

船体／主機連成振動応答解析法の研究

正員 水 早 純* 正員 藤 田 一 誠*
 太 田 和 秀* 荒 木 数 幸**
 正員 香 川 洸 二***

Study on Dynamic Interaction between Ship Hull and Main Engine Structure

by Jun Mizuhaya, *Member* Kazunobu Fujita, *Member*
 Kazuhide Ohta Kazuyuki Araki
 Kouji Kagawa, *Member*

Summary

Ship hull vibration is much complicated phenomenon because of the complexity of interaction between the vibration characteristic of ship hull, main engine, and shaft system (crank shaft through propeller) structure. To cope with this problem, we developed new method that is to analyze 1. Dynamic interaction between ship hull and main engine by means of substructure approach connecting each vibration characteristic of ship hull and main engine structure, 2. Vibratory response considering the influence of moving/rotating parts in main engine, and 3. Contribution of each exciting force to the vibratory response of the superstructure. By this means, we proved that the characteristics of the exciting force from the shaft is much influenced by the vibratory characteristic of the shaft, the axial force acting on the thrust block and the axial damper has much influence to the superstructure vibration. Also we showed that the reduction of axial force is possible through the control of the vibratory characteristic of the shaft system.

1. 緒 言

船舶居住区振動は船体構造と主機軸系が連成した系に発生する複雑な現象であり、船体側・機関側それぞれ単独の解析では総合的な防振設計検討は難しい。この問題に対処するためには船体、主機双方の振動特性を詳細に考慮できるシミュレーション型解析法が必要である^{1)~3)}。そこで筆者らは、船体と主機・軸系それぞれ単独の振動特性を用いる連成振動特性解析法及び軸系運動部の影響を考慮した船体各部振動応答評価法、起振力寄与度解析法を開発した。ここでは、これらの解析法の概要並びに実船適用例を示す。

2. 振動解析手法

2.1 多点結合サブストラクチャ法

ここで開発した連成振動解析法は、船体を主構造、主機を従構造とし、予め求めた両者単独の固有振動特性をモード座標上で結合する多点結合サブストラクチャ法⁴⁾を用いるものである。図 2.1 に連成系解析モデルを示す。船体単独の固有振動特性は自由境界条件で、主機単独の固有振動特性は船体との結合点を固定した条件で固有値解析を行なって求める。船体と結合した場合の主機の振動変位は、船体との結合点を固定とした条件での弾性振動モードと、船体との結合点における船体からの強制変位に対する静変形の和で表わす。

式中の添字は以下を表わすものとする。

添字 M : 主構造に関する項 添字 S : 従構造に関する項

添字 1 : 主構造に関する自由度のうち、従構造との結合点以外の自由度に関する項

添字 2 : 主構造に関する自由度のうち、従構造との結合点の自由度に関する項

* 三菱重工業株式会社長崎研究所

** 三菱重工業株式会社長崎造船所

*** 九州大学大学院工学研究科
 (海洋システム工学専攻)

原稿受理 平成 10 年 7 月 10 日

秋季講演会において講演 平成 10 年 11 月 12 日, 13 日

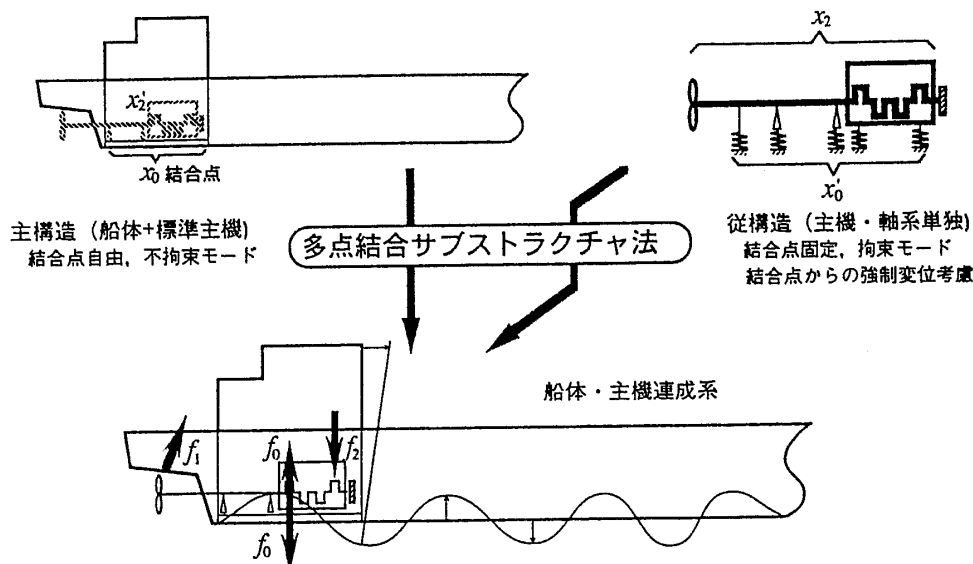


Fig. 2.1 Analytical Model of Dynamic Interaction between Ship Hull and Main Engine Structure

添字 3 : 従構造に関する自由度のうち、主構造との結合点以外の自由度に関する項

添字 4 : 従構造に関する自由度のうち、主構造との結合点の自由度に関する項

主構造、従構造単独の運動方程式は以下になる。

・主構造

$$\mathbf{M}_M \ddot{\mathbf{x}}_M + \mathbf{C}_M \dot{\mathbf{x}}_M + \mathbf{K}_M \mathbf{x}_M = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{11} & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_1 \\ \ddot{\mathbf{x}}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{11} & \mathbf{C}_{12} \\ \mathbf{C}_{21} & \mathbf{C}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_1 \\ \dot{\mathbf{x}}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11} & \mathbf{K}_{12} \\ \mathbf{K}_{21} & \mathbf{K}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1 \\ \mathbf{f}_2 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

