少数気筒大形低速ディーゼル機関の振動*

水内 充**・松本互平***・斎藤年正**

Vibration of Long Stroke Diesel Engine
with Small Number of Cylinders

By Mitsuru Mizuuchi, Kōhei Matsumoto, Toshimasa Saitoh

Transverse vibration of the frame of slow speed engines has been one of the serious problems so far. With the advent of engines with small number of cylinders, fore-and-aft vibration has also become to attract attention, because its natural frequency tends to diminish approaching the exciting frequency at normal continuous output. This is caused by the increased height due to longer piston stroke together with the decreased length due to smaller number of cylinders as compared with the ordinary type of engines.

In this paper, as an example of such problems, the fore-and-aft vibration and also the transverse vibration of a five-cylinder engine frame are investigated.

The results obtained are as follows:

- (1) As for the fore-and-aft vibration of the engine frame, a severe vibration may appear due to an excessive decrease in the natural frequency when the engine is installed on board a ship.
- (2) For the purpose of reduction of the transverse vibration, bracings have often been put between the engine frame and the deck of ship's hull. For the fore-and-aft vibration also, bracings are useful.
- (3) Reducing the engine frame coupled with the engine-room double bottom to a combination of beams, simulation analyses are carried out to obtain the natural frequencies of the engine-frame transverse and fore-and-aft vibration. The calculated values are considerably close to the test results.

1. 緒 言

大形低速ディーゼル機関架構の振動については、これまで多くの研究^{1)~6)}がなされてきたが、機関の気筒数が多いこともあって、横方向の振動のみが問題視されていた。しかし、最近、機関の高出力化により少数気筒で在来機関と同じ出力を得ることができるようになってきたために、保守点検が有利であるとともに機関室長さを短縮できるなどの利点により、少数気筒機関が採用されるようになり、多数気筒機関では問題にならなかった機関架構の前後振動が新たに発生してきた⁷⁾。この原因としては、機関が少数気筒であるために機関の長さが短く、しかもロングストロークを採用しているために機関の高さが従来の機関よりも大きくなり、機関の前後方向の固

有振動数が低下して機関の常用回転数付近に共振のピークが現われるようになってきたことが考えられる。

機関の前後振動の防止対策としては、その起振力がクランク軸系の縦方向の変動力と考えられるため、クランク軸に縦振動用ダンパを装備するか、あるいはプロペラ翼数を機関の気筒数と同じにして、両者の起振力の位相差を適当に選ぶことにより縦方向の変動力を相殺させる、いわゆるフェージングを行うことによって起振力を低減する方法、機関架構または機関室二重底の剛性を増大するか、あるいは機関の前後方向に防振ステーであるブレーシングを付けるなどして、機関の前後方向の固有振動数を上昇させ、機関の常用回転数の範囲外に共振回転数を追いつける方法及びバランスなどを装備して消振させる方法などが考えられる。

一方、機関架構の横振動については、最低次(H形)の振動は機関の気筒数次の起振力によって誘起されるため、多数気筒機関では機関の低回転数域にしか現われなかったのに対して、少数気筒機関では機関の常用回転数域に

* 原稿受付 昭和58年10月31日

月例講演会(昭和58年9月2日)

** 正会員 日立造船(株)技術研究所(堺市築港新町1-5)

*** 日立造船(株)技術研究所(堺市築港新町1-5)

図 3 (1) 機関架構(1 気筒分)の上端に $P=1000 \text{ kgf} \{9.8 \text{ kN}\}$ を横方向に負荷したときのたわみ

図 3 (2) 機関架構の上端に $P=1000 \text{ kgf} \{9.8 \text{ kN}\}$ を前後方向に負荷したときのたわみ

図 3 (3) 機関架構の X 形変形モード

表 2 部材の断面性能

I_x ($\times 10^6 \text{ cm}^4$)	I_y ($\times 10^6 \text{ cm}^4$)	I_z ($\times 10^4 \text{ cm}^4$)	E (縦弾性係数) (kgf/cm^2 { MN/m^2 })
9.209	5.224	2.0	2.1×10^6 { 20.5×10^4 }

