(昭和十四年十一月十二日造船協會講演會に於て講演)

中間軸に出現するトルク變動に就て

協同員 研 野 作 一*

Abstract.

On the Torque-fluctuation of Intermediate Shaft.

By S. Togino, *Associate Member.*

The present paper gives the records of torque-fluctuations of the intermediate shaft measured by the Author's torsion-meter on the sea trials of merchant ships, and deals with some qualitative analyses of them. The shaft horse-powers of 64 ships, whose normal powers ranged from about 3,000 to 10,000 S. H. P., were measured by us during the past 6 years, and in the present paper the records of 27 ships are taken as their representatives. The records for oil tankers are harmonically analysed.

The principal results obtained are summarized as follows:

1. The torque-fluctuations of intermediate shafts are caused by the unbalanced torques of drivers and periodic resisting torques of followers.
2. The unbalanced torques of reciprocating engines interfere with the periodic resisting torques of propellers, so, for example, in the case of four-bladed propellers, it seems to be practically possible to reduce the 4th order vibrations of shaftings by arranging propeller blades and cranks at suitable phases.
3. In the case of turbine ships, only the periodic resisting torques of propeller and reduction gears should be considered in connection with torsional vibrations.
4. The violent vibrations with one node can be seen at the shaftings with shorter intermediate shafts, owing to the higher frequencies of free vibrations of one node.
5. Assuming the positions of nodes of forced vibration to be the same as those of free vibrations, the amplitudes of the vibrations and the distributions of stresses of shaftings can be computed from the records of torque-fluctuations. Therefore, the Author's torsion-meter may be said to be an inertialess torsigraph.
6. The distributions of stresses thus obtained give the data available for the design of shaftings.
7. Since, in general, propellers are situated at the loops of all modes of vibrations of shaftings, the fluctuations of angular velocities of propellers can be computed from the records of torque-fluctuations. And also the fluctuations of torques and thrusts of propellers due to those of their angular velocities can be found.
8. The torques of intermediate shafts are the sums of the inertia torques of the virtual mass of propellers and hydrodynamical torque of propellers. Therefore, the effects of torque-fluctuations of intermediate shafts should be considered for designing propellers.
9. It is natural that the torsional vibrations of shaftings cause the lateral vibrations. Therefore, they must be considered the sources of other vibrations.
10. The approximate values of the rates of torque-fluctuations at $3/4$ loads of engines are as follows:—

$\pm 2\% \sim \pm 9\%$,	for turbines, diesel engines with hydraulic couplings, steam reciprocating engines with low pressure turbines, etc.
$\pm 8\% \sim \pm 20\%$,	for diesel engines with longer intermediate shafts.
$\pm 30\% \sim \pm 50\%$,	for diesel engines with shorter intermediate shafts.
$\pm 160\%$,	for the steam reciprocating engine dealt with.

* 逓信技師、逓信省管船局船舶試験所目白試験室。

1. 緒 言

本文は商船の海上試運転に於て著者考案に成る振計によつて軸馬力測定の際得たトルク變動の記録の代表的のものを示し、之を基として變動の原因を考察し、之が更に新らしい振動の源となること等を述べたもので、設計及振動の問題に關する資料を提供せんとするものである。

試験は凡て海上試運転の際であるから、海上は平穩從つて波浪中に於ける現象は含まれてゐない。船は大型に屬するもので 1 軸馬力は正常約 3,000 乃至 10,000 S. H. P. の範圍、試運転状態は主として 1/5 載荷であつた。著者は各原動機が如何なる特性を持ち、それが如何なる考察のもとに軸系と組合せられて居るかは知らない。只最後の結果として中間軸に於て記録されたトルク變動の記録を明示することが主であつて、記録に對し附加されたる著者の考察は從である。然し之れによつて各原動機製作者及其利用者に對し何か利益する所があれば幸である。

詳細なる研究は夫々の原動機に對し組織的に實行されなければならないが、之れによつて大體の研究方針が指示されたと思ふものである。而して船内に於ける原動機軸系の振振動の研究には本振計が振振動記録器として大いに利用せられなければならぬことが明である。

