

(昭和 63 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

ロングストローク船用ディーゼル機関クランク 軸系の振動および強度に関する研究

(第 2 報：軸系の縦ねじり連成強制振動計算法および実機計測)

正員 穂 森 繁 弘* 正員 鎌 田 実*
正員 佐々木 康夫*

Study on the Vibration and Strength of the Long Stroke Diesel Engine Crank Shaftings
(2nd report: Proposal of a Calculation Method for the Coupled Axial-Torsional
Forced Vibration of Shaftings and Introduction of
Measurements on Actual Engines)

by Shigehiro Homori, *Member* Minoru Kamata, *Member*
Yasuo Sasaki, *Member*

Summary

Following the previous report which proposed a new calculation model for crank shaftings of the long stroke marine diesel engine and an evaluation method for the stiffness of crank throws, a calculation method for the coupled axial-torsional forced vibration is presented in this report. In the method, conversion of the crank pin force into the equivalent axial force is newly introduced. Moreover, accurate axial-torsional vibration measurements were carried out during both shop and sea trials. Minute analysis on the test results revealed the mechanism of the vibration.

Calculation results by the new method show fairly good agreement with the measured ones only except for higher harmonics oscillation at the resonance of 1-node torsional vibration, which is recognized to be caused by non-linearity of the thrust block stiffness.

1 緒 言

最近の船用ディーゼル主機関では、ロングストローク化、最高筒内圧力の増大によりクランク軸形状に変化がみられ、軸系縦振動、縦ねじり連成振動がしばしば問題となる。これはクランク軸の縦方向剛性（縦ばね定数）の正確な算出方法、縦ねじり連成振動の扱いについて、過去に提唱された方法では現象を正しくとらえられなくなってきたためである。

このような背景のもとで著者らは、比較的簡易なモデルによるクランク軸系振動及び強度の評価法について検討を行ってきた。前報¹⁾では、軸系を縦方向及びねじり方向に自由度を有する集中質量系にモデル化し、縦ねじり連成まで含めた各ばね定数を評価する方法を提案した。そしてこの評価法に基づき、2つの例について軸系縦・

ねじり振動の連成を考慮した自然振動を解析した。

本報では、前報に引き続き軸系強制振動の解析法について述べ、さらに実機クランク軸の振動状況を知るために行った総合実機計測の結果を紹介する。

強制振動の扱いについては、従来から集中質量系のモデルで応答計算をする場合にクランクピンへの起振力をいかにして等価な軸方向力に変換するかが問題であった。過去に Andersson²⁾、全³⁾、金ら⁴⁾などが単一スローでクランクピンへの半径方向力（以下クランク半径力）を軸方向力に変換する方法を提案しているものの、クランクピンへの接線方向力（以下クランク接線力）によるクランク軸縦変位を扱った例は、未だ報告されていないようである。しかも、あるクランクスローに起振力が作用した時に、他の全スロー部においてもクランク配置に起因して軸方向変位が生ずるのであるが、このことは考慮されていない。そこで本報では以上の問題点を克服する新しい等価軸方向力変換を含んだクランク軸起振

* (財) 日本海事協会技術研究所

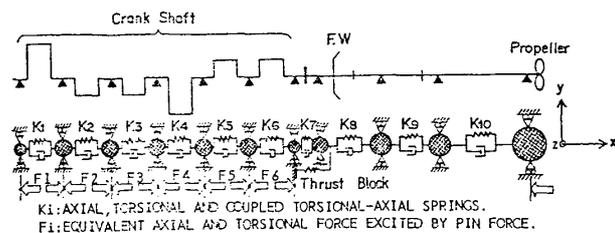


Fig. 1 Equivalent mass-spring model of shafting system (case of 6 cylinders engine)

力評価法を提案する。これによればクランク半径力、クランク接線力の作用を正確に記述し、縦ねじりの連成を正しく評価でき、経験値や実験値による補正は一切行わない。そしてこのようにして求められるクランク起振力その他、プロペラ起振力を算出して、振動応答を求める。

一方実機計測については、実際の縦振動の正確な挙動を知り、軸系縦振動の固有振動数とその振動レベルを正確に把握することを目的とし、全スローの縦変位計測を含む実機計測を陸上運転・海上運転いずれにおいても実施した。本報後半でこの実機計測結果を述べ、考察を行い、軸系振動応答計算結果と実測値とを比較する。

2 軸系の縦ねじり振動応答計算法

前報と同じく、クランク軸系を Fig. 1 に示すような集中質量系モデルに置き換えて扱う。この軸系モデルで振動応答は (1) 式の運動方程式で表される。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

ここで $[M]$ 、 $[K]$ はそれぞれ質量行列、剛性行列であり、その求め方については前報で詳説した。 $[C]$ は減衰行列、 $\{F\}$ は起振力ベクトル、 $\{x\}$ は各質点の縦及びねじり角変位を表すベクトルである。

(1) 式の定常応答解を求めることにより、縦ねじりの連成を考慮した振動応答量を知ることができる。

本章ではまず、(1) 式を解くにあたり最も問題となる起振力ベクトル $\{F\}$ のうち、クランク軸起振力の評価法について新たな提案を行う。続いて他の起振力、減衰の扱いについて述べ、振動応答計算法をまとめる。

2.1 クランク軸起振力の評価法

Fig. 1 の集中質量軸系モデルで振動応答を求める場合、起振力として等価な軸方向力、ねじりトルクを算出しなければならない。クランクスロー部の起振力はクランクピン部に作用し、1 スローに作用する荷重及びそれによる変形状態は Fig. 2 のようになる。i 番クランクスローのピン部に作用する力は、気筒内ガス圧力と往復運動部慣性力の和であり、これは半径力 (F_{ri})、接線力 (F_{ti}) に分解されるが、前者は軸方向変位 (縦変位)、後者は縦変位とねじり角変位を誘起する。縦変位を誘起する起振力の評価についてはいくつかの計算法が提案さ

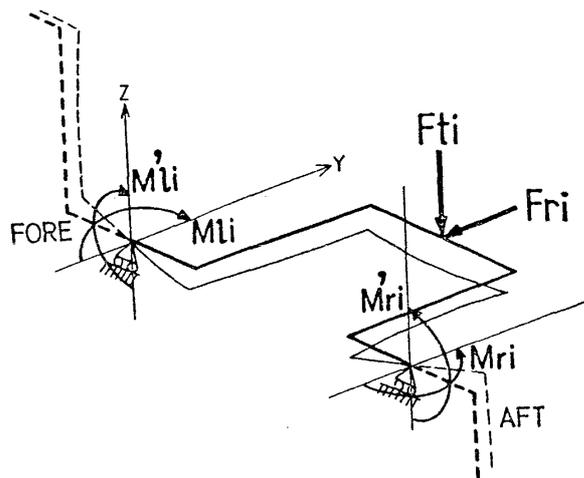


Fig. 2 Pin force and bending moment acting on one crank throw

れているが、実際の現象をすべて言い表しているとは考えにくく、特に接線力による影響は考慮の対象外であったようである。もしクランク軸系の i 番スローのピン部に荷重が作用するとクランク全スローに対してクランク配置に起因する隣接スローからの拘束モーメントが加わるはずで、これにより i 番スロー以外でも縦変位が生じる。モデルによる応答計算時にもこのことは無視できないと考えられ、ここではこれらを考慮した新しい評価法を提案する。

この新しいクランク軸起振力評価法の要点は次の通り。

縦方向については、クランクピンに荷重が作用した場合に当該スローのみならず他のスローにおいてもスロー間の拘束モーメントにより変形を生じる。これによる縦変位量をクランク全スローにおける釣合条件から算出し、それらに対応するばね定数を乗じて各スローでの開閉力とする。

回転角変位を誘起するねじりトルクは、クランク接線力に回転半径 (R) を乗じた $F_{ti} \cdot R$ で評価できるが、Fig. 1 のモデルではクランクジャーナル部に質点として慣性モーメントを与えているため、相当スロー部両端の質点にこのトルクを振り分けて作用させる。

以下、縦方向起振力の算出法について詳説する。

軸系モデルのクランク軸部において i 番スローのクランクピンに単位半径力、接線力が作用した時に、j 番スロー部で生じる縦変位をそれぞれ δr_{ij} 、 δt_{ij} とすると、i 番スローに F_{ri} 、 F_{ti} が作用した時に j 番スローでは $F_{ri} \cdot \delta r_{ij} + F_{ti} \cdot \delta t_{ij}$ の縦変位が生じる。したがって K_{xx_j} を j 番スロー部縦ばね定数とすると、この変位を生じさせる $K_{xx_j} \cdot (F_{ri} \cdot \delta r_{ij} + F_{ti} \cdot \delta t_{ij})$ なるクランク開閉力が j 番スロー部に作用すると考えられる。

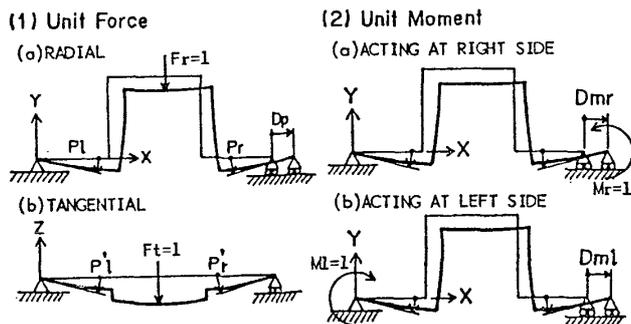


Fig. 3 Angular and axial displacement by unit pin force or bending moment in one crank throw

