任意の接続角度を有するはりの面外振動の SEA モデルに及ぼす面内振動の影響*

黒田 勝彦^{*1}, 山崎 徹^{*1}, 鞍谷 文保^{*2}

Influence of In-Plane Vibration on SEA Model for Flexural Vibration on Beam-Like Structures with an Arbitrary Angle

Katsuhiko KURODA^{*3}, Toru YAMAZAKI and Fumiyasu KURATANI

^{*3} Department of Mechanical Engineering, Kanagawa University,
3-27-1 Rokkakubashi, Kanagawa-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 221-8686 Japan

In this paper, influence of in-plane vibration on building SEA model for flexural vibration on beam-like structures with an arbitrary angle is investigated. We develop the assessment method of the influence of in-plane vibration on the built SEA model for the flexural vibrations on the L-shaped plates. The method is useful to identify the frequency bands affected by the in-plane vibration and how the coupling loss factors are under- or over-estimated. The influence of in-plane vibration on beam structure is a simple compared to the ones of plate structure. A proposed method as mentioned above is effective for the structures composed of two beams connected in an arbitrary angle.

Key Words: Statistical Energy Analysis, In-Plane Vibration, Loss Factors, Vibration of Continuous System, Forced Vibration, Wave, Coupled Vibration

1. はじめに

統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis; 以下 SEA) ⁽¹⁾の構造モデルは, 一般に波動種ごとに考慮される。波動種には, 曲げ振動 (いわゆる面外振動) と縦振動とねじり振動及びせん断振動 (いわゆる面内振動) があり, 音への寄与の高い面外振動だけに着目した構造モデルを用いることが多い^{(2)~(8)}。一般に面内振動の固有振動数は面外振動のそれに比べ高く, 面内振動を無視すれば高周波数域において解析精度は悪くなる^{(9),(10)}。しかし, 面内振動も SEA モデルの要素として考慮すると要素数は多くなり, モデル構築に要する時間が増え, 解析結果の評価も煩雑になる傾向にある。そのため, 面外振動に着目した解析において, 面内振動を要素として考慮せずに, その影響だけを把握できることが望まれる。

以上の背景の下, 著者らは前報⁽¹¹⁾において, 有限長の直交接続した平板構造物 (二枚の平板を 90 度に接続した L 型構造物) に対して, 面外振動だけで構築した SEA モデルから, 面内振動を含んだ SEA モデルの

面外振動の結合損失率を推定する方法を提案した。その方法は, 面内振動の影響を, 各平板の要素単体の面内振動の固有振動数から把握し, さらに面外振動だけで構築した SEA モデルに, Cremer ら⁽¹²⁾が明らかにした波動のエネルギー反射率とエネルギー透過率, 及び Sablik ら⁽¹³⁾の提案した面内振動を考慮したときの面外振動の結合損失率の予測法を組み入れることで, 面内振動を含んだ SEA モデルの面外振動の結合損失率を推定することが可能となった。前報では, 直交接続した構造物のみを扱っているため, 任意の角度で接続した構造物や複雑な実際の構造物への提案した手法の有効性は, 更なる検討が必要である。

そこで本報では, 任意の接続角度を有する二本のはりで構成される構造物の面外振動の SEA モデルに含まれる面内振動の影響を明らかにすると共に, 前報と同様に面外振動要素だけで構築した SEA モデルから, 面内振動の影響を推定することを試みる。

はじめに, 面外振動要素に関する SEA モデルにおける面内振動の考慮の有無による特性の違いを調査する。次いで, その調査結果とはり要素単体の固有振動数, 半無限系の波動理論に基づくエネルギー伝搬特性⁽¹⁴⁾, さらに面外振動要素だけで構築した SEA モデルから, 面内振動の影響を推定する方法を検討する。

* 原稿受付 2009 年 10 月 13 日。

^{*1} 正員, 神奈川大学工学部 (☎ 221-8686 横浜市神奈川区六角橋 3-27-1)。

^{*2} 正員, 福井大学大学院工学研究科 (☎ 910-8507 福井市文京 3-9-1)。

E-mail: kurodk01@kanagawa-u.ac.jp

2. 基礎理論

2・1 SEA⁽¹⁾ SEA は対象系 (system) を要素 (subsystem) の集合体とみなし、要素間のパワー平衡に着目する。r 要素からなる系の SEA 基礎式は、

$$\mathbf{P} = \omega \mathbf{L} \mathbf{E} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\mathbf{L} = \begin{pmatrix} \eta_{1,1} + \sum_{i \neq 1}^r \eta_{1,i} & -\eta_{2,1} & \cdots & -\eta_{r,1} \\ -\eta_{1,2} & \eta_{2,2} + \sum_{i \neq 2}^r \eta_{2,i} & \cdots & -\eta_{r,2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1,r} & -\eta_{2,r} & \cdots & \eta_{r,r} + \sum_{i \neq r}^r \eta_{r,i} \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots (2)$$