表 3 機関の等価質量

(単位: $\text{kgf} \cdot \text{s}^2 / \text{cm} \{t\}$)

質量 方向	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5	M_c
X 方向	38.75 {37.97}	41.45 {40.62}	37.50 {36.75}	32.63 {31.98}	32.63 {31.98}	31.96 {31.32}
Y 方向	30.05 {29.45}	31.84 {31.20}	29.86 {29.26}	25.68 {25.17}	25.68 {25.17}	21.98 {21.54}

図4 機関架構・機関室二重底の連成振動モデル

関室二重底のモデルは、機関室前端の隔壁と後端の隔壁の間を対象とし、ウェブフレームとガーダーを単位部材とした梁要素による骨組構造モデルとする。図4に機関を搭載したときの連成振動モデルを示す。この場合、船側部については、4THデッキまでを考慮に入れ、機関室二重底の中央付近のFR. 28断面の船側外板で代表させた。なお、重量としては、機関室二重底の船殻重量、二重底内水油の重量、主機・補機などの重量及び二重底部・船側部の付加水重量を考慮に入れ、境界条件としては、二重底の前端を単純支持、後端を自由、船側部材端を単純支持とする。また、機関にプレッシングを付ける場合は、機関架構の上端をばね支持とする。

4. 計算結果

4.1 機関架構の固有振動数 少数気筒機関架構

の振動においては、図5に示すように、横振動に対して主としてH形及びX形のモードの振動、前後振動に対してL形のモードの振動がある。ここで、機関架構の横振動は、機関の燃焼圧力によって各気筒のクロスヘッド部に生ずる側圧力によって誘起される。そのため、H形振動は、H形のガイドフォースモーメントが大きい気筒数次の起振力、例えば、ここで対象とした5気筒機関の場合は、5次の起振

図5 機関架構の振動モード

力によって誘起される。また、X形振動は、5気筒機関の場合、2次あるいは3次の起振力が大きいので、それらの起振力によって誘起されると考えられる。一方、機関架構の前後振動は、クランク軸系の縦方向の変動力によって誘起されると考えられるため、5気筒機関の場合、気筒数次の5次の前後振動が発生しやすい。

いま、図6に機関の据付部の回転ばね定数 K_θ と機関架構のH形、X形及びL形振動の固有振動数の関係を示す。この結果によれば、 K_θ の増大によりH形、X形及びL形振動の固有振動数はほぼ同じ傾向で増大する。 K_θ の値は、機関を据付けた地盤の剛性、運転定盤の剛性及び機関取付部の剛性などによって決まるが、本機関の陸上運転場においては、横振動に対する回転ばね定数 $K_{\theta H}$ は $1 \times 10^{11} \text{ kgf} \cdot \text{cm/rad}$ [$9.8 \times 10^6 \text{ kN} \cdot \text{m/rad}$] 程度であるから、H形及びX形振動の固有振動数は421 cpm

図6 機関据付部の剛性と機関固有振動数の関係

{7.0 Hz}及び610 cpm{10.2 Hz}となる。すなわち、本機関の陸上運転の場合、5次のH形振動のピークは機関の使用回転数の範囲内の84 rpm{min⁻¹}に現われるが、2次あるいは3次のX形振動の共振回転数は、機関の使用回転数の範囲外の305 rpm{min⁻¹}あるいは203 rpm{min⁻¹}となるため、X形振動は現われないと考えられる。一方、前後振動に対しては、回転ばね定数 $K_{\theta L}$ はほぼ剛と考えられるため、L形振動の固有振動数は724 cpm{12.1 Hz}となり、陸上運転の場合、5次のL形振動の共振回転数は機関の使用回転数の範囲外の145 rpm{min⁻¹}となる。

4.2 機関架構・機関室二重底の連成振動数

ここでは、機関に振動防止用のブレーシングを付けない場合と付けた場合について検討する。

4.2.1 ブレーシングがない場合 機関架構の横方向及び前後方向にブレーシングを付けない場合のH形、

表4 機関架構の固有振動数
(船上ブレーシングなし)

