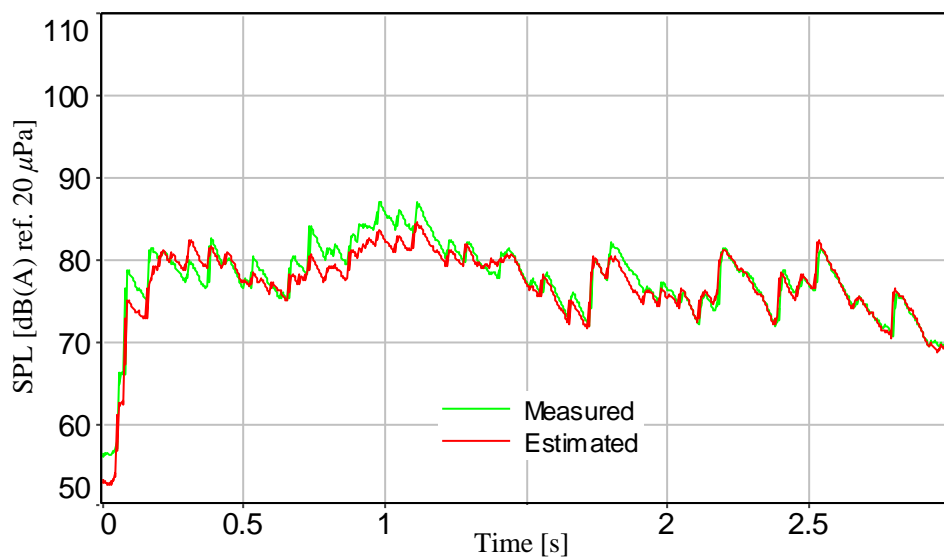
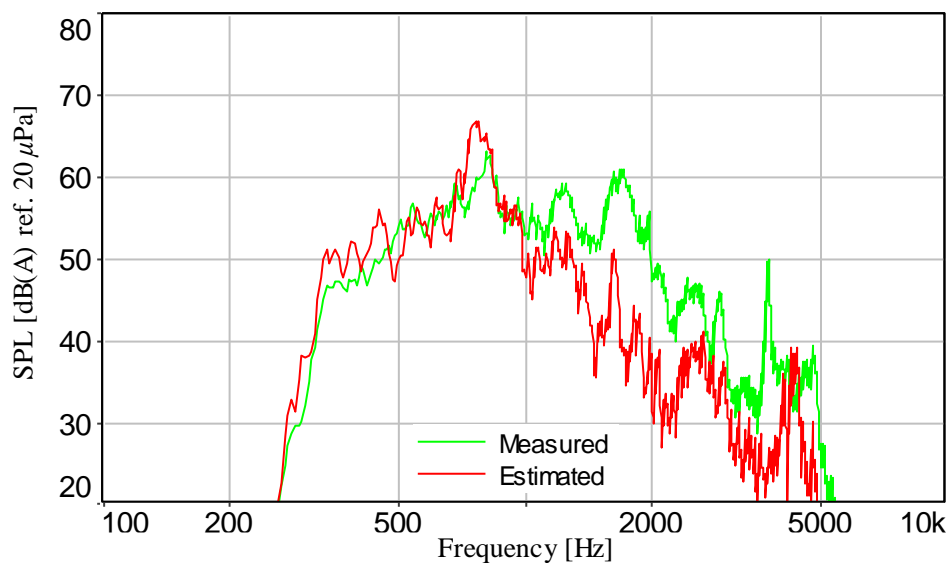


Fig. 4.42 Blocked forces at the connections of EPS near the accelerometer No.5 and No.6 identified by means of inverse matrix method with the regularization factor  $\varphi = 0.03$ .

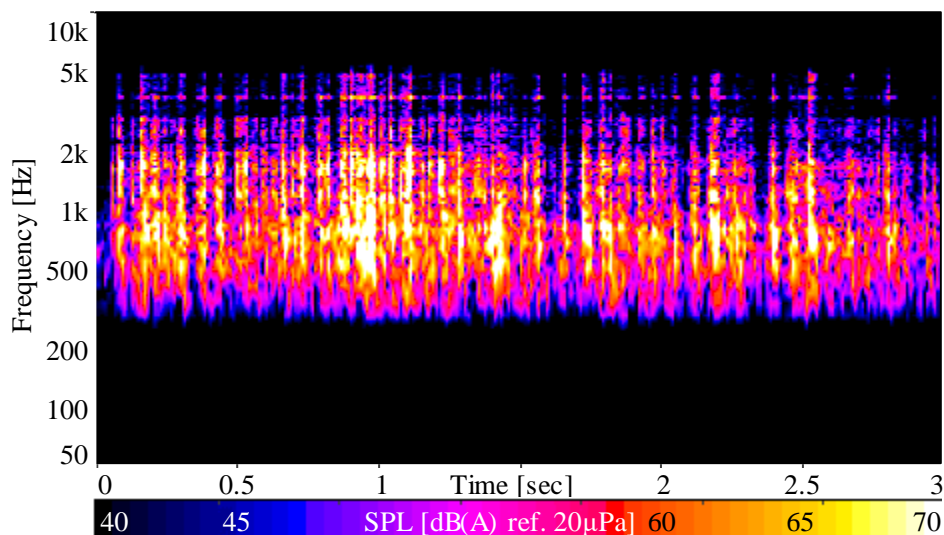


(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50ms$ ).

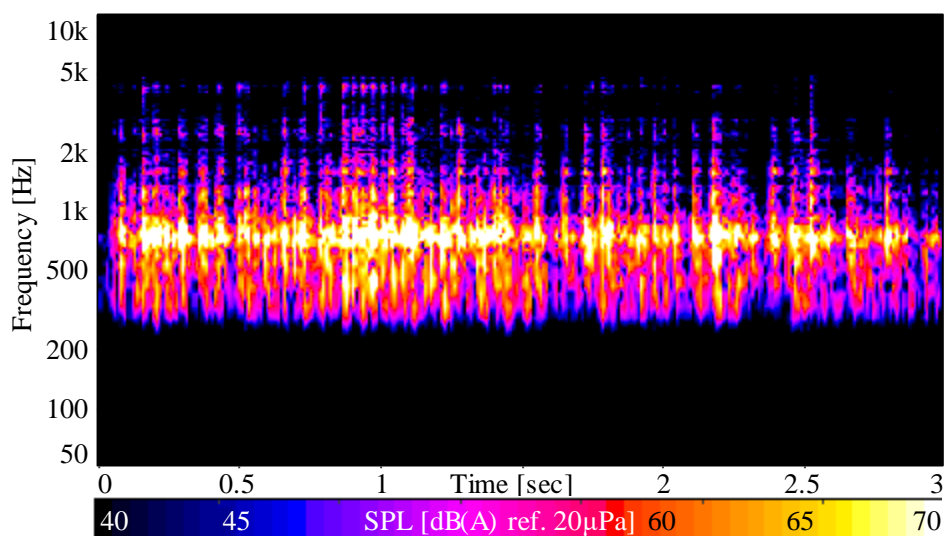


(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 4.43 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. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor  $\varphi = 0.03$ .



(a) Measured sound.



(b) Estimated sound.

Fig. 4.44 Time-frequency spectra of the sound pressure 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. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor  $\varphi = 0.03$ .

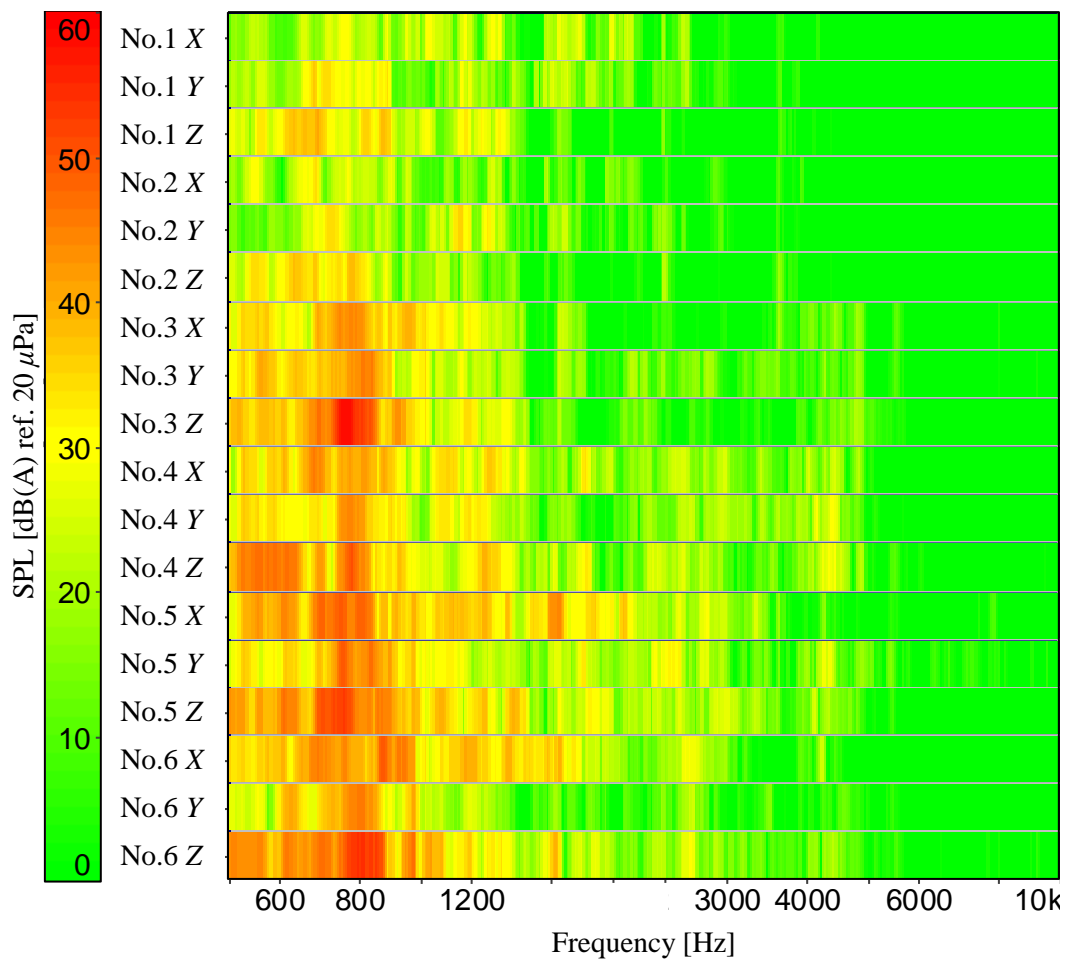
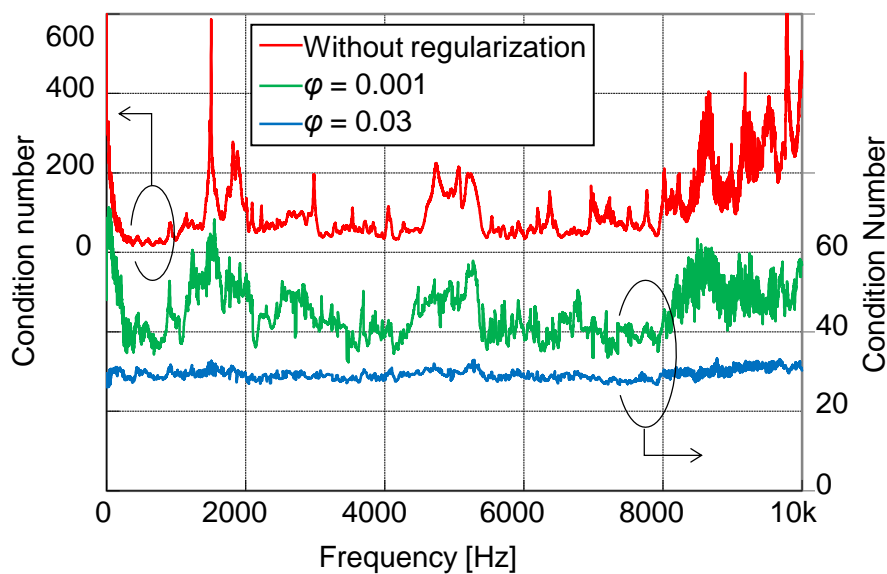
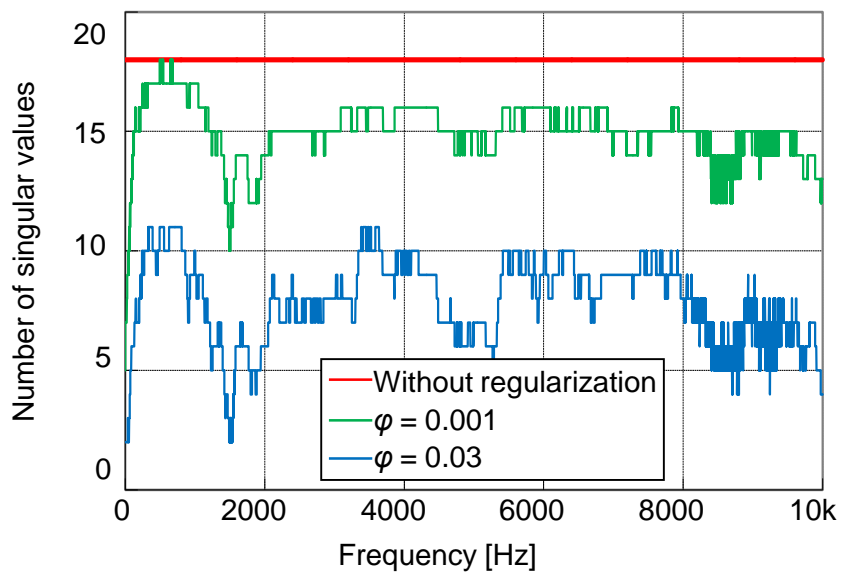


Fig. 4.45 Contribution of the estimated sound pressure level corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz by vehicle running test on the cobble road at 15km/h. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor  $\varphi = 0.03$ .



(a) Condition numbers.



(b) Number of singular values.

Fig. 4.46 Condition numbers and number of singular values of the inertia matrices with and without regularization for identifying blocked forces by means of inverse matrix method.



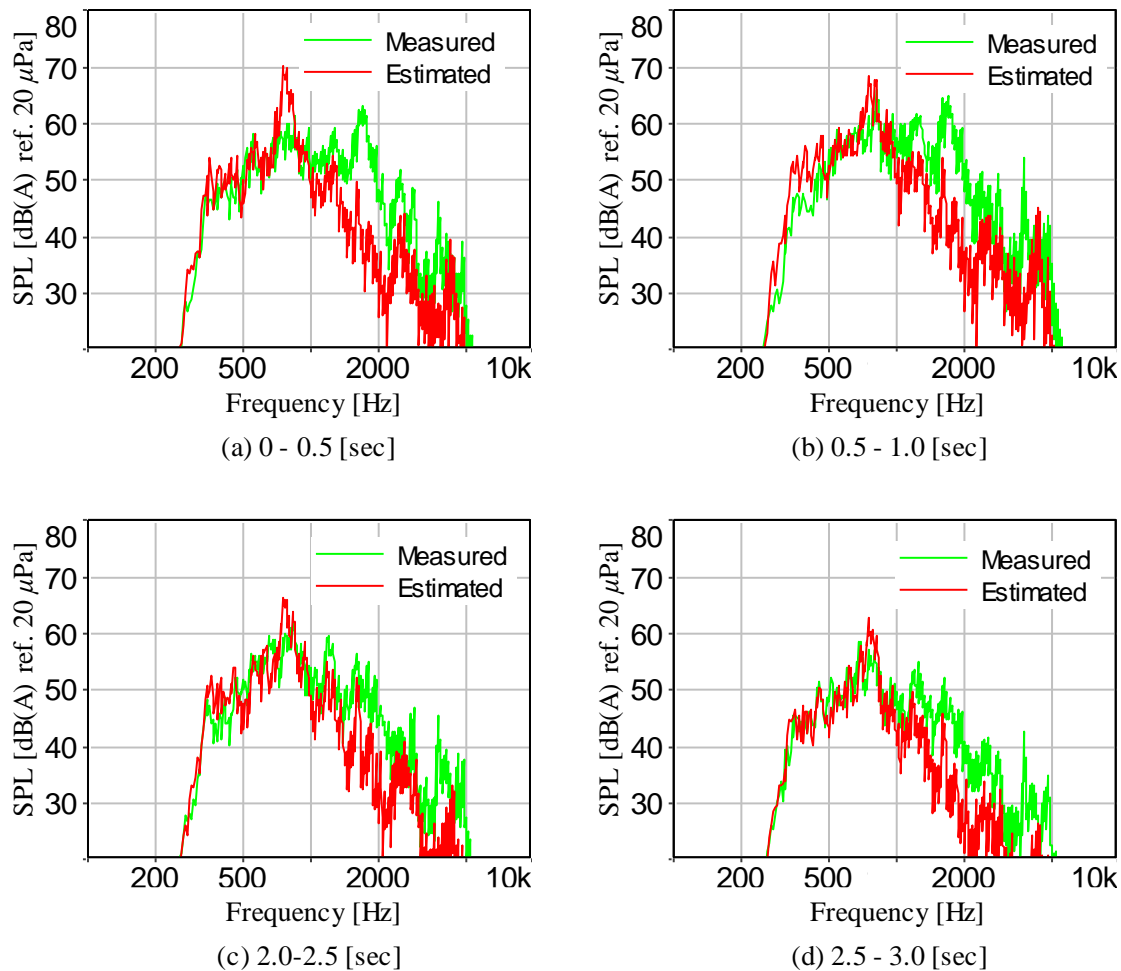


Fig. 4.47 Frequency spectra of the measured and estimated sound pressure levels which are part of the data in the Fig. 4.43.

#### 4.4.5 実稼働 TPA による寄与度分析との比較

前項では、推定したラトル音に対する各 Blocked force の寄与度を図 4.39 と図 4.45 に示したが、寄与度分析は、第 1 章で述べたように、実稼働 TPA (Operational Transfer Path Analysis, OTPA) でも可能である。そこで OTPA による寄与度を算出して比較することにより、提案する手法の妥当性を検討することにした。

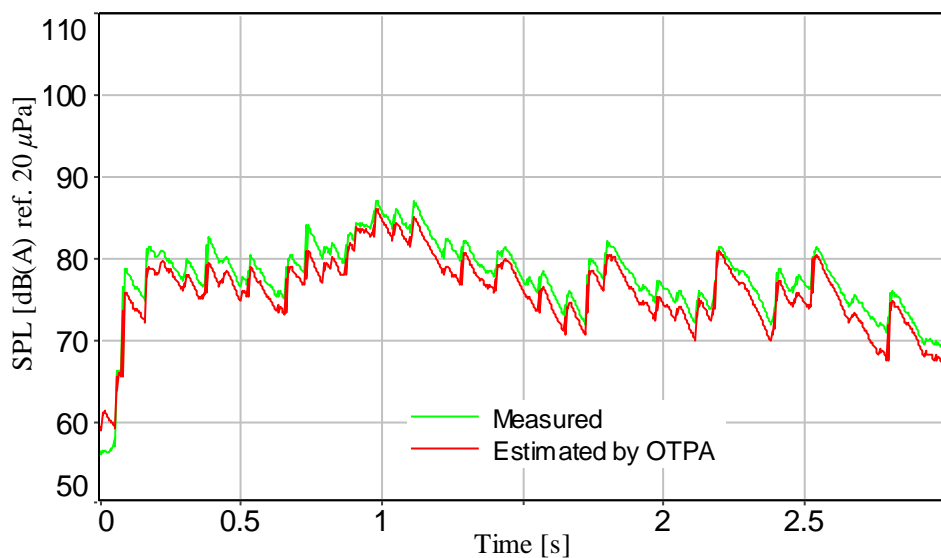
本研究で提案した推定手法では、図 1.3 に示す通常の TPA の手順で Blocked force と音響感度関数それぞれ別々に求めて掛け合わせるによりターゲットの音圧を算出したのに対し、OTPA では、図 1.16 に示すようにターゲットの音圧と各結合部の振動のセットを複数回測定し、逆行列法を用いて各結合部からターゲットまでの伝達率を算出し、測定した振動の一つに伝達率を乗じてターゲットの音圧を算出する。本章で扱う EPS に適用する場合、 $k$  回目の測定における No.1 から No.6 までの結合部における XYZ 方向の振動加速度をそれぞれ  $a_{1X(k)}$ ,  $a_{1Y(k)}$ ,  $a_{1Z(k)}$ , ...,  $a_{6Z(k)}$  とし、また同時に測定したターゲットの音圧を  $p(k)$  とすると、式 (4.1) により、各結合部からターゲットまでの伝達率  $r_{1X}$ ,  $r_{1Y}$ ,  $r_{1Z}$ , ...,  $r_{6Z}$  を算出できる。なお式 (4.2) は式 (4.1) を簡略化した式であり、+は擬似逆行列を示す。

$$\begin{Bmatrix} r_{1X} \\ r_{1Y} \\ \vdots \\ r_{6Y} \\ r_{6Z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{1X(1)} & a_{1Y(1)} & \cdots & a_{6Y(1)} & a_{6Z(1)} \\ a_{1X(2)} & a_{1Y(2)} & \cdots & a_{6Y(2)} & a_{6Z(2)} \\ a_{1X(3)} & a_{1Y(3)} & \cdots & a_{6Y(3)} & a_{6Z(3)} \\ a_{1X(4)} & a_{1Y(4)} & \cdots & a_{6Y(4)} & a_{6Z(4)} \\ a_{1X(5)} & a_{1Y(5)} & \cdots & a_{6Y(5)} & a_{6Z(5)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ a_{1X(k)} & a_{1Y(k)} & \cdots & a_{6Y(k)} & a_{6Z(k)} \end{bmatrix}^+ \begin{Bmatrix} p(1) \\ p(2) \\ p(3) \\ p(4) \\ p(5) \\ \vdots \\ p(k) \end{Bmatrix} \quad (4.1)$$

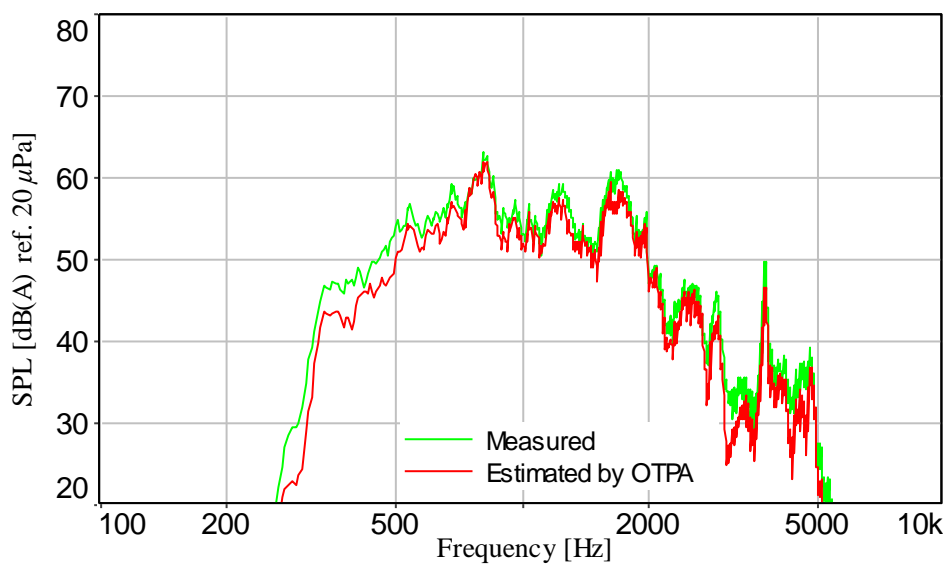
$$\mathbf{r} = \mathbf{A}^+ \mathbf{p} \quad (4.2)$$

4.4.2 項と同じ走行条件 (玉石路を 15km/h で走行) で各結合部の振動加速度とハンドル近傍の音圧を 10 秒間測定し、これを 5 回繰り返した。なおサンプリング周波数は 44,100Hz とし、サンプリング点数 8,192、オーバーラップ 50%、ハニング窓適用にて FFT を実施した。したがって、FFT 525 回分 ( $=\{10\text{sec} / (8,192/44,100\text{Hz}) \times 2 - 1\} \times 5$ ) のデータとなるため、各周波数における伝達率を  $k=525$  として式 (4.1) により算出した。

算出した伝達率と 4.4.2 項で示した振動加速度の時間波形を畳み込みにより音圧の時間波形を算出し、図 4.37 から図 4.39 と同様に、騒音レベルと周波数スペクトルの算出、短時間 FFT、寄与度分析を行った結果を図 4.48 から図 4.50 示す。4.4.2 項で示した振動加速度 (3 秒間) が伝達率の算出に用いた振動加速度 (10 秒間  $\times 5$ ) よりも小さかったため、推定値が測定値よりも少し低い、図 4.48 と図 4.49 に示す騒音レベル波形やスペクトル形状は概ね一致しており、適切な計算が実施できていると考えられる。つぎに図 4.50 の寄与度分析の結果を図 4.45 と比較すると、No.3 から No.6 の寄与度が大きいという傾向が同じであることがわかる。したがって、本研究で提案する手法を用いた図 4.43 から図 4.45 の結果は、妥当であると考えられる。

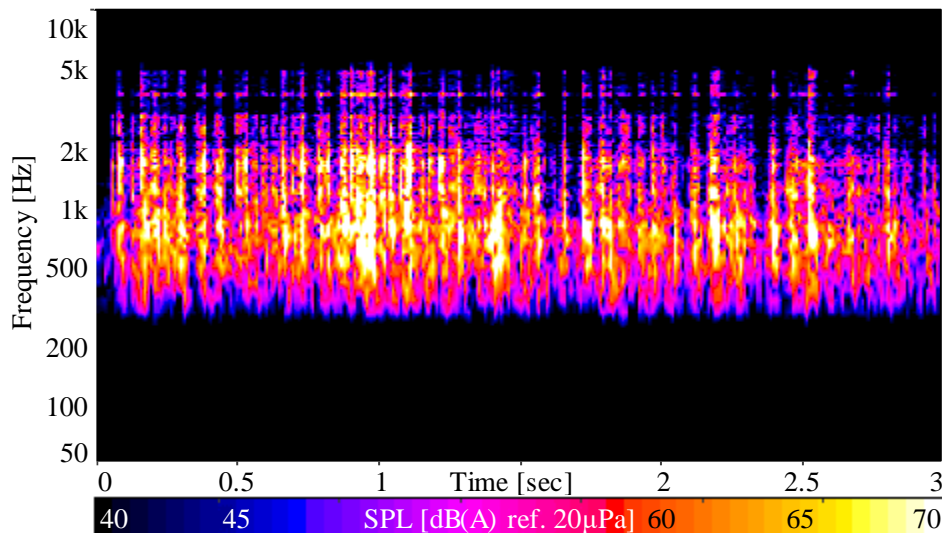


(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50ms$ ).

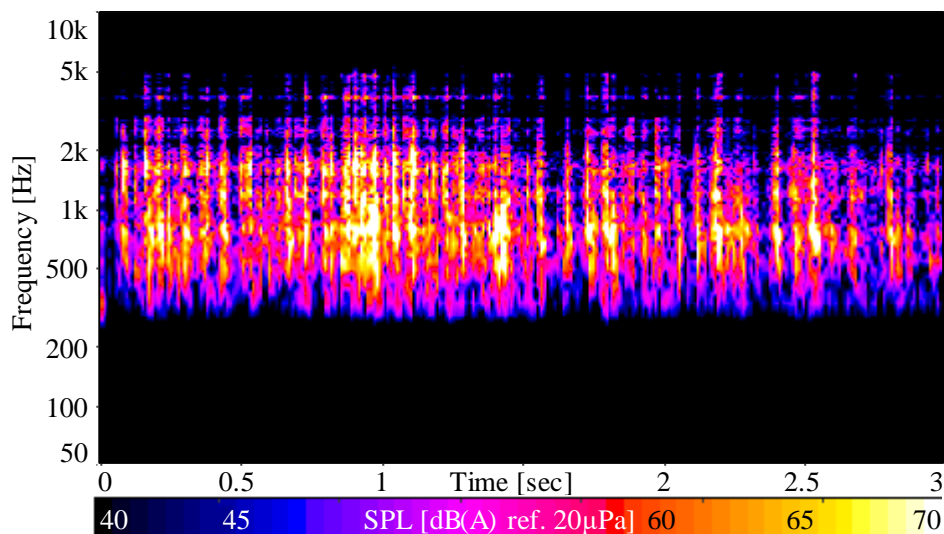


(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 4.48 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. The estimated sound pressure was synthesized by OTPA.



(a) Measured sound.



(b) Estimated sound.

Fig. 4.49 Time-frequency spectra of the sound pressure 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. The estimated sound pressure was synthesized by OTPA.

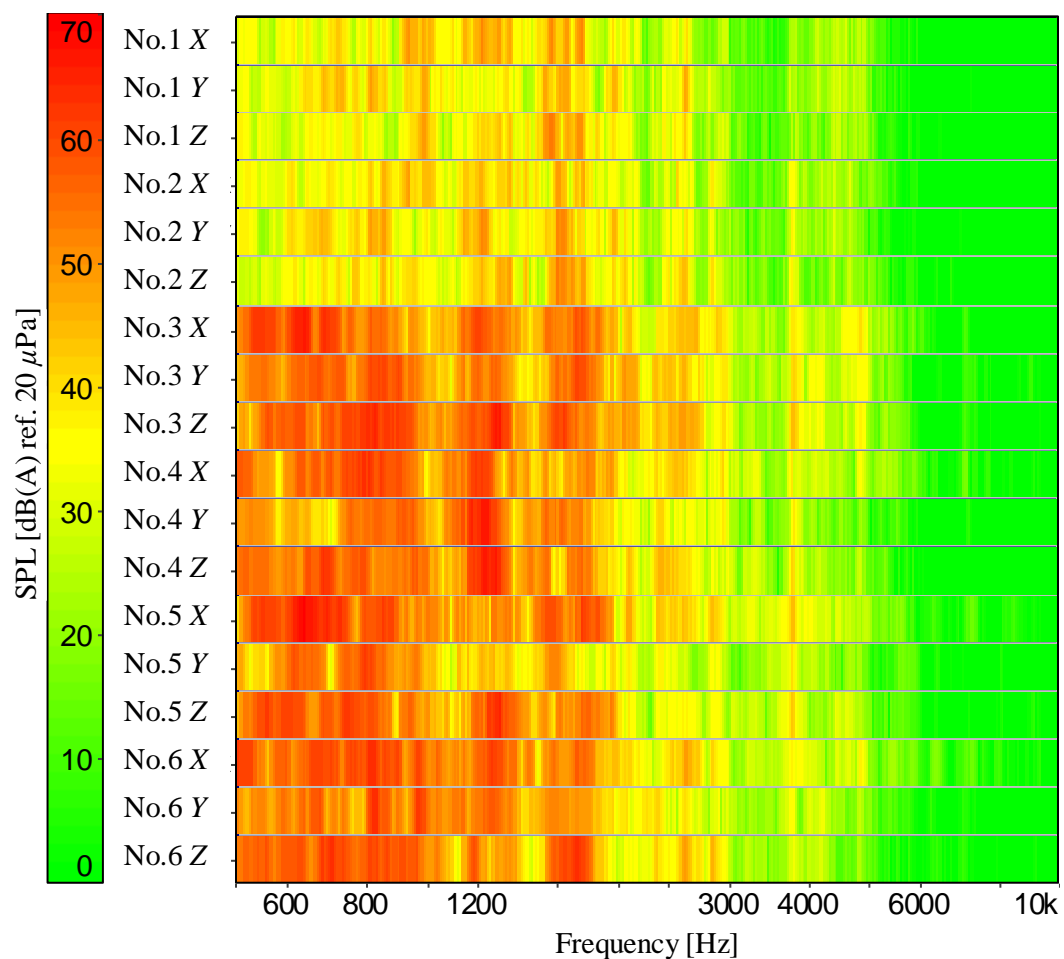


Fig. 4.50 Contribution of the estimated sound pressure level corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz by vehicle running test on the cobble road at 15km/h. The estimated sound pressure was synthesized by OTPA.

#### 4.5 結言

本章では、第2章で提案した **In-situ blocked force** 法と TPA の組み合わせによる空気伝ば音の近似的推定手法と、第3章で提案した逆行列法の適用における小さな特異値の無効化による近似推定誤差低減手法の実験的な検証として、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 (Electric Power Steering System, EPS) のラトル音を対象に車両走行試験による推定値と測定値を比較し、以下の結果を得た。

- (1) エアバックモジュールを取り外したハンドルの中央に設置したマイクロホンで測定した音圧と中間軸の伝達トルクの時間波形から、EPS のラトル音は主に EPS の中間軸の伝達トルクが正負反転する瞬間に発生することを示した。また、中間軸の伝達トルクには車速によって周波数が増減しないピークが 15Hz 付近にあることから、凹凸路の走行によって中間軸の伝達トルクの正負反転を伴うシャシー系の低周波共振が発生し、これによって隙間をもつ部品同士が衝突し、発生した高周波振動が各部に伝達され、ハンドルなど平面を含む部位からラトル音が放射されると推察した。
- (2) 「コラムをボルト固定する4カ所」と「ステアリングギヤハウジングをボルト固定する2カ所」を EPS の結合部とし、ラトル音発生時のこの結合部における直交3方向の **Blocked force** を **In-situ blocked force** 法で同定し、またこの EPS の結合部からハンドルの中央に設置したマイクロホンまでの音響感度関数を測定し、各 **Blocked force** と各音響感度関数をそれぞれ掛け合わせ、重ね合わせることで音圧を算出し、さらに 300Hz から 5kHz のバンドパスフィルタを適用することにより EPS のラトル音を推定した。推定したラトル音の騒音レベルは、推定に用いた各参照点の振動加速度と同時に測定したラトル音の騒音レベルよりも大きくなったものの、衝突的に発生するラトル音の特徴は再現できていることを示した。
- (3) ラトル音の推定において、イナータンス行列における小さな固有値の無効化による近似推定誤差の低減手法を適用することにより、推定した騒音レベルの時間波形と周波数スペクトルが測定した場合と概ね一致することを示し、提案した推定手法の妥当性を検証した。
- (4) 騒音レベルの推定値を測定値と一致させるためには、小さな特異値を過剰に無効化しなければならないことを示した。これは車両走行試験においてエンジンなど EPS 以外にも加振源があったためであり、**In-situ blocked force** 法と TPA の組み合わせを適用する上での前提条件を完全には満足していなかったためであると推察した。すなわち、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しなければならなかったと推察した。

- (5) 推定したラトル音に対する各結合部の寄与度を実稼働 TPA の場合と比較し、コラム結合部の影響が大きいという傾向が一致したことを示すことにより、**In-situ blocked force** 法による空気伝ば音の推定手法の妥当性を検証した。

# 第5章

## 電動パワーステアリングシステムの ラトル音を対象とした 単体試験による実験的検証

### 5.1 緒言

第4章では、本研究で提案する空気伝ば音の推定手法を実験的に検証するために、自動車用電動パワーステアリングシステム（Electric Power Steering System, EPS）のラトル音を対象とし、車両走行時に測定した振動から Blocked force を同定し、車両静止時のハンマリング試験によって測定した音響感度関数を乗じることによってラトル音を推定し、振動と同時に測定したラトル音と比較した。しかしながら、この推定手法の実際の用途としては、EPS の開発時において車両走行時におけるラトル音の騒音レベルを推定することであり、EPS の開発時には車両が存在しないため、車両走行試験を実施することができない。

そこで本章では、図 5.1 に示すように、EPS の単体試験において測定した振動から Blocked force を同定し、車両の音響感度関数を乗じることによってラトル音を推定し、車両走行試験で測定したラトル音と比較することによって提案した推定手法を検証した結果について述べる。なお、実際の用途においては、車両の音響感度関数も測定することができないが、類似した構造をもつ車両を代替で使用するものとし、本章では、第4章と同一の音響感度関数を使用することにした。あるいは、車両が既に存在する場合において、コストにかかる車両走行試験の代わりに EPS の単体試験を実施する場合を想定した。

また、第4章で示した車両の走行試験では、エンジンやタイヤなど、EPS 以外にも加振源が存在したため、これらの影響を取り除く必要があった。これに対し、本章で示す EPS の単体試験では、外部入力はいすゞに結合した加振機のみであり、この加振機が単体で発生する振動や騒音の周波数はラトル音の周波数帯域と重ならないことから、実質の加振源は EPS 内部のみとすることができた。一方で、EPS の単体試験では車両走行時における EPS の外部入力を再現する必要があり、これを時間領域で正確に再現することが困難であったため、ラトル音の推定値と測定値は、騒音レベルの平均値や周波数スペクトルで比較することにした。

さらに、ジョイントの隙間を故意に変化させた中間軸（図 4.5 および図 4.9 の Intermediate shaft）を別途準備し、EPS の単体試験と提案する手法によりラトル音の個体差を評価し、車両の走行試験で測定した場合との比較によって検証した結果[102][103]についても述べる。



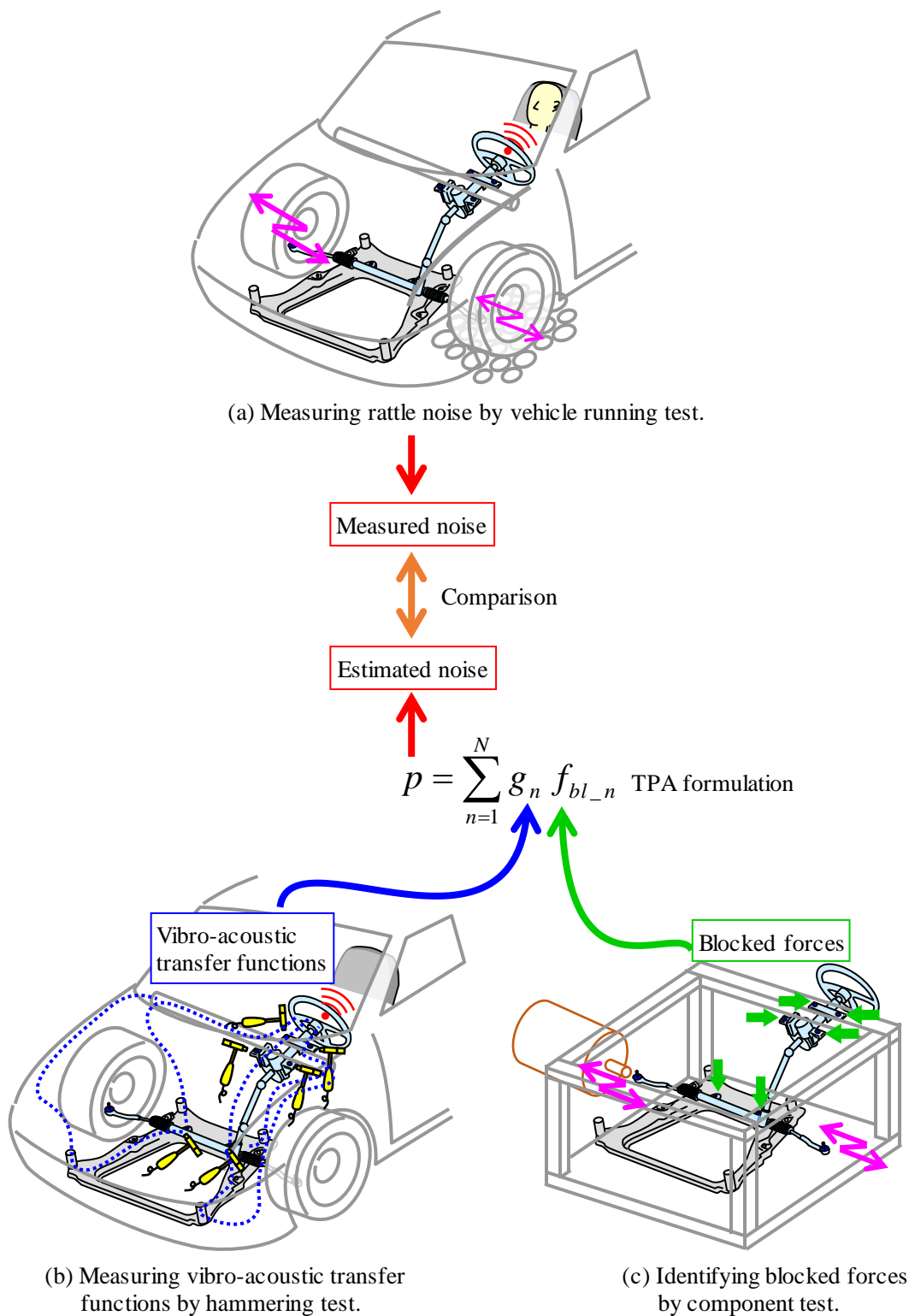


Fig. 5.1 Schematic view of experimental verification for the noise estimation method, in which blocked forces are identified by component test and the estimated noise is compared with the noise measured by vehicle running test.

## 5.2 電動パワーステアリングシステムの単体試験機

本研究で構築した自動車用電動パワーステアリングシステム (Electric Power Steering System, EPS) の単体試験機では、ラトル音の推定に必要な Blocked force を同定するために、ラトル音の原因である部品間の衝突を再現したうえで、EPS 結合部の振動を測定する必要がある。4.2.2 項で述べたように、EPS 内部における部品間の衝突は、凹凸路の走行時におけるタイヤの鉛直方向および舵角方向の運動を入力としたシャシー系の低周波共振 (13~15Hz) によって発生すると考えられる。EPS の単体試験機において、タイヤの鉛直方向と舵角方向の両方の加振を行うことは困難と考えられたため、それぞれを単独で加振する車両加振試験を行い、どちらの方向のタイヤ運動がラトル音に対して影響が大きいかを調べることにした。その結果、舵角方向の影響が大きいことが分かり、EPS の単体試験機では、タイヤの舵角方向に相当するタイロッド軸方向を加振し、車両走行時におけるタイロッド振動加速度を再現することにした。本節では、この車両加振試験の結果に加え、EPS 単体試験機における加振方法や加速度センサの配置、イナータンスの測定結果について述べる。

### 5.2.1 車両加振試験による加振方法の検討

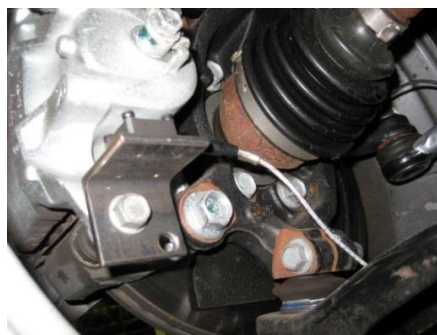
まず、鉛直方向の加振では、図 5.2 に示すように、前輪二つをそれぞれ油圧加振機の上に載せ、凹凸路走行時における前輪二つの鉛直方向振動加速度を同時に再現した。図 5.3 は加振時にハンドルの中心近傍に設置したマイクロホンで測定した音圧の短時間 FFT の結果であるが、ラトル音の特徴である高周波帯域の打音は見られず、聴感上もラトル音を聞き取ることができなかった。

そこでつぎに、図 5.4 に示すように、油圧加振機を水平にして一方の前輪に固定し、もう一方の前輪に固定されたタイロッドの軸方向振動加速度が凹凸路走行時を再現するように舵角方向の加振を行った。図 5.5 は加振時に測定した音圧の短時間 FFT の結果であるが、ラトル音の特徴である高周波帯域の打音が見られ、聴感上もラトル音を聞き取れた。また、舵角方向の加振時において、図 4.6 と同様に、測定した音圧のラトル音成分と中間軸のトルク、両タイロッドの軸力、モータの三相電流を測定した結果を図 5.6 に示す。ラトル音は主に中間軸トルクが正負反転する瞬間に発生しており、図 4.6 と同じ特徴が再現できていることが確認できる。また、参考として 14Hz の正弦波で加振した場合の結果を図 5.7 に示す。タイロッド軸力の正負反転時にラトル音が発生した箇所が 1 つあるが、その他は全て中間軸トルクの正負反転時にラトル音が発生している。以上より、ラトル音に対する影響は舵角方向のタイヤ運動の方が大きく、中間軸トルクの正負反転時にラトル音が発生すると考えられるため、EPS 単体の試験機では一方のタイロッドを軸方向に加振することにした。

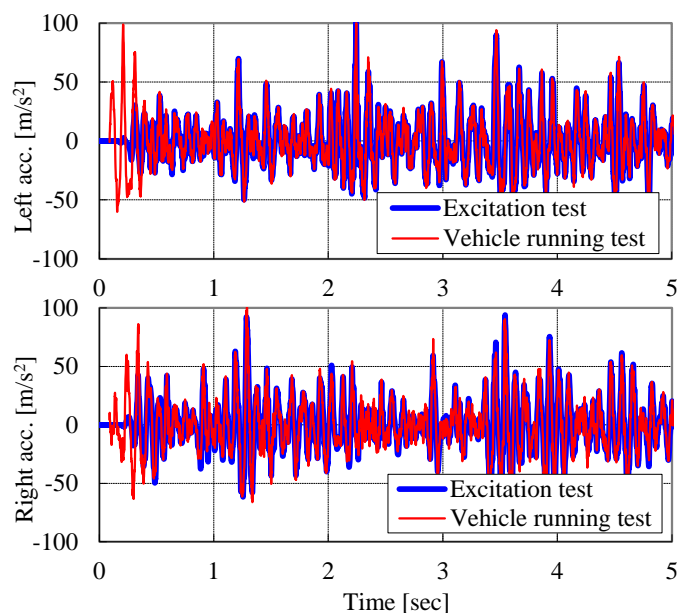
なお、片輪の加振の前に、油圧加振機を両輪に固定して両方のタイロッド軸方向振動加速度の再現を試みたが、両輪は連動して動作するよう高い剛性で結合されているため、凹凸路走行時における両方の振動加速度を同時に再現することは困難であった。



(a) Overview of vertical excitation test of the vehicle.

