接水構造物の固体伝搬音解析の研究*

本田 巖^{*1}, 太田 和 秀^{*2}

Prediction of Structure-Borne Sound of Fluid-Loaded Structure

Iwao HONDA^{*3} and Kazuhide OHTA^{*3} Mitsubishi Heavy Ind., Ltd,
5-717-1 Fukahori-machi, Nagasaki-shi, Nagasaki, 851-0392 Japan

This paper presents the theoretical method to predict the propagation of structure-borne sound of fluid-loaded structure by using Statistical Energy Analysis (SEA). The effects of fluid on sound transmission are considered as the change of mode number and the increase of internal loss factor of fluid-loaded elements in the specified frequency range of SEA model. The complex-valued added mass is used to describe the fluid loaded effect and the sound pressure propagation to the adjacent plate in the fluid is evaluated as the change of transmission coefficient at L and X-type junction consisting of fluid-loaded plates. These analytical procedures are applied to determine the vibration energy transmission in the plate structure containing the water tank. The calculated results agrees well with the measured one and the availability of this method is confirmed.

Key Words: Sound and Acoustic, Vibration Coupled with Fluid Motion, Noise Control, Structure-Borne Sound, SEA

1. はじめに

近年の快適な住環境, 作業環境に対する関心の高まりと共に, 「静けさ」が各種製品の重要な商品価値として, 注目されるようになって来た. 構造/音場系の固体音伝搬解析法としてその有効性が確認されている統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis; 以下 SEA 法と呼ぶ) が船舶等の固体音が支配的な製品の低騒音設計技術の一つとして適用されることが多い^{(1)~(6)}. 一方船舶やロケット及び空調機等では, その内部外部にある海水, タンク内流体, 冷媒等の流体負荷影響による固体音伝搬特性の変化が知られているが, SEA 法の計算パラメータ (要素エネルギー, モード数, 内部損失, 結合損失) に対する影響は明らかになっていない. 本報告では, 流体の圧縮性を考慮した場合の構造要素に対する流体の付加質量, 付加減衰及び結合損失率について検討を行い, 流体の影響を考慮した固体音伝搬音解析法の提案を行った. また水タンクを有する板構造物に対する振動試験を行い, 解析法の妥当性を検証した.

2. SEA 法の概要

SEA 法では図 1 に示すような板構造物に広帯域の励振力が作用した場合の振動応答を高周波数域まで解析するために, 各板要素の固有振動モード同士のエネルギーの授受に着目して, 特定の周波数毎の各要素の平均的な振動エネルギーについての平衡方程式を導く. 各要素のエネルギーの授受は図 1 に示すようなパワーフローネットワークで表され, 要素同士を結ぶ線を本報告では結合枝と呼ぶことにする.

2・1 SEA 法のシステム方程式 要素 i に関するパワーフローの平衡は要素 i の振動エネルギー E_i , E_i , 内部損失率 η_i , 要素 i との結合損失率 η_{ii} , 要素 i へのインプットパワー W_{oi} を用いて次式で表される.

Fig.1 SEA analytical model and power flow network

* 原稿受付 2010 年 1 月 4 日.

^{*1} 正員, 三菱重工業(株) (〒851-0392 長崎市深堀町 5-717-1).^{*2} 正員, 九州大学大学院工学研究院 (〒819-0395 福岡市西区元岡 744).

E-mail: iwao_honda@mhi.co.jp

$$\omega \eta_i E_i + \sum_{l=1}^R \omega \eta_{il} N_l \left(\frac{E_l}{N_l} - \frac{E_i}{N_i} \right) = W_{oi} \quad (1)$$

