SEA法による固体音伝搬解析*

入江良彦**・中村任男***

Prediction of Structure Borne Sound Transmission
Using Statistical Energy Analysis

By Yoshihiko Irie, Tadao Nakamura

Statistical Energy Analysis (SEA) is applied to analyze structure-borne sound transmission in complex structures.

The system equation describing the energy flow in the structure is derived by the network formulation, and for saving the computational time, approximated formulae for SEA parameters are found.

Measured and calculated results are fairly good agreed for 3D-plate structures, including a scale model of ship structure.

Furthermore, the acousto-structural coupling problem is investigated, experimentally and theoretically, for both cases without and with additional absorbing treatment. From results, the measures for reducing the response in the receiving element and the effect of the treatment are shown.

1. ま え が き

船舶やビルディングなどの立体構造物内の騒音では、空気音に比べて固体音の影響が大きい。これは、エネルギーが3次元的に拡散する空気音に比べて、固体音は、梁・板などの構成要素内だけを伝搬するため伝搬距離に対する拡散空間が小さく、全構成要素が騒音放射に寄与するため拡散空間体積に対する放射面積の割合が大きいことによる。とくに、船舶のような鋼板構造では、構成要素の内部減衰が小さいため固体音の寄与度が顕著である。

大形の構造物は試作実験による確認が困難なため、設計段階での予測手法が必要であるが、エネルギーレベルが低く、広い周波数帯域を対象とする固体音の解析は難しい課題である。

ここに述べるSEA法(Statistical Energy Analysis)は、1962年、Lyon¹⁾、Smith, Jr.²⁾、Maidanikら¹⁾により結合振動系間のエネルギー伝搬解析で基本概念が提唱され、ロケットの音響疲労や電子機器の作動信頼性の問題など、宇宙工学の分野で発展してきた。1970年頃から、複合壁の透過損失³⁾、船舶騒音⁴⁾など適用範囲が拡大し

た。

船舶騒音への本格的適用としては、著者らが、国内で初めてSR156部会へ提案したものであり⁵⁾、これを契機に国内で急速に研究が進み^{6~12)}、国外では、Ødegaard-Jensen¹³⁾の研究が最初のようなのである。

SEA法は、構造要素を等価な振動子の集合とみなして、各要素間のエネルギー伝達を巨視的な統計平均量で評価するので、エネルギー伝達の表現式は単純であるが、式に含まれるパラメータの決定には複雑な解析が必要である。また、パラメータが周波数の複雑な関数である場合や関数表現できない場合は、電算機による計算時間及び記憶容量が問題になる。

本論文では、SEA法による多要素系のシステム方程式、計算時間短縮のためのパラメータの簡略表現、及び板構造モデルの固体音伝搬の解析例について述べる。

2. SEA法によるエネルギー平衡式

Fig. 1に、板構造モデルと要素間のエネルギーフロー回路網のモデル化の例を示す。

2.1 2要素系のエネルギー平衡式^{14~16)} Fig. 2に2要素系のエネルギーフローの関係を示す。定常状態における要素*i*と*j*のエネルギー平衡式は、次式が成立する。

$$\text{要素 } i: W_{oi} = W_{di} + W_{ij} \quad (1)$$

$$\text{要素 } j: W_{oj} = W_{dj} + W_{ji} \quad (2)$$

ここで、 W_{oi} 、 W_{di} は要素*i*の外部入力パワー及び内部損

*原稿受付 昭和58年10月5日

月例講演会(昭和58年9月2日)

**三菱重工業(株)長崎研究所(長崎市深堀町5-717-1)

***正会員 三菱重工業(株)長崎研究所(長崎市深堀町5-717-1)

Fig. 1 Structural model consisting of panel elements and its energy flow network

Fig. 2 Power flow balance of 2-element system

失パワー, W_{ij} は要素 i から j への伝達パワーである。伝達パワー W_{ij} 及び内部損失パワー W_{di} , W_{dj} は, 次式で与えられる。

$$W_{ij} = -W_{ji} = W_{ij}^o - W_{ji}^o \quad (3)$$

$$W_{ij}^o = Q\eta_{ij}N_iE_{mi}, \quad W_{ji}^o = Q\eta_{ji}N_jE_{mj} \quad (4)$$

$$W_{di} = Q\eta_iE_i, \quad W_{dj} = Q\eta_jE_j \quad (5)$$

ここで, η_{ij} は要素 i と j の結合損失率, N_i , η_i , E_i , E_{mi} は, それぞれ要素 i のモード数, 内部損失率, エネルギー, モーダルエネルギーである。(1)~(5)式の物理量はすべて中心角周波数 Ω , バンド幅 $\Delta\omega$ の周波数帯域について規定されている。