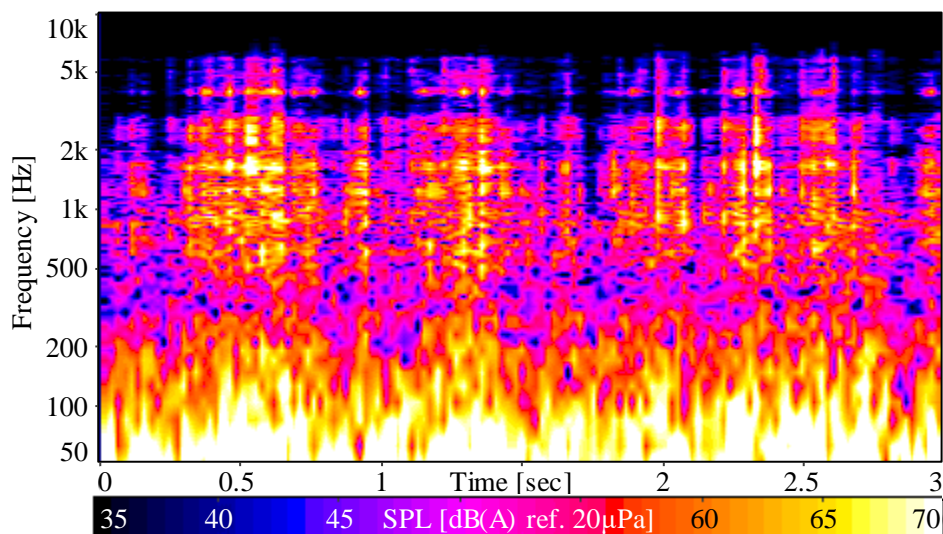


(b) Accelerometer setup to reproduce vertical vibration under vehicle running test.

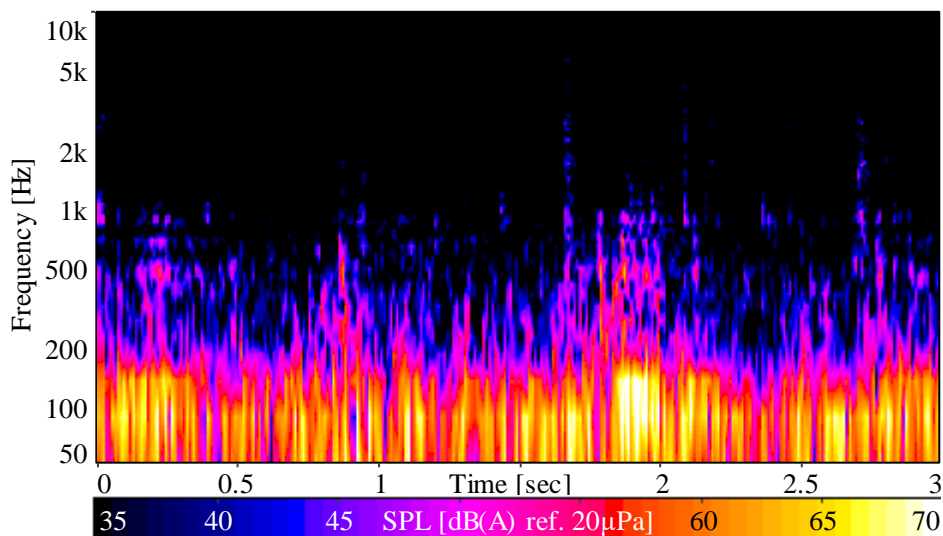


(c) Comparison of the operational and reproduced accelerations in the vertical direction.

Fig. 5.2 Vehicle vibration test under the condition that front wheels are excited in the vertical direction to reproduce acceleration under vehicle running on the cobble road at 15km/h.



(a) Measured by vehicle running test (identical to the Fig. 4.4(a)).

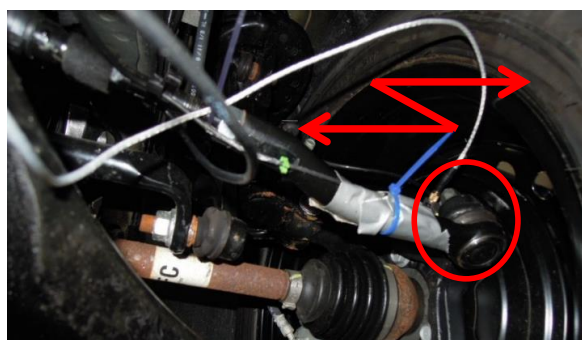


(b) Measured by vehicle vibration test in the vertical direction.

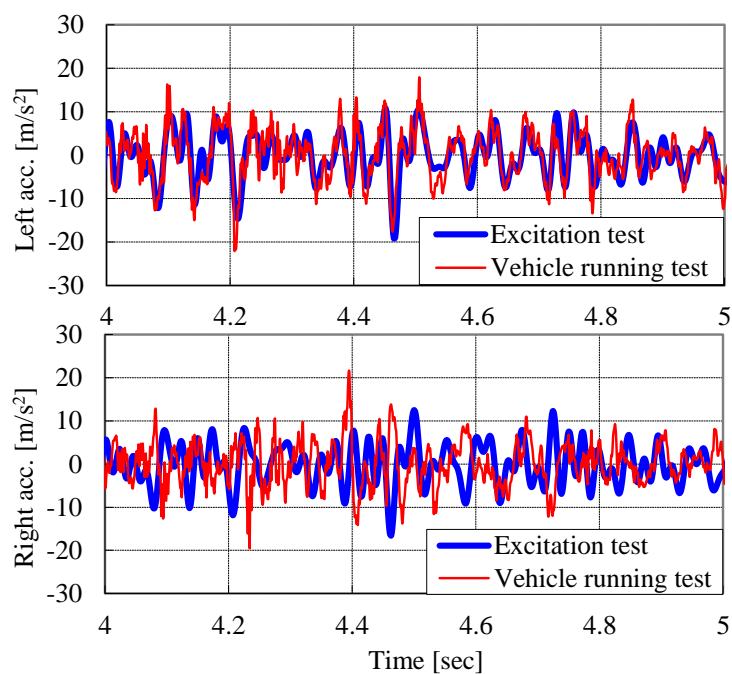
Fig. 5.3 Time-frequency spectra of the sound pressure levels measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and by vehicle vibration test in which vibration acceleration in the vertical direction under the vehicle running test was reproduced.



(a) Overview of lateral excitation test of the vehicle.

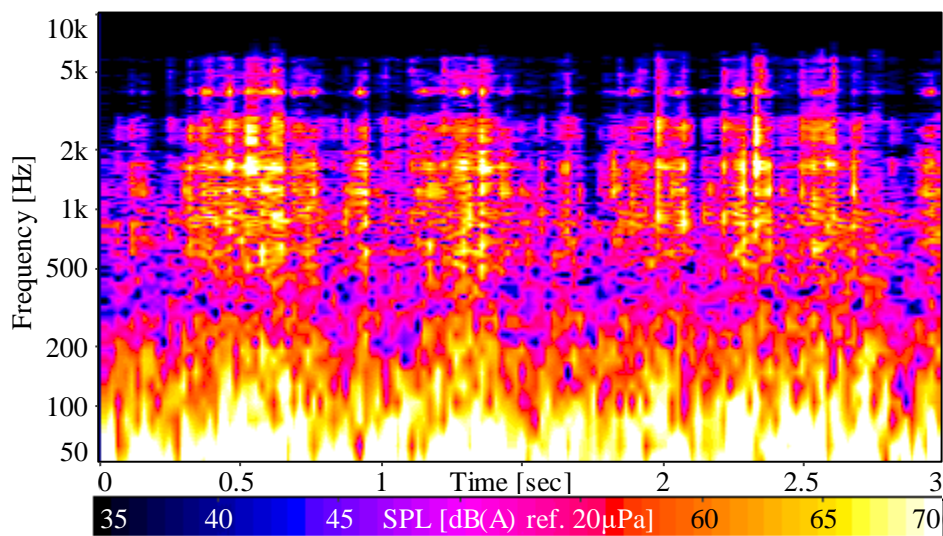


(b) Accelerometer setup to reproduce vertical vibration under vehicle running test.

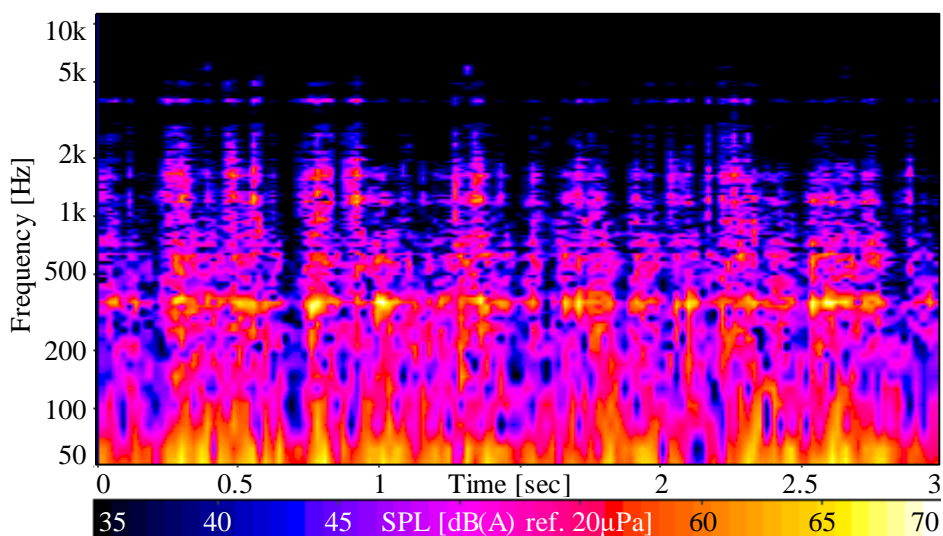


(c) Comparison of the operational and reproduced accelerations in the steering direction.

Fig. 5.4 Vehicle vibration test under the condition that one front wheel are excited in the steering direction to reproduce acceleration under vehicle running on the cobble road at 15km/h.



(a) Measured by vehicle running test (identical to the Fig. 4.4(a)).



(b) Measured by vehicle vibration test in the steering direction.

Fig. 5.5 Time-frequency spectra of the sound pressure levels measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and by vehicle vibration test in which vibration acceleration in the steering direction under the vehicle running test was reproduced.

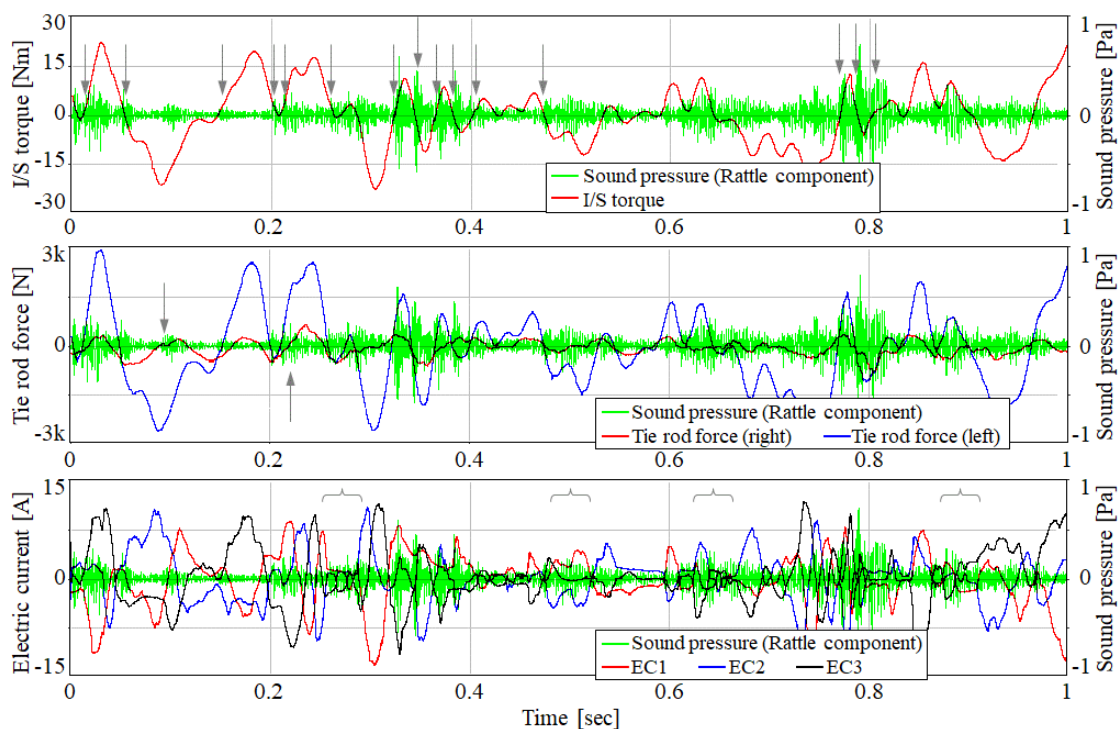


Fig. 5.6 Sound pressure corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz, I/S torque, tie rod forces and electric currents of the motor measured by the vehicle vibration test in the Fig. 5.4.

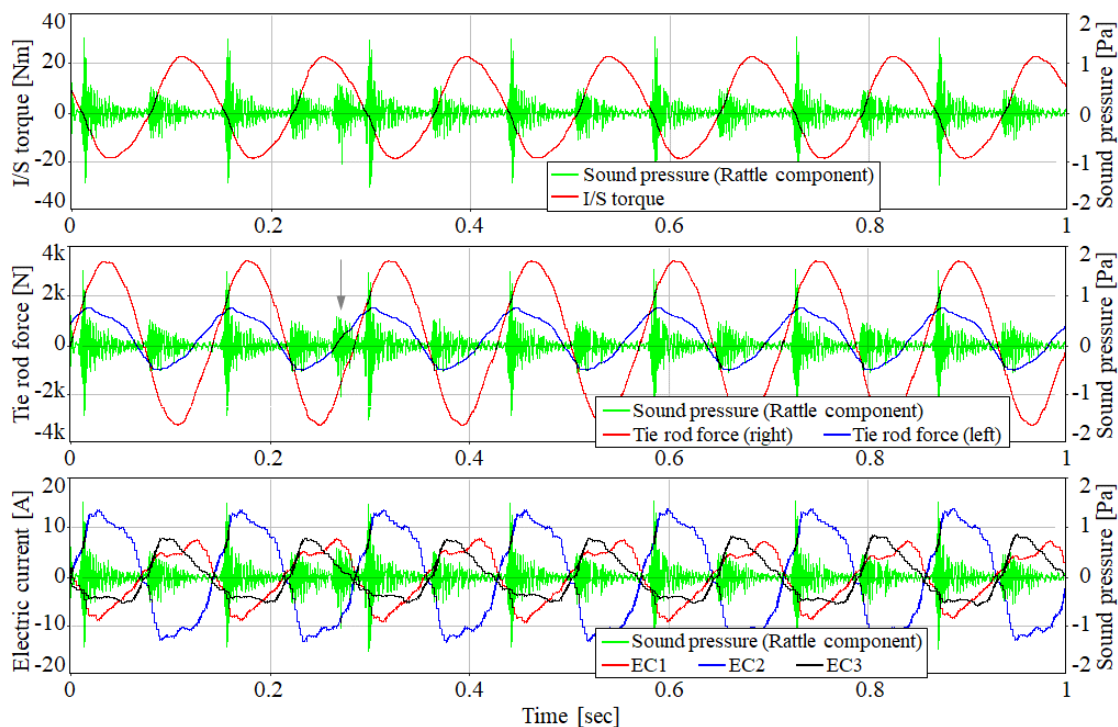


Fig. 5.7 Sound pressure corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz, I/S torque, tie rod forces and electric currents of the motor measured by vehicle vibration test with sinusoidal wave at 14Hz.

### 5.2.2 EPS 単体試験機の構造

構築した EPS 単体試験機の外観写真を図 5.8 に示す。第 4 章で示した車両において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。このように試験機の構造を車両と同様にする事で、Blocked force の同定精度向上が期待できる[92]。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。なお、図 5.9 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することにしたが、加振機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た。

Blocked force の同定に必要な振動加速度のセンサは、図 4.9（図 5.9 の後に再掲）に示す車両の場合の位置と同様とし、アルミ片を介して図 5.10 と図 5.11 に示すように取り付けた。ただし、図 5.10 に示すように、コラム結合部における加速度センサの取付け位置は、鉛直下面側（車両）と上面側（試験機）で異なる。また、Blocked force を同定するためのイナータンスについても、4.3.1 項で示した車両の場合と同様に、図 5.10 に示す位置をインパルスハンマで加振することによって測定した。なお、No.1 と No.2 の  $-X$  方向については、車両の場合と同様に、代替として近傍のサブフレームを加振した。これは、車両の音響感度関数と単体試験で求めた Blocked force を掛け合わせてターゲットの音圧を推定することになるので、両者の加振方法に相違があってはならないためである。

EPS に入力する外力は、図 5.12(a)に示すように、タイロッドの軸方向に取り付けた加振機によって与えた。この加振機により、車両走行時における振動加速度の平均的な周波数スペクトルを周波数領域上で再現することを試みた。加振機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、4.21 項で述べたラトル音成分の周波数帯域 300~5,000Hz と重ならないよう、指令信号の周波数上限は 100Hz とした。図 5.12(a)(b) は試験機にて再現を試みたタイロッド軸方向振動加速度と車両走行時のそれを比較した結果であるが、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、加振機には 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。

図 5.13(a) は、中間軸のトルクを車両走行時と比較した結果を示す。10Hz 付近に不要なピークがあるものの、15Hz 付近のピークやスペクトル形状が概ね一致している。中間軸のトルクは主にハンドルの回転慣性に依存するため、タイロッドの軸方向振動加速度が単体試験と車両走行試験で同等であれば、中間軸のトルクも同等になる。また、図 5.13(b) は、タイロッドの軸力を比較した結果であるが、車両走行時に比べ 15Hz 付近のピークレベルが大きい。車両では左右両方のタイロッドで中間軸のトルクを支えているのに対し、EPS の単体試験機では片方のタイロッドのみで支えているためと考えられる。なお、図 5.13(c) は EPS モータの三相電流を比較した結果である。両者のレベルは同等であるが、これはモータの電流が中間軸のトルクに依存するためと考えられる。



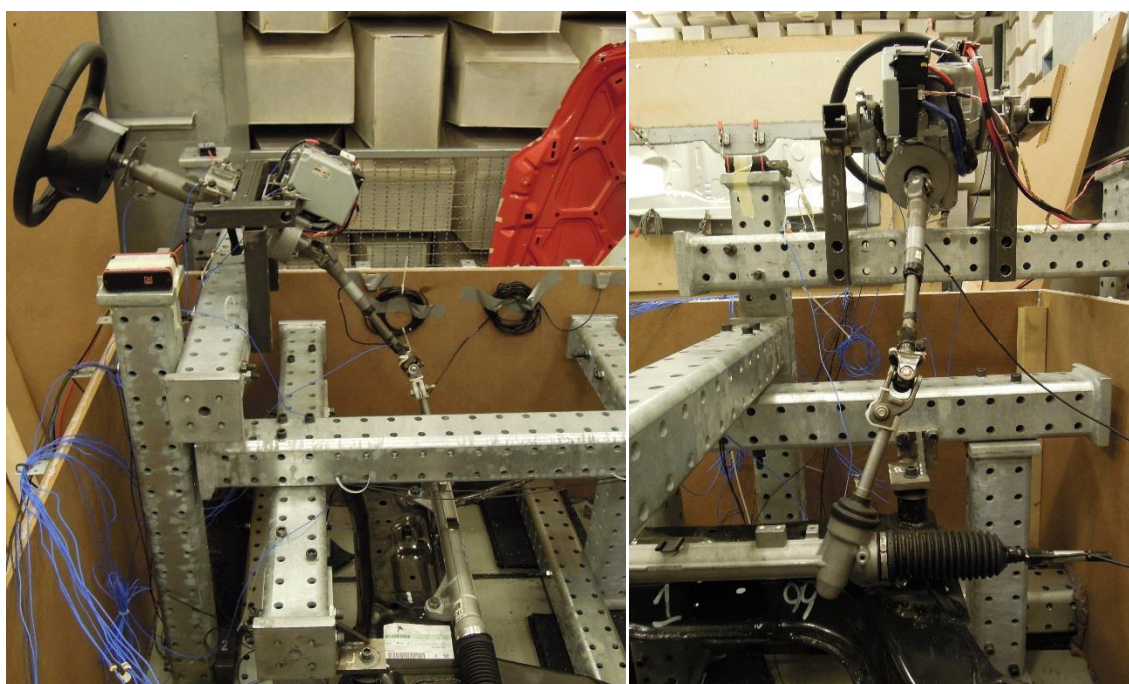
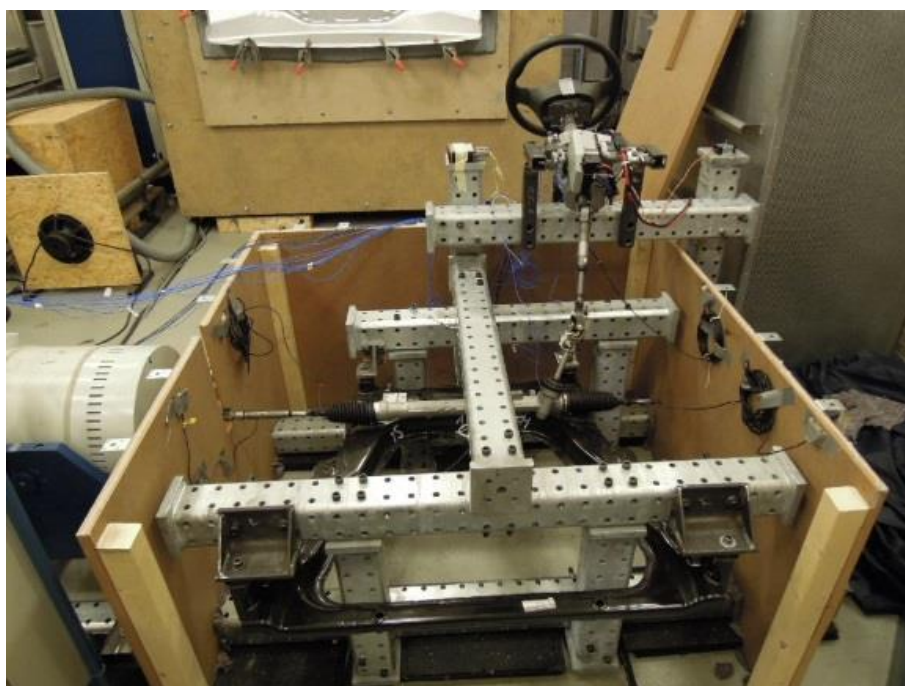


Fig. 5.8 Overview of the EPS component test bench for estimating rattle noise.



Fig. 5.9 A microphone mounted at the steering wheel center from which the airbag module has been removed and overview of the EPS component test bench encapsulated by wooden box with the steering wheel.

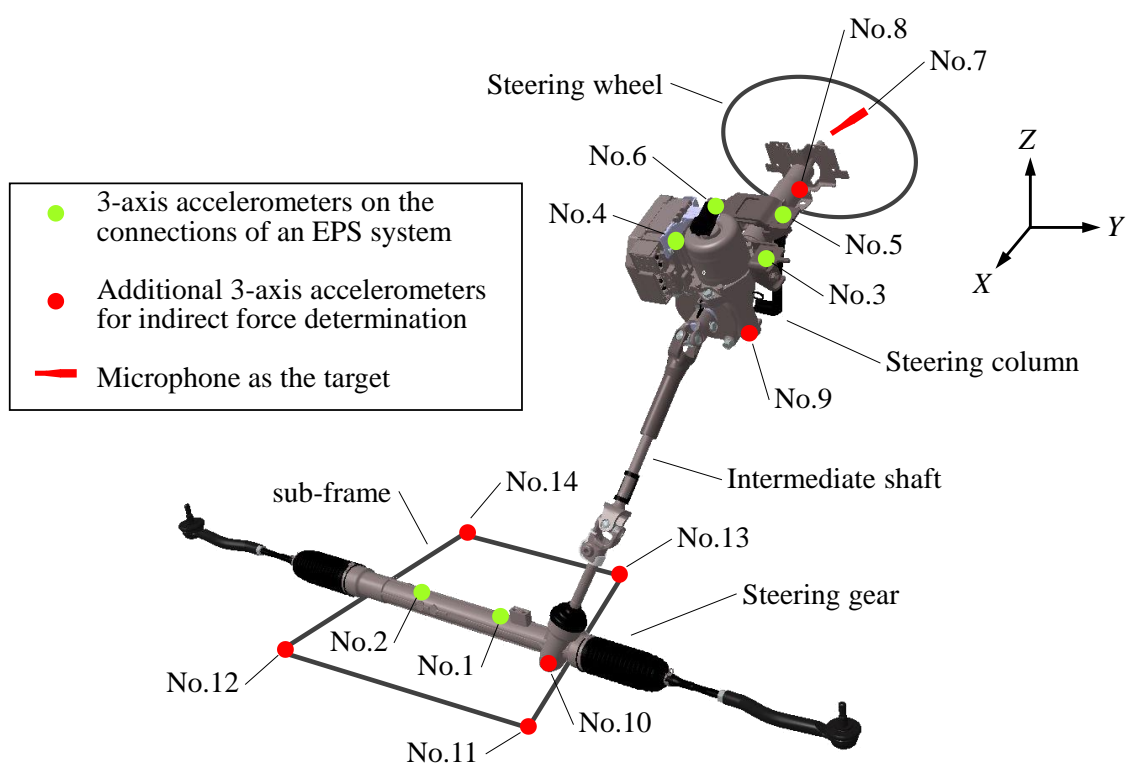


Fig. 4.9 Positions of acceleration sensors and a microphone (reprinted).

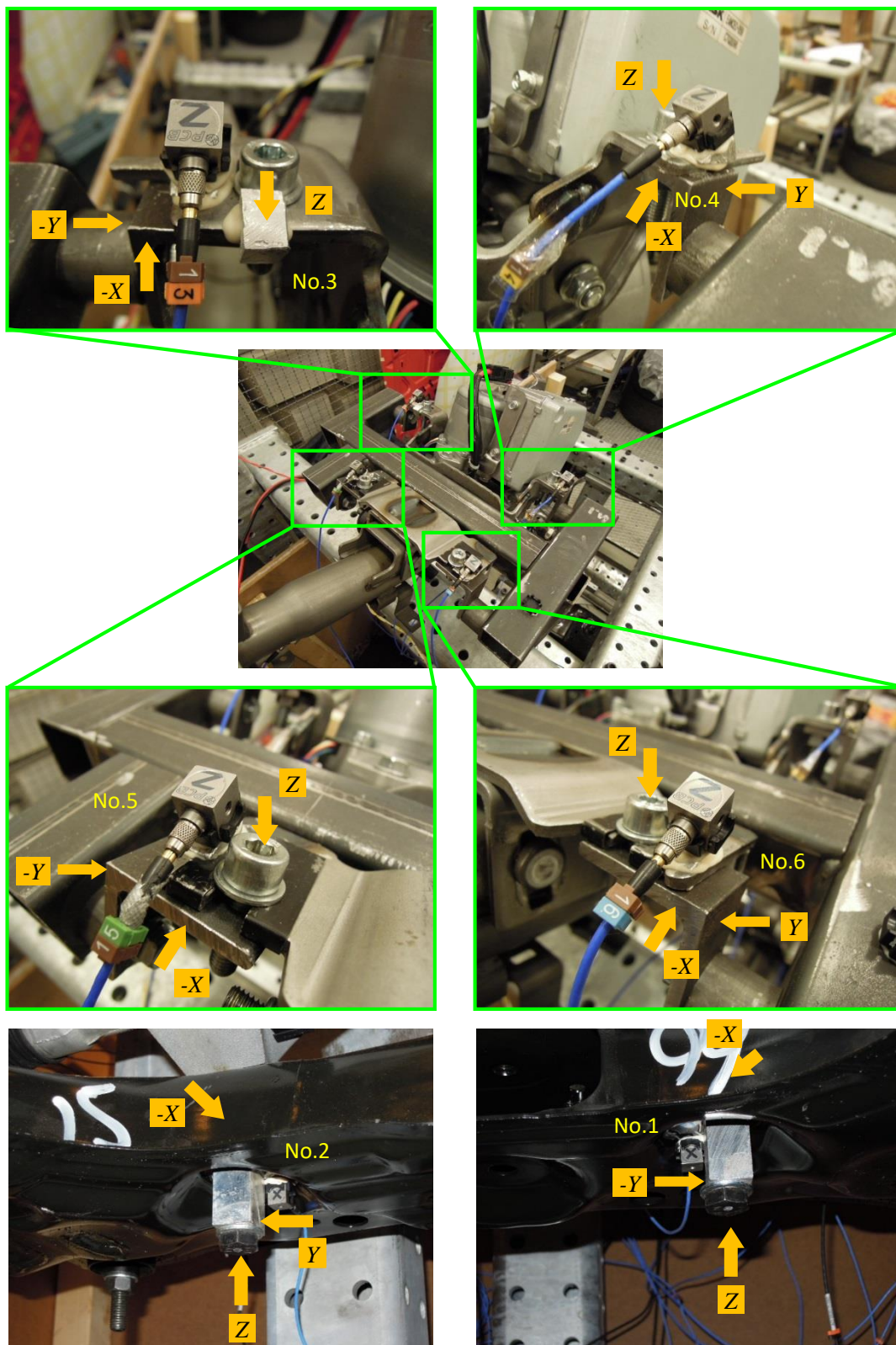


Fig. 5.10 Photos of 3 axis accelerometers on the connections of an EPS system in which hammering points are illustrated.

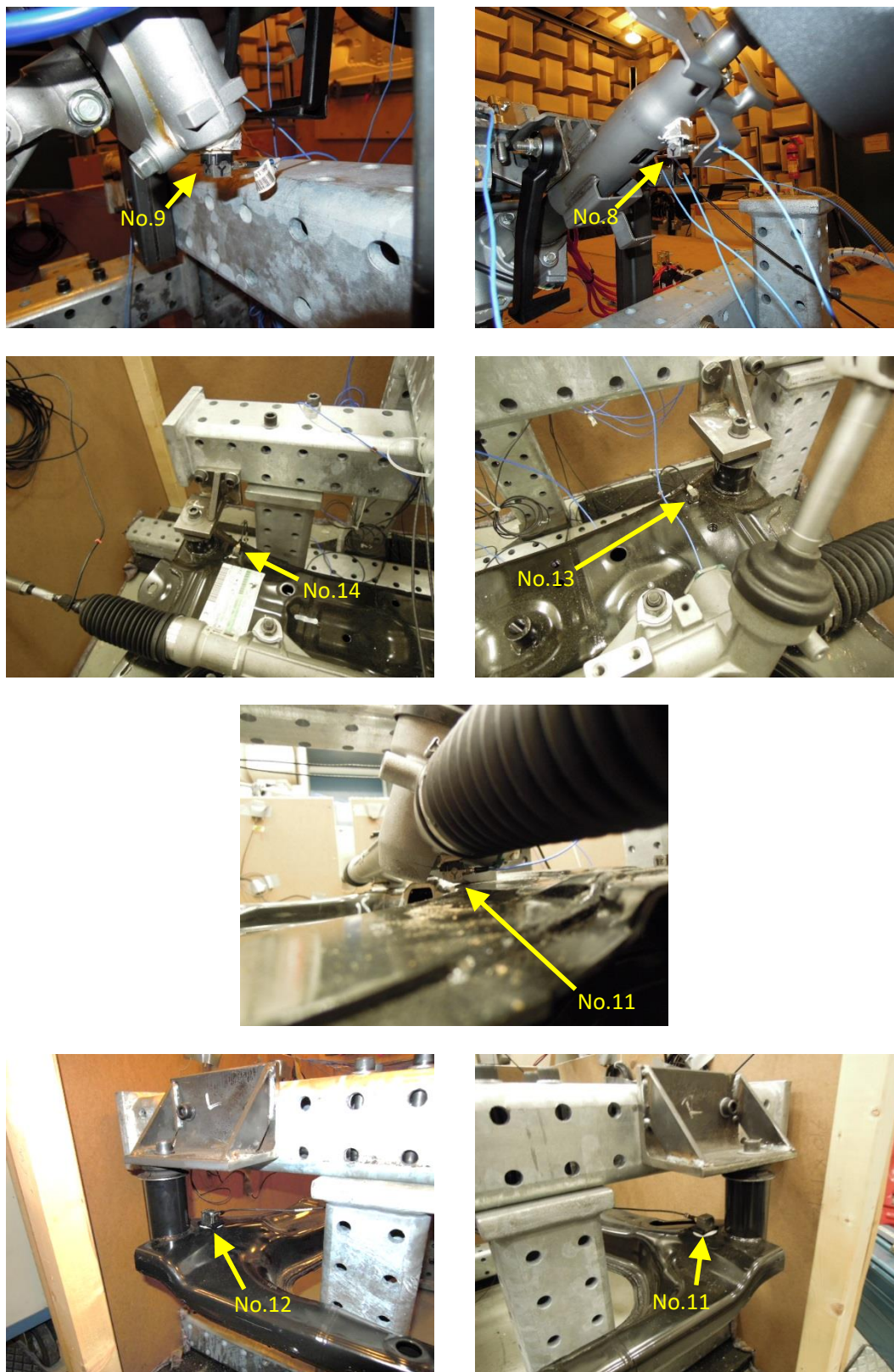
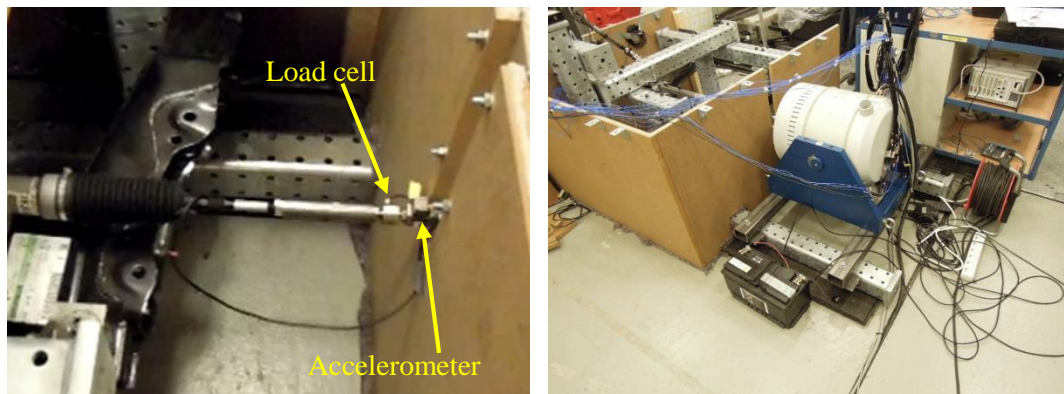
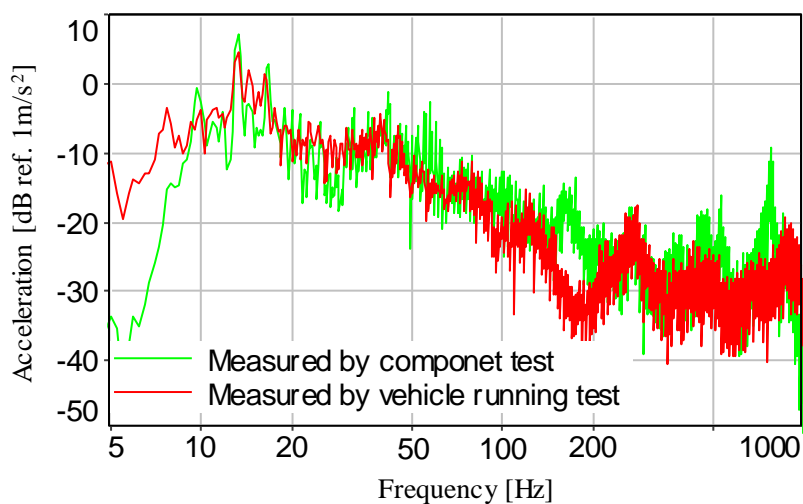


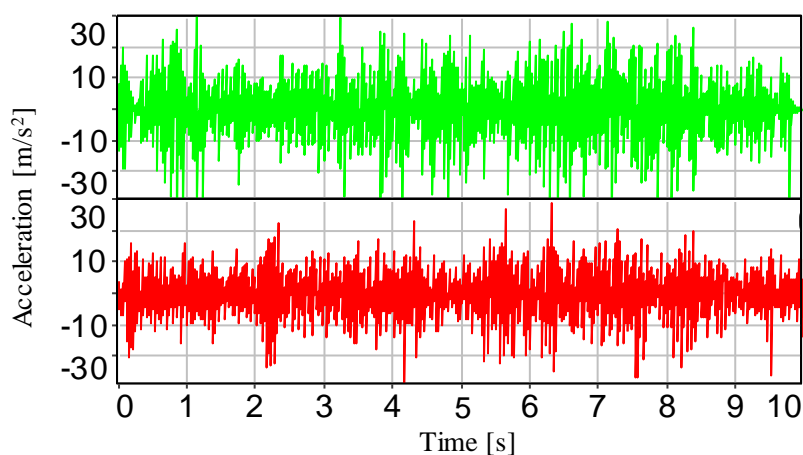
Fig. 5.11 Photos of additional 3-axis accelerometers.



(a) Photos of the accelerometer and the shaker (TIRA, TV50350-M).

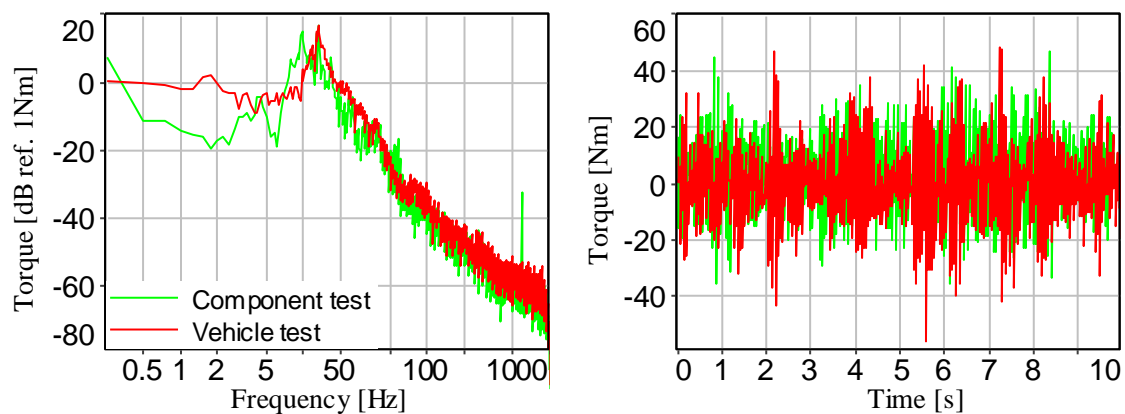


(b) Frequency spectra of the tie-rods acceleration under vehicle running test and componet test.

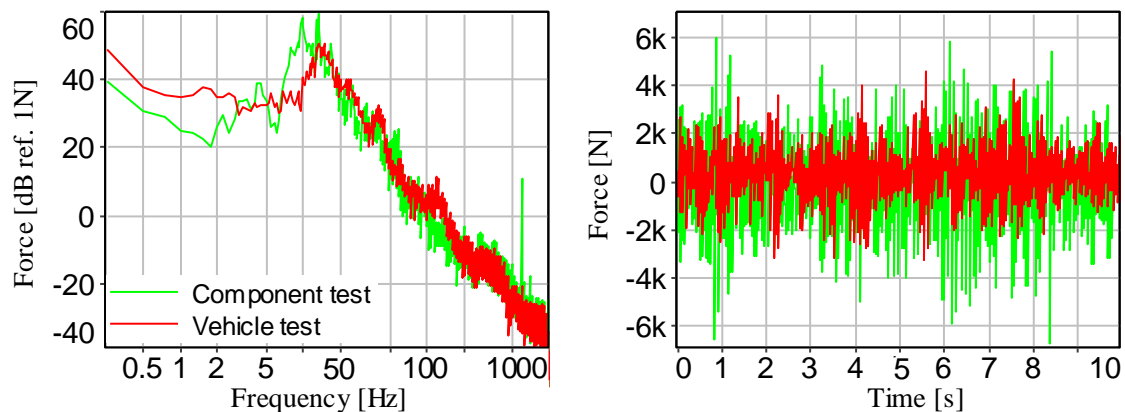


(c) Time histories of the tie-rods acceleration under vehicle running test and componet test.

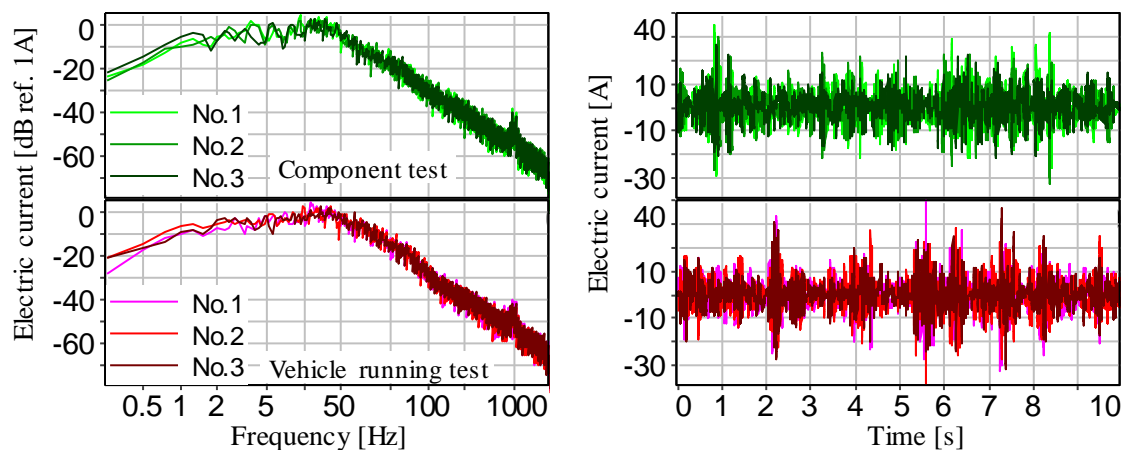
Fig. 5.12 Tie-rod accelerations under vehicle running test on the cobble road at 15km/h and under componet test in which the acceleration was reproduced.



(a) I/S torques.



(b) Tie-rod forces.



(c) Assist-motor electric currents.

Fig. 5.13 Comparison of I/S torques, tie-rod force and assist-motor electric currents under the condition of vehicle running test and component test in which tie-rod acceleration under vehicle running test was reproduced on the component test bench.

