盛 光 秀 信** 阿 波 啓 造***
新 井 泰 彦*** 白 木 万 博**

Measuring of Mechanical Impedance of Support Points of Large Diesel Engine

By Hidenobu Morimitsu, Keizo Awa, Yasuhiko Arai, Kazuhiro Shiraki

A ship is equipped with many apparatuses which had the reason for the growth of vibration. Particularly, it may give rise to the serious large vibrations due to the coupling effect of main engine and the double deck bottom. As its size is becoming larger, the natural frequencies are decreasing, it has become unavoidable that it happens to resonate under the usual running condition of the main engine. For that reason, it is important to decrease engine and hull vibration considering the coupling vibration behavior. Therefore, we tried to apply the mechanical impedance method to solve these vibration problem. However, measuring method of mechanical impedance of support points of large diesel engine has not been established until now. This paper described a new method which was suggested to measure the mechanical impedance, and showed the experimental results using the plastic model to show the effectiveness of this method.

1. 緒 言^{1), 2)}

近年、居住性及び乗組員の健康管理を重視する観点から、船体振動に対する関心は極めて高く、国際的にもIMO (International Maritime Organization) およびISO (International Organization for Standardization) において、船体振動・騒音の規制コードを決議している。船舶には振動・騒音の発生源となる機器を多く搭載しているが、中でも主機関から発生する起振力が、船体二重底と連成して複雑な連成振動を引き起こし、乗組員だけでなく船体各部に悪影響を及ぼすため問題となっている。特に、船体構造が巨大化するに伴って、機関も大形になることからその固有振動数が低下し機関の常用回転数の範囲に接近してきている。その為、設計段階で振動応答を予測し、振動トラブルを未然に防止することが重要となってくる。更に

社会情勢の変化や環境のニーズに合った製品をタイミング良く提供するためには、いかに開発期間を短縮できるかが重要な課題となる。このため、設計段階で振動挙動や応力分布を予測する方法として、有限要素法による解析が広く用いられているが、大形機関のように多くのコンポーネントから構成される複雑な構造物全体の動特性を予測しようとする際、有限要素法では要素数が大きくなり過ぎて、時間とコスト、及び精度上の問題から適用が困難である場合が多い。また、構造に変更が生じた場合、再び要素分割を行う必要があるため、開発期間の長期化をまねくなど設計変更に柔軟に対応できないことがある。

そこで、ビルディングブロック法の一手法であるメカニカルインピーダンス法を適用することとした。ビルディングブロック法は自動車や建設機械の分野において、車体に機関を搭載した際の振動応答を予測する実用的な手法として注目を浴びており、船舶用大形機関と船体二重底の振動問題にも適用可能と思われる。すなわち、機関、及び船体二重底の据え付け点のメカニカルインピーダ

*原稿受付 平成10年3月18日

第59回学術講演会 (平成9年10月23日)

**正会員 関西大学 (吹田市山手町3-3-35)

***関西大学 (吹田市山手町3-3-35)

ンスが前もって分かっているならば、機関を船体に搭載した際の振動応答が解析により求められる為、設計段階において前もって振動トラブルを未然に防ぐことができる。通常、メカニカルインピーダンスを計測する際、自動車などの小型な機関では、被測定物である機関を柔らかいマットの上に置くか、天井から釣り下げる等して自由支持状態で加振することが可能であるが、船舶に搭載されるような大形機関になるとこのような方法で加振することが困難であることから、船用機関でのインピーダンス計測法は確立されていない。

本研究では、船舶の分野においてもビルディングブロック法を適用することを目的とし、大形機関における据え付け点インピーダンスを実験的、解析的に算出するための新しい方法を提案した。更に、簡単なアクリル模型を用いて加振実験を行い、その方法の適用の可能性について検討した。以下、その結果について報告する。

2. メカニカルインピーダンス法³⁾

2.1 メカニカルインピーダンスの基礎概念
 インピーダンスという概念は1900年ごろから、電気技術者によって、回路網の解析に導入されたものである。すなわち、入力インピーダンスと、出力インピーダンスを把握することにより、回路全体の特性を把握するものである。