要素 i , j 間の相反定理から, 結合損失率 η_{ij} と η_{ji} に次の関係式が成立する。

$$\eta_{ij}N_i = \eta_{ji}N_j \quad (6)$$

したがって, (3)式の伝達パワー W_{ij} は,

$$W_{ij} = Q\eta_{ij}N_i(E_{mi} - E_{mj}) = Q\eta_{ij}N_i\left(\frac{E_i}{N_i} - \frac{E_j}{N_j}\right) \quad (7)$$

2.2 多要素系のシステム方程式⁶⁾ 2要素系の

エネルギー平衡式をもとに, Fig. 3に示すような要素数 n , 結合枝数 λ をもつ多要素系のシステム方程式を求める。

各要素に対するエネルギーフローの平衡, 及び要素間の結合部を流れる伝達パワーは, キルヒホフの法則及びオームの法則を適用すると, 次のように行列形式で表現できる。

$$\bar{D}\bar{W}_c + \bar{W}_d = \bar{W}_o \quad (8)$$

$$\bar{W}_c = Q\bar{Y}_c\bar{D}'\bar{N}^{-1}\bar{E}, \quad \bar{W}_d = Q\bar{Y}_d\bar{E} \quad (9)$$

式(8), (9)から, 次のようなシステム方程式をうる。

$$Q\bar{Y}\bar{E} = \bar{W}_o, \quad \bar{Y} = \bar{D}\bar{Y}_c\bar{D}'\bar{N}^{-1} + \bar{Y}_d \quad (10)$$

Fig. 3 Generalized energy flow network

ここで, $\bar{D}$, $\bar{N}$, $\bar{Y}_c$, $\bar{Y}_d$ はそれぞれ接続行列, モード数行列, 結合損失行列, 内部損失行列, $\bar{W}_o$, $\bar{W}_d$, $\bar{E}$, $\bar{W}_c$ はそれぞれ全要素の外部入力パワー, 内部損失パワー, エネルギー, 及び要素間の伝達パワーを表わすベクトルであり次式で与えられる。

$$\bar{D} = [d_{il}], \quad d_{il} = \begin{cases} 1, & \text{要素 } i \text{ と枝 } l \text{ が出連結} \\ -1, & \text{要素 } i \text{ と枝 } l \text{ が入連結} \\ 0, & \text{要素 } i \text{ と枝 } l \text{ が無連結} \end{cases} \quad (11)$$

i は要素番号, l は要素 i , j 間の結合枝番号であるから, 接続行列 $\bar{D}$ は n 行 λ 列の行列である。

$$\bar{Y}_c = \left\{ \begin{array}{l} \text{diag. } \eta_{cl} \end{array} \right\}, \quad \eta_{cl} = \eta_{ij}N_i \quad (12)$$

$$\bar{Y}_d = \left\{ \text{diag. } \eta_i \right\}, \quad \bar{N} = \left\{ \text{diag. } N_i \right\} \quad (12)$$

$$\bar{W}_o^t = [W_{o1}, \dots, W_{oi}, \dots, W_{on}] \quad (13)$$

$$\bar{E}^t = [E_1, \dots, E_i, \dots, E_n] \quad (13)$$

$$\bar{W}_c^t = [W_{11}, \dots, W_{1j}, \dots, W_{\lambda}] \quad (13)$$

2.3 システム方程式の解 式(10)を解くと, 各要素のエネルギー E_i , 要素 i , j 間のエネルギー伝達率 R_{ij} , 及び音源 s から特定要素 r へのエネルギー寄与率 Q_{rs} を求めることができる。

$$E_i = \bar{Z}_i^t \bar{W}_o / Q \quad (14)$$

$$R_{ij} = E_i / E_j = z_{ij} / z_{ii} \quad (15)$$

$$Q_{rs} = E_{rs} / E_r = (z_{rs} W_{os}) / (\bar{Z}_r^t \bar{W}_o) \quad (16)$$

ここで, $\bar{Z}_i^t$, z_{ij} はそれぞれ行列 $\bar{Y}$ の逆行列 $\bar{Z}$ の i 番目行ベクトル, ij 要素である。

3. SEA法のパラメータ

システム方程式(10)を解くには, 含まれているパラメータ: 要素エネルギー E , モード数 N , 内部損失率 η_i , 結合損失率 η_{ij} が必要である。これらの表現式, 計算と実験の比較及び電算化のための簡略表現式を示す。

3.1 要素のエネルギー 構造要素と閉空間音場要素を考えると, これらのエネルギーは次式で表わされる。

$$\text{構造要素: } E = M\langle V^2 \rangle \quad (17)$$

$$\text{音場要素: } E = M\langle P^2 \rangle / Z_c^2 \quad (18)$$

ここで, M は要素質量, $\langle V^2 \rangle$, $\langle P^2 \rangle$ はそれぞれ振動速度及び音圧の空間2乗平均値, Z_c は空気の固有音響抵

抗である。

3.2 モード数 著者らの計算システムでは、要素として、梁、平板、補強平板、円筒板、球面板及び音場を選択できる。Table 1 には、代表的要素のモード数を示す。Fig. 4 及び Fig. 5 にそれぞれ長方形平板及び補強平板のモード数の計算値と実験値を示す。