である⁽¹⁾。ここで、 ω は中心角振動数、 $\mathbf{E}$ は要素エネルギーベクトル、 $\mathbf{P}$ は入力パワーベクトルである。損失率マトリクス $\mathbf{L}$ は、内部損失率 $\eta_{i,i}$ (Internal Loss Factor; 以下 ILF) と結合損失率 $\eta_{i,j}$ (Coupling Loss Factor; 以下 CLF) を成分とする。ILF と CLF を評価し、損失率マトリクス $\mathbf{L}$ を生成することを SEA モデルの構築と称す。SEA モデルは、解析的、実験的、さらには FEM を用いて構築することができる。

2・2 波動理論によるエネルギー伝搬特性 構造物内を伝搬する波動は、結合部や不連続部などにおいて反射や透過することで、波動種の変換が起きる。これらの現象は、半無限系を用いた議論が行われ、板厚や断面積などの局所的な寸法で記述できる。一方、有限長の構造物では、進行波と反射波が干渉することで振動モードが形成される。振動モードから波動を論じることが困難であるが、その逆は容易であり、有限系の挙動を把握する上で半無限系の知見は有用である。

Cremer らは、はりや平板が L 型、T 型、X 型に接続した系のエネルギー反射率やエネルギー透過率を明らかにしている⁽¹²⁾。また Horner らは、はりが任意の角度で接続した場合について、任意の周波数における伝達エネルギーと反射エネルギー特性を明らかにしている⁽¹⁴⁾。

文献(14) の反射率 ρ 及び透過率 τ に対応するように、図2に示したはり1とはり2のなす角度を変数として、本報で対象とするはりに対して、2kHz を一例として示すと、図1で表される。例えば、図中の ρ_{BL} は曲げ波(B)入射時の縦波(L)への反射率を表わす。なお、反射率と透過率には、以下の関係が成り立つ。

$$\tau_{L,L} + \tau_{L,B} + \rho_{L,L} + \rho_{L,B} = 1 \quad \dots\dots\dots (3a)$$

(a) Reflection efficiency

(b) Transmission efficiency

Fig.1 Reflection and transmission efficiencies at 2kHz derived from the semi-infinite theory in the test structure

$$\tau_{B,B} + \tau_{B,L} + \rho_{B,B} + \rho_{B,L} = 1 \quad \dots\dots\dots (3b)$$

3. 面内振動要素の考慮の有無による SEA モデルの違い

本章では、面内振動と面外振動の分離の容易な FEM 解析を用いて、面内振動の考慮の有無による面外振動 SEA モデルの違いを調べる。

3・1 対象はり構造物 本報で対象とするはり構造物を図2に示す。材質は鋼製で、はり1の長さは2m、はり2は2.5m、各はりの断面は矩形 (0.05m×0.02m) で等しいとする。結合角度は、図2中の二本のはりのなす角 θ を 0 から 90 度までとし、7 水準 (0, 15, 30, 45, 60, 75, 90 度) で検討する。本対象のはりは、長さ比べ断面寸法が小さいため、曲げ振動のせん断変形と回転慣性の影響は無視できることから、ベルヌーイ・オイラーはりとして扱う。本報では境界条件が両端単純支持の場合について論じるが、他の境界条件 (両端自由) においても同様の検討を行った結果、本質的な知見に違いはないことを付しておく。

3・2 FEM による SEA モデルの作成 FEM 解析には、ANSYS Ver.11.0 を使用し、要素タイプは二

次元弾性は要素 BEAM3 (並進二自由度, 回転一自由度) を用いる。これにより, ねじり振動は考慮されず, 節点の軸方向変位が面内振動応答, 軸と垂直方向の変位 (厚さ方向) が面外振動応答となる。回転自由度⁽¹⁵⁾に関する応答エネルギーは, 並進自由度に比べて十分小さいため無視し, 回転慣性の影響も無視する。また, 面外せん断変形による面外振動要素エネルギーへの影響は小さいために, 無視することとする。要素サイズは, 10kHz の曲げ波長に 6 節点が含まれるよう, 各はりの長手方向を 0.02m 刻みとし, 節点数は 226, 要素数は 225 である。