メカニカルインピーダンスについても、概念は古くから研究されてきたが、今日まで実用化されなかったのは、それを高精度で計測・解析するための電子機器、すなわちトラッキングフィルターの開発ができなかったためである。しかし、最近の電子技術の急速な発展により、メカニカルインピーダンスを計測する装置が開発されると、機械技術者の間にもインピーダンス計測が身近なものとして取り上げられるようになってきた。

自動車の分野を例にとると、実験室で計測したエンジンの振動データは、車体に搭載されたときの振動データと一致しない。これは、実験室のエンジン据え付け点の状態が、車体のそれとは異なるためである。もしエンジン、及び車体の据え付け点のメカニカルインピーダンスが前もって分かっているならば、エンジンを車体に搭載した際の振動応答が計算により求められる。またどちらかに構

造変更があった場合でも、その据え付け点のメカニカルインピーダンスを計測し直すだけで、変更後の振動応答が把握できる。

メカニカルインピーダンス Z は、計測点の加振力 F と、応答速度 V により、次式で定義される。

$$Z = \frac{F}{V} \quad (1)$$

2.2 基本要素のメカニカルインピーダンス
 線形振動系は一般に理想化された機械系要素である、減衰、バネ、質量の3要素から構成される。ここでは3要素のメカニカルインピーダンスを求め

2.2.1 減衰 減衰はその両端の相対速度が、負荷された力に比例するような要素でありFig.1で表される。Fig.1においてA点のB点に対する相対速度は

Fig.1 Damper

$$V = V_1 - V_2 = \frac{F_a}{C} \quad (2)$$

である。いまB点が固定されているとすると、 $F_a = F_0 e^{j\omega t}$ なる正弦力が負荷されたときの速度 V_1 は

$$V_1 = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{C} \quad (3)$$

従って、減衰のメカニカルインピーダンス Z_c は

$$Z_c = \frac{F}{V} = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{F_0 e^{j\omega t} / C} = C \quad (4)$$

これより、減衰要素のメカニカルインピーダンスは減衰定数 C に等しく、外力と速度は同位相である。

2.2.2 バネ バネはその両端の相対変位が、負荷した力に比例するような要素であって、Fig.2のように表される。Fig.2においてA点のB点に対する相対変位は

Fig.2 Spring

$$X = X_1 - X_2 = \frac{F_a}{k} \quad (5)$$

である。B点が固定されているとすると、正弦力が負荷されたときのA点の変位は(5)式から

$$X = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{k} \quad (6)$$

相対速度は両辺を微分して

$$V = \dot{X} = \frac{j\omega F_0 e^{j\omega t}}{k} \quad (7)$$

従って、バネのメカニカルインピーダンスは

$$Z_k = \frac{F}{V} = \frac{j\omega F_0 e^{j\omega t}}{j\omega F_0 e^{j\omega t}/k} = -\frac{jk}{\omega} \quad (8)$$

これより、バネのメカニカルインピーダンスは周波数に対して反比例し、速度は力より位相が90度進む。

2.2.3 質量 質量において、加速度は負荷した力に比例する。

$$\ddot{X}_1 = \frac{F_a}{m} \quad (9)$$

m は要素の質量であり、要素を剛体と考えると、 $X_1 = X_2$ である。(9)式により質量に加速度を生じる

Fig.3 Mass

ためには、力 F_a が必要であり、伝達される力 F_b は0である。これは質量の一端が固定された、Fig.3 (B)とみなせる。正弦力を負荷したとき、

$$\ddot{X}_1 = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{m} \quad (10)$$

となる。速度は、(10)式の両辺を積分して、

$$V = \dot{X}_1 = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{j\omega m} \quad (11)$$

従って、質量のメカニカルインピーダンスは、

$$Z_m = \frac{F}{V} = \frac{F_0 e^{j\omega t}}{F_0 e^{j\omega t}/j\omega m} = j\omega m \quad (12)$$

これより、質量のメカニカルインピーダンスは周波数に対して比例し、速度は力より位相が90度遅れる。

2.3 複合系のメカニカルインピーダンス 機械要素の複合系におけるメカニカルインピーダンスの計算法は、各要素が直列に結合されているか、並列に結合されているかによって次のように求められる。

$$\text{直列系} \quad \frac{1}{Z} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{Z_i} \quad (13)$$

$$\text{並列系} \quad Z = \sum_{i=1}^n Z_i \quad (14)$$

一例として、Fig.4に示すような質量、バネ、減衰の要素が並列に結合された一自由度の機械系の特性について述べる。各要素のメカニカルインピーダンス、及び(14)式から、全系のメカニカルインピーダンス Z は、