実験は、正弦波掃引加振でアナログ形機械インピーダンス測定装置を用い、周波数応答関数の共振ピークを計数

した。高周波域では使用したフィルタ幅の関係で、ピークを十分に分離できず実験値が計算値より低くなる傾向にある。Fig. 5 に示した計算値(a), (b)は補強平板と同面積及び50%面積の平板のモード数である。低周波域では補強リブの影響でモード数が減少することがわかる。式(21)は、 $N > 20$ で10%程度の誤差である。

Fig. 6 は円筒板のモード数を式(23)による理論値と著者らの簡略式で求めた結果を示す。両者は5%程度の

Table 1 Formulae of mode count for various type of elements⁽¹⁴⁾

type of element	wave type	mode count $N(\omega)$	note	Eq. no.
beam	B	$\frac{l}{\pi} \sqrt{\frac{\omega}{C_l \kappa}}$	$\kappa = \sqrt{I/A}$ $C_l = \sqrt{E/\rho}$	(19)
flat plate	B	$\frac{S\omega}{4\pi C_l' \kappa'}$	$\kappa' = h/\sqrt{12}$ $C_l' = \sqrt{E/\rho(1-\mu^2)}$	(20)
stiffened plate	B	$\frac{S\omega}{8\pi C_l'} \left(\frac{1}{\kappa_x'} + \frac{1}{\kappa_y'} \right)$	$\kappa_x' = \sqrt{h^3/12 h'}$ $\kappa_y' = \sqrt{I_y'/h'}$	(21)
circular plate	B	$\frac{S\omega}{\pi^3 C_l' \kappa'}$	$\kappa' = \frac{h}{\sqrt{12}}$	(22)
cylindrical plate	B	$\frac{1}{2\pi^2} \frac{S}{\beta R} \int_{\theta_m}^{\pi/2} g(\theta) d\theta$ $g(\theta) = \sqrt{\nu^2 - \cos^4 \theta}$	$\theta_m = \begin{cases} 0, & \nu \geq 1 \\ \cos^{-1} \sqrt{\nu}, & \nu < 1 \end{cases}$	(23)
2-D acoustical space	L	$\frac{S\omega^2}{4\pi C^2}$		(24)
3-D acoustical space	L	$\frac{V\omega^2}{6\pi^2 C^3}$		(25)

C : velocity of sound in air I : sectional moment of inertia
 E : Young's modulus S : surface area
 ρ : density of mass V : volume of space
 h : thickness of panel R : radius of cylinder
 h' : averaged thickness μ : Poisson's ratio
 A : sectional area $\nu = \omega/\omega_R$, $\omega_R = C_l/R$
 l : length of beam $\beta = h/\sqrt{12(1-\mu^2)}$
 ω : angular frequency

Fig. 4 Mode count of flat steel panel

Fig. 5 Mode count of stiffened panel

Fig. 6 Mode count of cylindrical panel

誤差で一致する。式(23)を用いると数値積分が必要となるが、簡略式を用いると計算時間を大幅に減少できる。

円筒板のモード数 $N(\nu)$ の簡略推定式は、次式である。

$$N = \frac{2\pi^2 \beta R}{S} N(\nu), \quad N = \frac{\nu^{1.5}}{1.07} \sqrt{\frac{16+19\nu^8}{16+6.5\nu^4}} \quad (26)$$

ここで、 S , R , β は円筒板の表面積、曲率半径、回転半径、 $\nu = \omega/\omega_R$, $\omega_R = C_l/R$, C_l は縦波の伝搬速度、 ω は角周波数である。

3.3 内部損失率 Fig. 7 に板厚 1 mm で面積が異なる 2 種類の鋼板の内部損失率の実測値を示す。この結果は音響放射の影響を除去したものである。実験は衝撃加振時の残響時間 T_{60} を計測し、 $\eta = 13.8/(Q T_{60})$ により求めた。鋼板の内部損失率の近似式として次式を用いる。

$$\eta = 0.41 \times f^{-0.7} \quad f: \text{周波数 (Hz)} \quad (27)$$

構造要素が系内部の音場との結合を無視する場合、及び外部空間と接している場合は、音響放射による損失率を付加することが必要である。

一方、音場要素の内部損失率は、音場の平均吸音率 $\bar{\alpha}$ が与えられると、次式によって求められる。

$$\eta = (C S \bar{\alpha}) / (4 V \omega) \quad (28)$$

ここで、 C , ω は空気音速、角周波数、 S , V は音場の表面積と体積である。Eichler は、ほとんど吸音性のない壁で囲まれた空間に対しては、境界における熱損失と粘性損失によるものとして、次式を与えている¹⁷⁾。

