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)

佐藤 佳宏朗^{*1}, 岩附 信行^{*2}

Estimation of noise radiation including airborne noise using the in-situ blocked force approach (Proposal of an approximate method and its verification using a simple model)

Yoshihiro SATO^{*1} and Nobuyuki IWATSUKI^{*2}^{*1}Core Technology R&D Center, NSK Ltd.

1-5-50 Kugenuma Shinmei, Fujisawa-shi, Kanagawa 251-8501, Japan

^{*2}Department of Mechanical Engineering, Tokyo Institute of Technology

2-12-1 Ookayama, Meguro-ku, Tokyo 152-8552, Japan

Received: 28 January 2018; Revised: 19 April 2018; Accepted: 13 August 2018

Abstract

This paper proposes a methodology for estimating airborne noise from a mechanical system under the operational conditions by component tests of a certain active subsystem which is a part of the mechanical system and includes all of vibration sources in the mechanical system. The mechanical system consists of the active and passive subsystems, and supporting structure of the active subsystem is different from that under the component test conditions. Hence airborne noise from the active system under these two conditions are different from each other. Therefore the in-situ blocked force approach is expected to estimate airborne noise under the operational conditions by the component tests, because blocked force is a specific characteristic of the active subsystem and independent from its supporting structure. However it is reported that the in-situ blocked force approach is suitable for estimating structure borne noise and cannot be applied to airborne noise, it has been found that the in-situ blocked force approach can be approximately applied to airborne noise in resonant frequency of the mechanical system. This paper describes theoretical derivation of the approximation error caused by applying the in-situ blocked force approach to airborne noise. Furthermore, the error is evaluated by means of a 3-DOF simple model.

Keywords : Blocked force, In-situ blocked force approach, TPA, Airborne noise, Vibro-acoustic FRF

1. 緒 言

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

サブシステムが機械システムに組み込まれた際に発生する振動騒音を推定する手段の1つとして、伝達経路解析 (Transfer Path Analysis, 以下 TPA) (Auweraer et al., 2007) が挙げられる。TPA による機械システムの振動騒音の推定では、まず図 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、加振源が含まれるサブシステム (以下、加振源システム) から放射される音 (以下、空気伝ば音) の音源を点音源と仮定し、その位置で音響加振してターゲットまでの音響伝達関数 h_{air} [Pa/(m³/s)] (Acoustic Frequency Response Function, 図 1 (a) 中 Acoustic FRF) を測定する。なお図 1 (a) では、加振源システムが結合されるサブシステム (以下、受動システム) から切り離された状態を図示しているが、音響伝達関数の測定時は結合させたま

No.18-00049 [DOI:10.1299/transjsme.18-00049], J-STAGE Advance Publication date : 27 August, 2018

^{*1} 正員, 日本精工 (株) 技術開発本部 コア技術研究開発センター (〒251-8501 神奈川県藤沢市鶴沼神明 1-5-50)^{*2} 正員, フェロー, 東京工業大学 工学院機械系 (〒152-8552 東京都目黒区大岡山 2-12-1)

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

まとし、また1つの点音源を図示しているが、複数の点音源を仮定しても良い。次に、受動システムから加振源システムを切り離し、加振源システムとの結合部（以下、結合部）をインパルスハンマやシェイカで加振し、加振源システムから受動システムに伝達される力（以下、伝達力）により、受動システムから放射される音（以下、固体伝ば音）のターゲットまでの音響感度関数 g_{str} [Pa/N]（図1(a)中 Vibro-acoustic FRF）を測定する。次に図1(b)に示すように、開発中の加振源システムの単体試験において、図1(a)と同様な方法で加振して各々の加振点近傍における複数の参照点で振動加速度と音圧を計測し、それぞれからイナータンス I_r [(m/s²)/N] と音響伝達関数 H_r [Pa/(m³/s)] を求める。なお、ここでは開発中の加振源システムから発生する振動騒音を推定するために図1(a)と図1(b)で手順を分けたが、既存の機械システムにおいて振動騒音を評価することが目的の場合は、図1(a)と図1(b)を同時に実施できる。次に図1(c)に示すように、開発中の加振源システムと試験用の受動システムを結合し、加振源システムを稼動させて各々の参照点で振動加速度 a_r [m/s²] と音圧 p_r [Pa] を計測し、図1(b)で測定した伝達関数を用いて逆行列法（Martens and Wyckaert, 1998）等により、試験用の受動システムへの伝達力 f_t [N] と加振源システム音源の体積速度 q_a [m³/s] を同定する。なお上記の添字 r は、 f_t や q_a を同定するための参照であることを示す。次に図1(d)に示すように、図1(a)で測定した音響感度関数 g_{str} と図1(c)で同定した伝達力 f_t を乗じて固体伝ば音による音圧 p_{t_str} を求め、また図1(a)で測定した音響伝達関数 h_{air} と図1(c)で同定した体積速度 q_a を乗じて空気伝ば音による音圧 p_{t_air} を求め、これらの和を取ることで、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におけるターゲット音圧 p_t を求めることができる。

以上のように、TPAを用いて実稼動状態における機械システムの振動や騒音レベルを加振源システムの単体試験から推定できるが、この方法を実際に適用する際には2つの課題がある。1つは、固体伝ば音の音響感度関数

Fig. 1 Procedure of estimating noise radiation from a developing mechanical system using conventional TPA.

や伝達力の同定に必要なイナータンスを測定する際、加振源システムと受動システムを切り離す必要があることである。この作業は手間がかかる上、加振源システム無しで受動システムが自立できない場合は代替の支持構造が必要となり振動特性が変わってしまう。もう1つは、加振源システムの単体試験と機械システム全体の実稼動状態とでは、加振源システムの支持構造が異なるため、両者の伝達力 $\mathbf{f}_t$ や体積速度 $\mathbf{q}_a$ も互いに異なることである。すなわち、振動や騒音レベルを理論的に正しく推定することができない。