Fig.4 Mass, Spring, Damper-systems

$$\left. \begin{aligned} Z &= Z_c + Z_m + Z_k = c + j(\omega m - \frac{k}{\omega}) \\ |Z| &= \sqrt{c^2 + (\omega m - \frac{k}{\omega})^2} \\ \theta &= \tan^{-1}(\frac{\omega m - k/\omega}{c}) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

$|Z|$ と θ をグラフで表すと Fig.5 のようになる。すなわちメカニカルインピーダンスは、共振点より低い周波数において、 k/ω に漸近し、バネの挙動が支配的となり、共振点より高い周波数では、 $m\omega$ に漸近し、質量の挙動が支配的となることが分かる。このように、各要素の特性が分かっているなくても、系全体のメカニカルインピーダンスを測定することにより、その特性を把握することができる。

Fig.5 Mechanical Impedance & Phase

3. ビルディングブロック法^{4), 5), 6)}

機関と船体二重底の連成振動の予測にビルディングブロック法を適用する場合を例に説明する。

まず、機関及び船体二重底のメカニカルインピーダンスを加振実験、および計算などにより把握する。求められた各コンポーネント毎のメカニカルインピーダンスを、内力の和は外力に等しいという条件を考慮して組み合わせ、機関が搭載された船体構造全体のシステム方程式を作成する。このシステム方程式に、機関の起振速度をインプットし、機関運転時の各点の応答をシミュレーションする。その結果を考慮して、機関の据え付け位

置や結合方法などを改善し、最適設計を行う。

この手法は、有限要素法のように時間やコストをかけることなく、設計変更にも柔軟に対応できるため、自動車や建設機械の分野で注目を浴びている。

ここで問題となるのが、各コンポーネントのメカニカルインピーダンスの計測方法である。船体二重底は、大形アンバランス加振器を用いて船体振動と起振力、すなわちメカニカルインピーダンスを実験的に求められる。また構造が簡単であるため、有限要素法を用いて解析的にメカニカルインピーダンスを求めることもできる。

一方、機関には、ピストン、コネクティングロッド、クランクシャフト等の部品が複雑に入り組んでいて、船体構造のように有限要素法で解析するのは非常に困難である。その為、主機関は加振実験により、直接メカニカルインピーダンスを計測することが望ましい。しかし、船舶の分野では、一つのコンポーネントとして数えられる主機関が大形になり、自由支持状態で加振することが困難であることから、直接的なインピーダンス計測法は確立されていないのが現状である。

Fig.6 Building Block Approach

4. 提案したインピーダンス計測法

4.1 現場でのインピーダンス計測法 前述したとおり、大形機関の据付点のメカニカルインピーダンス計測法は確立されていないことから、本研究では、実際に機関を工場内で製作するにあたって、Fig.7のように想定してメカニカルインピーダンスを計測する方法を提案した。

Fig.7 Field work

大形機関の製作は、巨大な定盤の上で行われるのが普通であるが、その状態でインピーダンスを計測しても正確な機関単体の据え付け点インピーダンスを計測したことにはならない。そこで定盤と機関の据え付け点の間にメカニカルインピーダンス特性の分かっているスプリングコイルを並べ、その上で機関を組み上げていく。機関の完成後、バネを含めて加振実験を行い、その機関－バネ複合系より得られたデータから、バネの特性が取り除かれた機関単体の据え付け点インピーダンスを逆解析的に算出するという方法である。

4.2 機関のインピーダンス算出法 機関とバネが結合された複合系から、機関単体の据え付け点インピーダンスを算出する方法について述

Fig.8 Experimented model (unit [mm])

べる。Fig.8は、4点の据え付け点をバネで支持した機関等価モデルを示す。実機関の構造は複雑であるが、機関架構の振動は、H形、X形、U形の振動が主要モードとなるので、振動特性的には、Fig.8のような単純な板構造のモデルとして取り扱うことができる。①点は機関上部構造を、②点～⑤点は機関の据え付け点を表す。

これにビルディングブロック法を適用すると、①点を加振したときの各点の振動速度 V と力 F は計測値のメカニカルインピーダンス Z_{ij} を用い、(16)式のように表すことができる。