左辺第一項は要素 i で消費される内部損失パワー、第2項は第 i 要素と第 l 要素間のパワーフロー、右辺は外部入力パワーを表している。式(1)は図1に示すような個々の板要素について成立するので、全体系の要素総数 R についてのパワーフロー平衡式を次のように行列表示して表す。

$$\Omega Y E = W_o, \quad Y = D Y_c D' N^{-1} + Y_d \quad (2)$$

$$Y_c = \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & \eta_{cl} & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix}, \quad \eta_{cl} = \eta_{il} N_l$$

$$Y_d = \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & \eta_i & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix}, \quad N = \begin{bmatrix} \ddots & & 0 \\ & N_i & \\ 0 & & \ddots \end{bmatrix}$$

$$W_o^t = (W_{o1}, W_{o2}, \dots, W_{oR}),$$

$$E^t = (E_1, E_2, \dots, E_R)$$

$$D = [d_{il}], \quad d_{il} = \begin{cases} 1, \text{要素} i \text{と枝} l \text{が出連結} \\ -1, \text{要素} i \text{と枝} l \text{が入連結} \\ 0, \text{要素} i \text{と枝} l \text{が無連結} \end{cases}$$

ここで、 N はモード数行列、 Y_c は結合損失率行列、 Y_d は内部損失行列、 W_o は入力パワーベクトル、 E は要素エネルギーベクトルを表しており、式(2)を全要素について解くことによって、各要素間のパワーフロー、要素エネルギーレベルを求めることができる。

2.2 SEA パラメータに対する流体負荷影響 流体負荷の SEA パラメータに対する影響は次のように考えられる。

(1) **要素エネルギー E_i** 構造要素 i のエネルギー E_i は、次式で表される。

$$\text{構造要素: } E_i = M_i \langle v_i^2 \rangle$$

ただし、 M_i は要素質量、 $\langle v_i^2 \rangle$ は振動速度の空間二乗平均値を表す。音場要素を考えずに構造要素だけを考える場合には、流体の付加質量効果は要素質量 M_i に付加される。

(2) **モード数 N** 接水平板では流体の付加質量効果により固有周波数が低下し、対象周波数帯域における固有モード数が増加する。

(3) **内部損失率 η_i** 平板要素の内部損失率として、平板内部の構造減衰によるものと周囲の音場への音響放射による損失を考える。音場への放射損失は構造要素と音場要素を別個の系としてモデル化する場合には、構造系と音場系の結合損失率としてモ

デル化される。一方、本報告では計算の簡便のために構造系要素だけで振動エネルギー伝搬を解析するので、音響放射損失を接水平板要素の内部損失率に付け加える。

(4) **結合損失率 η_{il}** SEA 法の中で最も重要なパラメータであり、流体がない場合は板同士の L 型、T 型、X 型結合部に対して曲げ波等のモーメントや変位の連続条件から決定される。振動する平板近傍に流体を介して直交する板が存在すると、振動によって発生する流体圧力変動が増加する。本報告ではこれを隔壁効果と呼ぶが、これによって振動する平板に作用する流体の付加質量が増加し、結合部における力やモーメントの平衡条件にこの流体の付加質量効果の増加を考慮する必要が出てくる。また振動する平板によって励起された圧力変動は直交する平板にも作用するので、流体を介したショートサーキットと呼ばれる直交する平板同士での力のやり取りが発生する。

3. 流体負荷影響の評価方法

3.1 モード数 N 及び音響放射効率 σ

(1) **接水パネルの運動方程式** 流体に接する平板を微小要素に分割し、角周波数 ω における運動方程式を次式のように行列表示する。

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \mathbf{u} = \mathbf{P} + \mathbf{F} \quad (3)$$

ただし $\mathbf{M}$ は構造の質量行列、 $\mathbf{K}$ は剛性行列、 $\mathbf{P}$ は流体反力ベクトル、 $\mathbf{F}$ は外力ベクトル、 $\mathbf{u}$ は変位ベクトルを表す。ここで接水状態の平板の振動変位 $\mathbf{u}$ を接水前 (空中状態) の振動モード ϕ_n の線形和で近似する。

