

(昭和 56 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

船舶騒音予測プログラムについて

—SEA 理論の適用—

正員 田代新吉* 正員 高橋克敏*
 越野隆弘* 正員 吉海達喜**
 正員 服部一男** 佐藤俊雄**

Noise Prediction Program on Board Ship

—Application of Statistical Energy Analysis—

by Shinkichi Tashiro, *Member* Katsutoshi Takahashi, *Member*
 Takahiro Koshino Tatsuki Yoshikai, *Member*
 Kazuo Hattori, *Member* Toshio Sato

Summary

In order to build a quiet and comfortable ship, the noise levels on board ship must be predicted at early design stage. Statistical Energy Analysis developed by R.H.Lyon has been well known to be most useful frame work to study the energy flow of noise and vibration in structures.

Authors applied this theory to predict noise and vibration levels of accomodation quarters in merchant ships and have developed the computer program. It is assumed that both air- and structure-borne noise are able to hold and carry the noise energy. Components constructing cabins such as floors, walls, linings and air-cubes (acoustic fields) etc. have been all considered as SEA elements.

To examine the accuracy of program, experiments were carried out on merchant ships with a tapping machine as a noise source. About 600 data for each ship were measured and converted from Acc. Level to Sound Temperature Level (STL) for easy understanding of the direction of noise energy flow.

The result of comparison between the calculated and measured data have shown good agreements. Namely, the difference between them lies primarily within $\pm 3\text{dB}$ (80% of air-borne noise).

1 ま え が き

近年、船舶の居住性、作業環境の改善の見地から船内騒音の低減が重要な課題となってきた。静粛で快適な船舶を建造するためには、設計初期の段階において建造後の居住、作業空間の騒音レベルを予測し、必要な対策を講ずる必要がある。しかし、船内には主機を始めとして発電機、通風機、空調機などの音源が多数存在する。また船体および居住区が鋼板の溶接構造であるため固体伝搬音が騒音の主要因となり、これらが船舶の騒音現象を一層複雑にしている。

このように複雑な船舶騒音の予測手法としては、

(1) 構造不連続部における固体音の振動レベルの減

衰量を統計的に求め、まず固体音レベルを予測し次に空気音レベルを予測する方法

(2) 有限要素法 (FEM) を利用する方法

(3) Statistical Energy Analysis (SEA) による方法

がある。(1) は実験および経験を背景とする歴史的な方法であるが、構造不連続部の減衰量が普遍的なものではなく船種ごとに異なり、特定の船型にしか適用できないなどの欠点がある¹⁾。(2) の FEM を利用する方法は、低周波の騒音、振動の解析には向くが、高周波 (可聴域) には不適でコストが高い²⁾。(3) の SEA を利用する方法は、居室を構成する部屋空気、壁などを騒音、振動エネルギーを保有する要素としてとらえ、それらの中で失われ、または相互に授受されるエネルギーを考慮し、全体のエネルギー収支から各要素のもつ騒音、振動エネル

* (財) 日本海事協会

** 日本鋼管 (株)

ギを求める方法であり、理論面⁴⁾からも最も良い方法と考えられている。

この SEA を利用した解析例としては、R. J. Sawley⁵⁾の小型船に適用した例、T. Kihlman⁶⁾らの小モデルに対する適用、J. O. Jensen⁹⁾の船体の部分縮尺モデルへの適用、B. M. S. Gibbs³⁾らの 1/4 コンクリート構造への適用例がある。

日本では SR-156 (造船研究協会第 156 部会) での一連の研究⁷⁾ (鋼箱および船体縮尺モデルへ適用し良い結果を得る)、修理⁸⁾のモデル実験と理論との比較、横倉⁹⁾の浮きドックを用いた実船規模の実験との比較がある。しかしながら、いずれのケースも SEA 理論と実験の対比にとどまり、現実に船舶の騒音予測に適用されているわけではない。この主な理由としては、

(1) 船体構造、居住区画仕様が複雑なため、忠実に計算する方法ではプログラムが複雑となる。

(2) プログラムをうまく作成しても、入力作業が複雑となり使用困難である。

(3) うまく入力できたとしても要素数、要素間の結合箇所が膨大となるため、計算実行に多大の時間を要する。

(4) 理論の適用例が少なく、FEM のように精度が確立していない。

(5) 実験が大規模なものになりやすく、再現性や実験誤差のばらつきなどの難点がある。

(6) 振動レベルが計測対象の材料特性、板厚などの変化により大きく変化する。

などが考えられる。さらにこれらの問題点が複雑にからみ合い、相互に影響し合っていることが SEA 理論の船室騒音予測への適用と発展を一層むずかしいものとしている。

筆者らは、(1)、(2) に関しては入力方式などの工夫により、(3) に関しては SEA 要素の部分消去などの方法により要素数を減少し実用の範囲に収めることができた。また、(5) については別途計測を行いばらつきは±3dB 程度であることを確認し、再現性は実験に Tapping Machine を用いることで回避した。さらに(6)に関しては、モーダルエネルギーに基礎をおく Sound Temperature Level 表示を導入し解決をはかった。

本論文では、実船における騒音振動分布実験の計測値と騒音予測プログラムの計算値を対比して良好な結果が得られたので報告する²¹⁾。

2 Statistical Energy Analysis の概要

本理論は、ある周波数帯域に存在するモードの平均応答を各モードが保持する平均エネルギーを未知数として、各要素間のパワーのバランスから求める方法であり、構

造物の比較的高周波の振動、騒音の統計的な応答解析として優れた手法である。

本理論では、次の仮定が設けられている⁴⁾。

(1) 要素の周波数バンド $\Delta\omega$ 内の共振モードは、それぞれ同一のエネルギーをもつ

(2) 隣接する要素 i と要素 j の個々の共振モードの間の結合状態は等しい

(3) ある要素から他の要素へエネルギーを伝達する波と、逆方向へエネルギーを伝達する波との間で相関はない

(4) 要素 i から要素 j へ伝達されるエネルギーは、それぞれのもつモーダルエネルギーの差に比例する

この仮定に基づくと、 m 個の要素から成る系の各要素におけるパワーバランスは次式となる。

$$W_i^{in} = W_i^{dis} + \sum_{j=1}^m (W_{ij} - W_{ji}) \quad (2.1)$$

ここで、 W_i^{in} ; 外部より要素 i へ供給されるパワー

W_i^{dis} ; 要素 i 内で消費されるパワー

W_{ij} ; 要素 i から要素 j へ伝達されるパワー

これらは、また次のように現わされる。

$$W_i^{dis} = \omega \eta_i n_i \Delta\omega E_i^m \quad (2.2)$$

$$W_{ij} = \omega \eta_{ij} n_i \Delta\omega E_i^m$$

ここで、 ω ; 角周波数

η_i ; 要素 i の損失係数 (Dissipation Loss Factor)

η_{ij} ; 要素 i, j 間の結合損失係数 (Coupling Loss Factor)

n_i ; 要素 i のモード密度 (modal density)

E_i^m ; 要素 i のモード 1 個当りのエネルギー (modal energy)

