(昭和60年11月 日本造船学会秋季講演会において講演)

# 機器から船体への流入振動パワー計算法

正員 三 橋 邦 宏<sup>\*</sup> 上牟田 千 尋<sup>\*\*</sup> 正員 中 村 康 徳<sup>\*\*\*</sup>

Vibrational Power Flow from Machine to Ship Hull

by Kunihiro Mitsuhashi, Member Chihiro Jyomuta Yasunori Nakamura, Member

# Summary

A simplified, approximate method of power flow is proposed as a function of space averaged driving point mobilities and space averaged free vibration of machines.

By using the calculated model, with beams which compose a machine and a ship hull, the characteristics of power flow are simulated. In paticular, it is shown that the vertical, horizontal and rotational component have nearly equal contributions, and the above mentioned simplified method is in agreement with the simulated results.

In addition, power flow from a reduction gear to a machine room model ship is measured and the results are compared with the simplified method showing good accordance.

As a convenient method, free vibration of the reduction gear has been estimated by the sound power level, thus demonstrating the effectiveness of this method.

# 1 緒 言

船に設置される機器は空中に騒音を発生し、これが船 内騒音あるいは水中雑音となるだけでなく、機器の取付 部を通して振動パワーが船殻に流入し、これがいわゆる 1次固体音として伝搬して船内騒音あるいは水中雑音を 発生する。この振動による音は機器が防振支持されてい ない場合通常空気音によるものよりも寄与が大きい。

固体音による船内騒音および水中雑音の計算は,船体 への機器振動流入パワーをまず計算する。次に振動の船 殻での伝搬を計算し,最後に室内あるいは水中への放射 を評価する方法がとられる。この内の伝搬と放射につい ては Statistical Energy Analysis Method (以後 SEA 法と略記する)を用いて,数多くの研究<sup>1)~6)</sup>がなされ良 い精度で実測と一致するようになっている。しかしこれ らの研究は音源機器位置での船体側振動レベルを既知と して伝搬による減衰を計算したもので,そのレベルを決 定するための機器から船体への振動パワーの流入量につ いての検討は行っていない。

機器から船体への流入振動パワーを予測する場合、船

体と機器を一体として解析することは構造が非常に複雑 となるため現実的でない。そのため、(1)機器と船体 の相互作用の解析,(2)機器の音源としての評価方法, の2つの問題の関連において解析する必要がある。機器 と船殻機械台間の相互作用は直付けあるいは防振支持装 置を介している場合共,多点で結合しており,かつ1点 当り直線運動と回転運動の6自由度について検討しなけ ればならない。このような結合した2つの系の解析方法 としては、機器取付部と船殻機械台の機械インピーダン スを測定または計算し Building Block Approach<sup>7)</sup>を 適用する方法があるが、回転に関するインピーダンスの 測定が困難であり、またインピーダンスの計算も高周 波数では非現実的なものとなるため、船体への振動流入 パワー計算においては実用化されていない。そのため Petersson ら<sup>8),9)</sup>は多点間の相互作用を1点で代表させ る Effective Point Mobility (以後, 有効点モビリティ と呼ぶ)法を提案しているが、有効点モビリティは系に 固有なものではないという欠点を持っており、またその 特性についても十分検討されていない。機器の音源とし ての評価に関しては、機器内で発生する起振力そのもの を評価し、これを基に機器の振動を計算し、さらにその 船体への伝達を計算してゆく方法が良いと考えられる が、機器内の起振力そのものを測定することは一般に不

<sup>\*</sup> 三井造船(株)玉野研究所

<sup>\*\*</sup> 三井造船(株)玉野研究所

<sup>\*\*\*</sup> 三井造船(株)船舶海洋プロジェクト事業本部

646

#### 日本造船学会論文集 第158号



Fig.1 Machine-hull system

可能である。以上のように機器から船体への流入振動パ ワーの計算は船内騒音あるいは水中雑音を予測する上に おいて非常に重要な事項であるにもかかわらず未だその 方法は確立されていない。