振 動 形	H 形	X 形	L 形
振 動 数 (cpm{Hz})	468 {7.8}	669 {11.2}	519 {8.7}

図7 機関架構・機関室二重底の振動モード
(計算結果)

X形及びL形振動の固有振動数を表4に、またそれらの振動モードを図7に示す。これらの結果によると、H形及びX形振動の固有振動数は、船上では陸上での値の約1.1倍に増大して468 cpm{7.8 Hz}及び669 cpm{11.2 Hz}となるが、L形振動の固有振動数は、図7の振動モードからわかるように、船上では機関室二重底の影響を大きく受けて逆に低下し、陸上での値の0.72倍に減少する。そのため、X形振動については3次の共振回転数が223 rpm{min⁻¹}となるから全く問題ないが、H形及びL形振動の5次の共振回転数は94 rpm{min⁻¹}及び104 rpm{min⁻¹}となるため、船上においては横振動及び前後振動ともに固有振動数を上昇させて共振を回避する必要がある。

4.2.2 ブレーシングを付けた場合 機関架構の振動を防止する方法として、機関架構と船体との間にブレーシングを設置して、機関架構の固有振動数を上昇させる方法がある。ここでは、機関の前端及び後端にそれぞれ2本ずつのブレーシングを前後方向に、また各気筒部の右舷に1本ずつのブレーシングを横方向に付けた場合を考える。図8にブレーシングの1本当たりのばね定数 k と機関架構のH形、X形及びL形振動の固有振動数の関係を示す。この場合、横方向のブレーシングの本数が前後方向のそれよりも多いために、ブレーシングのばね定数に対するH形及びX形振動の固有振動数の増大の割合はL形振動のそれよりも大きい。ここで示したブレーシングのばね定数は、ブレーシング本体の剛性だけではなくて機関側及び船体側の取付部の剛性を含んだ全体の剛性によって決めるため、ブレーシング本体がかなり剛であっても取付部の剛性が弱い場合にはブレーシングの効果は小さくなる。

本船の場合、船体のデッキのレベルをブレーシングの位置と一致させているため、ブレーシングを取付ける船体側の剛性はかなり大きい。ブレーシングとして摩擦

図8 ブレーシングの剛性と機関の固有振動数の関係

板をボルトで押付ける構造の摩擦形ブレーシングを使用しているため、ブレーシング本体の剛性がかなり小さいと考えられる。この場合、1本のブレーシングのばね定数を 10^5 kgf/cm ($9.8 \times 10^4 \text{ kN/m}$) と想定すると、H形、X形及びL形振動の固有振動数は、それぞれ 765 cpm (12.8 Hz)、 955 cpm (15.9 Hz) 及び 665 cpm (11.1 Hz) となり、ブレーシングを付けたことによる固有振動数の上昇は、H形振動で 297 cpm (5.0 Hz)、X形振動で 286 cpm (4.8 Hz)、L形振動で 146 cpm (2.4 Hz) となる。なお、図8の結果によれば、ブレーシングのばね定数を1本当たり 10^6 kgf/cm ($9.8 \times 10^5 \text{ kN/m}$) 以上にしても固有振動数の増大はほとんど期待できない。

5. 実験結果

供試機関架構の振動の実態を把握するために、機関の陸上運転時及び海上運転時に振動実験を実施するとともに、その振動特性を明確にするために、本機関の船体搭載時に機関架構の起振機実験を行った。ここでは、それらの結果について述べる。

5.1 陸上運転時の実験結果 陸上の運転盤上に機関を据付け、機関回転数を 40 rpm (min^{-1}) から M. C. R. の 106 rpm (min^{-1}) まで階段状に上昇させ、プロペラ特性曲線上の負荷で運転を行ったときの振動を測定した。