・従構造

$$\mathbf{M}_S \ddot{\mathbf{x}}_S + \mathbf{C}_S \dot{\mathbf{x}}_S + \mathbf{K}_S \mathbf{x}_S = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{33} & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_3 \\ \ddot{\mathbf{x}}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{33} & \mathbf{C}_{34} \\ \mathbf{C}_{43} & \mathbf{C}_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_3 \\ \dot{\mathbf{x}}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{33} & \mathbf{K}_{34} \\ \mathbf{K}_{43} & \mathbf{K}_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_3 \\ \mathbf{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_3 \\ \mathbf{f}_4 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

従構造の変形は、主構造との結合点に主構造の変形に対応する強制変位を与えたときの静変形と、主構造との結合点を拘束した時の弾性変形（拘束モードの線形結合）の線形結合で与えられるとし、次式で表わす。

$$\mathbf{x}_S = \mathbf{x}_{Se} + \mathbf{x}_{Sr} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{3e} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{3s} \\ \mathbf{x}_{4s} \end{bmatrix} = \mathbf{x}_{Se} + \begin{bmatrix} \mathbf{R} \\ \mathbf{I} \end{bmatrix} \mathbf{x}_{4s} \quad (2.3)$$

ただし、 $\mathbf{x}_S$: 従構造の変形 ($\mathbf{x}_{Se}$:弾性変形分, $\mathbf{x}_{Sr}$:静変形分)

$\mathbf{x}_{3e}$: 従構造の結合点以外の自由度の弾性変形分

$\mathbf{x}_{3s}$: 結合点に $\mathbf{x}_{4s}$ の強制変位を与えた時の結合点以外の自由度の静変位

$\mathbf{R}$: 主構造との結合点への単位強制変位に対する結合点以外の従構造の自由度の静的変位（影響係数行列）

ここで、主構造の振動変位 $\mathbf{x}_M$ を固有モード Φ_{Mn} の線形結合で、式(2.3)における従構造の弾性変位 $\mathbf{x}_{Se}$ を固有モード Φ_{Sn} の線形結合で表わす。

$$\mathbf{x}_M = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{bmatrix} = \sum_{n=1}^{N_M} \Phi_{Mn} a_n = \Phi_M \mathbf{a} = \begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{bmatrix} \mathbf{a} \quad (2.4)$$

$$\mathbf{x}_{Se} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{3e} \\ 0 \end{bmatrix} = \sum_{n=1}^{N_S} \Phi_{Sn} b_n = \Phi_S \mathbf{b} = \begin{bmatrix} \Phi_3 \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{b} \quad (2.5)$$

ただし、

Φ_{Mn}, Φ_{Sn} : 主構造/従構造の n 次固有モードベクトル

Φ_M, Φ_S : 主構造/従構造の固有モード行列

N_M, N_S : 主構造/従構造のモード総数

$\mathbf{a} = (a_1, a_2, \dots, a_{N_M})^T, \mathbf{b} = (b_1, b_2, \dots, b_{N_S})^T$

: 主構造/従構造のモード応答ベクトル

主構造と従構造の運動方程式をまとめて表わすと、次式となる。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{11} & & & \\ & \mathbf{M}_{22} & & \\ & & \mathbf{M}_{33} & \\ & & & \mathbf{M}_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_1 \\ \ddot{\mathbf{x}}_2 \\ \ddot{\mathbf{x}}_3 \\ \ddot{\mathbf{x}}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{11} & \mathbf{C}_{12} & & \\ & \mathbf{C}_{21} & \mathbf{C}_{22} & \\ & & \mathbf{C}_{33} & \mathbf{C}_{34} \\ & & \mathbf{C}_{43} & \mathbf{C}_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_1 \\ \dot{\mathbf{x}}_2 \\ \dot{\mathbf{x}}_3 \\ \dot{\mathbf{x}}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11} & \mathbf{K}_{12} & & \\ & \mathbf{K}_{21} & \mathbf{K}_{22} & \\ & & \mathbf{K}_{33} & \mathbf{K}_{34} \\ & & \mathbf{K}_{43} & \mathbf{K}_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \mathbf{x}_3 \\ \mathbf{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1 \\ \mathbf{f}_2 \\ \mathbf{f}_3 \\ \mathbf{f}_4 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

連成後の主構造の振動変位も連成前と同様、主構造単体の固有モードの線形結合で表わすことができると仮定する。

また、連成後の従構造の振動変位も連成前と同様、主構造との結合点に与えた主構造の変形に対応した強制変位と、主構造との結合点を固定した時の従構造単体の固有モードの線形結合の和で表わすことができると仮定すれば、式(2.3)~(2.5)より、

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{bmatrix} \mathbf{a}, \quad \begin{bmatrix} \mathbf{x}_3 \\ \mathbf{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_3 \mathbf{b} + \mathbf{R} \mathbf{x}_{4s} \\ \mathbf{x}_{4s} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

結合点における変位の連続性 ($\mathbf{x}_2 = \mathbf{x}_4$) を考慮すると、

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_1 & 0 \\ \Phi_2 & 0 \\ R\Phi_2 & \Phi_3 \\ \Phi_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

ただし, $T \equiv \begin{bmatrix} \Phi_1 & 0 \\ \Phi_2 & 0 \\ R\Phi_2 & \Phi_3 \\ \Phi_2 & 0 \end{bmatrix}$: 座標変換行列

式(2.8)を式(2.6)に代入して T^t を左乗し, 結合点における内力の釣り合い ($f_2 = -f_4$) を考慮すると, モーダル座標表現による主構造/従構造連成系の運動方程式が得られる。

$$\begin{bmatrix} \tilde{M}_M + P & Q \\ Q^t & \tilde{M}_S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{a} \\ \ddot{b} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{C}_M + H & E \\ E^t & \tilde{C}_S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{a} \\ \dot{b} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{K}_M + G & 0 \\ 0 & \tilde{K}_S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_1^t f_1 + \Phi_2^t R^t f_3 \\ \Phi_3^t f_3 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