図 5.12 や図 5.13 に示す加振状態で，図 5.9 に示すように EPS 単体試験機のハンドル中心近傍に設置したマイクロホンで測定した音圧から第 4 章と同様の方法でラトル音成分を抽出し，同時に測定した中間軸のトルク，タイロッドの軸力，モータの三相電流と比較した結果を図 5.14 に示す．ラトル音は主に中間軸のトルクやタイロッドの軸力が正負反転する瞬間に発生しており，車両走行時の図 4.6 と同じの特徴が再現できていることがわかる．なお，片方のみのタイロッドを加振しているため，中間軸のトルクとタイロッドの軸力が正負反転する瞬間は一致している．

また，抽出したラトル音成分（サンプリング周波数 44,100Hz）に対し，時間重み時定数 50msec として騒音レベル（JIS C 1509-1）を算出し，サンプリング点数 8,192，オーバーラップ 50%，ハニング窓適用にて FFT を実施して，第 4 章と同様の方法で車両走行時に測定した場合と比較した結果を図 5.15 に示す．EPS 単体試験機で測定した騒音レベルの平均値は 71.1dB(A)であるが，車両走行試験の場合の 78.5dB(A)と比べて 7dB(A)程度小さい．この差異の要因としては，EPS 単体試験機におけるタイロッド軸方向振動加速度の再現精度も考えられるが，EPS の支持構造および振動特性が異なることが挙げられる．しかし，両者の Blocked force は理論上同等であり，本研究で提案する手法により精度良く推定できるか否かを検証した結果について次節で述べる．

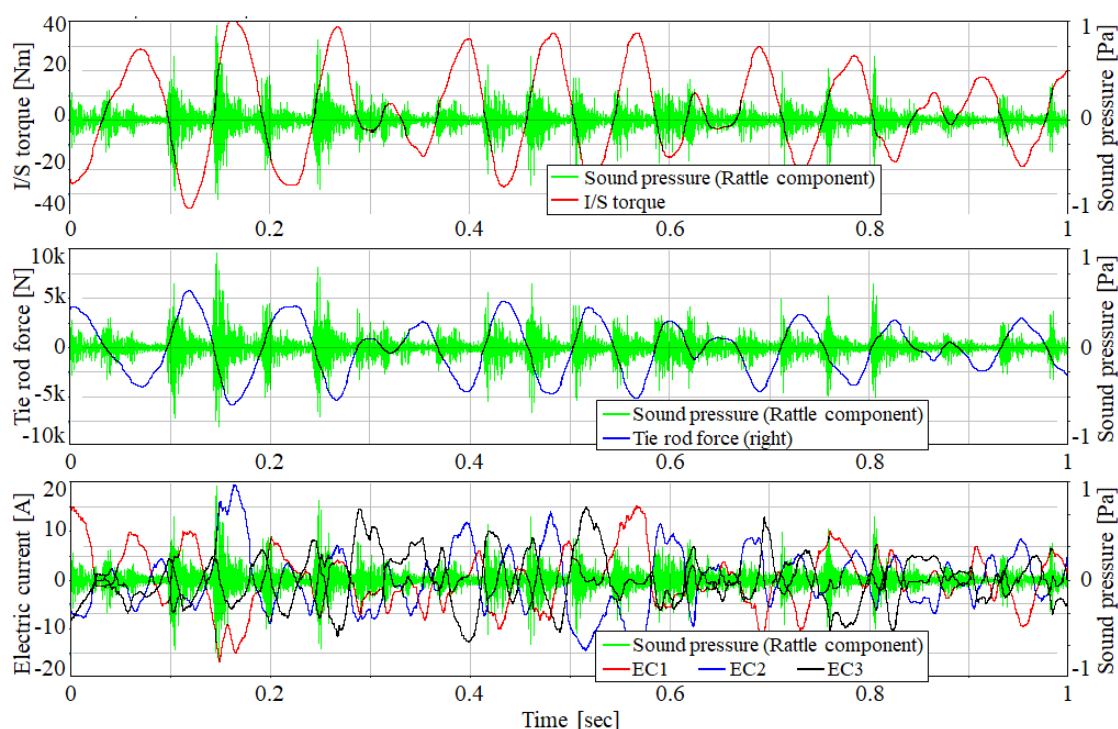
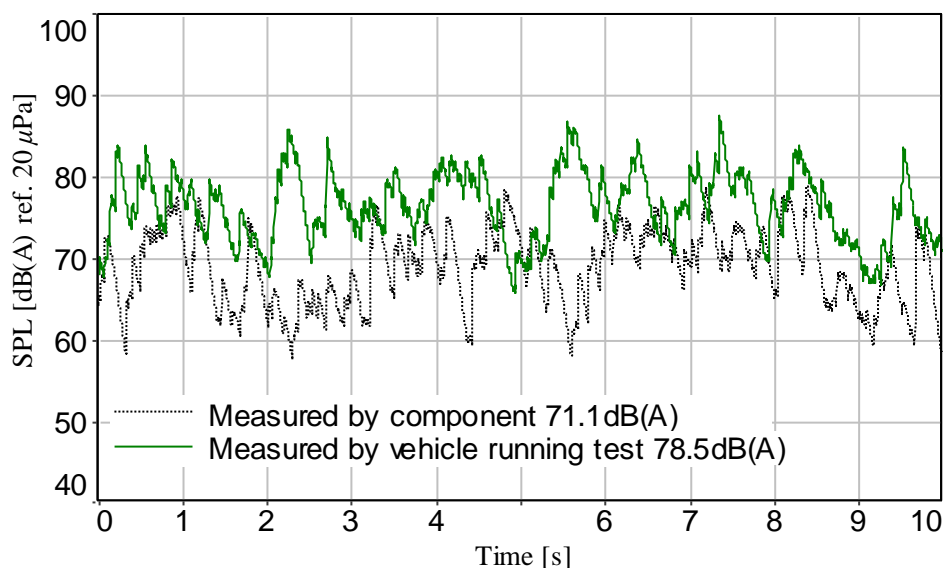
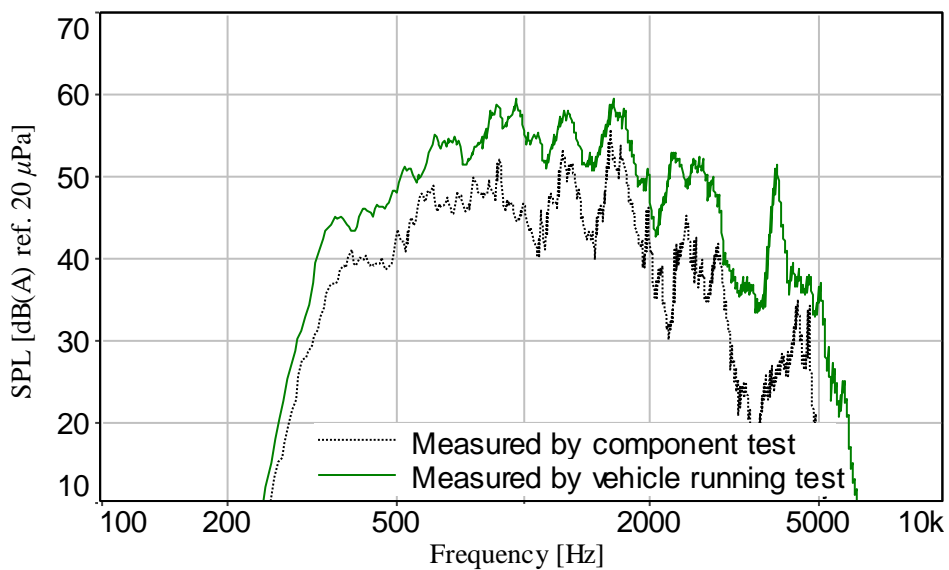


Fig. 5.14 Sound pressure corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz, I/S torque, tie rod forces and electric currents of the motor measured by the component test in which tie-rod acceleration under vehicle running test on the cobble road at 15km/h was reproduced.



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



(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.15 Measured 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 and by component test in which tie-rod acceleration under the vehicle running test was reproduced.



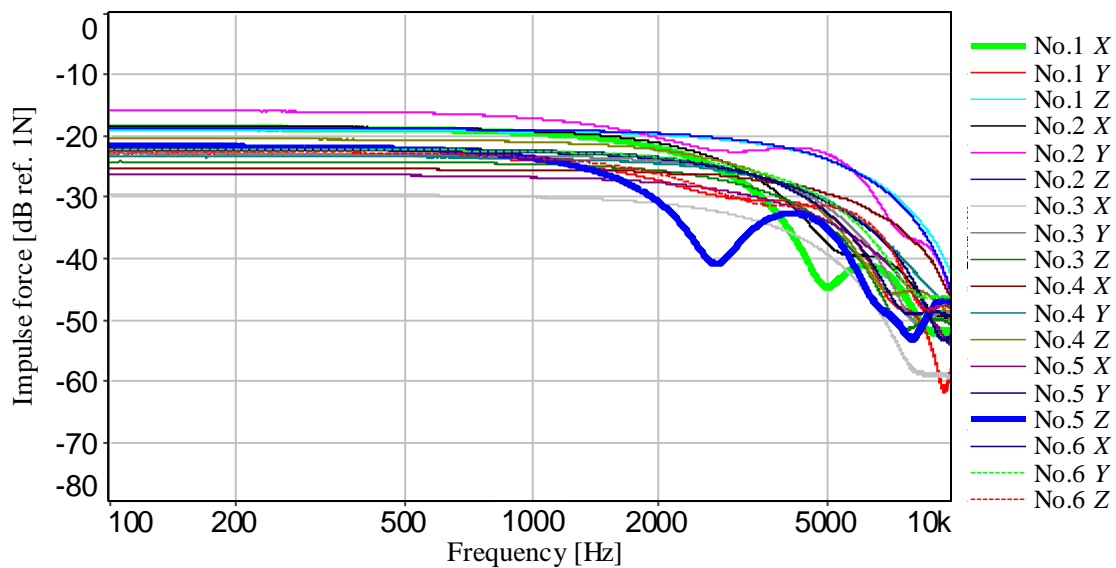
### 5.2.3 イナータンスの測定と車両の場合との比較

まず、イナータンス測定の際に実施したハンマリングの加振力のパワースペクトルを図 5.16(a)に示す。加速度センサ No.5 近傍の結合部における Z 方向と No.1 近傍の結合部における X 方向については、それぞれ 3,000Hz と 5,000Hz 付近にレベルの落込みがあり、理想的な加振は実施できていない。図 5.16(b) は加振点イナータンスのパワースペクトルであるが、明瞭ではないがそれぞれの周波数付近にピークがあることから、車両の場合と同様に、その周波数において加振点を腹とする固有モードがあるためと考えられる。

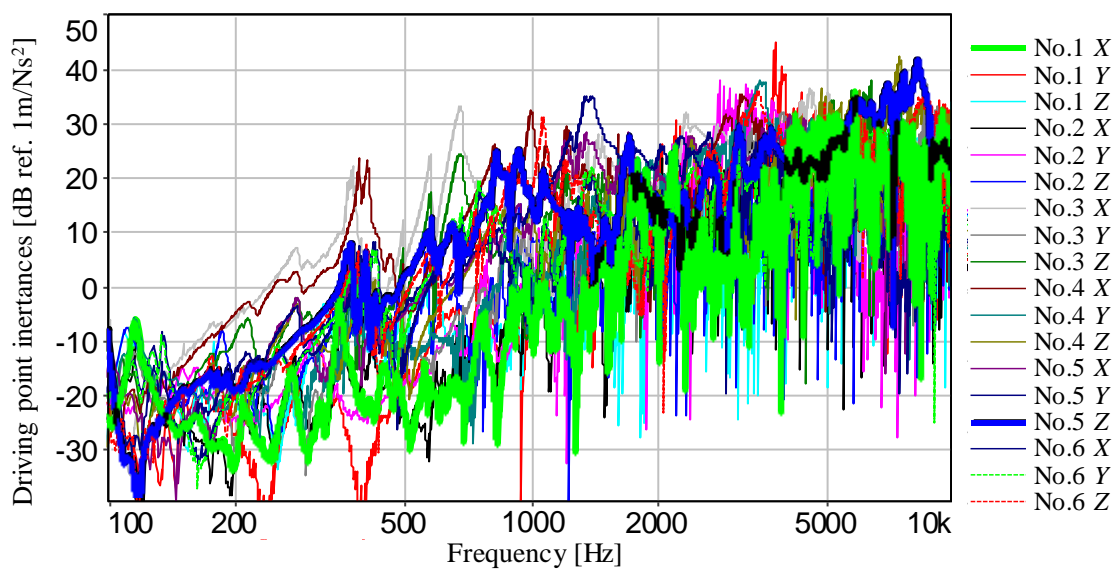
つぎに、車両の場合と同様に、加速度センサ No.6 近傍の結合部と No.2 近傍の結合部を XYZ 方向に加振した場合における No.6, No.4, No.2, No.10 の XYZ 方向応答のイナータンスを図 5.17 から図 5.28 に示す。なお、この測定のサンプリング周波数は 32,768Hz とし、サンプリング点数 32,768 で窓関数無しで FFT を実施して H1 推定で伝達関数を求め、コヒーレンスはサンプリング点数 16,384 として 2 回分の FFT を平均化している。車両の場合における同部位のイナータンス図 4.15 から図 4.26 と比較すると、「加振点に近い場所の応答はコヒーレンスが良好で、これと比較すると、加振点から離れた場所の応答はゲインやコヒーレンスが低い」という傾向は両者で同じである。加振点に近い場所の応答の例として、図 4.15(a)と図 5.17(a)の加振点イナータンスを比較すると、単体試験の場合の方が高周波のコヒーレンスが低い。原因は不明であるが、単体試験機の場合は高周波帯域の位相変動も激しいことから、S/N 比が低かったと考えられる。

さらに、車両と単体試験機の加振点イナータンスのパワースペクトルを直接的に比較した結果を図 5.29 から図 5.31 に示す。図 5.29 に示す No.1 と No.2 については、前述のようにステアリングギヤをサブフレームで同様に固定しているため、イナータンスの値も同等となっている。これに対し図 5.30 に示す No.3 と No.4 の場合は、コラムの支持構造が異なるため、スペクトル形状にも差異が見られる。また、図 5.31 に示す No.5 と No.6 の場合は XY 方向ではスペクトル形状に差異が見られるが、Z 方向について類似して支持剛性は同程度であると考えられる。

以上、イナータンスは車両と単体試験機で同程度の部位もあるが、両者の構造は異なるため、基本的にはイナータンスも異なる。したがって、単体試験においてラトル音の原因である部品間の衝突を再現しても、両者の振動挙動は異なる。しかしながら、Blocked force は同一になるはずであり、この Blocked force と本研究で提案する手法を併用することにより、空気伝ば音が支配的となるラトル音を推定できると考えられる。次節以降では、EPS の単体試験で同定した Blocked force から推定したラトル音を車両走行時に測定したラトル音と比較することにより、本研究で提案する手法を実験的に検証した結果について述べる。



(a) Power spectra of impulse forces for measuring inertances.



(b) Power spectra of driving point inertances.

Fig. 5.16 Measured driving-point inertances and impulse forces of the humming tests.

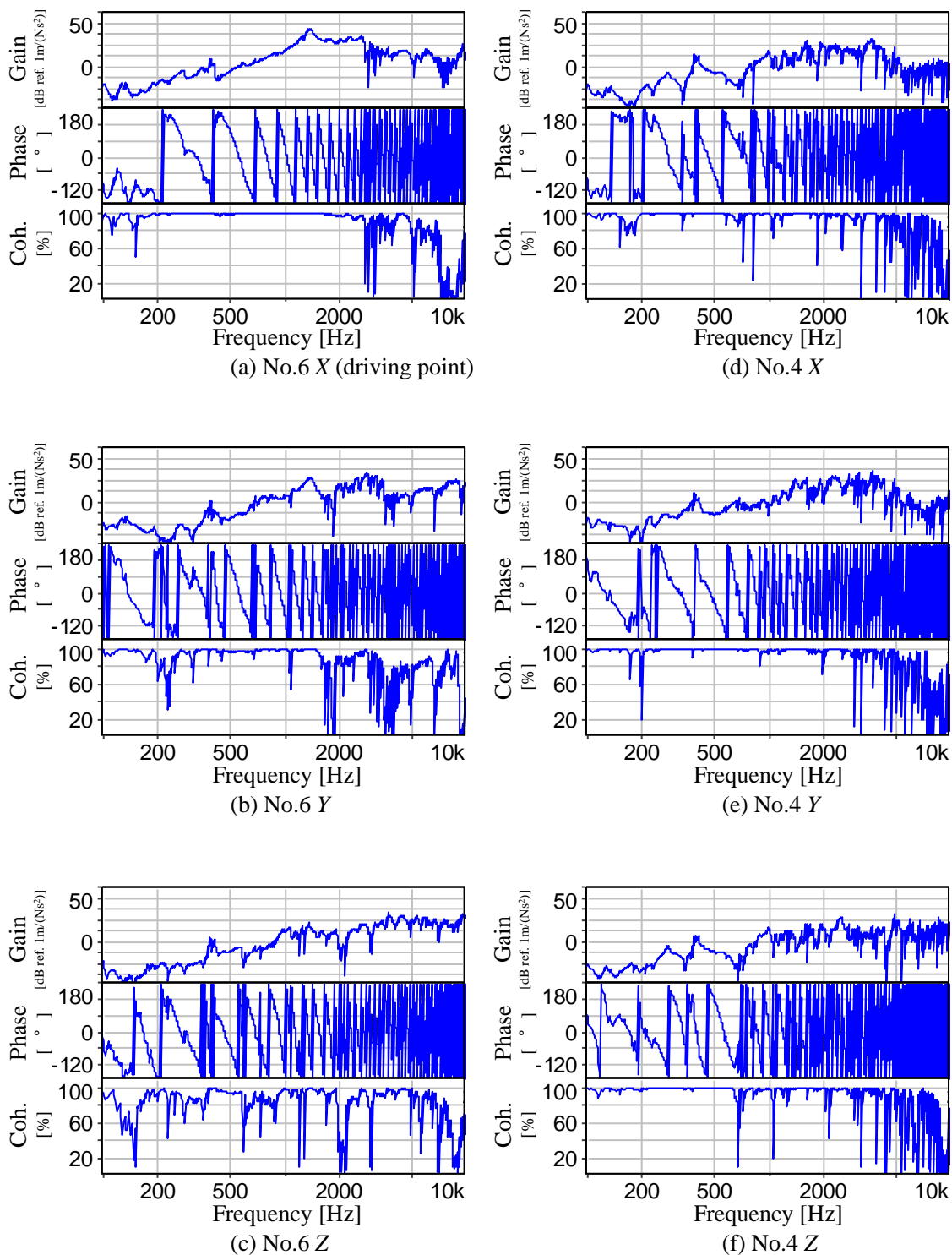


Fig. 5.17 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the X direction.

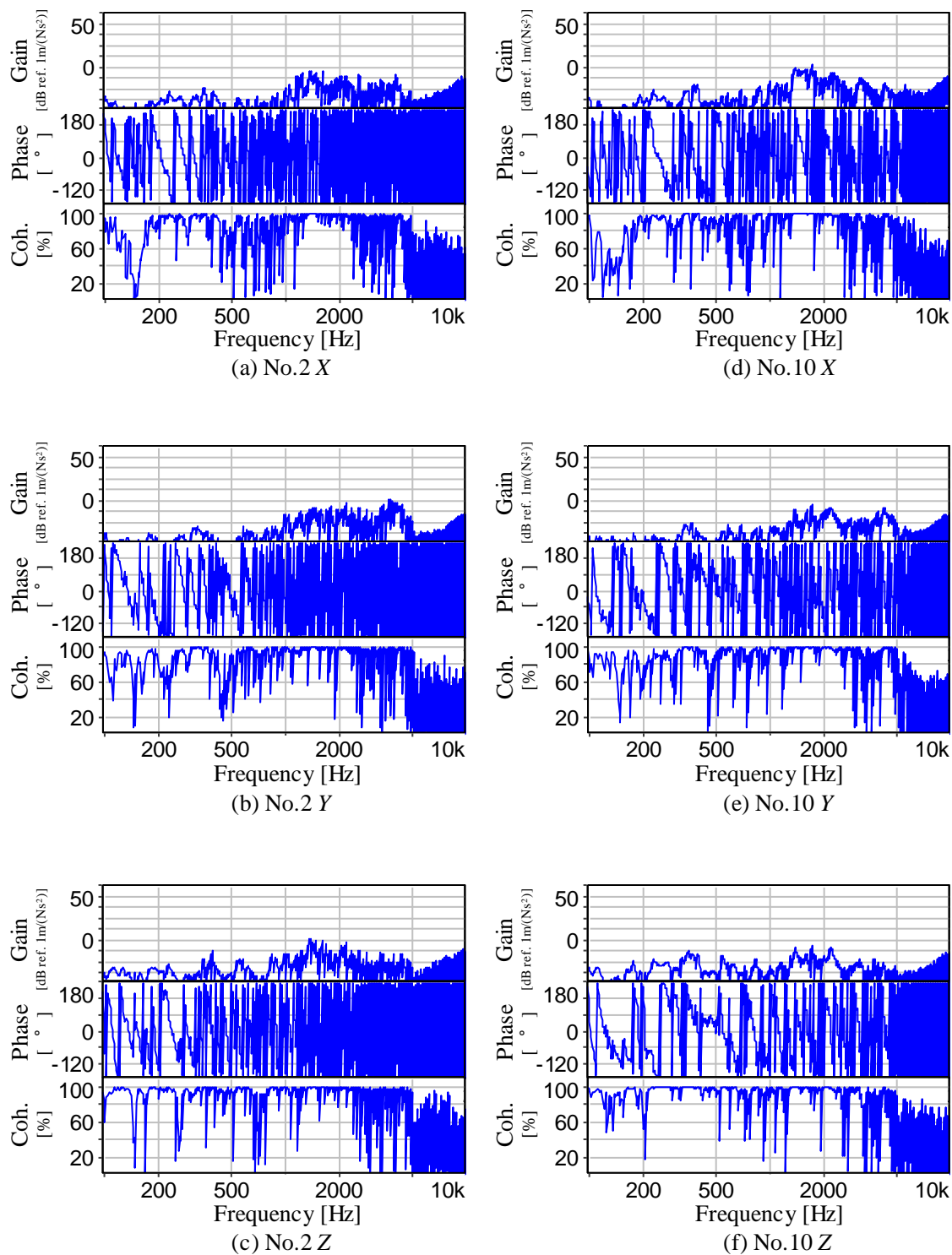


Fig. 5.18 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the X direction.

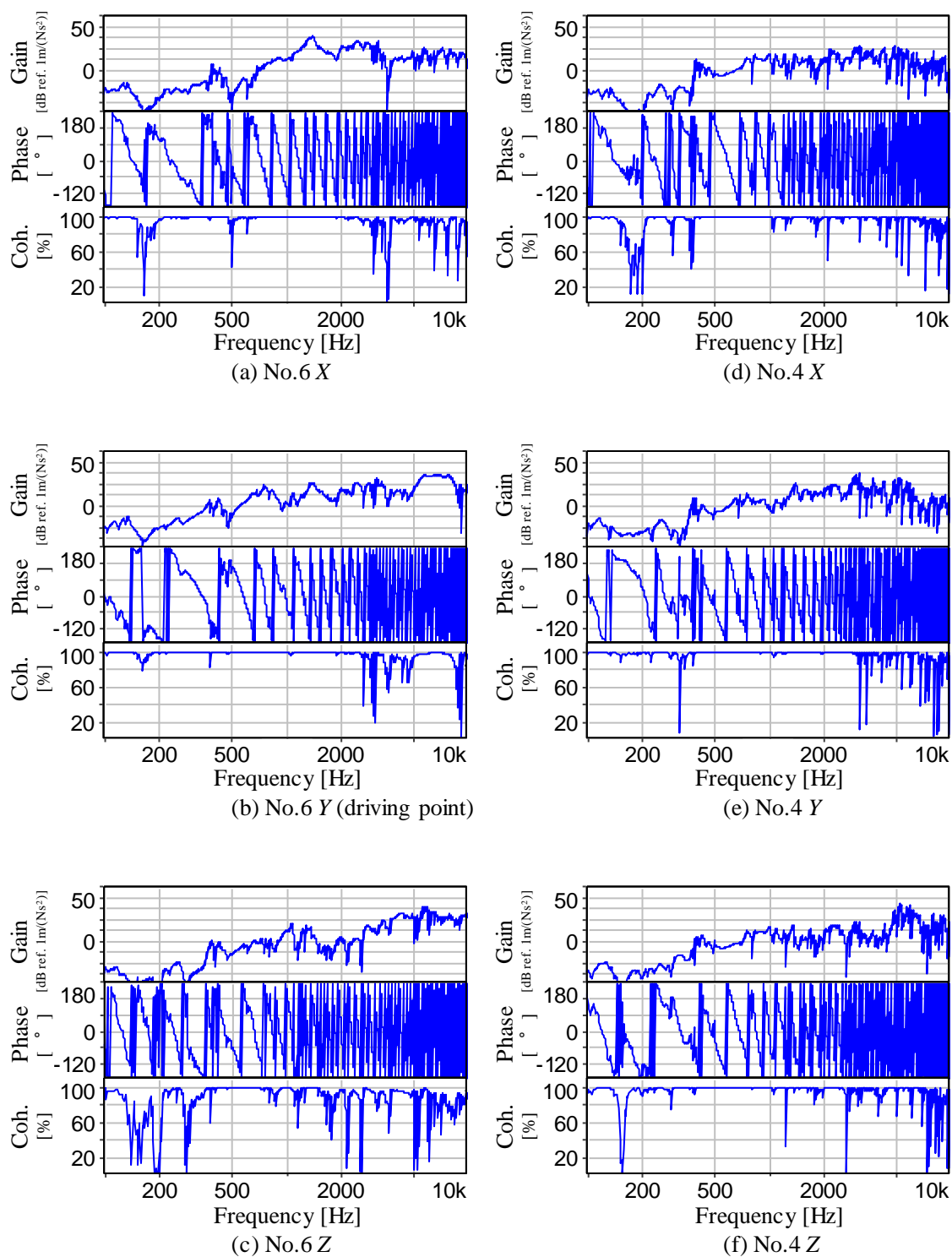


Fig. 5.19 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the Y direction.

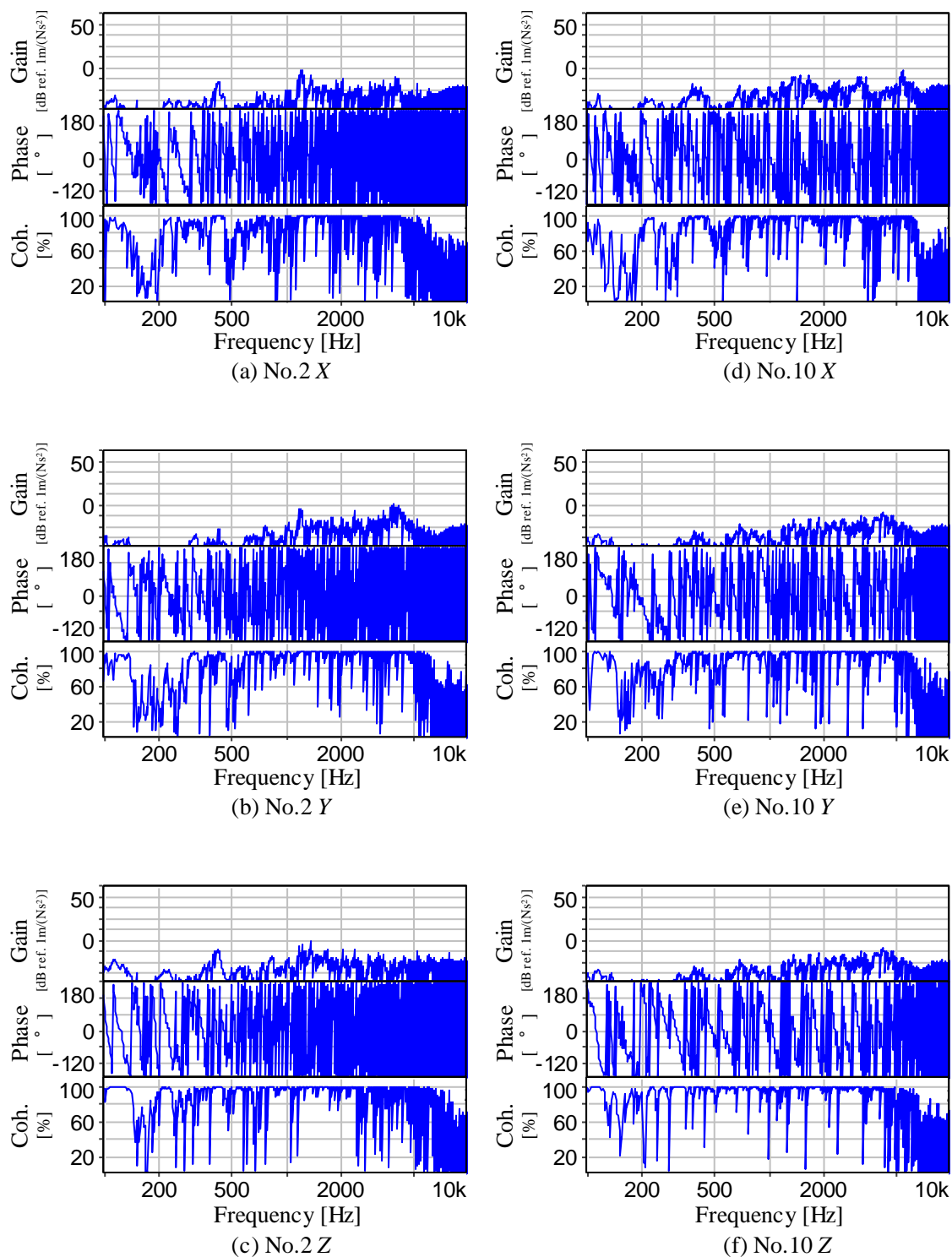


Fig. 5.20 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the Y direction.

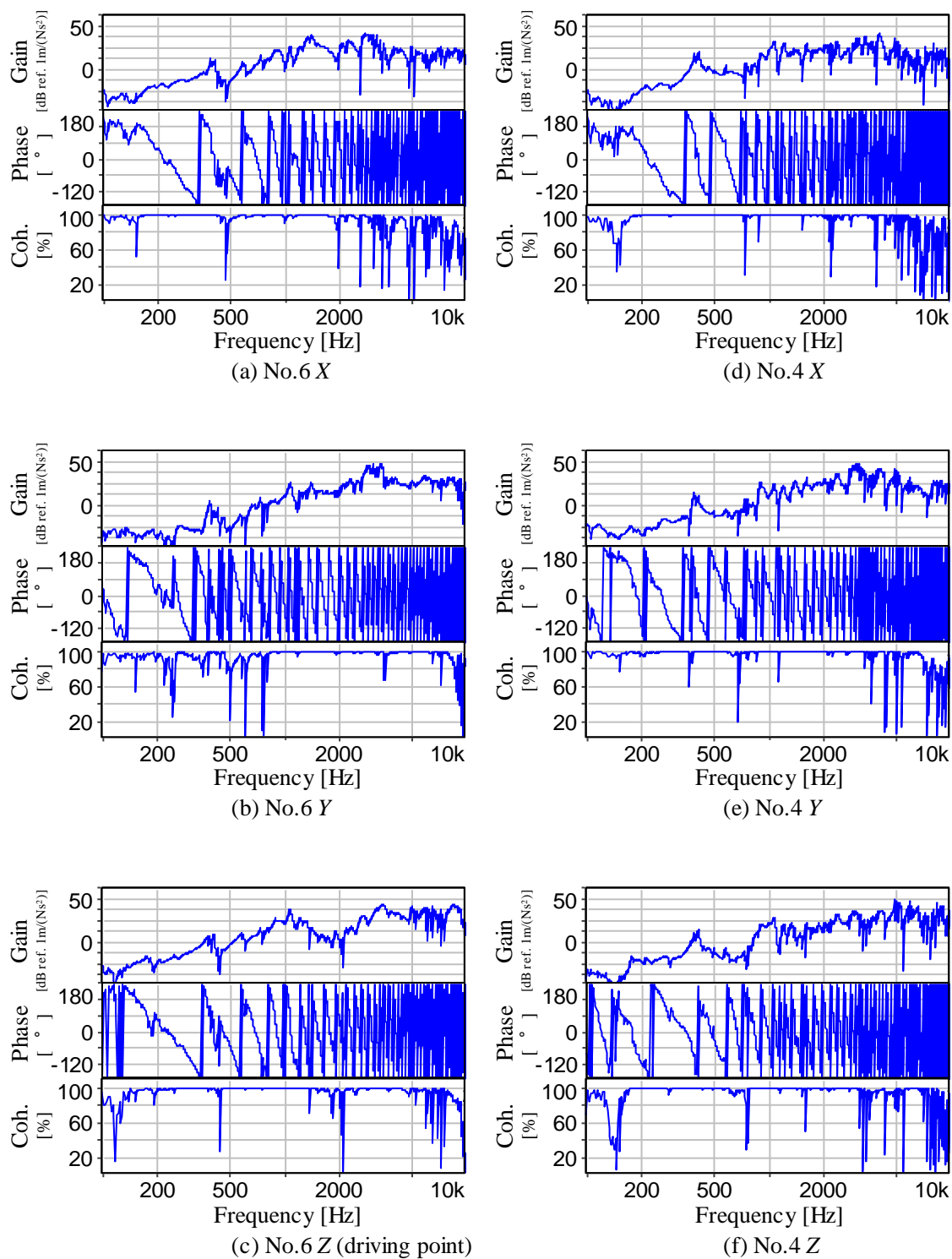


Fig. 5.21 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the Z direction.

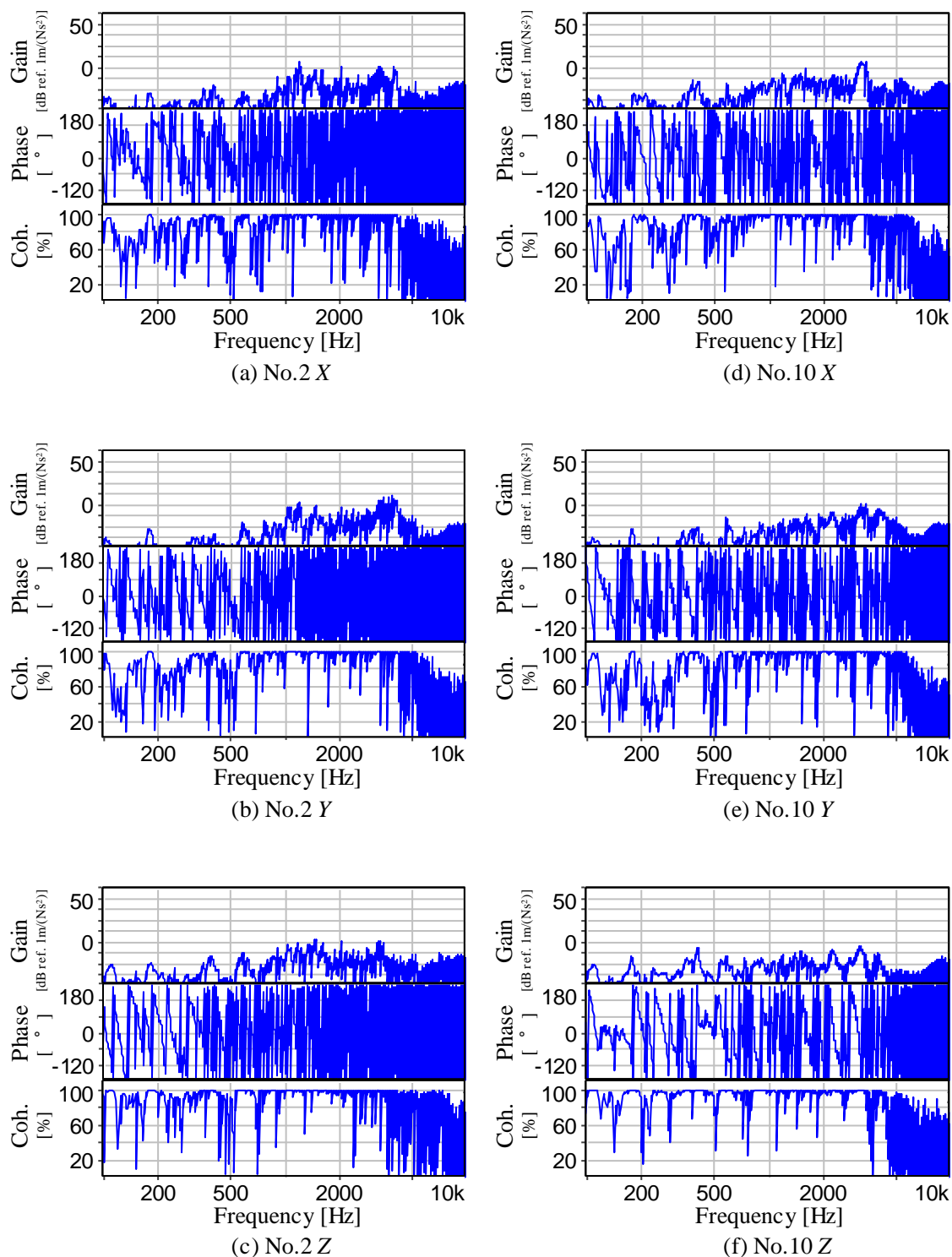


Fig. 5.22 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.6 in the Z direction.



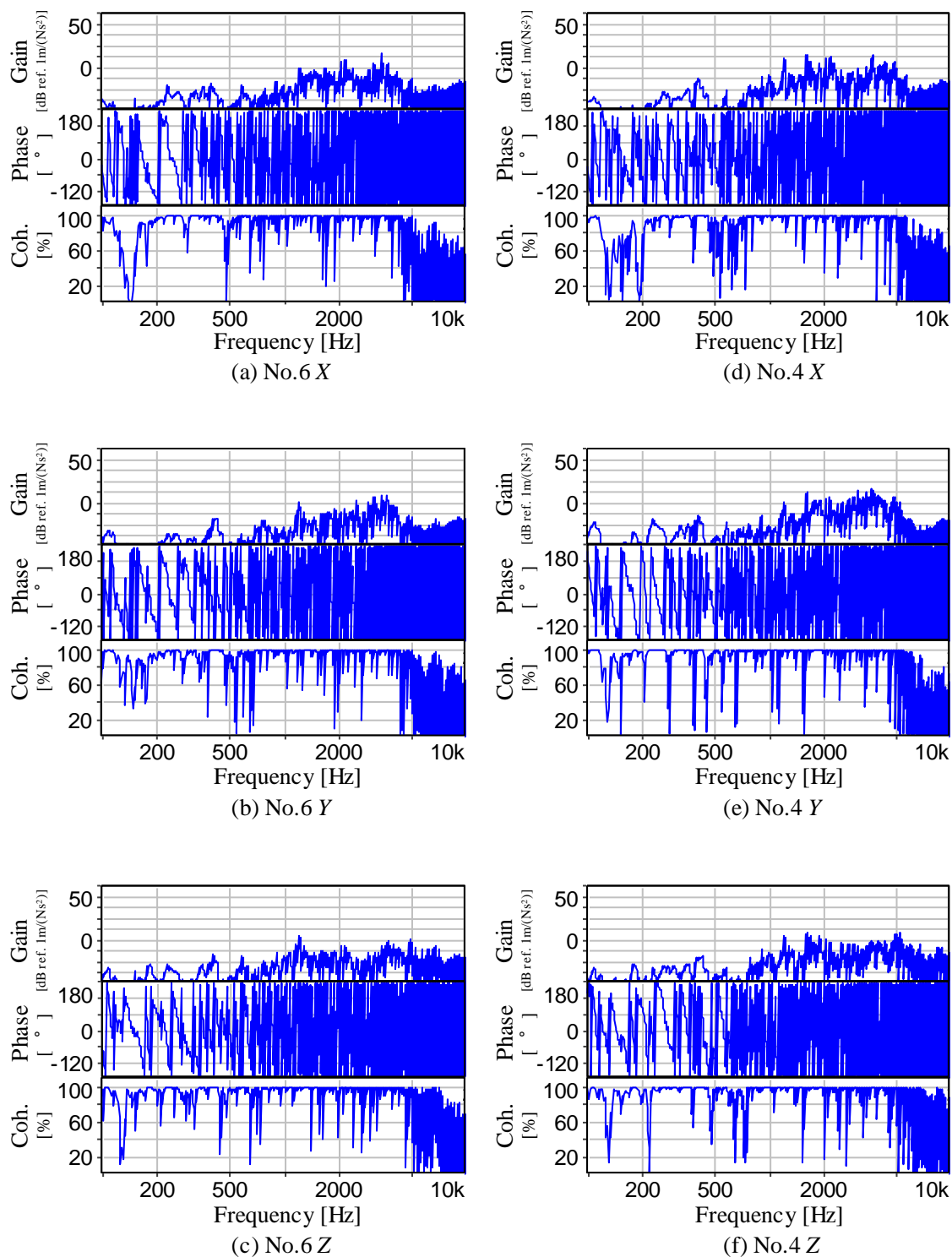


Fig. 5.23 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the accelerometer No.2 in the X direction.

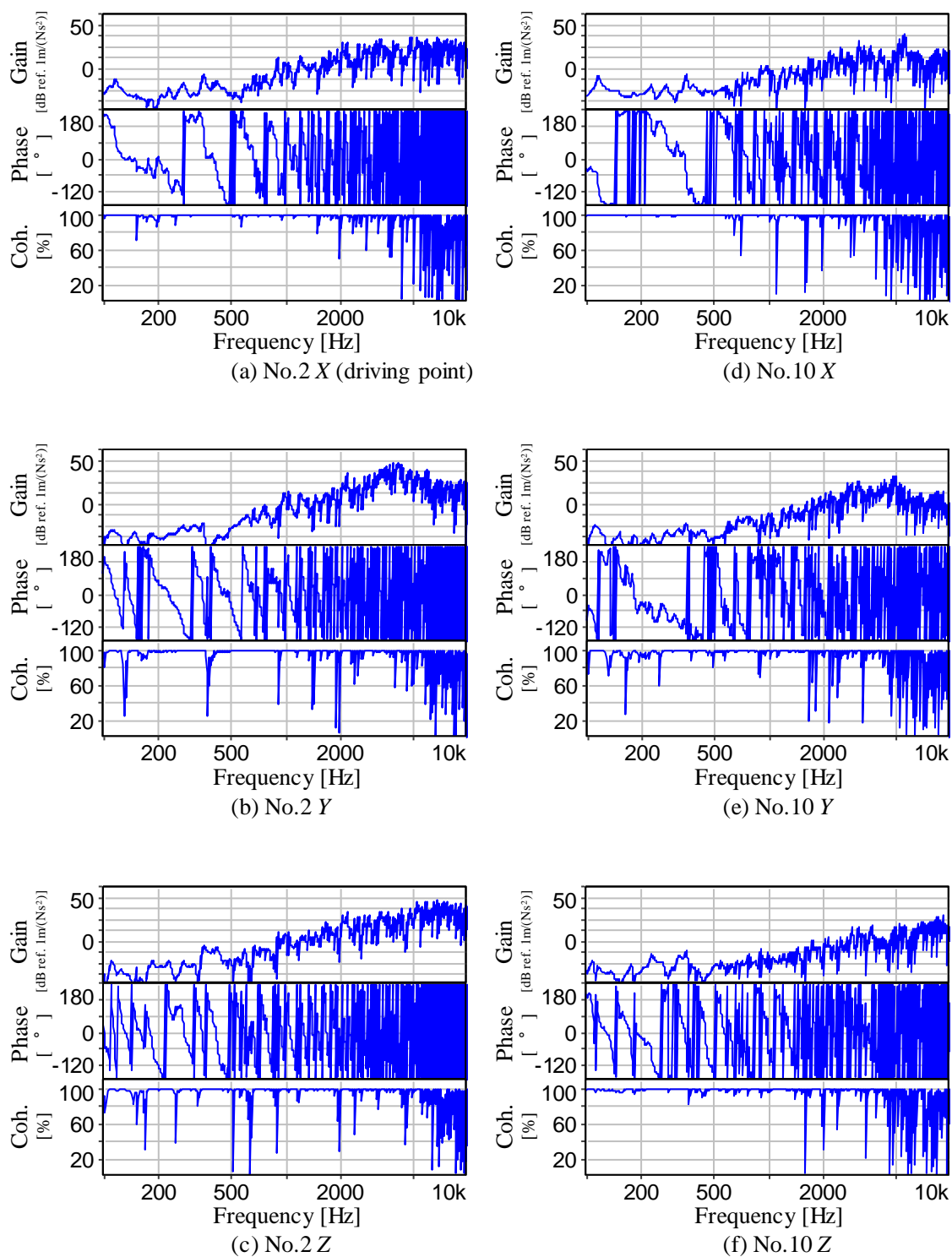


Fig. 5.24 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the X direction.