要素 i, j の間には次の関係がある。

$$\eta_{ij} n_i = \eta_{ji} n_j \quad (2.3)$$

式 (2.1), (2.2), (2.3) より次の連立方程式が得られる。

$$\omega \cdot [A] \cdot \{E^m\} = \{W^{in}\} \quad (2.4)$$

ここで $[A]$ は $m \times m$ の係数行列であり、各要素は次のように現わせる。

$$a_{ii} = \sum_{j=1}^m \eta_{ij} n_i \Delta\omega \quad \text{ただし } \eta_{ii} = \eta_i \quad (2.5)$$

$$a_{ij} = -\eta_{ij} n_i \Delta\omega \quad \text{ただし } i \neq j$$

また $\{E^m\}$, $\{W^{in}\}$ は m 次元の列ベクトルである。

式 (2.4) は SEA 方程式と呼ばれ、既知の音源 $\{W^{in}\}$ 、既知の振動、または騒音レベル $\{E^m\}$ を基にこれを解くことにより各要素のモーダルエネルギーが求まり、各要素の音圧、振動レベルを得ることができる。

各 SEA パラメータは実験または計算により求められ以下の式で表わされる^{10)~14)}。

[モード密度]

矩形平板

$$n_i = \frac{\sqrt{12}}{4\pi C_L t} \left(S - \frac{\lambda_p}{4\pi} P \right) \quad (2.6)$$

ただし, C_L ; 平板中における縦波速度

t ; 板厚

S ; 平板の面積

P ; 平板の周長

λ_p ; 平板中の曲げ波の波長

直方体の空間

$$n_i = \frac{\omega^2 V}{2\pi^2 c^3} \left(1 + \frac{\pi c}{4\omega} \cdot \frac{A}{V} \right) \quad (2.7)$$

ただし, V ; 空間の体積

A ; 全表面積

c ; 空気中の音速

[結合損失係数 (CLF)]

板要素間の CLF

$$\eta_{ij} = \frac{c_{Gi} L}{\pi \omega S_i} \tau_{ij} \quad (2.8)$$

ただし, c_{Gi} ; 要素 i における曲げ波の群速度 ($=2c_{Bi}$)

c_{Bi} ; 要素 i における曲げ波の速度

L ; 要素 i と要素 j の結合部長さ

S_i ; 要素 i の面積

τ_{ij} ; 要素 i から要素 j への平均透過率

板要素と空気要素間の CLF

$$\eta_{ij} = \frac{\rho_a c}{\rho_s \omega} \sigma_{rad} \quad (2.9)$$

ただし, ρ_a ; 空気の密度

ρ_s ; 板の面密度

σ_{rad} ; 放射率^{13),14)}

[損失係数 (DLF)]

損失係数は, 理論的に求めることが困難であり, 実験的に求めた値を使用した。実験の方法等, 詳細は5において述べる。なお計測対象材料は, 船舶に一般に用いられているものとした。

3 Sound Temperature Level (STL)

3.1 STL 表示の意義

従来, 騒音, 振動はそれぞれ音圧, 振動加速度または速度の基準値に対する比の対数をとった dB 値で表示されているが, この両者の dB 値間には物理的に共通な基準値は存在しない。このため, 計測値の大小から両者間における音エネルギーの流れを把握することは不可能である。さらに固体音間においても板厚, 材質が異なれば同じことがいえる。この異なるレベル表示に簡単な補正を行うことにより, 音エネルギーの流れの把握を可能にしたものが STL 表示であり, これにより対策の立案が容易になった。STL は SEA におけるモーダルエネルギーの考え方を発展させたものであり, 詳細は文献^{15),21)}に述

べられているが, 本論文における計算結果および計測結果の表示に用いられているので簡単な説明を行う。

3.2 従来の表示法との関係

周波数バンド Δf において, 音圧の自乗平均値 $\langle p^2(\Delta f) \rangle$ とモーダルエネルギー E_m との間には次の関係がある。

$$\langle p^2(\Delta f) \rangle = \frac{4\pi\rho_a}{c} E_m f^3 \cdot \frac{\Delta f}{f} \quad (3.1)$$

従って, 1 オクターブバンドでは,

$$\langle p^2 \rangle = \frac{4\pi\rho_a}{c} E_m f^3 \log_e 2 \quad (3.2)$$

ただし, $\langle p^2 \rangle$; 1 オクターブ・バンドにおける音圧の自乗平均値

ρ_a ; 空気の密度

c ; 空気中の音速

$E_m f^3$; 1 オクターブ・バンドにおける $E_m f^3$ の周波数平均値

板要素においては, 加速度の自乗平均値 $\langle \alpha^2(\Delta f) \rangle$ とモーダルエネルギーとの間には次の関係がある。

$$\langle \alpha^2(\Delta f) \rangle = \frac{\pi^2}{\sqrt{3} \rho_w t^2 c_L} E_m f^3 \cdot \frac{\Delta f}{f} \quad (3.3)$$

従って, 1 オクターブ・バンドでは,

$$\langle \alpha^2 \rangle = \frac{\pi^2}{\sqrt{3} \rho_w t^2 c_L} E_m f^3 \log_e 2 \quad (3.4)$$

ただし, $\langle \alpha^2 \rangle$; 1 オクターブ・バンドにおける加速度の自乗平均値

ρ_w ; 板要素の密度

t ; 板厚

c_L ; 板要素における縦波速度

式 (3.2), (3.4) より $E_m f^3$ が音圧および加速度の自乗平均値に比例することがわかる。また $E_m f^3$ は空気音, 固体音にかかわらず各 SEA 要素のモーダルエネルギーを表わし, 音圧レベルおよび振動加速度レベルから簡単に計算できるので, 共通尺度として適切である。

3.3 STL 基準値

適当な基準値を定めることにより, STL 表示は音圧のレベル表示に等しくできる。 $E_m f^3$ を T と表わすと基準値 T_0 は, 式 (3.2) において $\langle p_0 \rangle = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$, $\rho_a = 1.2048 \text{ kg/m}^3$, $c = 343 \text{ m/s}$ を代入すると,

$$T_0 = 1.307 \times 10^{-8} \approx 1.3 \times 10^{-8} (\text{N} \cdot \text{m/s}^3) \quad (3.5)$$

となる。

固体音に対しては, 式 (3.4) から明らかなように材質, 板厚を決定しなければならない。いま, この基準材質として鋼を選び $\rho_w = 7850 \text{ kg/m}^3$, $c_L = 5370 \text{ m/s}$, $\langle \alpha_0 \rangle = 10^{-5} \text{ m/s}$ を式 (3.4) に代入すると,

$$t_0 = 12.09 \approx 12 (\text{mm}) \quad (3.6)$$

となる。従って, STL を SPL または L_a で表わすと

$$\text{STL} = \text{SPL} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} \text{STL} &= L_a + 20 \log \frac{t}{12} + 10 \log \frac{\rho_w c_L}{7.85 \times 5.37 \times 10^6} \\ &= L_a + C_t + C_m \end{aligned} \quad (3.8)$$

となる。

ただし、 $C_t = 20 \log (t/12)$ ；板厚補正

$C_m = 10 \log (\rho_w c_L / 7.85 \times 5.37 \times 10^6)$ ；材質補正

すなわち、加速度レベル (L_a) に板厚補正、材質補正を施したものが STL であり SPL と共通な尺度となる。

音エネルギーは、モーダルエネルギーすなわち STL 値の高い要素から低い要素へと流れるので、空気音、固体音の混在した伝搬状況を表示するのに STL は有効である。