ここで δr_{ij} , δt_{ij} の値が必要になるが、これらは次のようにして求める。まず i 番スローのみに単位半径力、接線力が作用した場合に全スロー部相互に生じる拘束モーメントを知る必要がある。Fig. 3 に単位外力を与えた場合の単一スローの変形諸量の定義を示す。外力は、単位クランク半径力 (1a), 単位クランク接線力 (1b), XY 平面内軸端単位曲げモーメント (船尾側: $2a$, 船首側: $2b$) である。 $Pl, Pr, P'l, P'r$ はジャーナル端部のたわみ角, Dp, Dml, Dmr は軸方向変位である。諸量の算出式は複雑になるため、付録1に記してある。軸系全体の釣合状態を考えると、 i 番スローでは Fig. 3 の変形状態に隣接スローとの間で作用する拘束モーメントによる変形が加わり、また i 番以外のスローでは、この拘束モーメントのみが作用する。これらは前報で示した方向と同様にして定式化される。即ち、単一スローの単純支持条件での変位量での列ベクトル D を与えれば、その変形を与える荷重により生じる各スロー間の拘束モーメントは、

$$M = -[A \cdot (B \cdot C \cdot A)^{-1} \cdot B] \cdot D \quad (2)$$

で与えられる。ただし、行列 A, B, C は前報で定義したものであり、また M は拘束モーメント列ベクトルで、

$$M = (Mr_1, M'r_1, Ml_2, M'l_2, Mr_2, M'r_2, \\ Ml_3, M'l_3, \dots, Ml_{NN}, M'l_{NN})^T$$

で定義される。ただし NN は軸系モデルの総ばね数であり、前報と同じく軸系両端の境界条件から、 $Ml_1 = M'l_1 = Mr_{NN} = M'r_{NN} = 0$ であるので、これらの要素は行列から省き、列ベクトル M は $4(NN-1)$ 要素になっている。

そこで、 i 番スローに単位半径力が作用した時の δr_{ij} は、(2)式の $4(NN-1)$ 要素列ベクトル D を、 $i=1$ の時のみ1番目の要素を Pr , そのほかの時は $4i-5, 4i-3$ 番目の要素をそれぞれ Pl, Pr とし、残り要素は0を代入し、つまり、

$$D = (0, 0, \dots, \underbrace{Pl, 0}_{\text{No.1 スロー部}}, \underbrace{Pr, 0}_{\text{No.i スロー部}}, \dots, 0, 0)^T$$

として与えて計算することにより拘束モーメント列ベクトル M を求め、Fig. 3 の単位力及び単位モーメント作用時の変形量を用いて、

$$\left. \begin{aligned} \delta r_{ii} &= Dp + Ml_i \cdot Dml + Mr_i \cdot Dmr \\ \delta r_{ij} &= Ml_j \cdot Dml + Mr_j \cdot Dmr \quad (j \text{ は } i \text{ 以外}) \end{aligned} \right\} (3)$$

で求められる。

同様に単位接線力が作用した時の δt_{ij} は、(2)式の列ベクトル D を、 $i=1$ の時のみ2番目の要素を $P'r$, そのほかの時は $4i-4, 4i-2$ 番目の要素をそれぞれ $P'l, P'r$ とし、残りの要素は0を代入し、つまり、

$$D = (0, 0, \dots, 0, \underbrace{P'l, 0}_{\text{No.1 スロー部}}, \underbrace{P'r, \dots, 0, 0}_{\text{No.i スロー部}})^T$$

として与えて M を求め、

$$\delta t_{ij} = Ml_j \cdot Dml + Mr_j \cdot Dmr \quad (4)$$

で求まる。

2.2 振動応答計算方法

軸系振動の起振力としては、前節で取り上げたクランク起振力の他にプロペラ部の起振力を評価する必要がある。つまり不均一流である船尾伴流中でのプロペラスラスト・トルク変動、及び軸系ねじり振動により誘起されるスラスト変動などを定量化しなければならない。

前者に関しては、非定常揚力面理論 (LST) による評価法⁵⁾と境界要素法 (BEM) によるものがあるが、文献(6), (7)によると船尾伴流中のプロペラのスラスト変動、トルク変動は Conventional Propeller (以下 CP) においては両計算法で変動振幅、位相ともほぼ同一の結果となるが、Highly Skewed Propeller (以下 HSP) においては特に位相に大きな違いが現れる。そこで軸系振動起振力としては変動振幅のみならず位相も正確に把握したいため、CP 装着船では LST による計算を行い、HSP 装着船では BEM による計算を行って起振力を算出するものとした。

一方後者に関しては、均一流中の揚力面理論計算を適用した計算法^{8), 9)}もあるが、本研究ではあらかじめ実施したねじり振動応答計算結果を用い、プロペラスラスト変動を準定常計算により評価する^{10), 11)}ものとした。

さて、以上ですべての起振力が求まるので、(1)式を解けば定常振動応答が得られるが、減衰項の評価が問題である。減衰については、現状では各部の減衰力、減衰トルクを精度良く求める手法が確立しておらず、また微分方程式の解法として規準座標へ変換して各モードごと独立に解くのが簡便であるので、本研究ではモード減衰比を与える比例粘性減衰を採用することにした。クランク軸振動でモード減衰比を仮定することは是非については、これからの研究成果を待たねばならないが、比較的良く用いられる仮定であり、簡易応答計算法では構わないと考えた。

Table 1 General particulars of measured ships

	PARTICULARS	
	SHIP (A)	SHIP (B)
SHIP TYPE	EULK CARRIER	PURE CAR CARRIER
TONNAGE	10,000 GT	31,460 GT
ENGINE TYPE	2 STROKE CYCLE RTA 58	2 STROKE CYCLE RTA 62
NO. OF CYLINDERS X BORE X STROKE	6 X 580MM X 1700MM	7 X 620MM X 2150MM
ENGINE POWER X SPEED (MCR)	11520 PS X 123 RPM	15650 PS X 99 RPM
P _{MAX}	128 KGf/cm ²	139 KGf/cm ²
FIREING ORDER	1-6-2-4-3-5	1-7-2-5-4-3-6
PROPELLER TYPE	CONVENTIONAL	HIGHLY SKEWED
BLADE NO. X DIA.	4 X 6250 MM	5 X 6400 MM
PITCH (AT 0.7R)	4470 MM	6474 MM

前報の手法で固有振動モードが求めれば、これを用いて規準座標に変換を行い、あとは各モードごとに非連成化された1自由度の運動方程式を解き、元の座標系に戻すことにより、各質点の縦振動、ねじり振動応答変位が求められる。

3 実機計測

ロングストローク船用主機関の軸系振動の実態を把握

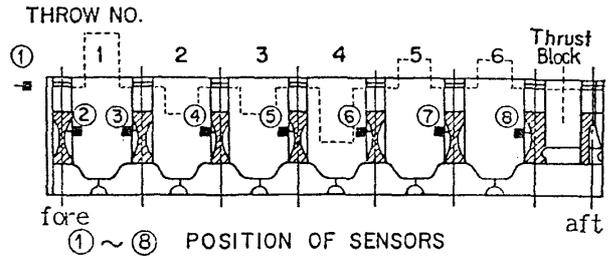


Fig. 4 Sensor positions for axial displacements measurement (6 RTA 58)

するため、2種類の機関(2船)に対して総合実機計測を実施した。Table 1 に計測を行った機関及び船についての主要目を示す。ここで機関のロー番号は船首側より定義するものとし、以下 6 RTA 58 型機関を単に 58 型と、7 RTA 62 型機関を 62 型と記すことにする。