FEM を用いてパワー注入法 (Power Injection Method: 以下 PIM)⁽¹⁶⁾ に基づき, SEA モデルを構築する。以下にその手順を示す。

3・2・1 要素分割 本対象の FEM 解析では, ねじり振動を考慮しないことから, SEA 要素分割は図 3 に示す二種類が考えられる。各はりで面外振動と面内振動の二要素を考慮する図 3 (a) の 4 要素系, 面外振動のみを考慮する図 3 (b) の 2 要素系である。図 3 中の # は要素名を示し, 数字の後の *B* と *L* は, それぞれ面外振動と面内振動を表わす。

3・2・2 ILF 及び CLF の算出 PIM に従い, 次式より ILF と CLF を算出する。

$$\omega \mathbf{R} \mathbf{Q} = \mathbf{P} \quad (4)$$

図 3(b) の 2 要素系の場合, 損失率は 4 つであり, $\mathbf{Q}$ は 4×1 行列, $\mathbf{R}$ は 4×4 行列となり, 式(4)は具体的に以下となる。

$$\omega \begin{pmatrix} E_{1B}^{1B} & E_{1B}^{1B} & -E_{1B}^{1B} & 0 \\ 0 & E_{1B}^{1B} & -E_{1B}^{1B} & -E_{1B}^{1B} \\ -E_{1B}^{2B} & -E_{1B}^{2B} & E_{1B}^{2B} & 0 \\ 0 & -E_{1B}^{2B} & E_{1B}^{2B} & E_{1B}^{2B} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \eta_{1B,1B} \\ \eta_{1B,2B} \\ \eta_{2B,1B} \\ \eta_{2B,2B} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (5)$$

ここで, E_j^i は要素 j を入力パワー 1W で加振したときの要素 i の応答エネルギーを表わす。

3・2・3 入力パワーと要素エネルギーの算出 入力パワーと要素エネルギーは, FEM のモード重ね合わせ法で求めた変位応答より算出する。変位応答は, 80Hz から 5620Hz (1/3 オクターブ 5kHz バンドの上限周波数) まで 5Hz 刻みで算出する。この刻みでは, 解析精度は低周波数域で低下するが, 着目する面内振動の影響が現れる周波数域では十分な精度を確保できる。固有モードの採用数は, 0Hz から 10kHz までの計 83 個 (7 水準において, 0Hz から 10kHz におけるモー

Fig.2 Apparatus of test beam structure

(a) 4 subsystems including in-plane and out-of-plane vibrations

(b) 2 subsystems including only out-of-plane vibration

Fig.3 Two kinds of subsystem subdivisions for test beam structure

ドの総数は 83 個で同じ) である。損失係数は, 全モード一律に 0.05 とする。

加振方法は, rain-on-the-roof 加振⁽⁴⁾を模擬し, 端部及び結合部の節点を除く全ての節点を個別に加振力 1N で点加振する。応答エネルギーは, 加振位置と同様, 端部及び結合部の節点を除く全節点応答を用いる。

3・3 要素エネルギーと波動伝搬特性の対比 図 4 に, 一例として中心周波数 2kHz における損失率の算出に用いた応答エネルギー E_j^i を示す。

前報⁽¹¹⁾で得た知見を基に, 半無限系のエネルギー伝搬特性と有限系の要素エネルギー特性を比較すると, 図 4 の(a)と(c)が図 1(a)の反射率, 図 4 の(b)と(d)が図 1(b)の透過率に対応すると考えられる。例えば, 図 4(a)と(c)の応答エネルギー E_{1L}^{1L} と E_{2L}^{2L} が図 1(a)の $\rho_{L,L}$ に, 図 4(b)と(d)の応答エネルギー E_{1B}^{2B} と E_{2B}^{1B} が図 1(b)の $\tau_{B,B}$ である。