4 騒音予測プログラム

4.1 プログラム仕様

4.1.1 適用範囲

居住区画、機関区画、音源音量などを所定の方式で入力し、一般船型（後部船橋型）の船舶の各区画の部屋、床、仕切壁、天井、内張などの騒音および振動レベル (STL [dB]) を求める。計算対象となる周波数は、31.5 ~ 8000 Hz までの各オクターブ・バンドである。

4.1.2 SEA 要素

入力された各区画の配置は、デッキ単位にプログラム内部で解釈される。各デッキ内は部屋ごとに分割され、部屋空気、床、仕切壁、天井、内張がそれぞれ SEA の要素として方程式中の変数を割り当てられる。

各要素のオクターブ・バンド中の振動モード数、エネルギー損失、要素間の結合損失係数など SEA 方程式の組み立てに必要なパラメータは、構造および配置を表わす入力データに従い、2 の各パラメータ算出式に基づいてプログラム内部で自動的に計算される。

4.1.3 SEA 要素の部分消去

プログラムに入力する範囲は機関区および居住区画であるが、現実にはこれらに隣接する区画に騒音、振動エネルギーが流出し失われる。プログラムでは、これらの二重底、船倉などへ伝達されるエネルギーを隣接区画の内部損失係数 η_i を増すことで等価に評価する方法を採っている。また各部屋の構成要素全てを変数とすると、全体方程式の次元が大きくなり計算時間も増大する。これを防ぐため部屋の内張に関しては、SEA 要素としては考えが隣接壁、部屋空気要素にその影響を等価に取り入れる方法で部分消去を行った。

この結果、入力範囲を機関区および居住区画のみに限定すること、SEA 全体方程式の次元を減少すること（例えば、15,000 DWT Chemical Carrier では機関区、居住区を含め全層で約 2,600 元が、部分消去により 2,000 元程度となる）を可能にし、系の複雑さおよび計算時間

の減少をはかった。

4.1.1 入出力および計算時間

入力は、各階層ごとに居住区画および機関区画の部屋を一番上の層から順次入力する形をとる。入力の大部分は、各部屋の配置、仕様の指定に当てられる。各部屋の床、壁などの寸法、構成材料およびその材料定数などの詳細な仕様は、入力された部屋、壁、材料タイプ名称を手掛りに階層構造の仕様表を参照して、プログラム内部で自動的に解釈される。

全体の入力カード枚数は、これらの階層構造の居室仕様設計標準の導入により（部屋総数 $\times 2 + \alpha$ ）枚程度に減少することに成功した。標準仕様でない特殊仕様、ドア、階段なども入力可能であり、現実の構造をほとんどそのままの形でモデル化することができる。

音源は、それが存在する SEA 要素、すなわち固体音は床、壁に、空気音は部屋空気に入力することができ、その形式はパワーレベルまたは要素の振動、騒音レベルの指定のいずれも可能であり、暗騒音も考慮することができる。

計算結果の出力は、部分消去された内張も含め、すべての部屋空気、床、天井、壁について STL 値で出力される。また Fig. 1 に示すように、居住区配置図の形の出力も可能であるので、出力結果の検討を容易に行うことができる。本プログラムの入力データ作成に要する手間は、約 5 ~ 7 日 $\times$ 1 人であり、CPU は 1 オクターブ・バンド当たり約 100 秒前後 (IBM 370/168) である。

4.2 プログラムの構造

プログラムは入力部、計算部、出力部からなり、各周波数および各入力層（甲板単位）のループで構成される (Fig. 2)。入力されたデータは、最上層から各層ごとにそれぞれの部屋の構成要素の結合状況、仕様などが解釈され、SEA 方程式の組み立てに必要な情報が作成される。この情報を基に居住区および機関区全体にわたる SEA 方程式が組み立てられ、これを解くことにより各要素のモーダルエネルギー、すなわち STL 値が得られる。この結果は、各層および各部屋ごとに編集され出力される。

5 実験

5.1 概要

船舶騒音予測プログラムに関連し、Table 1 に示す一連の実験を行った。これらの実験は、材料の物性に関する実験、1 パネル中の振動分布に関する実験および計算結果と実験結果を比較し、精度の検証を目的とする実船実験からなる。