本文は過去 6 箇年間に於て當試験所員と船主並に造船所側との協力のもとに行つた實地試験結果の總合であることを附言し、其の御協力に對し感謝の意を表する次第である。

2. トルク變動の原因

トルク變動の原因は動力源たる原動機と之によつて作動する變速齒車裝置、推進器及軸系取付の缺陷等に求めることができる。

往復機關では気筒内の圧力變化及往復部分の慣性力變化にトルク變動の根源がある。多筒機關の場合には位相を異にし又作用點を異にする筒々の気筒の總合結果であつて、之等を完全に釣合せることはできない。此不平衡トルクは Fourier 級數で示される多くの調和分トルクに分解せらるゝ性質のもので、二衝程ディーゼル機關又は蒸氣機關では 1 回轉を週期とし、四衝程ディーゼル機關では 2 回轉を週期とする波形を持つてゐる。從つて二衝程機關に於ては軸の 1 回轉を 1, 2, 3, 4, …… 週期とし、四衝程機關に於ては $\frac{1}{2}$, 1, $1\frac{1}{2}$, 2, …… 週期とする調和分トルクから成立つ。此數字は夫々の分トルクが軸の 1 回轉中に持つ波數を示すもので、之を夫々の次數と稱へられて居る。

今考へて居る分トルクの次數、毎分の振動數及週期を夫々 n , f 及 τ とし、軸の毎分回轉數を N とすれば、之等の間には次式が成立つ。

$$f = \frac{1}{\tau} = nN \dots\dots\dots (1)$$

即ち分トルクの振動數は軸の回轉速度に比例して増減する。原動機に存在する斯くの如き分トルクは夫々軸系に作用し軸系に強制振動を與へるわけである。

一方軸系は節の数が 1, 2, 3, …… 等を持つ一定振動数の振振動の型がある。故に、例へば 1 節振動型の固有振動数が毎分 300 回である軸系は 6 次の分トルクのために、毎分 50 回轉（減衰力は省略して考へる）に於て、又 3 次の分トルクの爲めには、毎分 100 回轉に於て共振現象を表す。此回轉数を 1 節 6 次及 1 節 3 次の臨界回轉數と稱へる。此共振點を挾んで、節點に於ける軸の許容應力以上に互る回轉數範圍を危險回轉範圍と云ふ。I/6, II/8 等は 1 節 6 次、2 節 8 次の共振を示す符號である。ディーゼル機關では一回轉中の爆發回數に等しい次數の分トルクが最大で、此次數の共振に對する臨界回轉數を主臨界回轉數と云ひ、他の場合は從臨界回轉數と云つてゐる。

次に推進器に就て考へて見る。推進器は複雑な作流中で作動してゐるので、各翼は夫々 1 回轉を週期とするトルク變動を伴ふ。之れは恰も二衝程の 1 気筒機關に相似てゐる。従つて各翼が、幾何學的に完全に製作され且つ對稱に配列されて居たとしても、全體としては翼數に等しい次數の調和分トルクが存在することになる。幾何學的に同一でない特に螺距に不同のある様な推進器には他の低次の分トルクが現れる。又波浪のある場合、舵を取つたとき、空洞現象を伴ふとき等は又別のトルク變動を生ずる。之等は何れも軸系に強制振動を與へる。

次はタービン船の減速裝置である。タービン自體にはトルク變動の原因は考へられないとしても、齒車裝置の齒のピッチに週期的變化があつたり、軸の偏心、軸承取付の不具合によつて週期的抵抗トルクの變動を伴ふ。其他タービン船に限らず週期的抵抗トルクを持つ様な箇所があれば之等は週期的強制外力を發生し、之れが軸系に作用し或回轉速度に於て共振を起すことは言ふまでもない。

以上の如く軸系に作用する強制外力は原動機側と被動機側に存在することが明かである。之等のトルクは運動部分の慣性力をも含んで居るので、其の位相は回轉速度によつて變化するが、機關の使用範圍の回轉速度範圍では大差ないと考へれば、先づ機構に關係的に定つて居るとして差支ない。故に例へばディーゼル機關のクランクの配列に對して推進器翼の配列を適當に選べば、4 翼推進器ならば 4 次の分トルクを互に干渉せしめ、共振振幅を減少することが可能と考へられる。即ち機關の型式によつて分トルクの位相が定まり又推進器のトルクの位相も定まつて居れば兩者の取付位相は容易に定まる。