図9に機関架構上段の前端の横振動を、図10(1)及び(2)に前端及び後端の前後振動を示す。これらの結果から次のことがわかる。

(1) 横振動 機関架構の横振動は、機関の気筒数次およびその倍数の起振力によって誘起される。図からわかるように、機関の全回転数域にわたって気筒数次の5次の振動が支配的であり、しかも 90 rpm (min^{-1}) 付近に振幅が 0.33 mm のピークが現われている。これは、図11(1)に示す振動モードからわかるように、陸上におけるH形の固有振動であり、その振動数は 450 cpm (7.5 Hz) である。また、10次の振動のピークが 45 rpm (min^{-1}) 付近に現われているが、これは機関の気筒数次の2倍の次数の起振力によって起ったH形振動のピークであり、起振力が小さいためにそのピークの大きさも小さい。

なお、本実験結果によれば5次の振動のピークは鋭くなく、すそが広いため、共振回転数を機関の使用回転数の範囲外に多少ずらしても、機関の常用回転数付近での振幅はあまり減少しないと考えられる。

(2) 前後振動 クランク軸系の縦方向の起振力がスラストブロックを介して機関架構に伝

図9 機関架構の横振動(陸上運転時)

図10(1) 機関架構の前後振動(陸上運転時)

図10(2) 機関架構の前後振動(陸上運転時)

図 11 機関架構の振動モード(陸上運転時)

達し、前後振動を誘起すると考えられるため、2次、3次、5次、7次、8次及び10次などの種々の次数の振動が現われる。この場合、8次及び10次の振動のピークが91 rpm {min⁻¹}及び73 rpm {min⁻¹}付近に現われており、図 11 (2)に示す8次の振動モードから730 cpm {12.2 Hz}がL形振動の固有振動数と考えられる。しかし、それらの振幅は小さく、機関架構上段で0.025～0.030 mm程度にすぎない。

この場合、起振力が最も大きいと考えられる5次の共振回転数が146 rpm {min⁻¹}となるため、5次の振動については、機関の常用回転数付近にそのピークのすそが現われる程度で、全体的に振幅は小さく、機関架構上段で最大0.055 mm程度である。なお、機関架構上段の前端で1次の振動が他の次数の振動に比べて大きく現われているのは、機関の燃焼圧力による局所的な変形の影響と考えられる。

5.2 機関の起振機実験結果 機関を船体に搭載した場合、機関架構の振動は、船体振動(船尾振動)とく

に機関室二重底の振動と連成する。船上における機関架構の振動特性については、多数気筒機関において、機関の起振機実験^{3～5)}などによりすでに明らかにされているが、少数気筒機関についての例は少ない。ここでは、横及び前後振動の特性を明らかにするために、機関室二重底上に据付けられた供試機関に起振機を取付け、横方向及び前後方向起振による振動実験を行った。

本実験では、船体がドック内に浮上した状態を選び、機関のNo.1 シリンダカバー上に起振台及び起振機を設置して、それらの重量が排気弁など機関からの除去物の重量とほぼ同程度になるようにした。この場合、使用した起振機は、不平衡重錘を同一軸まわりに互いに逆転させて起振力を得る形式のもので、422.8 rpm {min⁻¹}以上で2 tf {19.6 kN}の最大起振力が得られる。

なお、ドック内での実験であるため、機関室二重底の振動に対して浅水の影響が考えられるが、本実験を行ったときのドック内の水位及び船体の喫水から考えて、機関室二重底の付加水質量に及ぼす浅水の影響は小さく、深水の場合の付加水質量の10%程度大きくなるにすぎないので無視した。

図 12に機関架構を横方向に起振したときの機関架構上段の前端の横振動を、図 13に起振力に対する振動の位相角を示す。また、図 14、図 15に機関架構を前後方向に起振したときの同一点の前後振動、位相角を示す。起振力との関係上、起振機の重錘目盛を変えて数種類の起振力曲線を用いて実験を行った。

5.2.1 ブレーシングがない場合 機関架構の横方向及び前後方向のブレーシングを全部除去して実験したときの結果から次のことが言える。

(1) 横振動 ブレーシングがない場合、390 cpm {6.5 Hz}及び720 cpm {12.0 Hz}に明瞭なピークが現われている。それらの振動時における機関架構上段前端(起振点)の位相角は90°であり、機関架構上段後端の位

図 12 機関架構上段前端の横振動(横方向起振時)