$$\mathbf{u} = \sum \phi_n a_n = \Phi \mathbf{a} \quad (4)$$

ただし $\mathbf{a} = (\dots a_n \dots)^t$ はモード応答ベクトル、 a_n は第 n 次モード応答、 ϕ_n は第 n 次振動モード、 $\Phi = [\dots \phi_n \dots]$ は振動モード行列を表す。一方図2に示すような半無限水中における平板が角周波数 ω 、変位 $\mathbf{u}$ で振動したときの平板上の点 (x_0, y_0) に生ずる変動圧 $p(x_0, y_0)$ は次式で表される。

$$p(x_0, y_0) = -\frac{1}{2\pi} \int_{S_1+S_2} \left(\frac{e^{-jk_f r}}{r} \frac{\partial p}{\partial n} - p \frac{\partial}{\partial n} \frac{e^{-jk_f r}}{r} \right) dS \quad (5)$$

ただし $r = \sqrt{(x-x_0)^2 + (y-y_0)^2}$ であり、 k_f は水中音波

の波数, $\partial p / \partial n = \rho_f \omega^2 u$ は平板の法線方向圧力勾配, ρ_f は流体の密度, $(x, y), (x_0, y_0)$ は平板上の点の座標を表す. ここで S_1 は振動平板上の領域を, S_2 は半無限バッフル上の領域を表し, 領域 S_1 及び S_2 で次式が成立する.

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad \text{on } S_2, \quad \int \frac{\partial}{\partial n} \frac{e^{-jk_f r}}{r} dS = 0 \quad \text{on } S_1, S_2 \quad (6)$$

境界要素法⁷⁾にならって接水平板を微小要素に分割し要素内で圧力が一定と仮定すると, 第 q 微小要素上の圧力 p_q は式(6)の境界条件を式(5)に代入することによって得られる.

$$p_q = -\frac{1}{2\pi} \int_{S_1} \frac{e^{-jk_f r}}{r} \frac{\partial p}{\partial n} dS_1 = \rho_f \omega^2 \sum_l g_{ql} u_l \quad (7)$$

ただし, $g_{ql} = \frac{1}{2\pi} \int_{S_1} \frac{e^{-jk_f r_{ql}}}{r_{ql}} dS_1$ は微小要素 l の

振動変位 u_l が微小要素 q に発生する圧力に及ぼす影響を表しており, r_{ql} は微小要素 q の中心点と要素 l 上の点の距離である. 微小要素 q の面積 S_q を用いて流体反力ベクトル $\mathbf{P}$ を次のようにして求めることができる.

$$\mathbf{P} = \omega^2 \mathbf{M}_F \mathbf{x}, \quad \text{ただし} \quad M_F(q, l) = S_q g_{ql} \quad (8)$$

Fig.2 Vibration of submerged plate

式(4), (8)を式(3)に代入し, 左から Φ^t をかけて, 運動方程式をモード座標で表示する. 角周波数 ω の定常振動状態を考えると

$$\begin{aligned} \{-\omega^2 \Phi^t \mathbf{M} \Phi + \Phi^t \mathbf{K} \Phi - \omega^2 \Phi^t \mathbf{M}_F \Phi\} \mathbf{a} &= \Phi^t \mathbf{F} \\ \{-\omega^2 (\tilde{\mathbf{M}} + \tilde{\mathbf{M}}_F) + \tilde{\mathbf{K}}\} \mathbf{a} &= \tilde{\mathbf{F}} \end{aligned} \quad (9)$$

ただし, $\tilde{\mathbf{M}}$ は平板のモーダル質量行列, $\tilde{\mathbf{K}}$ はモーダル剛性行列, $\tilde{\mathbf{M}}_F = [\tilde{M}_F(n, s)]$ は流体のモーダル付

加質量行列, $\tilde{\mathbf{F}} = \Phi^t \mathbf{F}$ はモーダル外力ベクトルでありその要素は次式で表される.

$$\tilde{M}_F(n, s) = \frac{\rho_f}{2\pi} \left\{ \int \phi_n(x_0, y_0) \iint \frac{e^{-jk_f r}}{r} \phi_s(x, y) dx dy \right\} dx_0 dy_0 \quad (10)$$