ただし,

$$\tilde{M}_M = \Phi_M^t M_M \Phi_M$$

$$\tilde{C}_M = \Phi_M^t C_M \Phi_M$$

$$\tilde{K}_M = \Phi_M^t K_M \Phi_M$$

$$\tilde{M}_S = \Phi_S^t M_S \Phi_S$$

$$\tilde{C}_S = \Phi_S^t C_S \Phi_S$$

$$\tilde{K}_S = \Phi_S^t K_S \Phi_S$$

$$P = \Phi_2^t (R^t M_{33} R + M_{44}) \Phi_2 = (R^t \Phi_2)^t M_S (R^t \Phi_2)$$

$$H = \Phi_1^t (R^t C_{33} R + R^t C_{34} + C_{43} R + C_{44}) \Phi_2 = (R^t \Phi_2)^t C_S (R^t \Phi_2)$$

$$G = \Phi_1^t (K_{43} R + K_{44}) \Phi_2$$

$$Q = \Phi_2^t R^t M_{33} \Phi_3 = (R^t \Phi_2)^t M_{33} \Phi_3$$

$$E = \Phi_2^t (R^t C_{33} + C_{43}) \Phi_3$$

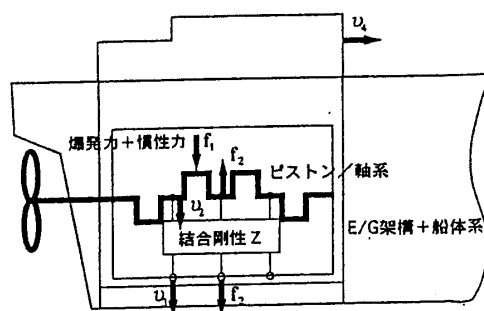
式(2.9)で, 外力項を 0 とし, 減衰項を無視して固有値解析を行なうことにより, 不減衰の連成固有振動数およびモード応答ベクトルを得る。これより連成系の振動特性をモーダルパラメータの形で算出することができる。

2.2 等価起振力解析法

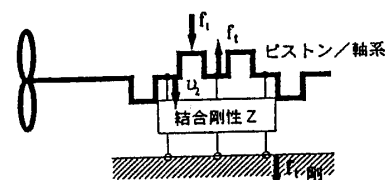
ここでは, 往復・回転運動部の影響を含んだ等価的な起振力の評価法について述べる。

ピストンやクランク軸は主機本体との結合点や結合剛性がクランク角と共に変化するので, 船体と主機の連成振動特性はクランク角と共に変化する。一方, 主機架構や船体側の振動応答を評価する場合には, ピストン・軸系や主機・船体系の連成振動特性は一定とし, ピストンやクランク軸からの振動伝達力に各部の運動や回転による影響が含まれているとして扱った方が便利である。

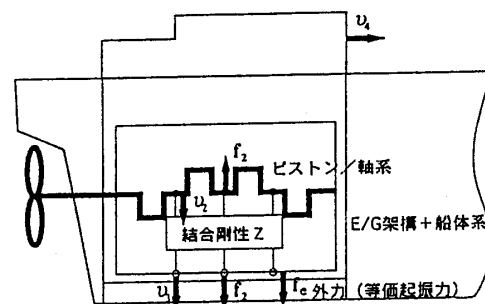
そこで, 主機や船体系の応答が, ピストン及び軸系に起振力を作用させた場合の応答と等しくなるような, 軸系運動部の影響を考慮した等価起振力の概念を導入する。



(a) 軸系と架構/船体連成モデル



(b) 非連成モデルにおける振動伝達力



(c) 等価起振力による応答

Fig.2.2 Equivalent Exciting Force on Main Engine

図 2.2 において, 添字 1~4 は以下の点に関する量を表わす。

添字 1: ピストン・軸系における爆発力+慣性力の着点

添字 2: ピストン・軸系と主機・船体系の結合点

(ピストン・軸系側)

添字 3: ピストン・軸系と主機・船体系の結合点

(主機・船体系側)

添字 4: 船体における応答評価点 (例えば上部構造)

また, Y_{ij} : 着点 i の駆動点モビリティ

Y_{ij} : 着点 i → 応答点 j への伝達モビリティ

v_i : i 点の振動速度

f_i : i 点に作用する力 (起振力あるいは伝達力)