図 13 機関架構横振動の起振力に対する位相角(横方向起振時)

図 14 機関架構上段前端の前後振動(前後方向起振時)

相角は、前者の場合 90° 、後者の場合 270° であることから判断して、前者がH形、後者がX形の固有振動数と考えられる。図 16 にそれらの振動モードを示すが、機関室二重底の上下振動も機関架構のH形及びX形振動モードに対応したモードを呈している。なお、いずれの場合も機関室二重底の船側部の上下振動が大きい。

(2) 前後振動 プレーシングがない場合、530~550 cpm {8.8~9.2 Hz} 付近に大きなピークが現われている。そのピークは先鋭な形状ではないが、起振力との位相差が 90° になる 540 cpm {9.0 Hz} がL形振動の固有振動数と考えられる。図 16 の振動モードによれば、機関架構の前後振動時の機関室二重底の上下振動は、機関架構の振動に対応して前後方向にS字形のモードを呈してお

り、その振幅は大きい。

5.2.2 プレーシングを付けた場合 機関の右舷側の横方向に6本、前端の前後方向に2本、後端の前後方向に2本のプレーシングを付けた状態で実験したときの結果から次のことが言える。

(1) 横振動 プレーシングを付けた場合、690 cpm {11.5 Hz} 及び 1000 cpm {16.7 Hz} に小さいピークが見られる。図 13 の位相角において、690 cpm {11.5 Hz} での機関架構上段前端(起振点)の位相角が 90° になっていないが、機関架構上段後端の位相角から 690 cpm {11.5 Hz} がH形振動の固有振動数であり、1000 cpm {16.7 Hz} がX形振動の固有振動数である。

この場合、プレーシングを6本付けたことによる固有

振動数の上昇は、H形振動で 300 cpm{5.0 Hz}、X形振動で 280 cpm{4.7 Hz}であり、しかも、振動応答は機関架構の上段において、ブレイシングがない場合の値に対して、H形振動で 13% 程度、X形振動で 20% 程度に減少

図 15 機関架構前後振動の起振力に対する位相角
(前後方向起振時)

する。また、図 17 にそれらの振動モードを示すが、ブレイシングがない場合に比べて機関室二重底の上下振動も減少する。しかし、H形振動時には、やはり機関室二重底の船側部の上下振動が明瞭に現われており、二重底はその中央軸まわりに回転振動を呈している。

(2) 前後振動 ブレイシングを付けた場合、650~670 cpm{10.8~11.2 Hz}付近にピークが見られ、図 15 の位相角から判断して 665 cpm{11.1 Hz}が固有振動数と考えられる。この場合、前後方向にブレイシングを付けたことによる固有振動数の上昇は 125 cpm{2.1 Hz}であり、機関架構上段における振動応答は、ブレイシングがない場合の値に対して 47% 程度に減少する。振動応答の減少する割合が横振動の場合に比べて少ないのは、前後方向のブレイシングの本数が横方向のそれよりも少ないためと考えられ、ブレイシングを付けたときの振幅の減少量は、ブレイシングによる剛性の増加分に関係すると思われる。なお、図 17 の振動モードを見ると、ブレイシングを付けたことによって機関室二重底の上下振動は大幅に減少しており、前後方向のブレイシングが有効に働いていると判断される。

図 16 機関架構・機関室二重底の振動モード
(機関起振機実験時、ブレイシングなし)

図 17 機関架構・機関室二重底の振動モード
(機関起振機実験時、ブレイシング付き)

5.3 海上運転時の実験結果 供試船の海上試運転時に機関回転数を $40 \text{ rpm} \{ \text{min}^{-1} \}$ から $2 \sim 3 \text{ rpm} \{ \text{min}^{-1} \}$ ごとに階段状に上昇させて振動実験を行った。この場合、ブレーシングの効果はすでに機関の起振機実験によって明らかにされているが、実際の運転時においても同様の効果が得られることを確認するために、ブレーシングを付けない場合と付けた場合について実験を行った。