前者の課題に対する対策として、実稼動伝達経路解析 (Operational Transfer Path Analysis, 以下 OTPA) (Auweraer et al., 2007) が挙げられる。OTPA では、まず図 2 (a) に示すように、実稼動状態の様々な条件で結合部の振動加速度 $\mathbf{a}_{c_n}$ [m/s²] や音源近傍の音圧 $\mathbf{p}_{a_n}$ [Pa] とターゲットの音圧 p_{t_n} [Pa] を計測し、結合部の振動加速度とターゲット音圧の伝達率 $\mathbf{t}_{str}$ [Pa/(m/s²)] や音源近傍の音圧とターゲット音圧の伝達率 $\mathbf{t}_{air}$ [Pa/Pa] を特異値分解などにより算出する。次に、図 2 (b) に示すように、開発中の加振源システムの単体試験において、結合部の振動加速度 $\mathbf{a}_c$ [m/s²] や音源近傍の音圧 $\mathbf{p}_a$ [Pa] を測定する。次に、図 1 (d) と同様に、図 2 (c) に示すように図 2 (a) で同定した伝達率 $\mathbf{t}_{str}$, $\mathbf{t}_{air}$ と図 2 (b) で測定した振動加速度 $\mathbf{a}_c$, 音圧 $\mathbf{p}_a$ をそれぞれ乗じて和を取ることで、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におけるターゲット音圧 p_t を求めることができる。このように OTPA では、加振源システムと受動システムの切り離しが不要である。しかし、加振源システムの単体試験と機械システム全体の実稼動状態とではそもそも振動挙動が異なるため、振動や騒音レベルを理論的に正しく推定することができない。すなわち OTPA では前者の課題を解決できるが、後者の課題を解決することはできない。

(a) Identifying transmissibility FRF after measuring the target sound pressure, airborne noise source sound pressures and vibration accelerations at the connections in various operational conditions.

(b) Measuring sound pressures of airborne noise and vibration accelerations of structure borne noise.

(c) Estimating sound pressure of the target using the results shown in the figure (a) and (b).

Fig. 2 Procedure of estimating noise radiation from a developing mechanical system using OTPA.

OTPA を用いて騒音レベルの推定を行った例 (Philippen and Sottek, 2011) はあるが, OTPA は, 振動や騒音レベル推定ではなく, 各伝達経路の寄与度を分析することに適している (Noumura and Yoshida, 2006) と言えるであろう。

そこで2つの課題を同時に解決する手段として, In-situ blocked force 法 (Elliott and Moorhouse, 2008, Moorhouse et al., 2009) によって Blocked force (Gardonio and Brennan, 2004) を求め, 求めた Blocked force を伝達力の代替として TPA を適用する手法が挙げられる。この手法は, In-situ TPA (Elliott et al., 2013) あるいは Component TPA (Klerk and Rixen, 2010, Seijs et al., 2016) と呼ばれる。Blocked force は, 稼動状態にある加振源システム単体を結合部で完全固定する際に発生する力であり, 加振源システム固有の値である。また, In-situ blocked force 法は, 加振源システムと受動システムを結合した状態 (In-situ) で Blocked force を求める手法である。すなわち, In-situ blocked force 法を用いることにより, 加振源システムの単体試験によって機械システム全体の実稼動状態における振動や騒音レベルを理論的に正しく推定できる。ところが, In-situ blocked force 法は固体伝ば音を対象とした方法であり, 求める騒音レベルに空気伝ば音が含まれる場合は適用できないとされている (Elliott et al., 2013, Klerk and Rixen, 2010)。しかしながら, Blocked force は加振源システムの単体試験機の構造に依存しない値であるため, 空気伝ば音が含まれる場合においても, 加振源システムの騒音レベルを評価する指標として最適と考えられる。

そこで本研究では, In-situ blocked force 法を用いた機械システムの騒音レベル推定において, 空気伝ば音を含む場合に生じる誤差を明らかにし, その誤差を低減する手法を考案することを目的とした。本稿では, まず In-situ blocked force 法およびこれを用いた固体伝ば音の推定プロセスについて述べる。次に In-situ blocked force 法を空気伝ば音に適用した際に生じる誤差を計算する一般式を導出し, 機械システムの固有振動数近傍ではこの誤差が小さいと考えられることを示す。さらに3自由度モデルを用いてこの誤差に相当するパラメータを定量的に評価し, 固有振動数近傍では In-situ blocked force 法を空気伝ば音の推定に利用できることを示す。

2. 記 号

下記記号の添字 x と y は, a , c , p のいずれかと入れ替え, それぞれ加振源システム, 結合部, 受動システムを示す。同様に添字 z は a , p のいずれかと入れ替える。また, 太字の小文字と大文字はそれぞれベクトルと行列を示し, 添字の *air*, *str*, *bl*, *fr*, *eq* はそれぞれ空気伝ば音, 固体伝ば音, 加振源システム単体を結合部で完全拘束する状態, 加振源システム単体を完全自由とする状態, 機械システムの結合部に等価加振力を与える状態を示す。

- $\mathbf{f}_s$: 加振源システム内部の加振力ベクトル [N].
- $\mathbf{f}_t$: 加振源システムから受動システムに伝達される伝達力ベクトル [N].
- $\mathbf{f}_{bl}$: 稼動する加振源システム単体の結合部を完全拘束する際の Blocked force ベクトル [N].
- $\mathbf{f}_{eq}$: $\mathbf{f}_{bl}$ と同値で, 外部より機械システムの結合部に与える等価加振力ベクトル [N].
- $\mathbf{v}_x$: 実稼動状態における x の振動速度ベクトル [m/s].
- $\mathbf{v}_{a_bl}$: 稼動する加振源システム単体の結合部を完全拘束した状態の振動速度ベクトル [m/s].
- $\mathbf{v}_{fr}$: 稼動する加振源システム単体の結合部を完全自由とした状態の結合部の振動速度ベクトル [m/s].
- $\mathbf{v}_{a_fr}$: 稼動する加振源システム単体の結合部を完全自由とした状態の振動速度ベクトル [m/s].
- $\mathbf{v}_{x_eq}$: 機械システムの結合部に等価加振力を与えた状態における x の振動速度ベクトル [m/s].
- $\mathbf{Z}_{xy}$: x を加振したときの y の応答の機械インピーダンス行列 [N/(m/s)].
- $\mathbf{Z}_{cc_z}$: z 単体において結合部を加振したときの結合部の応答の機械インピーダンス行列 [N/(m/s)].
- $\mathbf{g}_{str_eq}$: 機械システムの結合部からターゲットまでの固体伝ば音による音響感度関数ベクトル [Pa/N].
- $\mathbf{g}_{air_eq}$: 機械システムの結合部からターゲットまでの空気伝ば音による音響感度関数ベクトル [Pa/N].
- $\mathbf{I}_{r_eq}$: 機械システムの結合部から受動システム上の参照点までのイナータンス行列 [(m/s²)/N].
- s_a : 離散化した加振源システム表面の表面積ベクトル [m²].
- $\mathbf{h}_{air}$: 離散化した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ベクトル [Pa/(m³/s)].
- p_{t_str} : In-situ blocked force 法で推定した固体伝ば音によるターゲット音圧 [Pa].
- p_{t_air} : 空気伝ば音によるターゲット音圧 [Pa].
- $p_{t_air}^*$: In-situ blocked force 法で近似推定した空気伝ば音によるターゲット音圧 [Pa].
- p_t^* : In-situ blocked force 法で近似推定した空気伝ば音および固体伝ば音によるターゲット音圧 [Pa].