そこで本論文では、機器から船体への流入振動パワー の計算方法について述べる。理論的には機器を自由支持 したときの取付部振動レベルで音源を評価し、これを基 に船体との相互作用を考慮した流入振動パワーの予測が 可能であることを示す。数値シミュレーションでは自由 度間の流入パワーの寄与度、有効点モビリティの特性お よび平均モビリティによる流入パワー予測精度を検討す る。また試験減速装置と機械室模型船を用いた実験によ り流入振動パワーを測定し、これを理論式より予測す る。さらに音源の評価方法としての機器取付部振動を空 気音パワーより求めることを試験減速装置について試み る。

#### 2 流入振動パワー計算方法

通常機器はライナーまたは防振支持装置を介して多点 (N点)で船殻機械台にボルト止めされている。Fig.1に 示したように機器内の仮想的な起振力発生点を1とし機 器側の取付点を2とすると機器取付部の速度は

 $V_2 = M_{21}F_1 + MF_2$  (1) と表現される。ここでVは速度、Fは加振力、Mはモビ リティである。 $F_1$  は機器内の起振力であり取付部2が 自由な場合(機器が空中に浮いて運転されている)の速 度  $V_{free}$  は  $F_2=0$  より、

$$V_{\rm free} = M_{21}F_1 = V_2(F_2 = 0)$$
 (2)  
となる。したがって

$$V_2 = V_{\rm free} + MF_2 \tag{3}$$

連結部(ライナーまたは防振支持装置)は機器側の取付 点を3,船体側のそれを4とすると、インピーダンスマ トリックス Zを用いて、

$${F_3 \\ F_4} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} {V_3 \\ V_4}$$
 (4)

船殻機械台については,その位置を5,モビリティを*H* として.

運動3+回転運動3)×結合点数N個のベクトルであり、 モビリティおよびインピーダンスマトリックスは $6N \times 6N$ の成分より成っている。(3)~(5)式より、

$$\begin{cases} V_{5} = A^{-1}V_{free} \\ F_{5} = H^{-1}A^{-1}V_{free} \end{cases}$$
 (6)

ただし,

$$A^{-1} = [MZ_{12} - M(Z_{11} + M^{-1})Z_{21}^{-1}(Z_{22} + H^{-1})]^{-1}$$
(7)

となり、機器から船体への流入振動パワーは

 $P=1/2Re\{F_{5}^{T}V_{5}^{*}\}$ 

= $1/2Re\{V^{T}_{free}A^{-1T}H^{-1T}A^{-1*}V^{*}_{free}\}$  (8) 式中の添字Tは転置, \*は共役複素数, -1は逆マトリ ックス, Reは実数部を意味する。(8)式によって船体 への流入振動パワーが計算できるが, M, H,  $Z_{ij}$  およ び  $V_{free}$ の評価はその数が多いだけでなく周波数特性, 位相特性をも求めなければならず, 忠実に計算すること は実験的にも数値計算上も非現実的なものである。

そこで次に(8)式を取付部の自由度成分によって表現し計算の簡略化について検討する。N 個ある連結部のそれぞれが独立しており、かつ同一寸法であることを仮定し、また文献<sup>6)</sup>の有効点モビリティの概念を導入して(8)式を変形する。文献<sup>6)</sup>の有効点モビリティを自由度の各成分も含めた形に拡張すると、機器取付部の有効点モビリティ $m_3^k$ が(9)式となる。

$$m_{j}^{k} = \left(\sum_{i=1}^{6} \sum_{m=1}^{N} M_{ji}^{km} F_{i}^{m}\right) / F_{j}^{k} \qquad (9)$$

ここで  $M_{ji}^{km} = V_j^k / F_i^m$  であり, 添字 k, m は結合点, i, j は自由度を示す。(9)式は全体系において結合点 に実際に作用している力  $F_i^m$  を加えて(1)式で定義 されたマトリックスMの対角要素だけを残したもので, モビリティの各結合点と自由度間の相互作用を省略する ものである。したがって(9)式で表わされる有効点モ ビリティは系に特有なものではなく機器に関して述べる と,連結部,船殻機械台,機器の運転条件等が変れば異 なる値となる。次に防振ゴムまたはライナーで構成され る連結部を個々が独立した同一寸法であると仮定し, こ れを曲げに関して力とモーメントによる変形が連成する 梁要素にモデル化する。座標を Fig.2のようにとり自由 度方向として, x軸直線運動を1, y軸直線運動+z軸 回転運動を2, z軸直線運動+y軸回転運動を3, およ