5.3.1 ブレーシングがない場合 機関架構のブレーシングを全部除去して機関を運転したときの結果について述べる。

(1) 横振動 図18に機関架構上段の前端の横振動を示す。機関架構の横振動については、陸上運転時と同様に機関の全回転数域にわたって5次の振動が卓越しており、その他の次数の振動は陸上運転時と同程度に小さい。この場合、5次の振動は機関室の局部振動などの影響を受けて多くのピークが現われているが、図19に示す振動モードから $375 \text{ cpm} \{ 6.3 \text{ Hz} \}$ が固有振動数と考えられる。

また、船上におけるH形振動の振幅は、機関室二重底の影響を受けるため、陸上運転時よりも大きくなる。H形振動の共振回転数は、陸上の場合 $90 \text{ rpm} \{ \text{min}^{-1} \}$ であるのに対して船上の場合 $75 \text{ rpm} \{ \text{min}^{-1} \}$ であり、船上の場合の起振力の方が陸上の場合のそれよりも小さいにもかかわらず、この場合、機関架構上段の振幅は陸上の場合の約1.4倍となり前端において 0.46 mm となる。

(2) 前後振動 図20に機関架構上段の前端の前後振動を示す。この場合、低回転数域では陸上運転時と同様に全振動次数の振幅は小さく 0.1 mm 以下である。しかし、 $95 \text{ rpm} \{ \text{min}^{-1} \}$ 以上において5次の振動が大きくなり、 $101 \text{ rpm} \{ \text{min}^{-1} \}$ 付近で振幅が 0.37 mm のピークを示す。これは図19の振動モードから明らかにL形振動であり、その固有振動数は $505 \text{ cpm} \{ 8.4 \text{ Hz} \}$ となる。これより、船上での固有振動数は陸上の場合の約0.69倍に減少することがわかる。

機関架構の前後振動の起振力は、軸系の縦方向の変動力と考えられるため、その起振力としては、機関から発生するものとプロペラから発生するものがある。この場合、機関から発生する起振力のなかで最も大きい起振力である気筒数次の5次の起振力による振動が大きく現われており、プロペラから発生する翼数次の4次の振動が機関の常用回転数付近で多少現われている。しかし、この場合、固有振動数は $505 \text{ cpm} \{ 8.4 \text{ Hz} \}$

図18 機関架構の横振動(海上試運転時、ブレーシングなし)

図19 機関架構・機関室二重底の振動モード
(海上試運転時、ブレーシングなし)

図20 機関架構の前後振動(海上試運転時、ブレーシングなし)

Hz}であるから、4次の振動の共振回転数が126 rpm { min^{-1} }となるため、その振幅は小さく機関架構上段で最大0.06 mm程度にすぎない。なお、陸上運転時には、機関の4次の起振力は小さいために4次の振動はほとんど現われず、機関の常用回転数付近において機関架構上段で0.02 mm以下である。

5.3.2 ブレーシングを付けた場合 機関にブレーシングを付けて運転したときの結果について述べる。なお、ブレーシングの本数は機関の起振機実験時と同じである。

(1) 横振動 図21に機関架構上段の前端の横振動を示す。ブレーシングがない場合に大きく現われていた5次の振動が、ブレーシングを付けたことにより機関の全回転数域にわたって小さくなり、その振幅は機関架構上段で最大0.07 mm程度に減少する。

この場合、H形振動の固有振動数は、機関の起振機実験により690 cpm {11.5 Hz}程度と考えられ、丁度図において68~69 rpm { min^{-1} }に10次のピークが見られる。しかし、この回転数付近に軸系の10次のねじり振動のピークがあるため、これが機関の10次のH形起振力によって誘起された振動であるかどうか判断しにくい。いずれにしてもその振幅は小さく0.015 mm程度にすぎない。

図21 機関架構の横振動
(海上試運転時、ブレーシング付き)