3. In-situ blocked force 法による固体伝ば音の推定方法

3・1 In-situ blocked force 法

まず本研究で用いる In-situ blocked force 法について説明する．なお In-situ blocked force 法は，Elliott らによってその理論が示された (Elliott and Moorhouse, 2008, Moorhouse et al., 2009) が，その後 Klerk らによって，より簡便な定式化 (Klerk and Rixen, 2010) が示された．そこで本章では，Klerk らによって示された定式化を用いる．

図 3 (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) に示す．式 (1) 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 (2) 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して，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，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．

$$[\mathbf{Z}] \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_a \\ \mathbf{v}_c \\ \mathbf{v}_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$[\mathbf{Z}] = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc_a} + \mathbf{Z}_{cc_p} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Fig. 3 Blocked force, the in-situ blocked force approach and free velocity.

ここで式 (1), (2) 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 (3) 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.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_c \\ \mathbf{v}_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

また図 3(c) 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 (4) となる. ここで式 (4) 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 (5) が得られる.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc-a} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{a-bl} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ -\mathbf{f}_{bl} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{f}_{bl} = -\mathbf{Z}_{ca} \mathbf{v}_{a-bl} = -\mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{f}_s \quad (5)$$

さらに図 3(b) は, 加振源システムを稼動させずに, Blocked force $\mathbf{f}_{bl}$ に相当する等価加振力 $\mathbf{f}_{eq}$ を結合部に与えた状態を示し, 式 (6) 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 (6) において加振源システムの振動速度 $\mathbf{v}_{a-eq}$ を消去し, さらに式 (5) を用いて $\mathbf{f}_{bl}$ を消去すると, 式 (7) が得られる. 式 (7) と式 (3) を比較すると, 式 (8) が導かれる. すなわち, 加振源システムを稼動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動状態における受動システムの振動挙動と同一となる. 従って式 (7) と式 (8) より, 加振源システムを稼動しない状態で結合部を加振することによって機械システムの機械インピーダンスを求め, 実稼動状態で結合部及び受動システムの振動速度を測定することにより, 間接的に Blocked force を求めることができる. 本研究では, この「加振源システムと受動システムを分解しない実稼動状態 (In-situ) で Blocked force を同定する方法」を In-situ blocked force 法と呼ぶ.

$$[\mathbf{Z}] \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{a-eq} \\ \mathbf{v}_{c-eq} \\ \mathbf{v}_{p-eq} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f}_{eq} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f}_{bl} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{c-eq} \\ \mathbf{v}_{p-eq} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_{bl} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{v}_c \\ \mathbf{v}_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{c-eq} \\ \mathbf{v}_{p-eq} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

ところで図 3(d) は, 結合部を完全自由として加振源システムを稼動させた状態を示す. この状態の結合部の振動速度 $\mathbf{v}_{fr}$ は Free velocity と呼ばれ, Blocked force $\mathbf{f}_{bl}$ と一対一の関係にあり, とともに加振源システム固有の値である (Gardonio and Brennan, 2004). 図 3(d) の状態においては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 (9) となり, 式 (9) から導かれる式 (10) と式 (5) より, Free velocity と Blocked force の関係式 (11) が得られる.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc-a} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{v}_{a-fr} \\ \mathbf{v}_{fr} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$(\mathbf{Z}_{cc-a} - \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{Z}_{ac}) \mathbf{v}_{fr} + \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{f}_s = \mathbf{0} \quad (10)$$

$$\mathbf{f}_{bl} = (\mathbf{Z}_{cc_a} - \mathbf{Z}_{ca} \mathbf{Z}_{aa}^{-1} \mathbf{Z}_{ac}) \mathbf{v}_{fr} \quad (11)$$

Free velocity は固体伝ば音に対する加振源システム単体の評価指標として先に実用的な測定方法が検討され (Wolde and Gadefelt, 1987), その一部は ISO9611 として規格化されている. また固体伝ば音の音響パワー自体は受動システムの特長にも依存するため, これも考慮した評価方法が提案されている (Moorhouse, 2001). 一方, Blocked force については, 図 3(c) のように直接的な方法で測定された例はある (Heo and Kim, 2015) が, 一般には測定が困難であるため規格化されていなかった. しかし, In-situ blocked force 法の登場により, 現在, その実用的な測定方法の規格化が ISO/CD 20270 にて審議されているようである (<https://www.iso.org/standard/67456.html>). なお In-situ blocked force 法では, 理論上は加振源システムの取り付け構造に依存せずに Blocked force を求められるが, 結合部を加振するときの位置や方向に敏感なだけでなくモーメントの影響も存在する (Elliott et al., 2012) ため, 実際には理想状態の計測は困難であり計測誤差を避けることができない. 加振源システムの単体試験においてその支持構造を実稼動状態と近い構造にすることにより, 計測誤差が軽減できるとの報告 (Lennström et al., 2016) もあるが, 理論的に正確な Blocked force を求めることは困難であるため, In-situ blocked force 法は, 従来から用いられている仮想加振力を用いた方法 (Janssens and Verheij, 1999) の 1 つと考えることもできるであろう.

3・2 In-situ blocked force 法による固体伝ば音の推定プロセス

前述のように, In-situ blocked force 法で求める Blocked force は, 実際には計測誤差が含まれるものの, 理論上は加振源システムの支持構造に依存しないため, 加振源システムの単体試験で求めた値と機械システムの実稼動状態で求めた値は同一となる. この関係を利用して, 加振源システムの単体試験から機械システムの実稼動状態における固体伝ば音を推定することが可能となる. 以下の①から④は, In-situ blocked force 法による固体伝ば音の推定プロセスを示す.

- ① 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動させない状態で結合部を加振して受動システムから放射される固体伝ば音によるターゲットの音圧を計測し, その音響感度関数 $\mathbf{g}_{str_eq}$ [Pa/N] を測定する. 図 1 (a) では加振源システムと受動システムを切り離し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 $\mathbf{g}_{str}$ を測定したが, ここ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 $\mathbf{g}_{str_eq}$ を測定する.
- ② 開発中の加振源システムの単体試験機において, ①と同様な方法で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/s²] を計測し, 加振点から参照点までのイナータンス $\mathbf{I}_{r_eq}$ [(m/s²)/N] を測定する. 図 1 (b) では加振源システムを切り離した状態で単体試験機の結合部を加振してイナータンス $\mathbf{I}_r$ を測定したが, ここでは加振源システムと単体試験機を結合した状態で結合部を加振することにより $\mathbf{I}_{r_eq}$ を測定する. なお, 前節の 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, 計測誤差を低減できる (Mas et al., 1994). すなわち, 計測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周波数可変のシェイカを用いた方が計測誤差を小さくでき (Hendricx, 1994), 通常, 振動加速度の測定と同様に 1 ヶ所につき直交 3 方向を加振する.
- ③ 図 1 (c) と同様に, 開発中の加振源システムを単体試験で稼動させ, ②で加振応答を測定した参照点の振動 $\mathbf{a}_r$ を測定し, ②で測定したイナータンス行列 $\mathbf{I}_{r_eq}$ を用いて逆行列法により等価加振力 $\mathbf{f}_{eq}$ を同定する. なお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. そこで逆行列における小さい特異値の逆数を零に置き換える手法 (Martens and Wyckaert, 1998, Thite and Thompson, 2003a) やチホノフの正則化により誤差を低減する手法 (Thite and Thompson, 2003b) が提案されている.