$$\bar{\alpha} = S_m = 18 \times 10^{-5} \sqrt{f} \quad (29)$$

Fig. 7 Internal loss factor of steel panel

3.4 結合損失率¹⁴⁾ 構造要素間、構造要素と音場要素間及び音場要素間の結合損失率 η_{ij} は、

$$\text{構造要素間: } \eta_{ij} = C_{gi} L_c \tau / \pi \omega S_i \quad (30)$$

$$\text{音場要素間: } \eta_{ij} = C_i S_c \tau / 4 \omega V_i \quad (31)$$

$$\text{構造要素と音場要素間: } \eta_{ij} = Z_c S_c \sigma / \omega M_i \quad (32)$$

ここで、 S_i , V_i , M_i , C_{gi} , C_i はそれぞれ要素 i の表面積、体積、質量、曲げ波の群速度、空気音速、 L_c は結合長さ、 S_c は結合面積、 τ , σ はそれぞれエネルギー透過率及び音響放射効率である。

結合損失率 η_{ij} を求めるには、式(30), (31), (32) からわかるように、エネルギー透過率、音響放射効率が必要である。以下に、平板要素の曲げ波のエネルギー透過率の解析結果、及び音響放射効率の近似式を示す。

3.4.1 曲げ波のエネルギー透過率¹⁸⁾ Fig. 8 に、直交する 4 枚の半無限平板で構成される X 形結合構造を示す。

z 軸上にある結合部へ要素 1 から入射角 θ_1 で曲げ波が入射し、要素 2, 3, 4 へそれぞれ θ_2 , θ_3 , θ_4 の角度で透過する。振幅反射係数を r , 振幅透過係数を t , 曲げ波の波数を k とすると、各要素の変位は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= (e^{-jk_1 \alpha_1 x} + r_1 e^{jk_1 \alpha_1 x} + \bar{r}_1 e^{k_1 \beta_1 x}) \phi_1(z) \\ u_2 &= (t_2 e^{-jk_2 \alpha_2 y} + \bar{t}_2 e^{-k_2 \beta_2 y}) \phi_2(z) \\ u_3 &= (t_3 e^{-jk_3 \alpha_3 x} + \bar{t}_3 e^{-k_3 \beta_3 x}) \phi_3(z) \\ u_4 &= (t_4 e^{jk_4 \alpha_4 y} + \bar{t}_4 e^{k_4 \beta_4 y}) \phi_4(z) \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \phi_i(z) &= e^{jk_i z \sin \theta_i}, \quad q_i = k_i / k_1 \\ \alpha_i^2 &= q_i^2 - \sin^2 \theta_1, \quad \beta_i^2 = q_i^2 + \sin^2 \theta_1 \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

$\bar{r}$, $\bar{t}$ はそれぞれ近接場成分の反射係数、透過係数である。

結合部における境界条件は、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \text{変位: } u_1 &= u_2 = u_3 = u_4 = 0 \\ \text{回転角: } \omega_1 &= \omega_2 = \omega_3 = \omega_4 = 0 \\ \text{モーメント: } M_1 - M_2 - M_3 + M_4 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

式(33)に式(35)を適用して、反射係数 r_1 を求めると、

$$r_1 = -(r_1 A^* + 1) / D \quad (36)$$

Fig. 8 Cross type junction consisting of 4-semi infinite panels

ここで、

$$D = r_1^* A^* + 1, \quad A^* = (\phi_2/r_2^*) + (\phi_3/r_3^*) + (\phi_4/r_4^*)$$

$$\phi_i = q_i^2 G_i, \quad r_i = \beta_i + j\alpha_i, \quad G_i = B_i / B_1$$

B_i は要素 i の単位長さ当り曲げ剛性、 $()^*$ は複素共役を表わす。

要素 1 からの斜入射全エネルギー透過率 $\tau(\theta_1)$ は、反射係数 r_1 から次のようになる。

$$\tau(\theta_1) = 1 - |r_1|^2 = \frac{2\alpha_1}{|D|^2} \sum_{i=2}^4 \alpha_i G_i \quad (37)$$

$$|D|^2 = 1 + \sum_{i=2}^4 \{q_i^2 G_i^2 + (\alpha_1 \alpha_i + \beta_1 \beta_i) G_i\} + \sum_{\substack{i,j=2 \\ i \neq j}}^4 \{G_i G_j (\alpha_i \alpha_j + \beta_i \beta_j)\} \quad (38)$$

要素 1 から要素 2, 3, 4 の各々への斜入射透過率は

$$\tau_{ii}(\theta_1) = 2\alpha_i \alpha_i G_i / |D|^2, \quad i = 2, 3, 4 \quad (39)$$