計測項目としては、軸系縦振動、軸系トルク・スラスト、主機架構振動、クランクフィレット応力に大別され、以下その計測方法及び計測結果を示す。

3.1 計測方法

58 型では機関陸上運転時及び海上運転時両方の計測としたが、62 型では海上のみの計測である。

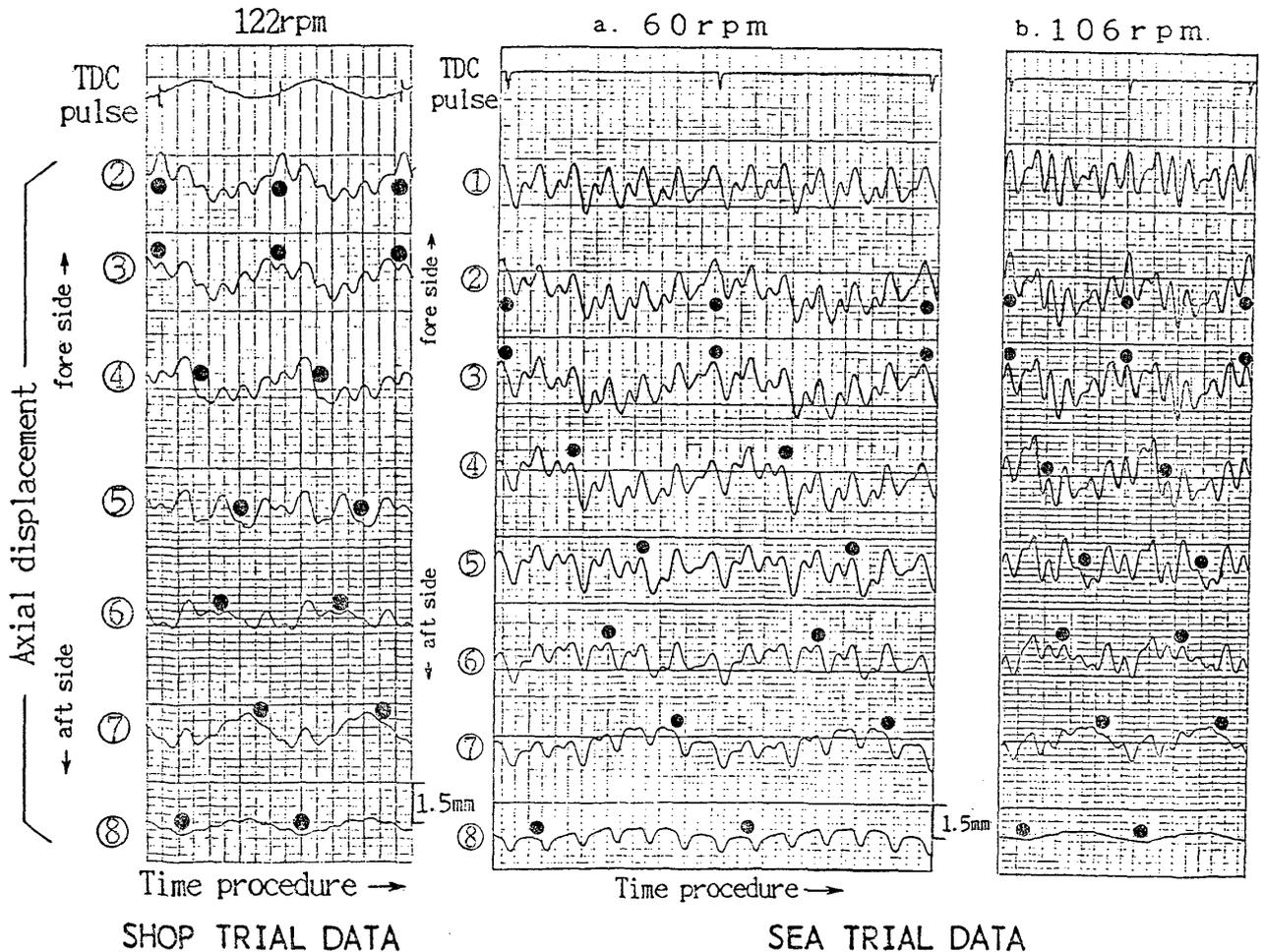


Fig. 5 Measured axial displacement wave forms (6 RTA 58)

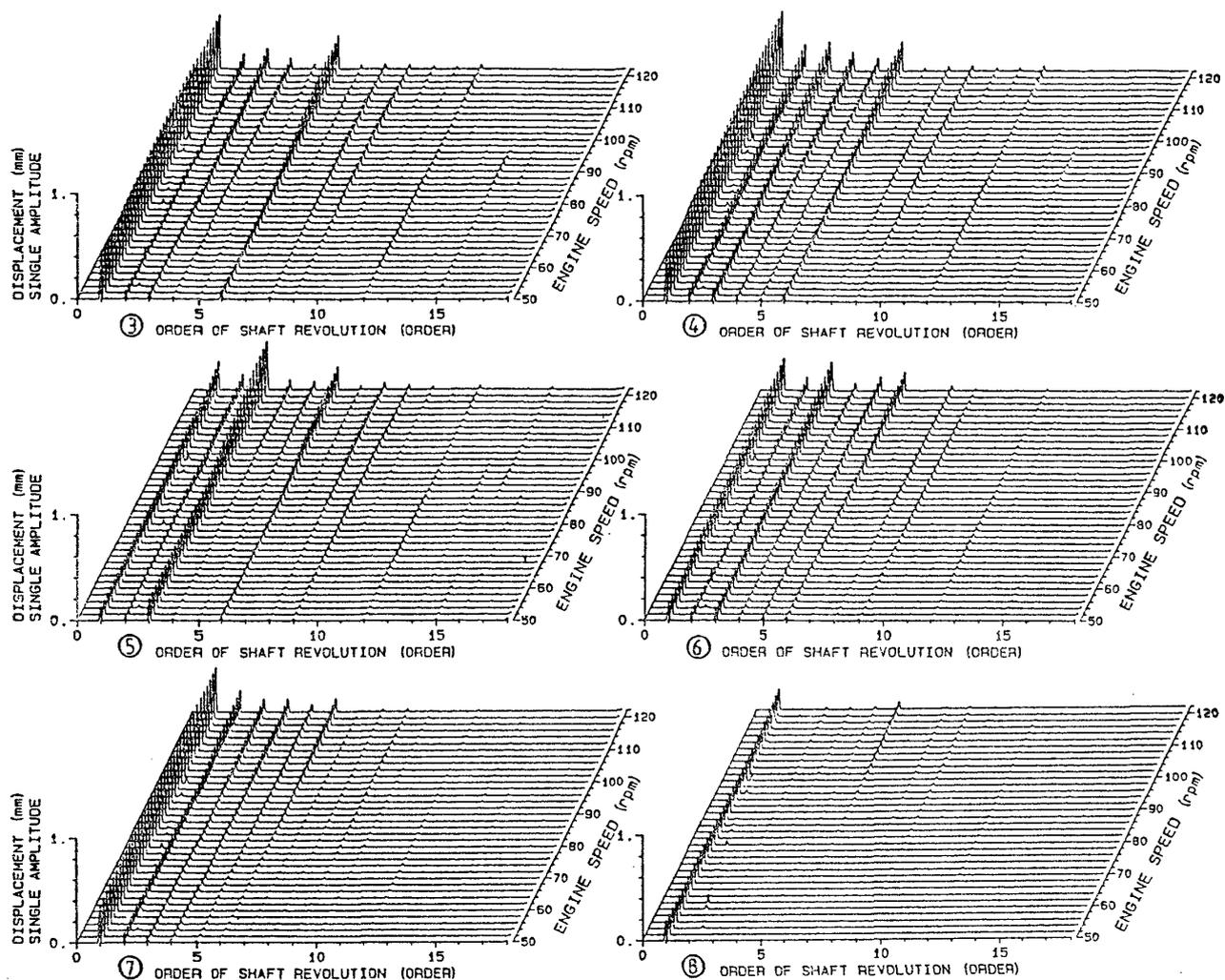


Fig.6 Order spectrum map (axial vibration during shop trial : 6 RTA 58)

軸系縦振動計測に関しては、58型では Fig.4 に示すようにクランク軸全スロー部の縦変位を測定するものとした。實際上軸心変位の計測は不可能であるので、軸心から 545mm 離れた位置での測定である。62型においては、クランクスロー形状の特異さから各スロー部での計測はできず、軸端変位のみでの計測となった。なお計測には、非接触変位計を用いた。

軸系トルク・スラスト計測については、陸上運転時には中間軸、プロペラ軸、プロペラが無い場合軸系の固有振動数が非常に高くなり、測定回転速度域には目立った共振点は存在しないことが予想されたため、計測は実施せず、海上運転時のみの計測である。測定方法は、中間軸上に歪ゲージを貼り、その歪信号を FM テレメータ方式で取り出すものとした。

主機架構造振動計測は、主機最上部前端に前後、左右、上下各方向の振動計を設置して計測を実施した。

クランクフィレット応力計測に関しては、次報にて詳細を紹介する。

計測は、58型の陸上運転時には機関回転速度 50rpm

(以下 rpm 単位の数値はすべて機関回転速度を表す。)より 122rpm まで 2rpm ごとに、海上運転時には 30rpm より 50rpm まで 5rpm ごと、その上 106rpm までは 2rpm ごとに回転速度を設定し、データ採取するものとした。62型では、海上運転のみ 28rpm より 102rpm まで 2rpm ごとに同様にデータ採取するものとした。

なお各データ信号は、データ解析の基準とするのに必要な No.1 スロー上死点パルスとともにアナログ式データレコーダに収録している。

3.2 計測結果

Fig.5 は、58型陸上運転 122rpm と、海上運転 60rpm 及び 106rpm の各クランクスローの縦変位波形 2 回転分である。図中の番号①～⑧と Fig.4 のセンサー位置番号が対応している。Fig.6, 7 に陸上運転ならびに海上運転時の各クランクスロー縦変位のオーダースペクトルマップを示す。さらに Fig.8 は海上運転時の中間軸上のねじり応力とスラスト応力の同様なスペクトルマップである。一方 62型に関しては、Fig.9 に海上運転