- ④ 図 1 (d) と同様に、各結合部において③で得た等価加振力 $\mathbf{f}_{eq}$ と①で得た伝達関数 $\mathbf{g}_{str_eq}$ の内積を取ることに
より、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における固体伝ば音によるターゲット
音圧 p_{t_str} を推定することができる。

上記の通り、In-situ blocked force 法による固体伝ば音の推定プロセスは図 1 に示す通常の TPA の場合と殆ど同一であり、異なる点は音響感度関数やイナータンスを測定する際に加振源システムと受動システムの切り離しが不要なことのみである。また、図 1 に示す通常の TPA の場合と同様に、開発中の加振源システムを対象としてこれに組合せる受動システムが存在していない状況を想定したため、推定する固体伝ば音には、既存の機械システムの音響感度関数を代替とすることによる誤差が含まれる。しかし、既存の加振源システムと受動システムを対象とする場合はこの誤差がなくなるため、理論的には完全に正しく固体伝ば音の推定が可能となる。すなわち、既存の機械システムにおいて振動騒音が問題となった場合、コストのかかる実稼動試験を行うことなく、加振源システムの単体試験により、実稼動時の固体伝ば音を理論的に正しく推定・評価することが可能となる。

4. In-situ blocked force 法による空気伝ば音の近似的推定手法の提案

前述のように、In-situ blocked force 法は固体伝ば音を対象とした方法であり、求める騒音レベルに空気伝ば音が含まれる場合は適用できないとされている。これは、図 3 (a) に示す実稼動状態と図 3 (b) に示す結合部に等価加振力を与えた状態は、受動システムにとっては等価であるが、加振源システムにとっては異なり、実稼動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は、等価加振力 $\mathbf{f}_{eq}$ を結合部与えた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とは異なるためである。すなわち、式 (8) に示すように $\mathbf{v}_c$, $\mathbf{v}_p$ は $\mathbf{v}_{c_eq}$, $\mathbf{v}_{p_eq}$ とそれぞれ一致するが、式 (1) における $\mathbf{v}_a$ と式 (6) における $\mathbf{v}_{a_eq}$ は一致しないためである。そこで $\mathbf{v}_a$ と $\mathbf{v}_{a_eq}$ を比較すべく、式 (1) と式 (6) をそれぞれ変形すると、式 (12) と式 (13) が得られる。さらに式 (12) と式 (13) 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 (14) のように $\mathbf{v}_a$ と $\mathbf{v}_{a_eq}$ の差が得られる。In-situ blocked force 法が空気伝ば音に適用できないとされるのは、式 (14) 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 $\det(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc}) \neq 0$ で逆行列 $\mathbf{Z}_{pp}^{-1}$ と $(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc})^{-1}$ は存在すると仮定した。

$$\left[\mathbf{Z}_{aa} - \mathbf{Z}_{ac}(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc})^{-1}\mathbf{Z}_{ca} \right] \mathbf{v}_a = \mathbf{f}_s \quad (12)$$

$$\left[\mathbf{Z}_{aa} - \mathbf{Z}_{ac}(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc})^{-1}\mathbf{Z}_{ca} \right] \mathbf{v}_{a_eq} = \mathbf{Z}_{ac}(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc})^{-1}\mathbf{Z}_{ca}\mathbf{Z}_{aa}^{-1}\mathbf{f}_s \quad (13)$$

$$\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a_eq} = \mathbf{Z}_{aa}^{-1}\mathbf{f}_s \quad (14)$$

ところで、図 3 (b) に示す結合部に等価加振力を与えた状態と図 3 (a) に示す実稼動状態の 2 つの状態において、機械システムの固有振動数は同じであり、固有振動数においては $\mathbf{v}_a$ と $\mathbf{v}_{a_eq}$ はいずれもその値が大きくなる。しかし、式 (14) の右辺は固有振動数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においては、 $\mathbf{v}_{a_eq}$ は $\mathbf{v}_a$ と近似的に等しく、In-situ blocked force 法を空気伝ば音に適用できると考えられる。また一般に機械システムの振動や騒音レベルは固有振動数の成分が支配的であり、特に物体間の衝突による自由振動の場合は固有振動数の成分のみとなる。そこで本研究では、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 (2) 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、区分行列の行列式として $\det(\mathbf{Z}_{pp}) \neq 0$ および $\det(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp}\mathbf{Z}_{pp}^{-1}\mathbf{Z}_{pc}) \neq 0$ の条件下で、式 (15) のように表すことができる。従って不減衰の場合における機械システムの特性格方程式は式 (16) であり、式 (16) と式 (12)、式 (13) 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。

$$\det \mathbf{Z} = \det \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{aa} & \mathbf{Z}_{ac} & \mathbf{0} \\ \mathbf{Z}_{ca} & \mathbf{Z}_{cc} & \mathbf{Z}_{cp} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_{pc} & \mathbf{Z}_{pp} \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$= \det \mathbf{Z}_{pp} \cdot \det(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc}) \cdot \det[\mathbf{Z}_{aa} - \mathbf{Z}_{ac}(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc})^{-1} \mathbf{Z}_{ca}]$$

$$\det[\mathbf{Z}_{aa} - \mathbf{Z}_{ac}(\mathbf{Z}_{cc} - \mathbf{Z}_{cp} \mathbf{Z}_{pp}^{-1} \mathbf{Z}_{pc})^{-1} \mathbf{Z}_{ca}] = 0 \quad (16)$$

図4は、In-situ blocked force 法により固体伝ば音と空気伝ば音の両方を含む騒音レベルを予測するプロセスを示している。図中の (a) から (d) は、それぞれ前章で述べた In-situ blocked force 法による固体伝ば音の推定プロセスの①から④に相当し、実は実施することが同一となる。異なるのは、図4(a)において空気伝ば音の音響感度関数 $\mathbf{g}_{air_eq}$ を考慮しているか否かである。しかし、前章で述べた固体伝ば音の推定プロセス①においても、加振源システムと受動システムは結合しているため、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固体伝ば音の $\mathbf{g}_{str_eq}$ だけでなく、空気伝ば音の $\mathbf{g}_{air_eq}$ も必ず含まれている。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 (Elliott et al., 2013) が、前述の検討により、その誤差は小さいと考えられる。

このように、空気伝ば音を含む場合にも In-situ blocked force 法により近似的に騒音レベルの推定が可能と考えられるが、この近似誤差を補正することも可能である。そこで次にその補正方法について述べる。

Fig. 4 Procedure of estimating noise radiation from a developing mechanical system using the in-situ blocked force approach.