物性実験の目的は、プログラム中の計算の基礎となるヤング率、密度、損失係数を求めることにある。ヤング

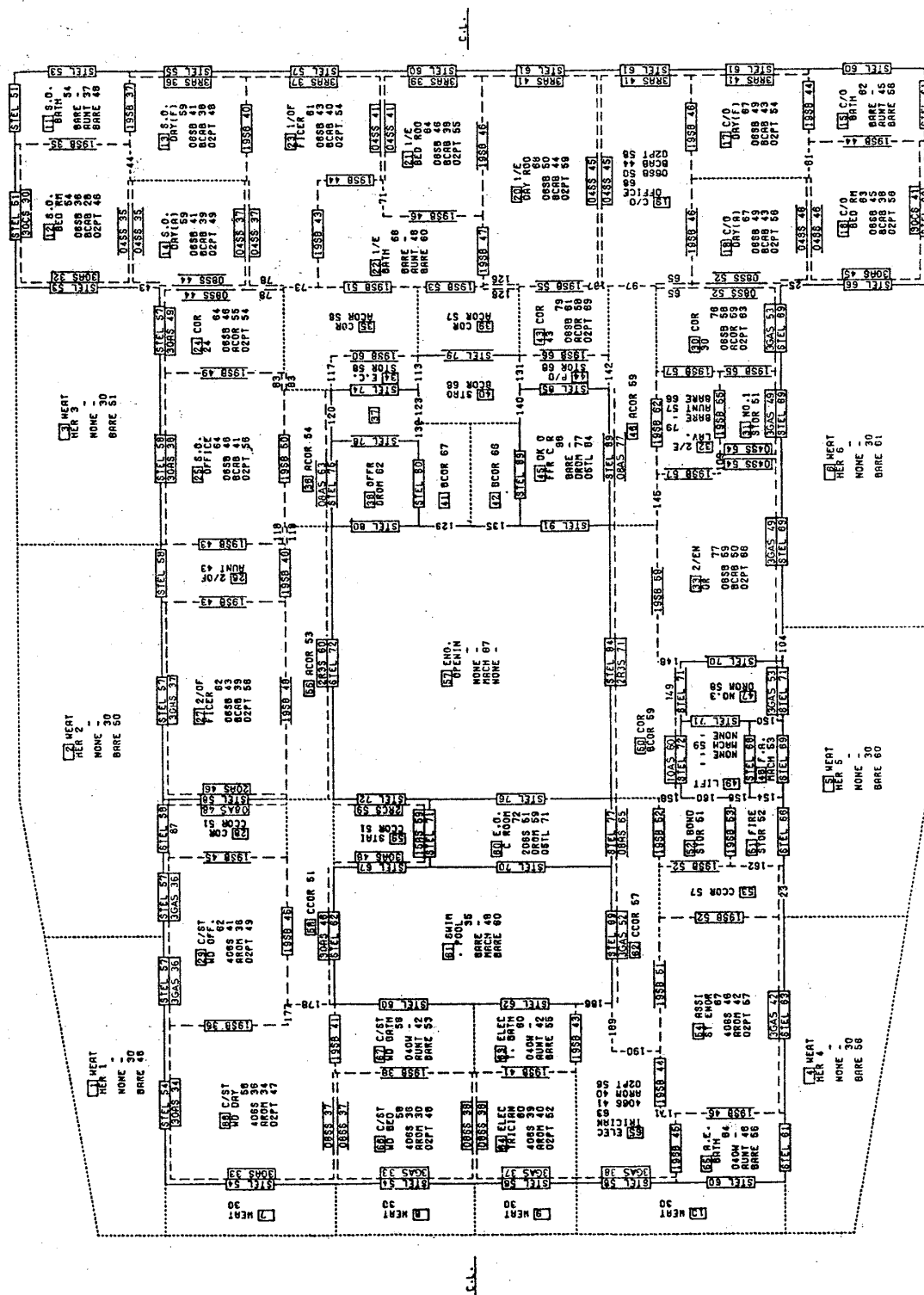


Fig. 1 Example of Output: Cabin Arrangement Plan with Specifications and STL value of each SEA element

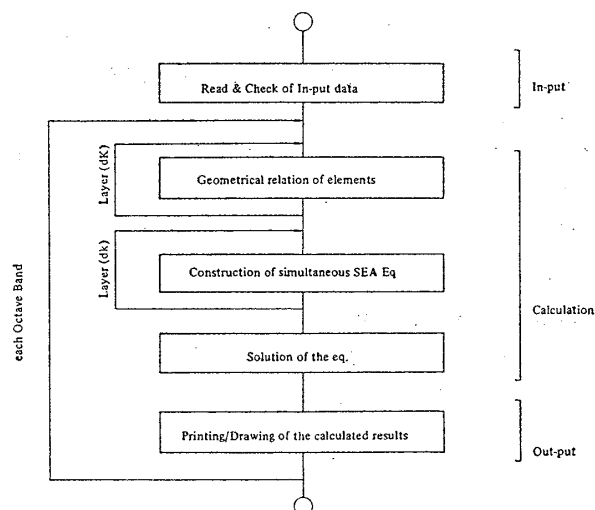
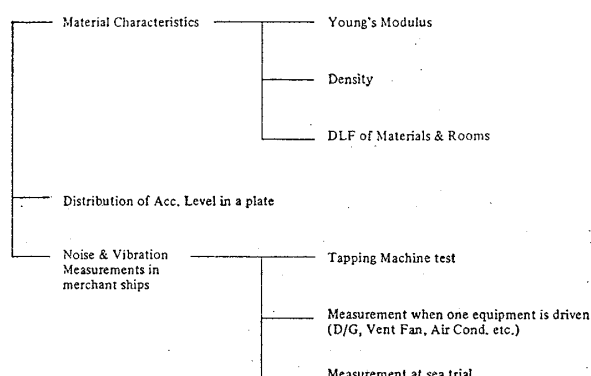


Fig.2 Structure of Ship Noise Prediction Program

Table 1 Kinds of experiment



率に関しては各材料を JIS に定められた所定の形状に切り出し、引張り試験により計測した。損失係数に関しては、板状の材料を釣り糸で吊しハンマリングによる減衰度 (Decay Rate) を計測する実験および機械インピーダンス法に従い半値幅を計測する実験を行った。前者の方法は接触部分が少なく外部へ逃げるエネルギーが少いため、内部損失係数の計測方法としては最も良いものと思われる¹⁰⁾。

部屋空気の損失は純粋に空気中で振動が熱に変換されるものと、部屋の中の吸音材料に吸収されるものとに分けられるが、後者の方がはるかに大きく前者は無視してさしつかえない。部屋空気の損失係数は、室内でのピストル音およびスピーカーのカットオフ音の減衰状況の記録から 60 dB 減衰時間 (T_{60}) を求めて計算した。

振動の分布に関する実験は、同一パネル内でどの程度振動レベルが変動するか、またウェブやビーム上でどの程度振動レベルが変化するかを定量的に把握する目的で行った。

実船実験は、プログラムの精度の確認を目的として行

われた。一般にプログラムの精度の評価法として最適なものは、解析解との比較または権威あるプログラムとの比較である。しかし、本プログラムの場合は SEA 法による船舶騒音予測が若い分野の研究であるため、そのいずれもが当てはまらない。従って、本プログラムの場合は、実験と計算の結果を比較し精度を評価する方法を採った。実験には計測誤差によるバラツキや再現性などの問題があるが、再現可能な音源として Tapping Machine を居住区画に持ち込み、夜間静隠時に居住区画の多数点で騒音および振動の計測を行ったことで、これらの問題点はかなり解消されたと思われる。

単体機器実験は、発電機、通風機などを単独に動かし、周辺の騒音、振動レベルを計測し、これらの音源音量を求めるための実験である。

航行時計測は、海上試運転時に MCR (Maximum Continuous Rating) または NSR (Normal Service Rating) の状態で各甲板の騒音、振動レベルを計測し、計測値がプログラムの結果とどの程度合致するかを評価する目的で行った。

本章では、物性実験 (特に損失係数)、部屋空気の損失係数計測、振動分布および Tapping Machine を用いた実船実験について述べる。

5.2 損失係数

5.2.1 材料の損失係数

材料の損失係数は、板状の材料を 2 本の釣り糸で吊した状態にしてハンマリングを行い、振動の減衰をデータレコーダに記録し、Fig.3 の手順で DR (Decay Rate) を分析し、式 (5.1) から求めた。

$$\eta_i = \frac{DR}{27.3f} \quad (5.1)$$

ただし、 DR : 減衰度 (dB/sec)

f : 周波数 (Hz)

しかし本手法は材質が脆い場合には不適であるので、このような材料では、機械インピーダンス法により半値幅を計測し、これより求めた。半値幅と η_i との間には次の関係がある。