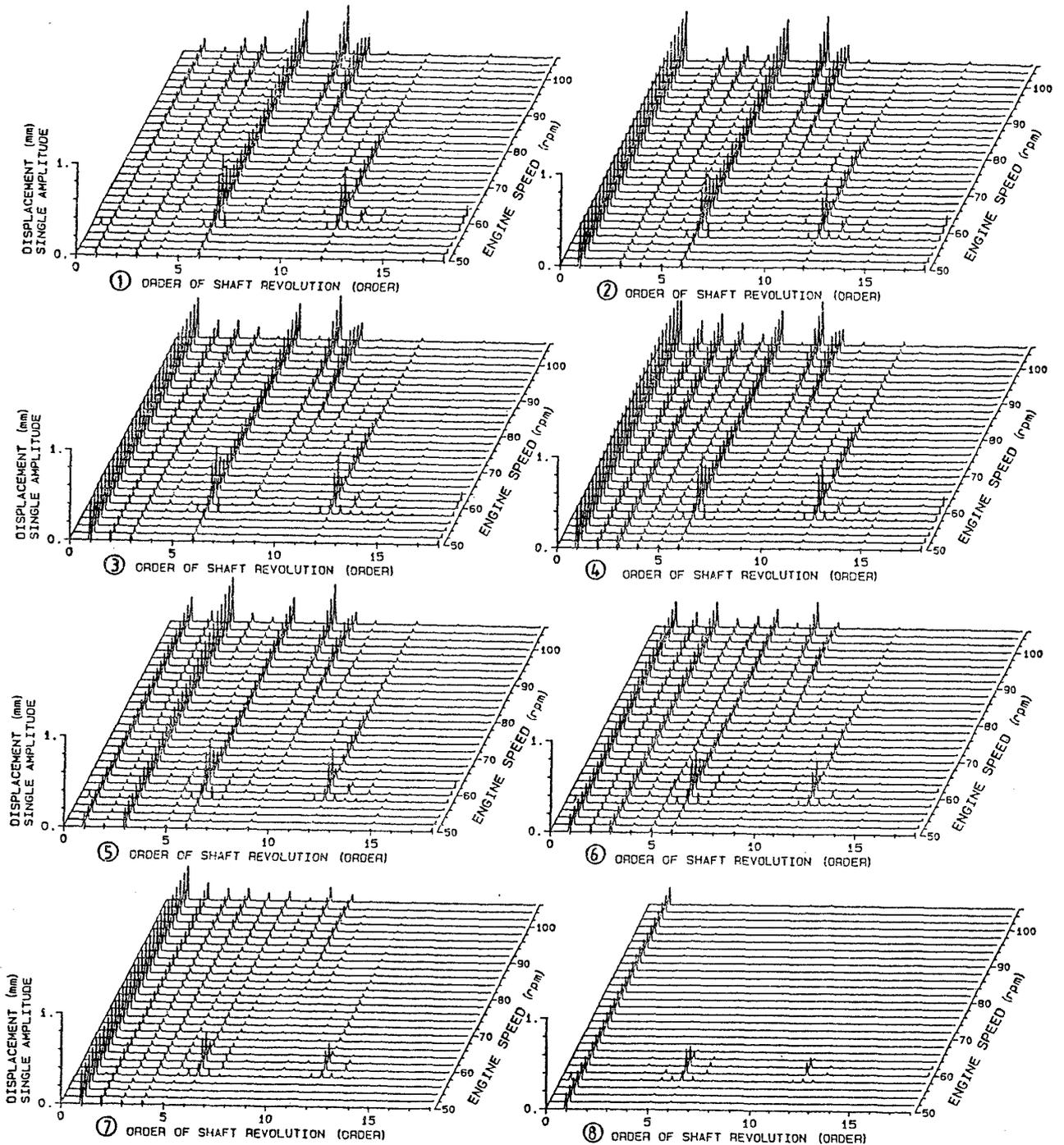


Fig. 7 Order spectrum map (axial vibration during sea trial : 6 RTA 58)

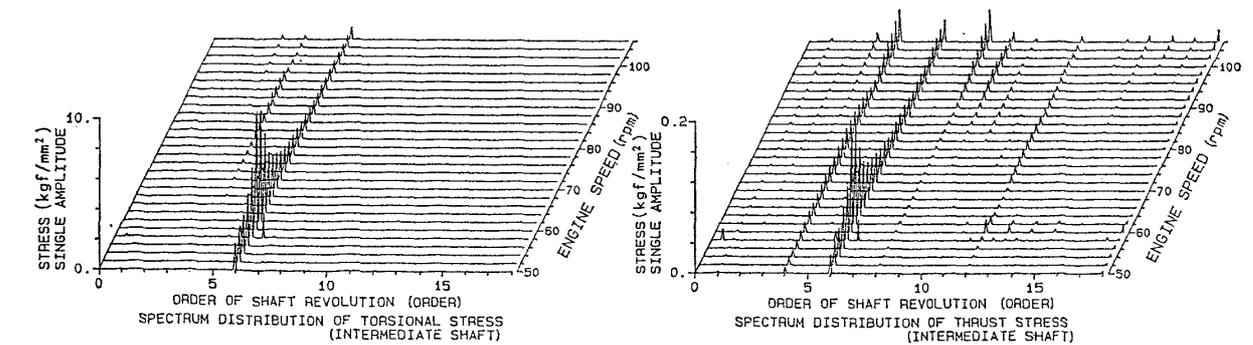


Fig. 8 Order spectrum map (torsional and thrust stresses on intermediate shaft : Ship A, 6 RTA 58)

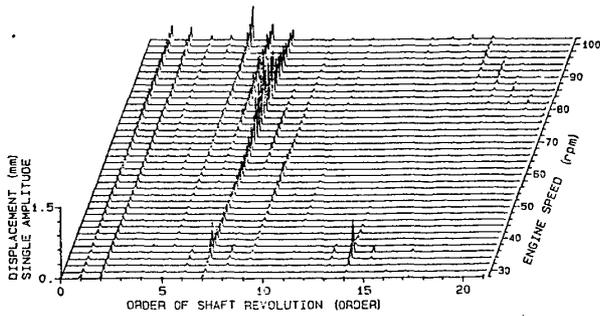


Fig. 9 Order spectrum map (axial displacement at fore end of crank shaft : 7 RTA 62)

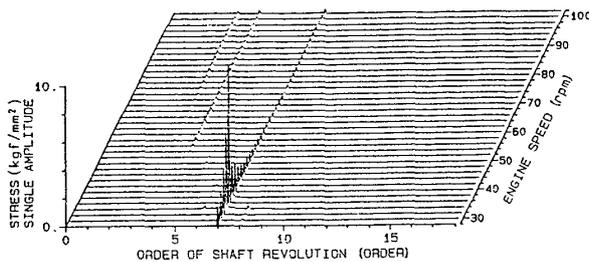


Fig. 10 Order spectrum map (torsional stress on intermediate shaft : Ship B, 7 RTA 62)

時の船首側軸端部の縦変位データの、また Fig. 10 に中間軸上のねじり応力のそれぞれオーダースペクトルマップを示す。各結果に対する考察は次章で述べる。

4 考 察

4.1 実機計測

4.1.1 陸上試験

陸上運転時は、前述のように軸系の固有振動数が非常に高くなり、測定回転速度域には目立った共振点は存在しない。したがって特定固有モードが卓越することはない。筒内圧力変動とピストンクランク系運動部の慣性力によるクランクピンへの半径力でクランクスローが開閉する強制振動が支配的になる。そしてこのクランク半径力の縦変位への影響は、変位が出力側方向（実船搭載時船尾側方向）ではスラスト軸受により制限されるため、自由端である反出力側（船首側）方向に現れると考えられる。実際 Fig. 5 の 58 型陸上運転時の縦変位波形において各気筒の上死点位置（●印）と縦変位の関係に着目すると、以上のことが明らかである。

各回転速度における縦変位データを回転次数ごとのスペクトルで表した Fig. 6 では、全体的に回転 1 次及び 6 次成分が卓越している。このうち 1 次成分は、計測位置が軸心より離れた腕部であることに、また 6 次成分は 58 型が 6 気筒で 1 回転に 6 回着火することに起因する。さらに No. 3 スロー（⑤）のデータでは、回転 3 次成分が卓越しているが、これは同スローよりスラスト軸受側

の No. 4～6 スローの着火間隔がクランク角 120 度であることによると考えられ、このことも前述のクランク半径力による縦変位がスラスト軸受部の拘束により、自由端方向のみに現れることの裏付けとなっている。

4.1.2 海上運転

海上運転時では、軸系ねじり振動及び縦振動の主要な共振点が常用回転速度域に存在するため、さまざまな次数の各固有モードの総和としてデータは計測される。

まず 58 型の縦変位の計測結果を見てみると次のようなことがわかる。Fig. 7 の①と②は本来同一の結果を示すはずであるが、回転 1 次成分に大きな差がみられ、これは前述の変位計位置による影響である。またすべての回転 6 次成分と⑤の回転 3 次成分は陸上運転時と同様な傾向を示している。ところが 60～62rpm 付近に 6 次成分のピークが存在している点が大きく異なる。これは Fig. 8 の中間軸ねじり応力の変動成分のピーク位置と同一であり、ねじり振動との連成によって縦振動が引き起こされているものであり、これからねじり 1 節振動の固有振動数は約 362cpm である。さらに回転 9 次 98rpm 付近、10 次 88rpm 付近、12 次 76rpm 付近にそれぞれ変動成分のピークが存在し、また回転 8 次成分では回転速度の上昇に伴い振幅の増大傾向がみられるが、これは縦振動の 0 節の共振によるもので、その固有振動数は約 880cpm と思われる。Fig. 8 の中間軸スラスト応力の変動においても同様に縦振動の影響が現れている。さて縦振動 12 次の成分において 60～62rpm でかなり大きいピークが見られる。この回転速度域はねじり 1 節 6 次共振であり、倍数次に小さなピークを生じることが経験されるが、この 12 次成分は主成分である 6 次とはほぼ同等の振幅をもっている。縦ねじりの連成振動において、倍調波の成分がこのように大きく現れることは過去に報告例が見あたらず、このことについては次節で詳しくふれることにする。