まず、騒音レベルの近似誤差は式 (14) で表される $\mathbf{v}_a$ と $\mathbf{v}_{a_eq}$ の差に起因するが、式 (14) は、式 (5) において $\det(\mathbf{Z}_{ca}) \neq 0$ で逆行列 $\mathbf{Z}_{ca}^{-1}$ は存在すると仮定して、式 (17) のように変形できる。また、式 (4) の 1 行目を用いて式 (18) のように変形できる。次に、In-situ blocked force 法による近似誤差を含まないターゲットの音圧 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 (19) のように表せる。 p_{t_str} は In-situ blocked force 法における等価加振力 $\mathbf{f}_{eq}$ と音響感度関数 $\mathbf{g}_{str_eq}$ を用いて式 (20) のように表せ、また p_{t_air} は加振源システムの各自由度における表面積 $\mathbf{s}_a$ と各表面からターゲットまでの音響伝達関数 $\mathbf{h}_{air}$ を用いて式 (21) のように $\mathbf{v}_a$ と $\mathbf{v}_{a_eq}$ の差を含む形に変形できる。ここで、 $\circ$ はベクトルの各要素同士を掛合わせるアダマール積を表し、 $\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_a$ は加振源システムが放射する体積速度ベクトルを示す。式 (21) の右辺第 1 項は、図 3(b) に示すように、等価加振力 $\mathbf{f}_{eq}$ を結合部に与えた状態において加振源システムが $\mathbf{v}_{a_eq}$ で振動していることを示すため、図 5 に示す音響伝達関数 $\mathbf{h}_{air}$ と音響感度関数 $\mathbf{g}_{air_eq}$ の関係から、式 (22) のように変形できる。すなわち、式 (22) は In-situ blocked force 法により近似的に推定した空気伝ば音によるターゲットの音圧を示す。次に、式 (17), (18), (20), (21), (22) を用いて式 (19) を変形すると式 (23) が得られる。式 (23) 2 行目の中辺または右辺の第 1 項が 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を含む項であり、第 2 項 (以下、補正項) でその近似誤差を補正できることを意味する。

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 6(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 $\mathbf{h}_{air}$ を求める。次に図 6(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 $\mathbf{I}_{ca}$ を測定し、機械インピーダンス行列 $\mathbf{Z}_{ca}$ に変換して等価加振力 $\mathbf{f}_{eq}$ を乗じることで補正項を求められる。または図 3(c) に示すように、加振源システム単体で測定した離散化表面の速度 $\mathbf{v}_{a_bl}$ によっても補正項を求められる。

このように、補正項を求める場合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放射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 (Goossens et al., 1999) 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には非常に手間がかかる。そこで本研究では、上記の補正は行わず、式 (24) 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。

$$\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a_eq} = -\mathbf{Z}_{ca}^{-1} \mathbf{f}_{bl} = -\mathbf{Z}_{ca}^{-1} \mathbf{f}_{eq} \quad (17)$$

$$\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a_eq} = \mathbf{v}_{a_bl} \quad (18)$$

$$p_t = p_{t_str} + p_{t_air} \quad (19)$$

$$p_{t_str} = \mathbf{g}_{str_eq} \mathbf{f}_{eq} \quad (20)$$

$$p_{t_air} = \mathbf{h}_a (\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_a) = \mathbf{h}_a (\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_{a_eq}) + \mathbf{h}_a [\mathbf{s}_a \circ (\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a_eq})] \quad (21)$$

$$\mathbf{h}_a (\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_{a_eq}) = \mathbf{g}_{air_eq} \mathbf{f}_{eq} = p_{t_air}^* \quad (22)$$

$$\begin{aligned} p_t &= \mathbf{g}_{str_eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{g}_{air_eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{h}_a [\mathbf{s}_a \circ (\mathbf{v}_a - \mathbf{v}_{a_eq})] \\ &= \mathbf{g}_{eq} \mathbf{f}_{eq} - \mathbf{h}_a [\mathbf{s}_a \circ (\mathbf{Z}_{ca}^{-1} \mathbf{f}_{eq})] = \mathbf{g}_{eq} \mathbf{f}_{eq} + \mathbf{h}_a [\mathbf{s}_a \circ \mathbf{v}_{a_bl}] \end{aligned} \quad (23)$$

$$p_t^* = p_{t_str} + p_{t_air}^* = \mathbf{g}_{eq} \mathbf{f}_{eq} \quad (24)$$

Fig. 5 Transfer functions among equivalent force, vibration velocity and sound pressure.

Fig. 6 Measuring transfer functions for estimating airborne noise by the in-situ blocked force approach.

5. 3自由度モデルによる本手法の検証

5・1 3自由度モデル

本章では、3自由度モデルを用いて、前章で提案した In-situ blocked force 法による空気伝ば音推定の近似誤差を検証する。図7は機械システムの実稼動状態を表す3自由度モデルであり、添字 a で示す1自由度モデルの加振源システムが添字 c と p で示す2自由度モデルの受動システムに結合されている状態を示す。加振源システムの質点 m_a に加振力 f_s が作用しており、この状態における運動方程式は式(25)となる。特解を用いてこの運動方程式を解くと式(26)になる。式中の $[K]$ は、機械システムの動剛性行列であり式(27)で表される。

Fig. 7 3-DOF model of a mechanical system under the operational condition.

$$\left. \begin{aligned} m_a \ddot{x}_a + c_a (\dot{x}_a - \dot{x}_c) + k_a (x_a - x_c) &= f_s = F_s e^{i\omega t} \\ m_c \ddot{x}_c + c_a (\dot{x}_c - \dot{x}_a) + c_c (\dot{x}_c - \dot{x}_p) + k_a (x_c - x_a) + k_c (x_c - x_p) &= 0 \\ m_p \ddot{x}_p + c_c (\dot{x}_p - \dot{x}_c) + k_c (x_p - x_c) + c_p \dot{x}_p + k_p x_p &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

$$\begin{Bmatrix} X_a \\ X_c \\ X_p \end{Bmatrix} = [K]^{-1} \begin{Bmatrix} F_s \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (26)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} -\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a & -i\omega c_a - k_a & 0 \\ -i\omega c_a - k_a & -\omega^2 m_c + i\omega(c_a + c_c) + k_a + k_c & -i\omega c_c - k_c \\ 0 & -i\omega c_c - k_c & -\omega^2 m_p + i\omega(c_c + c_p) + k_c + k_p \end{bmatrix} \quad (27)$$