ランダム入射透過率 τ_{mi} は、次式で与えられる。

$$\tau_{mi} = \int_0^1 \tau_{ii}(\theta_1) d(\sin \theta_1) \quad (40)$$

Fig. 9 には、X 形結合の場合の入射角 θ_1 に対する斜入射透過率 τ_{ii} 及び斜入射反射率 ρ の計算結果を、種々の板厚比 $\sigma = h_2/h_1$ について示す。ただし、各要素は同一材質であり、板厚は $h_1 = h_3$ 、及び $h_2 = h_4$ の条件である。この結果から、 $\sigma > 1$ では、 τ_{12} 及び τ_{14} には全反射が生じることがわかる。

また、L 形及び T 形結合の場合には、式 (38)、(39)

Fig. 9 Transmission efficiency of cross-type junction as function of angle of incidence and thickness ratio

において、それぞれ $G_3 = G_4 = 0$, $G_4 = 0$ とおけばよい。

Fig. 10, 11 には、同一材質で構成された L 形、T 形、X 形結合のランダム入射透過率 τ_{mi} と $\theta_1 = 0$ の場合の垂直入射透過率 τ_{oi} の計算結果を対比して示す。

L、T 及び X の各結合形式に対する $\tau_{ii}(\theta_1)$, τ_{mi} の計算結果は、板厚比が $\sigma = 1$ の場合 Cremer の結果¹⁵⁾と完全に一致することを確認した。

Fig. 12 には、ランダム入射透過率に対する垂直入射透過率の比を示す。また、この比率の近似表現式の結果を点線で示すが、求めた近似式は 0.5 dB 以下の誤差であ

Fig. 10 Random incidence transmission efficiency of L and T-type junctions

Fig. 11 Random incidence transmission efficiency of X-type junction

Fig. 12 $\Delta = \log(\tau_0/\tau_m)$

る。いま、ランダム入射透過率 τ_m 、垂直入射透過率 τ_0 に対して $\Delta = 10 \log(\tau_0/\tau_m)$ とおくと、 Δ の近似式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{L12} &= \log[\sigma^{4.7} + \sigma^{1/4.7} + 0.25] + 1.35 \\ \Delta_{T13} &= 1.77 \\ \Delta_{X13} &= \log[\sigma^{3.65} + \sigma^{1/3.65} + 3500] - 1.65 \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

式(41)の近似式を用いることにより、 τ_m を精度よく、しかも、簡単に求めることができる。

3.4.2 音響放射効率の近似式 平板の音響放射効率 σ としては、Maidanik の式¹⁹⁾ がよく適用される。この式は、周波数領域によって異なる計算式を適用しなければならないため、電算化においては極めて不便である。このため、全周波数域を統一して計算できる近似式を作成した。すなわち、

$$\sigma \doteq \frac{2\tau_{11}r^2}{\sqrt{(r^2 - \tau_{11}^2)^2 + \tau_{11}^4}} \left(\frac{r}{\tau_{11}}\right)^{1/4} + \frac{r^{3.5}(r^{3.5} + \beta)}{(r^{3.5} - 1)^2 + \beta} \quad (42)$$

$$\tau_{11} = (P^2/8S - 1)\lambda_c^2/2S, \quad \lambda_c = 2\pi C/\omega_c$$

$$1/\beta = \sqrt{(P/2 + 2\sqrt{S})/\lambda_c}, \quad r = \omega/\omega_c$$

ここで、 ω_c 、 P 、 S はそれぞれ平板の限界角周波数、周長、及び面積、 C は空気音速である。

Fig. 13 に、異なる寸法をもつ 2 種類の鋼板について音響放射効率を Maidanik の式及び式(42)の近似式を用いて計算した結果を示す。両者は、かなりよく一致しており、近似式の簡略さを考えると実用的に十分であろう。

3.4.3 音場間のエネルギー透過率⁸⁾ 式(31)の音場間の結合損失率は、音場要素間に介在する隔壁の非

Fig. 13 Radiation efficiency of flat steel panels

共振モードに対して適用する。この場合のエネルギー透過率 τ には、次式に示す隔壁の質量則による透過率を用いる。

$$\tau_m = \{\ln(1+X^2)\}/(1+X^2) \quad (43)$$

$$X = (\omega m)/(2Z_c)$$

ここで、 m は隔壁の単位面積当りの質量、 Z_c は空気音の音響抵抗である。

4. 固体音の解析例

SEA法の適用例として、立体仮構造モデル、1/10 縮尺の船舶構造モデルの振動伝搬、及び箱形モデルの音響加振による 2 次固体音の解析例を示す。

4.1 振動加振による固体音伝搬^{5~8)}

4.1.1 立体仮構造モデル Fig. 14(a) に、モデルの概略を示す。各要素パネルの板厚は 1 mm で、要素数は 148、結合部数は 547 であり、国内外で最初の 100 要素をこえる構造系に対する SEA法の適用例である。Fig. 14(b) には、 π_1 断面の各要素の振動レベルの計算値と実測値を、1 kHz の 1/3 オクターブバンド成分について示す。両者はよく一致しており、大形構造系への SEA法の適用性を確認できた。