Z : 結合部の機械インピーダンス

とする。結合された全体系の振動応答を各構造単独のモビリティ Y と結合部のインピーダンス Z を用いて表わすと, ピストン・軸系の結合点の速度 v_2 は

$$v_2 = Y_{12}f_1 - Y_{22}f_2 \quad (2.10)$$

主機と船体の結合点 3, 応答点 4 の速度 v_3, v_4 は

$$v_3 = Y_{33}f_2, \quad v_4 = Y_{34}f_2 \quad (2.11)$$

振動伝達力 f_2 を、機械インピーダンス Z を用いて表わすと

$$f_2 = -Z(v_2 - v_3) = -Z(Y_{12}f_1 - Y_{22}f_2 - Y_{33}f_2) \quad (2.12)$$

よって

$$f_2 = \{Z(Y_{22} + Y_{33}) - I\}^{-1} ZY_{12}f_1 \quad (2.13)$$

式(2.11)に代入すると、応答点4の応答は

$$v_4 = Y_{34} \{Z(Y_{22} + Y_{33}) - I\}^{-1} ZY_{12}f_1 \quad (2.14)$$

一方、図 2.2(b)に示す基礎を剛と仮定した非連成モデルでは、基礎への振動伝達力を f_T とすれば

$$v_2 = Y_{12}f_1 - Y_{22}f_T \quad (2.15)$$

$$f_T = -Zv_2 \quad (2.16)$$

より、

$$f_T = (ZY_{22} - I)^{-1} ZY_{12}f_1 \quad (2.17)$$

主機側の結合点3に外力 f_e を作用させた場合の主機及び船体側の応答は、結合剛性 Z を介してピストン・軸系に伝達される力を f_2' とすると、

$$v_3 = Y_{33}(f_e - f_2') \quad , \quad v_4 = Y_{34}(f_e - f_2') \quad (2.18)$$

伝達力は

$$f_2' = Z(v_2 - v_3) \quad (2.19)$$

伝達力 f_2' によるピストン・軸系の応答は

$$v_2 = Y_{22}f_2' \quad (2.20)$$

式(2.18)～(2.20)より伝達力 f_2' を求め、これを用いて応答評価点4の応答を記述すると

$$v_4 = Y_{34} \{I - \{Z(Y_{22} + Y_{33}) - I\}^{-1} ZY_{33}\} f_e \quad (2.21)$$

この応答が、図 2.2(a)に示す全体連成モデルのピストン・軸系への外力 f_1 による応答と等しくなるような力を等価起振力と定義する。

式(2.14)と(2.21)を等置して f_e を求めると、

$$f_e = (ZY_{22} - I)^{-1} ZY_{12}f_1 = f_T \quad (2.22)$$

従って等価起振力 f_e は、主機・船体系を剛とした場合の振動伝達力 f_T と等しくなる。

この等価起振力は以下の特徴を有する。

- ①ピストン及び軸系の運動や振動特性の影響が含まれた振動伝達力であり、主機架構及び船体を剛として求めた振動伝達力と等しい。
- ②ピストン・軸系と主機架構・船体連成系の架構側結合点に作用させる。
- ③等価起振力を作用させた時の主機架構及び船体系の応答は、ピストン・軸系と主機架構・船体の連成モデル（全体連成モデル）においてピストン・軸系に起振力を作用させた場合の応答と等しい。ただし、この場合ピストン・軸系側の応答は全体連成モデルにおけるピストン・軸系側の応答には等しくならない。

2.3 振動応答解析法

多点結合サブストラクチャ法により求めた船体・主機連成振動特性から起振力着点と応答評価点の間の周波数応答関数を計算し、これに各起振力を乗ずることにより、

[全船モデル]

[主機モデル]