3. 本振計は慣性なき振振動記録器である

以上の様な諸原因による強制外力のため、軸系は如何なる回轉速度に於ても強制振振動をして居る。故に軸系各部には夫々振歪を生じてゐる。たまたま其回轉速度が或型の振動に對する臨界回轉數か又は其附近であれば、其次數の分トルクに對應する歪波形は、他のものに比して著しく出現するのである。本振計は中間軸を利用して其部分の振歪波形を記録するものであるが、其内容には凡ての次數の、又凡ての型の強制振動を含んでゐる。故に、之を調和分析する事によつて逆に分振動の消長を明にすることが出来る。固有振動の節點が減衰力によつて變化しないものと假定すれば、軸系歪の分布狀態も變化しない筈であるから、中間軸で記録したトルク變動記録から軸系全體に亘る振歪分布は

容易に推定できる。故に本振計は振振動記録器であつて、而も慣性のないことは最も信頼性のある記録を與へるものである。

尙本振計の記録が振歪分布を與へると云ふことは、同時に軸系振動振幅の分布をも與へると云ふことに注意されたい。

4. 各船の中間軸に現れたる記録

第 1 乃至 27 圖は昭和 8 年來今日迄計測の機會を得た 64 隻のうち、代表的ものの記録であつて、之等によつて夫々の原動機の特性の或部分は明になると思ふ。振計は、多くの場合艀端中間軸に取付けたが、都合によつては第 1 中間軸に取付けた場合もある。記録に於てフィルム幅の方向はトルクを、長さの方向は軸の回轉角を表す。軸の 1 回轉分は、フィルム下端又は中央の點印間或はトルク變動記録の切れ目間に相當し、其長さは最近のものは 3 cm、古いものは 7 cm 程度となつてゐる。尙之等の位置はクランク又は推進器翼の位置に關聯した位置を示す。

記録は遞増速力運轉の際、船の標柱間航走中に爲された原動機負荷 1/4, 2/4, 3/4, 4/4 及 O. L. に對するものである。尙トルク變動の基線となる零負荷即ち靜的零線は、補助電動裝置の如きもので靜かに前進及後進回轉を行つて採取したものである。兩者の平均高さの差は振計を附けた軸から後部の回轉摩擦のために振れる量の 2 倍である。之れが一般に正弦曲線として現れることは中間軸の彎曲に起因するもので、其の詳細は前の著者論文⁽¹⁾を参照せられたい。本年初め發表せられた Beacon Grange 號の特別海上試験の報告⁽²⁾中、Seimens Ford 振計で、零點變化が正弦的であることを認めて居るが、之は同様な原因に基くものである。

フィルム上の記録を基として振角、軸の最大剪斷力等を算出するには次の式によればよい。

l ……基線間の軸の長さ (cm)

m ……光學系の倍率

r ……レンズの中心と軸線との距離 (cm)

D ……軸の直径 (cm)

G ……剛性率 (kg/cm²)

Δ ……像の變位 (cm)

Δ' ……負荷記録のフィルム下端よりの平均の高さ (cm)

Δ_0 ……前進、後進回轉に對する靜的零線のフィルム下端よりの平均高さの平均 (cm)

N ……毎分軸回轉數

θ ……基線間の軸の振角 (radian)

σ ……軸の最大剪斷力 (kg/cm²)

(1) 著者 造船協會々報第 54 號 昭 9. 10、精密機械第 3 卷第 6 號 昭 11. 6.

(2) Special Trial of The "Beacon Grange," S. B. & S. R. Feb. 23, & Mar. 2, 1939.

q ……變位 1 cm に對するトルク (kg. m)

S. H. P. ……軸馬力

k ……振計常數

$$\theta = \frac{\Delta}{mr} \dots\dots\dots (2)$$

$$\sigma = \frac{\theta D}{2l} G = \frac{DG}{2lmr} \Delta \dots\dots\dots (3)$$

$$q = \frac{\pi D^4}{32} \frac{G}{lmr} \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{S. H. P.} = \frac{2\pi^2}{32 \times 7500 \times 60} \frac{GD^4}{lmr} (\Delta' - \Delta_0) N = k(\Delta' - \Delta_0) N \dots\dots\dots (5)$$

$$k = 1.3708 \times 10^{-6} \frac{GD^4}{lmr} = 1.396 \times 10^{-6} q \dots\dots\dots (6)$$

第 1 表は各船の l, m, r, D, G 及 q の値と原動機の種類、型式等を示す。以下各船に於ける記録について簡単に説明する。

第 8 番船 4/4 負荷に於て $\Pi/10$ が現れてゐる。各負荷を通じて大きなうねりがある。即ち低次の強制振動がある。

第 10 番船 非常に滑かである。大きなうねりは靜的零線から説明されるもので振れではない。4/4 負荷は 2 節の共振點に近づきつゝあることを示す。

第 16 番船 前船と船型も機關も同じである。斯様な姉妹船では記録は全く一致して居る。一例として掲げて置いた。

第 18 番船 油槽船であつて中間軸は短く徑は太い。従つて 1 節の固有振動數は高くなる關係上、低次の振動が烈しく現れて居る。油槽船に共通な現象である。次に述べる調和分析の結果を参照せられ度い。