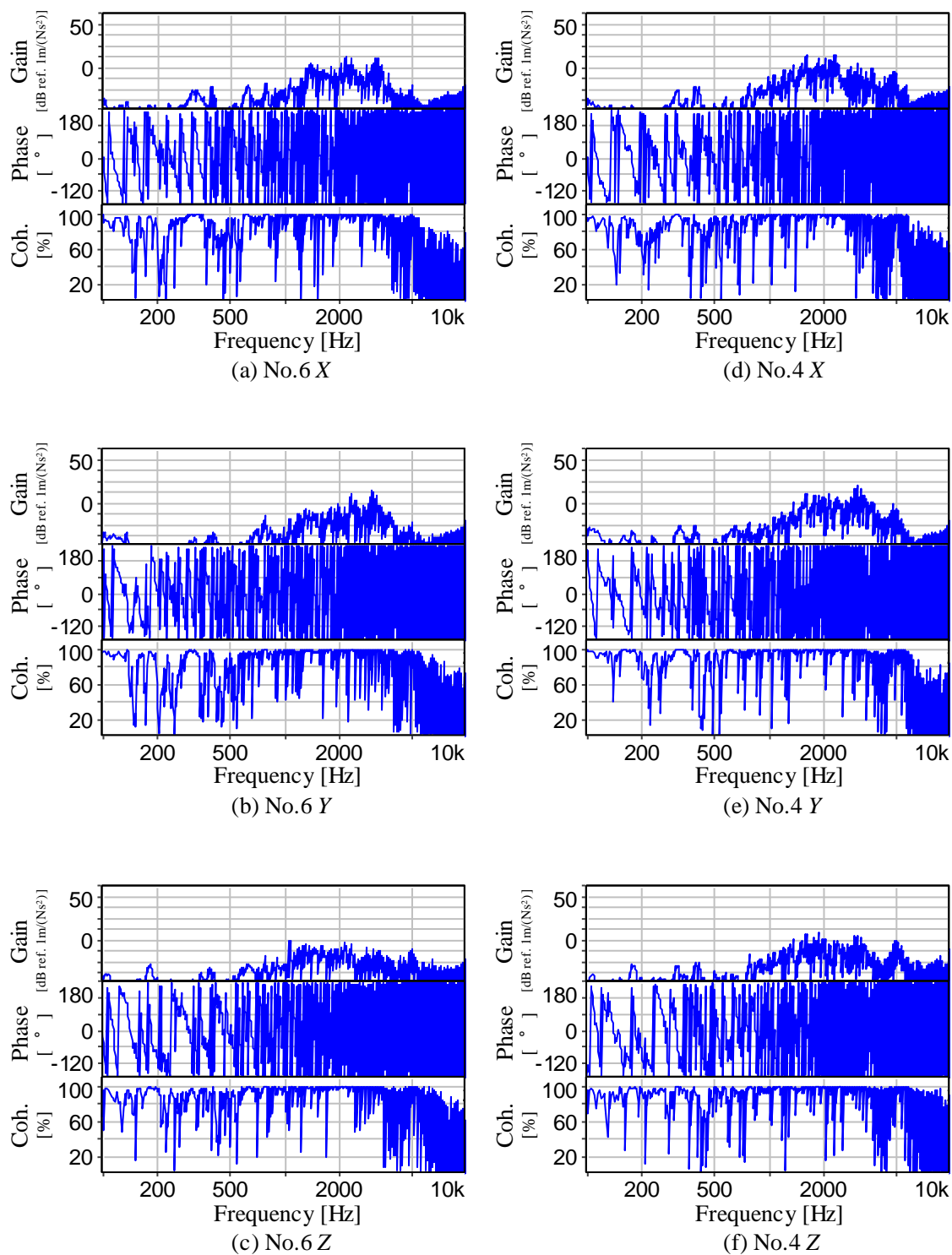


Fig. 5.25 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the Y direction.

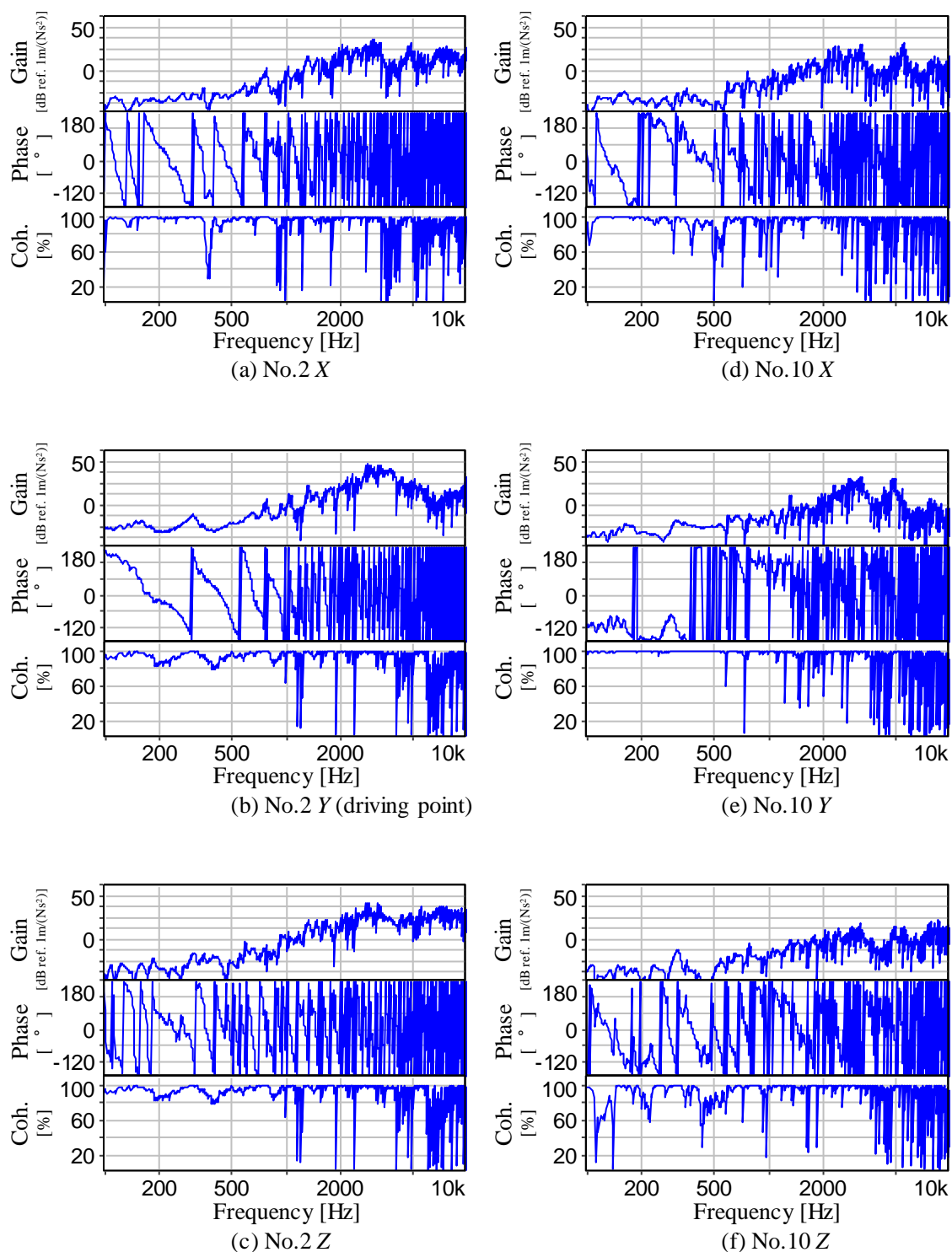


Fig. 5.26 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the Y direction.

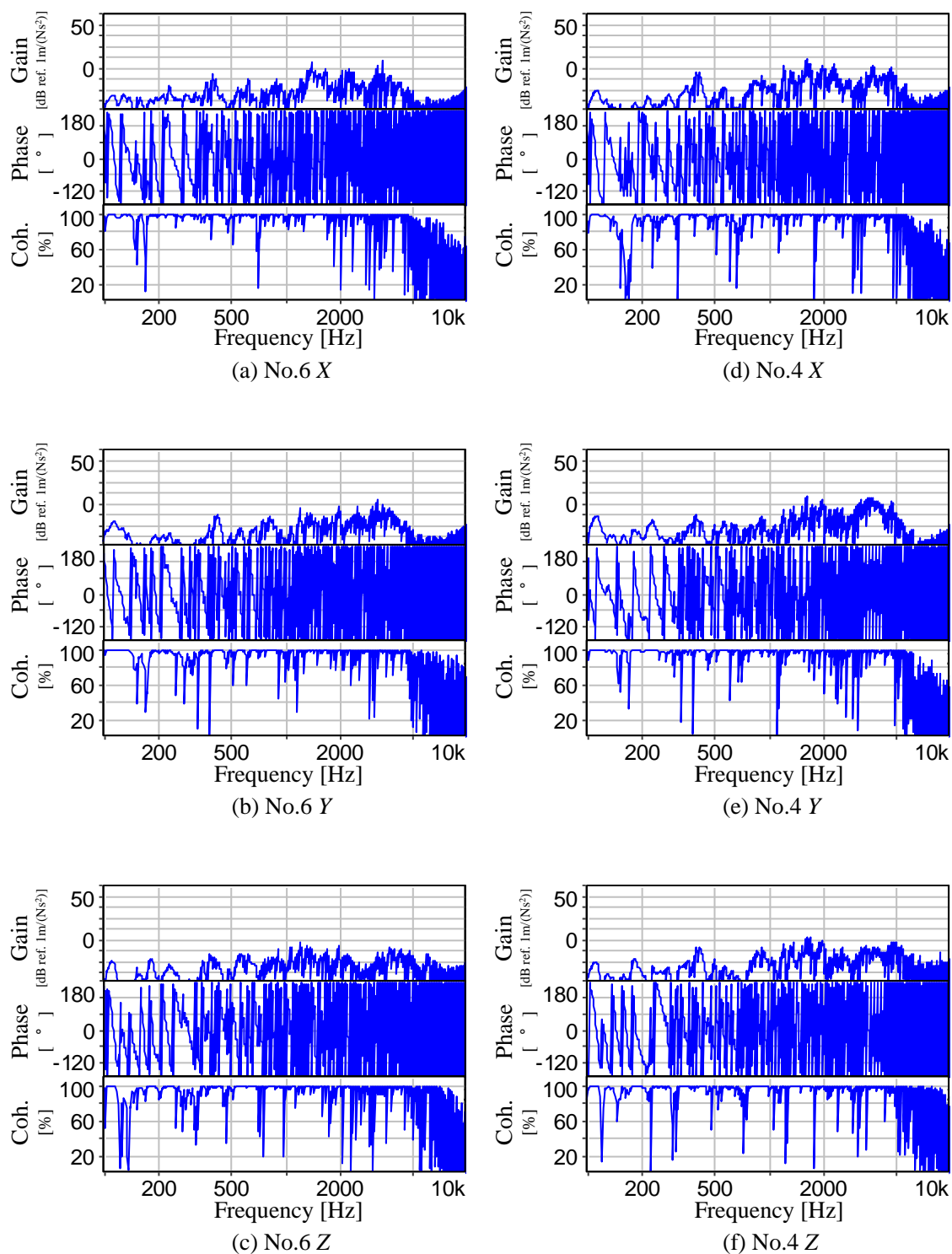


Fig. 5.27 Measured inertances of the accelerometer No.6 and No.4 and their coherences whose impact position is near the accelerometer No.2 in the Z direction.

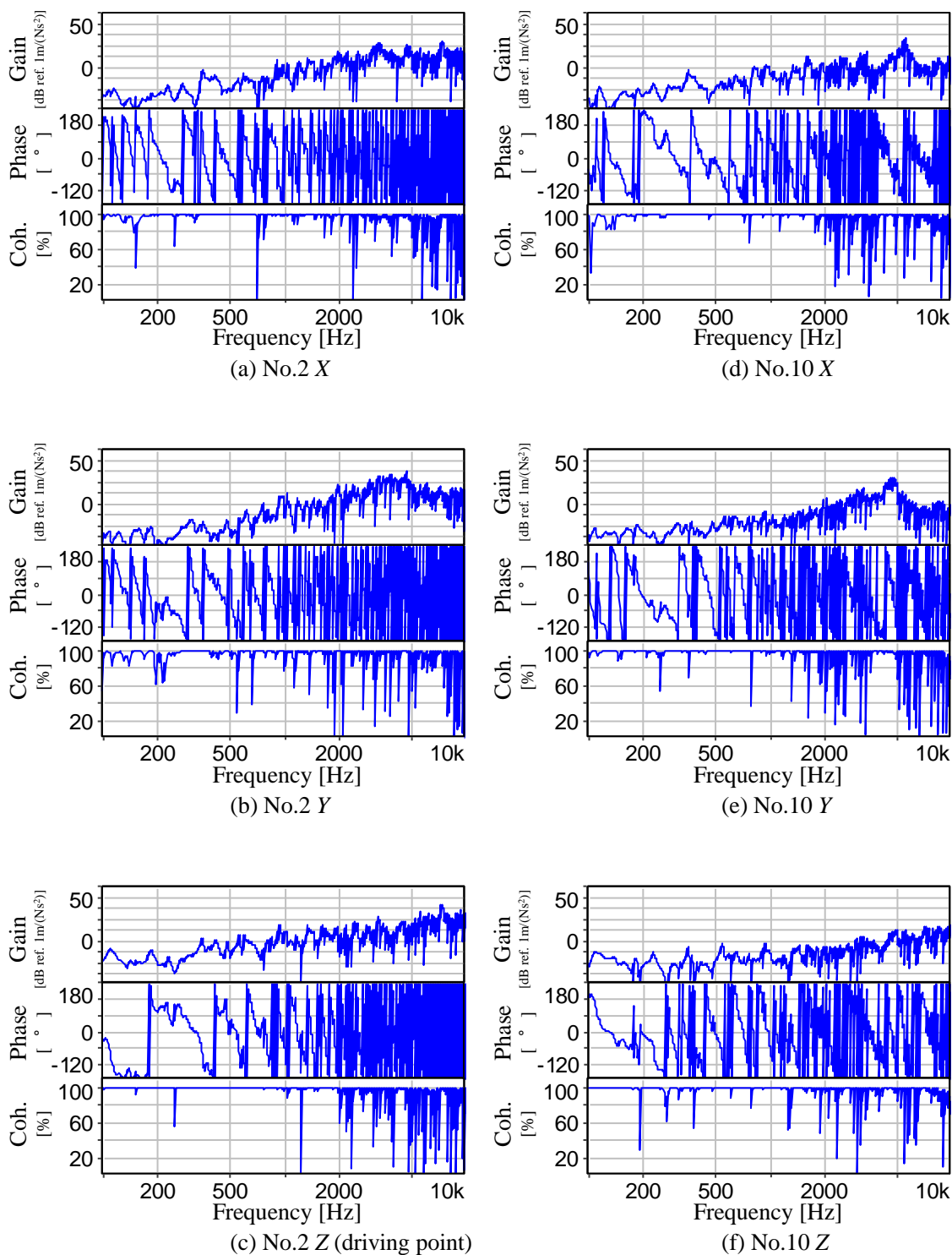


Fig. 5.28 Measured inertances of the accelerometer No.2 and No.10 and their coherences whose impact position is near the acceleromete No.2 in the Z direction.

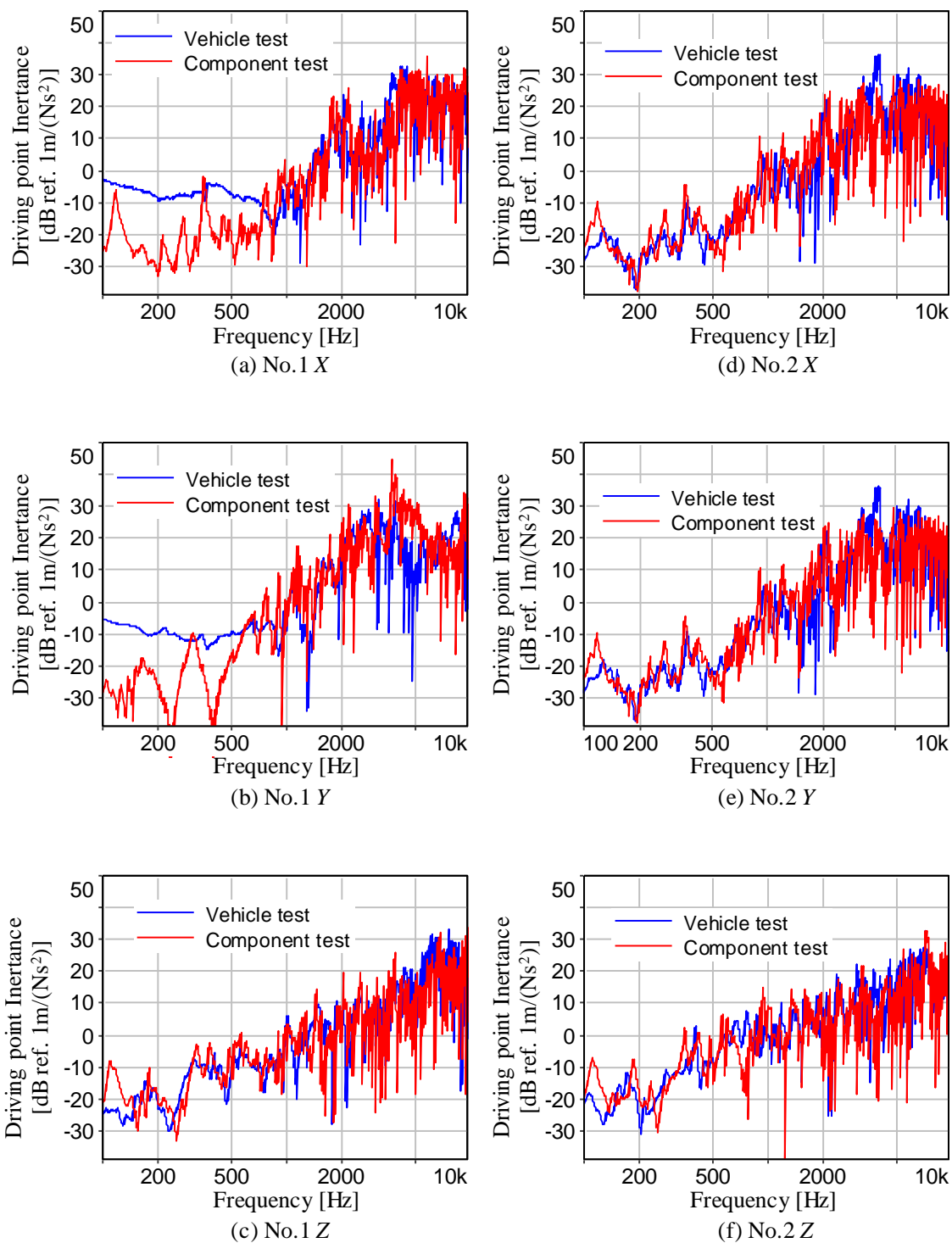


Fig. 5.29 Comparison of driving-point inertances at the accelerometer No.1 and No.2 on the vehicle and on the component test bench.

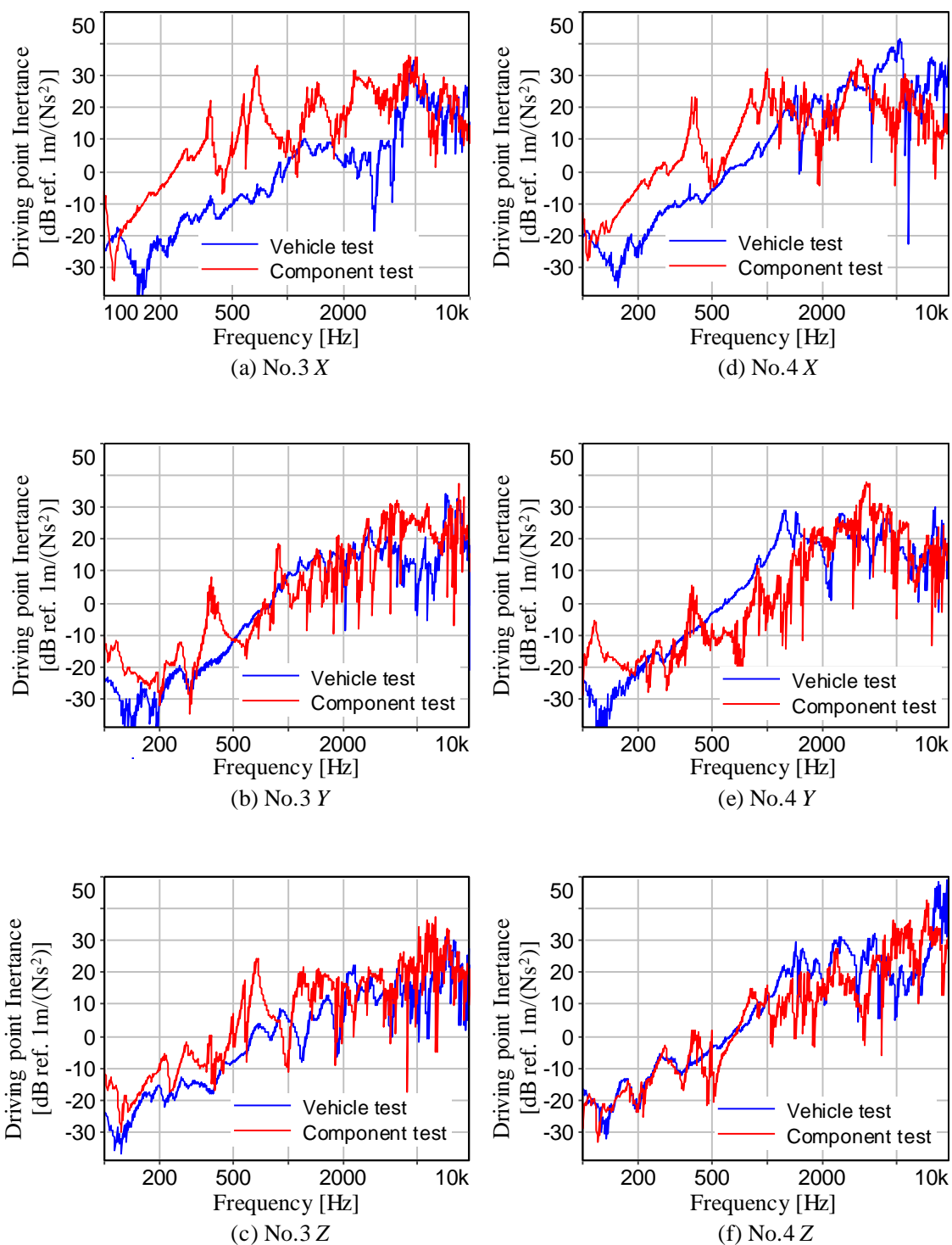


Fig. 5.30 Comparison of driving-point inertances at the accelerometer No.3 and No.4 on the vehicle and on the component test bench.



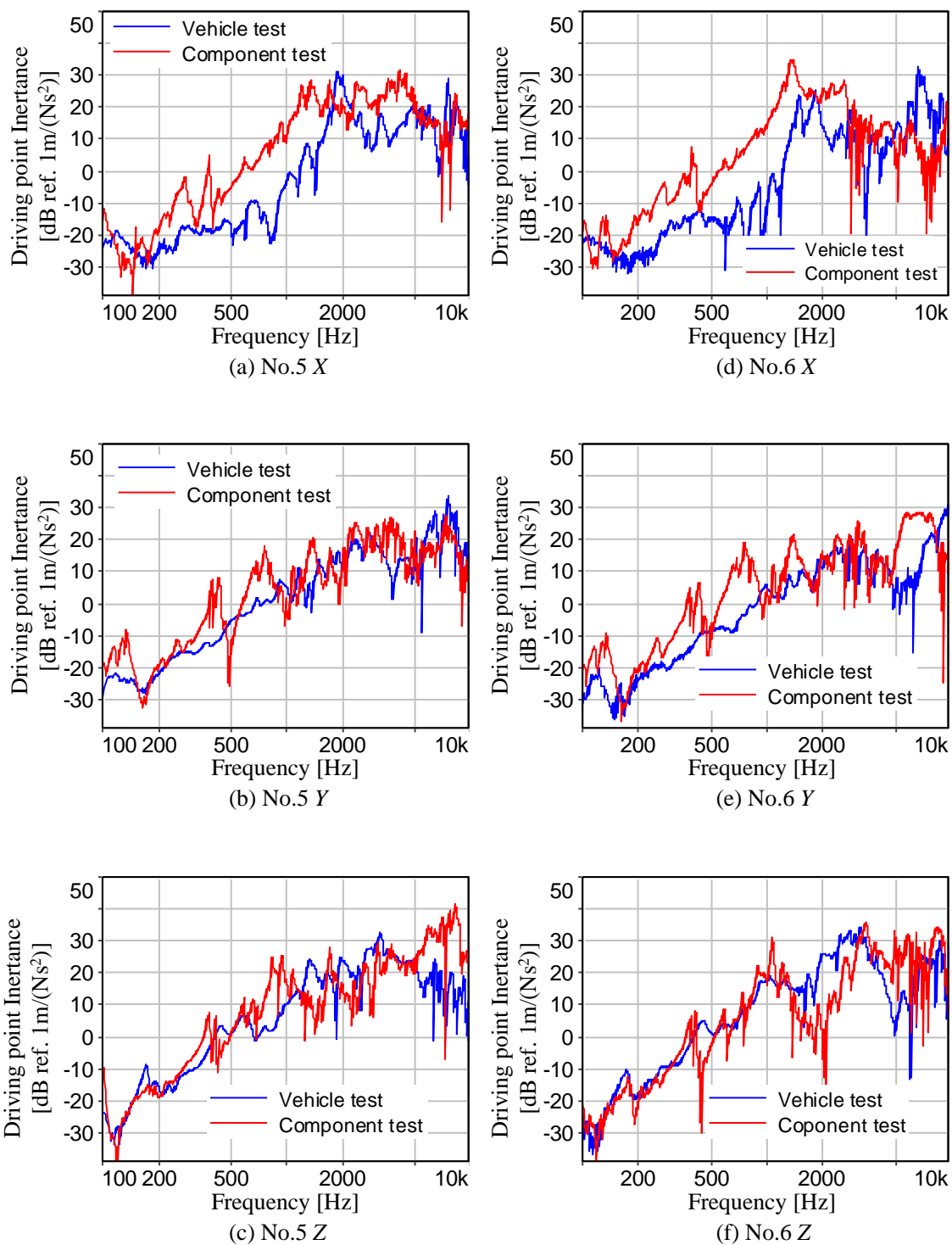


Fig. 5.31 Comparison of driving-point inertances at the accelerometer No.5 and No.6 on the vehicle and on the component test bench.

### 5.3 車両走行試験による測定値と EPS 単体試験による推定値の比較による検証

本節では、前節で示した EPS の単体試験機で測定した振動から Blocked force を同定し、第 4 章で示した車両の音響伝達関数を乗じることによりラトル音を推定し、車両走行時に測定したラトル音と比較することにより、本研究で提案した推定手法を検証した結果について述べる。なお、ラトル音の推定では、第 3 章で提案した近似推定誤差の低減手法を適用した結果についても述べる。また、Blocked force については、第 4 章で示した車両走行試験の場合と比較した結果についても述べる。

#### 5.3.1 検証手順

ラトル音の推定値と測定値の比較するための手順を図 5.32 および以下に示す。

- (1) 静止状態の車両において、EPS の各結合部からハンドル中心近傍に設置したマイクロホンまでの音響感度関数をハンマリングで測定する。  
(第 4 章で求めた値をそのまま使用)
- (2) 車両の走行試験でタイロッドの軸方向振動加速度を測定する。  
(玉石路で速度 15km/h など、第 4 章で同一の条件で実施)
- (3) 上記(2)と同時に、ハンドルの中心近傍に設置したマイクロホンで音圧を測定する。  
(ハンドルとマイクの距離など、第 4 章と同一の条件で実施)
- (4) EPS 単体試験機の静止状態において、EPS の各結合部から各参照点までのイナータンスをハンマリングで測定する。  
(ステップ 1 の音響感度関数を測定する際と同様の位置を打撃)。
- (5) EPS 単体試験機において、(2)の車両の走行試験で測定したタイロッドの振動加速度を再現する。
- (6) (5)の EPS 単体試験機稼働時において、各参照点の振動を測定する。
- (7) (4)のイナータンスと(6)の振動を逆行列法に入力して Blocked force を算出する。
- (8) (7)の Blocked force に(1)の音響感度関数を乗じてターゲット音圧を算出する。
- (9) (3)の音圧と(7)の音圧それぞれからラトル音成分を抽出して比較する。  
(ラトル音成分は第 4 章で示したバンドパスフィルタと A 特性フィルタを使用)

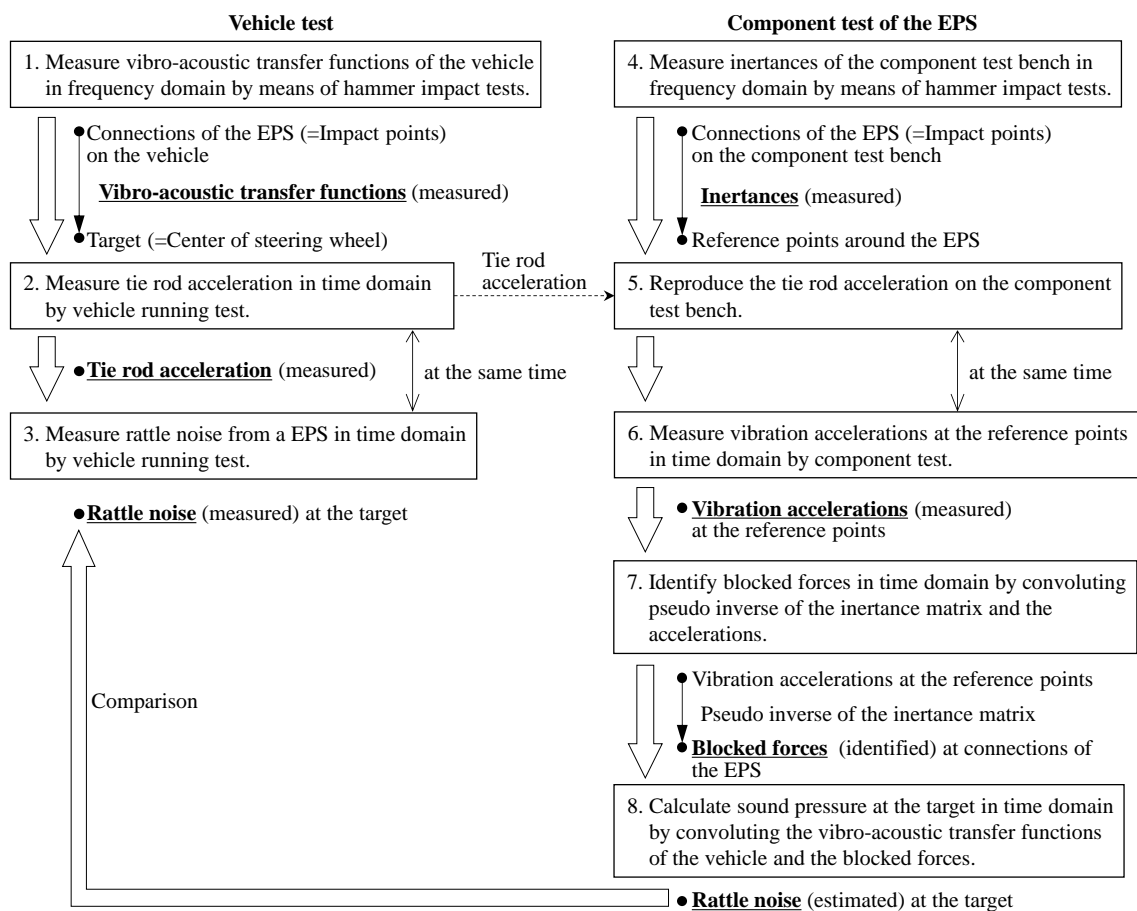


Fig. 5.32 Experimental verification procedure of the estimation method by application to rattle noise from an EPS. Blocked forces of the EPS are identified by component test.

### 5.3.2 騒音レベルの比較と近似推定誤差低減手法の適用

前項の手順により、推定したラトル音成分の騒音レベルの時間波形と周波数スペクトルを測定した場合と比較した結果を図 5.33 に示す。なお、第 4 章の場合と同様に、サンプリング周波数は 44,100Hz とし、300~5,000Hz のバンドパスフィルタと A 特性のフィルタを適用してラトル音成分を抽出してから、時間重み時定数 50msec で騒音レベルの時間波形を算出 (JIS C 1509-1) し、サンプリング点数 8,192、オーバーラップ 50%、ハニング窓を適用して周波数スペクトルを求めた。

前節で述べたように、単体試験では車両走行時におけるタイロッドの軸方向振動加速度の平均的な周波数スペクトルを周波数領域で再現しているため、図 5.33(a)に示す推定した騒音レベルの時間波形は車両走行試験で測定した場合と異なる。ところが、時間波形だけではなく、図 5.33(b)に示す周波数スペクトルの形状も異なる。例えば、推定したラトル音には 350~400Hz や 750Hz 近傍に大きなピークがあるが、測定した場合には明確なピークがない。また、凡例に示す値は 10 秒間の平均の騒音レベルであるが、両者には 5dB(A)程度の差異がある。なお、図 4.37(a)と図 4.43(a)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行ったため、時間波形が一致するかどうかの比較も可能であったが、単体試験では時間波形が一致しないため、10 秒間の表示とすることで最大値と最小値も比較したが、いずれも 5dB(A)程度の差異がある。

一方、図 5.34 は推定したラトル音を短時間 FFT で分析して測定した場合と比較した結果を示すが、ラトル音の特徴である打音を再現できており、また、図 5.35 示す寄与度分析では、No.3 から No.6 のコラム部の影響が大きく、第 4 章で示した車両の場合 (図 4.45) と同様の傾向である。

そこでつぎに、ラトル音の推定に用いた **Blocked force** の同定結果を図 5.36 から図 5.38 示す。これらの振幅を見ると、いずれも車両の走行試験における場合 (図 4.40 から図 4.42) よりも大きく、また各結合部でばらつきが大きい。車両の走行試験における場合 (図 4.40 から図 4.42) は第 3 章で提案した近似推定誤差の低減手法を適用した **Blocked force** であるので、単体試験における場合に対してもこの手法を適用することにした。

式 (3.6) に示す閾値  $\varphi=0.001$  として求めたイナータンスの擬似逆行列を用いて推定したラトル音に対し、図 5.33 から図 5.35 と同様に、騒音レベルと周波数スペクトルの算出、短時間 FFT、寄与度分析を実施した結果を図 5.39 から図 5.41 に示す。なお、**Blocked force** の同定に用いた逆行列法の式 (3.4)、イナータンスの擬似逆行列の算出に用いた特異値分解の式 (3.5)、近似推定誤差を低減するために小さな特異値を無効化した式 (3.6) を次ページに再掲した。

まず、図 5.39(a)に示す騒音レベルの時間波形では最大値や最小値が同等になり、また凡例に示す平均値の差は僅か 0.2dB(A)であることがわかる。図 5.39(b)に示す騒音レベルの周波数スペクトルの形状にはまだ差異があるが、試験機におけるタイロッド軸方向加速度の周波数スペクトルの再現精度が不十分であることや、前述のように、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による測定誤差がその要因として考えられる。また、図 5.40 に示す短時間 FFT では近似推定誤差の低減前と変わらず打音の特徴は再現できており、図 5.41 に示す寄与度分析では、No.3X や No.4X では寄与度が少し下がっているが、コラム部の影響が大きいという特徴は再現できている。

つぎに、閾値  $\varphi=0.001$  により小さな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図 5.42(a)に、これらの行列を構成した特異値の数を図 5.42(b)に示す。これらを車両の場合における図 4.46 の閾値  $\varphi=0.03$  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数値計算上の誤差や本研究で提案する手法に起因する近似推定誤差を低減するのみで、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。

以上より、第3章で提案した近似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定量的に推定することが可能と考えられ、提案した推定手法を実験的に検証できたと考えられる。

ところで、図 5.15 で示したように、EPS の単体試験で測定したラトル音の騒音レベルを車両走行試験の場合と比較すると 7dB(A)の差があったのに対し、図 5.39 で示したように、EPS の単体試験で推定した場合では 0.2dB(A)とであった。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。

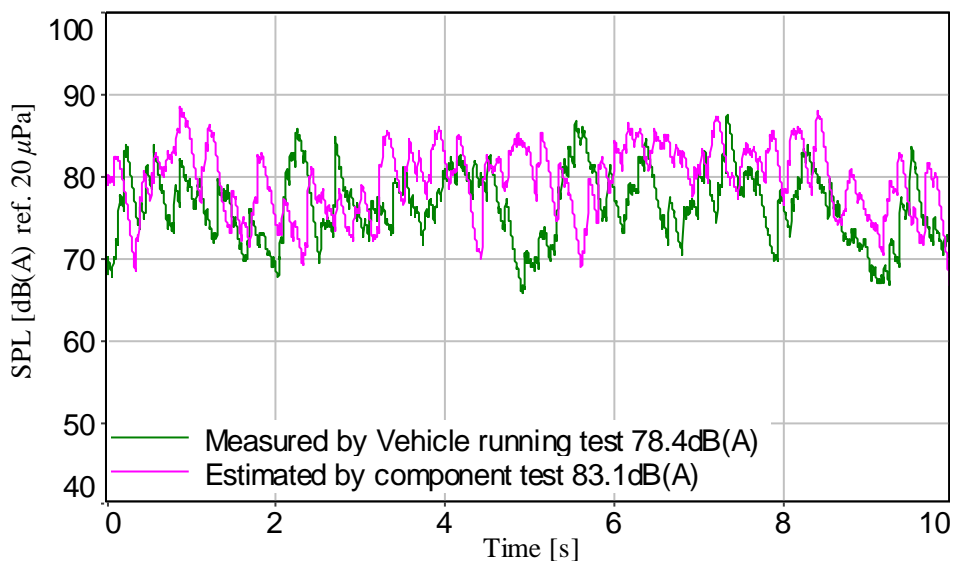
$$\mathbf{f}_{bl} = \mathbf{H}^+ \mathbf{a} \quad (3.4) \text{再掲}$$

$$\mathbf{H}^+ = \{[\mathbf{U}][\mathbf{S}][\mathbf{V}]^*\}^+ = \left\{ \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \sigma_1 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \sigma_N \\ 0 & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{V}]^* \right\}^+ \quad (3.5) \text{再掲}$$

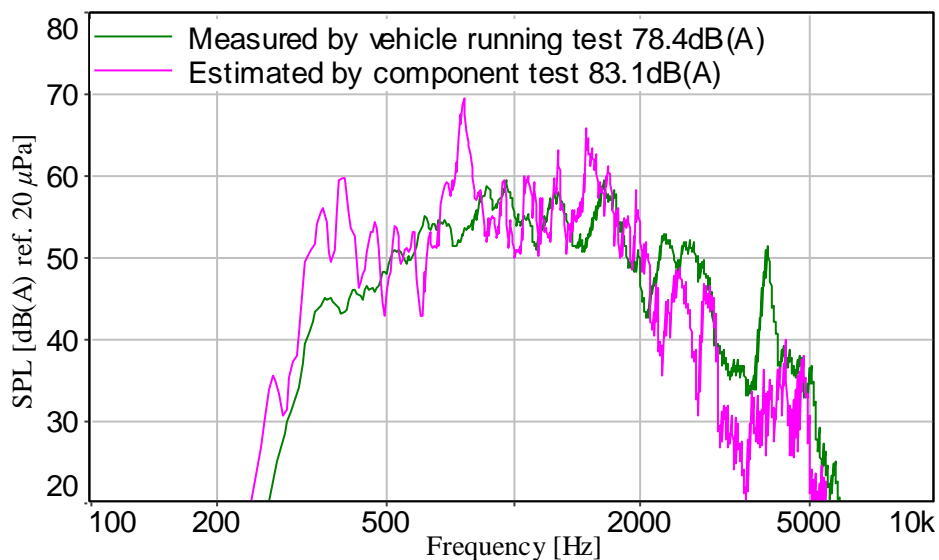
$$= [\mathbf{V}] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & \vdots & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 & & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 1/\sigma_N & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{U}]^*$$

$$\mathbf{H}^+ = [\mathbf{V}] \left\{ \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & & \vdots & & & & \vdots \\ \vdots & & 1/\sigma_M & \vdots & & & & \vdots \\ \vdots & & & 0 & & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{U}]^* \right\} \quad (3.6) \text{再掲}$$

$$1 - \sum_{r=1}^M \sigma_r^2 / \sum_{r=1}^N \sigma_r^2 \leq \varphi < 1 - \sum_{r=1}^{M-1} \sigma_r^2 / \sum_{r=1}^N \sigma_r^2$$

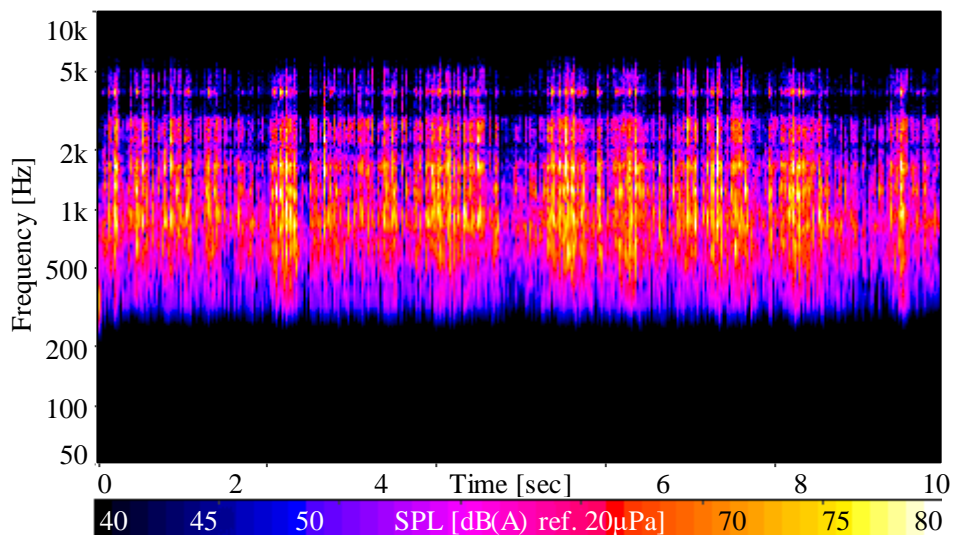


(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50ms$ ).

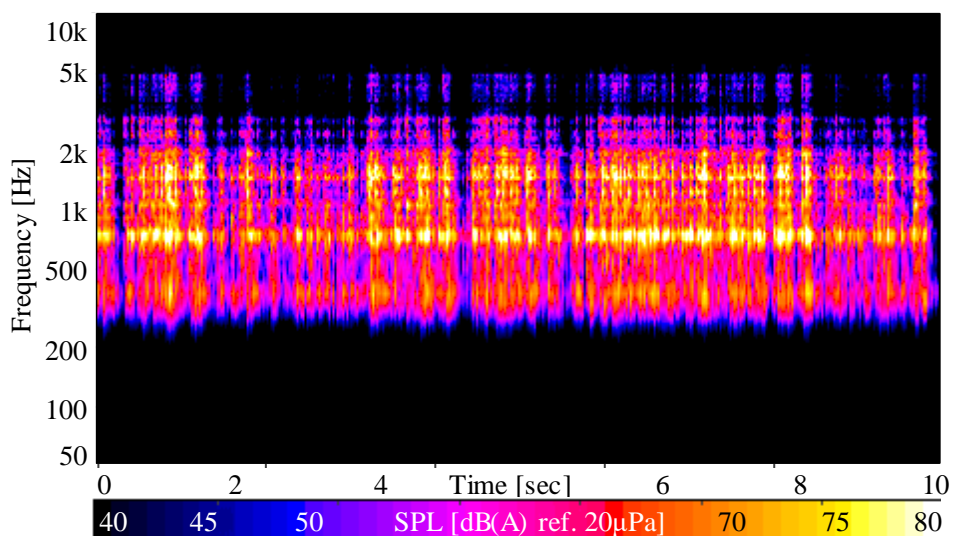


(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.33 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and the other is estimated by component test.



(a) Measured sound.



(b) Estimated sound.

Fig. 5.34 Time-frequency spectra of the sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and the other is estimated by component test.