(2) 前後振動 図22に機関架構上段の前端の前後振動を示す。この結果からわかるように、7次、8次及び10次の振動のピークが94 rpm { min^{-1} }、82.5 rpm { min^{-1} }及び66 rpm { min^{-1} }付近に現われているが、これらがL形振動の共振ピークと考えられ、その振動数は660 cpm {11.0 Hz}となる。しかし、それらの振動振幅は小さく、最も大きく現われている10次の振動のピークでもその振幅は機関架構上段で0.08 mm程度である。図23にその振動モードを示す。なお、ブレーシングを付けたことにより5次の共振回転数が132 rpm { min^{-1} }に上昇するため、その振幅は大幅に小さくなり、機関架構上段の振幅は常用回転数付近で0.1 mm程度に減少する。

図22 機関架構の前後振動
(海上試運転時、ブレーシング付き)

図23 機関架構・機関室二重底の振動モード
(海上試運転時、ブレーシング付き)

6. 計算結果と実験結果の比較

機関架構の固有振動数の計算手法についてすでに述べたが、ここではその計算精度を検討するため計算結果と実験結果の比較を行う。

6.1 固有振動数 表5にH形、X形及びL形振動の固有振動数の計算値と実測値の比較を示す。この場合、機関を船体に搭載してブレーシングを付けたときの計算値は、ブレーシングの1本当たりのばね定数を 10^8 kgf/cm { $9.8 \times 10^4 \text{ kN/m}$ }と想定したときの値である。X形振動及び船上におけるブレーシング付きの場合のH形振動については、実測値として起振機実験時の値しかないが、これらの結果によれば、機関架構の前後振動であるL形振動の計算値は実測値とかなりよく一致している。しかし、機関架構の横振動であるH形及びX形振動の値については、船上での実験の場合、計算値は実測値よりもH形振動で大きく、X形振動で逆に小さい。これは、振動モードの実測結果からわかるように、機関室二重底の船側部の上下変動が大きいためと考え、計算モデルとして機関室二重底のモデル化に起因していると思われる。機関室二重底の振動を精度よく表現できるモデルにすれば、さらにより結果が得られると考えられる。

6.2 機関架構のたわみモード 3.1で述べた機関架構のモデル化の妥当性を確認するために、静的計算

表 5 計算値と実測値の比較

(単位: $\text{cpm}\{\text{Hz}\}$)

条 件 \ 振動形		H 形		X 形		L 形	
		計算値	実測値	計算値	実測値	計算値	実測値
陸 上 運 転 時		421 {7.0}	450 {7.5}	610 {10.2}	— {—}	724 {12.1}	730 {12.2}
船 上 (ブレーシングなし)	起振機実験時	468 {7.8}	390 {6.5}	669 {11.2}	720 {12.0}	519 {8.7}	540 {9.0}
	試 運 転 時		375 {6.3}		— {—}		505 {8.4}
船 上 (ブレーシング付き)	起振機実験時	765 {12.8}	690 {11.5}	955 {15.9}	1000 {16.7}	665 {11.1}	665 {11.1}
	試 運 転 時		— {—}		— {—}		660 {11.0}

図 24 機関架構の横方向たわみモードの比較

による機関架構のたわみモードと実験による動的なたわみモードの比較を行う。図 24 に横方向のたわみモードを、図 25 に前後方向のたわみモードを示す。図中の計算値は、機関架構を板要素モデルに置換し、その上端に荷重を负荷したときの結果である。横方向及び前後方向とも計算結果は起振機実験結果とよく一致している。なお、前後方向のモードについては、運転時の結果も起振機実験結果とはほぼ同じ傾向を示している。

7. 結 言

少数気筒機関の振動特性をは握するために、5 気筒機関を例に取り、陸上据付時及び船体搭載時の横振動及び前後振動について検討を行った。その結果、次のことが判明した。

(1) 少数気筒機関では、機関架構の前後方向の固有振

図 25 機関架構の前後方向たわみモードの比較

動数は低下する。とくに機関を船体に搭載した場合には、機関架構の前後振動は機関室二重底の変形を伴うため、その固有振動数は大幅に減少し、本機関の場合陸上での値に比べて約 30% の減少を示す。そのため、陸上据付時にたとえその固有振動数が大きくても、船上ではその共振回転数が機関の常用回転数域に現われて振動が大きくなる場合がある。