Fig.2 Co-ordinates of mounting beam

び x 軸回転運動を 4 とすると Fig. 2 の梁のインピーダ ンスマトリックス<sup>10</sup>が (10) 式となる。

$$\begin{pmatrix} f_{1a} \\ f_{2a} \\ f_{3a} \\ f_{4a} \\ f_{1b} \\ f_{2b} \\ f_{3b} \\ f_{4b} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} z_{aa}^1 & 0 & 0 & 0 & z_{ab}^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & z_{aa}^2 & 0 & 0 & 0 & z_{ab}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{aa}^3 & 0 & 0 & 0 & z_{ab}^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & z_{aa}^4 & 0 & 0 & 0 & z_{ab}^4 \\ z_{ba}^1 & 0 & 0 & 0 & z_{bb}^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & z_{ba}^2 & 0 & 0 & 0 & z_{bb}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{ba}^3 & 0 & 0 & 0 & z_{bb}^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & z_{ba}^4 & 0 & 0 & 0 & z_{bb}^4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{1a} \\ v_{2a} \\ v_{3a} \\ v_{4a} \\ v_{1b} \\ v_{2b} \\ v_{3b} \\ v_{4b} \\ v_$$

ただし,

$$z_{aa}{}^{1}=z_{bb}{}^{1}=-z_{ba}{}^{1}=-z_{ab}{}^{1}=EA/j\omega L$$

$$z_{aa}{}^{4}=z_{bb}{}^{4}=-z_{ab}{}^{4}=-z_{ba}{}^{4}=GJ/j\omega L$$

$$z_{aa}{}^{2}=\begin{bmatrix}12EI_{z}/j\omega L^{3} & 6EI_{z}/j\omega L^{2}\\ 6EI_{z}/j\omega L^{2} & 4EI_{z}/j\omega L\end{bmatrix}$$

$$z_{bb}{}^{2}=\begin{bmatrix}12EI_{z}/j\omega L^{3} & -6EI_{z}/j\omega L^{2}\\ -6EI_{z}/j\omega L^{2} & 4EI_{z}/j\omega L\end{bmatrix}$$

$$z_{ab}{}^{2}=z_{ba}{}^{T}=\begin{bmatrix}-12EI_{z}/j\omega L^{3} & 6EI_{z}/j\omega L^{2}\\ -6EI_{z}/j\omega L^{2} & 2EI_{z}/j\omega L\end{bmatrix}$$

$$z_{aa}{}^{3}=z_{bb}{}^{2}(I_{z}\rightarrow I_{y}), z_{bb}{}^{3}=z_{aa}{}^{2}(I_{z}\rightarrow I_{y})$$

$$z_{ab}{}^{3T}=z_{ba}{}^{3}=z_{ab}{}^{2}(I_{z}\rightarrow I_{y})$$
(11)

ここでjは  $\sqrt{-1}$ ,  $\omega$ は角振動数, Eは弾性係数, Lは 梁の長さ, Aは断面積, Gはせん断弾性係数, Jは捩り 剛性,  $I_z$  は z 軸回りの断面 2 次モーメントおよび  $I_y$  は y 軸回りの断面 2 次モーメントおよび  $I_y$  は g 軸回りの断面 2 次モーメントであり, 添字 a は船体 側, b は機器側の取付点である ことを意味する。また  $z_{cd}^2(I_z \rightarrow I_y)$  は  $z_{cd}^2$  式中の  $I_z$   $\varepsilon$   $I_y$  に置き換えた値 を意味する。次に (9), (10) 式を用いて k 番連結部か らの船殻機械台への入力パワーを求める。(10) 式で自 由度が 1 つである  $z_{cd}^l$  の l=1 と 4 方向に関して (7) 式の  $A^{-1}$  は

$$A^{-1} = [m_l^{k} z_{ab}^{l} - m_l^{k} (z_{aa}^{l} + m_l^{k-1}) z_{ba}^{l-1} (z_{bb}^{l} + h_l^{k-1})]^{-1} = B^{kl}$$
(12)