次に、加振源システムの結合部を完全固定した状態（以下、固定状態）の1自由度モデルを図8に示す。 f_{bl} はBlocked forceであり、結合部を完全固定する際に固定部に与える力である。この状態における運動方程式は式(28)となり、特解を用いて変位 x_{a_bl} を消去すると、加振力 f_s とBlocked force f_{bl} の関係式である式(29)が導かれる。さらに図9は機械システムの結合部に等価加振力を与えた状態（以下、等価状態）を示し、この状態における運動方程式は式(30)となる。なお動剛性行列 $[K]$ の行列式と逆行列ならびに式(26)と式(30)の展開式は付録に示す。式(23)に示す通り、In-situ blocked force法による空気伝ば音推定の近似誤差は、等価状態と実稼動状態の加振源システムの振動速度差に比例し、この3自由度モデルでは ωX_a と ωX_{a_eq} の差に相当する。そこで本章で

$$m_a \ddot{x}_{a_bl} + c_a \dot{x}_{a_bl} + k_a x_{a_bl} = f_s = F_s e^{i\omega t}, \quad f_{bl} = c_a \dot{x}_{a_bl} + k_a x_{a_bl} \quad (28)$$

$$f_{bl} = \frac{i\omega c_a + k_a}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} F_s e^{i\omega t} = F_{bl} e^{i\omega t} \quad (29)$$

$$\begin{Bmatrix} X_{a_eq} \\ X_{c_eq} \\ X_{p_eq} \end{Bmatrix} = [K]^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ F_{eq} \\ 0 \end{Bmatrix} = [K]^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ F_{bl} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (30)$$

Fig. 8 1-DOF model of the active subsystem.

Fig. 9 3-DOF model of a mechanical system under the condition that equivalent force is applied.

は、モビリティ $\omega X_a/F_s$, $\omega X_{a,eq}/F_s$ を比較することにより、本手法の近似誤差を定量的に検証した結果について述べる。なお付録に示す式より、固有振動数近傍においては、 $X_a \doteq X_{a,eq}$ となり、加振源システムにとっても実稼動状態と結合部に等価加振力を与えた状態は近似的に等しくなることが分かる。

5・2 周波数応答関数の比較による検討

表 1 に示す 2 つの条件で、図 7 の実稼動状態における x_a 、図 9 の等価状態における $x_{a,eq}$ および図 8 の固定状態における $x_{a,bl}$ のモビリティを計算した結果を図 10 と図 11 に示す。なお両図における縦軸の dB 基準は 1×10^{-5} [m/s] とした。また 1 次のモード減衰比 ζ_1 は 0.01 に固定し、比例粘性減衰として 2 次および 3 次のモード減衰比と減衰係数を与えた。また以下、実稼動状態と等価状態を合わせて結合状態と称す。

図 10 において等価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、等価状態と実稼動状態のレベルがほぼ等しく、In-situ blocked force 法を用いた固体伝ば音の推定と同様なプロセスで空気伝ば音の推定ができると言える。しかし、等価状態には 800Hz 付近にピークがあるが実稼動状態にはこのピ

Table 1 System parameters of 3 DOF model.

	Case 1	Case 2
Mass of active subsystem m_a [kg]	2	0.04
Mass of passive subsystem at connection side m_c [kg]	2	2
Mass of passive subsystem at the other side m_p [kg]	2	2
Stiffness of active subsystem k_a [N/m]	5×10^7	0.1×10^7
Stiffness of passive subsystem at connection side k_c [N/m]	5×10^7	5×10^7
Stiffness of passive subsystem at the other side k_p [N/m]	5×10^7	5×10^7
Undamped eigenfrequency of active subsystem Ω [Hz]	796	796
1st undamped eigenfrequency of total system Ω_1 [Hz]	354	476
2nd undamped eigenfrequency of total system Ω_2 [Hz]	992	804
3rd undamped eigenfrequency of total system Ω_3 [Hz]	1433	1288
1st modal damping ratio ζ_1	0.01	0.01
2nd modal damping ratio ζ_2	0.0069	0.0062
3rd modal damping ratio ζ_3	0.0025	0.0038
Damping coefficient of active subsystem c_a [N/(m/s)]	111	2.47
Damping coefficient of passive subsystem at connection side c_c [N/(m/s)]	111	123
Damping coefficient of passive subsystem at fixed side c_p [N/(m/s)]	111	123

Fig. 10 Mobility in each condition of Case 1.

Fig. 11 Mobility in each condition of Case 2.

ークがなく, このピーク近傍では等価状態はむしろ固定状態と等しい. すなわち等価状態におけるこのピークは, 固定状態の固有振動数であり, 式 (29) に示す **Blocked force** に含まれるピークである. また, 前述の式 (5) または式 (14) の右辺により, $\det(\mathbf{Z}_{aa}) \neq 0$ 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, 等価状態と実稼動状態の誤差が大きくなることが理解できる.

図 11 は, 図 10 の条件に対し加振源システムの質量 m_a および剛性 k_a を 0.02 倍した条件の計算結果を示す. この条件では, 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, 固定状態と結合状態の固有振動数の 2 次の固有振動数を概ね一致させた. これにより図 11 では, 図 10 のような等価状態と実稼動状態におけるピーク有無の差異がなくなっている. すなわち固定状態と結合状態の固有振動数が重なる場合は, 等価状態は実稼動状態と等しくなると考えられる. 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.

次に Case 1 に対する m_a と k_a の倍率を 0.01 倍から 1 倍まで変化させ, また 1 次のモード減衰比 ζ_1 を 0.001 から 0.3 まで変化させて, 等価状態と実稼動状態のモビリティを計算した. 式 (31) に示すように, 実稼動状態の OA 値に対する 1 次, 2 次および 3 次のピークにおける誤差の比の等高線グラフを図 12 から図 14 に示す. なお, それぞれの図中に, 図 10 の Case 1 と図 11 の Case 2 の条件を図示した. 図 12 から図 14 に示す通りそれぞれのピーク値の誤差は実稼動状態の OA 値と比べて小さいため, 前述の通り共振点近傍においては, 等価状態は実稼動状態と等しいと言える. 一方, 図 15 は, 式 (32) に示すように実稼動状態に対する等価状態の OA 値の誤差の比の等高線グラフに示すが, ピーク値に比べ全般的に誤差が大きい. これは, 図 10 に示す Case 1 の条件のように,

Fig. 12 Approximation error of 1st peak level in equivalent condition to operational condition [%].