ところで Fig. 7 ①の主要次数成分を抜き出すと Fig. 11 のようになり、9、12 次の縦 0 節共振点付近において山が双峰形になっている。軸系の縦、ねじり以外の自由度の共振がこの周波数領域に現れてくることは考えにくいので、架構振動との関連を見ることにした。Fig. 12 に架構前後振動の主要次数の変動振幅を示す。これから 9 次 100rpm、12 次 76rpm に機関前後振動と思われる共振ピークが読み取れ、したがって双峰形の山の周波数の高い方は、架構振動が縦変位に影響を及ぼしていることによって生じていると考えられる。架構振動の影響としては、架構の振動によりクランク軸が加振され縦振動そのものが変化することと、計測点センサ取り付け部自体が振動して計測データにその振動が重畳してしまうことがあり得るが、センサ取り付け部の振動は不明である

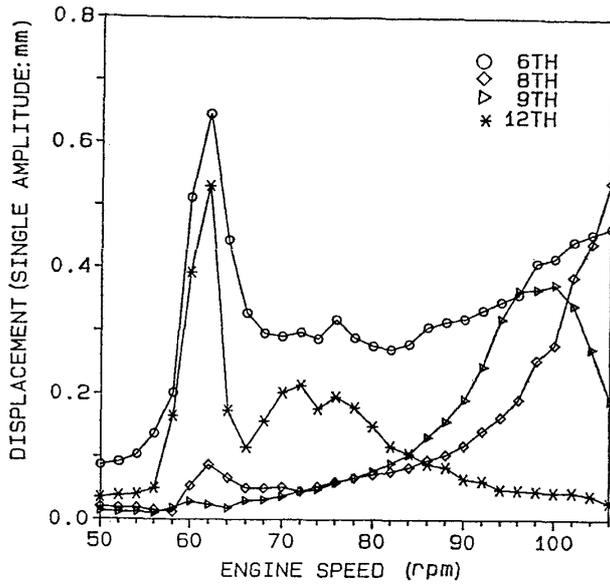


Fig. 11 Resonance curves of axial vibration at fore end of crank shaft (6 RTA 58)

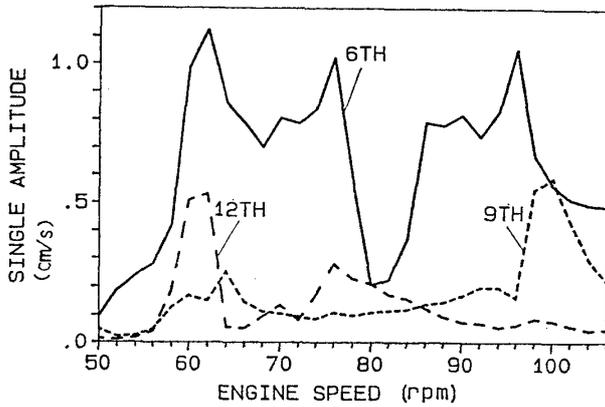


Fig. 12 Resonance curves of longitudinal column vibration (6 RTA 58)

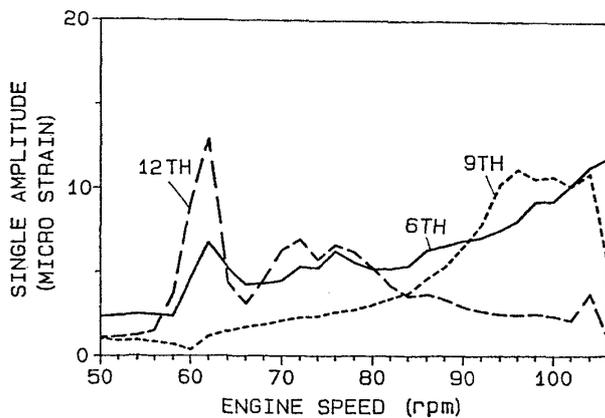


Fig. 13 Resonance curves of crank pin fillet strain (No. 4 throw fore part, radial direction : 6 RTA 58)

のでどちらがどの程度作用しているかはわからない。ただクランク軸のピンフィレット部の応力には、Fig. 13に示すように双峰形が見られているし、他方センサ取り

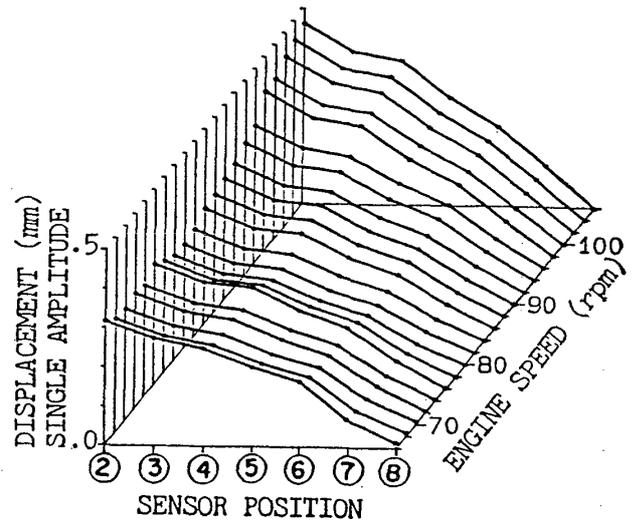


Fig. 14 Vibration modes of axial displacement (6th order, 6 RTA 58)

付け部の振動についても体感的には感じられているため、いずれの要因も作用していることは間違いなさそうである。以上の考察により縦0節振動の共振ピークは双峰の周波数の低い方と判断され、固有振動数は約 865 cpm である。(前報 Table 5 の 880 は 865 に訂正)

さらに縦変位は全スローで計測しているため、縦振動の振動モードを見てみると、0 節 9 次の共振点 96 rpm では前報の振動モードに完全に一致した (Fig. 23 参照)。しかし 6 次成分については、Fig. 14 に示すように②~③間の差が大きい振動モードとなった。70~100 rpm は縦0節の裾野であり他のモードの影響も受けるはずであるが、前報の結果から②~③間で大きく変化するモードは見あたらないため、軸系振動でこのような結果を生じることは考えられない。したがってこれも架構振動による影響で、特にクランク軸船首側軸端部の軸受付近が大きく揺れているのではないかと推察された。

一方 62 型については次のようなことが言える。Fig. 9, 10 の縦振動、中間軸ねじり応力いずれとも 36rpm 付近に 7 次のピークがあるが、これはねじり 1 節共振によるもので、固有振動数は約 252cpm である。縦振動については、7 次 78rpm 付近に大きなピークがあり、その他 6 次 90rpm, 8 次 68rpm, 9 次 60rpm 付近にそれぞれピークがあるが、これらは縦0節の共振によるものであり、固有振動数は約 546cpm である。スペクトルマップ右上部に何らかの共振によるピークが現れているが、この固有振動数は約 1,632cpm で、縦振動 2 節の共振によるものと思われる。なお、1 節の縦振動及び 2 節のねじり振動共振による縦振動変位は、前報で固有モードとの関連で述べたように、船首側にあまり現れていない。

続いて 62 型についても、58 型と同様に軸系縦振動と

架構前後振動との関連を見てみることにする。Fig. 15 は主要な次数成分の縦振動振幅であり、これによると62型においても縦0節の共振点より高周波数側に別のピークが近接して存在している (図中矢印)。このピークは、

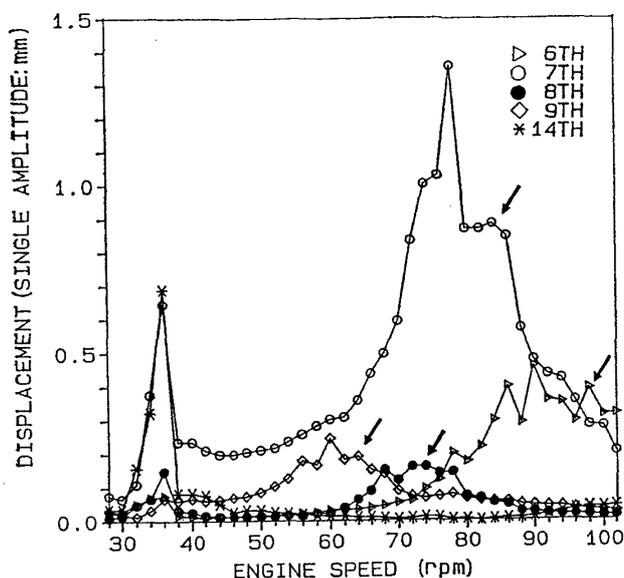


Fig. 15 Resonance curves of axial vibration at fore end of crank shaft (7 RTA 62)

Fig. 16 の架構前後振動の様様からわかるように58型と同様、架構振動の影響により現れたものである。この影響は前述のように2つの要因が考えられるが、Fig. 17 のクランクピンフィレット部の応力測定結果によると、60~90rpmの変動振幅の形が縦振動のそれとほぼ同形であることから、架構振動によって軸系振動が加振されているのは間違いなさそうである。この応力振幅はその部分の変形量を表すものであるから、振動モードがNo. 1, 2 スローで極端に変化することがなければ軸端の縦変位と No. 2 スロー応力とは同傾向を示すはずであるが、Fig. 15 と Fig. 17 を見比べると、36rpmのピークと78rpmのピークの大きさの比がずいぶん異なる。これは架構振動が66rpm以上でかなり大きくなっていることを考慮すると、縦変位計測波形の66rpm以上では計測センサ取り付け部が振動し、その成分が重畳しているようである。したがって62型においても2つの要因いずれもが作用しており、縦振動の精密な計測は非常に難しいことが結論付けられる。

62型についても、ねじり1節共振時に縦変位の倍調波成分が顕著に現れており、62型では特にねじり1節7次共振と縦0節14次共振とが近接しているために縦変位振幅は7次よりもむしろ14次の方が大きくなっている。このことの発生機構等については次節でふれる。