式(9)において $\mathbf{F} = \mathbf{0}$ と置くことによって次の接水平板の固有値方程式を得ることができる.

$$\{-\omega^2 (\tilde{\mathbf{M}} + \tilde{\mathbf{M}}_F) + \tilde{\mathbf{K}}\} \mathbf{a} = \mathbf{0} \quad (11)$$

式(11)の $\tilde{\mathbf{M}}_F$ は複素数であり角周波数 ω の関数となっている. このため式(11)の固有値解析は目的のモードの固有周波数 ω_n と付加質量行列 $\mathbf{M}_F$ を計算するときの角周波数 ω が一致するまで繰り返す. 式(11)の固有値解析で得られた角周波数 ω_n の固有モードを $\mathbf{a}_n$ とすれば, 流体の付加質量 $\tilde{m}_{F,n}$ と音響放射効率 σ_n は次式で決定することができる.

$$\tilde{m}_{F,n} = \text{Re}(\mathbf{a}_n^t \tilde{\mathbf{M}}_F \mathbf{a}_n), \quad \sigma_n = \frac{-\omega^3 \text{Im}(\mathbf{a}_n^t \tilde{\mathbf{M}}_F \mathbf{a}_n)}{\rho_f c_f \langle v^2 \rangle S} \quad (12)$$

ただし $\langle v^2 \rangle$ は流体と接する振動面の空間二乗平均速度, S は振動面の面積, $\rho_f c_f$ は流体の固有音響インピーダンスである.

(2) 矩形平板への適用 本報告では流体の影響がない平板の振動特性として, 次式で示すような周辺単純支持の境界条件で求めたものを用いる.

$$\left. \begin{aligned} \text{固有周波数: } f_{nm} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{B/m'} \{k_x^2 + k_y^2\} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{B/m'} k^2 \\ k_x &= \pi m / l_x, \quad k_y = \pi n / l_y \\ \text{振動モード: } \phi_{nm} &= 2 \sin(k_x x) \sin(k_y y) \\ \text{有効質量: } \tilde{M}_{nm} &= \rho_p h l_x l_y \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

ただし m, n は板の x, y 方向モード次数, h は板厚, $m' = \rho_p h$ は板の面密度, $B = Eh^3/12(1 - \nu^2)$ は板の単位幅当たりの曲げ剛性, l_x, l_y は板の x, y 方向長さである. また k_x は x 方向波数, k_y は y 方向波数, $k = \sqrt{k_x^2 + k_y^2}$ は波の進行方向の波数を表している.

(3) 計算例 $l_x = l_y = 1\text{m}$, $h = 0.01\text{m}$ の鋼板(縦弾性係数 $E = 206 \times 10^9 \text{Pa}$, 密度 $\rho_p = 7860 \text{kg/m}^3$, ボアソン比

$\nu=0.3$)が密度 $\rho_f=1000\text{kg/m}^3$ 、音速 $c=1500\text{m/s}$ の水に接している場合の複素付加水質量について検討した。図3には平板の (m,n) モードに対する複素付加水質量の絶対値の計算結果を示す。一定寸法の平板のモード次数 (m,n) を増加させていくと固有周波数が上昇するので、各固有周波数における複素付加水質量を計算した。平板振動の波長 k_b と水中の音波の波長 k_f が一致するコインシデンス周波数 f_c より十分低い周波数では、複素付加水質量のモードの違いによる差は小さい。コインシデンス周波数 f_c より低い周波数では複素付加水質量の実数部が虚数部より大きく、コインシデンス周波数 f_c より高い周波数領域では複素付加水質量の虚数部が実数部より大きくなる。そしてコインシデンス周波数 f_c では複素付加水質量はピークを持つ。文献(8)で無限長平板が波数 k_b で正弦波振動する場合の流体圧力変動の理論解析が実施されており、コインシデンス周波数以下では振動加速度に比例する流体の付加水質量効果が表れ、コインシデンス周波数以上では音響放射抵抗として現れることが示されている。図3に文献(8)で示されている無限長平板が正弦波振動する場合のコインシデンス周波数以下の周波数領域における流体の付加水質量の式 $m_f = \rho_f / \sqrt{k_b^2 - k_f^2}$