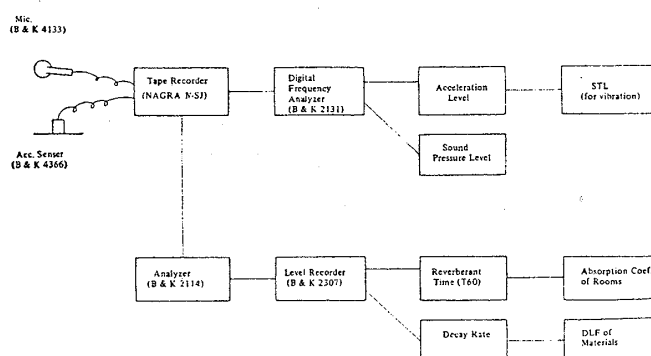


Fig.3 Block Diagram of Analyzing Systems

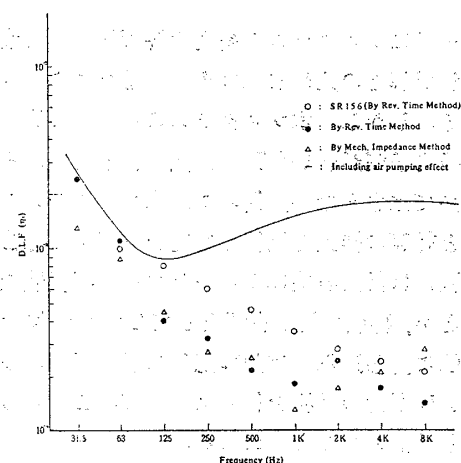


Fig. 4 (a) Dissipation Loss Factor of Steel

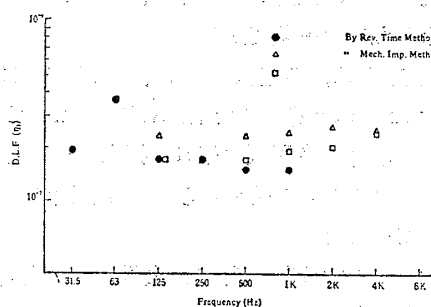


Fig. 4 (b) Dissipation Loss Factor of Particle Board

$$\eta_i = \frac{1}{b} \quad (5.2)$$

ただし、 b ；バンド幅 ($\Delta f/f_n$)

f_n ；共振周波数 (Hz)

Δf ；半値幅 (Hz)

この計測例として鋼板およびパーティクルボードの結果を Fig. 4 に示す。これよりいずれの方法を採ってもほぼ等しい値となることがわかり、計測対象により計測方法を使いわけてもさしつかえない。

これらの方法により得られた損失係数は純粋な内部損失係数であるが、一般に構造中に組み込まれた材料の損失係数は、これよりはるかに大きな値になるといわれている^{16),17)}。これは、構造中のウェブやビームの溶接すき間に入り込んだ空気が激しく振動し熱に変換される air-pumping 現象によるものと考えられている。また木壁とピースの結合部、本壁と根太の結合部においても同様な現象が生じているものと考えられる。この air-pumping を考慮した時の内部損失係数は次式で表わされる。

$$\eta_i^* = \eta_i + \frac{\lambda_p}{\pi^2 S} \sum r_i L_i \quad (5.3)$$

ただし、 η_i^* ；air-pumping を考慮した全体内部損失係数

η_i ；材料の内部損失係数

λ_p ；材料中のある周波数の曲げ波の波長

S ；材料の面積

L_i ；材料と材料の結合部のすきま長さ

r_i ；このすきまにおける振動吸収係数^{10),18),19)}

ここで r_i は空気音における吸音率 (α_i) に相当する係数である。この式を用い鋼板の η_i^* を求めると Fig. 4 (a) のようになり、周波数によらずほぼ 1×10^{-3} 程度で一定の値を取るようになる。プログラム中ではこれらを考慮した各材料の損失係数を採用した。

5.2.2 部屋の損失係数

部屋の損失係数は、残響時間を計測し、平均吸音率を求め、次式を用いて算出した。

$$\eta_i = \frac{cS(\bar{\alpha} - \bar{\tau})}{4\omega V} \quad (5.4)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{4 \log_e 10^6}{c} \cdot \frac{V}{S} \left(\frac{1}{T_{60}} \right)$$

ただし、 $\bar{\alpha}$ ；部屋の平均吸音率

$\bar{\tau}$ ；部屋を構成する壁の平均透過率

V ；部屋の体積

S ；部屋の全表面積

ω ；角周波数

c ；空気中の音速

T_{60} ；60dB 減衰時間

ここで、 $\bar{\tau}$ は各壁の放射率から逆算することが可能である。60dB 減衰時間は、船室内でドア、ルーバー、エアコン吸出口などを閉じた状態でピストルまたはスピーカのカットオフによる残響音の減衰をデータレコーダに記録し、Fig. 3 の分析手順により分析し求めた。その一例を Fig. 5 に示す。125 Hz 以下では十分な残響場が得られなかったためか、分析は不可能であった。ピストルおよびスピーカによる部屋損失係数の差は、Fig. 6 に示すようにほとんどなく、すべての周波数域でも同様な結果が得られた。これより、計測時間を限られる実船の部屋損失係数の計測には、ピストルを音源とする方法が有効である。

5.3 振動分布実験

SEA 法では、壁板や部屋空気などの各要素に単一のパラメータ（モダルエネルギー）を割り当て、その要素中では騒音または振動レベルは一定と考える。この一定レベルの範囲がどの程度の空間的広がりをもつか、また同一要素内で現実に計測した結果がどの程度の変化を示しているかを把握することは、SEA 要素の大きさの選択やモデル化にもかかわる重要な問題である。空気音は、船室程度の広さでは、計測位置による変化は部屋の隅を除いてほとんどなく、問題は固体音にある。この疑問の検証のため、モデルおよび海上試運転時に船室において 1 パネル内の振動分布計測を行った。

実験に用いたモデルは、Fig. 7 に示す $2250 \times 3750 \times$

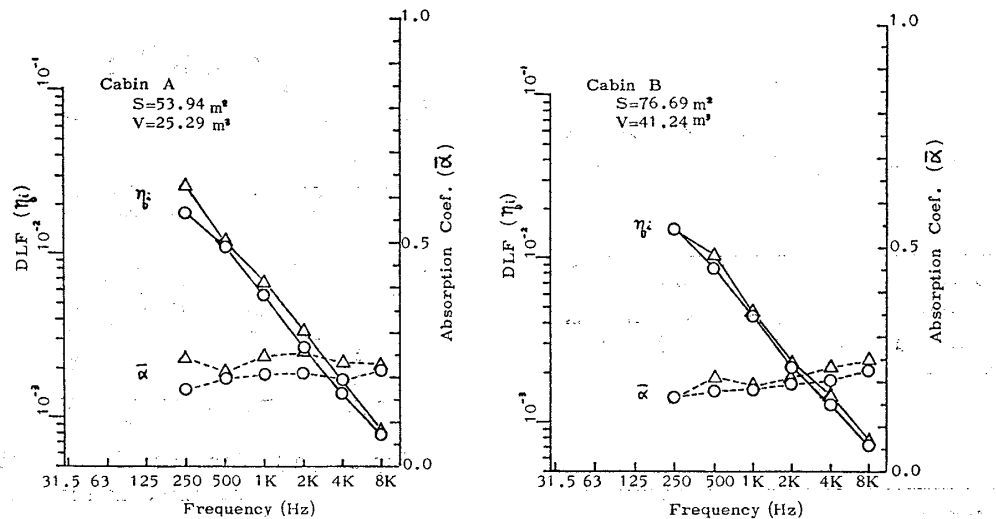


Fig. 5 Examples of measured results of DLF & Absorption Coef.
(○; by pistol, △; by speaker)