4.1.2 船舶構造モデル Fig. 15(a) に、1/10 縮尺の船舶構造モデルの概略を示す。機関室部と居住区からなる複雑な構造モデルで、要素の板厚は 1.0~1.6 mm で、要素数は 337、結合部数は 1317 である。

(a) model A

(b) Distribution of vibration level in section $-\pi_1$

Fig. 14 Calculated and measured vibration level of 3D-plate structural model

Fig. 15 Calculated and measured vibration level of 1/10 scale model of ship structure

加振点は、Fig. 15 (b) に示すように、 π_3 断面の dK-1 のパネルで、電磁加振器によりランダム振動を入力した。Fig. 15 (b) に、 π_3 断面の各要素の振動レベル分布を、2 kHz の 1/3 オクターブバンド成分について、計算値と実測値を比較して示す。dK-1、dK-2 において、計算値と実測値に多少誤差があるが、実用的には十分である。

Fig. 16 には、 π_1 、 π_3 、 π_5 断面における各デッキの平均振動レベルを示す。dK-1 では、加振点からの距離の影響が現われているが、dK-2 より上方では、各断面ともほぼ同じレベルになっており、振動エネルギーが急速に拡散していることがわかる。また、振動レベルの低減は加振源からの距離と共に小さくなることわかる。

dK-4 の振動レベルが、dK-3 よりも高くなっている

Fig. 16 Averaged deck vibration level in transverse sections

のは、要素パネルの質量の差によるものである。

4.2 音響加振による 2 次固体音 Fig. 17 に示す箱形モデルを用いて音響加振による 2 次固体音の伝搬性状の計算と実験を行った。このモデルは、板厚 1 mm の鋼板モデルで、平板要素数は 31、音場要素数は 6 である。加振源は、音場要素 32 の内部に、スピーカによりランダムノイズを入力した。また、音場要素の吸音効果の影響を調べるために、吸音処理をしない場合及び吸音処理をした場合を比較した。

Fig. 17 に、吸音処理しない場合について、音源要素の音圧レベルに対する各要素の振動レベル差 ΔL_{pv} 、及び音圧レベル差 ΔL_p を、計算値と実験値を比較して示す。 ΔL_{pv} 、 ΔL_p とも、音源要素と隣接要素間で最も大きく、音源要素からの距離による増加は小さい。この傾向は、周波数が高くなると、とくに著しくなる。

Fig. 18 には、吸音処理した場合について、同様に、振動レベル差 ΔL_{pv} と音圧レベル差 ΔL_p を示す。Fig. 17 と対比すると明らかなように、吸音処理の効果は、音圧レベル差 ΔL_p を著しく増加させている。

ΔL_{pv} 及び ΔL_p に対する吸音処理の効果を調べるために、2 要素系の SEA モデルによる解析を試みる。Table 2 に、吸音処理しない場合、及び吸音処理した場合の音場要素の平均吸音率 $\bar{\alpha}$ 、内部損失率 η 及びパネルの音響放射効率 σ を示す。Fig. 17 及び Fig. 18 の結果から、吸音処理の有無にかかわらず、 ΔL_{pv} の変化は小さいので、パネルの音響放射効率と内部損失率は、吸音処理しない場合の数値を用いる。

以下に述べる解析では、音源要素を要素 i 、隣接音場

Fig. 17 Level difference between each element and source space (no treatment)

Table 2 Absorption coefficient and loss factor of acoustical space, and radiation efficiency of panel

freq. (kHz)	no treatment		with 25' G.W.		rad. eff. σ^{**}
	$\bar{\alpha}^*$	η	$\bar{\alpha}$	η	
.25	.003	.0027	.3	.271	.009
.50	.004	.0018	.5	.226	.011
1.0	.006	.00135	.8	.180	.013
2.0	.008	.0009	.8	.090	.015
4.0	.011	.0006	.7	.039	.020
8.0	.016	.0005	.7	.020	.123

* Eq. (29) after Eichler¹⁷⁾, ** Eq. (42)

要素を要素 k , 音場要素間の隔壁パネルを要素 j とする。

4.2.1 ΔL_{pv} の推定 音源要素の音圧レベルと隣接隔壁要素の振動レベル差 ΔL_{pv} は、次式で与えられる。

Fig. 18 Level difference between each element and source space (with 25 mm glass wool)

$$\Delta L_{pv} = 10 \log \left(\frac{M_j E_i}{M_i E_j} \right) = 10 \log \left[\frac{M_j N_i}{M_i N_j} \left(1 + \frac{\eta_j}{\eta_{ji}} \right) \right] \quad (44)$$

ここで、

$$N_i = \frac{\alpha_i V_i \omega^8}{6 \pi^2 C_i^3}, \quad N_j = \frac{\alpha_j S_j \omega}{4 \pi C_{ij} \kappa_j}$$

$$\frac{M_j N_i}{M_i N_j} = \frac{2 \alpha_i m_j \omega^2}{3 \pi \alpha_j Z_{c_j} \omega_{c_j}}, \quad \eta_{ji} = \frac{Z_{c_i} \sigma}{m_j \omega}$$