図 4 (a)と(c)の反射の応答エネルギーは, 大小関係は異なるが, なす角の変化に対する各応答エネルギーの変化が, 図 1(a)の変化の傾向と合っている。

なお、図 4(a)の E_{1B}^{1B} と(c)の E_{2B}^{2B} の値が図 4(a)の E_{1L}^{1B} と比較して大きい原因は、有限長構造物では反射による定在波の生成が起きるためであると考えられる。また、図 4(a)の E_{1L}^{1B} と(c)の E_{2L}^{2B} を比較すると、 E_{1L}^{1B} が大きい。これは 2kHz において、はり 1 の面内振動の影響が現れたためと推察される。

一方、図 4(b)と(d)の透過の応答エネルギーの変化も、図 1(b)の変化の傾向と合っている。なお、図 4(b)の E_{1L}^{2B} が(d)の E_{2L}^{1B} に比較して大きい、前述したように、はり 1 の面内振動の影響が現れたためであると考えられる。

これより、有限長構造物の要素エネルギー結果が、半無限系の波動によるエネルギー伝搬特性結果と概ね対応していると言える。

3・4 損失率の比較 図 5 に、面外振動要素 1B に関する損失率 ($\eta_{1B,1B}$, $\eta_{1B,2B}$) の計算結果の一例を示す (面外振動要素 2B に関する損失率の結果は図 5 と同様であるため省略する)。ここで、 $\eta_{i,i}$ は要素 i の内部損失率、 $\eta_{i,j}$ は要素 i と要素 j 間の結合損失率で、面内振動を要素として考慮した場合 (4 sub) と考慮しない場合 (2 sub) の結果を示している。

図 5(a)より損失率は 500Hz、630Hz と 1.6kHz 以上で面内振動の影響を確認できる。2 要素系と 4 要素系の値を比較すると、2 要素系の方が $\eta_{1B,1B}$ に関しては平均して 20%程度、 $\eta_{1B,2B}$ に関しては平均して 15%程度大きい。特に $\eta_{1B,2B}$ に関しては、500Hz、630Hz では、それぞれ 35%と 65%程度大きい。

また図 5(b)より 2kHz における 2 要素系の $\eta_{1B,1B}$ と $\eta_{1B,2B}$ に関しては 4 要素系の値と比較して、0 度 (2 本のはりが水平に接続) を除いて、それぞれ平均して 6%と 12%程度大きい。

これより、面内振動を要素として考慮しない場合の面外振動の損失率は、面内振動の現れる周波数域において大きめの値を示す傾向にあり、面内振動を考慮した面外振動の正しい推定式が必要となる。

4. 面内振動の影響の推定法

前章より、本対象系における面内振動の影響が現れる周波数域では、要素エネルギー特性が半無限系の波動伝搬特性と対応していることが分かった。

そこで、面外振動に着目した SEA モデルを構築したときに、面内振動の影響を推定できる方法の開発を目指し、前報⁽¹⁾の平板で検討した方法に従い、前章の任意の角度を有するはりの FEM による解析結果を用いて、面内振動の影響が現れる周波数域の推定と影響度の推定について検討する。

(a) Reflected subsystem energy in beam 1

(b) Transmitted subsystem energy in beam 1

(c) Reflected subsystem energy in beam 2

(d) Transmitted subsystem energy in beam 2

Fig.4 Some examples of the calculated subsystem energies E_i^j at 2kHz

4・1 前報で得た知見を用いた直交したはり構造物に対する検討 直交接続した平板構造物で得られた知見が、直交接続したはり構造物へ適用可能か否かの検討を行う。

4・1・1 面内振動の影響が現れる周波数域の推定 平板の検討結果で得られたように、面内振動の影響が現れるのは、面内振動の共振が含まれる周波数域であると考えられる。面内振動を特定するためには、要素単体の面内振動の固有振動数を算出し、それが含まれる周波数域を考える。

本報では両端単純支持の境界条件で検討しているため、単純支持された端点の並進変位はゼロであるが、結合部は振動することより、それぞれのはり要素の振動を、片持ちはりの振動として扱うことができると考える。

一樣な材質と断面形状を持つ片持ちはりの、縦振動の固有振動数 f_L は次式から算出できる。

$$f_L = \frac{(2n-1)}{4L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 n はモード次数、 L 、 E 、 ρ ははりの長さ、縦弾性係数及び密度をそれぞれ表す。式(6)から得られたはり1とはり2の固有振動数の算出結果を表1に示す。