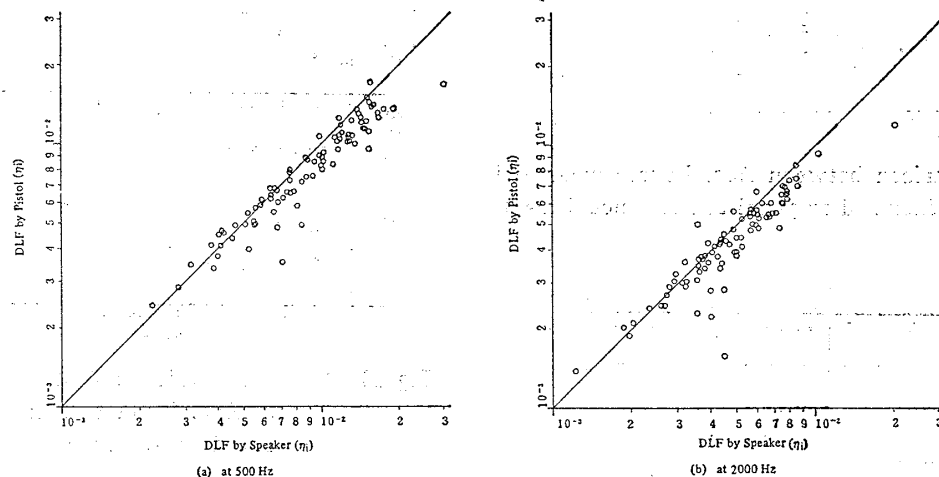


Fig. 6 Coherence of DLF(η_i) in rooms measured by using speaker or pistol as a noise source

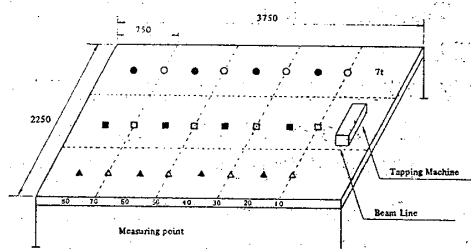


Fig. 7 Measuring position of Acc. Level distribution in a plate (Model Test)

7th 鋼板に 750 間隔のスティフナが格子状に入った台である。この台の右端に Tapping Machine を置き、振動を発生させ各格子の中心および格子線上の振動レベルをオクターブ・バンドにて計測した。Fig. 8 には、位置による計測値の変動、パネル部とスティフナ部の振動レベルの違い、周波数による変動の標準偏差をプロットした。Fig. 9 は、海上運転時における居室床の振動計測点を、Fig. 10 は計測結果を表わしたものである。Fig. 8、

10 より 250 Hz 以上では、ばらつきの程度も少なく、この程度の大きさのパネルは 1 点の計測値で全体の振動レベルを代表させても、精度上の問題は少ないと考えられる。低周波域で振動レベルのばらつきが大きいのは曲げ波の波長が長くなり、十分なモードが形成されにくいと考えられる。一般に SEA 法の適用には、1 要素中にモードが 15~20 個以上必要であり、船舶の例ではスティフナなどの間隔から 200 Hz 以上と考えられている。この実験結果は、この定説を暗示している。一般の船舶の騒音で問題となる周波数帯は、250~2000 Hz である²⁰⁾ので、この実験で用いたパネル程度の大きさを 1 要素として、居住区および機関区を分割しても十分な精度が保たれるものと思われる。

しかし居住区画構造中の振動レベルの分布は Fig. 10 (a) に示すように、いくらかばらつきが大きくなり、1 パネル中では最大 3~8 dB の範囲で振動レベルが分布していることがわかる。またスティフナ上における計測値

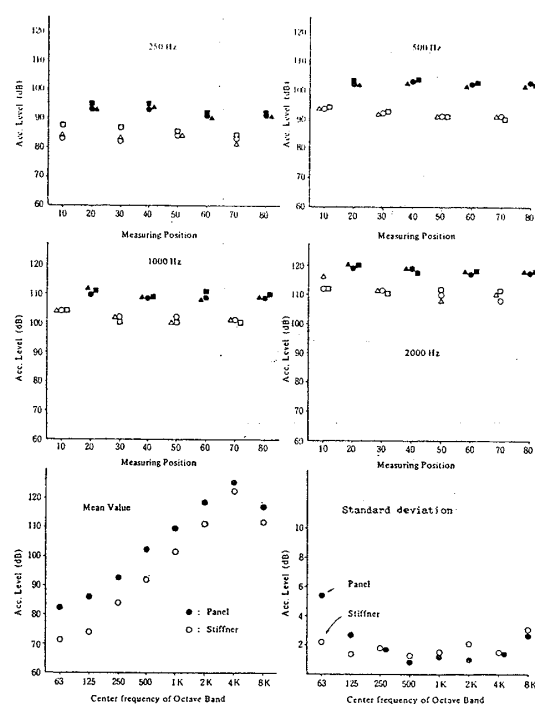


Fig. 8 Comparison between Acc. Levels measured on stiffner and on panel center (model test)

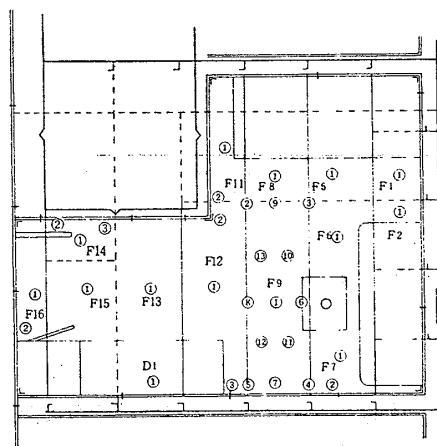


Fig. 9 Measuring position of Acc. Level of a cabin floor (at sea trial)

は、剛性の影響を大きく受け 10dB 以上低い値を示している。これらの結果より鋼板の曲げ波の振動レベルとしては、パネル部中央の値が妥当であるが、計測位置による振動レベルの変動は $\pm 3\text{dB}$ 程度は避け得ないものと考えられる。なお、デッキコンポジションなどでおおわれた床の計測にはスティフナ位置、または木壁では根太の位置に注意すべきである。

5.4 実船実験

84,000 DWT ばら積船, 15,000 DWT 化学製品運搬船および 80,000 DWT ばら積船の居住区画内 1 室に Tapping Machine を持ち込み騒音, 振動を計測した。実験は, 次の 2 種類行った。

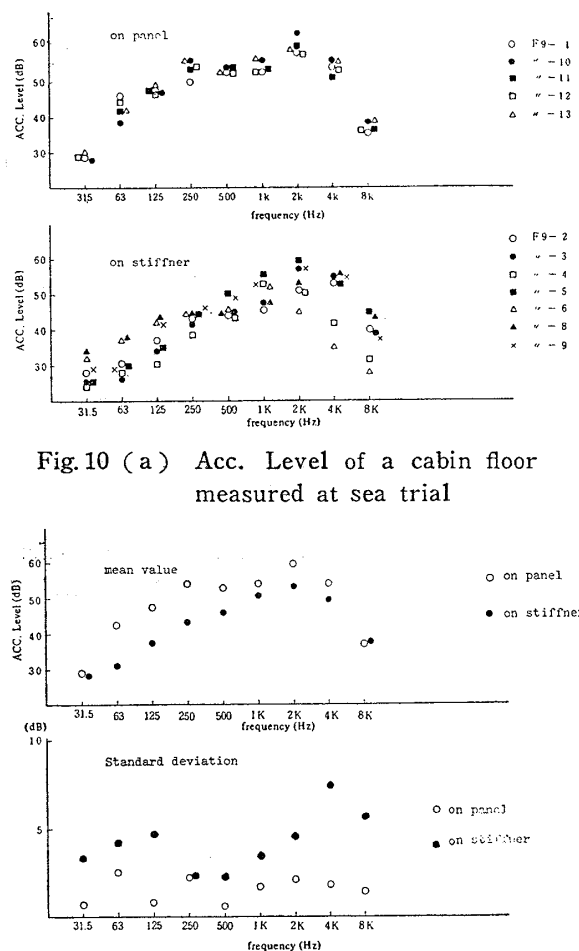


Fig. 10 (b) Mean value and standard deviation of Acc. Level of a cabin floor measured at sea trial