をあわせて示している。本研究の有限長さの矩形平板の付加水質量の値と傾向的には一致している。

Fig.3 Complex-valued added mass plates

(4) 波数の近似式とモード数 図4に式(13)の接水前の平板の共振点における波数 k と周波数の関係を示している。また、式(9)で計算した接水平板の固有周波数から決定した接水平板の曲げ振動の波数 k と周波数の関係を併せて図4に示す。流体の付加水質量効果は

コインシデンス周波数以上では非常に小さくなる。本研究では接水平板の固有振動計算結果に基づいて、曲げ振動の波数 k を次の近似式で表すことにする。

$$k = k_b \left\{ 1 + \frac{\rho_f}{\rho h} \frac{1}{\sqrt{k_b^2 + k_f^2}} \left(1 - \frac{k_f^2}{k_b^2} \right) \right\}^{1.2} \quad (14)$$

ただし、 k_b は接水前の平板の曲げ振動の波数、 k_f は音場の波数、 ρ_p は平板の密度、 ρ_f は流体の密度、 h は平板の板厚を表す。 k_b 、 k_f は周波数 ω の関数であるので、接水後の板の曲げ波の波数 k も周波数 ω の関数として表すことができる。式(14)の波数と周波数の関係から接水平板の固有周波数を決定することができるので、式(11)に示す空中での平板の固有周波数と比較することによって、流体の付加水質量を評価することができる。このようにして求めた流体の付加水質量と式(11)の詳細計算から求めた付加水質量の比較を図5に示す。波数近似式を用いた計算結果は詳細計算結果とよく一致している。

Fig.4 Wave number of fluid-loaded plate

Fig.5 Calculated added mass

式(14)を用いて接水平板のモード数は次式で計算される。

$$N = \frac{S\omega}{4\pi C_1 \kappa'} = \frac{S}{4\pi} k^2 \quad (15)$$

ただし、 $\kappa' = h/2\sqrt{3}$ 、 C_1 は縦波の速度を表す。

(5) 音響放射効率 σ 平板の音響放射効率 σ の計算式は波数 k の関数として Maidanik⁽⁹⁾によりコインシデンス周波数 f_c に対する無次元周波数を用いて次式が提案されている。

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{\lambda_c^2}{S} g_1(\alpha) + \frac{P\lambda_c}{S} g_2(\alpha) & f < f_c \\ \sigma &= \left(\frac{P}{2\lambda_c} + \frac{2\sqrt{S}}{\lambda_c} \right)^{1/2} & f = f_c \\ \sigma &= \sqrt{\frac{f}{f - f_c}} & f > f_c \\ g_1(\alpha) &= \begin{cases} \frac{8}{\pi^4} \frac{(1-2\alpha^2)}{\alpha\sqrt{1-\alpha^2}} & f < \frac{f_c}{2} \\ 0 & f > \frac{f_c}{2} \end{cases} \\ g_2(\alpha) &= \frac{1}{4\pi^2} \frac{(1-\alpha^2) \ln \frac{1-\alpha^2}{1+\alpha^2} + 2\alpha}{\sqrt{1-\alpha^2}}, \\ \alpha &= \sqrt{f/f_c} = k/k_c \end{aligned} \quad (16)$$

ここで P 、 S は平板の周長と面積を表す。また、式(14)、(16)から求めた音響放射効率と式(10)の詳細計算で得られる複素付加水質量の虚数部から求めた音響放射効率の比較を図6に示す。両者はよく一致しており、