表1と図5(a)より、面外振動要素1BのILF ($\eta_{1B,1B}$) に面内振動の影響が現れ始める周波数域が、はり2の縦振動の1次固有振動数518.1Hzと一致していることが分かる。また、損失率に違いが現れる他の周波数域(1.6kHz, 2.5kHz, 4kHz, 5kHz) とはり2の固有振動数の結果に対応が見られる。一方、CLF ($\eta_{1B,2B}$) では、図5(a)より500Hz, 630Hzと1.6kHzで4要素系と2要素系に違いが見られることから、両方のはりの縦振動の影響が、損失率の違いに現れると推察される。紙面の都合上省略したが、同様に面外振動要素2BのILF ($\eta_{2B,2B}$) に面内振動の影響が現れ始める周波数域が、はり1の縦振動の1次固有振動数647.6Hzと一致しており、損失率の違いが現れる他の周波数域(2kHz, 3.15kHz, 5kHz) とはり2の固有振動数の結果に対応が見られた。

本論文では、本対象系の端部が単純支持された場合を扱ったが、端部が自由支持の場合には、両端自由のはりの縦振動の固有振動数から、面内振動の周波数域を推定できることを確認している。

以上より、着目する周波数域で板と比較してモードの少ないはりでは、面内振動を無視して構築した面外振動の SEA モデルにおいて、面内振動の影響が現れ

(a) Loss factors regarding subsystem 1B at 90 degrees of beam 2

(b) Loss factors regarding subsystem 1B at 2kHz

Fig.5 Comparison of loss factors regarding out-of-plane vibrations between two SEA models

Table 1 Longitudinal natural frequencies of each beam estimated by using equation (6)

Unit: Hz

n	Beam 1	Beam 2
1	647.6	518.1
2	1942.9	1554.4
3	3238.2	2590.6
4	4533.5	3626.8
5	5828.8	4663.1

る周波数域が、要素単体の面内振動の固有振動数により容易に推定できると言える。

4・1・2 面内振動の影響度の推定 次に、面内振動の影響度を推定する方法を、平板で得た知見に基づき検討する。推定法の詳細は以下の通りである。

(a) これまでの知見 Gurovich は、直交はりを対象に、面外振動だけを考慮した CLF $\eta_{iB,jB}$ が以下で表わされることを示している⁽¹⁷⁾。

$$\eta_{iB,jB} = \frac{c_{gi}}{\omega L_i} \tau_{iB,jB} \dots\dots\dots (7)$$

ただし, c_{gi} と L_i は要素 i の群速度と要素 i の長さ, $\tau_{iB,jB}$ は面外要素 i と j 間の面外振動間のエネルギー透過率である。

また, Sablik らは, 面内振動 (縦振動) を考慮したときの面外振動の CLF $\eta'_{iB,jB}$ が式(8)で表わせることを示している⁽¹³⁾。

$$\eta'_{iB,jB} = \frac{c_{gi}}{\omega L_i (2 - \tau_{iB,jB} - \tau_{iB,jL})} \tau_{iB,jB} \quad \text{..... (8)}$$

なお, $\tau_{iB,jL}$ は要素 i の面外振動入射時の要素 j の面内振動へのエネルギー透過率である。

(b) 推定法の提案 はり構造物を対象とする本研究では, 平板で得た知見を基に, 推定法として以下に整理することができる。
式(7)と式(8)の関係は,

$$\eta'_{iB,jB} = \chi \cdot \eta_{iB,jB} \quad \text{..... (9)}$$

$$\chi = \frac{1}{2 - \tau_{iB,jB} - \tau_{iB,jL}} \quad \text{..... (10)}$$

で示され, 平板で得た知見より, 式(10)で面外振動から面内振動への反射率を考慮し, 以下で示される。

$$\eta'_{iB,jB} = \chi_b \cdot \eta_{iB,jB} \quad \text{..... (11)}$$

$$\chi_b = \frac{1}{2 - \tau_{iB,jB} - \tau'_{iB,jL} - \rho'_{iB,jL}} \quad \text{..... (12)}$$

ここで, $\eta_{iB,jB}$ は面内振動を無視して構築した面外振動要素 i と j 間の CLF であり, $\eta'_{iB,jB}$ は $\eta_{iB,jB}$ を基に推定した面内振動を考慮したときの CLF (推定値) である。また $\tau_{iB,jB}$ は面内振動を無視した場合の面外振動から面外振動への透過率, $\tau'_{iB,jL}$ と $\rho'_{iB,jL}$ は面外振動から面内振動への透過率と反射率をそれぞれ表す。