Fig. 13 Approximation error of 2nd peak level in equivalent condition to operational condition [%].

Fig. 14 Approximation error of 3rd peak level in equivalent condition to operational condition [%].

Fig. 15 Approximation error of overall value in equivalent condition to operational condition [%].

等価状態では **Blocked force** に含まれるピークの有無による差が大きいためである。前述のように、このピークは等価加振力を同定する際に用いる逆行列法において、式 (5) または式 (14) の右辺において $\det(\mathbf{Z}_{aa}) \neq 0$ となる場合において大きくなる誤差である。逆行列法において条件数が大きくなる場合の誤差については、小さい特異値の逆数を零に置き換える方法があることを述べたが、同様な手法で誤差を低減できる余地があると考えられる。なお、図 15 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。

$$\text{Approximation error rate of peak value} = \frac{(\text{Peak value in equivalent condition}) - (\text{Peak value in operational condition})}{(\text{Overall value in operational condition})} \times 100 \quad (31)$$

$$\text{Approximation error rate of Overall value} = \frac{(\text{Overall in equivalent condition}) - (\text{Overall in operational condition})}{(\text{Overall value in operational condition})} \times 100 \quad (32)$$

6. 結 言

本報では、In-situ blocked force 法を用いた機械システムの騒音レベル推定において、空気伝ば音を含む場合に生じる誤差について検討し、以下の結果を得た。この誤差の低減手法については、続報にて検討予定である。

- (1) 固体伝ば音を推定する手法である In-situ blocked force 法を空気伝ば音の推定に拡張し、その際に必要となる補正項の一般式を示した。
- (2) 機械システムの固有振動数においては、上記の補正項は小さく、近似的に In-situ blocked force 法をそのまま空気伝ば音の推定に適用できることを一般式で示した。
- (3) 3 自由度モデルの計算によって、固有振動数近傍では In-situ blocked force 法による空気伝ば音の推定誤差に相当する値が小さくなることを示し、高次の多自由度モデルへの適用可能性を示唆した。

謝 辞

本研究における数式展開においては、中央大学理工学部数学科 佐藤周友 教授にご指導頂いた。ここに記して謝意を表す。

References

- Auwerker, H.V., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A., Janssens, K. and Ponseele, P.V., Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: the role of fast, hybrid and operational path analysis, SAE Technical paper, 2007-01-2352 (2007).
- Elliott, A.S. and Moorhouse, A.T., Characterisation of structure borne sound sources from measurement in-situ, Proceedings of Acoustics 2008 Paris (2008), pp.1477-1482.
- Elliott, A.S., 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.
- Elliott, A.S., Moorhouse, A.T., Huntley, T. and Tate, S., In-situ source path contribution analysis of structure borne road noise, Journal of Sound and Vibration, Vol.332 (2013), pp.6276-6295.
- Gardonio, P. and Brennan, M.J., Mobility and impedance methods in structural dynamics, ISBN 0-415-23729-7, Advanced application in acoustics, noise and vibration (2004), pp.389-447.
- 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).
- Hendricx, I.W., Accurate vehicle FRF measurements for indirect force determination based upon matrix inversion, Proceedings of ISMA19 (1994), pp.1037-1048.
- 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.

- Janssens, M.H.A. and Verheij, J.W., The use of an equivalent forces methods for the experimental quantification of structural sound transmission, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.226, No.2 (1999), pp.305-328.
- Klerk, D. and Rixen, D.J., Component transfer path analysis method with compensation for test bench dynamics, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.24 (2010), pp.1693-1710.
- Lennström, D., Olsson, M., Wullens, F. and Nykänen, A., Validation of the blocked force method for various boundary conditions for automotive source characterization, *Applied Acoustics*, Vol.102 (2016), pp.108-119.
- Martens, T. and Wyckaert, K., Matrix inversion technology for vibro-acoustic modeling applications: Practical examples of measurement noise reduction by SVD, *Proceedings of ISMA 23* (1998), 7pp.
- Mas, P., Sas, P. and Wyckaert, K., Indirect force identification based upon impedance matrix inversion: A study on statistical and deterministical accuracy, *Proceedings of ISMA19* (1994), pp.1049-1065.
- Moorhouse, A.T., On the characteristic power of structure-borne sound sources, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.248, No.3 (2001), pp.441-459.
- 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.
- Noumura, K. and Yoshida, J., Method of transfer path analysis for vehicle interior sound with no excitation experiment, *Proceedings of FISITA* (2006), F2006D183, 10pp.
- Philippen, B. and Sottek, R., OPA vs. TPA – comparison of transfer path analysis methods, *Proceedings of Aachen Acoustic Colloquium* (2011), pp.167-180 (in German).
- 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.
- 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 (2003a), pp.411-431.
- 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 (2003b), pp.433-451.
- 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.

付 録

式 (27) の動剛性行列 $[K]$ の行列式を式 (付 1) に、逆行列を式 (付 2) に示す。また、式 (付 2) を式 (26) および式 (30) に代入し、実稼動状態における機械システムの変位振幅 X_a , X_c , X_p と等価状態における機械システムの変位振幅 $X_{a,eq}$, $X_{c,eq}$, $X_{p,eq}$ を求めた結果をそれぞれ (付 3) と (付 4) に示す。なお (付 4) では、式 (29) を用いて Blocked force の振幅 F_{bl} を消去し加振力の振幅 F_s で表した結果も示した。式 (付 3) と式 (付 4) を比較すると、 X_c , X_p と $X_{c,eq}$, $X_{p,eq}$ は同一であり、受動システムにとって等価状態は実稼動状態と等しいことが分かる。一方、 X_a と $X_{a,eq}$ の比をとり、式を整理した結果を式 (付 5) に示す。式 (付 5) に示すように、分母の一部は式 (付 1) の $\det[K]$ と一致し、 $\det[K] \neq 0$ のとき $X_a/X_{a,eq} \neq 1$ すなわち $X_a \neq X_{a,eq}$ となるため、機械システムの固有振動数においては、加振源システムにとっても等価状態は実稼動状態と近似的に等しくなることが分かる。

$$\begin{aligned}
 \det[K] = & -\omega^6 m_a m_c m_p \\
 & + i\omega^5 [m_a m_p (c_a + c_c) + m_c (m_a c_c + m_a c_p + m_p c_a)] \\
 & + \omega^4 \left[(m_a + m_c + m_p) c_a c_c + (m_a c_a + m_c c_a + m_a c_c) c_p + m_a m_c (k_c + k_p) + m_p (m_a + m_c) k_a \right. \\
 & \quad \left. + m_a m_p k_c \right] \\
 & - i\omega^3 [(m_a + m_c + m_p) (k_a c_c + k_c c_a) + (m_a + m_c) (k_a c_p + k_p c_a) + m_a (k_c c_p + k_p c_c) + c_a c_c c_p] \\
 & - \omega^2 [(m_a + m_c + m_p) k_a k_c + (m_a k_a + m_a k_c + m_c k_a) k_p + (k_a c_c + k_c c_a) c_p + k_p c_a c_c] \\
 & + i\omega [k_a k_c c_p + k_c k_p c_a + k_p k_a c_c] \\
 & + k_a k_c k_p
 \end{aligned} \tag{付 1}$$