Fig.6 Radiation loss factor of plate element

式(14)の接水平板の波数近似式が有効であることが確認できた

3・2 結合損失率に対する流体負荷影響

(1) 流体の付加回転慣性質量と流体結合ばね 無限バツフル上の矩形平板に対する流体付加影響は前節で議論したが、本節では流体負荷が結合損失率に及ぼす影響について検討する。板要素間の結合損失率はエネルギー透過率 τ を用いて次式で表わされる⁽³⁾。

$$\eta_{ii} = C_{gi} L_{ii} \tau / \pi \omega S_i \quad (17)$$

ここで S_i は入射要素の面積、 C_{gi} は曲げ波の群速度、 L_{ii} は要素間結合長さである。本研究では図7に示すようなL型やX型結合部に流体が存在する場合の板要素間の結合損失率を求める。図7に示すL型結合部では平板の直交部（隔壁）が存在するので、平板Iの振動による振動水圧は直交部がない場合に比べて結合部近傍で増大する。図8に直交する平板の片面I(x,y平面)に周波数 $f=400\text{Hz}$ 、加速度振幅 1m/s^2 の正弦波振動を与えた場合の振動水圧を境界要素法を用いて計算した結果を示す。境界要素法は筆者らが開発したプログラムを使用した。その詳細は文献(7)に示されている。平板の寸法は $l_x=1.2\text{m}$ 、 $l_y=2.0\text{m}$ 、 $l_z=1.2\text{m}$ とし平板の表面を約2000個の要素に分割した。図8(a)は振動しない直交した平板II(x-z平面)に発生する圧力分布を示す。振動する平板Iから遠ざかるにつれて、圧力の振幅は減少していく。図8(b)は振動する平板Iに発生する圧力分布を示す。実線は直交する平板IIが存在する場合、点線は平板IIが存在しない場合である。直交する平板が存在することによって、振動する平板の直交部付近では振動水圧が増大することが分かる。

Fig.7 L-type junction consisting of 2-semi infinite plates

この増大する振動水圧は平板 I の結合部に曲げモーメントを発生させるので、これを図 9 に示すような平板 I の結合部の回転角度 $\partial v_1 / \partial x$ に対応する回転慣性の増加 I_1 として表す。

$$j\omega I_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial x} \right)_{x=0} = \iint (p_1 - p_{10}) x dS \quad (18)$$

図 8 の境界要素法を用いた数値計算結果などを参考にして、コインシデンス周波数以下では回転慣性 I_1 は曲げ波の波長 λ の 1/4 の範囲の流体付加質量に関する慣性モーメントを用いることにした。

また、平板 I の振動によって、振動しない平板 II にも振動水圧が発生する。この振動圧力の大きさは平板 I の結合部の回転角度 $\partial v_1 / \partial x$ に比例し、さらに結合部近傍で大きな値をとるので平板 II の結合部に曲げモーメントを発生させる。この効果を流体を介したショートサーキットと呼び、図 9 に示すような平板 I の回転角度に比例するモーメントを平板 II の結合部に作用させる回転ばね K_{21} としモデル化する。結合部に作用する流体ばね K_{21} は次式で計算する。

$$\frac{K_{21}}{j\omega} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x} \right)_{x=0} = \iint p_2 y dS \quad (19)$$

単位幅当たりの結合ばね定数の計算結果を図 10 に

(a) Plate model and pressure along z axis

(b) Pressure along x axis

Fig.8 Dynamic pressure at L junction and flat plate

示す。横軸は板の曲げ波の 1/4 波長の長さを表しており、縦軸は単位幅当たりの回転ばね定数の値を表している。回転ばね定数 K_{21} は板の曲げ波の波長 λ にほぼ反比例していることが分かる。

Fig.9 Rotary inertia and spring model of fluid

Fig.10 Stiffness of coupling spring

(2) エネルギー透過率 図 7 に示すような L 型結合部に曲げ波が入射角 θ_1 で入射する場合の反射と伝搬を考える。波動として伝搬する成分と境界における近接場成分を考慮すると、入力要素 I 及び透過要素 II の振動速度は次式で表される。