式(12)中の透過率及び反射率は, それぞれ以下の手順で評価する。

$\tau_{iB,jB}$ は, 面内振動を無視して構築した CLF $\eta_{iB,jB}$ を用いて, 式(7)を $\tau_{iB,jB}$ について整理し,

$$\tau_{iB,jB} = \frac{\omega L_i}{c_{gi}} \eta_{iB,jB} \quad \text{..... (13)}$$

として評価する。

$\tau'_{iB,jL}$ と反射率 $\rho'_{iB,jL}$ は, 図 1 の各率の関係と式(13)より, それぞれ以下により評価する。

$$\tau'_{iB,jL} = \frac{\tau_{B,L}}{\tau_{B,B}} \tau_{iB,jB} \quad \text{..... (14)}$$

Fig.6 Comparison of coupling loss factor $\eta_{iB,jB}$ at 90 degrees of beam 2 between predicted results and original ones

$$\rho'_{iB,jL} = \frac{\rho_{B,L}}{\tau_{B,B}} \tau_{iB,jB} \quad \text{..... (15)}$$

(c) 推定法の検証 推定法を, 前章の結果を基に検証する。

図 6 に, 式(12)に示した推定係数と面内振動を無視して (前章の 2 要素系で) 構築した面外振動要素間の CLF から, 式(11)により推定した CLF (図中 Predicted) を, 前章の 4 要素系 (面内振動も考慮) の面外振動要素間の CLF (図中 4sub) と共に示す。

特に 800Hz においては, 面内振動が存在しないため過大評価されているが, その他の周波数域では, 両者の結果はよく一致しており, 推定法が有効であることが分かる。

よって, 直交した平板で得られた知見が, 直交したはり構造物においても有効であることが示された。

4・2 任意の接続角度を有するはりの推定法の提案とその検証 任意の角度 θ で接続したはり構造物へ拡張するために, 式(11)及び式(12)を以下に書き換える。

$$\eta'_{iB,jB}(\theta) = \chi_b(\theta) \cdot \eta_{iB,jB}(\theta) \quad \text{..... (16)}$$

$$\chi_b(\theta) = \frac{1}{2 - \tau_{iB,jB}(\theta) - \tau'_{iB,jL}(\theta) - \rho'_{iB,jL}(\theta)} \quad \text{..... (17)}$$

ここで, $\eta_{iB,jB}(\theta)$ の値は, 面内振動を無視して構築したモデルから得られる CLF($\eta_{iB,jB}(\theta)$) の値を用いる。 $\tau_{iB,jB}(\theta)$, $\tau'_{iB,jL}(\theta)$, $\rho'_{iB,jL}(\theta)$ は, それぞれ以下で整理できる。

$$\tau_{iB,jB}(\theta) = \frac{\omega L_i}{c_{gi}} \eta_{iB,jB}(\theta) \quad \text{..... (18)}$$

$$\tau'_{iB,jL}(\theta) = \frac{\tau_{B,L}(\theta)}{\tau_{B,B}(\theta)} \tau_{iB,jB}(\theta) \quad \text{..... (19)}$$

$$\rho'_{iB,jL}(\theta) = \frac{\rho_{B,L}(\theta)}{\tau_{B,B}(\theta)} \tau_{iB,jB}(\theta) \quad \text{..... (20)}$$

図7に、面内振動を無視した2要素系モデルで得られた面外振動要素間の CLF を用いて、式(16)と式(17)で推定した CLF (図中 Predicted) を、前章の4要素系(面内振動も考慮)の面外振動要素間の CLF (図中 4sub) と共に示す。なお、図5(b)より損失率に違いの見られなかった2本のはりが水平に接続した場合(なす角度0度)は除いている。

両者の結果はよく一致しており、提案した推定法が有効であることが分かる。但し、15度と75度では、25%程度それぞれ過大評価と過小評価されており、これは図8で示すように、式(18)で予測した透過率の値が、15度では1を超え大きく見積もられ、75度では小さく見積もられたためであると考えられる。

以上、任意の接続角度を有するはり構造物においても、面外振動の要素だけに着目した SEA モデルを構築すれば、その結果と半無限系のエネルギー伝搬特性より、面内振動の影響を推定することが可能と言える。