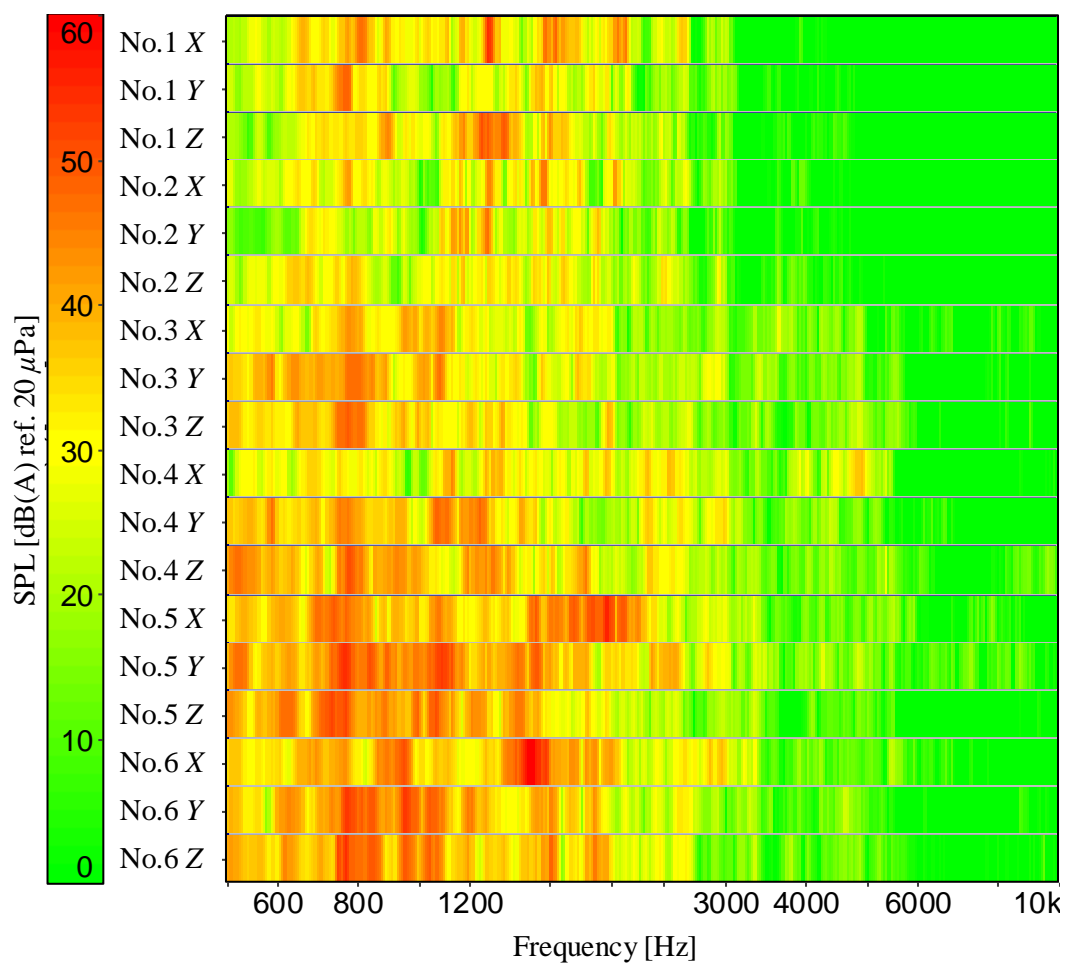


Fig. 5.35 Contribution of the estimated sound pressure level corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz by component test.



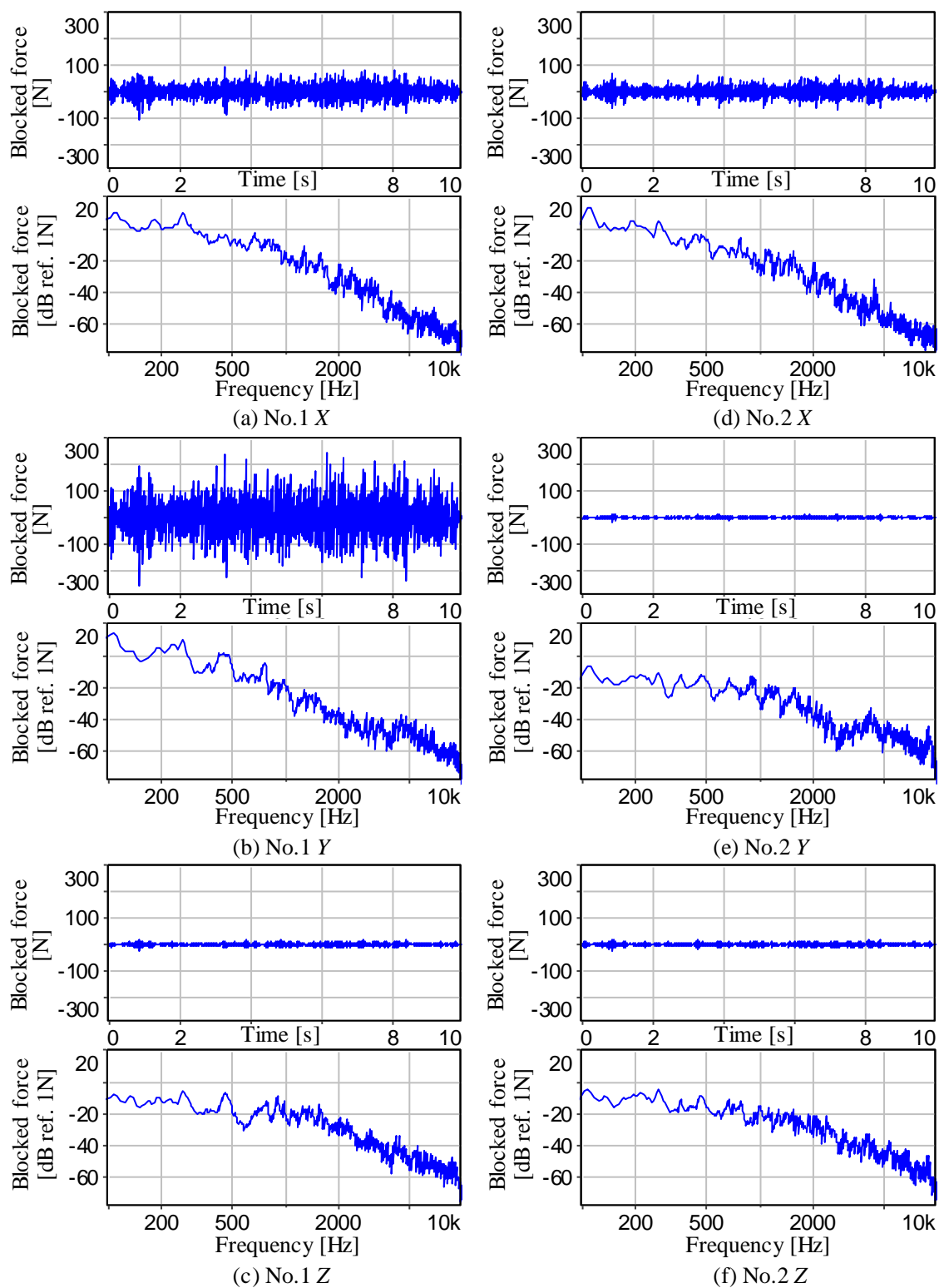


Fig. 5.36 Blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.1 and No.2 identified by inverse matrix method using the measured inertances and accelerations.

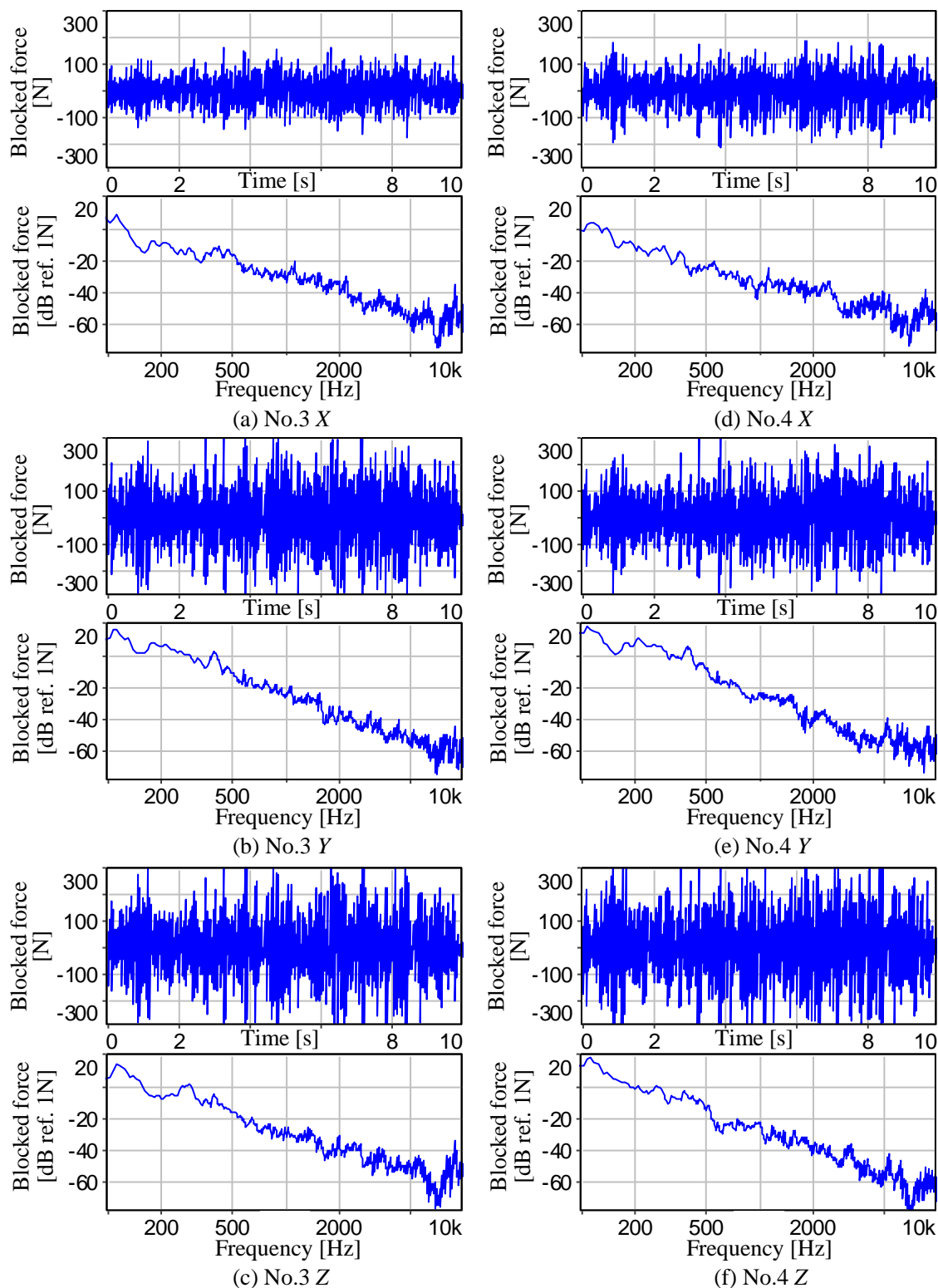


Fig. 5.37 Blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.3 and No.4 identified by inverse matrix method using the measured inertances and accelerations.

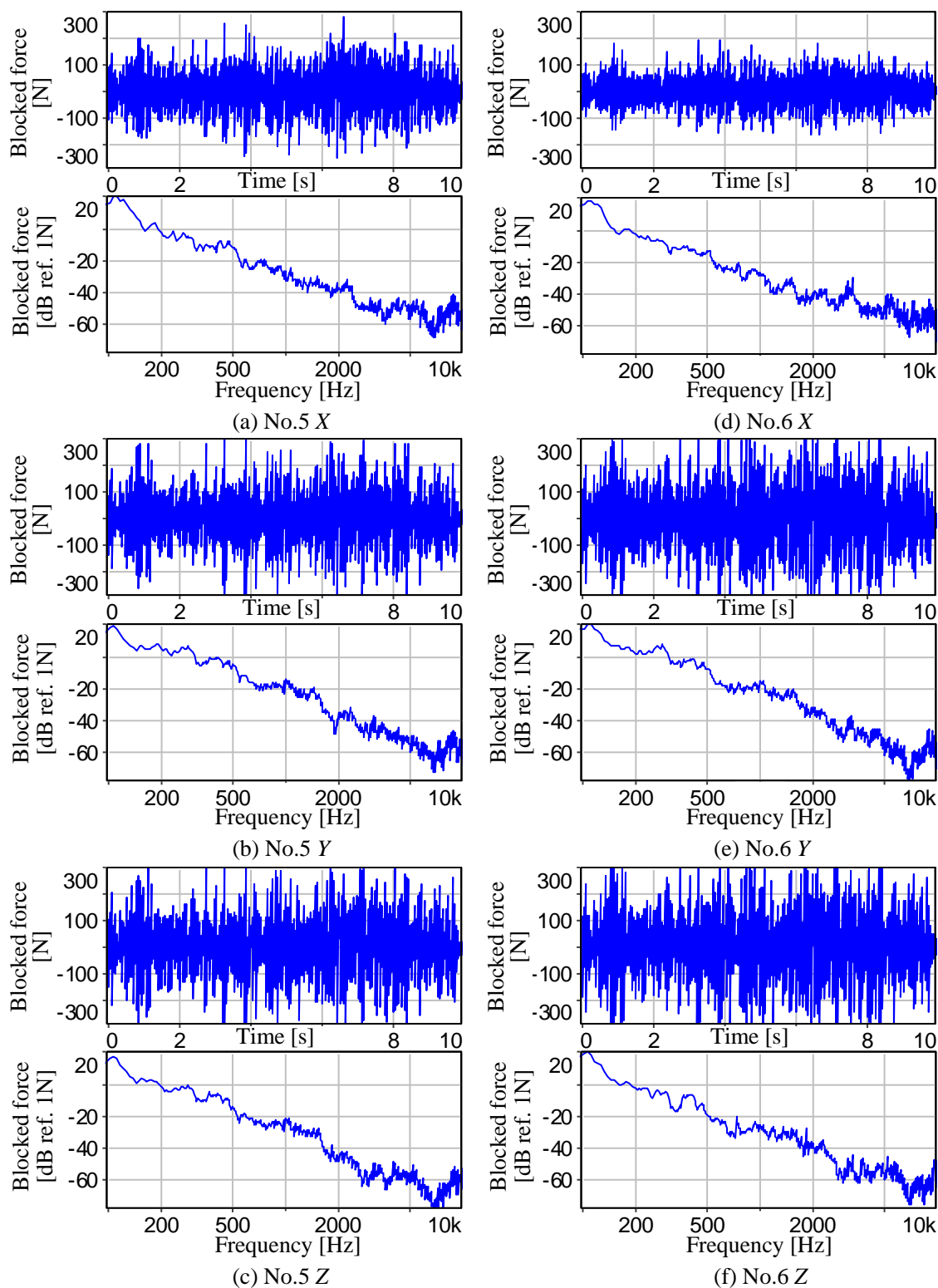
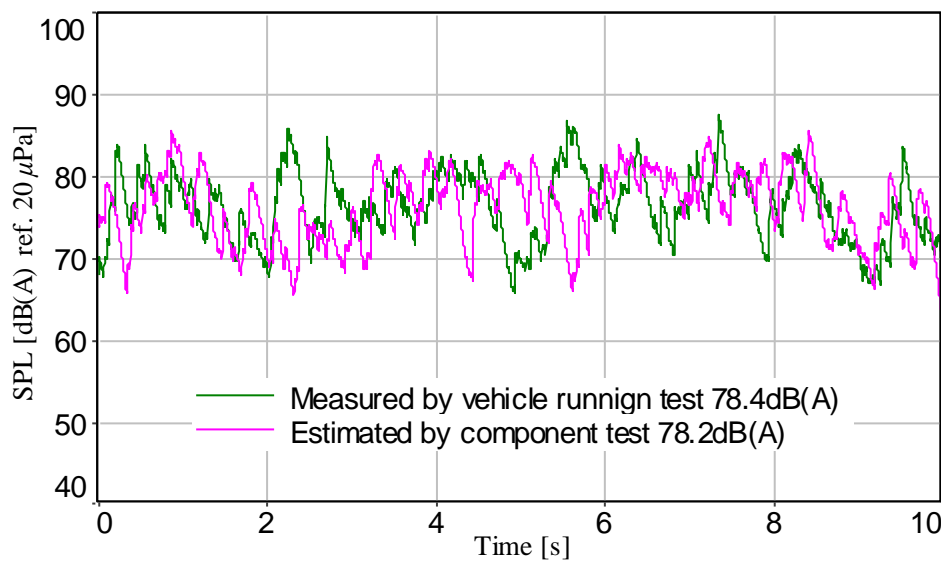
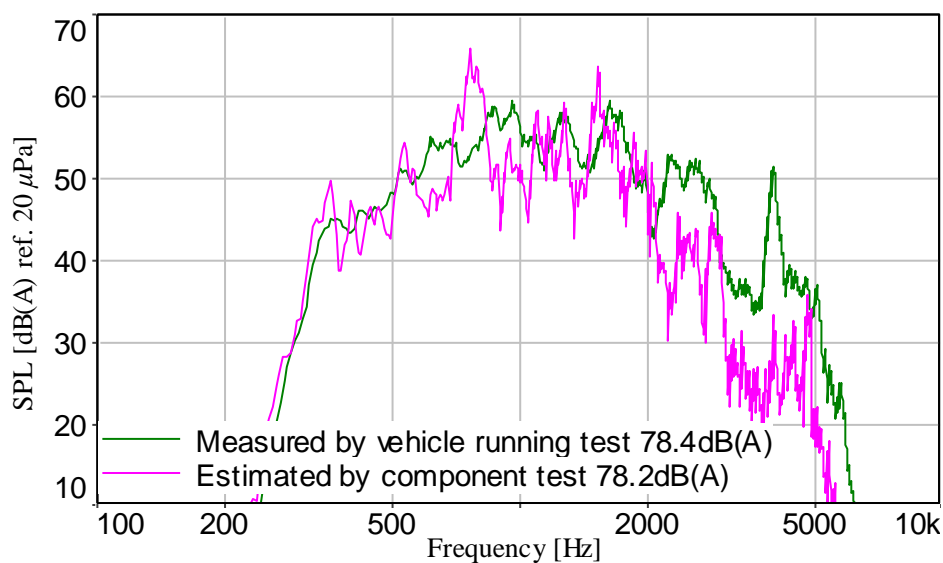


Fig. 5.38 Blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.5 and No.6 identified by inverse matrix method using the measured inertances and accelerations.

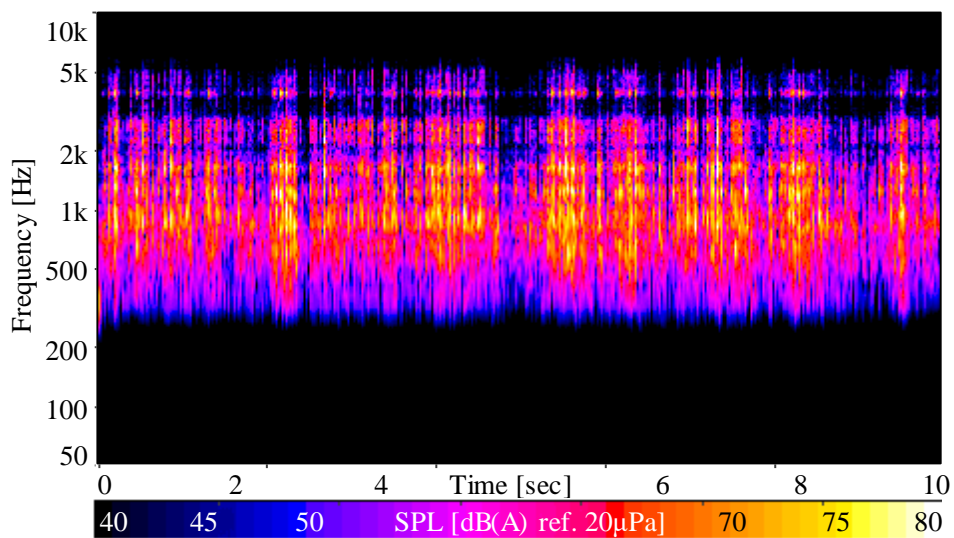


(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50\text{ms}$ ).

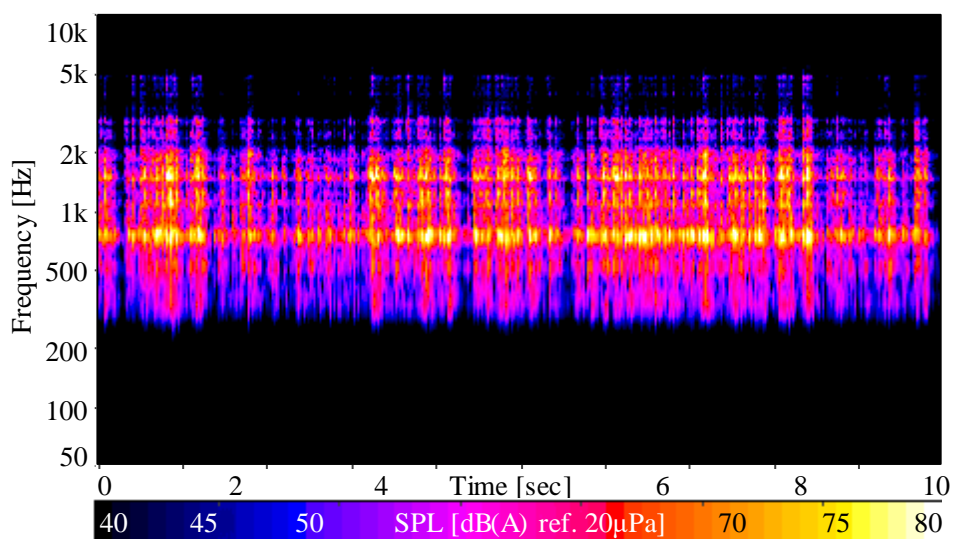


(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.39 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and the other is estimated by component test. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor  $\varphi = 0.001$ .



(a) Measured sound.



(b) Estimated sound.

Fig. 5.40 Time-frequency spectra of the sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and the other is estimated by component test. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor  $\varphi = 0.001$ .

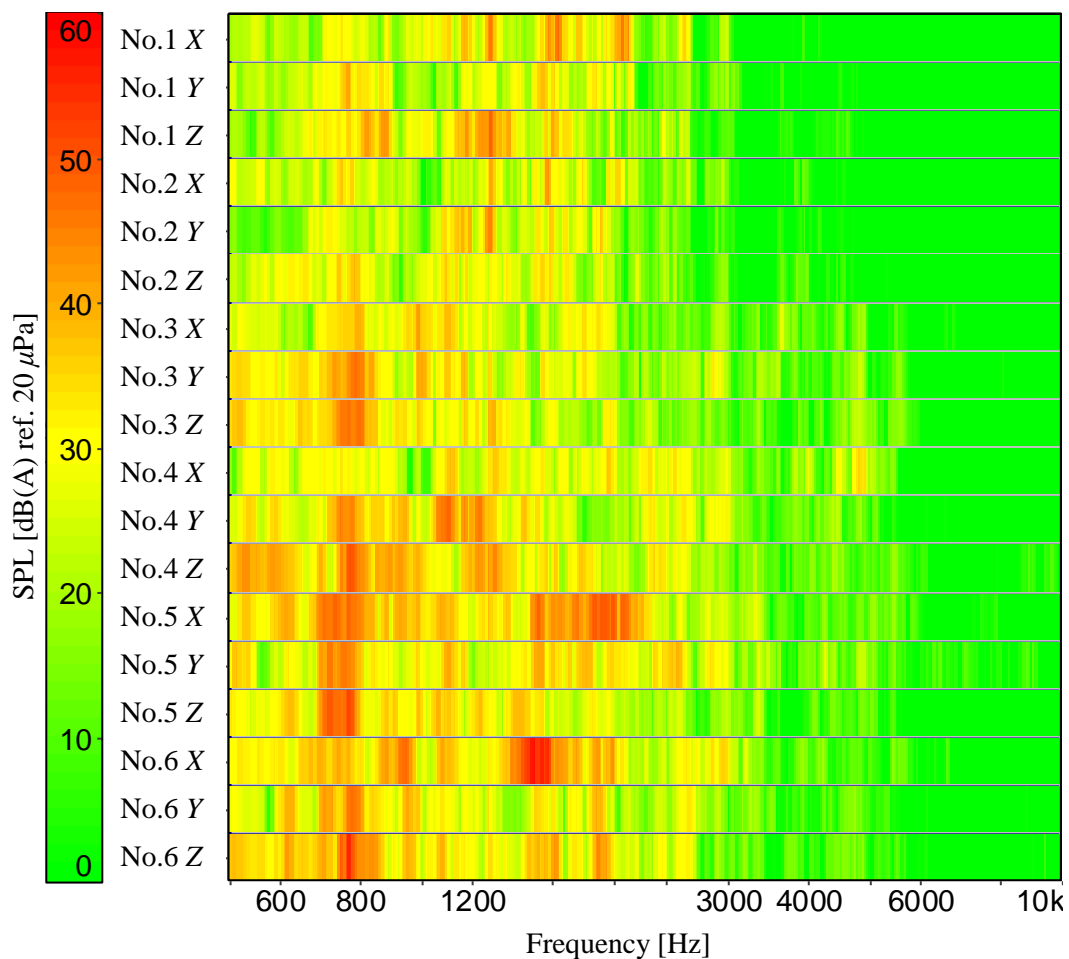
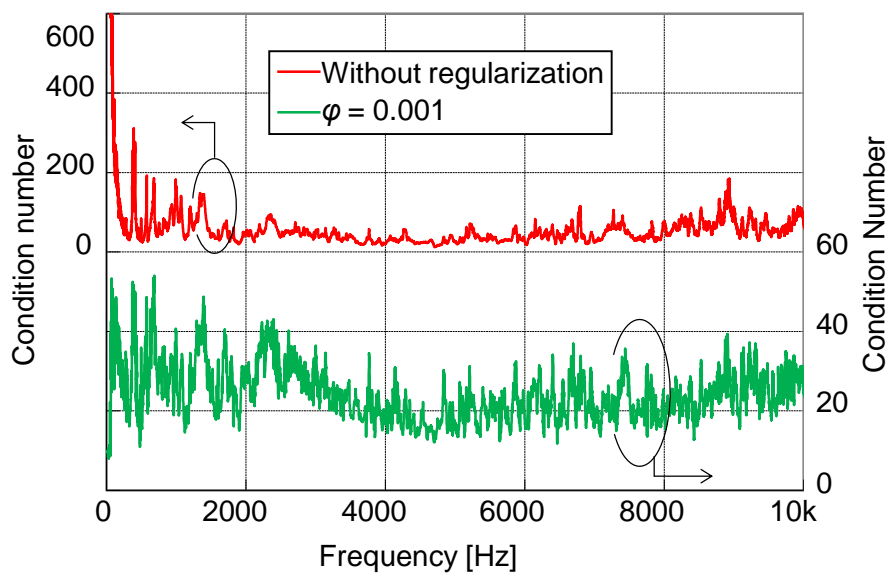
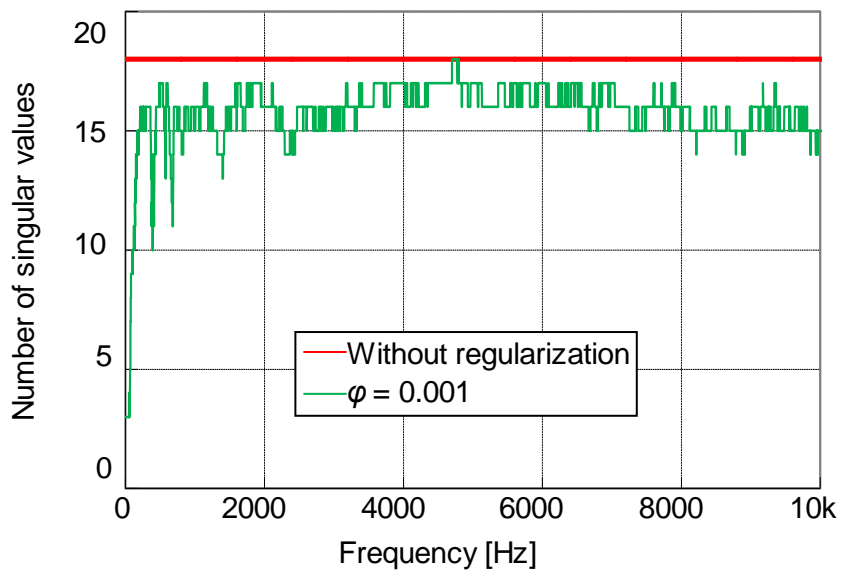


Fig. 5.41 Contribution of the estimated sound pressure level corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz by component test. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor  $\varphi = 0.001$ .



(a) Condition numbers.



(b) Number of singular values.

Fig. 5.42 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.

### 5.3.3 Blocked force の比較

第1章で述べたとおり、Blocked force は加振源システム固有の値であり、加振源システムの支持構造には依存しない。したがって、EPS の単体試験で同定した Blocked force は車両走行試験の場合と一致するはずである。そこで両者の Blocked force を比較してみることにした。車両走行試験の場合では、第4章で示したように、エンジンなど他の加振源の影響が含まれてしまっていると考えられるため、その影響を取り除くことができたと考えられる Blocked force (図 4.40 から図 4.42) を比較する。また、EPS 単体試験の場合では、図 5.36 から図 5.38 に示す Blocked force は擬似逆行列計算における数値計算上の誤差と本研究で提案する手法による近似推定誤差が含まれていると考えられるため、図 5.39 のラトル音推定に用いた Blocked force を比較する。

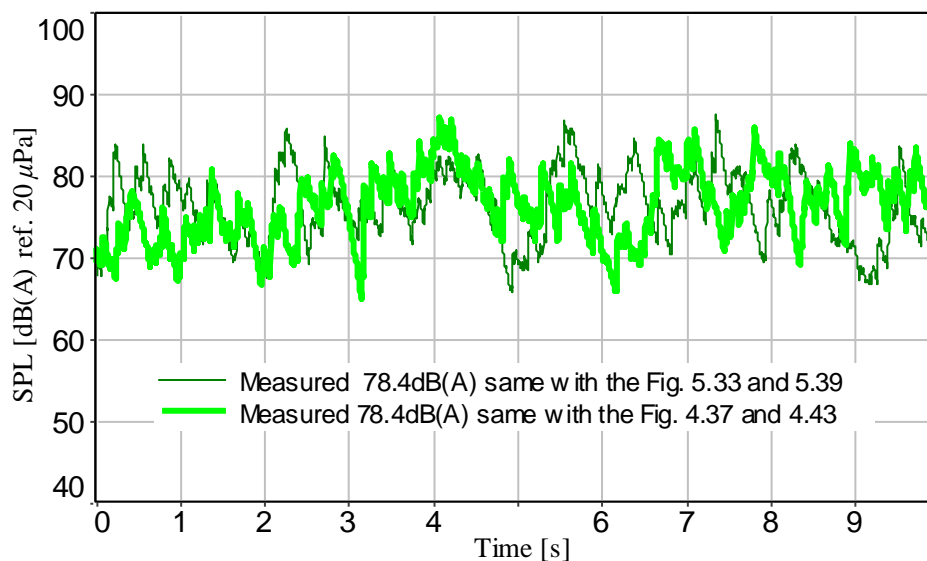
ところで、図 5.33 や図 5.39 で示したラトル音の測定では、レコーダのチャンネル数に限りがあったことから、同時に測定したのはタイロッドの軸方向振動加速度のみであり、参照点の振動は測定していない。すなわち、図 5.39 に示すラトル音の測定と図 4.43 に示すラトル音の測定は同一の測定ではなく、図 4.40 から図 4.42 に示す Blocked force と図 5.39 のラトル音推定に用いた Blocked force とでは、対象としている車両走行試験が異なり、タイロッド軸方向振動加速度も異なる。しかしながら、図 5.43 に示すように、偶然であるが図 4.43 と図 5.39 に示したラトル音の騒音レベル平均は同等であり、それぞれの Blocked force を比較することができると考えられる。

Blocked force を比較する前に、まずその同定に用いた振動を比較することにした。各参照点で測定した振動加速度の周波数スペクトルを直接的に比較した結果を図 5.44 から図 5.50 に示す。なお、サンプリング周波数は 44,100Hz で測定し、サンプリング点数 8,192、オーバーラップ 50%、ハニング窓を適用して FFT を実施した。車両走行試験の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おり、また車両と単体試験機では構造が異なるので、両者の振動加速度には差異があると予想していたが、No.5 と No.6 の X 方向と Z 方向、No.8, No.9, No.11, No.12, No.13 などに大きな差異は見られるものの、100Hz から 10kHz の間ではスペクトルの大きさや形状が一致するものが多い結果となった。

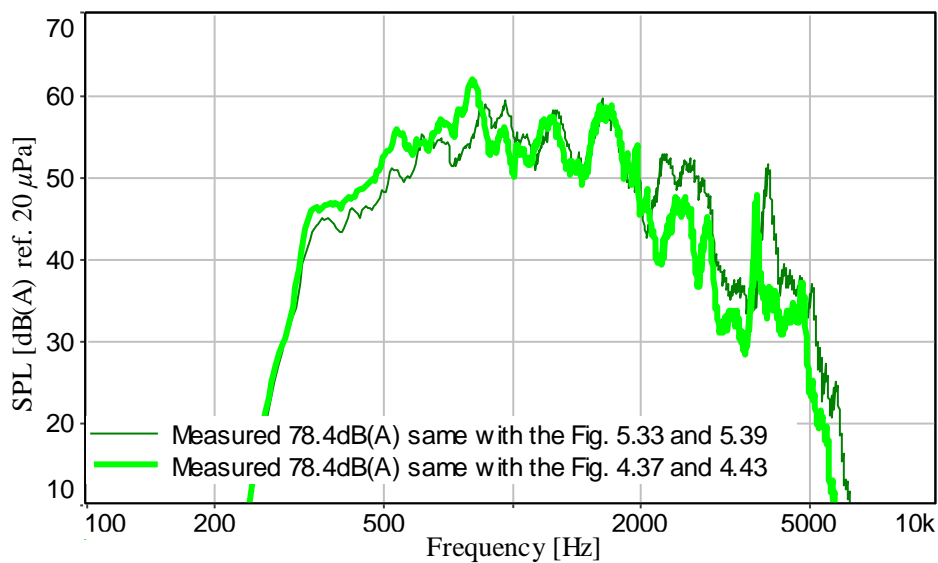
つぎに、Blocked force の周波数スペクトルと時間波形を比較した結果を図 5.51 から図 5.56 に示す。周波数スペクトルは、振動加速度の場合と同様に、サンプリング点数 8,192、オーバーラップ 50%、ハニング窓として FFT を実施して求めた。全体を比較すると、No.1 の X 方向と Z 方向、No.2 の X 方向では低周波数帯域で差異が見られるが、周波数スペクトルの大きさと形状が一致していることがわかる。特に、No.5 と No.6 の Z 方向では、図 5.46 に示す振動加速度は大きく異なるのに対し、図 5.55 や図 5.56 に示す Blocked force が一致するのは In-situ blocked force 法の理論通りの結果である。また、車両試験で求めた Blocked force は全般的に 1,500Hz から 2,000Hz に落ち込みがあり、この帯域では EPS 単体試験の場合と差異が大きいが、エンジンなど他の加振源の影響を取り除く前の Blocked force (図 4.34 から図 4.36) にはこのような落ち込みがない。エンジンなど他の加振源の影響を取り除く方法と



しては、第4章で述べたように、**Blocked force** の同定に用いた逆行列法において、イナータンス行列の小さな特異値を無効化する方法を用いた。しかしながら、本来この手法は数値計算上の誤差低減や本研究で提案する手法の近似的な近似推定誤差の低減に用いるべきであり、他の加振源の影響を取り除く方法ではない。したがって、1,500Hz から 2,000Hz における差異は、エンジンなど他の加振源の影響を正しく取り除けていないことが要因と考えられる。



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



(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.43 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz which were measured by vehicle running tests on the cobble road at 15km/h.

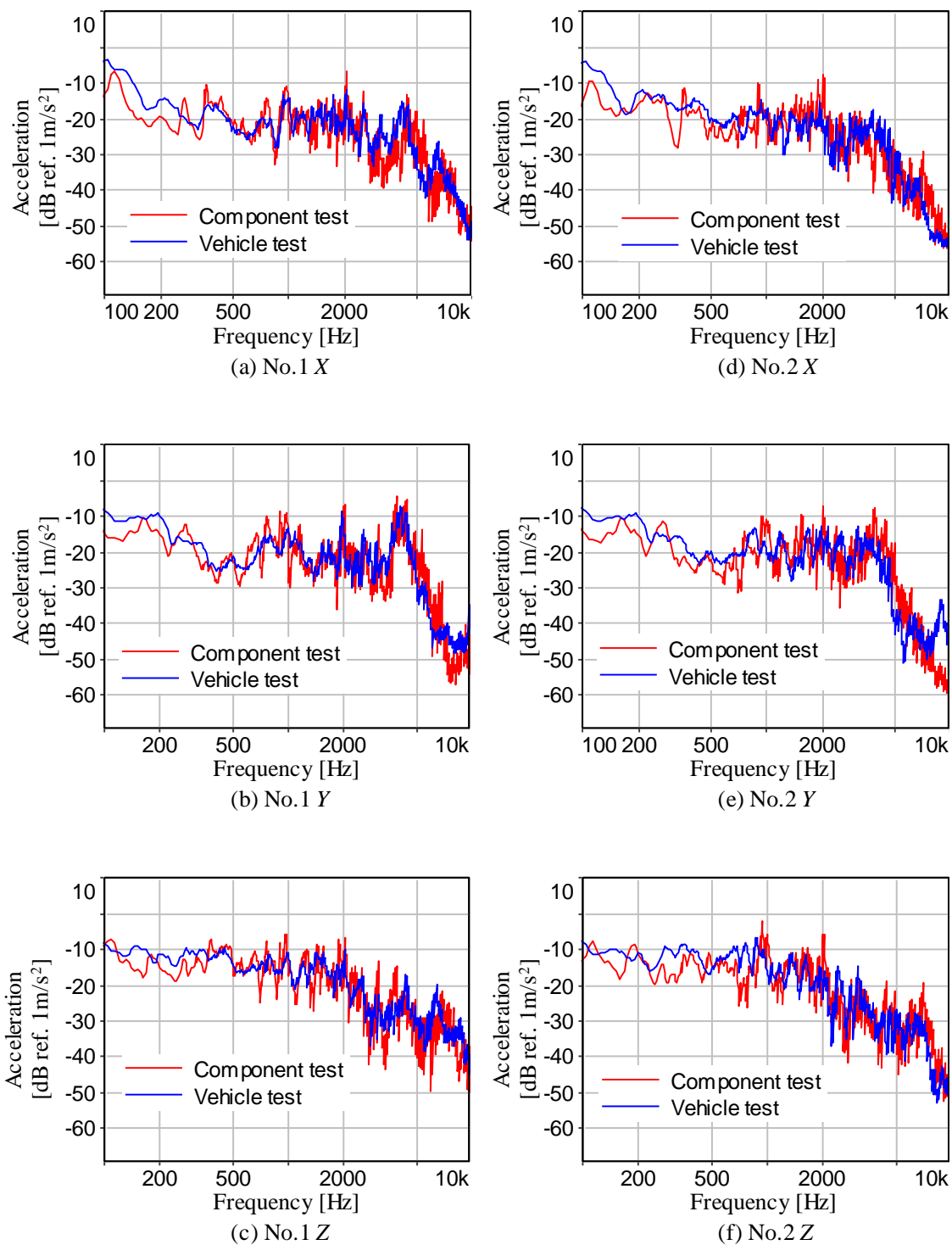


Fig. 5.44 Comparison of vibration accelerations at the accelerometer No.1 and No.2 by vehicle running test and by component test.

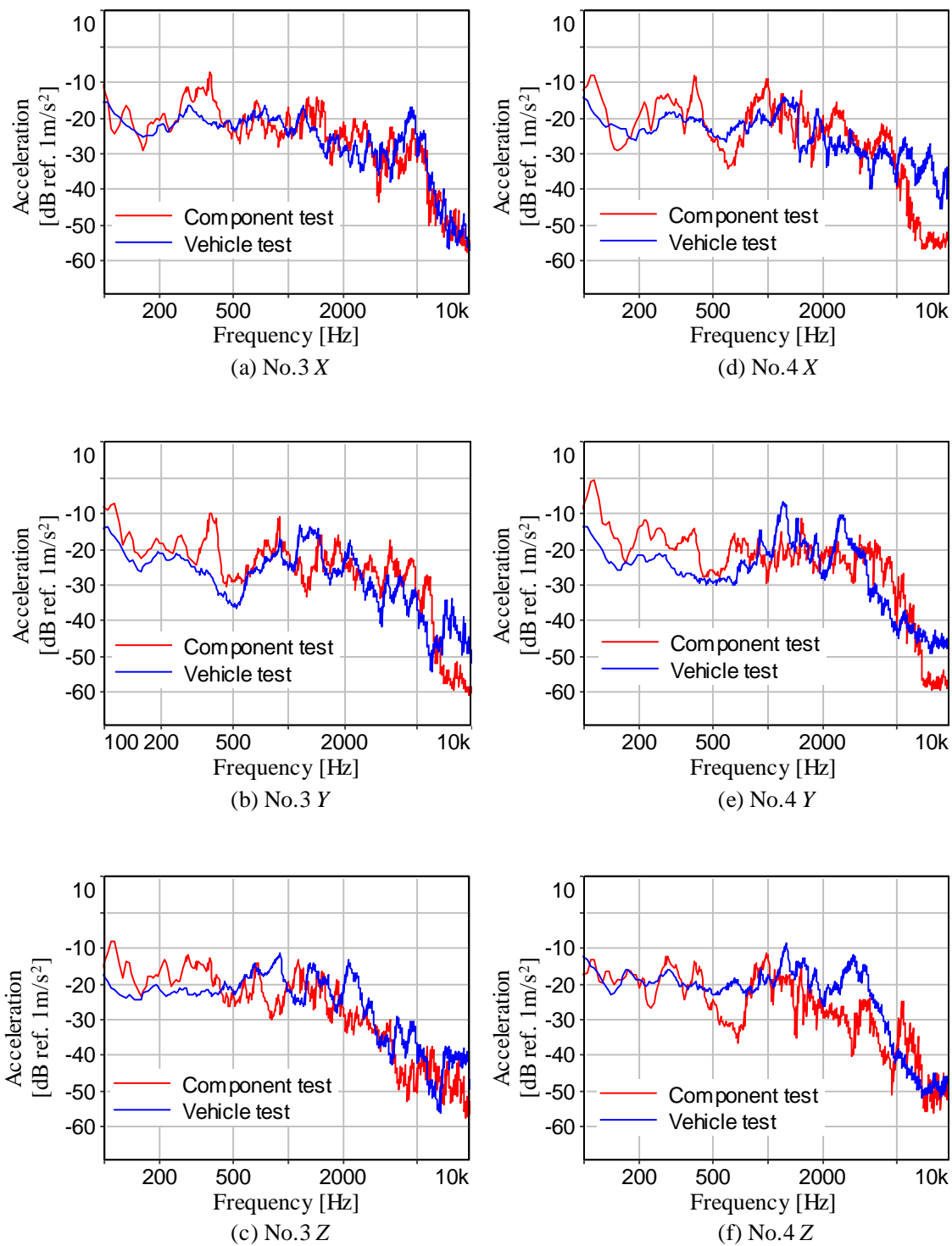


Fig. 5.45 Comparison of vibration accelerations at the accelerometer No.3 and No.4 by vehicle running test and by component test.