(1) 振動が床に伝わらないように, 床に毛布を厚く敷いた上に鋼板の台 (Fig. 11) を置き, 台を Tapping Machine で加振し空気音のみを音源とする

(2) Tapping Machine で床を直接加振し, 固体音を音源とする

居住区内の音源室 (Fig. 11) を含み, 上下合わせて 4~5 層のほとんどすべての部屋の騒音および床, 壁, 天井, 内張の振動が計測対象とされた。固体音の計測は対象とする各床, 壁のフレームや根太上を避けた位置とし, 原則として SEA 要素 1 につき 1 箇所とした。計測点総数は, 1 船当り居住区画全体で約 600~800 点である。計測データは全てテープレコーダにて収録し, 陸上で Fig. 3 の要領により分析した。振動レベルの分析結果は, すべて STL 値に変換し計算結果と比較できる形とした。

6 計算と実験結果の比較

それぞれの船の計算値を求めるに当たり, 音源パワーの代わりに音源室の騒音, 振動レベルを入力として用いた。また, 材料, 部屋の損失係数は 5 で述べた方法によ

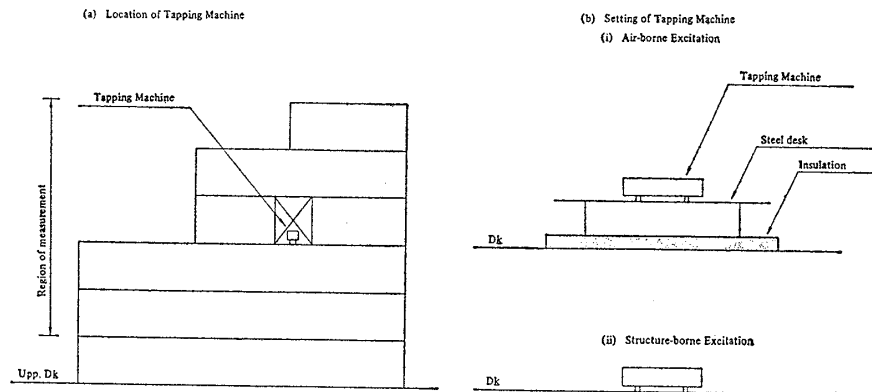


Fig. 11 Scheme of location & setting of a noise source (tapping machine)

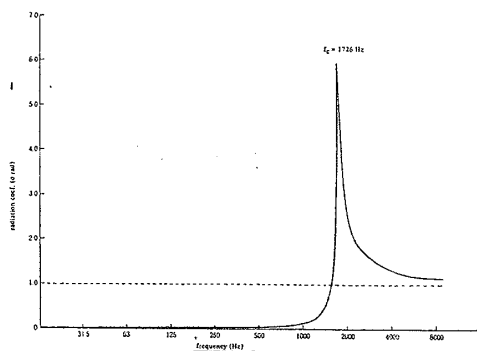


Fig. 12 Radiation coef. of a simply supported steel plate (800×3000×7)

り分析した値を用いた。

実験と計算の比較は、主に 500 Hz と 2000 Hz のオクターブ・バンドにて行った。この理由は、

(1) 海上試運転時の A 特性における騒音レベルが 250~2000 Hz にてピークになる²⁰⁾

(2) Tapping Machine で加振した本実験ケースにおける主要周波数帯が 500~4000 Hz であった

(3) 一般商船の居住区構造の鋼板板厚が約 6~7mm であり、500~2000 Hz の間に臨界周波数が存在し放射率がこの前後で大きく変化する (Fig. 12)

ためである。従って 500, 2000 Hz で比較することでそれ以外の周波数も含め、本プログラムの精度が評価可能と思われるからである。

Fig. 13 は固体音加振、空気音加振の各実験ケースにつき 500 Hz, 2000 Hz の周波数バンドで精度を比較したものである。空気音要素、固体音要素および両要素合わせた全要素について実験値と計算値の差をとり、この分布を表わしたものである。

固体音要素、空気音要素を比較すると空気音要素の方

が精度が良い。しかし固体要素に着目しても $\pm 5\text{dB}$ 以内に 80% 程度の精度となっている。これは、5.3 にて示した計測値のばらつきを考えると非常に良い結果である。これらのことから船舶騒音に関しても、空気音、固体音の双方の定量推定が可能であり、SEA 法が船舶騒音予測に非常に有効な手段となり得ることが明確となった。

7 結 論

SEA 法を適用した本格的な船舶騒音予測プログラムを開発した。居住区および機関区の入力時の各部屋の仕様決定に際し、設計標準を内蔵したことで、入力作業の大幅な軽減と構造の正確なモデル化が可能となった。

SEA 法におけるモーダルエネルギーの概念から、壁の振動レベルに関し、空気音との対応をより明確にした STL (Sound Temperature Level) という表示を導入した。これにより、空気-空気、空気-固体、固体-固体間の騒音および振動エネルギーの流れが明らかになり、対策面においても大きな効果が得られることがわかった。

実験に関しては、物性実験、振動分布実験、Tapping Machine を用いた実船実験を行った。部屋の損失係数の計測においては、スピーカ、ピストルのいずれを用いてもほぼ同じ結果が得られること、また振動分布実験により、1 パネル内において計測値には 3~8dB 程度の計測場所による差が存在することが明らかになった。

実船実験結果と計算結果の対比より、固体音、空気音ともに非常に良い結果を得、SEA 法が船舶騒音予測に有効であることがわかった。本計算においては、鋼板中を伝播する波の種類としては、曲げ波のみを考慮した。縦波を考慮すべきであるとの意見^{2), 22)~24)}もある一方、曲げ波のみでも良く合ったという報告⁶⁾もある。本プロ