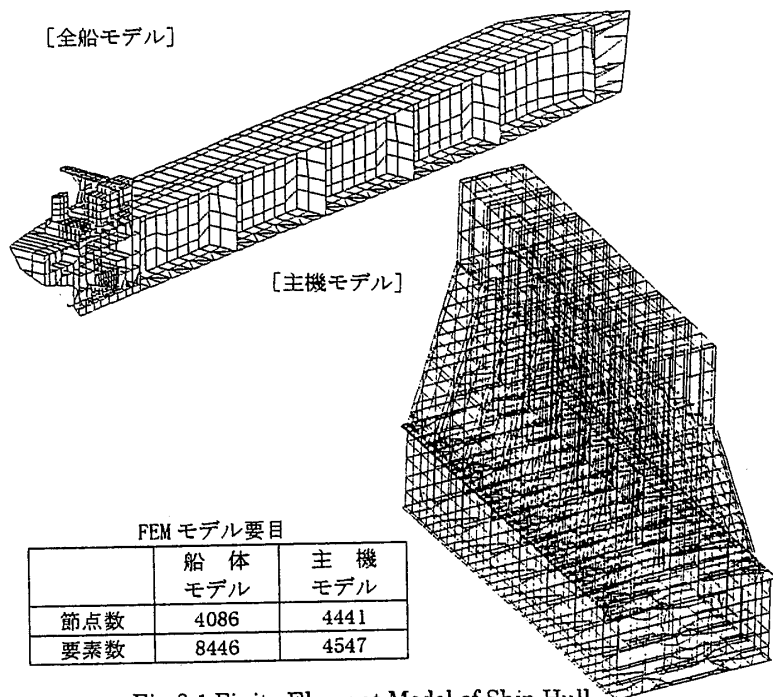


Fig.3.1 Finite Element Model of Ship Hull and Main Engine Structure

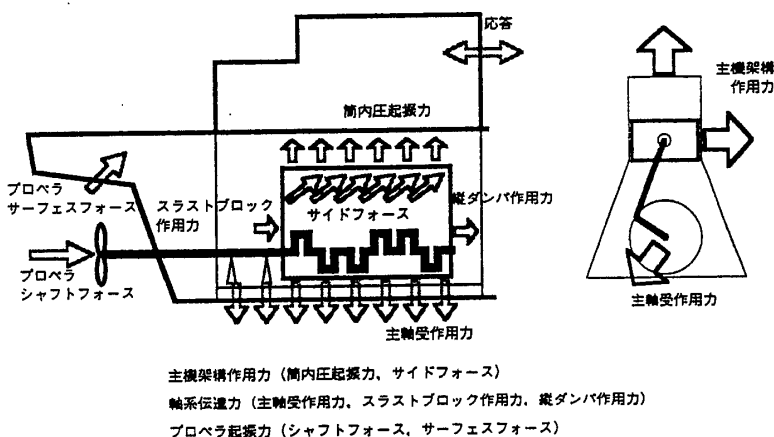


Fig.3.2 Exciting Force on Ship Hull and Main Engine

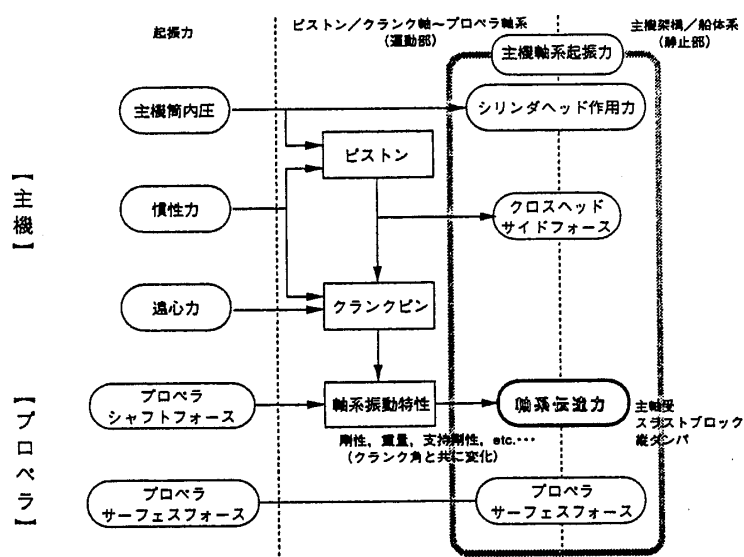


Fig.3.3 Generation Mechanism of Exciting Force

各起振力に対する評価点の応答が計算できる。これを全起振力分重ね合わせることで応答評価点の振動応答を求める。起振力としては、筒内圧、主軸受伝達力（スラストブロック／縦振動ダンパ作用力を含む）、クロスヘッド側力を考慮する。筒内圧による加振力は、各シリンダヘッド上部にこれを突き上げる向きで作用させる。クロスヘッド側力は、スラスト側と反スラスト側加振力に分けてシリンダライナ内部に作用させる。この際、筒内圧及びクロスヘッド側力には気筒による差はないと仮定して一気筒分のみ求め、各着力点に、着火位相差分だけ位相をずらして作用させる。主軸受、スラストブロック、縦振動ダンパ作用力に関しては、等価起振力の概念に基づき、剛な基礎にバネ支持した軸系モデルを用い、軸系の回転と支持部の剛性の異方性を考慮した時刻歴解析法で軸支持部への振動伝達力を計算する。

3. 解析結果

3.1 解析対象

解析対象船は 240 型 VLCC ($L \times B \times D = 302 \times 58 \times 28.3$ (m)、主機：7 気筒) である。船体及び主機を個別に板梁要素で FEM モデル化し、それぞれの固有値解析結果より、サブストラクチャ法を用いて船体と主機の連成振動特性を求める。尚、船体単体モデルは文献³⁾で紹介したモデルを使用した。単体モデルの固有振動解析には MSC NASTRAN を用いた。図 3.1 にモデル図を示す。

軸系等価起振力解析にはクランク軸からプロペラまでの軸系モデルを使用する。軸系は、各軸受（主軸受、中間軸受、船尾管軸受）で上下及び左右方向に、スラストブロックと縦振動ダンパ部で前後方向（軸方向）に支持されているとする。尚、各軸受部の結合バネ定数は、軸受部詳細 FEM モデルより求めた局部構造剛性に基づいて決定する。

3.2 主機軸系起振力解析結果

図 3.2 に、主要起振力と作用位置を、図 3.3 には主要起振力と伝達経路の関係を示す。ピストンに作用した筒内圧力は、クロスヘッド及びクランク系を介して軸に作用する。この力と往復・回転慣性力、遠心力が軸系振動を励起し、主軸受やスラストブロック、縦振動ダンパ部へ力を及ぼす。これを軸系伝達力と呼ぶ。また、クロスヘッドから左右方向に作用する側力には、往復部慣性力の影響が含まれる。プロペラ起振力は、プロペラ近傍の船体外板に作用するサーフェスフォースと、軸系に直接作用するシャフトフォースに分けられる。

図 3.4 には、軸系等価起振力計算例として解析対象船の常用回転数におけるスラストブロック作用力の時刻歴波形と周波数スペクトルを、図 3.5 には、常用回転数時の各着力点に作用する起振力の気筒数次成分をベクトル図で示す。