ここで  $h_l^k$  は船殻機械台の有効点モビリティである。  $z_{ca}^l$ の l=2,3は2自由度であり(7)式の M, Hは

$$M = \begin{bmatrix} m_{l_1}^k & 0 \\ 0 & m_{l_2}^k \end{bmatrix}, \quad H = \begin{bmatrix} h_{l_1}^k & 0 \\ 0 & h_{l_2}^k \end{bmatrix}$$

と表わされ、これを(7)式に代入すると

$$A^{-1} = \begin{bmatrix} B_1^{\ kl} & B_3^{\ kl} \\ B_2^{\ kl} & B_4^{\ kl} \end{bmatrix}$$
(13)

の形となる。(12),(13)式を(8)式に代入して整理すると,

$$P = \sum_{k=1}^{N} \left\{ \sum_{l=1,4} Re\left\{ \frac{1}{h_{l}k} \right\} |B^{kl}|^{2} |v^{2}_{kl,\text{free}}|/2 + \sum_{l=2,3} \left[ \left( Re\left\{ \frac{1}{h_{l}k} \right\} |B_{1}^{kl}|^{2} + Re\left\{ \frac{1}{h_{l}2^{k}} \right\} |B_{2}^{kl}|^{2} \right) \right] \times |v^{2}_{kl1,\text{free}}|/2 + \left( Re\left\{ \frac{1}{h_{l}k} \right\} |B_{3}^{kl}|^{2} + Re\left\{ \frac{1}{h_{l}2^{k}} \right\} \right]$$

$$\times |B_{4}^{kl}|^{2} |v^{2}_{kl2,free}|/2 + Re\left\{\frac{1}{h_{l1}^{k}}\right\} Re\left\{B_{1}^{kl}B_{3}^{kl*}\right\}$$
$$\times v_{kl1,free} v^{*}_{kl2,free} + Re\left\{\frac{1}{h_{l2}^{k}}\right\} Re\left\{B_{2}^{kl}B_{4}^{kl*}\right\}$$
$$\times v_{kl1,free} v^{*}_{kl2,free} \left\{\frac{1}{h_{l2}^{k}}\right\} Re\left\{B_{2}^{kl}B_{4}^{kl*}\right\} Re\left\{B_{2}^{kl}B_{4}$$

ここで添字 l1 は l 番自由度の内の直線運動を l2 は回転運動を意味する。 v は取付部振動 V の成分である。 (14) 式により,船体への流入振動パワーが機器を自由支持したときの取付部振動の各自由度方向成分  $v_{free}$  によって表現された。しかし直線運動と回転運動が連成する方向に関しては  $v_{free}$  値を相互に掛け合せたものからの寄与が発生している。

(14) 式において, *l*=1 の寄与が支配的であることを 仮定し,有効点モビリティの代りに(16) 式で表現され る起振点モビリティの平均値を用い,さらに *v*free 値に も各結合点の平均値を用いると,(15) 式より流入パワ ーを近似することができる。

 $P = NRe \{1/h_{av}\} |B_{av}|^2 |v_{av}^2, free|/2$ (15)

$$\begin{array}{c} h_{av} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N} H_{11}{}^{kk}, \ m_{av} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N} M_{11}{}^{kk} \\ v_{av}{}^{2},_{free} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N} v_{k1}{}^{2},_{free} \\ B_{av} = [m_{av}z_{ab}{}^{1} - m_{av}(z_{aa}{}^{1} + m_{av}{}^{-1})z_{ba}{}^{1-1} \\ \times (z_{bb}{}^{1} + h_{av}{}^{-1})]^{-1} \end{array} \right\}$$

$$(16)$$

# 計算モデルによる流入振動パワーの 数値シミュレーション

実験において各結合点の各自由度方向について,機器 から船体への流入振動パワーを測定することは困難であ る。そこで本章では梁要素によって機器,船体および連 結部を模擬し,これを数値解析することによって,流入 振動パワーの特性,有効点モビリティの特性および(15) 式による近似計算法の有用性について検討する。