入力要素 I

$$v_{x1} = \hat{v}_1^+ (e^{-jk_1 x \cos \theta_1} + r_1 e^{jk_1 x \cos \theta_1} + r_e e^{k_1 \beta_1 x_1}) \quad (20)$$

$$\hat{v}_1^+ = \hat{v}_1^+ e^{-jk_1 y \sin \theta_1}$$

透過要素 II

$$v_{z2} = \hat{v}_1^+ (t_2 e^{-jk_1 \alpha_2 z} + t_{2e} e^{-k_1 \beta_2 z}) \quad (21)$$

ただし、 $\hat{v}_1^+$ は要素 I における入射波の速度振幅、

r_1 は反射率, r_{1e} は反射波の近接場成分, t_2 は透過率, t_{2e} は透過波の近接場成分を表す. また,

$$\alpha_n = \sqrt{q_n^2 - \sin^2 \theta_1} \quad \beta_n = \sqrt{q_n^2 + \sin^2 \theta_1}$$

$$q_n = k_n / k_1 = C_{B1} / C_{Bn} \quad \psi_n = D_n k_n^2 / D_1 k_1^2$$

であり, k_n は波数, θ_n は入射角, D_n は単位幅当たりの曲げ剛性, 添字 n は要素を表わしている.

ここで, 結合部において, 各要素の変位は零であり, また勾配の連続条件ならびに結合部でのモーメントの釣り合いを考慮する.

結合部における変位が零の条件より,

$$x=0 \text{ で } v_{x1}=0 \cdots 1+r_1+r_{1e}=0$$

$$z=0 \text{ で } v_{z2}=0 \cdots t_2+t_{2e}=0$$

結合部における勾配の連続条件より,

$$\left. \frac{\partial v_{1x}}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial v_{2z}}{\partial z} \right|_{z=0} \cdots B_1 - r_1 a_1 = t_2 a_2$$

モーメントの釣り合いは, 図9のような結合部回転角に対する流体の等価な回転慣性と流体ばねを考慮して,

$$M_1 - M_2 = 0$$

$$M_1 = -\frac{D_1}{j\omega} \left(\frac{\partial^2 v_1}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} \right) + j\omega I_1 \left(\frac{\partial v_1}{\partial x} \right) + \frac{K_{12}}{j\omega} \frac{\partial v_2}{\partial z}$$

$$M_2 = -\frac{D_2}{j\omega} \left(\frac{\partial^2 v_2}{\partial z^2} + \nu \frac{\partial^2 v_2}{\partial y^2} \right) - j\omega I_2 \left(\frac{\partial v_2}{\partial z} \right) - \frac{K_{21}}{j\omega} \frac{\partial v_1}{\partial x}$$

となるので, 流体付加を考慮した反射率 r_1 は次式で表される.

$$r_1 = \frac{\bar{\gamma}_1 \varphi_2 - \gamma_2 - \bar{\gamma}_1 \gamma_2 \frac{\omega^2 I_2 + \omega^2 I_1 + K_{12} + K_{21}}{2D_1 k_1}}{\gamma_1 \varphi_2 + \gamma_2 - \gamma_1 \gamma_2 \frac{\omega^2 I_2 + \omega^2 I_1 + K_{12} + K_{21}}{2D_1 k_1}} \quad (22)$$

ただし,

$$\gamma_1 = j\alpha_1 - \beta_1 \quad \bar{\gamma}_1 = j\alpha_1 + \beta_1 \quad \gamma_2 = j\alpha_2 - \beta_2$$

エネルギー透過率 t は r_1 を用いて次式で求められる.

$$t = 1 - |r_1|^2 \quad (23)$$

X型結合の場合も同様に導くことができる⁽³⁾.

4. モデル実験

本計算法の妥当性を検証するために, 箱型モデルによる加振実験を行った.

4・1 供試モデル 供試モデルは図11に示すように, 長手方向に3区画, 高さ方向2層とし, 寸法は長さ2.6m, 幅1.0m, 高さ1.3mである. また板厚は2.3mm, 3.2mm, 4.5mmの3種類を組み合わせ用いた. 流体の影響を検討するために, 記号②で示す第2区画の1層目に注水した. 記号①で示す要素を加振し, 注水要素②の影響が表れる要素③の振動レベルを計測した.