M は要素の質量, V は音場の体積, $S, \kappa, \omega_c, C_i, m$ はそれぞれ隔壁の面積, 回転半径, 限界角周波数, 縦波の伝搬速度, 単位面積当りの質量, C, Z_c は空気音速, 固有音響抵抗である。 α_i と α_j は定数であり 1/3 オクターブバンドの場合, $\alpha_i = 0.707, \alpha_j = 0.232$ である。式 (44) に $(M_j N_i) / (M_i N_j)$ 及び η_{ji} を代入すると、

$$\Delta L_{pv} = 10 \log \left[\frac{2\alpha_i}{3\pi\alpha_j} \cdot \frac{m_j\omega}{Z_{ci}} \cdot \frac{\omega}{\omega_{cj}} \left(1 + \frac{m_j\omega}{Z_{ci}} \cdot \frac{\eta_j}{\sigma} \right) \right] \quad (45)$$

$(m_j\omega)/Z_{ci}$ は要素間のインピーダンス比である。式(45)には音場要素の内部損失率は含まれていない。したがって ΔL_{pv} には、音場要素の吸音効果の影響はないことがわかる。モデルに対する諸数値として

$m_j/Z_{ci} = 1.76 \times 10^{-2} \text{ s}$, $\omega_{cj} = 7.74 \times 10^4 \text{ rad/s}$ 及び Fig. 19 に示す η_j/σ を用いて、式(45)により、 ΔL_{pv} を計算した結果を Fig. 20 に示す。

Fig. 19 Ratio of internal loss factor to radiation efficiency

Fig. 20 Effect of absorbing treatment to level difference (vibration velocity level)

実測値が吸音処理のある場合とない場合で、多少バラツキがあるが、式(45)による計算結果は、実験結果をよく説明できる。8 kHz バンドの ΔL_{pv} に対しては、Table 2 及び Fig. 19 からわかるように、音響放射効率の急増による影響が現われている。

4.2.2 ΔL_p の推定 音源要素と隣接音場要素の音圧レベル差 ΔL_p は次式のようになる。

$$\begin{aligned} \Delta L_p &= 10 \log \left\{ \frac{M_k E_i}{M_i E_k} \right\} \\ &= 10 \log \left\{ \frac{M_j E_i}{M_i E_j} \right\} + 10 \log \left\{ \frac{M_k E_j}{M_j E_k} \right\} \quad (46) \end{aligned}$$

右辺第1項は、式(45)であり、第2項は次式になる。

$$\frac{M_k E_j}{M_j E_k} = \frac{M_k}{M_j} \left(\frac{N_j}{N_k} + \frac{\eta_k}{\eta_j} \right) \quad (47)$$

式(46)に式(45)、(47)を代入すると、 ΔL_p は、

$$\begin{aligned} \Delta L_p &= 10 \log \left[\left(1 + \frac{m_j\omega}{Z_{ci}} \cdot \frac{\eta_j}{\sigma} \right) \right. \\ &\quad \times \left. \left\{ 1 + \frac{2\alpha_k}{3\pi\alpha_j} \cdot \frac{M_k}{M_j} \left(\frac{m_j\omega}{Z_{ci}} \right)^2 \frac{\omega}{\omega_{cj}} \cdot \frac{\eta_k}{\sigma} \right\} \right] \quad (48) \end{aligned}$$

式(48)は右辺に音場の内部損失率 η_k を含んでおり、吸音処理により ΔL_p が増加することがわかる。音場要素 i と k は同一形状であるから、式(45)に用いた数値と、Fig. 19 の η_k/σ を用いて、式(48)により ΔL_p を計算した結果を、Fig. 21 に示す。吸音処理のある場合、ない場合とも、計算結果と実験結果はほぼ一致している。この結果は、十分な吸音処理を行うと、 ΔL_p はほぼ隔壁の透過損失に近くなることを示している。

Fig. 21 Effect of absorbing treatment to level difference (sound pressure level)

また、隔壁の非共振モードによる ΔL_p は、吸音処理の有無にかかわらず、Fig. 21 の結果よりも大きく、0.25 kHz バンドで約 5 dB、0.5 kHz バンド以上では、約 10 dB 程度大きくなることを計算によって確認した。

4.2.3 2次固体音対策のためのパラメータ

式(45)及び式(48)から ΔL_{pv} 及び ΔL_p の増加に効果のあるパラメータとしては、次のようになる。

- (1) パネルの単位面積当りの質量の増加
- (2) パネルの内部損失率の増加
- (3) パネルの音響放射効率、限界周波数の低減
- (4) 音場要素の平均吸音率の増加