4.2 倍調波縦振動について

前節で示したように、実機計測した2船においてねじり1節の機関気筒数次共振点(58型では6次、約60rpm、62型では7次、約36rpm)で倍の次数成分のクランク縦振動に非常に大きなピークが観測された。本節ではこのことについて考察する。

ねじり1節の気筒数次共振点で、倍の次数の成分がこのような大きなピークが生じるには、その次数の何らかの共振状態になっているか、あるいは過大な起振力が軸系に作用しているかのいずれかである。58型では、縦0節の12次共振点が約72rpmにあるが、60rpmとは離れており、(62型ではねじり1節7次と縦0節14次は前述のように近接している) 0節共振が直接かかっているとは考えにくく、また他の共振点もかなり離れている。まして本研究で扱ったモデルでは考慮し得ない自由度の共振が関連するとは考えられない。クランクスロー部でのねじりから縦への連成機構、クロスヘッド軸受部などで倍の次数の起振力が発生しうるもののいずれも大きさは小さく、倍数次の縦振動を観測されたほど励振するものとはなり得ない。そこで、58型では全クランクスローで縦変位を計測していることから、変位波形を詳しく観察することにより現象解明の糸口を求めるところにした。

前出のFig. 5 (a) を再び詳細に見てみる。図中●印

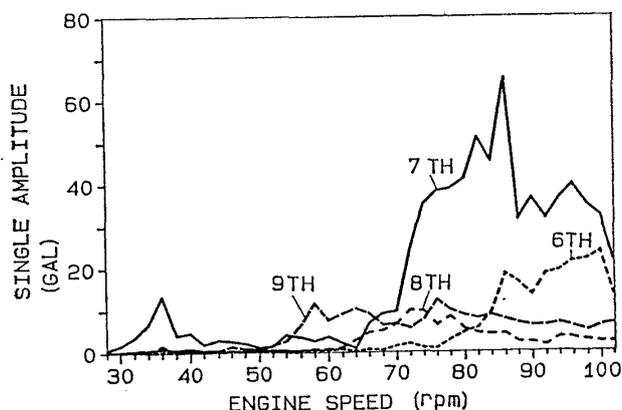


Fig. 16 Resonance curves of longitudinal column vibration (7 RTA 62)

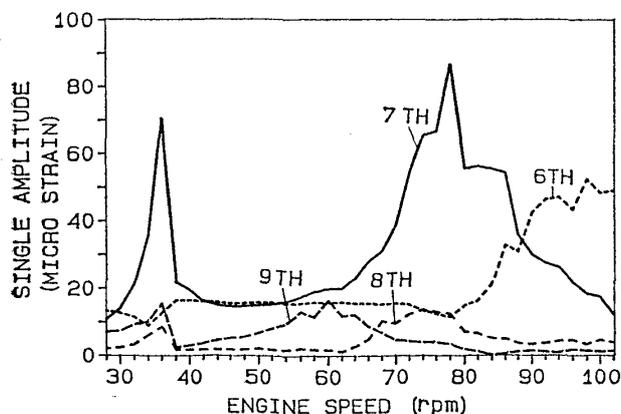


Fig. 17 Resonance curves of crank pin fillet strain (No. 2 throw aft part, radial direction : 7 RTA 62)

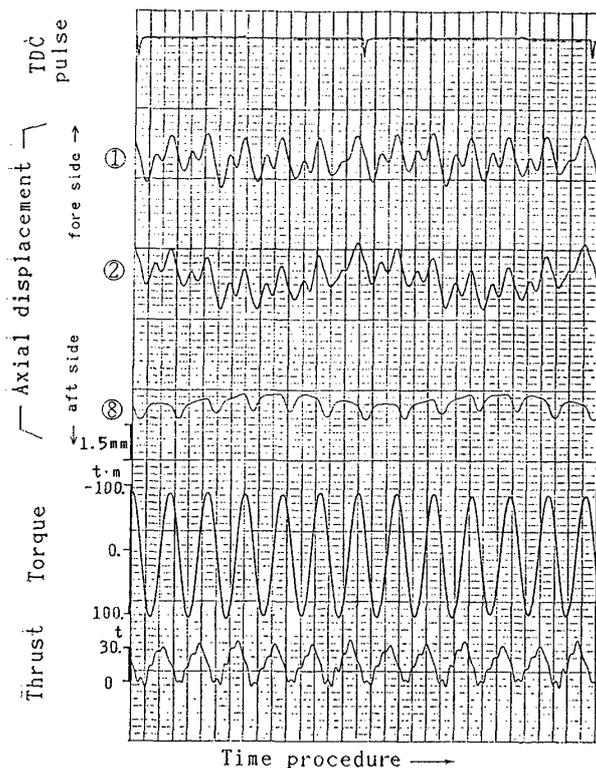


Fig. 18 Measured torque, thrust and axial displacement wave forms at the resonance of 1-node torsional vibration (Ship A : 60rpm, 6 RTA 58)

は測定点のスローの上死点位置であり、着火によるクランクピン半径力での縦変位は、船尾側がプロペラからのスラスト力により制限されるために、ほとんど船首側へ生じている。ところがスラスト軸受に一番近い③では60rpm時に、その着火による変位以外の動きを示している。この動きは回転6次を卓越成分としているが、他の回転速度のデータとの比較から通常より船尾側へ変位する変動であることが判明した。Fig. 18はFig. 5(a)に中間軸のトルク・スラスト波形を付加したものであるが、ねじり1節共振によりトルクは正負にわたって大きく変動し、またスラストも変動により部分的に負側へ達しているのがわかる。したがって③計測点のデータが船尾側へ変位するのはねじり振動による回転角速度変動でプロペラスラストが変動した機関回転速度が比較的低いところでありスラスト力の絶対値(DC成分)が小さいために軸系全体がスラスト軸受の隙間の大きさ(0.4~0.7mm)の範囲内でプロペラ側に変位しているものと推定された。この隙間の範囲内では、スラスト軸受部の縦ばねから離れ、プロペラからのスラストとクランクスロー開閉力の釣合で自由に動きうるが、それ以上はスラスト軸受部の縦ばねによる運動の拘束が生じる。したがってNo.6スローの船尾側の縦変位波形(③)は、センサ取り付け位置の問題で生じる回転1次成分をのぞくと

6次成分の正弦波形が片側切り取られたような形状をしている。この波形を調和解析すると6次成分の約半分の12次成分が存在しており、スラスト軸受部のがたのあるばね特性により、12次の加振力を受けてこのような変位波形になったものと考えられる。そしてクランク軸船尾側端でこのように12次の加振力が作用すると、クランク軸部での12次の応答は大きく、船首側端では6次成分に匹敵するほどのピークが発生する。

このように倍調波縦振動は、スラスト軸受のがたによる非線形ばね特性で生じていることが推論されたが、確認のためクランク軸系の動的挙動の簡単なシミュレーションを行ってみた。軸系全体を解くことは複雑になるため、クランク軸部の縦振動のみについて運動方程式をたて、スラスト軸受相当部で、半分を切り取った正弦波状に変位加振し、クランク開閉力を各スローで与えて数値積分を行い、各部の変位を求めてみた。その結果船首側軸端部で実測と同等の12次成分の変動が得られ、上記推論が正しいことが確認された。

以上をまとめると、従来たいてい線形ばね要素として扱われていたスラスト軸受部は、プロペラのスラスト力の変動成分及びDC成分の大きさによっては、軸受隙間の影響により非線形な特性を呈することがありえ、そして高調波の縦振動が起こりうる。今回計測および詳細な解析によって明らかになったこの倍数次の縦振動は、1節ねじり振動の共振時という連続使用不可領域で発生する特異な現象であるが、起動停止時の通過は unavoidable であり、また荒天時等の運転条件によっては発生しうるので注意を要する。すなわち従来、縦ねじりの連成による振動は同数次のものだけが考慮の対象であったが、ここで述べたように場合によっては連成倍次数振動が発生することもあるので、設計時にはこのことも考慮にいなければならない。

4.3 実測と計算の比較

本節では、前述の軸系強制振動計算法を実機計測した2船に適用した計算結果を示し、実測値と比較して考察することにする。

計算にあたり、船尾伴流中のプロペラ起振力を算出しなければならないが、A船のはCPであるのでLST、B船のはHSPであるためBEMによる計算であり、いずれも方形係数を考慮した船尾伴流データ¹²⁾を実船修正して使用した。また機関クランク起振力は、58型では実機陸上運転時に筒内圧力を計測したので、そのデータよりクランク半径力及び接線力を算出したが、62型については筒内圧力の計測データがなかったため、系列機関であるRTA 52型機関の筒内圧力データから推定して(40rpm以下では52型のデータもなかったので外挿による推定である)、起振力を算出した。なお運動

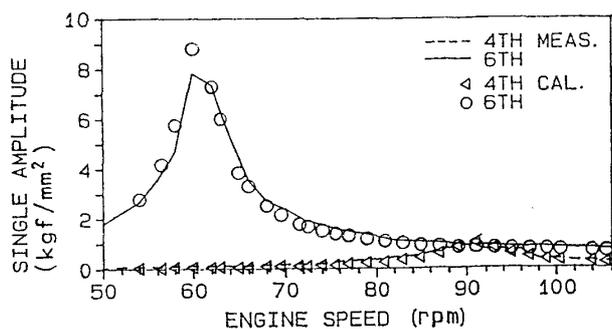


Fig. 19 Comparison of torsional stress on intermediate shaft between calculated results and measured ones (Ship A, 6 RTA 58)

