(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* 上牟田 千 尋**
正員 中 村 康 徳***

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 particular, 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^{1)~6)} 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 Approach⁷⁾ 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^{8),9)} 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

* 三井造船(株)玉野研究所

** 三井造船(株)玉野研究所

*** 三井造船(株)船舶海洋プロジェクト事業本部

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

$$V_2 = M_{21}F_1 + MF_2 \quad (1)$$

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、

$$V_{free} = M_{21}F_1 = V_2(F_2=0) \quad (2)$$

となる。したがって

$$V_2 = V_{free} + MF_2 \quad (3)$$

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、

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

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、

$$V_5 = HF_5 \quad (5)$$

ここに定義した V および F は、1点での自由度6(直線

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、

$$\left. \begin{aligned} V_5 &= A^{-1}V_{free} \\ F_5 &= H^{-1}A^{-1}V_{free} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ただし、

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

となり、機器から船体への流入振動パワーは

$$\begin{aligned} P &= 1/2 \operatorname{Re}\{F_5^T V_5^*\} \\ &= 1/2 \operatorname{Re}\{V_{free}^T A^{-1T} H^{-1T} A^{-1} V_{free}^*\} \end{aligned} \quad (8)$$

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⁸⁾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⁸⁾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_j^k が(9)式となる。

$$m_j^k = \left(\sum_{i=1}^6 \sum_{m=1}^N M_{ji}^k m F_i^m \right) / F_j^k \quad (9)$$

ここで $M_{ji}^k m = V_j^k / F_i^m$ 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¹⁰⁾が (10) 式となる。

$$\begin{Bmatrix} f_{1a} \\ f_{2a} \\ f_{3a} \\ f_{4a} \\ f_{1b} \\ f_{2b} \\ f_{3b} \\ f_{4b} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{aa}^1 & 0 & 0 & 0 & z_{ab}^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & z_{aa}^2 & 0 & 0 & 0 & z_{ab}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{aa}^3 & 0 & 0 & 0 & z_{ab}^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & z_{aa}^4 & 0 & 0 & 0 & z_{ab}^4 \\ z_{ba}^1 & 0 & 0 & 0 & z_{bb}^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & z_{ba}^2 & 0 & 0 & 0 & z_{bb}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{ba}^3 & 0 & 0 & 0 & z_{bb}^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & z_{ba}^4 & 0 & 0 & 0 & z_{bb}^4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_{1a} \\ v_{2a} \\ v_{3a} \\ v_{4a} \\ v_{1b} \\ v_{2b} \\ v_{3b} \\ v_{4b} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} z_{aa}^1 &= z_{bb}^1 = -z_{ba}^1 = -z_{ab}^1 = EA/j\omega L \\ z_{aa}^4 &= z_{bb}^4 = -z_{ba}^4 = -z_{ab}^4 = GJ/j\omega L \\ z_{aa}^2 &= \begin{bmatrix} 12EI_z/j\omega L^3 & 6EI_z/j\omega L^2 \\ 6EI_z/j\omega L^2 & 4EI_z/j\omega L \end{bmatrix} \\ z_{bb}^2 &= \begin{bmatrix} 12EI_z/j\omega L^3 & -6EI_z/j\omega L^2 \\ -6EI_z/j\omega L^2 & 4EI_z/j\omega L \end{bmatrix} \\ z_{ab}^2 &= z_{ba}^T = \begin{bmatrix} -12EI_z/j\omega L^3 & 6EI_z/j\omega L^2 \\ -6EI_z/j\omega L^2 & 2EI_z/j\omega L \end{bmatrix} \\ z_{aa}^3 &= z_{bb}^3 (I_z \rightarrow I_y), \quad z_{bb}^3 = z_{aa}^3 (I_z \rightarrow I_y) \\ z_{ab}^3 &= z_{ba}^3 = z_{ab}^2 (I_z \rightarrow I_y) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

ここで $j = \sqrt{-1}$, ω 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 は振り剛性, 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 を 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

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

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_{cd}^l の $l=2, 3$ は 2 自由度であり (7) 式の M, H は

$$M = \begin{bmatrix} m_{l1}^k & 0 \\ 0 & m_{l2}^k \end{bmatrix}, \quad H = \begin{bmatrix} h_{l1}^k & 0 \\ 0 & h_{l2}^k \end{bmatrix}$$

と表わされ, これを (7) 式に代入すると

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

の形となる。(12), (13) 式を (8) 式に代入して整理すると,

$$\begin{aligned} P &= \sum_{k=1}^N \left\{ \sum_{l=1,4} \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{h_l^k} \right\} |B^{kl}|^2 |v_{kl, \text{free}}|^2 / 2 \right. \\ &\quad + \sum_{l=2,3} \left[\left(\operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{h_{l1}^k} \right\} |B_1^{kl}|^2 + \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{h_{l2}^k} \right\} |B_2^{kl}|^2 \right) \right. \\ &\quad \left. \left. \times |v_{kl1, \text{free}}|^2 / 2 + \left(\operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{h_{l1}^k} \right\} |B_3^{kl}|^2 + \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{h_{l2}^k} \right\} \right) \right] \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\times |B_4^{kl}|^2 |v_{kl2, \text{free}}|^2 / 2 + \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{h_{l1}^k} \right\} \operatorname{Re} \{ B_1^{kl} B_3^{kl*} \\ &\times v_{kl1, \text{free}} v_{kl2, \text{free}}^* + \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{h_{l2}^k} \right\} \operatorname{Re} \{ B_2^{kl} B_4^{kl*} \\ &\times v_{kl1, \text{free}} v_{kl2, \text{free}}^* \} \} \quad (14) \end{aligned}$$