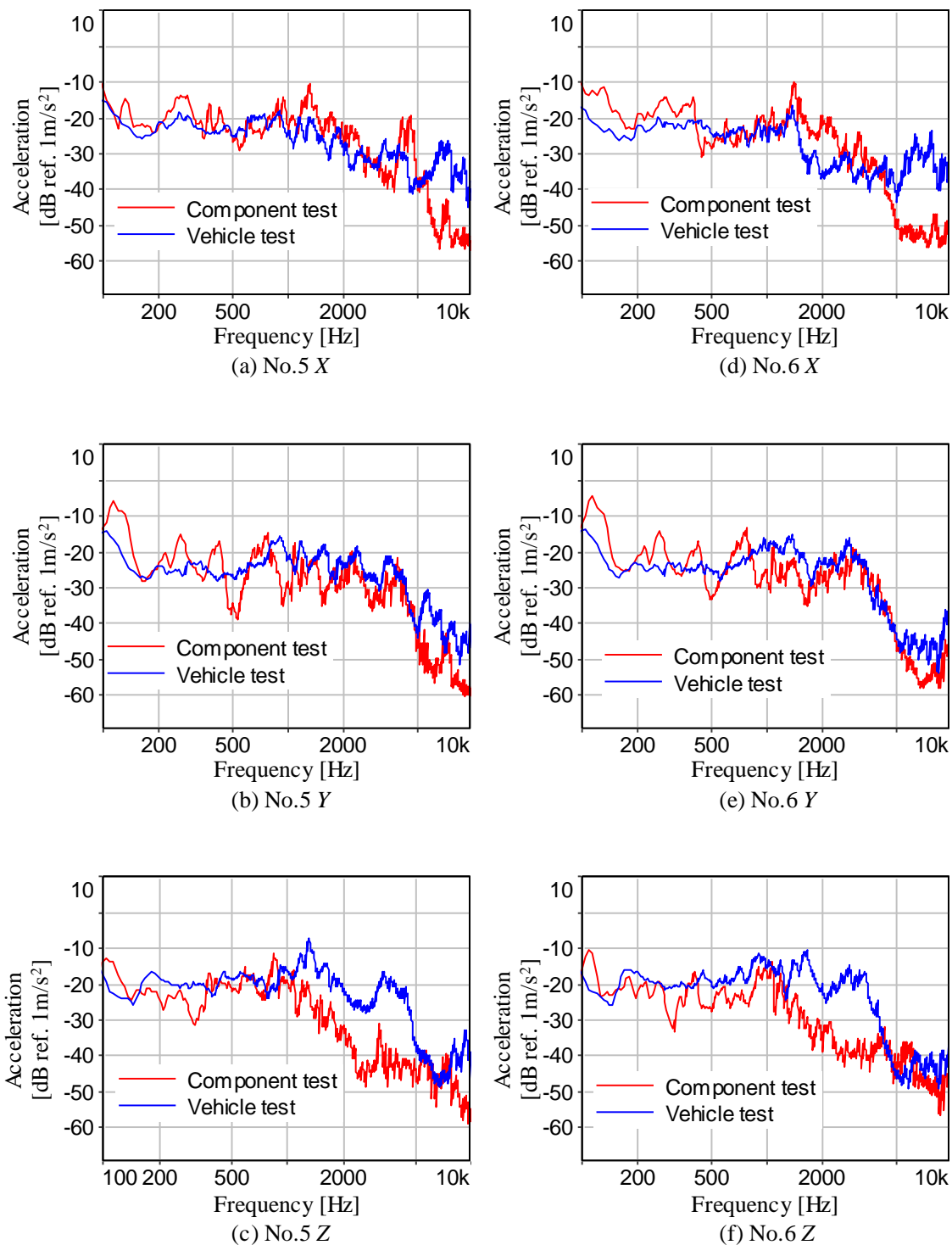


Fig. 5.46 Comparison of vibration accelerations at the accelerometer No.5 and No.6 by vehicle running test and by component test.

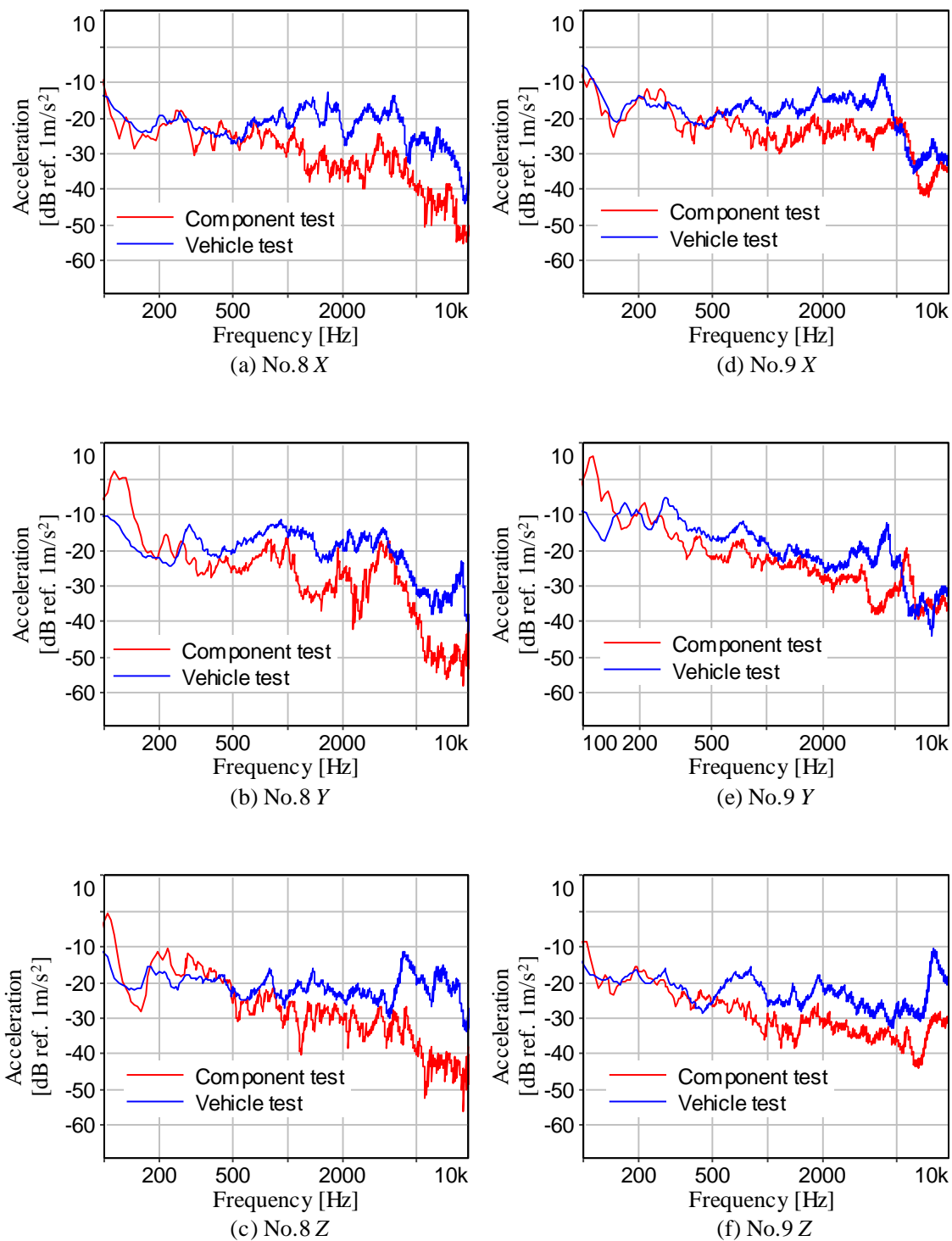


Fig. 5.47 Comparison of vibration accelerations at the accelerometer No.8 and No.9 by vehicle running test and by component test.

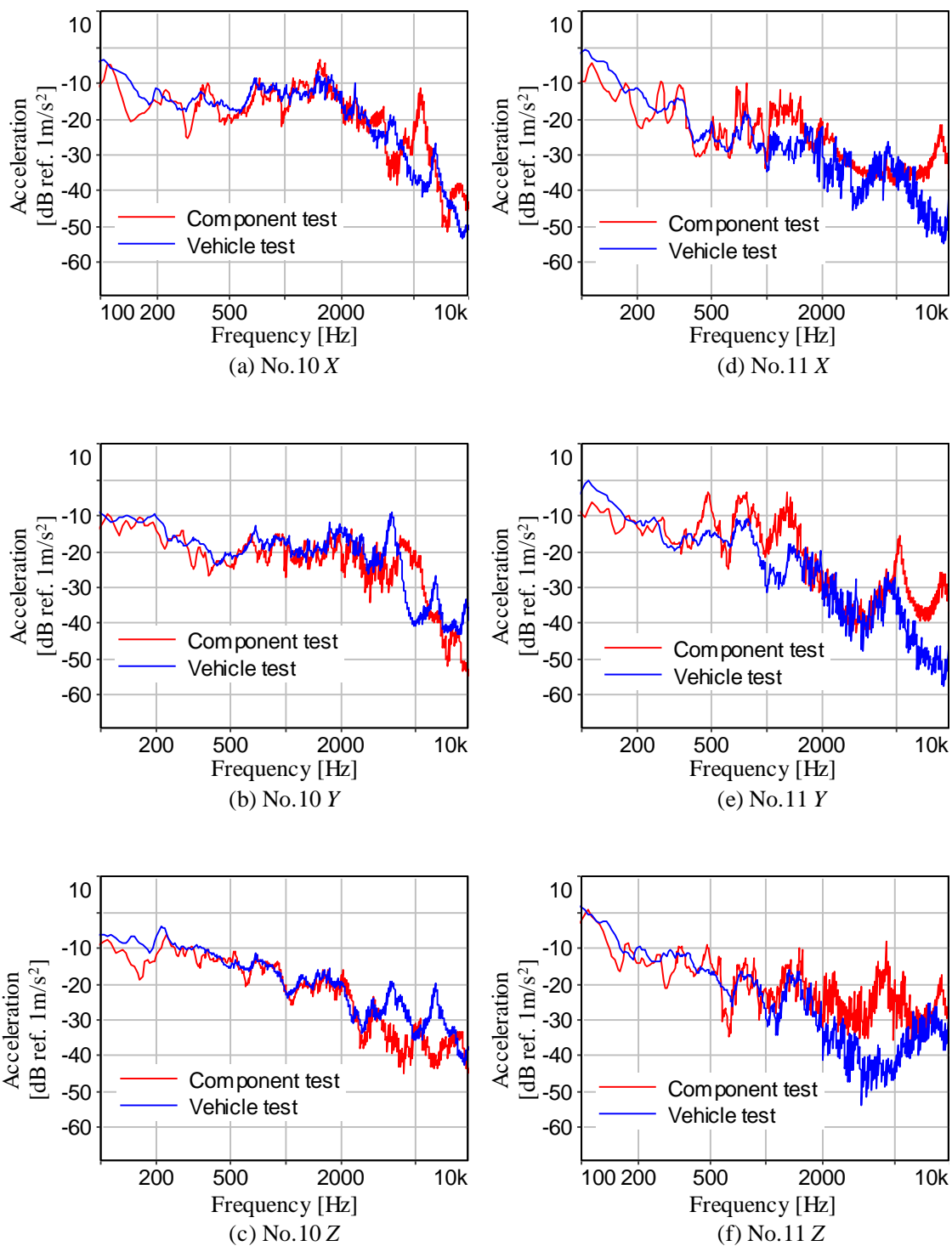


Fig. 5.48 Comparison of vibration accelerations at the accelerometer No.10 and No.11 by vehicle running test and by component test.

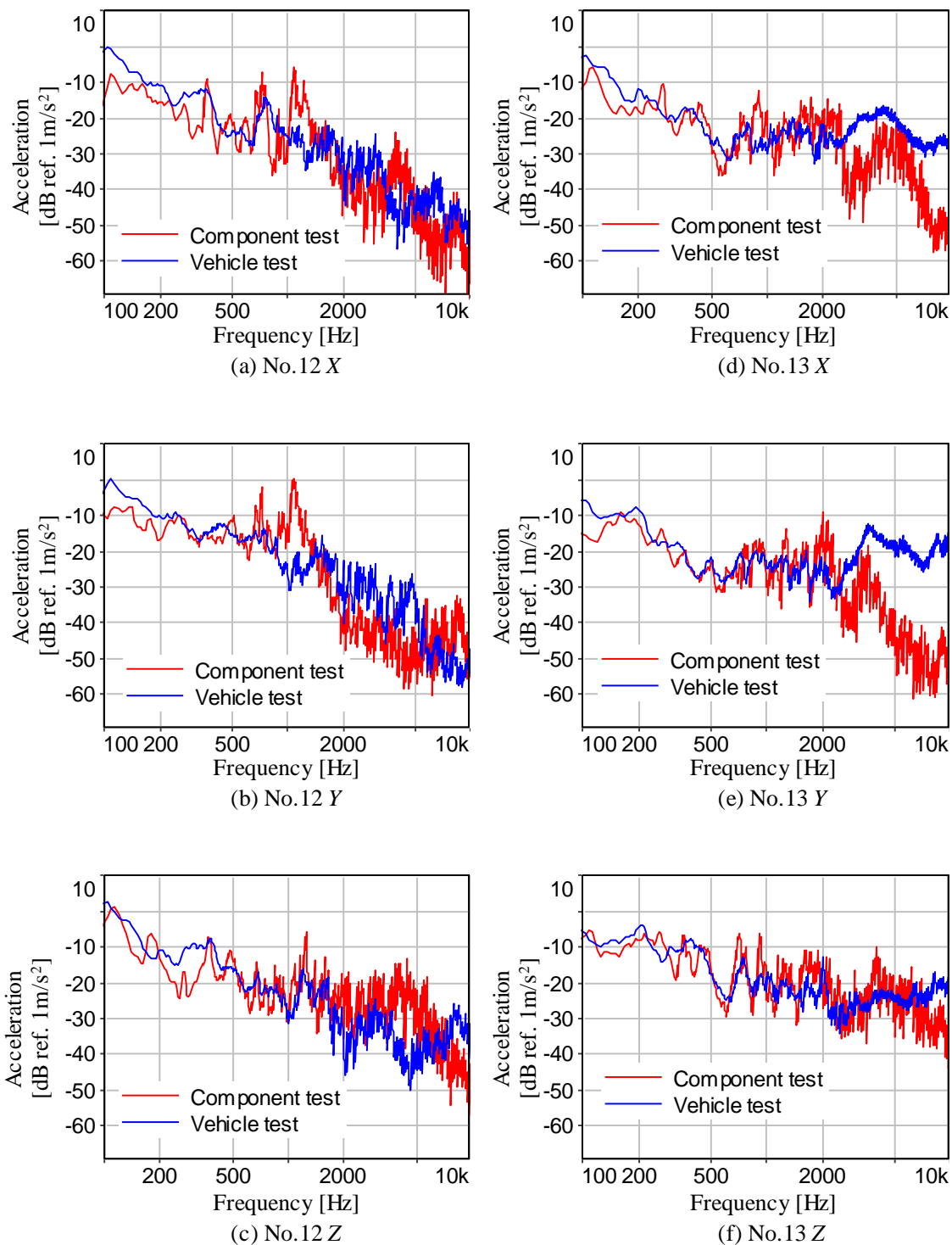


Fig. 5.49 Comparison of vibration accelerations at the accelerometer No.12 and No.13 by vehicle running test and by component test.



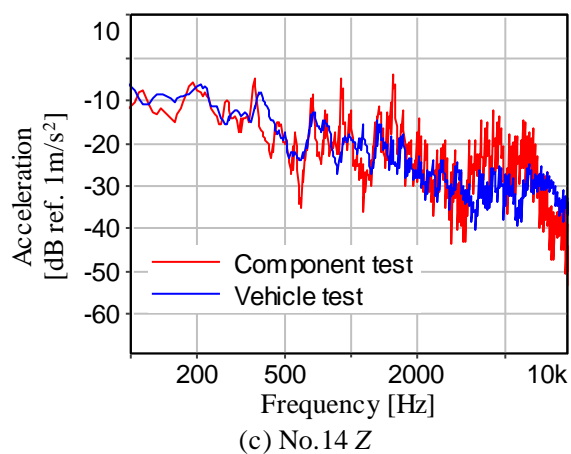
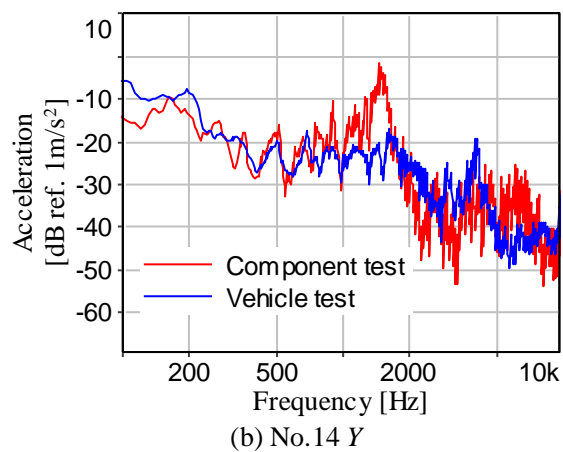
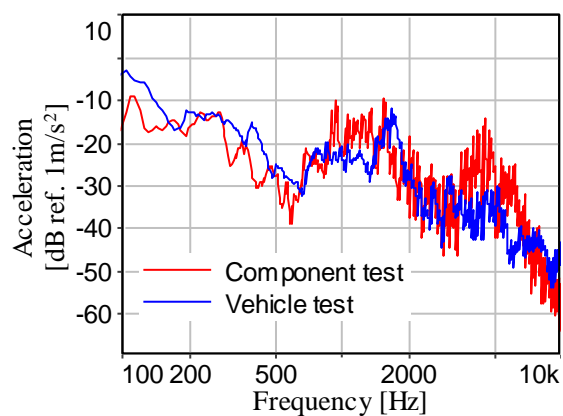


Fig. 5.50 Comparison of vibration accelerations at the accelerometer No.14 by vehicle running test and by component test.

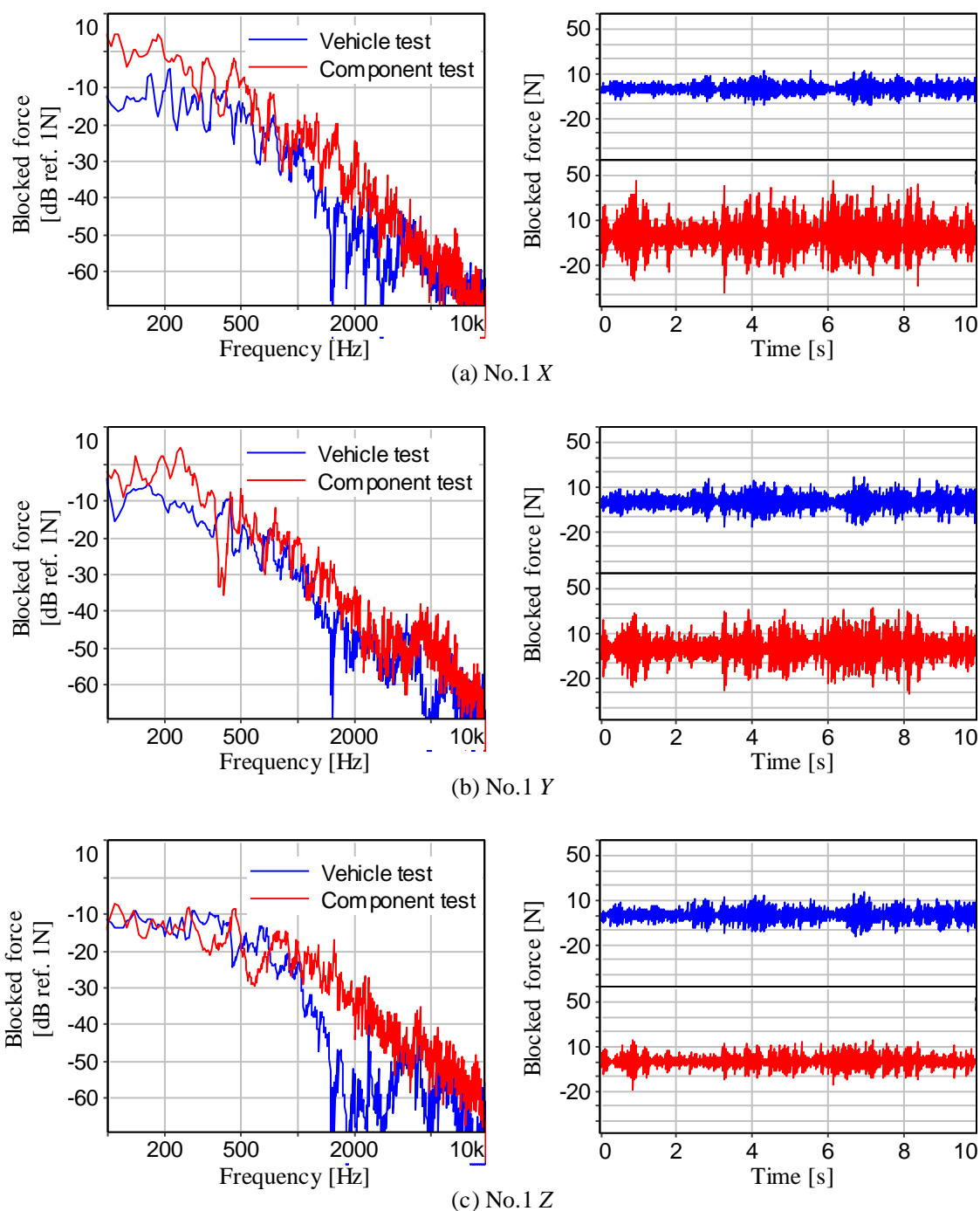


Fig. 5.51 Comparison of blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.1. One is identified by inverse matrix method with the regularization factor  $\varphi = 0.03$  and vibrations measured by vehicle running test (same with the Fig. 4.40). The other is similarly identified with the factor  $\varphi = 0.001$  and vibrations measured by component test.

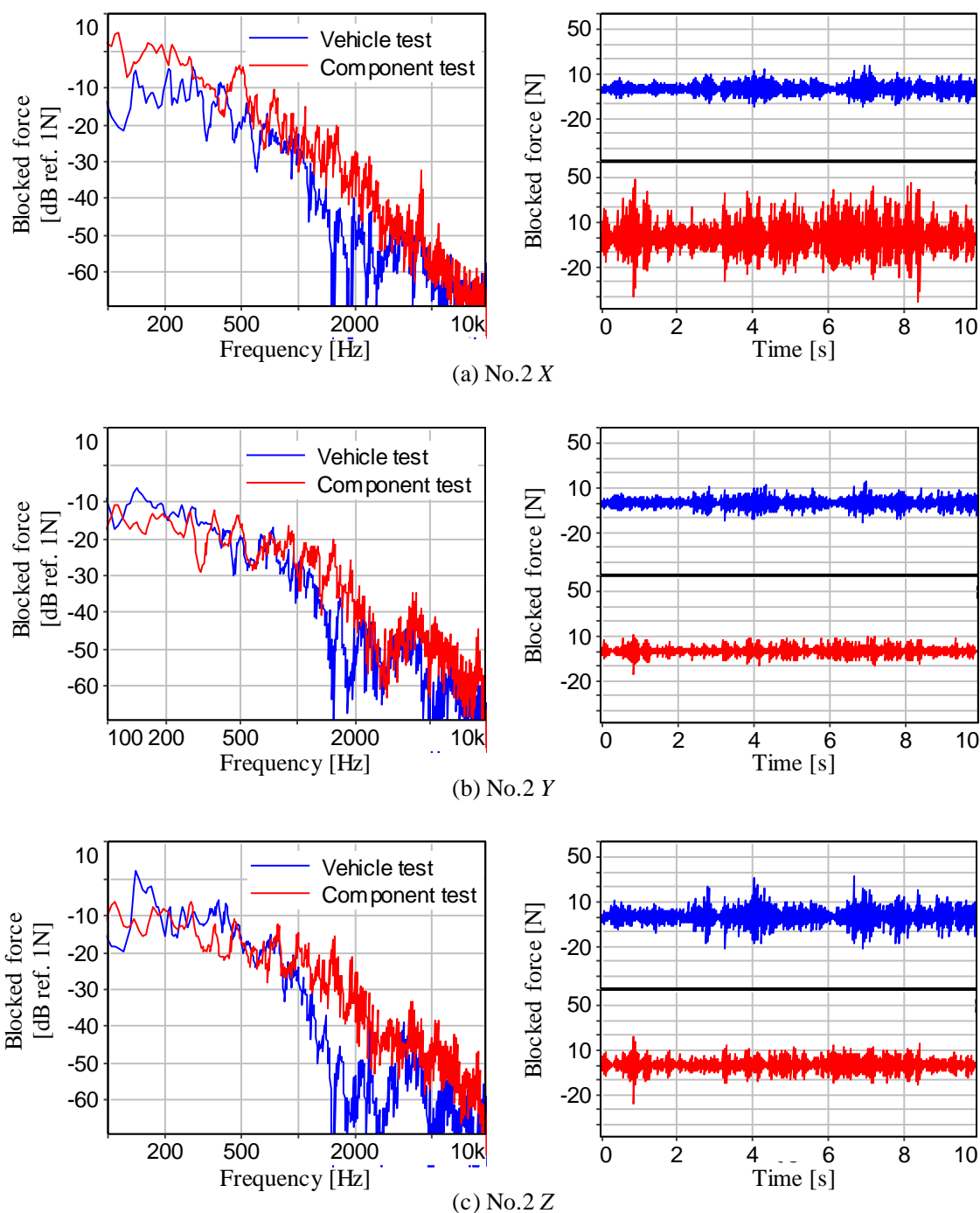


Fig. 5.52 Comparison of blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.2. One is identified by inverse matrix method with the regularization factor  $\varphi = 0.03$  and vibrations measured by vehicle running test (same with the Fig. 4.40). The other is similarly identified with the factor  $\varphi = 0.001$  and vibrations measured by component test.

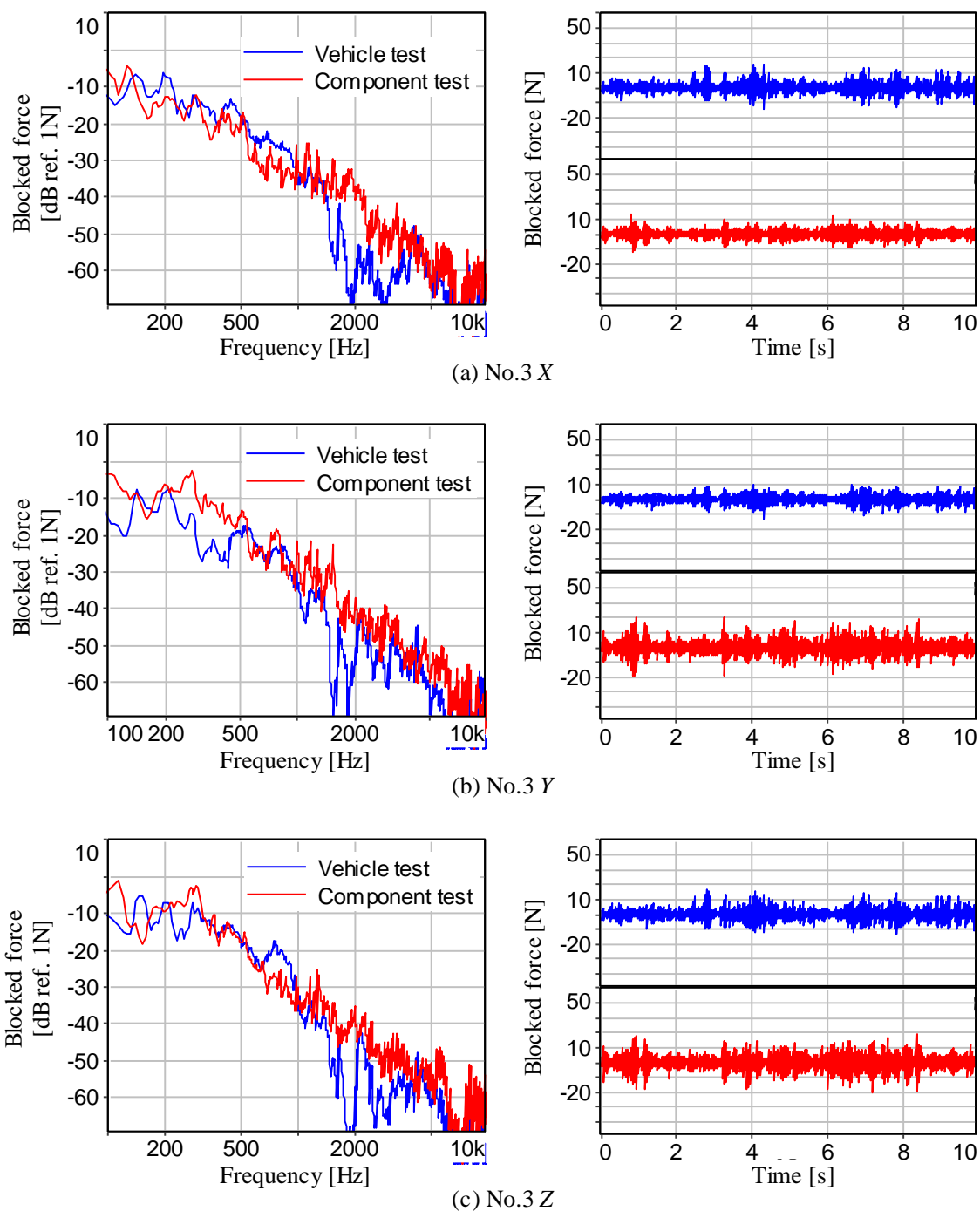


Fig. 5.53 Comparison of blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.3. One is identified by inverse matrix method with the regularization factor  $\varphi = 0.03$  and vibrations measured by vehicle running test (same with the Fig. 4.41). The other is similarly identified with the factor  $\varphi = 0.001$  and vibrations measured by component test.

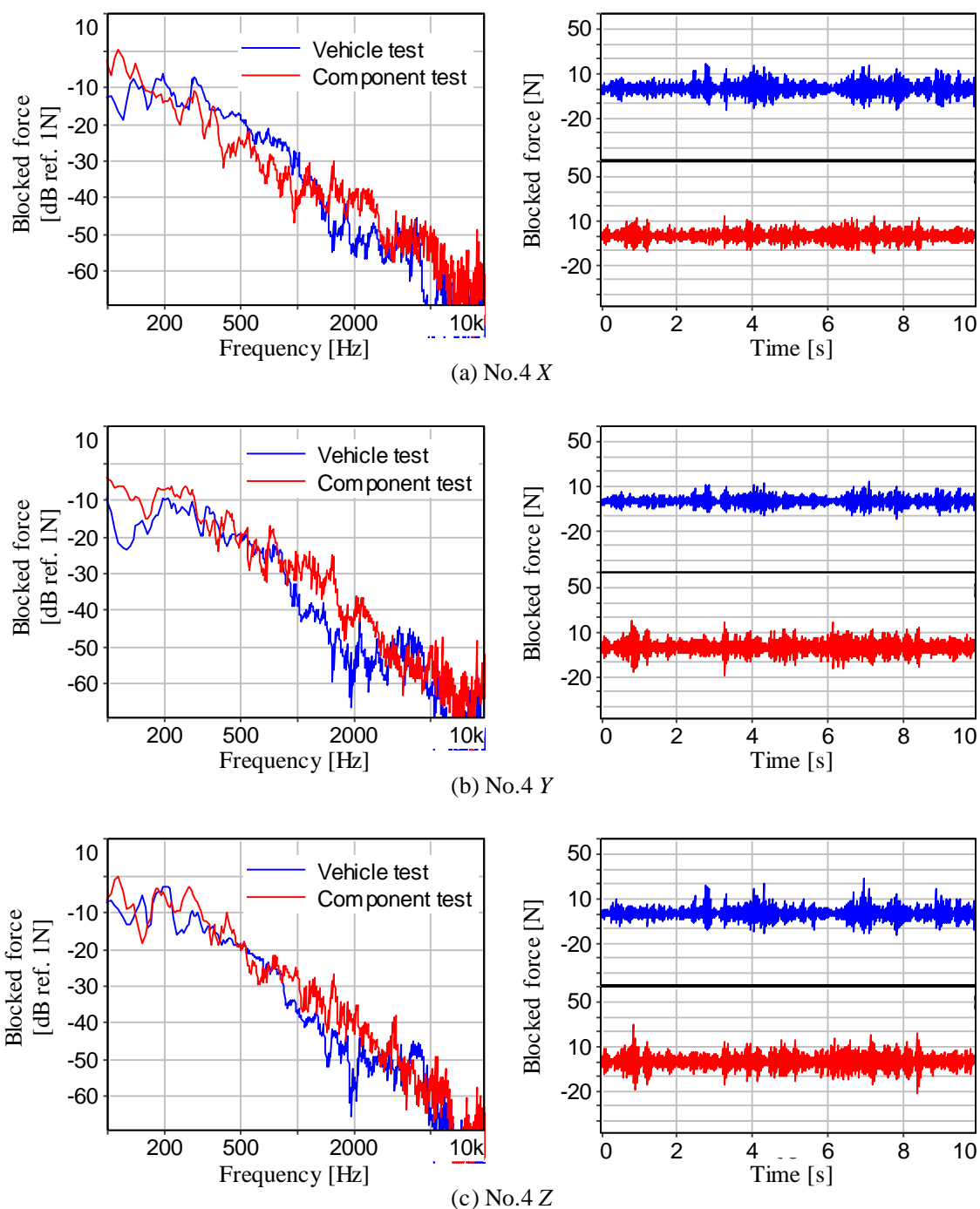


Fig. 5.54 Comparison of blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.4. One is identified by inverse matrix method with the regularization factor  $\varphi = 0.03$  and vibrations measured by vehicle running test (same with the Fig. 4.41). The other is similarly identified with the factor  $\varphi = 0.001$  and vibrations measured by component test.

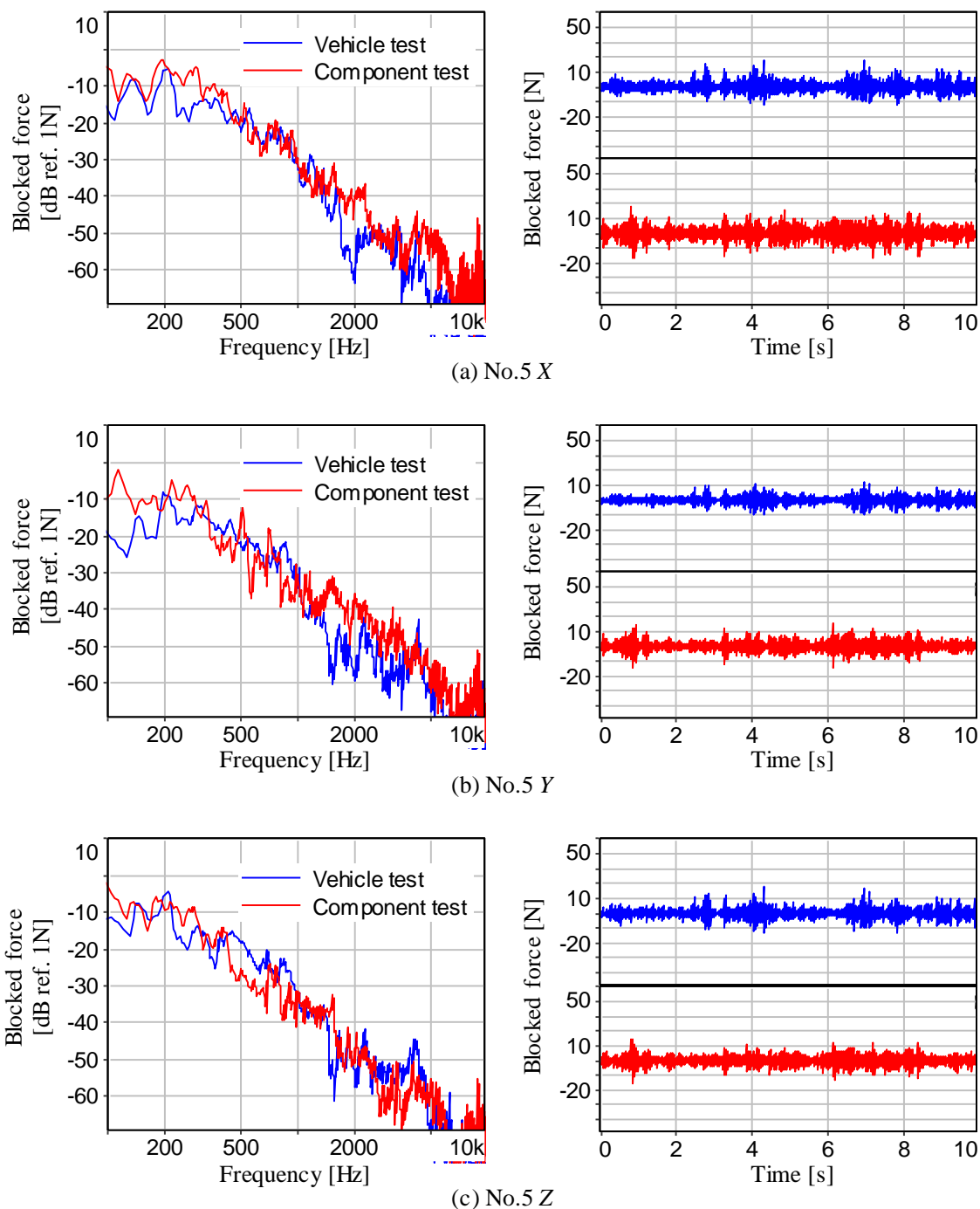


Fig. 5.55 Comparison of blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.5. One is identified by inverse matrix method with the regularization factor  $\phi = 0.03$  and vibrations measured by vehicle running test (same with the Fig. 4.42). The other is similarly identified with the factor  $\phi = 0.001$  and vibrations measured by component test.

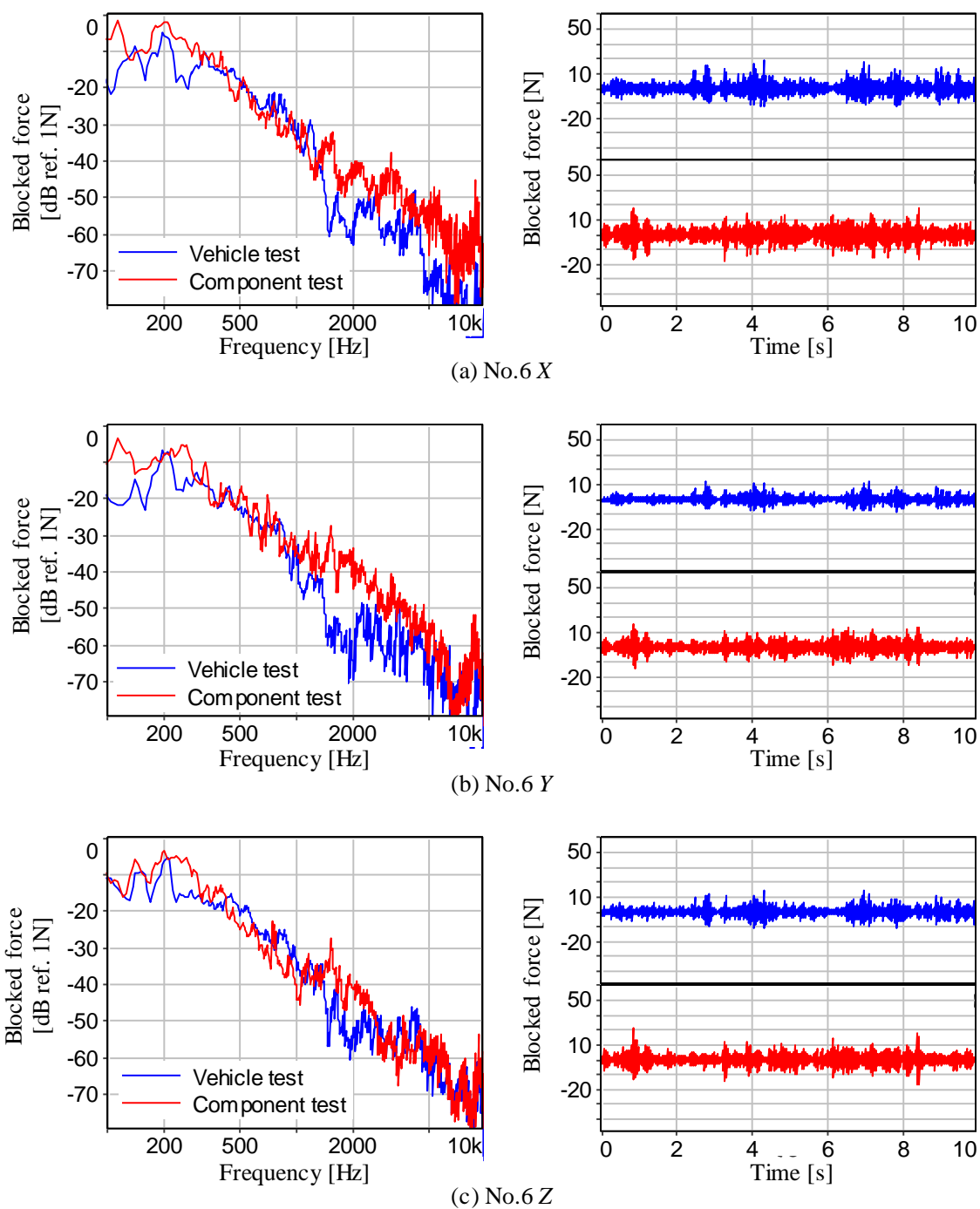


Fig. 5.56 Comparison of blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.6. One is identified by inverse matrix method with the regularization factor  $\varphi = 0.03$  and vibrations measured by vehicle running test (same with the Fig. 4.42). The other is similarly identified with the factor  $\varphi = 0.001$  and vibrations measured by component test.