図 3.5 は、各着力点に作用する起振力の気筒数次成分のみを抽出したものであり、円の位置は起振力作用点を表す。また、矢印の長さ（円の大きさ）は起振力の振幅を、

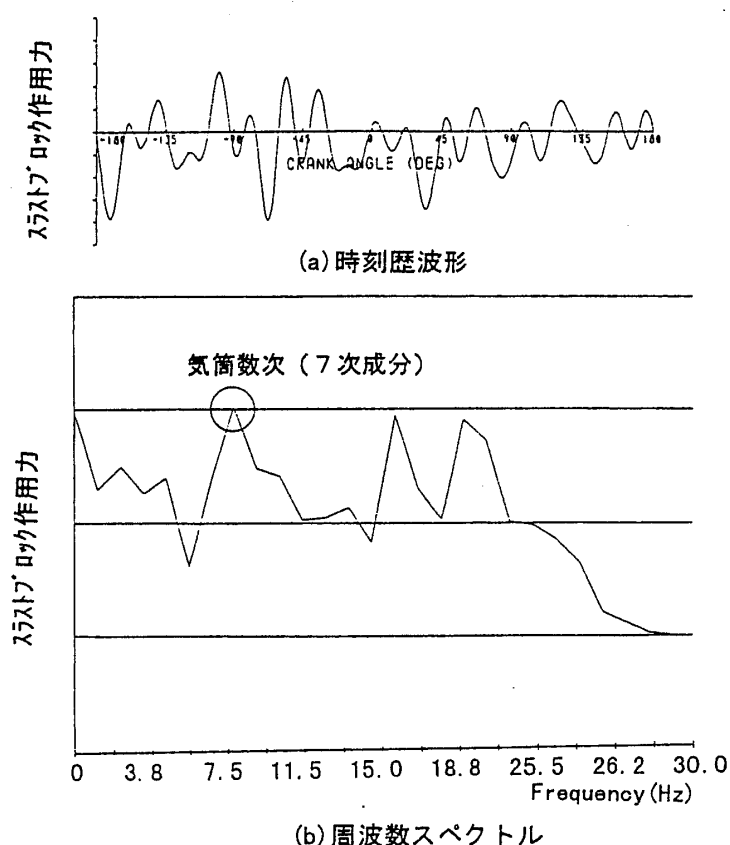


Fig.3.4 Exciting Force on Thrust Block

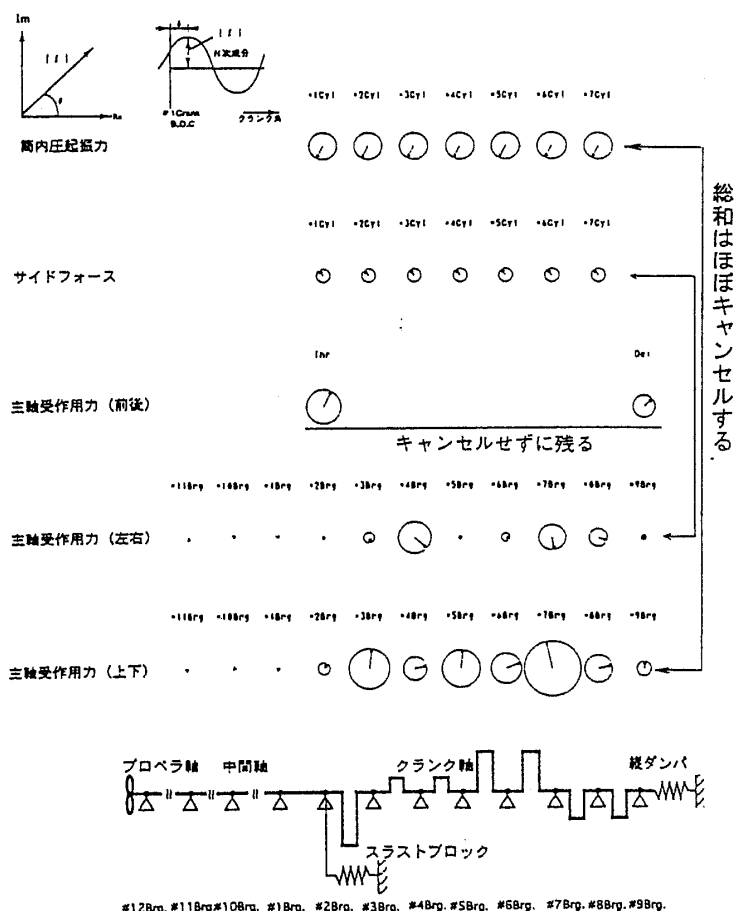


Fig.3.5 Exciting Force Vector on Each Exciting Point (7N)

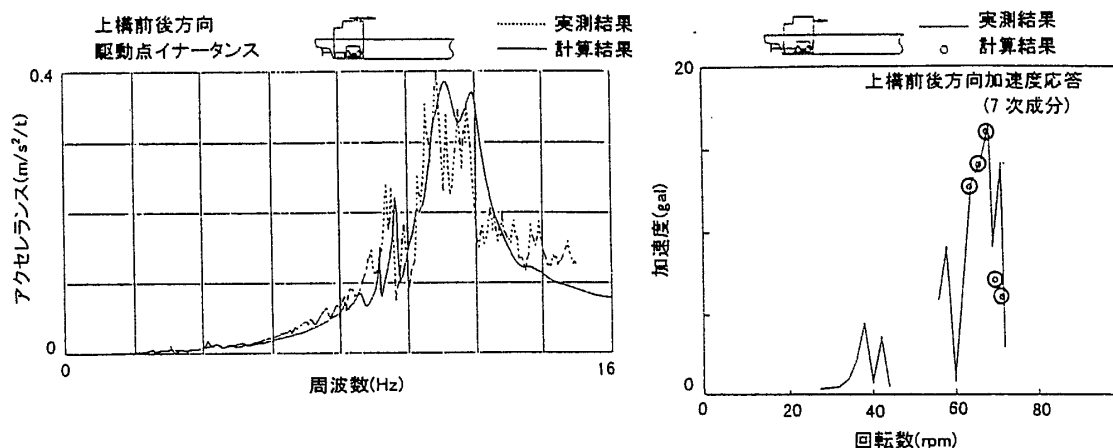


Fig.3.6 Comparison between Analysis and Measured Data

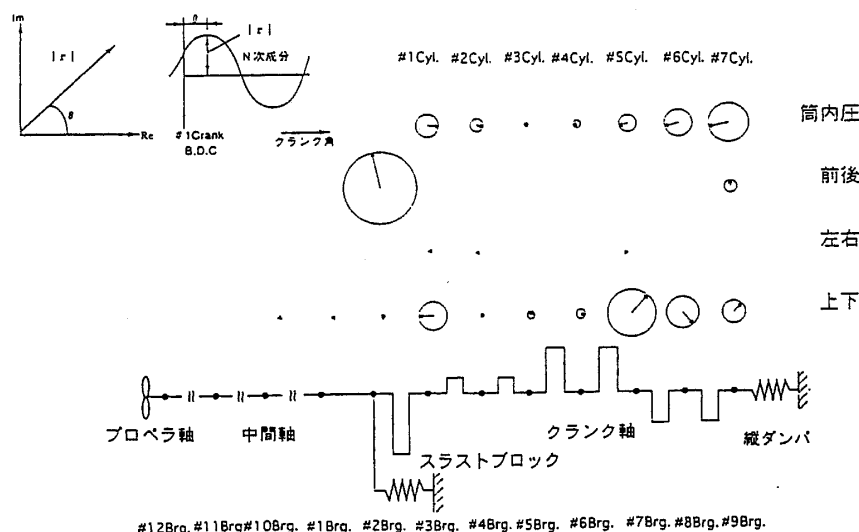


Fig.3.7 Contribution Vector to the Superstructure Vibration

矢印と実軸との角度は基準（ $\#1$ クランクが下死点にある状態）に対する位相差を表す。主軸受作用力は、軸系振動特性の影響が大きく現われ、各軸受で異なった傾向を示すが、上下方向作用力の総和は筒内圧加振力の総和と、左右方向作用力の総和は側力の総和とほぼ相殺する。軸系は軸方向にはスラストブロックと縦振動ダンパ部でのみ支持されているため、軸方向伝達力はこの2点にのみ作用する。軸方向伝達力には軸系縦振動の影響が大きく現われる。スラストブロック並びに縦振動ダンパに作用する力はほぼ同相であり、相殺されずに主機構造に作用する。