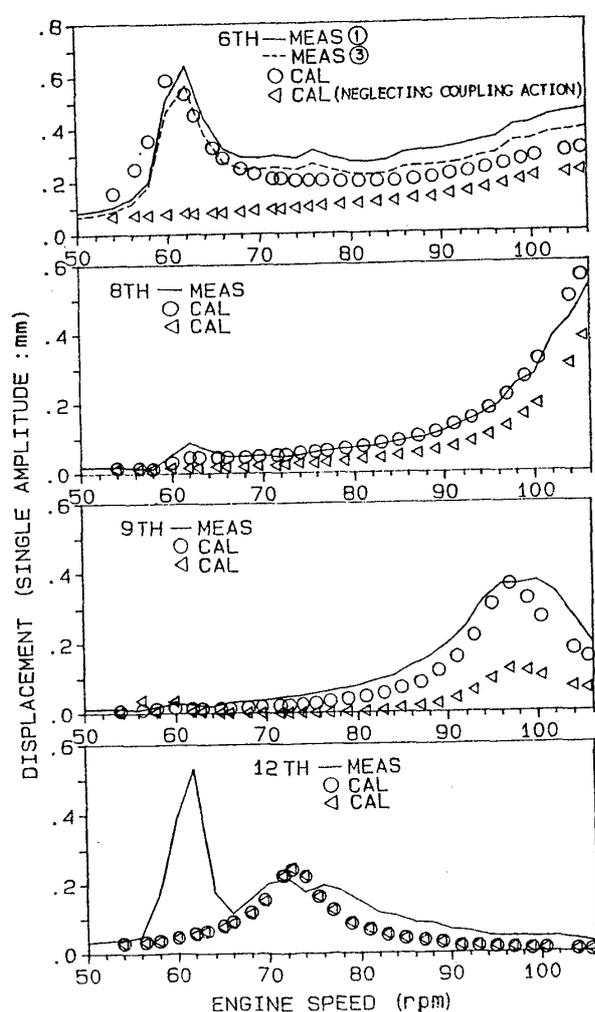


Fig. 20 Comparison of axial vibration at fore end of crank shaft between calculated results and measured ones (Ship A, 6 RTA 58)

部の慣性力には、ねじり振動角速度変化による変化分も含めている。減衰については前述のように比例粘性減衰を仮定するが、その値は縦、ねじり振動ともにモード減衰比 0.035 を採用した。

58 型搭載の A 船に関する計算結果を Fig. 19, 20 に示

す。Fig. 19 は中間軸上のねじり応力の調和解析のうち、回転 4 次及び 6 次成分についての計測値と計算値の比較である。4 次成分は、機関発生トルクの 4 次ハーモクスと 4 翼プロペラが不均一船尾伴流内で回転することによる回転 4 次のトルク変動により起振されるものであるが、90~92rpm でのねじり 1 節による共振点を含めて良い対応が得られている。これは同時にプロペラによるトルク変動起振力の位相まで含めた評価の妥当性を意味しているといえよう。6 次成分についても 60~62rpm でのねじり 1 節共振点を含め実測と計算の間の非常により対応が示されている。

Fig. 20 はクランク軸端の縦変位の調和解析成分のうち、主要成分 (回転 6 次, 8 次, 9 次, 12 次) についての計測値と計算値の比較である。このうち 6 次成分については、前節で述べたように架構振動の影響を受けて大きめの値が計測されていると思われるので、参考までに Fig. 7 の③の計測点での値も記入してある。計算値は、縦・ねじりの連成を考慮した場合としない場合の 2 ケースについて示してある。これらから次のことがわかる。6 次成分の 60~62rpm のピークは、ねじり振動の共振点で連成作用により現れている。また 9 次の 96rpm 付近のピークは縦振動の共振点であるものの、ねじり振動による連成によってピークが持ち上げられている。これは 9 次のクランク起振力は No. 1~3 スローと No. 4~6 スローとで 180 度の位相差があり、縦 0 節振動の振動モードでねじり変位がクランク中央部 (厳密には No. 4~5 スロー間であるが) に節を持つことから説明される。すなわち、クランクの船首側と船尾側とでねじり角変位が逆相で、かつ起振トルクも両者で逆相であるのでねじり振動応答が大きくなり、縦・ねじり両振動起振力の位相もほぼ同相であり、この結果縦振動も増大する。8 次成分については、起振力として機関の他プロペラによるトルク、スラスト変動も考慮しているが、計算と実測が良く対応しているので、4 次成分と同様にプロペラ起振力の評価がきちんとなされていることがわかる。12 次成分については、72rpm 付近のピークが縦 0 節振動の共振点であるが、9 次成分と異なりねじり振動からの連成の影響があまりないことがわかる。また実測で観測された 60~62rpm のピークについては、前節で述べたようにスラスト軸受部の非線形ばね特性によって引き起こされたものであり、本報で述べた強制振動計算法では扱えないが、がたによる不感帯を設けたばね特性を用い、平均スラストまで考慮して軸系の運動方程式を数値積分により解けば対応をとることが可能であろう。

62 型搭載の B 船に関する計算結果を Fig. 21, 22 に示す。Fig. 21 は中間軸上のねじり応力の回転 4 次及び 7 次成分に関する比較であるが、ねじり振動の 1 節共振で

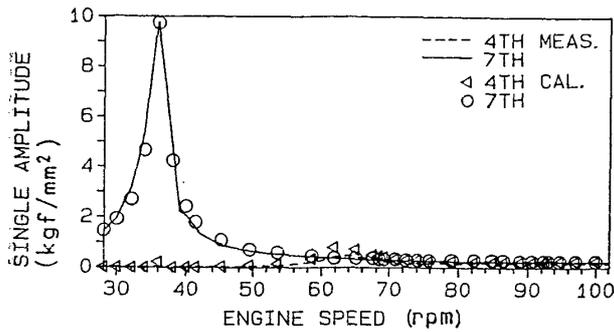


Fig. 21 Comparison of torsional stress on intermediate shaft between calculated results and measured ones (ship B, 7 RTA 62)

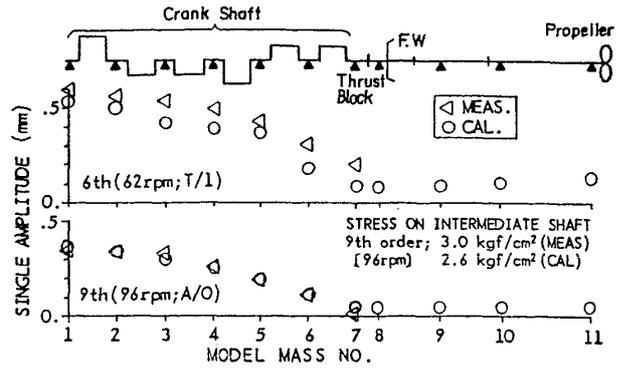


Fig. 23 Comparison of vibration mode between calculated results and measured ones (Ship A)

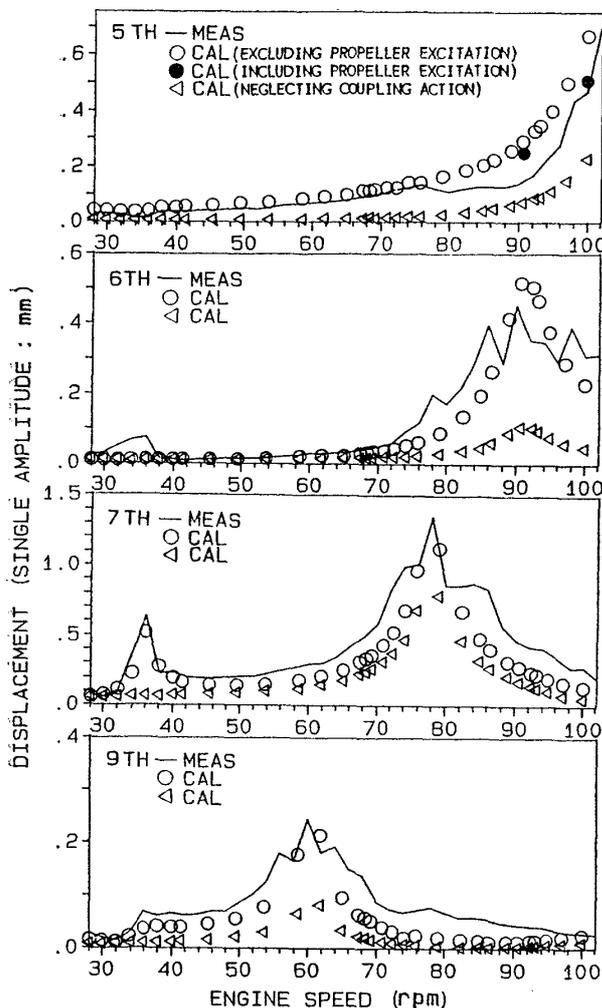


Fig. 22 Comparison of axial vibration at fore end of crank shaft between calculated results and measured ones (Ship B, 7 RTA 62)

ある 36rpm 付近のピークを含め、いずれも計算と実測の良好な対応が示されている。

Fig. 22 はクランク軸端縦変位の主要次数の比較であるが、計算値はねじり振動との連成の有無両方について示してある。本船が5翼のHSPであるため、回転5次

にはプロペラ起振力が作用するが、BEMの計算は非常に時間がかかるため、2点(90, 100rpm)のみ計算を行い、結果を起振力項に組み込んだ。(図中●印)プロペラ起振力を位相も含めて精度よく評価して考慮することにより、縦振動変動成分の正確な予測が可能になる。回転6, 7, 9次の縦0節振動共振ピークも、縦・ねじりの連成を考慮することにより、架構振動によると思われる部分を除いて、非常に良好な対応が得られている。