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。

$$P = N \operatorname{Re} \{ 1/h_{av} \} |B_{av}|^2 |v_{av, \text{free}}|^2 / 2 \quad (15)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} h_{av} &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N H_{11}^{kk}, \quad m_{av} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N M_{11}^{kk} \\ v_{av, \text{free}} &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N v_{k1, \text{free}} \\ B_{av} &= [m_{av} z_{ab}^1 - m_{av} (z_{aa}^1 + m_{av}^{-1}) z_{ba}^{1-1} \\ &\quad \times (z_{bb}^1 + h_{av}^{-1})]^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

3 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

Fig. 3 Calculation model for machine-hull system

付けの両場合について検討した。防振ゴムは高さ、50 mm, ϕ 100 mm の円柱状で弾性係数を $5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ とした。直付けは高さ 10 mm, ϕ 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、

$$v_k = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\omega \phi_{nk} \phi_{ni} f_i \{2\zeta_n(\omega/\omega_n) + j[1 - (\omega/\omega_n)^2]\}}{\omega_n^2 \{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + 4\zeta_n^2(\omega/\omega_n)^2\}} \quad (17)$$

ここで ω_n は固有角振動数, ϕ 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、

$$F_k = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_{nk} \phi_{ni} f_i \{[1 - (\omega/\omega_n)^2] - j2\zeta_n(\omega/\omega_n)\}}{\omega_n^2 \{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + 4\zeta_n^2(\omega/\omega_n)^2\}} \quad (18)$$

ここで ϕ 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船体への流入振動パワーを (19) 式より求める。

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

ここで添字 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_{free}) 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) 式の有効点モビリティと (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 v_{free} 、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

Fig. 6 Average velocities of the calculated machine model at connecting points

Fig. 7 Average mobilities in the vertical direction for the calculated machine model

0~100 Hz の低周波数域と 400~600 Hz 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_{free} 値

Fig. 6 に機器の取付部 4 点の平均 v_{free} 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 $-90^\circ \sim +90^\circ$ 以外にも存在し、振動パワーの逆流 (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 400~600 Hz ではこの間

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

Fig. 11 Comparison of exact and estimated power flows for rubber 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。

Fig. 13 Reduction gear

3.3.4 平均モビリティと v_{free} 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 v_{free} 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、ロングスペースおよび船底ガータはほぼ実船と同一の寸法を

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 $\phi 25\text{mm}$ 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 154000N/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 $P = af/j\omega$ 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。

$$P_R = \langle v_R^2 \rangle P_I / \langle v_I^2 \rangle \quad (20)$$

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. 15 Inertance of the reduction gear at connecting point

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_{free} 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_{free} 値が推定できれば, v_{free} 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_{free} 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^3 の残響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¹¹⁾を持っている。

Fig. 17 Reduction gear set in the reverberation room

Fig. 18 Sound power level of the 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パ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パネ 12 個 (1 個当りパネ定数 66000 N/m) によって浮かせて直接 v_{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_{free} 値の推定

機器の外板より放射される空気音パワー W_{rad} は (21) 式となる。

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

Fig. 19 Space averaged v_{free} of the reduction gear Fig. 20 Comparison of measured and estimated v_{free}

ただし ρ は空気密度、 c は空気音速、 σ_{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、

$$b_i = \langle v_i^2 \rangle / \langle v_{free}^2 \rangle \quad (22)$$

とおくと、

$$\langle v_{free}^2 \rangle = \frac{W_{rad}}{\rho c \sum_{i=1}^N \sigma_{rad} i A_i b_i} \quad (23)$$

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。 σ_{rad} については文献¹²⁾の

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= 1, f \geq f_c \\ &= \sigma_D \sigma_B, f \leq 0.5 f_c \\ &= 0.5 f_c \text{ と } f_c \text{ 間を直線で結ぶ} \\ \sigma_D &= (f/f_D)^4, f < f_D \\ f_D &= 1.05 c / \sqrt{2 L_a L_b} \\ &= 1, f > f_D \\ \sigma_B &= \frac{1}{\pi^2} \frac{2(L_a + L_b)}{L_a L_b} \frac{c}{f_c} \sqrt{f/f_c} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

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 v_{free} 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、機器から船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_{free} 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

- 1) 入江良彦, 中村任男: SEA 法による固体音伝搬解析, 日本船用機関学会誌, 第 19 巻 3 号 (1984-3), p. 257.
- 2) 横倉雄太郎: SEA 法による大型構造物の固体音伝搬計算, IHI 技報, 第 18 巻 5 号 (1978-9), p. 397.
- 3) 修理英幸, 栗原至道: 騒音伝搬に関する SEA 法の実用と実験, 関西造船協会誌, 第 173 号 (1979-6), p. 133.
- 4) 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.
- 6) 葛 紀夫, 織田光秋: 多層立体構造物内の振動騒音伝播解析法, 川崎重工技報, 77 号 (1981-1), p. 1.
- 7) A. L. Klosterman: On the Experimental Determination and Use of Dynamic Characters, Ph. D. Dissertation, University of Cincinnati (1971), p. 189.
- 8) 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.
- 9) 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.
- 11) 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.
- 12) W. Schirmer: Engineering Methods for Computing of the Radiation Ratio of Machine Parts, Inter-Noise (1979), p. 43.