4・2 試験結果 注水区画②を満水とした場合について, 30Hzの低周波数域から8kHzの高周波数域までランダム加振を行い, 各板要素の振動レベルを計測した. 各板要素における振動計測点は10点以上とり空間二乗平均速度を求めた. また本報告で提案した手法を用いて各板要素の振動レベルの計算を行い, 実測結果と比較した結果を図12に示す. 計算結果は実測結果と約3dB程度の誤差で一致しており, 船舶などの固体音予測に要求される ± 3 dBの計算精度をほぼ満足している. 実用上十分な精度で一致しており, 本計算法の妥当性が確認された. また, 流体の影響を考慮しない従来のSEA法に比して, 本計算法は低周波数域での計算精度が向上している. これは流体の付加質量による曲げ波の波数 k の変化とそれによるモード数の変化を式(14), (15)で精密に考慮していることによる効果が大い. 従来のSEA法でも高周波数域の計算精度があまり低下していないが, これはモデルの板厚が薄いためコインシデンス周波数が10kHz以上と高く, コインシデンス周波数域での音響放射増大の影響が現れていないためと考えられる.

Fig.11 Fluid-loaded box model

Fig.12 Comparison of conventional SEA and presented method

5. まとめ

本報告では、固体音伝搬特性に対する流体負荷影響について検討し、SEA法におけるモード数及び結合損失率に対する流体の影響を明らかにした。

流体に接している無限バップル上の矩形平板の固有振動特性及び複素付加質量の計算を行い、接水平板の波数の近似式を作成した。次に流体に接している直交する板要素間の結合損失率に流体負荷の影響を導入し、板要素だけで接水構造物の固体伝搬音解析を可能とした。結合損失率に及ぼす流体付加の影響は、板要素の結合部の回転角に関する付加回転慣性と直交する板要素に対する流体ばねとしてモデル化した。

流体を内蔵する箱型モデルに本計算法を適用し、実測結果と比較した。流体の付加質量効果が顕著に表れる低周波数領域では、流体の影響を考慮していない従来のSEA法より予測精度が向上することを確認できた。また、実測結果と計算結果の差異は3dB程度であり、船舶などの接水構造物の固体音予測に本計算法が有効に適用できる見通しが得られた。

参考文献

- (1) R. H. Lyon, *Statistical Energy Analysis of Dynamic Systems: Theory and Applications*, (1975), MIT Press.
- (2) L. Cremer, M. Heckle, E. Ungar, *Structure Borne Sound*, (1973), Springer Verlag.
- (3) Y. Irie, S. Takagi, Structure Borne Noise Transmission in Steel Structure Like a Ship, *proc. InterNoise*, (1978), pp.789-794.
- (4) S. Hanasaki et al., Minimizing Noise and Vibration on Ocean Research Vessel "Hakuhou Maru", *MHI Technical Review*, Vol.27, No.4, (1990), pp.374-379.
- (5) Y. Irie et al., Prediction of Structure Borne Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis, *Bulletin of Marine Engineering Society in Japan*, Vol.13, No.2, pp62-72 (1985).
- (6) I. Honda, Y. Iino, Transmission of Structure Borne Sound on Cruise Ship, *J.S.M.E. Symposium*, No.910-4, (1991), pp638-642.
- (7) T. Nakamura, K. Ohta, I. Honda, Analysis of Vibratory and Acoustic Characteristics of Engine Crankcase, *J. of Marine Engineering Society in Japan*, Vol.24, No.12, (1989), pp.578-582.
- (8) M. Junger, D. Feit, *Sound, Structures, and their Interaction*, (1986), MIT Press.
- (9) G. Maidanik, Response of Ribbed Panel to Reverberant Acoustic Fields, *Journal of Acoustical Society of America*, Vol.34, No.6, (1962), pp.809-826.