## 5.4 個体差の評価による検証

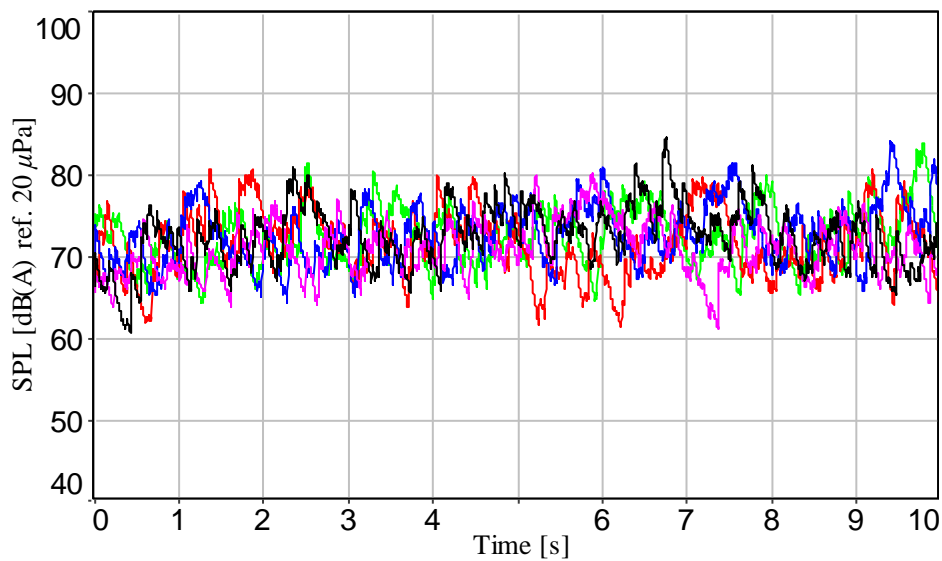
本節では、EPS の個体差を評価することにより、本研究で提案した推定手法を検証した結果について述べる。図 5.33 や図 5.39 に示した比較では、車両走行試験で測定したタイロッドの軸方向振動加速度を EPS の単体試験で再現しており、推定値と測定値で対象としている車両走行条件は同一であった。しかし、個体差を評価する場合には、EPS の単体試験では同一の加振条件で個体差を評価することができるものの、車両の走行試験では不規則な凹凸路を走行するため車両走行条件が毎回変わり、同一の条件で個体差を評価することができない。そこで車両の走行試験では、個体 1 つにつき複数回の走行試験を行い、その平均で評価することにした。また、EPS の単体試験では、前節と同一のタイロッド軸方向振動加速度を再現することにした。ところが、このタイロッド軸方向振動加速度を測定したテストコースと EPS の個体差を評価したテストコースは、両方とも Ford Lommel Proving Ground にある玉石路であるものの、同一ではなかったため、両走行試験のタイロッド軸方向振動加速度が大きく異なっていた。このため、EPS の単体試験で推定したラトル音の騒音レベルの絶対値は測定した場合と大きく異なる結果となったが、EPS の個体差は推定値と測定値で同等であり、定性的な検証は実施できたと考えられる。

### 5.4.1 車両走行試験による個体差の評価

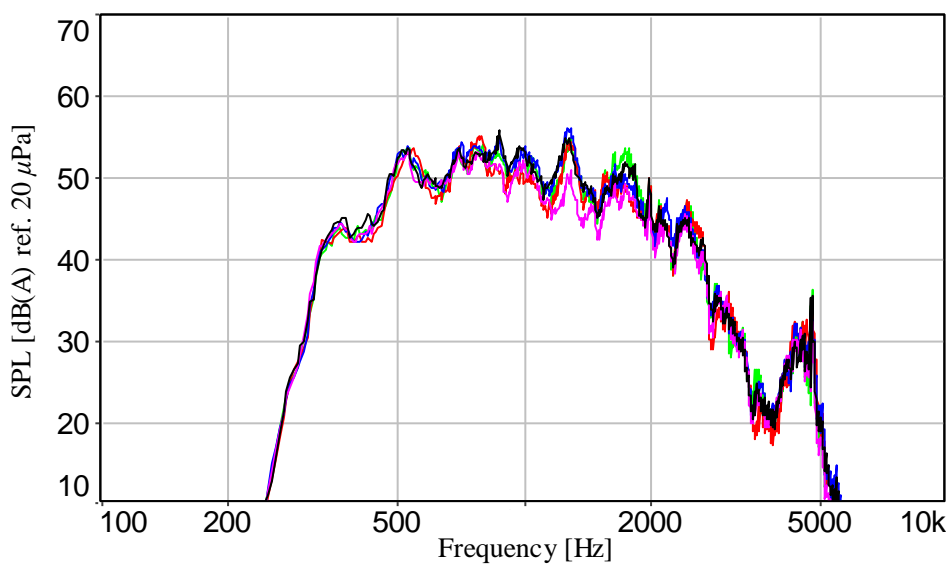
第 4 章および前節までの試験で用いた EPS 個体は量産している標準品（以下、No.1）であったが、同様に標準品である別個体の中間軸（以下、No.2）と故意にジョイントの隙間を変化させた規格外の中間軸（以下、No.3）の二つを、順番に No.1 のコラムおよびステアリングギヤと組み合わせて、車両の走行試験を行った。

No.2 と No.3 の中間軸を用い、それぞれで 10 秒間の車両走行試験を 5 回繰り返して測定したラトル音の騒音レベルと周波数スペクトルを求めた結果を図 5.57 と図 5.58 に示す。前節までと同様に、サンプリング周波数を 44,100Hz として測定した音圧から 300~5,000Hz のバンドパスフィルタと A 特性フィルタを用いてラトル音成分を抽出し、時間重み時定数 50msec で騒音レベルを算出（JIS C 1509-1）し、サンプリング点数 8,192、オーバーラップ 50%、ハニング窓適用にて FFT を実施して周波数スペクトルを求めた。それぞれにおいてばらつきはあるものの、周波数スペクトルの変化は小さく、再現性のある試験が実施できたと考えられる。また、それぞれの測定における騒音レベルの平均値を図 5.59 に示す。各棒グラフはそれぞれの試験における 10 秒間の平均を示し、その 10 秒間における最大値と最小値をエラーバーとして示した。それぞればらつきはあるが、No.2 と No.3 には有意差があると考えられ、それぞれの 5 回の平均で 1.4dB(A)の差異がある結果となった。



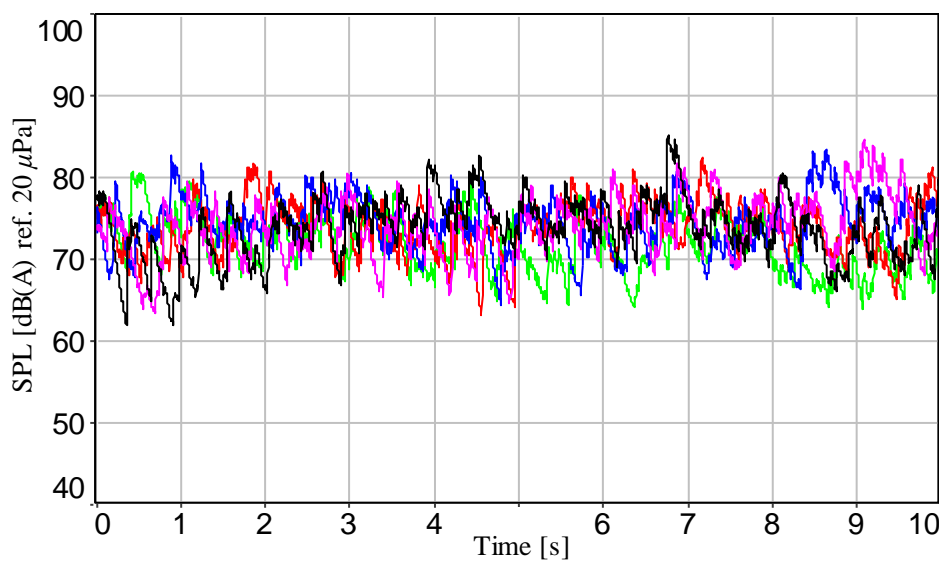


(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50ms$ ).

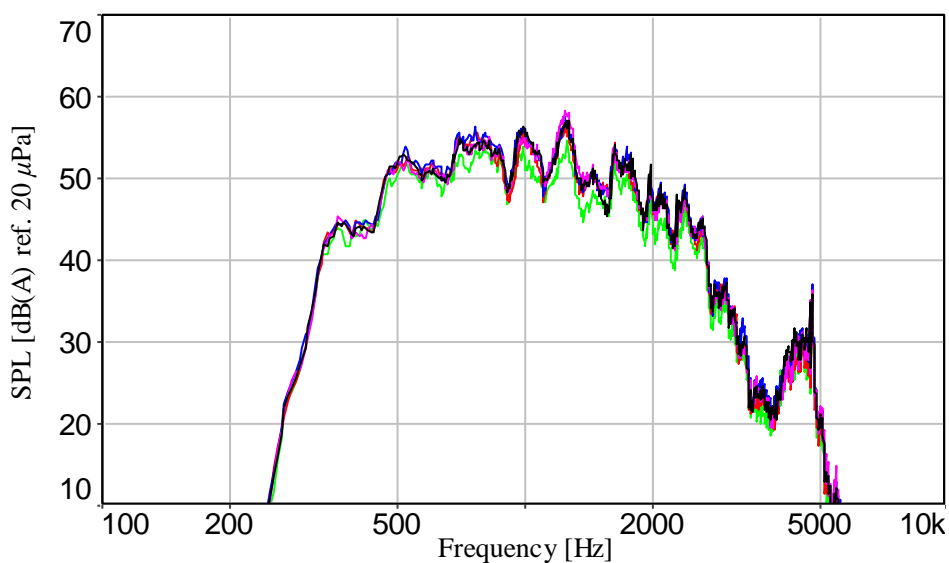


(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.57 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz which were measured by 5 vehicle running tests on the cobble road at 15km/h with the I/S No.2.



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



(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.58 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz which were measured by 5 vehicle running tests on the cobble road at 15km/h with the I/S No.3.

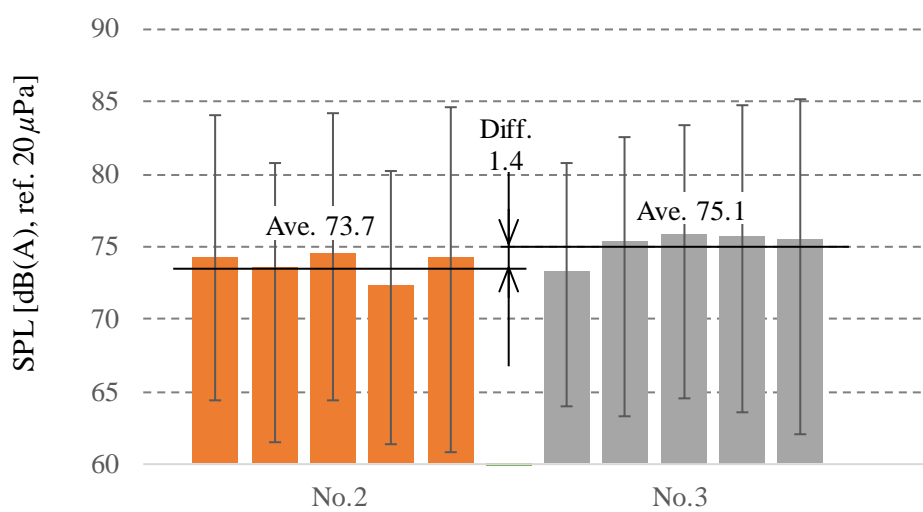


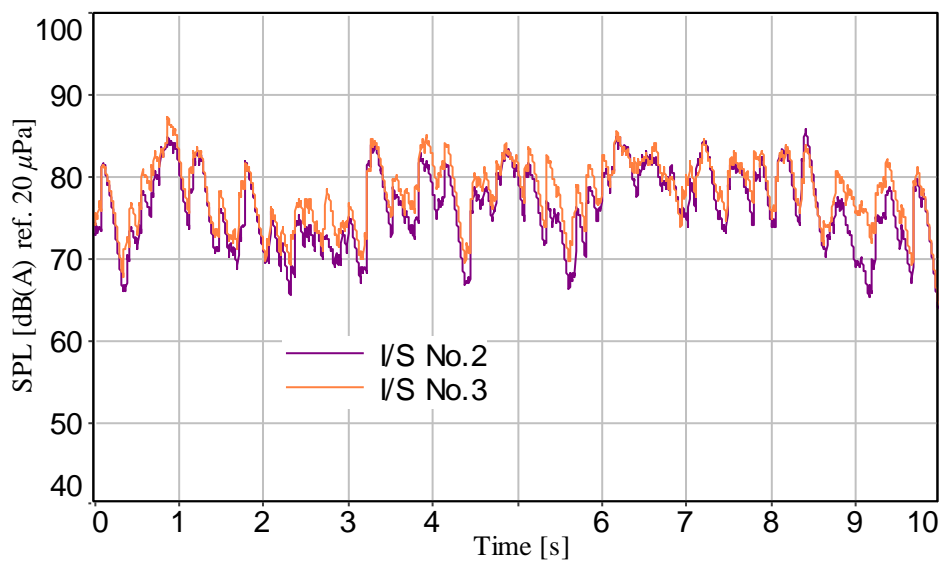
Fig. 5.59 Sound pressure levels with maximum and minimum values which were measured by vehicle running tests with the I/S No.2 and No.3. Five measurements were done with each EPS.

#### 5.4.2 EPS 単体試験による個体差の評価と考察

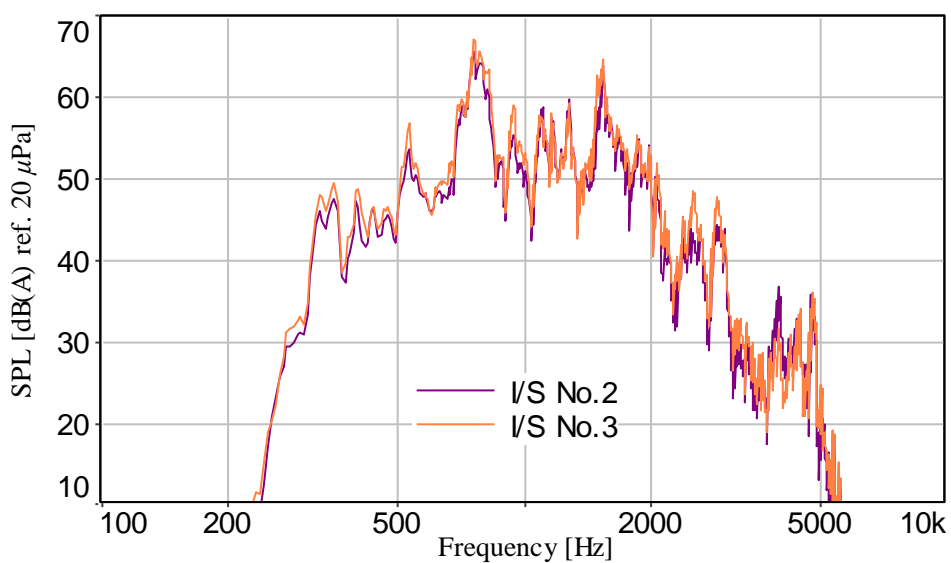
前項で述べた車両走行試験に用いた No.2 と No.3 の中間軸を用い、前節と同様に単体試験を行って車両走行時のラトル音を推定した。推定したラトル音の騒音レベル時間波形と周波数スペクトルを図 5.60 に、10 秒間における騒音レベル変動の平均値と最大値、最小値を図 5.61 に示す。また、それぞれの平均値を前項で示した車両走行試験の場合と比較した結果を図 5.62 に示す。なお、図 5.62 における車両走行試験で測定した騒音レベルには、5 回の車両走行試験で測定した平均騒音レベルの最大と最小値を合わせて示し、さらに、前節における図 5.39 の結果 (No.1 の中間軸) も示した。

図 5.62 にてまず気が付くのは、No.2 と No.3 を用いて EPS 単体試験で推定したラトル音の騒音レベルが車両走行試験で測定した場合と大きく異なることである。これは、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と考えられる。No.2 と No.3 の車両走行試験は、Ford Lommel Proving Ground にある同一の玉石路で測定したが、No.1 とは別の玉石路で測定していた。これには、No.2 と No.3 の試験を実施する際に No.1 で使用した玉石路が工事中であったという事情がある。図 5.63(a)はそれぞれの車両走行試験におけるタイロッドの軸方向振動加速度を比較した結果であるが、No.2 と No.3 は概ね同等であるのに対し、No.1 はこれらよりも値が大きいことがわかる。このため、外見では同様であったが玉石路の形状は異なっていたと考えられる。なお、No.1 は 10 秒間の測定 1 回の周波数スペクトルであるのに対し、No.2 と No.3 はそれぞれ 10 秒間の測定 5 回の平均の周波数スペクトルである。このサンプリング周波数は 44,100Hz であり、サンプリング点数 8,192、オーバーラップ 50%、ハニング窓適用にて FFT を実施した。また、図 5.63(b)は、図 5.57 と図 5.58 に示すラトル音の周波数スペクトルを同様に平均化した結果を示す。

そこでつぎに、図 5.62 において No.2 と No.3 の個体差の平均を比較すると、単体試験で推定した場合の差は 1.3dB(A)であり、車両走行試験で測定した場合の差は 1.4dB(A)である。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場合と同等であり、推定手法の定量的な検証には至っていないが、定性的には提案した推定手法を検証できたと考えられ、実稼働状態の騒音レベルに対する各設計パラメータの感度や設計変更の影響を推定することが可能になると考えられる。



(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50\text{ms}$ ).



(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.60 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz which were measured by component tests with the I/S No.2 and No.3.

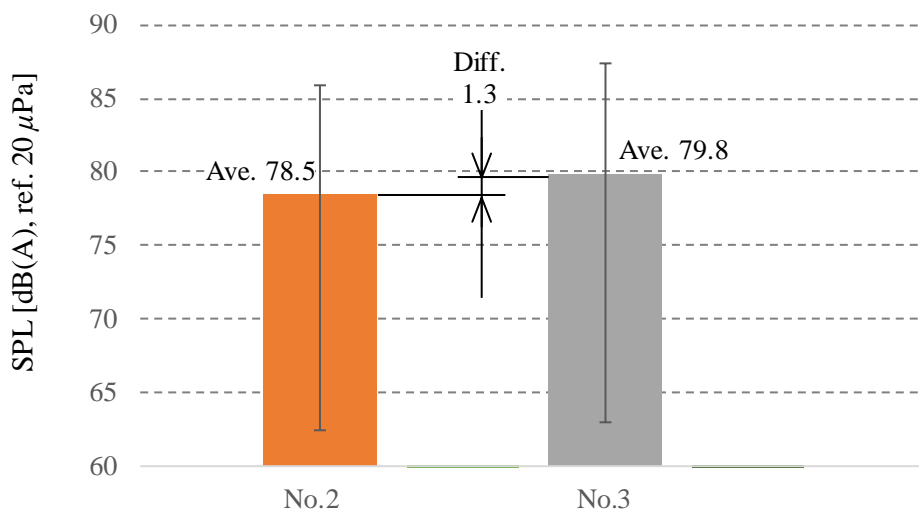


Fig. 5.61 Sound pressure levels with maximum and minimum values which were estimated by component tests with the I/S No.2 and No.3.

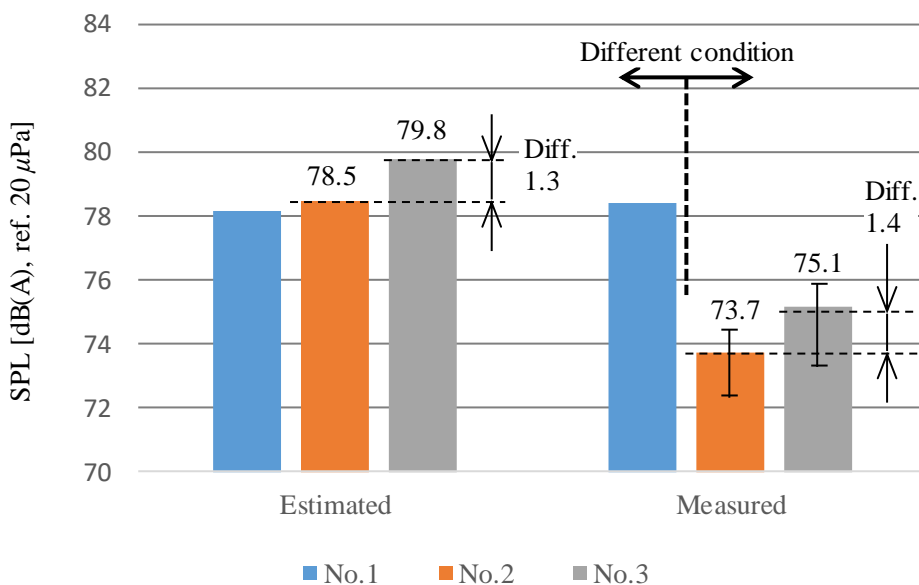
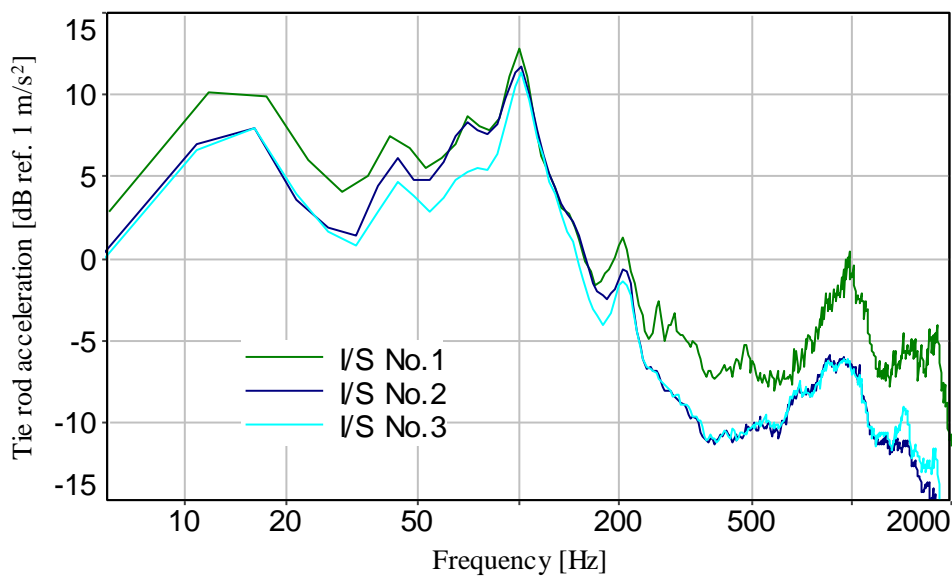
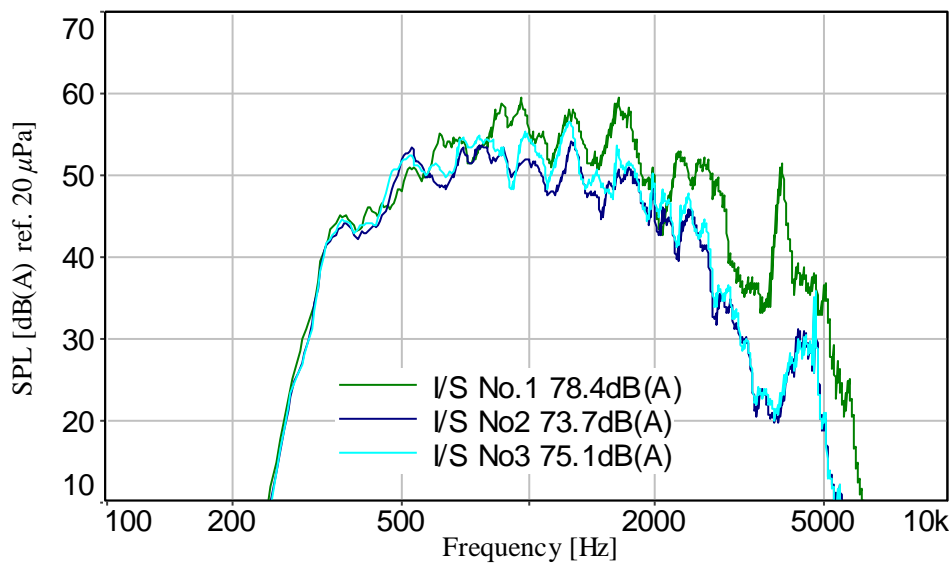


Fig. 5.62 Left-hand sound pressure levels were estimated at by component tests on which tie rod acceleration measured by vehicle running test with the I/S No.1 was reproduced. Right-hand sound pressure levels were measured by vehicle running tests with maximum and minimum values of averaged sound pressure levels in the five measurements. The test course used to measure sound pressure level with I/S No.2 is same as that with I/S No.3, but is different from that with I/S No.1.



(a) Frequency spectra of tie-rod accelerations.



(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.63 Comparison of vehicle running conditions by measured sound pressure levels and tie-rod accelerations.

### 5.5 実稼働 TPA を用いた推定

実稼働 TPA (Operational Transfer Path Analysis, OTPA) は、第1章で述べたように本研究で用いている伝達経路解析 (Transfer Path Analysis, TPA) と In-situ blocked force 法の組み合わせと同様に加振源システムの取り外しが不要であるという利点があるものの、加振源システムの単体試験から機械システム全体の実稼働状態における騒音レベルを推定する手法としては、加振源システムの結合部における振動が単体試験と実稼働試験で等しいという考えに基づくことになるため、理論的には正しくない。しかしながら、OTPA を騒音レベルの推定に適用した取り組みも報告されている[62]ため、本研究においても、OTPA を用いて EPS 単体試験の結果から騒音レベルを推定し、車両走行試験で測定した場合と比較することにした。

OTPA を車両走行試験に適用した際に求めた伝達率 (4.4.5 項) と EPS の単体試験で測定した振動加速度 (5.3.3 項) を各結合部で掛け合わせ、それらを重ね合わせることによって求めた音圧から、前節までと同様の方法でラトル音成分を抽出して騒音レベルと周波数スペクトルを求め、車両走行試験で測定した場合と比較した結果を図 5.64 に示す。凡例に示す騒音レベルの平均値には 10dB(A)程度の差異があり、また周波数スペクトルは特に 2kHz 以下においてレベルが大きく異なる結果となった。なお、図 5.65 に示す短時間 FFT ではラトル音の特徴である打音は表現できており、また図 5.66 に示す寄与度分析でも No.3 から No.6 の結合部における寄与度が大きいという傾向は本研究で提案する手法と同様である。

ところで、OTPA による伝達率の算出は、Blocked force を同定する場合と同様に、式 (4.1) および式 (4.2) に示す逆行列法を用いている。したがって、振動加速度行列の擬似逆行列における数値計算上の誤差が懸念される。ところが、OTPA を寄与度分析に用いる場合は、寄与度分析に用いる振動加速度そのものが伝達率を計算する振動加速度行列の一部として組み込まれるため、図 4.48 で示したように、通常、推定値と測定値は同等となり、数値計算上の誤差は問題とならない。しかしながら、推定に用いる場合は、その推定に用いる振動加速度が伝達率を計算する振動加速度行列に組み込まれていないので、擬似逆行列における数値計算上の誤差が生じる[62]。そこで前節までと同様に、式 (5.2) に示す閾値  $\varphi$  を 0.001 として伝達率を再計算し、その伝達率を用いて求めた音圧からラトル音成分を抽出し、騒音レベルと周波数スペクトルを求め、短時間 FFT と寄与度分析を実施した結果を図 5.67 から図 5.69 に示す。また、振動加速度の擬似逆行列において小さな特異値を無効化する前後における条件数と用いた特異値の数を図 5.70 に示す。

$$\begin{Bmatrix} r_{1X} \\ r_{1Y} \\ \vdots \\ r_{6Y} \\ r_{6Z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{1X(1)} & a_{1Y(1)} & \cdots & a_{6Y(1)} & a_{6Z(1)} \\ a_{1X(2)} & a_{1Y(2)} & \cdots & a_{6Y(2)} & a_{6Z(2)} \\ a_{1X(3)} & a_{1Y(3)} & \cdots & a_{6Y(3)} & a_{6Z(3)} \\ a_{1X(4)} & a_{1Y(4)} & \cdots & a_{6Y(4)} & a_{6Z(4)} \\ a_{1X(5)} & a_{1Y(5)} & \cdots & a_{6Y(5)} & a_{6Z(5)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ a_{1X(k)} & a_{1Y(k)} & \cdots & a_{6Y(k)} & a_{6Z(k)} \end{bmatrix}^+ \begin{Bmatrix} p(1) \\ p(2) \\ p(3) \\ p(4) \\ p(5) \\ \vdots \\ p(k) \end{Bmatrix} \quad (4.1)\text{再掲}$$



$$\mathbf{r} = \mathbf{A}^+ \mathbf{p} \quad (4.2)\text{再掲}$$

$$\mathbf{A}^+ = \{[\mathbf{U}][\mathbf{S}][\mathbf{V}]^*\}^+ = \left\{ [\mathbf{U}] \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \sigma_1 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \sigma_N \\ 0 & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{V}]^* \right\}^+ \quad (5.1)$$

$$= [\mathbf{V}] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & \vdots & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 & & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 1/\sigma_N & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{U}]^*$$

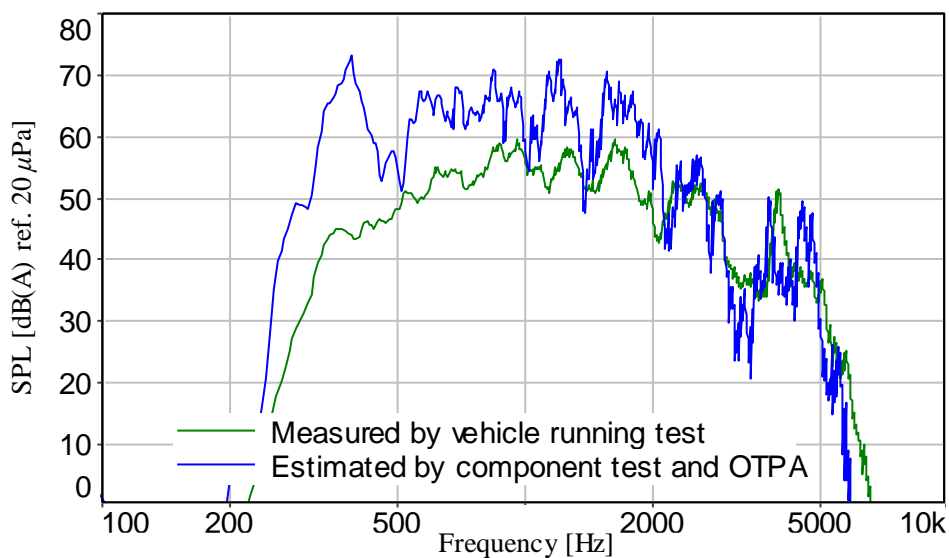
$$\mathbf{A}^+ = [\mathbf{V}] \left\{ \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & & \vdots & & & & \vdots \\ \vdots & & 1/\sigma_M & \vdots & & & & \vdots \\ \vdots & & & 0 & & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [\mathbf{U}]^* \right\} \quad (5.2)$$

$$1 - \sum_{r=1}^M \sigma_r^2 / \sum_{r=1}^N \sigma_r^2 \leq \varphi < 1 - \sum_{r=1}^{M-1} \sigma_r^2 / \sum_{r=1}^N \sigma_r^2$$

まず図 5.70 を見ると、小さな特異値の無効化後における条件数は図 5.42 と同等であり、無効化した特異値の数は数値計算上の誤差を低減する程度に抑えられたと考えられる。そこでつぎに、図 5.67 の騒音レベルと周波数スペクトルとみると、凡例に示す騒音レベルの平均値には 1.5dB(A)程度の差異があるものの、周波数スペクトルは非常に類似する結果となった。前述のように OTPA による騒音レベルの推定は理論的には正しくないが、本研究で構築した EPS 単体試験機の構造が実際の車両と類似しており、図 5.44 から図 5.46 に示したように特に EPS 結合部の振動加速度が類似していたため、騒音レベルや周波数スペクトルが同等になったと考えられる。

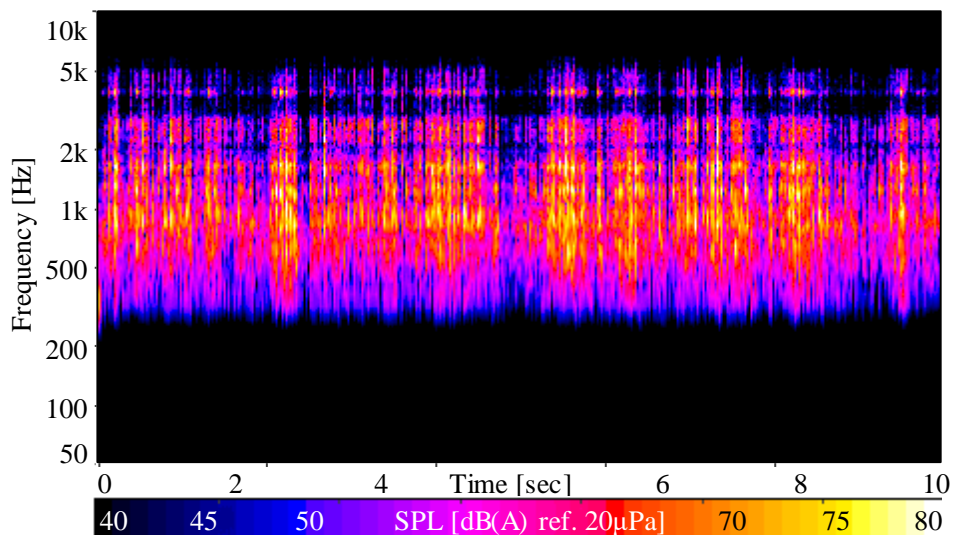


(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50ms$ ).

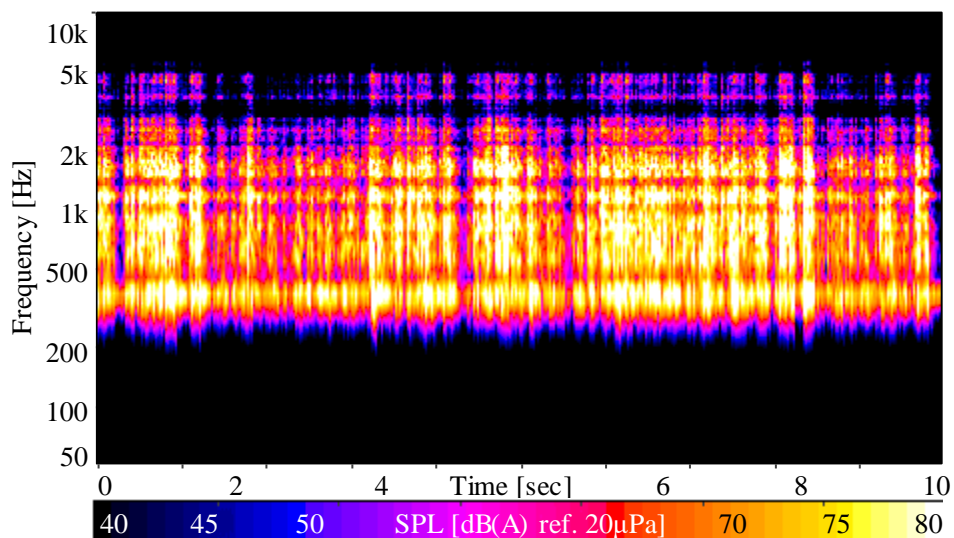


(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.64 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and the other is estimated by component test vibration and transmitting function acquired by OTPA of vehicle running test.



(a) Measured sound.



(b) Estimated sound.

Fig. 5.65 Time-frequency spectra of the sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and the other is estimated by component test vibration and transmitting function acquired by OTPA of vehicle running test.

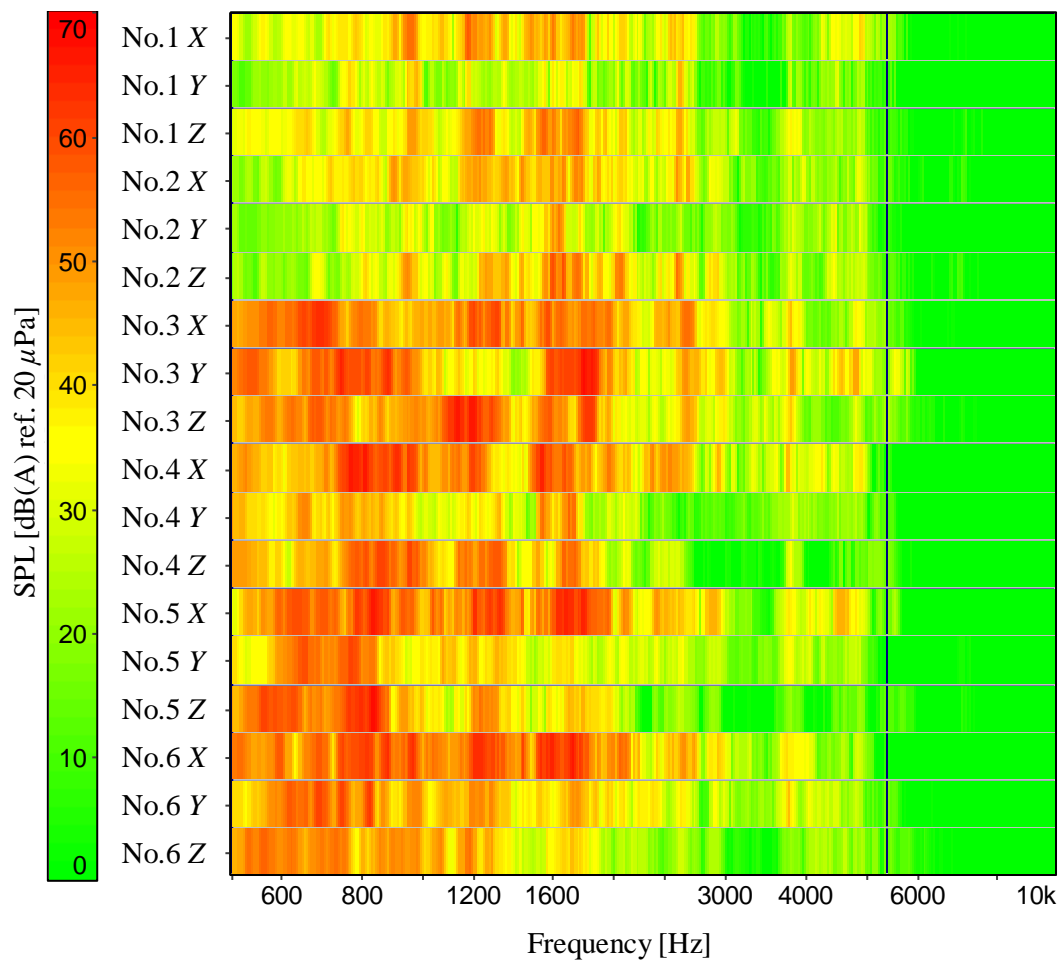
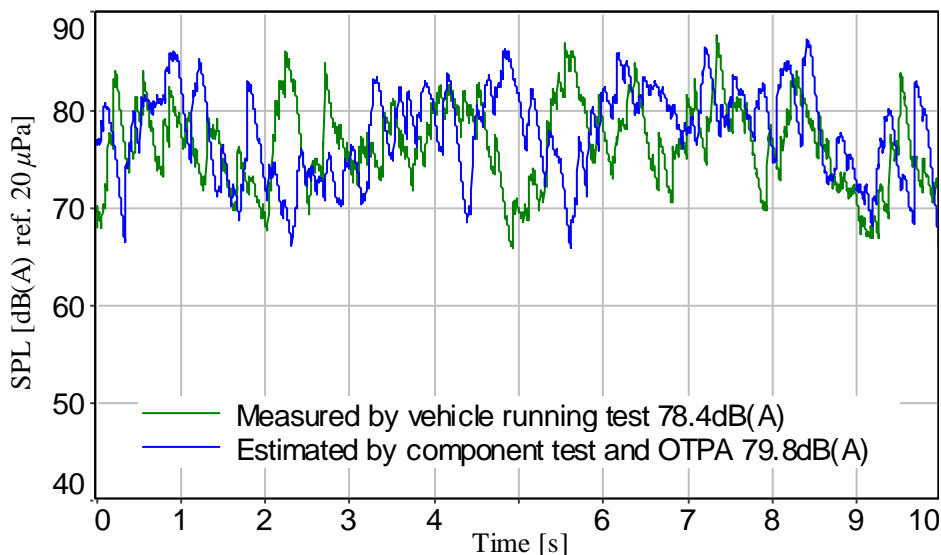
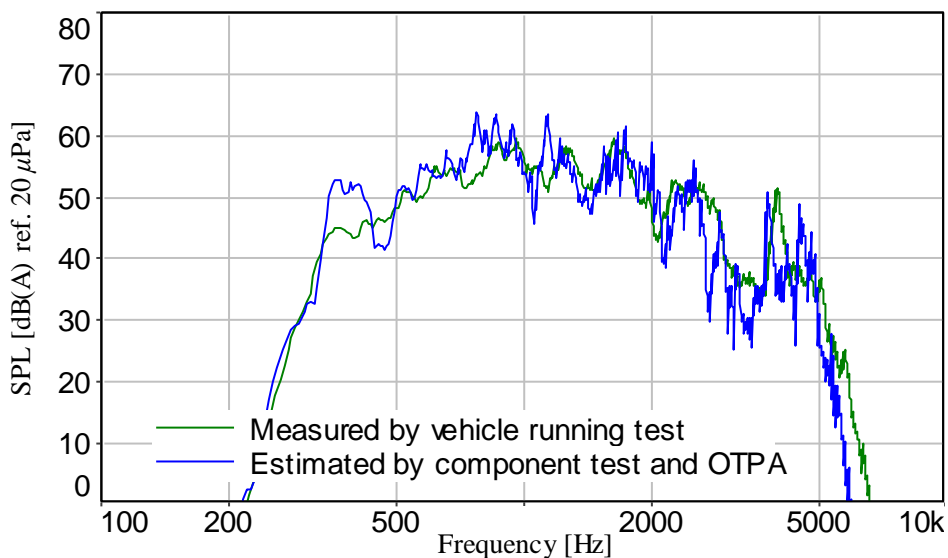


Fig. 5.66 Contribution of the sound pressure level corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz estimated by component test vibration and transmitting function acquired by OTPA of vehicle running test.

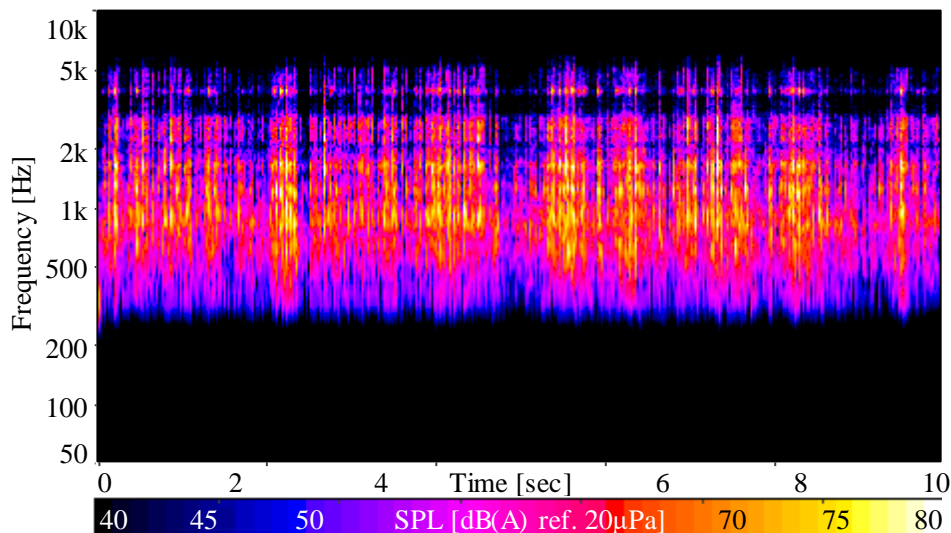


(a) Time histories of sound pressure levels ( $TC=50ms$ ).

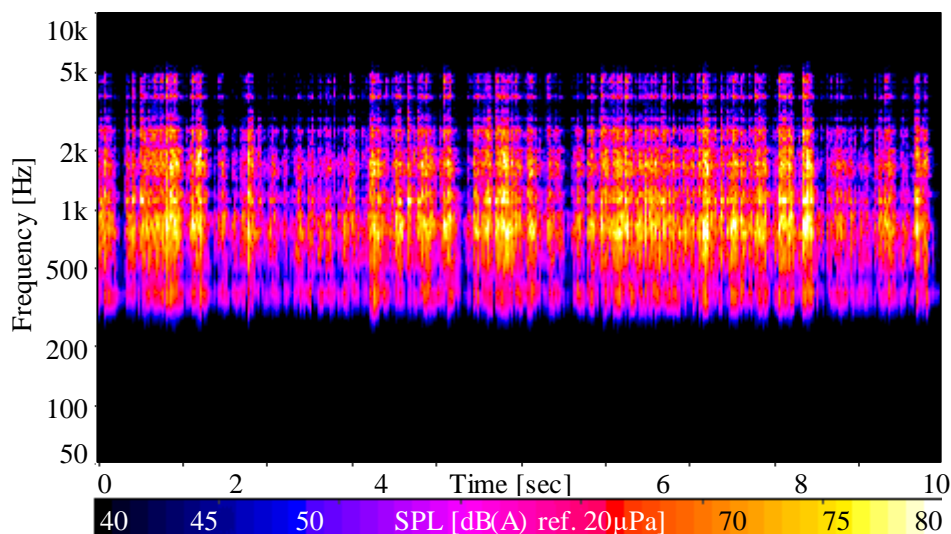


(b) Frequency spectra of sound pressure levels.

Fig. 5.67 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and the other is estimated by component test vibration and transmitting function acquired by OTPA vehicle running test with the regularization factor 0.001.



(a) Measured sound.



(b) Estimated sound.

Fig. 5.68 Time-frequency spectra of the sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz. One is measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h and the other is estimated by component test vibration and transmitting function acquired by OTPA of vehicle running test with the regularization factor 0.001.