3.3 上部構造振動応答解析結果による妥当性の検証

図 3.6 には、サブストラクチャ法による船体・主機連成系の振動特性解析結果と実船起振機試験結果の比較及び航走時の上部構造前後方向加速度応答（気筒数次成分）解析結果と実測結果の比較を示す。上部構造振動応答の気筒数次成分解析結果の回転数に対する傾向は、実測結果とほぼ一致しており、多点結合サブストラクチャ法を用いた連成系振動特性解析法、等価起振力解析法を用いた振動応答解析法とも、実用上十分な精度で妥当性を有すると考える。

3.4 上部構造振動に対する起振力の寄与度解析結果

図 3.7 に、各起振力を単独に作用させたときの上部構造前後方向応答（すなわち上部構造応答に対する各起振力の寄与度）ベクトル図を常用回転数における気筒数次成分を例として示す。この図で、円の位置がその応答を励起した起振力の着力点であり、円の大きさが応答の次数成分の大きさ大きさを、矢印の角度（図中 θ で表示）が基準点（ $\#1$ クランクが下死点にある状態）に対する位相差を表わしている。これらのベクトルの総和が図 3.6(右)に示す常用回転数時の上部構造前後方向振動応答として与えられる。尚、図 3.7 において、クロスヘッド側力（反スラスト側/スラスト側とも）が励起する上部構造前後方向の振動成分は、他の成分と比較して小さかったので、省略してある。この条件における上部構造前後振動に対しては、軸方向起振力による振動応答成分が非常に大きいことがわかる。このことより、上部構造振動応答低減にはスラストブロック並びに縦振動ダンパ部に作用する軸方向起振力の低減が有効であると考えられる。

油圧ダンパー等価剛性、等価減衰の定義

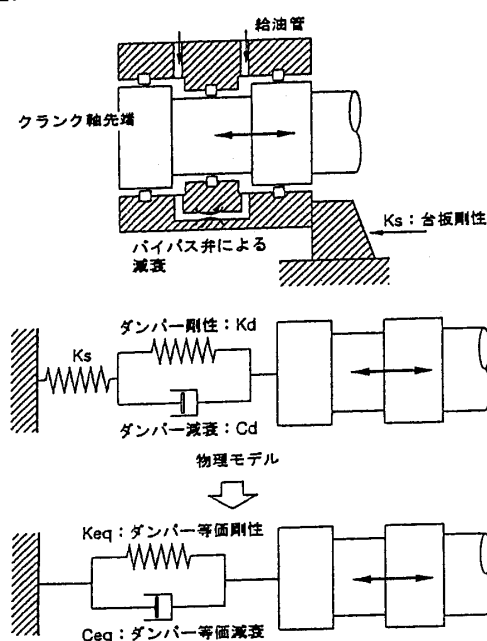


Fig. 4.1 Analytical Model of Axial Damper

4. 軸系振動特性制御による起振力低減

本章では、軸端縦振動ダンパに着目し、軸系振動特性制御による軸方向起振力低減に関して検討した結果について述べる。

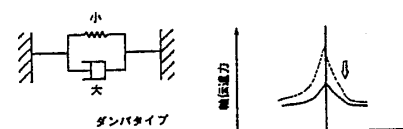
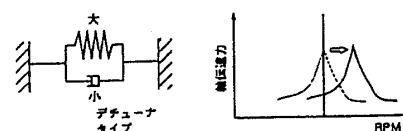
4.1 縦振動ダンパモデル化

図 4.1 に、縦振動ダンパ部のモデル化について示す。
軸の変位に対し、油室内の油圧による作用力が生じる。このとき、軸変位とダンパから軸への油圧作用力の間には位相差が存在するため、油圧作用力は軸変位（軸とダンパケーシングとの相対変位）比例成分と軸速度（軸とダンパケーシングとの相対速度）比例成分に分解することができる。ここで、軸変位比例成分の軸変位に対する比をダンパ剛性 k_d 、軸速度比例成分の軸速度に対する比をダンパ減衰 c_d と称する。従来、剛性 k_d を卓越させ、縦振動数を追い上げるものをデチューナタイプ、減衰 c_d を卓越させ、共振点における応答を下げるものをダンパタイプと称してきた。実際には、オリフィス部や隙間部等の開度によりダンパ特性を調節するが、開度に応じて剛性、減衰共に変化するため、ダンパ主要諸元が決定した後に剛性及び減衰を単独に調節することは難しく、剛性と減衰を単独に調整するためには、所望の特性を達成する諸元への設計変更が必要となる。また、軸系伝達力を評価する際には、ダンパ単体の剛性及び減衰の他に主機前端ダンパ取付部の局部的構造剛性 k_s （「台板剛性」と称する）の影響を考慮する必要がある。

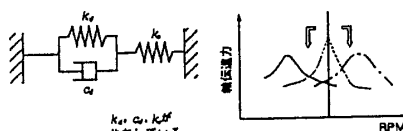
4.2 縦振動ダンパ特性解析と伝達力低減効果

縦振動ダンパの特性を評価するため、軸端変位に対する

[理想化]