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -Z_{12}^E & -Z_{13}^E & -Z_{14}^E & -Z_{15}^E \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -Z_{22}^E & -Z_{23}^E & -Z_{24}^E & -Z_{25}^E \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -Z_{32}^E & -Z_{33}^E & -Z_{34}^E & -Z_{35}^E \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -Z_{42}^E & -Z_{43}^E & -Z_{44}^E & -Z_{45}^E \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -Z_{52}^E & -Z_{53}^E & -Z_{54}^E & -Z_{55}^E \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -Z_{22}^S & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -Z_{33}^S & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -Z_{44}^S & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -Z_{55}^S \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{11} \\ F_{21} \\ F_{31} \\ F_{41} \\ F_{51} \\ V_{21} \\ V_{31} \\ V_{41} \\ V_{51} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Z_{11}^E \\ Z_{21}^E \\ Z_{31}^E \\ Z_{41}^E \\ Z_{51}^E \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \times V_{11} \quad (16)$$

ここで、 Z_{ij} は j 点を加振した時の i 点のメカニカルインピーダンスを表し、複素量である。また、右上につく添字の E は機関単体を、 S はバネ単体のメカニカルインピーダンスをそれぞれ意味する。なお、 $i=j$ の時をポイントインピーダンス、 $i \neq j$ の時をトランスファインピーダンスと呼ぶことにする。

これと同様に②～⑤点を加振した時の各点での応答を表す式も同様に求められるので、①点を含めこれらを展開し、 Z^E に関する式を求めると、次式のようなになる。

$$F_{1j} = Z_{11}^E V_{1j} + Z_{12}^E V_{2j} + Z_{13}^E V_{3j} + Z_{14}^E V_{4j} + Z_{15}^E V_{5j} \quad (17)$$

$$F_{2j} = Z_{21}^E V_{1j} + Z_{22}^E V_{2j} + Z_{23}^E V_{3j} + Z_{24}^E V_{4j} + Z_{25}^E V_{5j} \quad (18)$$

$$F_{3j} = Z_{31}^E V_{1j} + Z_{32}^E V_{2j} + Z_{33}^E V_{3j} + Z_{34}^E V_{4j} + Z_{35}^E V_{5j} \quad (19)$$

$$F_{4j} = Z_{41}^E V_{1j} + Z_{42}^E V_{2j} + Z_{43}^E V_{3j} + Z_{44}^E V_{4j} + Z_{45}^E V_{5j} \quad (20)$$

$$F_{5j} = Z_{51}^E V_{1j} + Z_{52}^E V_{2j} + Z_{53}^E V_{3j} + Z_{54}^E V_{4j} + Z_{55}^E V_{5j} \quad (21)$$

ただし、($j=1, 2, \dots, 5$)

ここで、 F_{1j} に関する式、(17)式を行列式にまとめると、次式となる。

$$\begin{Bmatrix} F_{11} \\ F_{12} \\ F_{13} \\ F_{14} \\ F_{15} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} V_{11} & V_{21} & V_{31} & V_{41} & V_{51} \\ V_{12} & V_{22} & V_{32} & V_{42} & V_{52} \\ V_{13} & V_{23} & V_{33} & V_{43} & V_{53} \\ V_{14} & V_{24} & V_{34} & V_{44} & V_{54} \\ V_{15} & V_{25} & V_{35} & V_{45} & V_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{11}^E \\ Z_{12}^E \\ Z_{13}^E \\ Z_{14}^E \\ Z_{15}^E \end{Bmatrix} \quad (22)$$