最後にA船における振動モードの実測と計算の比較をFig. 23に示す。縦振動0節の共振点である96rpm 9次に関しては、中間軸ねじり応力・クランクロー縦変位ともに計算結果は計測結果とほぼ完全に一致し、共振モードが卓越しており前報のモード線図にも一致している。ねじり振動1節の共振が卓越する60rpm 6次では、両結果の一致度はそれほどでもないが、スラストブロックでの離合があり軸系全体がほぼ剛体的に変位する量があること、架構振動がかなりの振幅を持っていることによる計測データの誤差などを考え合わせると、まずまずの一致度と言えよう。

以上、2船に関する実測値と計算結果の比較から、本研究で提案した縦・ねじりの連成を考慮した軸系振動計算法の妥当性が示されたと言える。

5 結 言

本研究では、ロングストロークディーゼル機関のクランク軸系振動・強度の評価ができるシステムの構築を目指しており、本報では軸系の強制振動計算法及び実機計測について述べてきたが、その内容は以下に要約される。

(1) 前報で述べた軸系モデルに、本報で新しく評価法を提案したクランク起振力、及びプロペラ起振力を与えて強制振動を解く軸系振動応答評価法を示した。このクランク起振力評価法では、1スローへのピン荷重による全スローへの影響を算出し、等価な軸方向力を求めら

れる。

(2) 実船での軸系振動の様子を詳細に探るため、2船に対して総合実機計測を行った。一つの機関に対しては、クランク全スローの縦変位を陸上運転、海上運転いずれの場合とも計測し、陸上では特定モードが卓越せずクランク起振力による強制変位が顕著であることが、また海上では縦振動の共振やねじり振動から連成される縦変位が存在することが観測された。

(3) 縦振動の計測データのうち機関気筒数次成分については、主機架構造振動の影響をかなり受けていることが判明した。この影響には、架構造振動により軸系振動が作用されることと、変位センサ取り付け部の振動が重畳したデータを計測していることの2点があり、真の縦振動成分を計測することは難しいことがわかった。

(4) ねじり振動の共振時に共振次数の倍調波の振動が現れるのが観測された。解析の結果、これは共振点が低回転速度域であるためにプロペラの平均スラストが小さく、しかもねじり振動共振によるスラスト変動が大きいため軸がスラスト軸受から離反したり付着したりすることによって誘起されたものと判断された。

(5) (1)の軸系振動応答計算法で、実機計測を行った2例に対して応答計算を行ったところ、中間軸のねじり応力、クランク軸の縦変位とも一部を除いて実測値と非常によく対応が得られ、軸系モデル及び応答計算法の妥当性が示された。

終わりに実機計測に際し、御多忙の中御協力をいただいた日本鋼管(株)、住友重機械工業(株)、(株)大島造船所の関係各位に心から感謝の意を表す。

また本報をまとめるにあたり御助言を下さった当会星野、新井両博士、並びに計測作業に尽力された当研究所馬場、凌、城戸口、藤波、新垣の諸氏にお礼申し上げます。

文 献

- 1) 穂森, 鎌田, 佐々木: ロングストローク船用ディーゼル機関クランク軸系の振動および強度に関する研究(第1報: 軸系の縦, ねじりを考慮した自然振動の理論的解析法), 日本造船学会, 日本造船学会論文集, 第163号(昭和63年5月), p. 272.
- 2) Andersson, G. Olsson, S. Gustavsson, I. Bramberg, S.: AXIAL VIBRATIONS AND MEASUREMENTS OF STRESSES IN CRANK SHAFTS, International Shipbuilding Progress, 10-107 (1963-7).
- 3) 全: 船用往復内燃機関軸系縦ねじり連成強制振動の理論的解析, 日本船用機関学会誌, 第5巻, 第3号(昭和45年3月), p. 41.
- 4) 金, 全: 船用ディーゼル機関クランク軸系縦振動に関する研究(第1報: クランク軸の縦ばね定数

とクランク半径方向力の軸方向力への変換率), 日本船用機関学会誌, 第22巻, 第2号(昭和62年2月), p. 126.

- 5) 小山: 不均一流中のプロペラ揚力面の实用計算法と計算例, 日本造船学会論文集, 第137号(昭和50年6月), p. 78.
- 6) 凌, 佐々木, 高橋: 境界要素法の直接法によるプロペラまわりの三次元流れ解析(第1報: 均一流中の計算), 日本造船学会論文集, 第157号(昭和60年5月), p. 85.
- 7) 凌, 佐々木, 高橋: 境界要素法の直接法によるプロペラまわりの三次元流れ解析(第2報: 定常な船尾伴流中), 日本造船学会論文集, 第159号(昭和61年5月), p. 45.
- 8) Hyllarides, W. van Gent: HYDRODYNAMIC REACTIONS TO PROPELLER VIBRATIONS, Trans I Mar E(C), Vol. 91, Conference No. 4. Paper C 36 (1979), p. 78.
- 9) 藤野: 軸の振動により誘起されるプロペラ流体力, 関西造船学会誌, 第192号(昭和59年3月), p. 93.
- 10) 葉山: 推進軸系の横振動(その3), 日本船用機関学会誌, 第11巻, 11号, (昭和51年11月), p. 799.
- 11) 藤井, 谷田: 機関軸系の縦, ねじり振動が船体に及ぼす影響, 石川島播磨重工技報, 第25巻, 第3号(昭和60年5月), p. 158.
- 12) 馬力低減を目的とした1軸中型船の船尾形状の開発に関する研究, 第200研究部会第10分科会, 日本造船研究協会報告, 第96号(昭和56年3月)

付 録 1

Fig. A にクランク1スローの梁モデルを示す。ここで、

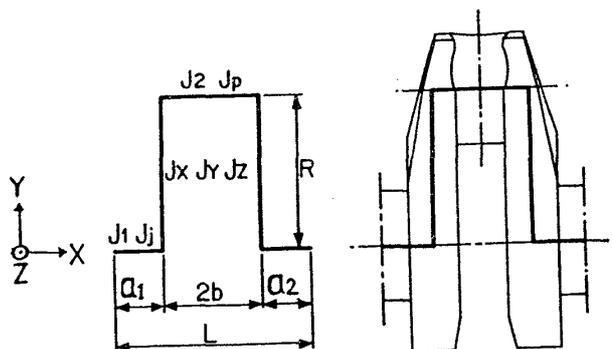


Fig. A Equivalent beam model of one crank throw

- J_1, J_2 : クランクジャーナル, 同ピン部断面二次モーメント
- J_x, J_y, J_z : クランクジャーナル, 同ピン部軸心回りの断面二次極モーメント
- J_x, J_z : クランク腕部 X 軸, Z 軸方向回りの断面二次モーメント
- J_y : クランク腕部 Y 軸方向回りの断面二次極モーメント
- E : 縦弾性係数

G : 横弾性係数

と定義すると, Fig. 3 の変形諸量は以下の式で求められる。

$$Dp = \frac{R^2}{2EJ_z L} \{a_1(a_2+b) + a_2(a_1+b)\} \\ + \frac{R \cdot b}{2EJ_z L} \{(a_2+b)(2a_1+b) + (a_1+b)(2a_2+b)\}$$

$$Dml = \frac{R^2}{2EJ_z L} (L + a_2 - a_1) + \frac{2Rb}{EJ_z L} (a_1 + b)$$

Dmr (Dml において a_1 と a_2 を入れ替えば良い。

$$Pl = \frac{1}{EJ_1 L^2} \left\{ \frac{La_1^2(a_2+b)}{2} - \frac{a_1^3(a_2+b)}{3} \right\}$$

$$+ \frac{1}{EJ_z L^2} \{R(L-a_1)(a_2+b)a_1 + Ra_2^2(a_1+b)\}$$

$$+ \frac{1}{EJ_2 L^3} \{(a_1+b)(a_2+b) - a_2^3(a_1+b)\}$$

$$+ \frac{L^2 \cdot b(a_2+b)(2a_1+b)}{2} - \frac{L \cdot b(3a_1^2 + 3a_1b + b^2)}{3} \}$$

Pr (Pl において a_1 と a_2 を入れ替えば良い。

$$P'l = \frac{1}{EJ_1 L^2} \left\{ a_1^2(a_2+b) \left(\frac{L}{2} - \frac{a_1}{3} \right) + \frac{a_2^3}{3} (a_1+b) \right\}$$

$$+ \frac{1}{EJ_z L^2} \left[\frac{L}{2} (a_2+b) \{(a_1+b)^2 - a_1^2\} \right.$$

$$\left. + \frac{1}{3} (a_1+b) \{(a_2+b)^3 - a_2^3\} \right.$$

$$\left. - \frac{1}{3} (a_2+b) \{(a_1+b)^3 - a_1^3\} \right]$$

$$+ \frac{R^3(a_1-a_2)}{3EJ_x L^2} + \frac{R}{GJ_y L^2} \{a_1(L-a_1)(a_2+b)$$

$$+ a_2^2(a_1+b)\} + \frac{R^2 \cdot b(a_1-a_2)}{GJ_p L^2}$$

$P'r$ ($P'l$ において a_1 と a_2 を入れ替えば良い。