3.1 数値計算モデル

数値計算用の機器・船体モデルを Fig.3 に示した。本 モデルは X,Y 軸方向の直線運動と面内の回転運動の3 自由度とした。連結部は4箇所とし、防振ゴムおよび直



#### 日本造船学会論文集 第158号

付けの両場合について検討した。防振ゴムは高さ,50 mm, $\phi$ 100 mm の円柱状で弾性係数を  $5 \times 10^6 N/m^2$  とした。直付けは高さ 10 mm, $\phi$ 100 mm の鋼板によって結合しているとした。計算は FEM によって固有振動を計算し,これをモーダル解析して応答を求める方式をとった。このため梁は 0.1 m 長さを1 つの FEM 要素とした。この結果全体系の自由度は 1465 となった。

# 3.2 計算方法

モーダル解析法によるとi点を $f_i$ なる力で加振した ときのk点の速度は,

$$v_{k} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\omega \phi_{nk} \phi_{ni} f_{i} \{ 2\zeta_{n}(\omega/\omega_{n}) + j[1-(\omega/\omega_{n})^{2}] \}}{\omega_{n}^{2} \{ [1-(\omega/\omega_{n})^{2}]^{2} + 4\zeta_{n}^{2}(\omega/\omega_{n})^{2} \}}$$
(17)

ここで  $\omega_n$  は固有角振動数,  $\phi$  は変位の質量でノーマラ イズした固有モードである。また i 点を加振したときの 要素に働く外力は,

$$F_{k} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\psi_{nk} \phi_{n1} f_{i} \{ [1 - (\omega/\omega_{n})^{2}] - j2 \zeta_{n}(\omega/\omega_{n}) \} }{\omega_{n}^{2} \{ [1 - (\omega/\omega_{n})^{2}]^{2} + 4 \zeta_{n}^{2}(\omega/\omega_{n}^{2}) \} }$$
(18)

ここで $\phi$ は要素外力の固有ベクトルである。計算はまず Fig.3の全体系に対して固有値解析を行う。求めた固有 値と固有モードおよび機器内の起振力 (Fig.3の点1の *X*, *Y* 方向に 1[*N*] 加える)を (17), (18) 式に代入 して,船体側の結合点 (Fig.3 の 6, 7, 8, 9 点)にお ける速度と連結部からの力を計算する。この速度と力を 用いて機器から般体への流入振動パワーを (19) 式より 求める。

$$P_{j} = \sum_{k=1}^{4} v_{kj} F_{kj}^{*}$$
(19)

ここで派字 j は自由度の方向であり,連結部梁の軸方向, せん断方向および回転方向に対応する。次いで Fig.3の 機器モデルだけについて固有値解析を行い全体系と同一 の力を点1に加えて(17)式より機器取付部(Fig.3の 2, 3, 4, 5 点)の速度応答 (v<sub>free</sub>)を求める。 同時に このモードより機器取付部の起振点モビリティと伝達モ ビリティを求め、(9)式の有効点モリビティと(16)式 の平均モビリティを計算する。最後に船体側だけの固有 値解析を行い、これより結合点 (Fig.3 の 6,7,8,9 点) の起振点モビリティと伝達モビリティを求め機器側と同 様にして有効点モビリティと平均モビリティを計算す る。なお有効点モビリティの計算では全体系で求めた結 合点に働く力を(9)式に代入する。以上の方法によっ て求めた Vfree, 有効点モビリティおよび平均モビリテ ィを (14), (15) 式に代入して, それぞれの流入振動パ ワーを計算する。

#### 3.3 計算結果

FEM による固有値解析は計算時間を要するものであり、また本モデルでは固有値の数が多いため、計算は

Table 1 Number of natural modes

Frequency Range	Mounting	Total System	Machine	Hull
0~100Hz	Direct	49	.15	43
	Rubber	50		
400 ~ 600Hz	Direct	33	12	29
	Rubber	37		



Fig. 4 Comparison of directional power flows for machine-hull system with direct mount



Fig. 5 Comparison of directional power flows for machine-hull system with rubber mount









0~100Hz の低周波数域と 400~600Hz の高周波数域に 分けて行った。この計算において求めた固有モードの数 を Table 1 に示した。なおモーダル解析における減衰 比は 5% ( $\zeta$ =0.05) とした。