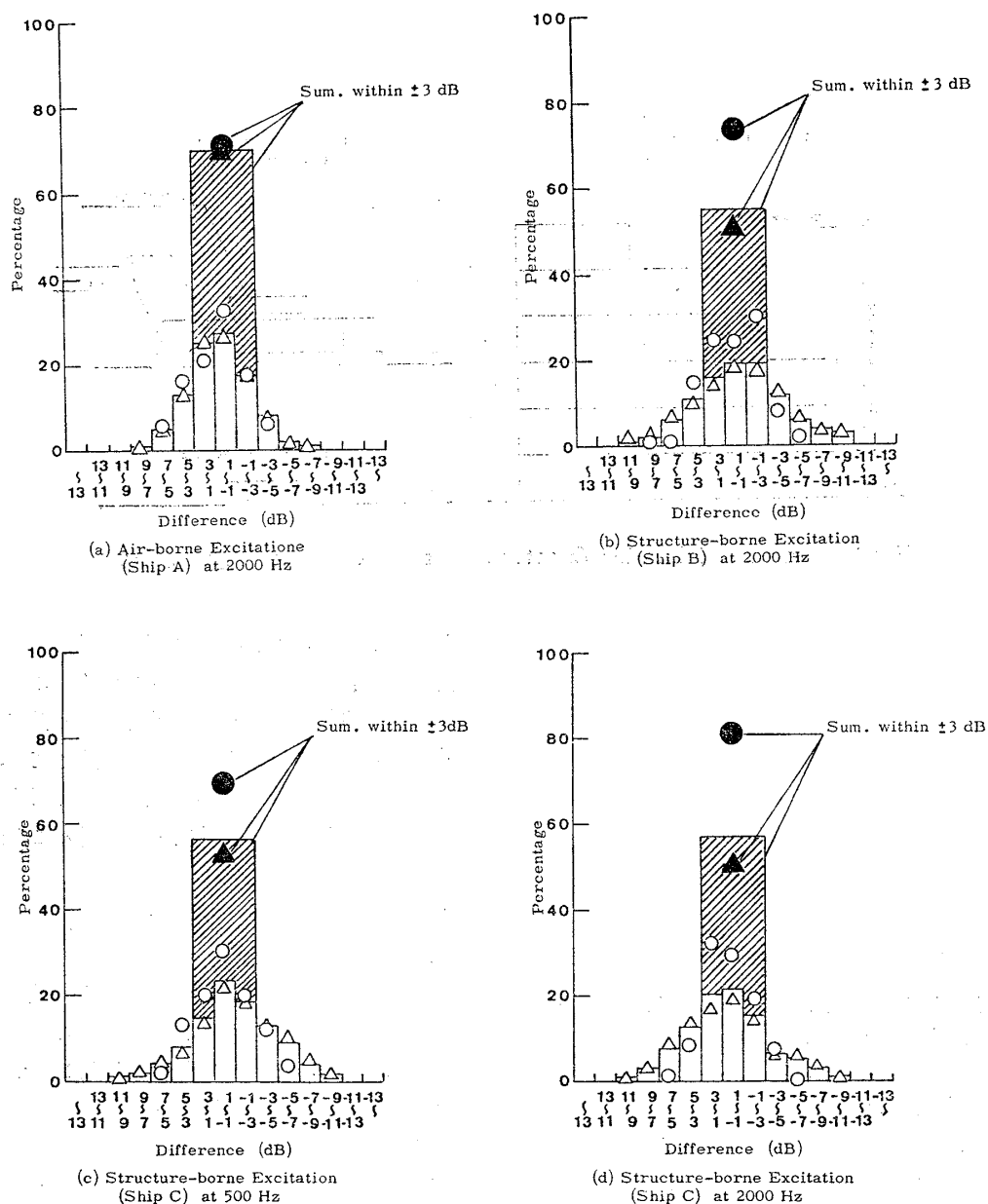


Fig. 13 Distribution of the difference between Calculation and measurements
(○; air-borne noise, △; structure-borne noise, □; both of them)

グラムの結果からみると、鋼板中を伝搬する波は曲げ波が卓越しているものと思われる。

今後の研究により、海上試運転時でも同様の精度が確認されれば、設計の初期段階での予測だけでなく居室配置の変更、仕様変更による騒音、振動の低減する割合を定量的に把握することも可能となり、対策面へと応用範囲も広がってゆくであろう。

謝 辞

本プログラムの研究、開発に当り宇野沢道之助氏（日本鋼管（株）技監）から有益な示唆とご援助を、また実験データの収集や解析およびプログラムの作成に当たり松原知之氏（日本鋼管（株））をはじめとする両社の方々のご協力をいただきました。プログラムのプランニング

作成は、工学博士永井吉彦氏（株式会社システムズ・ダイナックス）のご尽力によるものです。

ここに記し、深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) J.H. Janssen and J. Buiten, On acoustical designing in naval architecture, Inter-Noise 1973, pp349~356.
- 2) T. Kihlman and J. Plunt, Prediction of Noise Levels in Ships, Swedish Ship Research Foundation, (1976).
- 3) B.M.S. Gibbs and C.L.S. Gilford, The use of power flow method for the assesment of sound transmission in building structures, JASA, Vol.36(7), pp.1335~1343.

- 4) R.H. Lyon, Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems, Theory and Applications, MIT Press, (1975).
- 5) R.J. Sawley, The evaluation of a shipboard Noise and Vibration Problem using Statistical Energy Analysis, Contribution to Stochastic Process in Dynamical Problem, ASME, New York, (1969).
- 6) J.O. Jensen, Calculation of Structure-Borne Noise Transmission in Ships using the Statistical Energy Analysis Approach, Proceedings of the International Symp. of Shipboard Acoustics, Delft, Vol.6 (10), (1976).
- 7) 日本造船研究協会第156部会研究資料, No.252 (1976), No.270 (1977), No.286~1,2 (1978).
- 8) 修理英幸, 栗原至道, 騒音伝搬に関する SEA 法の応用と実験, 関西造船協会誌, No.173, (1979), pp.133~142.
- 9) 横倉雄太郎, SEA による大型構造物の固体音伝搬計算, IHI 技報, Vol.18 (5), pp.397~404.
- 10) Leo L. Beranek, Noise and Vibration Control, McGraw-Hill, (1971).
- 11) F.D. Hart and K.C. Shah, Compendium of modal densities for Structures, NASA CR-1773.
- 12) Cremer, Heckl, Unger, Structure-Borne Sound, Springer Verlag, (1973).
- 13) Gideon Maidanik, Respons of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, JASA, Vol.34 (6), (1962).
- 14) 斎藤 他, 構造部材振動による音響放射, MHI 技報, Vol.15 (1), (1978).
- 15) 吉海達喜, 服部一男, 松原知之, 船舶騒音データの新しい整理法, 日本造船学会誌, No.586, (1978), pp.153~162.
- 16) M.Heckl, Structure-Borne-Sound in Buildings, Inter-Noise 1975, pp.335~342.
- 17) R.H. Lyon, What Good is Statistical Energy Analysis, Anyway, The Shock and Vibration Digest (June, 1970), Vol.2 (6).
- 18) M.Heckl, Measurements of Absorption Coefficients on Plates, JASA, Vol.34 (6), pp.803~808.
- 19) E.E. Ungar and J.R. Carbonell, On Panel Vibration Damping due to Structural Joints, AIAA J., Vol.4 (8), (1966), pp.1385~1390.
- 20) 小黒英雄, 船内騒音の統計的解析, 日本航海学会論文集, (1976-1), pp.107~115.
- 21) 吉海達喜, 服部一男, 佐藤俊雄, Prediction of Noise level on Board Ship using Statistical Energy Analysis, Inter Noise 1981 6-8 October (1981) に発表予定.
- 22) T.Kihlman & J.Plunt, Structure Borne Sound in Ships, A study of different wave types, Proc. 8th Int. Conf. Acoustics, London.
- 23) R.H. Lyon, Recent Developments in Statistical Energy Analysis, Shock and Vibration Digest, Vol.10, (1978), pp.3~7.
- 24) F.J. Fahy, Statistical Energy Analysis-A Critical Review, Shock and Vibration Digest, Vol.6 (7).