(2) 機関架構の横振動である H 形振動の固有振動数は、気筒数に関係なくほぼ一定であるが、H 形振動は気筒数次の起振力によって誘起されるため、その共振回転数は気筒数の減少とともに上昇する。本機関の場合、共振回転数は陸上で $90 \text{ rpm}\{\text{min}^{-1}\}$ 、船上で $75 \text{ rpm}\{\text{min}^{-1}\}$ に存在するため、同一機種で 4 気筒の場合、共振回転数は機関の常用回転数域に入ってくる。

(3) 機関架構の横振動を防止する方法にブレーシング

を付けて固有振動数を上昇させる方法があるが、機関架構の前後振動についても横振動と同様にブレーシングを付けることにより防振することができる。なお、ブレーシングには、固有振動数を上昇させる以外に振動応答を減少させる効果がある。しかし、これらの効果を得るためには、ブレーシングを取付ける船体側の部材の剛性を十分に大きくする必要がある。

(4) 機関架構及び機関室二重底を梁構造にモデル化し、機関架構の横及び前後振動の固有振動数のシミュレーション解析を行った。その結果、計算値は実測値とよく一致し、本計算手法により固有振動数の予測ができることを確認した。

ここでは、5気筒機関架構の振動について述べたが、機関架構振動の評価及びブレーシングの効果については、機関室の振動及び船体(船尾)振動とも関連があり、とくに上部構造の前後振動との関係において今後検討する必要がある。

文 献

- 1) 日本造船研究協会, 第94研究部会報告書, No. 60-2 (昭42-3)
- 2) 日本造船研究協会, 第94研究部会報告書, No. 71-1 (昭43-3)
- 3) 日本造船研究協会, 第94研究部会報告書, No. 91 (昭44-3)
- 4) 日本造船研究協会, 第112研究部会報告書, No. 114 (昭45-3)
- 5) 広渡・ほか5名, 舶機誌, 5-5 (昭45-5)
- 6) 水内・ほか4名, 日立造船技報, 34-4 (昭48-11)
- 7) 中村・村上, 舶機誌, 18-2 (昭58-2)

〔質 疑 応 答〕

質問者 佐野安水島機装設計 小野賢治

〔質問〕 1. 二重底の連成振動モデルに関して二重底

の高さは?

2. 前後方向のブレーシングを4本使用しているが、前後どちらか2本のみでも効果はあまり変わらないと聞いているが、どうか?

〔回答〕 1. 機関室二重底の高さは1960mmである。

2. 前後方向のブレーシングを機関の前に2本あるいは後に2本のどちらか一方だけにしたときの実験を行っていないのでデータがないが、本船の場合、ブレーシングを取付ける船体側のデッキの剛性をかなり大きくしているので、4本のブレーシングとも機関の前後方向の固有振動数を上げるのに有効に働いていると考えられる。

質問者 石川島播磨重工業(株) 松本信幸

〔質問〕 図3(2)に示された板要素及び梁モデルによる計算結果に対し、実測によるモードの定性的、定量的な比較がありましたら、ご教示ください。

〔回答〕 機関架構の上端の前後方向に静的な力を負荷したときのたわみモードの計算結果と実験によって得られた前後方向の振動モードの比較を図25に示した。ここでは、静的な力を負荷したときの機関架構のたわみの実測結果がないのでモードの比較のみとなった。

質問者 日本鋼管(株)機械研究室 白井正明

〔質問〕 表5の結果では、計算値と実測値が大変良く一致しているようですが、そのためには図2の板要素モデルのモデル化に特に注意が必要であろうと思います。具体的なモデル化の方法、特にシリンダ・フレームのような複雑な構造のモデル化などについてご教示頂ければ幸いです。

〔回答〕 板要素モデルを作成するにあたっては、機関架構の構造を出来るだけ忠実にモデル化するように配慮すべきである。ここでは、機関架構のベッド及びフレームについては、側板及び隔壁板の厚さをそのまま取って板要素に置きかえたが、シリンダ・フレームについては、その肉厚が一樣でないので平均的な厚さを取り、その厚さの板で代表させた。