$$[K]^{-1} = \frac{1}{\det[K]} \cdot \left[\begin{array}{ccc} \omega^4 m_c m_p - i\omega^3 \left[\begin{array}{c} m_c(c_c + c_p) \\ + m_p(c_a + c_c) \end{array} \right] & -i\omega^3 m_p c_a & -\omega^2 c_a c_c \\ -\omega^2 \left[\begin{array}{c} m_c(k_c + k_p) \\ + m_p(k_a + k_c) \\ + c_a c_c + c_c c_p + c_p c_a \end{array} \right] & -\omega^2 \left[\begin{array}{c} m_p k_a + c_a(c_c + c_p) \\ + i\omega \left[\begin{array}{c} (k_c + k_p)c_a \\ + k_a(c_c + c_p) \end{array} \right] \\ + k_a(k_c + k_p) \end{array} \right] & -\omega^2 c_a c_c \\ + i\omega \left[\begin{array}{c} k_a(c_c + c_p) \\ + k_c(c_p + c_a) \\ + k_p(c_a + c_c) \end{array} \right] & + i\omega \left[\begin{array}{c} (k_c + k_p)c_a \\ + k_a(c_c + c_p) \end{array} \right] & + i\omega(k_a c_c + k_c c_a) \\ + k_a k_c + k_c k_p + k_p k_a & & + k_a k_c \end{array} \right] \quad (付 2)$$

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

$$X_c = \frac{F_s}{\det[K]} (i\omega c_a + k_a) \left[-\omega^2 m_p + i\omega(c_c + c_p) + k_c + k_p \right]$$

$$X_p = \frac{F_s}{\det[K]} (i\omega c_a + k_a)(i\omega c_c + k_c)$$

$$\begin{aligned}
X_{a-eq} &= \frac{F_{bl}}{\det[K]} \left\{ \begin{aligned} &-i\omega^3 m_p c_a - \omega^2 [m_p k_a + c_a (c_c + c_p)] \\ &+ i\omega [(k_c + k_p) c_a + k_a (c_c + c_p)] + k_a (k_c + k_p) \end{aligned} \right\} \\
&= \frac{F_s}{\det[K]} \left\{ \begin{aligned} &-i\omega^3 m_p c_a - \omega^2 [m_p k_a + c_a (c_c + c_p)] \\ &+ i\omega [(k_c + k_p) c_a + k_a (c_c + c_p)] + k_a (k_c + k_p) \end{aligned} \right\} \cdot \left(\frac{i\omega c_a + k_a}{-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a} \right) \\
X_{c-eq} &= \frac{F_{bl}}{\det[K]} (-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a) [-\omega^2 m_p + i\omega (c_c + c_p) + k_c + k_p] \\
&= \frac{F_s}{\det[K]} (i\omega c_a + k_a) [-\omega^2 m_p + i\omega (c_c + c_p) + k_c + k_p] \\
X_{p-eq} &= \frac{F_{bl}}{\det[K]} (-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a) (i\omega c_c + k_c) \\
&= \frac{F_s}{\det[K]} (i\omega c_a + k_a) (i\omega c_c + k_c)
\end{aligned} \tag{付 4}$$

式 (付 3) の X_c , X_p と等しい.

$$\begin{aligned}
\frac{X_{a-eq}}{X_a} &= \frac{\left\{ \begin{aligned} &-i\omega^3 m_p c_a - \omega^2 [m_p k_a + c_a (c_c + c_p)] \\ &+ i\omega [(k_c + k_p) c_a + k_a (c_c + c_p)] + k_a (k_c + k_p) \end{aligned} \right\} (i\omega c_a + k_a)}{\left\{ \begin{aligned} &\omega^4 m_c m_p - i\omega^3 [m_c (c_c + c_p) + m_p (c_a + c_c)] \\ &- \omega^2 [m_c (k_c + k_p) + m_p (k_a + k_c) + c_a c_c + c_c c_p + c_p c_a] \\ &+ i\omega [k_a (c_c + c_p) + k_c (c_p + c_a) + k_p (c_a + c_c)] \\ &+ k_a k_c + k_c k_p + k_p k_a \end{aligned} \right\} (-\omega^2 m_a + i\omega c_a + k_a)} \\
&= \frac{\omega^4 m_p c_a^2 - i\omega^3 [2m_p k_a c_a + c_a^2 (c_c + c_p)] - \omega^2 [m_p k_a^2 + 2k_a (c_c + c_p) c_a + (k_c + k_p) c_a^2] \\ &\quad + i\omega [2k_a (k_c + k_p) c_a + k_a^2 (c_c + c_p)] + k_a^2 (k_c + k_p)}{-\omega^6 m_a m_c m_p} \\
&\quad + i\omega^5 [m_a m_p (c_a + c_c) + m_c (m_a c_c + m_a c_p + m_p c_a)] \\
&\quad + \omega^4 \left[(m_a + m_c + m_p) c_a c_c + (m_a c_a + m_c c_a + m_a c_c) c_p + m_a m_c (k_c + k_p) + m_p (m_a + m_c) k_a \right. \\
&\quad \left. + m_a m_p k_c \right] \\
&\quad - i\omega^3 [(m_a + m_c + m_p) (k_a c_c + k_c c_a) + (m_a + m_c) (k_a c_p + k_p c_a) + m_a (k_c c_p + k_p c_c) + c_a c_c c_p] \\
&\quad - \omega^2 [(m_a + m_c + m_p) k_a k_c + (m_a k_a + m_a k_c + m_c k_a) k_p + (k_a c_c + k_c c_a) c_p + k_p c_a c_c] \\
&\quad + i\omega [k_a k_c c_p + k_c k_p c_a + k_p k_a c_c] \\
&\quad + k_a k_c k_p \\
&\quad + \omega^4 m_p c_a^2 - i\omega^3 [2m_p k_a c_a + c_a^2 (c_c + c_p)] - \omega^2 [m_p k_a^2 + 2k_a (c_c + c_p) c_a + (k_c + k_p) c_a^2] \\
&\quad + i\omega [2k_a (k_c + k_p) c_a + k_a^2 (c_c + c_p)] + k_a^2 (k_c + k_p)
\end{aligned} \tag{付 5}$$

det[K] と等しい.

分子と等しい.