これを,

$$\{F_{1j}\} = [V]\{Z_{1j}^E\} \quad (j = 1, 2, \dots, 5) \quad (23)$$

と表現する. 同様に, $F_{2j} \sim F_{5j}$ を求めると,

$$\{F_{2j}\} = [V]\{Z_{2j}^E\} \quad (j = 1, 2, \dots, 5) \quad (24)$$

$$\{F_{3j}\} = [V]\{Z_{3j}^E\} \quad (j = 1, 2, \dots, 5) \quad (25)$$

$$\{F_{4j}\} = [V]\{Z_{4j}^E\} \quad (j = 1, 2, \dots, 5) \quad (26)$$

$$\{F_{5j}\} = [V]\{Z_{5j}^E\} \quad (j = 1, 2, \dots, 5) \quad (27)$$

となる. (23)~(27)式より,

$$\begin{bmatrix} F_{11} & F_{21} & F_{31} & F_{41} & F_{51} \\ F_{12} & F_{22} & F_{32} & F_{42} & F_{52} \\ F_{13} & F_{23} & F_{33} & F_{43} & F_{53} \\ F_{14} & F_{24} & F_{34} & F_{44} & F_{54} \\ F_{15} & F_{25} & F_{35} & F_{45} & F_{55} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{11} & V_{21} & V_{31} & V_{41} & V_{51} \\ V_{12} & V_{22} & V_{32} & V_{42} & V_{52} \\ V_{13} & V_{23} & V_{33} & V_{43} & V_{53} \\ V_{14} & V_{24} & V_{34} & V_{44} & V_{54} \\ V_{15} & V_{25} & V_{35} & V_{45} & V_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{11}^E & Z_{21}^E & Z_{31}^E & Z_{41}^E & Z_{51}^E \\ Z_{12}^E & Z_{22}^E & Z_{32}^E & Z_{42}^E & Z_{52}^E \\ Z_{13}^E & Z_{23}^E & Z_{33}^E & Z_{43}^E & Z_{53}^E \\ Z_{14}^E & Z_{24}^E & Z_{34}^E & Z_{44}^E & Z_{54}^E \\ Z_{15}^E & Z_{25}^E & Z_{35}^E & Z_{45}^E & Z_{55}^E \end{bmatrix} \quad (28)$$

すなわち,

$$[F] = [V][Z^E] \quad (29)$$

と表すことができる. 従って, $[V]$ の逆行列を $[F]$ に前掛けすることにより,

$$[Z^E] = [V]^{-1}[F] \quad (30)$$

となり, $[Z^E]$ が求められる. バネを結合した系から, 各点の振動速度 V , 力 F を計測することにより, 機関単体の据え付け点インピーダンス Z^E を算出することができる. この方法の評価については, 解析的に求めたインピーダンス曲線と, 機関等価モデルを自由支持状態で加振したときのインピーダンス曲線の両者を比較することによって行う.

5. 実 験

提案した方法によって, 機関単体の据え付け点インピーダンスがどの程度正確に算出できているか, 機関等価モデルを自由支持にして計測したメカニカルインピーダンスと比較することにより, 評価する.

機関等価モデルとバネを結合させた際の実験装置図をFig.9に示す. まず, 掃引発振器から正弦波信号をパワーアンプで増幅し, 加振器により機関等価モデルを加振する. 機関等価モデルに取り付けられたインピーダンスヘッドから加振力信号および加速度信号を検出し, トラッキングフィルタ内蔵のチャージアンプで増幅する. ここで, 加

Fig.9 Experimental Apparatus

速度信号は一回積分され, 速度信号に変換し, それぞれをFFTアナライザに記録する. 計測した加振力および振動速度のデータを(30)式に代入し, 行列計算により機関等価モデル単体のメカニカルインピーダンスを算出した. 行列計算には, プログラム用言語FORTRAN77を用い, サンプル数465点について繰り返し計算を行った.

6. 解析結果

提案した方法により解析的に求めたメカニカルインピーダンスを太線, 自由支持状態で計測したメカニカルインピーダンスを細線として, 両者を比較しFig.10のグラフに示す. なお, 機関等価モデルのインピーダンスがどの程度精度良く算出できているかをわかりやすくするため, 周波数軸を線形表示とした.

解析結果より, Z_{11}^E 等のポイントインピーダンスについてはかなり精度良く算出されていることが分かる. しかしトランスファインピーダンスについては, Fig.11に示すように一部定性的に一致し

Fig.10 Mechanical Impedance Z_{11}^E

Fig.11 Mechanical Impedance Z_{41}^E , Z_{51}^E

ているが、定量的には精度に乏しい結果となった。この要因として、水平方向の振動に関するものが考えられる。本研究では、機関等価モデルバネ結合系の解析にビルディングブロック法を適用したが、第一段階として水平方向の振動を無視し、垂直方向の振動だけを取り扱った。よって、機関上部構造、据え付け点間に伝達するトランスファインピーダンスに大きな誤差が生じたものと思われる。

このように様々な要因が考えられるが、ポイントインピーダンスが精度良く算出されたことから、本研究で提案したインピーダンス算出法の有効性は確認されたものと考えられる。