5. ま と め

固体音伝搬解析に SEA 法を適用し、複雑な立体構造系の固体音を実用的な精度で解析できることを確認した。まず、多要素系のシステム方程式を導出し、各種要素のモード数の計算式、及び結合損失率、内部損失率などのパラメータを示すと共に、計算時間短縮のためにエネルギー透過率、音響放射効率などの簡略近似式を作成した。また、平板要素の X 形結合について、曲げ波のエネルギー透過率の理論式を導出し、斜入射及びランダム入射透過率の解析を行い、垂直入射透過率に対するランダム入射透過率の補正式を作成した。

次いで、要素数が 100 を超える立体板構造モデル、及

び船舶構造縮尺モデルで行った固体音伝搬の実験結果と計算結果はほぼ一致し、SEA法の実用性が検証できた。さらに、音響加振による2次固体音の計算と実験を行い、両者が一致することを確認した。2次固体音は音源要素と隣接要素間で減衰が大きく、距離減衰効果は少ない。吸音処理は受音室の放射音低減に効果があることを理論的に示すと共に、2次固体音の対策に効果のあるパラメータを示した。

なお、本研究の一部は、日本造船研究協会SR156部会の委託研究で実施したことを付記して謝意を表したい。

文 献

- 1) R. H. Lyon and G. Maidanik, J.A.S.A. 34 (5) (1962-5), 623
- 2) P. W. Smith, Jr., J.A.S.A. 34 (5) (1962-5), 640
- 3) A. J. Price, et al., J.A.S.A. 47 (3) (1970), 683
- 4) R. J. Sawley, ASME symp. stochastic processes in dynamical problems. (1969), 469
- 5) 日本造船研究協会, SR156部会研究資料, No. 252, 270, 286-1 (昭51-3, 52-3, 53-3)
- 6) Y. Irie, et al., Proc. Inter Noise 78 vol. 2 (1978-5), 789
- 7) K. Fukuzawa, et al., Proc. Inter Noise 79 vol. 2 (1979-9), 623
- 8) 三橋, 機械学会479講習会(1979-1), 99
- 9) 横倉, IHI 技報, 18 (5), (昭53-9), 397
- 10) 鳶ほか, 川崎重工技報(77), (1981-1), 1
- 11) 修理ほか, 関西船協誌(173), (181), (昭54-6, 昭56-6), 133, 99
- 12) T. Yoshikai, et al., Proc. Inter Noise 81, vol. 2 (1981-10), 1049
- 13) J. Ødegaard-Jensen, Proc. Inter. Symp. on Shipboard Acoustics vol. 3 (1976), 281
- 14) R. H. Lyon, Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems (1975), MIT Press
- 15) L. Cremer, et al., Structure Borne Sound, (1973) Springer Verlag
- 16) E. E. Ungar, Trans ASME, J. Eng. Ind., 89 (4) (1967-11), 626
- 17) E. Eichler, J.A.S.A. 37 (6) (1965-6), 995
- 18) Y. Irie, et al., 96th Meeting of ASA (1978-12)
- 19) G. Maidanik, J.A.S.A. 34 (6) (1962-6), 809
- 20) 中村, 機械学会関西支部81講習会(1979-1), 1

〔質 疑 応 答〕

質問者 ヤンマーディーゼル技術研究所 米沢 徹

〔質問〕 Fig. 17 と Fig. 18 において振動レベルの減衰は、同レベルなのに音圧レベルに差があるのは何故か？ 固体伝搬音が同じなら透過音が大きいだけ振動も大きくなるはずだと思います。

〔回答〕 この結果は、音響励振(2次固体音と略称)の場合ですが、この時、音源要素の音圧レベルに対する各要素の振動レベル、音圧レベルの差をみると、音源要素と隣接要素間で最も顕著な差を示します。

(1) 音源音圧レベルと隣接パネルの振動レベルの差 ΔL_{pv} の式(45)をみますと、吸音処理により変化する音源要素の内部損失率 η_i は含まれていませんので吸音処理を行っても、レベル差 ΔL_{pv} は変化しないことがわかります。

(2) 音源音圧レベルと隣接音場要素の音圧レベル差 ΔL_p の式(46)をみますと、(46)式の第2項、すなわち(47)式には、吸音処理により変化する音場要素の内部損失率 η_k が含まれています。吸音処理を行うと受音要素である隣接音場要素の内部損失率が增加して、パネルの放射音を吸収することになるため ΔL_p が増加すると考えられます。

(3) 音場要素の吸音処理がない場合、及びある場合で、音源の供給パワーを一定にしますと、吸音処理がある場合は、音圧レベルは、吸音処理がない場合よりも低くなりますが、ここではレベル差により系の特性変化を調べる目的のために、吸音処理ありの場合は計測誤差を小さくするために音源のパワーを増加しています。

(4) 音源と隣接要素の音圧レベル差 ΔL_p は、吸音処理時は、パネルの透過損失だけで規定されるが、吸音処理がないときは、パネルの振動による放射エネルギーの寄与が大きいことを意味していると考えています。