3.3.1 自由度方向間の流入パワーの寄与度

(19) 式による各自由度方向についての流入振動パワ ーを直付けと防振ゴム支持の場合について Fig.4,5 に それぞれ示した。これらの結果より垂直,水平,回転の 各自由度からの流入振動パワーはほぼ同様な大きさであ ることがわかる。また単一自由度では逆に船体から機器 に振動パワーが流れる現象(位相=180°)が起こってい る。

3.3.2 v<sub>free</sub> 值

Fig.6 に機器の取付部4点の平均 vfree 値を自由度方向別に示した。この結果によると垂直方向と水平方向の速度はほぼ同じ大きさである。

3.3.3 有効点モビリティと流入パワー

Fig.7 に機器の垂直方向に関する起振点モビリティと



Fig.8 Average mobilities in the vertical direction for the calculated hull model



Fig.9 Comparison of vertical directional power flows estimated by equation (19) and equation (14)

有効点モビリティの4取付点に関する平均値を示した。 Fig.8 は船殻機械台に関するものである。これらの結果 によると直付の場合の有効点モビリティが最も大きく, 起振点モビリティが最も小さくなっている。また有効点 モビリティの位相は  $-90^\circ$ ~+ $90^\circ$ 以外にも存在し,振動 パワーの逆流れ(船体から機器への流れ)が発生するこ とを示している。(14)式右辺第1項のl=1の場合を有 効点モビリティを用いて計算し、これを(19)式による 垂直方向流入パワーと比較してFig.9に示した。この結 果は両者が完全に一致すべきものであるが計算した固有 値が有限個であること,特に 400~600Hz ではこの問 650

# 日本造船学会論文集 第158号



Fig. 10 Comparison of exact and estimated power flows for direct mount





の固有値しか用いていないことより誤差を生じている。 以上のように有効点モビリティを用いて流入振動パワー を計算することができるが、有効点モビリティー自体は 機器と船体の結合した全体系を解析しなければ評価でき ない量であり、機器と船体個々の振動特性より流入パワ ーを推定することに用いることはできない。



3.3.4 平均モビリティと vfree による流入パワー 垂直方向の平均起振点モビリティと平均 vfree 値を用 いた (15) 式による流入振動パワーと (19) 式を合計し た全流入パワーを比較して Fig.10, 11 に直付けと防振 ゴム支持についてそれぞれ示した。この結果より流入振 動パワーが実用的な精度で (15) 式より計算できること がわかる。

# 4 試験減速装置と機械室模型船による実験

機械室模型船に試験減速装置を搭載して運転し,この ときの流入振動パワーをイナータンス計測時の外板振動 と比較することによって評価し,これを(15)式による 計算値と比較する。

#### 4.1 機械室模型船

機械室模型船の概要を Fig. 12 に示した。機械室の大 きさは実船の縮尺であるが、外板板厚、フレーム、ロン ジスペースおよび船底ガータはほぼ実船と同一の寸法を



X (1), Vibration measurement positions. O, Inertance measurement positions.

Fig. 12 Machine room model ship



Fig. 14 Comparison of measured and estimated power flows of reduction gear and model ship system

### 採用している。

#### 4.2 試験減速装置

Fig. 13 に示したように試験減速装置は循環動力 220 kW の動力循環式歯車試験装置である。歯車はモジュー ル2, 圧力角 14.5°, 歯幅 120mm のはすば歯車で JIS 0級の研削仕上げをしている。 歯数は小歯車 38, 大歯 車 143 で大歯車軸を 1350rpm で駆動する。試験減速装 置は機械室模型船の船底ガーダに 5mm 厚のライナーを 介して  $\phi$ 25mm のボルト4本で取付けた。 駆動用電動 機は空気バネ(1個当りバネ定数 154000 N/m)4個で 支持し, また試験減速装置との間にはゴム継手を使用し 電動機振動の船体への伝搬を防止した。試験減速装置と 駆動用電動機は空気音による2次固体音の発生を押える ため,防音箱で囲った。防音箱の性能を5章に示した。