[実機]



軸ダンパ特性のモデル

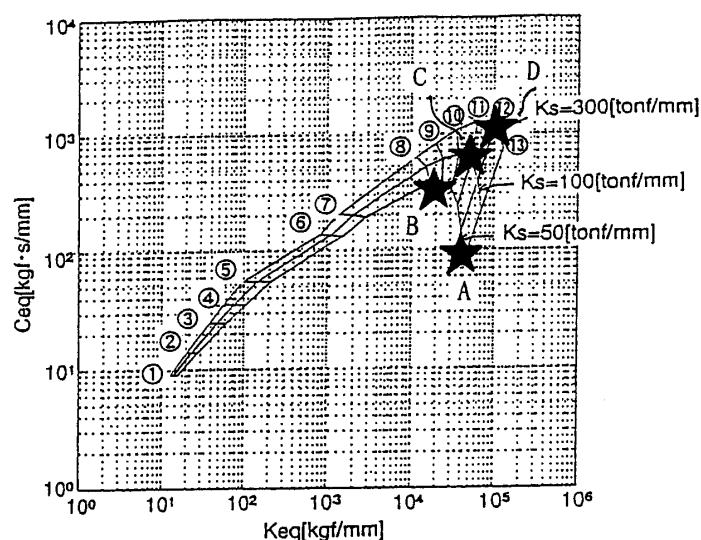


Fig. 4.2 Stiffness and Damping of Axial Damper

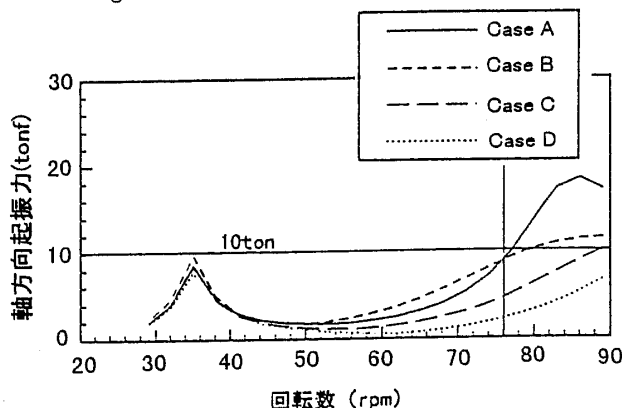


Fig. 4.3 Improvement of Axial Damper Performance

油室内圧力を計算するシミュレータを開発し、受圧面積、バイパス弁開度、ダンパ取付部台板剛性をパラメータとしたダンパ部剛性・減衰特性解析を実施した。

図 4.2 に縦振動ダンパ特性解析結果を示す。図中①～⑬の数字はバイパス弁の開度を含んだ配管系の抵抗に対応し、数字が大きいほど作動油に対する抵抗が大きい状態を表わす。弁を絞り、流動抵抗を大きくしていくと、ダンパ剛性は単調に増加して行くが、減衰はある値で最大値に達したあと急激に減少する。減衰の最大値を大きくするためには、バイパス弁への流量を多くするために受圧面積を広くすると共に、ダンパ取付部の台板剛性を向上させることが有効であることがわかる。

図 4.3 には、ダンパ剛性・減衰をパラメータとし、軸系伝達力解析を実施した結果を示す。図 4.3 中の Case A～Case D は、図 4.2 中の星印に対応しており、それぞれ

Case A : 受圧面積小、台板剛性小、デチューナタイプ

Case B : 受圧面積小、台板剛性小、ダンパタイプ

Case C : 受圧面積大、台板剛性小

Case D : 受圧面積大、台板剛性大

の条件でのダンパ特性における軸系伝達力を示す。受圧面積、台板剛性等のダンパ仕様最適化により、図 4.3 に示すように MCR における軸系伝達力が更に低減できる見通しを得た。

5. まとめ

船体構造と主機・軸系が複雑に連成した船体振動に対処するため、船体と主機それぞれ単独の振動特性を用いた連成振動解析法、振動応答評価法を開発し、船舶低振動評価手法について検討した。主な結論は以下の通りである。

- ①多点結合サブストラクチャ法、等価起振力解析法を用いた船体と主機の連成振動特性及び振動応答解析法を開発した。これらによる上部構造加速度応答計算値が実船計測結果と一致していることを示し、有効性を確認した。
- ②ピストン及び軸系から主機本体各部への振動伝達力が船体上部構造前後方向振動に及ぼす寄与度解析を実施し、上部構造の前後振動には軸系からスラストブロックや縦ダンパを通じて主機に伝達される軸方向の起振力の寄与度が大きいこと、上部構造前後振動を低減させるにはこの起振力の低減が有効であることを明らかにした。
- ③主機・軸系からの起振力について検討し、起振力には軸系振動特性が大きく寄与していることを確認した。
- ④縦振動ダンパによる軸系振動特性制御を通じた起振力低減に関して検討し、ダンパ特性の解明、ダンパ特性把握を実施した。また、ダンパ仕様の最適化により、軸方向伝達力を更に低減させる見通しを得た。今後、実船による確認を含んだ検証試験が必要であると考えられる。

参考文献

- 1) 香川、藤田、北村：大型超低速舶用ディーゼル主機の振動（第1報）、日本造船学会論文集第154号、(昭58.12)
- 2) 香川、藤田、北村：大型超低速舶用ディーゼル主機の振動（第2報）、日本造船学会論文集第157号、(昭60.5)
- 3) 藤田、山崎、渡辺：船体振動応答一貫解析手法に関する研究、西部造船会会報、第87号、(平5.11)
- 4) 香川、藤田、太田、林：モード合成法による船体構造振動解析、三菱重工技報、Vol.17 No.5、(昭55.9)