5. おわりに

本論文では、前報の直交接続した平板で得られた知見、すなわち、波動理論を用いたエネルギー反射率及びエネルギー透過率と、面内振動を考慮したときの面外振動の予測法を組み入れることで、面外振動の SEA モデルに及ぼす面内振動の影響が予測可能であることを、検証が容易な有限長の二本のはり構造物を対象に FEM を用いて検討した。得られた成果は以下の通りである。

- (1) 前報で直交接続した平板構造物を対象に提案した、面内振動の影響を考慮した SEA モデルの面外振動に関する結合損失率を予測する手法が、直交接続したはりを対象とした場合にも適用可能であることを示した。
- (2) 二本のはりが15度、30度、45度、60度、75度で接続した場合について、直交した構造物で提案した手法を任意の角度で接続した構造物へ拡張することで、面外振動の要素だけで構築した SEA モデルから、面内振動の影響を推定する方法の有効性を示した。

文 献

- (1) R. H. Lyon, and R. G. Dejong, *Theory and Application of Statistical Energy Analysis Second Edition*, (1998), RH Lyon Corp.
- (2) Doyle, J. F., and Kamle, S., An Experimental Study of the Reflection and Transmission of the Flexural Waves at an Arbitrary T-Joint, *Transactions of the*

Fig.7 Comparison of coupling loss factor at 2kHz between predicted results and original ones

Fig.8 Comparison of estimated transmission coefficient at 2kHz

ASME, *Journal of Applied Mechanics* Vol.54, pp. 136-140.

- (3) P. Mees, and G. Vermeir, Structure-borne Sound Transmission at Elastically Connected Plates, *Journal of Sound and Vibration*, 166, (1), (1993), pp. 55-76.
- (4) C. Hopkins, Statistical Energy Analysis of Coupled Plate Systems with low modal density and low modal overlap, *Journal of Sound and Vibration*, 251, (2), (2001), pp. 193-214.
- (5) D. A. Bies, and S. Hamid, In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method, *Journal of Sound and Vibration*, 70, (1980), pp. 187-204.
- (6) Yamazaki, T., Kuroda, K., A Structural Design Process for Reducing Structure-Borne Sound on Machinery using SEA (in Japanese), *Transactions of*

- the Japan Society of Mechanical Engineers, Series.C*, Vol. 73, No.726 (2007), pp.446-452.
- (7) C. Simmons, Structure-borne sound transmission through plate junctions and estimates of SEA coupling loss factors using the finite element method, *Journal of Sound and Vibration*, 144(2), (1991), pp. 215-227.
 - (8) N. Baldanzini, M. Pierini, and K. De Langhe, A new application of the finite element method for characterizing joints in Statistical Energy Analysis models, *Proceedings of NOVEN 2000*, 107.pdf.
 - (9) R. H. Lyon, In-plane Contribution to Structural Noise Transmission, *Noise Control Engineering Journal*, 26, 1, (1986), pp. 22-27.
 - (10) R. J. M. Craik, and A. Thnacanamootoo., The Importance of In-Plane Waves in Sound Transmission through Buildings, *Applied Acoustics*., 37(1992), pp.85-109.
 - (11) Kuroda, K., Yamazaki, T., and Kuratani, F., Influence of In-plane Vibration on SEA Model for Flexural Vibration on Plate Structures, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series.C*, Vol.74, No.744(2008), pp. 1955-1962.
 - (12) L.Cremer, M. Heckel, B. A.T. Peterson, *Structure-borne sound 3rd edition*, (2004), pp. 348-354, Springer.
 - (13) M.J.Sablik et al., Statistical energy analysis, structural resonances, and beam networks, *Journal of Acoustical Society of America*, 77(3), (1985), pp.1038-1045.
 - (14) J. L. Horner., and R. G. White, Prediction of Vibrational Power Transmission through Bends and Joints in Beam-like Structures, *Journal of Sound and Vibration*, 147, (1), (1991), pp. 87-103.
 - (15) Kuratani, F. et al., Estimation of Rotational Degrees of Freedom Mode Shapes by the use of Numerical Analysis (in Japanese) , *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series.C*, Vol.61, No.587(1995), pp. 2875-2881.
 - (16) D. A. Bies, and S. Hamid, In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method, *Journal of Sound and Vibration*, 70, (1980), pp. 187-204.
 - (17) Y. A. Gurovich, *Soviet Physics. Acoustics*, 26,258(1980).