4.3 試験方法

機械室模型船を岸壁に係留し以下の試験を行った。

4.3.1 イナータンスの測定

機械室模型船の船底ガーダの試験減速装置取付部にイ ンピーダンスヘッドの付いた加振機を取付け,スイープ 加振することによって船殻機械台イナータンスを測定し た。このときの流入パワーは P=af/jw より求める。 ここで a, f はインピーダンスヘッドで計測される加速 度と加振力である。試験減速装置の取付部イナータンス は陸上にて試験減速装置を空気バネ支持して機械室模型 船と同様の方法で測定した。

4.3.2 流入パワーの評価

イナータンス測定時の流入振動パワーとそのときの外 板振動レベルの関係から(20)式を用いて試験減速装置 運転時の流入振動パワーを評価した。

$$P_R = \langle v_R^2 \rangle P_I / \langle v_I^2 \rangle \tag{20}$$

ここで P は流入振動パワー、 $\langle v^2 \rangle$  は外板の空間平均2 乗速度であり、添字Rは試験減速装置運転時、Iはイナ ータンス計測時を意味する。機械室模型船の外板振動計 測点は Fig. 12 に記入している。





Fig.16 Inertance of the model ship at girder

#### 4.4 試験結果と計算結果の比較

(20) 式による測定流入パワーと(15) 式による計算流 入パワーを比較して Fig. 14 に示した。この結果は実測 と計算が良く一致しており,(15) 式による流入パワー 評価の実用性が実験的にも確認された。なお計算におけ る  $v_{free}$  値は5章の Fig. 19 を用い,試験減速装置取付 部イナータンスは Fig. 15 および機械室模型船機械台の イナータンスは Fig. 16 の実測値を用いた。

# 5 **v**<sub>free</sub> 値の空気音パワーからの評価

機器の音源データとしては、通常その空気音パワーに ついて測定されることが多く、振動が測定されることは 少ない。そのためもし空気音パワーより v<sub>free</sub> 値が推定 できれば、v<sub>free</sub> 値による入力パワーの計算の実用性が より向上する。そこで本章では空気音パワーによる v<sub>free</sub> 値の推定を4章で試験した試験減速装置に対して行う。

5.1 空気音パワーと *v*free 値の測定

試験減速装置と電動機を Fig. 17 に示すように 200m<sup>3</sup> の残影室に設置し空気音パワーを測定した。使用した残 響室は音源にスパイク音が含まれていても ISO 規格に 適合したパワーレベル測定のできる性能<sup>11)</sup>を持ってい 652



Fig. 17 Reduction gear set in the reverberation room



reduction gear

る。駆動用電動機は機械室模型船に据付けたのと同じ空 気バネによって支持し残響室との縁を切りまた防音箱に よって電動機音を遮断した。試験減速装置についても取 付部を小型の空気バネ 12 個(1個当りバネ定数 66000 N/m)によって浮かせて直接  $v_{\rm free}$  値が測定できるよう 据付けた。測定した試験減速装置の空気音パワーをFig. 18 に示した。Fig. 18 には試験減速装置側にも防音箱を 取付けた場合のパワーレベルを併記し,防音箱の効果と 試験減速装置パワーレベル測定への電動機音の影響を調 査したが、250 Hz 以上では電動機音の影響はなく正し く測定されていることがわかる。取付部の振動は垂直方 向 10 点,水平方向 10 点の加速度として測定した。こ れらを速度に変換して Fig. 19 に示したが、垂直方向の ほうが水平方向に対してやや大きい。

5.2 *v*<sub>free</sub> 値の推定

機器の外板より放射される空気音パワー W<sub>rad</sub> は(21) 式となる。

$$W_{rad} = \rho c \sum_{i=1}^{N} \sigma_{rad} i A_i \langle v_i^2 \rangle$$
 (21)



ただし  $\rho$  は空気の密度, c は空気の音速,  $\sigma_{rad}$  は放射率, Aは板の面積およびNは機器を囲む板の数である。 ここで,

$$b_i = \langle v_i^2 \rangle / \langle v_{\rm free}^2 \rangle \tag{22}$$

とおくと,

$$\langle v^2_{\rm free} \rangle = \frac{W_{rad}}{\rho c \sum_{i=\sigma_{rad}}^{N} \sigma_{rad} i A_i b_i}$$
(23)