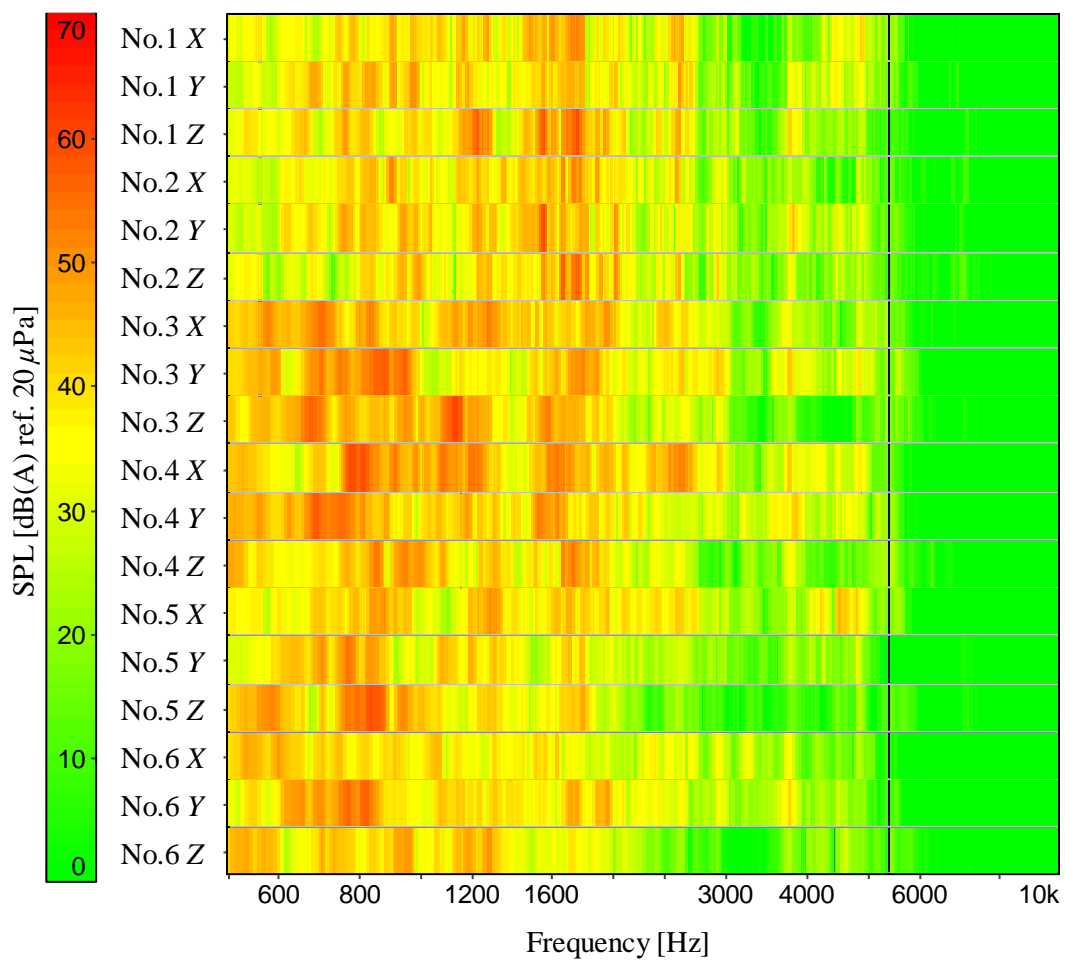
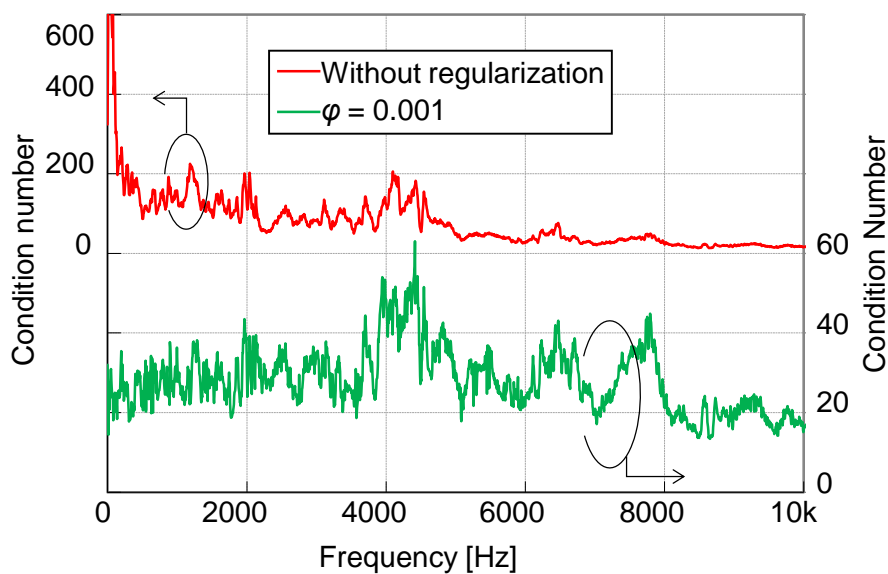
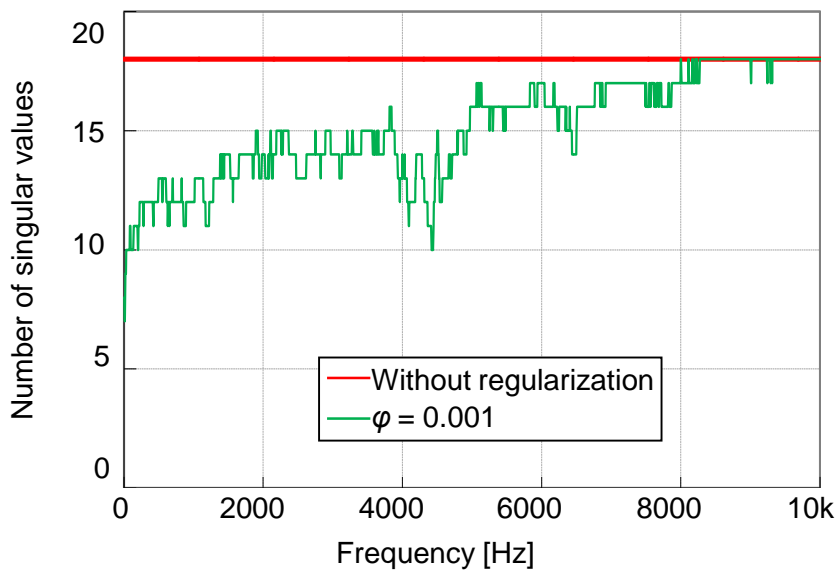


Fig. 5.69 Contribution of the sound pressure level corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300Hz to 5kHz estimated by component test vibration and transmitting function acquired by OPA of vehicle running test with the regularization factor 0.001.



(a) Condition numbers.



(b) Number of singular values.

Fig. 5.70 Condition numbers and number of singular values of the inertance matrices with and without regularization for identifying transmitting function by means of OTPA.



## 5.6 結言

本章では、第2章で提案した In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせによる空気伝ば音の近似的な推定手法と、第3章で提案した逆行列法の適用における小さな特異値の無効化による近似推定誤差の低減手法に対する実験的な検証として、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 (Electric Power Steering System, EPS) のラトル音を対象に EPS の単体試験による推定値と車両走行試験による測定値を比較し、以下の結果を得た。

- (1) 車両走行時における EPS の振動挙動を単体試験機で再現するための加振方法を決定することを目的として、車両前輪を鉛直方向に加振する試験と舵角方向に加振する試験を行い、舵角方向の加振が EPS のラトル音に対して支配的あることがわかった。
- (2) 「コラムをボルト固定する4カ所」と「ステアリングギヤハウジングをボルト固定する2カ所」を EPS の結合部とし、車両走行時におけるタイロッドの軸方向振動加速度の平均的な周波数スペクトルを単体試験機で再現してこの結合部の直交3方向の Blocked force を In-situ blocked force 法で同定し、第4章で示した各結合部の音響感度関数とそれぞれ掛け合わせ、重ね合わせることによって音圧を算出し、EPS のラトル音を推定した。
- (3) 推定したラトル音の騒音レベルは、車両走行時に測定した場合よりも大きくなったが、第3章で提案した近似推定誤差の低減手法を適用し、逆行列法における数値計算上の誤差と提案する手法に起因する近似推定誤差を低減する程度の小さい特異値無効化により、騒音レベルの推定値と測定値の差は僅か 0.2dB(A) となり、提案した推定手法の妥当性が明らかになった。
- (4) 近似推定誤差の低減手法を適用して EPS の単体試験により同定した Blocked force のスペクトル形状は、第4章で示した車両走行試験により同定した場合と概ね一致し、両試験で同定した Blocked force が妥当であることがわかった。
- (5) ジョイント隙間が異なる中間軸を二つ用いて単体試験機により推定したラトル音の騒音レベル個体差の傾向が、車両走行試験により測定した場合と一致することを示すことにより、提案した推定手法の妥当性を検証した。推定した騒音レベル絶対値は、測定した場合と大きな差異があるが、単体試験で与えたタイロッド軸方向振動加速度が車両走行試験の場合と異なることを示し、対象とする車両走行条件が異なることが騒音レベル差異の原因であると推察した。

# 第6章

## 結論

### 6.1 本研究の結論

本論文では、まず、自動車の振動・騒音低減を例としてサブシステムの開発段階において機械システム全体の実稼働状態における振動・騒音を推定することの必要性を指摘し、これを実現する先行研究とその課題について述べた。振動・騒音を推定する手段としては伝達経路解析 (Transfer Path Analysis, TPA), 統計的エネルギー解析 (Statically Energy Analysis, SEA), In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせの三つを取り上げ、試作品完成後にその単体試験で機械システム全体の軸稼働状態における騒音レベルを推定する場合は、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせが最も適していると考察した。一方で、In-situ blocked force 法は、固体伝ば音を対象とした方法であり、空気伝ば音には適用できないとされていることに着目し、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせを空気伝ば音の推定に適用した場合に生じる近似推定誤差を一般式で示した。つぎに、この近似推定誤差は、機械システム全体の固有振動数において求める値と比較して小さいことを指摘し、機械システム全体の固有振動数における振動が支配的となる場合に対して、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせにより空気伝ば音を近似的に推定する手法を提案した。そして、片持ち矩形平板の放射音を対象に数値解析を実施し、提案した推定手法の妥当性を解析的に検証した。さらに、自動車用電動パワーステアリングシステム (Electric Power Steering System, EPS) のラトル音を対象とした車両走行試験および EPS の単体試験を実施し、提案する手法の妥当性および有用性を実験的に検証し、従来、固体伝ば音のみが対象とされていた In-situ blocked force 法と TPA の組合せの適用範囲を空気伝ば音にまで拡張できることを示した。以上、本研究で提案した、In-situ blocked force 法と TPA の組み合わせにより空気伝ば音を近似的に推定する手法について、得られた主な成果を要約すれば以下のとおりである。

- (1) 機械システム全体を振動・騒音の加振源を含む側の加振源システムと加振源を含まない側の受動システムの二つに分ける場合において、加振源システムを単体で稼働させる試験に In-situ blocked force 法を適用して Blocked force を同定し、また静止している機械システムにおいて加振源システムと受動システムの結合部から観測点までの音響感動関数を測定し、TPA の定式化によりこれらを重ね合わせて、機械システム全体の実稼働状態において振動する加振源システムの表面から放射される空気伝ば音を近似的に推定する手法は、その近似に伴う近似推定誤差を補正することが可能であり、補正すれば理論的に正しく推定できることがわかった。

- (2) 加振源システム表面を離散化して加振源システム単体の各結合部から各表面までのインナータンスを測定し、これに上記(1)で同定した **Blocked force** を掛け合わせて各表面の振動加速度を算出してこれを振動速度に変換し、さらに、各表面から観測点までの音響伝達関数を測定して求めた振動にそれぞれ掛け合わせて重ね合わせるにより、近似に伴う推定誤差の補正値を求める方法を示した。
- (3) 近似に伴う推定誤差の補正値を求めるための工数は非常に多く、また高精度な測定をすることは困難であることを指摘する一方で、この補正値は、機械システム全体の固有振動数近傍において、求める値と比較して相対的に小さいと考えられることから、機械システム全体の固有振動数近傍の成分が支配的な場合に対しては、補正は行わず、**In-situ blocked forced** 法と TPA の組み合わせにより近似的に空気伝ば音を推定できると考えられる。
- (4) 加振源システムを質点-ばね-ダンパの1自由度モデルとし、また、受動システムを同様な2自由度モデルとし、この二つを結合させた機械システム全体を3自由度モデルとした場合において、上記(3)で示した手法による騒音レベルの近似推定誤差に相当する値として、実稼働状態における加振源システムの振動速度と **In-situ blocked force** 法が対象としている等価加振状態における加振源システムの振動速度の差を算出し、機械システム全体の固有振動数近傍においては、減衰が大きくかつ加振源システムの質量と剛性が受動システムと比較して極端に小さくなる場合を除き、求める値と比較して相対的に小さいことを示し、提案した推定手法の妥当性を検証した。
- (5) 片持ちはりの自由端側の一部を加振源システムとし、これと結合する固定端側の残りの部分を受動システムとする場合に対し、加振源として自由端に一定の周波数特性の力を与えた実稼働状態における結合部の振動と、片持ちはりの結合部を静止拘束した場合の拘束力すなわち加振源システムの **Blocked force** を求めてこれを結合部に与えた等価加振状態における結合部の振動に対し、両者の計算結果が概ね一致したことから、FEMによる高次連続体モデルの振動解析にも **In-situ blocked force** 法の理論が適用できることがわかった。
- (6) 片持ち矩形平板の自由端側の一部を加振源システムとし、これと結合する固定端側の残りの部分を受動システムとする場合に対し、加振源として自由端の角に一定の周波数特性の力を与えた実稼働状態において、加振源システム部から放射される空気伝ば音による観測点での音圧と、片持ち矩形平板の結合部を静止拘束した場合の拘束部における全節点の拘束力すなわち加振源システムの **Blocked force** を求めてこれを結合部に与えた等価加振状態において、加振源システム部からの放射音による

- 同観測点での音圧を比較した結果、機械システム全体の固有振動数近傍において両者が概ね一致し、提案した推定手法の妥当性が明らかになった。
- (7) 逆行列法における数値計算上の誤差を低減する手法として、擬似逆行列計算に特異値分解を利用して小さい特異値のいくつかを無効化する手法が知られていることを取り上げ、これを上記(8)の **Blocked force** 算出に適用し、この小さい特異値を無効化する手法が、逆行列法における数値計算上の誤差だけでなく、**Blocked force** 本来のピークに起因する誤差すなわち上記(3)で示した手法の近似推定誤差の低減にも有効であることがわかった。
- (8) 自動車が凹凸路を走行するときに発生する電動パワーステアリングシステム (Electric Power Steering System, EPS) のラトル音は、EPS と車体との結合部を含む参照点の車両走行時における振動と車両静止時における結合部から参照点までのイナータンスを測定し、**In-situ blocked force** 法によりラトル音発生時のこの結合部における直交3方向の **Blocked force** を求め、さらに結合部から観測点までの音響感度関数の測定結果と各 **Blocked force** をそれぞれ掛け合わせ、それらを重ね合わせることで推定できる。推定したラトル音の騒音レベルは、同時に測定したラトル音の騒音レベルよりも大きくなったものの、その原因はエンジンなど EPS 以外にも加振源があったためと考えられ、逆行列法における小さい特異値の無効化を用いて推定した平均値だけでなく騒音レベルの時間波形も概ね一致することを示した。
- (9) 車両走行試験ならびに静止車両の前輪の加振試験によって、ラトル音に対しては舵角方向の外部入力が支配的であることを示し、EPS の単体試験機では、タイロッドを軸方向に加振することにより、EPS ラトル音発生時における **Blocked force** を求めてラトル音の騒音レベルを推定した。推定した騒音レベルは、車両走行時に測定した場合よりも大きくなったが、近似推定誤差低減手法を適用した結果、騒音レベルの推定値と測定値の差は僅か  $0.2\text{dB(A)}$  となった。また、EPS の単体試験で同定した **Blocked force** のスペクトル形状は車両走行試験で同定した場合と概ね一致することを示した。
- (10) ジョイント隙間が異なる中間軸を複数用意して EPS の単体試験機によりそれぞれでラトル音の騒音レベルを推定し、またこれらを用いて車両走行試験によるラトル音の騒音レベル測定を行って比較した結果、ラトル音の騒音レベル個体差の傾向が一致することを示し、提案した推定手法の妥当性を検証した。

## 6.2 今後の展望

古くから知られる **Blocked force** は、加振源システム固有の評価パラメータとして非常に有益であるが、測定が容易でないことから使用されることが少なかった。しかし **In-situ blocked force** 法の登場によって注目を集め、ISO に登録されるまでに至った[81]。ところが、**In-situ blocked force** 法は固体伝ば音の評価方法であり、空気伝ば音が無視できるほど小さい必要があると言われ、これが使い勝手の悪い唯一の点である。しかし、本研究の成果により、加振源システムが受動システムと比較して極端に小さくなる場合を除き、機械システム全体の固有振動数における振動が支配的である場合は、空気伝ば音が含まれていることを気にすることなく、**In-situ blocked force** 法を適用することができる。すなわち、空気伝ば音に注目する場合だけでなく、固体伝ば音に注目する場合においても、本研究で得られた結果は有益と期待される。

また、本論文では **Blocked force** を **In-situ blocked force** 法により実験で間接的に求めることを実用的な対象としたが、第3章で示したように、数値解析では **Blocked force** を直接的かつ容易に求めることができる。実際の機械を対象とした **Blocked force** を数値解析で求めるためには大規模な CAE モデルが必要になると考えられるが、振動解析で **Blocked force** を求めることができれば、あとは音場解析を実施しなくとも、実験的に音響感度関数を求め、これを求めた **Blocked force** に掛け合わせることで、騒音レベルの推定が可能と考えられ、例えその騒音に空気伝ば音が含まれていたとしても、機械システム全体の固有振動数の成分が支配的であれば、本研究の結果より、精度良く騒音レベルを推定できると期待される。

さらに、本研究では、機械システム全体の固有振動数が支配的となる場合を対象として、**In-situ blocked force** 法と TPA の組合せを近似的に空気伝ば音適用できることを示したが、加振源システムの強制振動による周波数に適用した場合の推定誤差やその適用性が明らかにされることが期待される。

なお、第3章で示した平板の数値解析では FEM を用いたが、板厚が薄い場合は厚さ方向にはせん断変形しないというキルヒホッフの仮定を用いるか、またはせん断変形を無視できない厚板の場合はミンドリン平板として、**Rayleigh-Ritz** 法により解く方法もある[104][105]。詳細は割愛するが、第3章で示した平板は十分に薄いと考えられるため、キルヒホッフの仮定を用いて **Rayleigh-Ritz** 法により解析を行ったが、等価加振状態と実稼働状態における受動システムの振動は同一になるという、理論通りの結果が得られなかった。FEM の解析結果によれば、等価加振力として与えたせん断力、曲げモーメント、ねじりモーメントが相殺して **Blocked force** の周波数ピークが受動システムの振動には現れなくなる。しかし、キルヒホッフの仮定では、曲げモーメントやねじりモーメントとのつり合いから、せん断力を近似的に求めているため相殺されなかったと推察される。この推察が正しければ、ミンドリン平板としてせん断変形を考慮して解くことにより理論通りの解析結果が得られることになる。工学的にはキルヒホッフの仮定の影響を確認することは重要であり、ミンドリン平板の解析によりこれが明らかにされることが期待される。

## 参考文献

- [1] 小林純一, 自動車のモノづくりと IT, 精密工学会誌, Vol.67, No.5 (2001), pp.725-728.
- [2] 河内正行, 大地正樹, 上岡孝志, Virtual Testing の紹介, マツダ技報, No.22 (2004), pp.3-6.
- [3] 藤本隆宏, 自動車製品開発の新展開—フロント・ローディングによる能力構築競争—, ビジネス・レビュー, Vol.46, No.1 (1998), pp.22-41.
- [4] 朴泰勲, 日本自動車部品産業における CAE の活用戦略と企業パフォーマンス, 大阪経大論集, Vo.54, No.6 (2004), pp.161-177.
- [5] 藤本隆宏, 自動車の設計思想と製品開発力, 東京大学 COE ものづくり経営研究センター MMRC Discussion Paper, No.74 (2006), 12pages.
- [6] 藤川智士, マツダの目指すモデルベース開発, マツダ技報, No.31 (2013), pp.44-47.
- [7] 大富浩一, 1DCAE・MBD の目指すところ, 現状, 課題, そして今後, 1DCAE・MBD シンポジウム 2019 プレゼンテーションスライド, 日本機械学会 設計工学・システム部門主催 (2019), 30pages.
- [8] 斉藤由希, 自動車業界全体でのモデルベース開発活用へ, 「SURIWASE 2.0」を産学連携で深化, MONOist (2018), <https://monoist.atmarkit.co.jp/mn/articles/1804/10/news036.html>, (2018年4月10日6時0分公開, 検索日時2020年11月21日15時0分)
- [9] 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック 基礎・理論編 (2015), 556pages.
- [10] 安藤正登, 小具洋一, 砂田実, 中野伸一, NVH の Virtual Testing の紹介, マツダ技報, No.22 (2004), pp.7-12.
- [11] 土路生修, 堀川浩司, 阿部宏司, エンジン振動騒音の Virtual Testing の紹介, マツダ技報, No.22 (2004), pp.38-43.
- [12] 鳥居建史, 西川智博, 長内健治, 坂口元康, 階層型机上検討ツールとナレッジベースの活用によるエンジン振動騒音開発プロセスの提案, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.4 (2019), pp.1079-1086.
- [13] 合田憲次郎, 平工賢二, 助川義寛, 阿部行伸, 車両分野におけるシミュレーション技術, 日立評論, Vol.90, No.11 (2008), pp.54-59.
- [14] Auweraer, H.V., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A., Janssens, K. and Ponsele, 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).
- [15] 大野進一, 山崎徹, 統計的エネルギー解析法, 機械音響工学, 森北出版社 (2010), pp.157-186.
- [16] Gardonio, P. and Brennan, M.J., Mobility and impedance methods in structural dynamics, ISBN

- 0-415-23729-7, Advanced application in acoustics, noise and vibration (2004), pp.389-447.
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] 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.
- [20] Fouladi, M.H. et al., Spectral analysis methods for vehicle interior vibro-acoustics identification, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.23 (2009), pp.489-500.
- [21] Potter, R., Matrix formulation of multiple and partial coherence, *Journal of Acoustic Society of America*, Vol.61, No.3 (1977), pp.776-781.
- [22] Okubo, N., Kumazawa, K., Application of principal spectrum analysis to identify the vibration sources, *Proceedings of ISMA 13* (1988), 10pages.
- [23] Suzuki, Y., Fujii, Y. and Watari, A., Reduction of Interior Car Noise By Using Vector Method, *SAE Technical paper 785018* (1978).
- [24] Gajdatsy, P.A., Advanced Transfer Path Analysis Methods, *Katholieke Universiteit Leuven Ph.D. thesis* (2011)
- [25] Vis, De D., Hendricx, W. and Linden, P.J.G., Transfer path analysis for structure borne ranking, *Proceedings of ISMA 19* (1992), 13pages.
- [26] Fahy, F.J. The vibro-acoustic reciprocity principle and applications to noise control, *ACUSTICA* Vol. 81 (1995), pp.544-558.
- [27] Gade, S., Moler, N., Hald, J. and Alkestrup, L., The Use of Volume Velocity Source in Transfer Measurements, *Proceedings of The 33<sup>rd</sup> International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Inter-Noise 2004* (2004), 8pages.
- [28] Coster, C., Nagahata, D. and Linden, P.J.G., On the accuracy reciprocal and direct vibro-acoustic transfer-function measurements on vehicles for lower and medium frequencies, *Proceedings of ISMA 2010* (2010), pp.3873-3886.
- [29] Anderson, C., Auweraer, H., Herbruggen, J., Meek, B. and Morariu, M., The application of transfer path analysis and airborne source quantification techniques to electric vehicle acceleration noise, *Proceedings of Aachen Acoustic Colloquium* (2013), pp.143-153.
- [30] Schuhmacher, A., Investigation of volume source based on two-microphone method for measuring vibro-acoustic transfer functions, *Proceedings of ISMA 2008* (2008), 13pages.
- [31] Sottek, R., Sellerbeck, P. and Klemenz, M., An Artificial Head Which Speaks from Its Ears: Investigations on Reciprocal Transfer Path Analysis in Vehicles, Using a Binaural Sound Source, *SAE Technical paper 2003-01-1635* (2013), 9pages.

- [32] 東山三樹夫, 信号解析と音響学, 丸善出版 (2012), p.15.
- [33] 玉理順造, 高周波の騒音評価に関する実験的取組み, 静粛工学セミナー (2011).
- [34] 井出史彦, 多田寛子, 見坐地一人, ロードノイズのための逆解法を用いた音源同定手法, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.2 (2007), pp.138-143.
- [35] ISO/TS 7849-1, Acoustics-Determination of airborne sound power levels emitted by machinery using vibration measurement- Part1: Survey method using a fixed radiation factor (2009).
- [36] Goossens, S., Osawa, T. and Iwama, A., Quantification of intake system noise using an experimental source-transfer-receiver model, SAE Technical paper, 1999-01-1659 (1999), 6pages.
- [37] Hendricx, I.W., Accurate vehicle FRF measurements for indirect force determination based upon matrix inversion, Proceedings of ISMA19 (1994), pp.1037-1048.
- [38] 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.
- [39] 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・エンジンマウントの伝達経路解析の精度向上, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1 (2004), pp.197-200.
- [40] 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), 7pages.
- [41] Thite, A.N. and Thompson, D.J., The quantification of structure-borne transmission paths by inverse methods. Part 1: Improved singular value rejection methods, Journal of Sound and Vibration, Vol.264 (2003), pp.411-431.
- [42] Greenacre, M.J., Singular value decomposition (SVD) and multidimensional analysis, Theory and applications of correspondence analysis, Academic Press (1984), p.344.
- [43] Thite, A.N. and Thompson, D.J., The quantification of structure-borne transmission paths by inverse methods. Part 2: Use of regularization techniques, Journal of Sound and Vibration, Vol.264 (2003), pp.433-451.
- [44] Moorhouse, A.T., Compensation for discarded singular values in vibro-acoustic inverse methods, Journal of Sound and Vibration, Vol.267 (2003), pp.245-252.
- [45] 小林樹幸, 振動問題における入力同定と誤差評価に関する研究, 首都大学東京 学位論文 (2011).
- [46] Shiozaki, H., Geluk, T., Daenen, F. Iwanaga, Y. and Herbruggen, J., Time-domain transfer path analysis for transient phenomena applied to tip-in/tip-out (shock & jerk), SAE Technical paper 2012-01-1545 (2012), 7pages.
- [47] 川越雅典, 伊藤秀樹, 岩永良久, 塩崎弘隆, Frank Daenen, 時刻歴伝達経路解析を用い



- た加速ショックの分析, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.44-12 (2012), 4pages.
- [48] Sottek, R., Genuit, K., Behler, G. and Vorländer, M., Description of broadband structure-borne and airborne noise transmission from the powertrain, Proceedings of FISITA 2006 World Automotive Congress, F2006D187, JSAE (2006), 12pages.
- [49] Sottek, R. and Müller-Held, B., Binaural transfer path analysis (BTPA/BTPS) and synthesis using sub-structuring techniques based on finite element analysis (FEA) and measurements, SAE Technical paper 2007-01-2226 (2007), 6pages.
- [50] Sottek, R. and Müller-Held, B., NVH tools and methods for sound design of vehicles, Proceedings of Inter-Noise 2007 (2007), 10pages.
- [51] Noumura, K. and Yoshida, J., Method of transfer path analysis for vehicle interior sound with no excitation experiment, Proceedings of FISITA 2006, F2006D183 (2006), 10pages.
- [52] 能村幸介, 吉田準史, 主成分回帰法を用いた車内音の伝達経路解析手法, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1 (2006), pp.136-141.
- [53] Gajdatsy, P., Janssens, K., Gielen, L., Mas, P. and Auweraer, H., Critical assessment of Operational Path Analysis: mathematical problems of transmissibility estimation, Proceedings of Acoustics 2008 Paris (2008), pp.9359-9364.
- [54] Janssens, K., Gajdatsy, P. and Auweraer, H., Operational Path Analysis: acritical review, Proceedings of ISMA2008 (2008), pp.3657-3672.
- [55] Gajdatsy, P., Janssens, K., Desmet, W. and Auweraer, H., Application of the transmissibility concept in transfer path analysis, Mechanical System and Signal Processing, Vol.24 (2010), pp.1963-1976.
- [56] 曾根原努, 加速度ベース伝達経路解析に関する一考察, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.100-09 (2009), pp.19-24.
- [57] Sottek, R. and Philippen, B., An unusual way to improve TPA for strongly-coupled system, SAE Technical Paper 2013-01-1970 (2013), 9pages.
- [58] Janssens, K., Gajdatsy, P., Gielen, L., Mas, P., Britte, L., Desmet, W. and Auweraer, H., OPAX: A new transfer path analysis method based on parametric load models, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.25 (2011), pp.1321-1338.
- [59] Genuit, K., Bohineust, X. and Rehfeld, M., Binaural “hybrid” model for simulation of noise shares in the interior of vehicles, Proceedings of Inter-Noise ‘97 (1997), 6pages.
- [60] Genuit, K. and Bray, W.R., Prediction of sound and vibration in a virtual automobile, Sound and Vibration July 2002 (2002), 7pages.
- [61] Kim, S.J. and Lee, S.K., Prediction of interior noise by excitation force of the powertrain based on hybrid transfer path analysis, KSAE, International Journal of Automotive Technology Vol.9, No.5 (2008), pp.577-583.
- [62] Philippen, B. and Sottek, R., OTPA vs. TPA – comparison of transfer path analysis methods,

- Proceedings of Aachen Acoustic Colloquium (2011), pp.167-180.
- [63] 鎌田実, 山崎徹, 竹原賛, 統計的エネルギー解析法の自動車振動予測への適用に関する基礎的検討—簡易構造物での検討—,自動車技術会論文集, Vol.28, No.4 (1997), pp.49-54.
- [64] 山崎徹, 黒田勝彦, 固体音解析における解析 SEA パラメータの FEM による検証, 日本機械学会論文集(C編), Vol.74, No.744 (2008), pp.1963-1970.
- [65] 山崎徹, 黒田勝彦, 森厚夫, SEA による機械製品の固体音低減プロセス, 日本機械学会論文集(C編), Vol.73, No.724 (2007), pp.446-452.
- [66] 黒田勝彦, 山崎徹, 橋本崇史, エネルギー解析による機械製品の実稼動時の入力パワーの推定, 日本機械学会論文集(C編), Vol.77, No.777 (2011), pp.1737-1747.
- [67] 山崎徹, 鎌田実, 統計的エネルギー解析法の自動車振動予測への適用に関する基礎的検討—第二報:有限要素法の援用—, 自動車技術会論文集, Vol.32, No.4 (2001), pp.113-119.
- [68] 山崎徹, 黒田勝彦, 鎌田実, 部分構造を対象とした FEM による SEA パラメータの評価, 日本機械学会論文集(C編), Vol.74, No.747 (2008), pp.2655-2661.
- [69] 黒田勝彦, 山崎徹, 所望の SEA パラメータを実現する要素形状の適正化, 日本機械学会論文集(C編), Vol.79, No.800 (2013), pp.1012-1023.
- [70] 黒田勝彦, SEA サブシステムの構造最適化に関する研究, 日本機械学会, Dynamics and Design Conference 2015 USB 論文集 (2015), 11pages.
- [71] 黒田勝彦, 山崎徹, SEA と TPA による機械構造物への入力パワーと伝達寄与に関する一考察, 日本機械学会論文集(C編), Vol.79, No.799 (2012), pp.495-506.
- [72] 黒田勝彦, エネルギー解析と伝達経路解析による薄板フレーム構造物への入力パワーと寄与率の比較検討, 長崎総合科学大学紀要, Vol.53 (2013), pp.17-24.
- [73] 黒田勝彦, 内部音響空間を評価対象とした SEA と逆行列 TPA の比較, 長崎総合科学大学紀要, Vol.54 (2014), pp.23-30.
- [74] 黒田勝彦, 西村海心, 実験データを用いた SEA と TPA の振動源と伝達寄与の比較, 日本機械学会 2015 年度年次大会講演論文集, G1000303 (2015), 5pages.
- [75] Zhen, J., Copley, D., Londhe, N. and Fredrickso, S., Obtaining structure-borne input for hybrid FEA/SEA engine enclosure models through a simplified transfer path analysis, SAE International J. Commer. Veh. Vol.8, Issue 2, M-SAE 2015-01-234 (2015), 5pages.
- [76] 漆原熙, 高田範之, 機械インピーダンス法による振動解析, 日本船舶機関学会誌, 第 9 巻, 第 9 巻, 第 8 号 (1974), pp.63-69.
- [77] Wolde, T. and Gadefelt, G.R., Development of standard measurement methods for structureborne sound emission, Noise Control Engineering Journal, Vol.28, No.1 (1987), pp.5-14.
- [78] ISO/TC43/SC1/WG22, Acoustics – Characterization of sources of structure-borne sound with respect to sound radiation from connected structures – Measurement of velocity at the contact points of machinery when resiliently mounted, ISO9611, International Standards Organisation

- (1996).
- [79] Moorhouse, A.T., On the characteristic power of structure-borne sound sources, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.248, No.3 (2001), pp.441-459.
- [80] Heo, Y. and Kim, K., Characterization of a water pump for drum-type washing machine by vibration power approach, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.54-55 (2015), pp.367-376.
- [81] ISO/TC43/SC1 Noise, Acoustics - Characterization of sources of structure-borne sound and vibration - Indirect measurement of blocked forces, ISO20270, International Standards Organisation (2019).
- [82] 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.
- [83] 長松昭男, 大熊政明, 部分構造合成法, 培風館 (1991).
- [84] Moorhouse, A.T., Evans, T.A. and Elliot, A.S., Some relationship for coupled structures and their application to measurement of structural dynamic properties in situ, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vo.25 (2011), pp.1574-1584.
- [85] Moorhouse, A.T. and Elliott, A.S., Indirect measurement of frequency response functions applied to the problem of substructure coupling, *Proceedings of Noise and Vibration: Emerging Methods (NOVEM) 2012 Sorrento* (2012), 7pages.
- [86] Elliott, A.S. and Moorhouse, A.T., In-situ characterization of structure borne noise from a building mounted wind turbine, *Proceedings of ISMA 2010* (2010), pp.2055-2068.
- [87] Bauer, M., Moorhouse, A. and Alber, T., Indirect in-situ determination of blocked forces, *Proceedings of DAGA 2020 Berlin* (2010), pp.149-150.
- [88] Elliott, A.S. and Moorhouse, A.T., A quarter vehicle transfer path analysis by in-situ measurement, *Proceedings of Noise and Vibration: Emerging Methods (NOVEM) 2012 Sorrento* (2012), 7pages.
- [89] Seijs, M. and Klerk, D., A robust transfer path analysis method for steering gear vibration on a test bench, *Proceedings of ISMA 2014* (2014), pp.4027-4040.
- [90] Bocsh, D.D., Seijs, M.V. and Klerk, D., Validation of blocked-force transfer path analysis with compensation for test bench dynamics, *Proceedings of 32<sup>nd</sup> IMAC* (2014), pp.37-49.
- [91] Seijs, M. and Klerk, D., A comparison of two component TPA approaches for steering gear noise prediction, *Proceedings of 33<sup>rd</sup> IMAC* (2015), 10pages.
- [92] 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.
- [93] Leivens, M., Structure-borne sound sources in buildings, Doctoral thesis RWTH Aachen (2013).
- [94] Elliott, A.S., Moorhouse, A.T. and Pavic, G., Moment excitation and the measurement of

- moment mobilities, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.331 (2012), pp.2499-2519.
- [95] Janssens, M.H.A. and Verheij, J.W., The use of an equivalent forces method for the experimental quantification of structural sound transmission in ships, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.226, No.2 (1999), pp.305-328.
- [96] Valk, P.L.C. and Rixen, D.J., Substituting internal forces for blocked forces or free interface displacements in substructured simulations, *Proceedings of 31<sup>st</sup> IMAC* (2013), pp.77-96.
- [97] Seijs, M.V., Klerk, D. and Rixen, D.J., General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.68-69 (2016) pp.217-244.
- [98] 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.
- [99] 長松昭男, モード解析入門, コロナ社 (1993).
- [100] 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近似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.
- [101] 鈴木浩平, 丸山晃市, 西田公至, 渡辺武, 音響工学の基礎, *機械工学のための振動・音響学*, サイエンス社 (1989), pp.152-179.
- [102] 佐藤佳宏朗, Jan Hendrik ELM, Jens VIEHOFER, Jan-Welm BIERMANN, 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) , *日本機械学会論文集*, Vol.86, No.891 (2020), DOI:10.1299/transjsme.20-00008.
- [103] Yoshihiro SATO and Nobuyuki IWATSUKI, Estimation of rattle noise from an electric power steering system, *Inter-Noise 2020 Seoul e-congress* (2020).
- [104] 近藤恭平, 振動論, 倍風館 (1993).
- [105] Young, D. and Texas, A., Vibration of rectangular plates by Ritz method, *Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics*, Vo.17 (1950), pp.448-453.

# 研究業績

## 1. 本論文に関係する研究業績

### 1.1. 研究発表論文

- [1] 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.
- [2] 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近似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.
- [3] 佐藤佳宏朗, Jan Hendrik ELM, Jens VIEHÖFER, Jan-Welm BIERMANN, 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), 日本機械学会論文集, Vol.86, No.891 (2020), DOI:10.1299/transjsme.20-00008.

### 1.2. 国際会議の予稿集

- [4] Yoshihiro SATO and Nobuyuki IWATSUKI, Estimation of rattle noise from an electric power steering system, Proceedings of Inter-Noise 2020 Seoul e-congress (2020).

## 2. 本論文関係以外の研究業績

### 2.1. 研究発表論文

- [5] Masahiro ARAI, Yoshihiro SATO and Tadaharu ADACHI, Elastodynamic Crack Analysis by Boundary Element Method Using Numerical Inversion of Laplace Transform, JSME International Journal Series A, Solid Mechanics and Material Engineering, Vol.46, No.2 (2003), pp.131-139.

### 2.2. 国際会議の予稿集

- [6] Shigeki MATSUMURA, Haruo HOUJOH and Yoshihiro SATOU, Estimation of damping coefficients on a power transmission system using modal analysis, Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmission, MPT2001-Fukuoka, GDN-25 (2001), pp.138-143.

- [7] Yoshihiro SATO and Shunichi OSHIMA, Dynamic analysis of a ball bearing applied to cage noise problems, Proceedings of JAST International Tribology Conference Tokyo 2015, 18pB-03 (2015), pp.175-176.
- [8] Osamu YOSHIMATSU, Yoshihiro SATOU and Kenichi SHIBASAKI, Rolling Bearing Diagnosis Based on CNN-LSTM and Various Condition Dataset, Proceedings of Annual Conference of the PHM Society, Vol.10, No.1 (2018), 8pages,  
DOI: <https://doi.org/10.36001/phmconf.2018.v10i1.545>.

### 2.3. 国内会議の予稿集

- [9] 荒井政大, 佐藤佳宏朗, 足立忠晴, 松本浩之, Laplace 変換法による動的き裂問題の境界要素解析, 日本機械学会, 計算力学講演会論文集, Vol.97-7 (1997), pp.135-136.
- [10] 佐藤佳宏朗, 松村茂樹, 真境名信哉, 北條春夫, 和田選, 動力伝達系の 2 自由度振動モデルの減衰係数の把握法, 日本機械学会, 1999 年度年次大会講演論文集, Vol.5 (1999), pp.283-284.
- [11] 佐藤佳宏朗, 大嶋俊一, 保持器音発生時における玉軸受の動的運動解析, 日本トライボロジー学会, トライボロジー会議 2015 春 姫路, F20 (2015), pp.432-433.
- [12] 吉松修, 佐藤佳宏朗, 柴崎健一, 多様データセットを用いた深層学習による転がり軸受の損傷診断, 日本機械学会, 第 17 回評価・診断に関するシンポジウム, 109 (2018), 6pages.

### 2.4. 解説記事

- [13] 吉松修, 佐藤佳宏朗, 柴崎健一, 多様データセットを用いた深層学習による転がり軸受の損傷診断, 月刊潤滑経済, 2019 年 4 月号, No.649 (2019).

### 2.5. 国内会議の講演

- [14] 佐藤佳宏朗, 転がり軸受における可視化技術の適用例ー低トルク玉軸受開発における可視化技術による検証ー, 第 38 回精密工学会「転がり機械要素専門委員会」, 転がり機械要素可視化特集 (2010).

## 謝 辞

本論文の研究は、東京工業大学大学院理工学研究科機械物理工学専攻社会人博士後期課程在学中に、東京工業大学工学院機械系 岩附信行教授のご指導のもとに行いました。岩附先生には、休学した2年半を含め、2015年10月から5年以上にわたり、懇切丁寧に直接ご指導していただき、既に旧課程である当専攻最後の一人となった筆者を激励していただきました。岩附先生に深く感謝いたします。

本論文は、東京工業大学工学院機械系 大熊政明教授、高原弘樹教授、山浦弘教授、中野寛准教授ご審査いただき、貴重なご指摘をいただきました。ここに感謝の意を表します。

本論文の第2章で示した数式展開についてご指導いただきました。中央大学理工学部数学科 佐藤周友教授に感謝いたします。数学が不得意な筆者に対し、ご親切にご相談にのっていただきました。

本論文の第4章と第5章で示した実験は、2012年4月から2014年6月までに行われた、日本精工株式会社と Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen (fka) の共同研究をベースとしており、筆者は日本精工株式会社の担当者として派遣され、ドイツ・アーヘン工科大学自動車工学研究所 (Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen, ika) 元副所長 Jan-Welm Biermann 教授 (現、名誉教授) にご指導いただきました。Biermann 先生には、研究指導に加え、生活面もサポートしていただきました。Biermann 先生に深く感謝いたします。また、同共同研究において fka の担当者であり、ika 職員であった Jan Hendrik Elm 氏 (現、Wolkswagen Aktiengesellschaft 社員)、共同研究のリーダーであり、ika 職員であった Jens Vichöfer 氏 (現、ZF Group, TRW Automotive GmbH 社員) に感謝いたします。両氏には、英語すらままならない筆者に真摯に向き合って、さまざまなことを教えていただきました。また、趣味のバレーボールや Ford Lommel Proving Ground での車両走行試験など、公私にわたりサポートしていただきました fka 社員の Detlef Hagen 氏に感謝いたします。また、ika 職員であった Daniel Allendorf 氏に感謝いたします。Allendorf 氏にはドイツでの生活立ち上げや研究所内の活動まで全面的にサポートしていただきました。その他、多数の ika/fka のメンバーおよび学生の皆様にサポートしていただきました。ここに感謝の意を表します。

筆者が東京工業大学総合理工学研究科精密機械システム専攻修士課程に在籍した1997年4月からの2年間に加え、ドイツ滞在時の筆者をご訪問していただくなど、長年にわたりご指導ならびに激励いただきました東京工業大学 北條春夫名誉教授に深く感謝いたします。

在学中にゼミの日程調整などのサポートや研究に対するご助言をいただきました東京工業大学工学院機械系岩附研究室 池田生馬助教に感謝いたします。また、ゼミの質疑でご助言をいただきました岩附研究室の皆様には感謝いたします。

海外留学として、筆者のドイツ派遣をご承認していただきました、元日本精工株式会社取締役専務技術開発本部長 正田義雄氏に感謝いたします。当時、蒔いていただいた種は本論文として実を結ぶことができました。また、筆者が日本精工株式会社に入社した後まもなくから長年にわたり上司としてご指導していただき、2カ月間のドイツ滞在延長をご承認していただきました、日本精工株式会社元取締役専務技術開発本部長 荒牧宏敏氏（現、特別顧問）に感謝いたします。また、ステアリング技術センター所長を務められていた2015年にドイツでの研究をベースとして博士後期課程に入学すること、そして博士後期課程の継続をご承認していただきました、日本精工株式会社執行役専務技術開発本部長 後藤伸夫氏に感謝いたします。また、博士後期課程の継続をご承認していただき、そして先進解析研究グループマネージャとの両立をサポートして業務配分をご配慮いただきました、日本精工株式会社執行役常務技術開発本部コア技術研究開発センター所長 三田村宣晶氏に感謝いたします。また、日本精工株式会社技術開発本部元基盤技術研究所所長 故棗田伸一氏には、筆者がドイツから帰国した後、博士後期課程への入学を後押ししていただき、上司としてご指導していただきました。ここに深い感謝の意を表すとともに、ご冥福をお祈りいたします。また、筆者のドイツ派遣を直接の上司として手配していただき、ドイツ滞在の心構えから研究活動まで全面的にご指導していただきました、日本精工株式会社執行役ステアリング&アクチュエータ技術センター副所長 宮田慎司氏に深く感謝いたします。

ドイツでの研究に用いる車両やステアリング部品などの手配をしていただき、研究を全面的にサポートしていただきました日本精工株式会社ステアリング&アクチュエータ技術センターステアリング R&D センターグループマネージャ 水野浩樹氏、同センター主務 金津将幸氏、同センター副主務 稲木奨氏、同センター 田中健一郎氏に感謝いたします。また、ドイツ NSK (NSK Deutschland GmbH) European Automotive Business Unit の Naser Emamdjomeh 氏には、ドイツ・アーヘン工科大学の Biermann 先生を紹介していただき、fka との共同研究に関する取りまとめをサポートしていただきました。皆様のサポートがなければ、ドイツでの研究を行うことができませんでした。ここに感謝の意を表します。

博士後期課程と先進解析研究グループマネージャとの両立をサポートしていただいた、日本精工株式会社技術開発本部コア技術研究開発センター第3研究開発室室長 柴崎健一氏、同センターエグゼクティブチーフエンジニア 大嶋俊一氏に感謝いたします。また、本務で忙しい中、本論文の第3章で示した FEM の計算を実行していただいた、同センター第3研究開発室振動・音響研究グループ副主務 村上賢吾氏に感謝いたします。本論文におい



て非常に重要な結果を得ることができました。また、同研究開発室先進解析研究グループの皆様へ感謝いたします。皆様のサポートのおかげで博士後期課程との両立を行うことができました。

今まで育ててくれた父・壽，母・静子，兄・晃一朗に感謝します。最後に，いつどんなときでも支えてくれた妻・弘恵に深く感謝します。

2021年1月

鎌倉市の自宅にて

佐藤佳宏朗