7. 結 言

本研究では、船舶の分野においてもビルディングブロック法を適用することを目的とし、大形機関の据え付け点インピーダンスの計測において、バネを結合した連成系の応答から大形機関単体の据え付け点インピーダンスを解析的に算出するという新しい方法を提案した。その結果、以下のよ

うな結論を得た。

- (1) 提案した方法により、ポイントインピーダンスについてはかなりの精度で算出することができた。
- (2) トランスファインピーダンスについては、やや精度に乏しい結果となった。これは、計測システムおよび実験上の不具合によるもので、提案したインピーダンス算出法の有効性は確認されたものと考えられる。
- (3) 船体二重底についても簡単なモデルを製作し、加振実験により計測したインピーダンスと、機関等価モデルのインピーダンスと合成することにより、ビルディングブロック法を用いた振動予測の可能性についての検討も行う予定である。

参 考 文 献

- 1) 山口・白木, 三菱重工技報, 11-4, (1974-7), 9.
- 2) 池内ほか3名, 日本鋼管技報, 118, (1987), 62.
- 3) 根津ほか2名, 海事協会誌, 152, (1975-7), 336.
- 4) 大久保, 機械のモダール・アナリシス, (1982), 121, 中央大学出版社.
- 5) 村井, 自動車技術, 35-11, (1981), 1273.
- 6) 桑原ほか2名, 自動車技術, 48-6, (1994), 38.

質 疑 応 答

質問者 東京商船大学 堀籠教夫

〔質問〕

Fig.8のように1点に起振力Fを与えているが、このFの位置がいろいろ変化した場、どのような影響があらわれますか。例えば、式(16)の中におけるエレメントなど。

〔回答〕

本来エンジンは多気筒を有しており、その気筒数、爆発のタイミングにより、Fig.8のように一つの点で起振力を同定することは不可能に近いと思われます。しかし実際には、機関のメカニカルインピーダンスを計測する際、機関を運転させて据え付け点インピーダンスを計測しますので、起振力を同定することは、本研究ではあまり重要視しておりません。

起振力を求めたいのであれば、計測したインピーダンスと振動速度より、据え付け点に伝達する

起振力として同定することが可能であると考えています。

この点については、まだ実績データを持っていませんので、今後の課題の一つであると思います。

質問者 ヤンマーディーゼル 田守芳勝

〔質問〕

有限要素法が花ざかりの中で、超大形物体にメカニカルインピーダンス法を適用したのは非常に面白い。超大型船の中でエンジン部は提案された方法にてメカニカルインピーダンスが計測できると思うが、更に大形の船体ブロックなどの測定に関しても何かアイデアがありますか。

〔回答〕

ビルディングブロック法の説明でも述べましたが船体ブロックであれば、簡単な板構造とみなして有限要素法により解析的にメカニカルインピーダンスを求めることも可能です。しかし船体ブロックにおいても実測した方がより正確なデータが得られると思います。その方法としまして、慣性型油圧加振器を用いる方法が挙げられます。加振器の上に巨大な重りを載せ、大きな加振力により船体を振動させ、メカニカルインピーダンスを計測するものです。このように、船体に関しては容易にメカニカルインピーダンスを計測することが可能です。

~~~~~メッセージ~~~~~

盛 光 秀 信

阿 波 啓 造

新 井 泰 彦

白 木 万 博

船体とそれに搭載される大形主機関の振動問題は今に始まった事柄ではなく、古くから問題として取り上げられてきた。筆者の一人も、1960年代の後半から1970年代の前半にかけて、これらの問題を研究した経緯がある。たしか、日本造船研究会のSR94部会で取り上げられ、プラスチック製のかなり精巧な小形実験モデルと船体模型を作り、当時としては画期的な実験・解析研究が行われたことを記憶している。しかし、当時は今日ほどコンピューターや計測機器が発達しておらず、研究目標を完全に達成するまでには至らなかった。

昔から船屋は船体を揺すらないような静かなエンジンを持ってこいと要求し、エンジン屋は機関を乗せても揺れないような船体構造にしろと、なかなか議論が耐えなく面白い。

両者が協調し、世界の造船王国として一日も早く、振動の少ない乗り心地の良い船を建造できる技術が確立されることを夢みて止まない。