となり、空気音パワーより  $v_{free}$  が計算できる。(22) 式の  $b_i$  は試験減速装置では起振力の発生する 歯車軸に 振動パワーを入力したときの 車室外板振動分布を SEA 法によって求め、これより計算した。  $\sigma_{rad}$  については 文献<sup>12)</sup>の

$$\sigma = 1, \ f \ge f_{c}$$
  
=  $\sigma_{D}\sigma_{B}, \ f \le 0.5 f_{c}$   
= 0.5  $f_{c} \ge f_{c}$  間を直線で結ぶ  
 $\sigma_{D} = (f/f_{D})^{4}, \ f < f_{D}$   
 $f_{D} = 1.05 c/\sqrt{2L_{a}L_{b}}$   
= 1,  $f > f_{D}$   
 $\sigma_{B} = \frac{1}{\pi^{2}} \frac{2(L_{a} + L_{b})}{L_{a}L_{b}} \frac{c}{f_{c}} \sqrt{f/f_{c}}$  (24)

を使用した。ただし f は周波数、 $f_c$  は限界周波数およ び  $L_a$ 、 $L_b$  は板の辺の長さである。 以上の方法により 計算した  $v_{free}$  値を実測値と比較して Fig.20 に示し た。Fig.20の計算値と実測値は良く対応しており $v_{free}$ 値が空気音パワーより推定できることが明らかになった。

# 6 結 言

機器から船体への流入振動パワーを数値計算と模型試 験により検討し以下の結果を得た。

(1) 機器を自由支持して運転したときの取付部振動 vfree で機器音源を評価することによって, 機器から船 体への流入振動パワーが計算できることが明らかになっ た。

(2) 梁モデルによる数値シミュレーション結果によると、機器から般体への流入振動パワーは結合部の垂直 方向、水平方向および回転方向がほぼ同様な寄与を示し、厳密な計算ではこれらを全て考慮しなければならないことがわかった。

(3) (15) 式による簡略計算法は梁モデルの数 値計 算では真値に,模型試験では実測値に良く対応し,これ によって効果的に流入振動パワーを計算することができ た。

(4) v<sub>free</sub> 値が SEA 法による振動分布計算と組合 せて,(23) 式より計算できることがわかった。この結 果,空気パワーを用いて流入振動パワーを予測できる見 通しを得た。

終りに,本研究を進めるに当り有益な御助言,御討論 をいただいた防衛庁技術研究本部第1研究所第3部長, 村上俊一氏に厚く御礼申し上げます。

#### 参考文献

 入江良彦,中村任男:SEA 法による固体音伝搬 解析,日本舶用機関学会誌,第19巻3号(1984-3), p.257.

- 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, 第173号(1979-6), p.133.
- 田代新吉他:船舶騒音予測プログラムについて、 日本造船学会論文集、第 150 号 (1981-11)、 p. 449.
- 5) 福沢 清他:船内居住区の固体伝搬音の推定,三 菱重工技報, Vol.17, No.4 (1980-7), p. 565.
- A. L. Klosterman : On the Experimental Determination and Use of Dynamic Characters, Ph. D. Dissertation, University of Cincinnati (1971), p. 189.
- B. Petersson and J. Plunt : On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-Borne Sound Transmission between a Source Structure and a Receiving Structure, Part 1: Theoretical Background and Basic Experimental Studies, Journal of Sound and Vibration, 82(4) (1982), p. 517.
- B. Petersson and J. Plunt : On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-Borne Sound Transmission between a Source Structure and a Receiving Structure, Part II : Procedures for the Estimation of Mobilities, 82(4) (1982), p. 531.
- 10) 成岡昌夫他 共著:骨組構造解析, [培風館 (1971-6), p.121.
- 三井造船玉野研究所に設置の残響室・無響室の性能とその使用例,三井造船技報,第116号(1982-10), p.67.
- W. Schirmer : Engineering Methods for Computing of the Radiation Ratio of Machine Parts, Inter-Noise (1979), p. 43.