第 24 番船 1/4 及 3/4 負荷附近に高次の共振が存在することを示す。

第 25 番船 タービン船であつて 1/4 負荷に於ける 4 次の波は推進器によるものと考へて差支ない。何れものタービン船中間軸に現れることから推進器のトルク變動は振振動の強制力となることを證するものである。振幅の小さいのは共振點を離れて居るためである。100.3 r. p. m. ではあまり明でないが、100.8 r. p. m. になれば 24 次の共振が見られる。齒車裝置から來るものに相違ない。恐らく此回轉に於て騒音も烈しいかと思はれる。

第 29 番船 1/4 と 2/4 負荷の間に $\Pi/12$ の共振點があることを想像させる。

第 30 番船 4 衝程であるからトルク變動は 2 回轉で 1 週期である。1/4 負荷に於て 5 次のものが現れて居る。4 衝程 10 節なることと矛盾しない。記録 19 の變動は燃料油弁の故障を起した氣

第 32 番船 3 次が附纏ふて居る。

第 32 番船 3 次の分トルクが附纏ふて居る。此型の 6 気筒機関に共通なものである。

第 34 番船 蒸気機関の例でクランクの配列から當然の結果として 3 次のトルクが存在し、4/4 負荷附近に $I/3$ の共振點がある様である。

第 36 番船 $1/2$ と $3/4$ 負荷附近に夫々 $I/2$ 及 $II/10$ の共振點がある。記録線の高周波は光源織條か又は軸の横振動のためと考へられる。後の第 42 番船は之れと能く似て居る。此型の 7 気筒機関に共通なものと考へられる。

第 39 番船 油槽船で前の第 8 番船と同様變動は烈しい。前船では 8 気筒で 2 次のものが強いが、本船では 6 気筒で 3 次のものが強く出て居る。 $1/4$ 負荷で 4 次のものは推進器による影響も入つてゐる筈である。

第 40 番船 前船と同型機関であるが中間軸は細くて長い。兩船の 1 節固有振動數を計算して見ると、前船では毎分 299 回、本船では 277 である。回轉速度範圍と照合して見ると兩船のトルク變動の差異が説明できる。

第 42 番船 第 36 番船と共に油槽船でないものとしては烈しい。

第 43 番船 豫行運轉の際 125.9 r. p. m. に於て明瞭な 16 次の共振が出現する。此の $4/4$ 及過負荷は此點をはづれて居る。

第 44 番船 同じ標柱間航走中に時刻を異にして採取した二つの記録が一方は 24 次の振動が出て居るが他方には出て居ない。第 25 番船の例から兩者の間に僅少な回轉速度の差を認めざるを得ない。

第 45 番船 フルカン流體接手を有するもので、ディーゼル側の振動は全く消失し非常に圓滑である。O. L. に高次の振動がある。

第 46 番船 $4/4$ 負荷に於て $II/15$ の共振を見る。

第 47 番船 蒸気機関と低圧タービンとを組合せたもので蒸気機関の特性は消失して圓滑になつて居る。タービン及減速齒車裝置の勢輪作用が効いて居るものと見て差支へない。只此記録で注意すべきは $1/4$ 負荷に於て現れて居る 7.2 次の振動は蒸気機関と推進器軸とにある減速齒車の齒數比 7.2 と比較して原因が齒車裝置にあることを知る。本船の場合と云ひ又流體接手を有する第 45 番船にしても斯様な場合には振計記録で機關側の振振動を知ることは先づ不可能であると云つてよい。

第 48 番船 振動が尖鋭である。

第 103 番船 低回轉で 4 次、高回轉で 2 次のものが烈しい。

第 105 番船 タービンを備へた油槽船の唯一の例で、推進器による 4 次の共振が明瞭に出て居る。

第 106 番船 第 18 番船と同型式ディーゼル機関を有する油槽船である。記録中二本の對稱線があ

るが之れは X 形光源を有するカメラを使用した結果で、變動は何れか一方に就いて考へればよい。低回轉の 4 次のものは烈しい。

第 108 番船 本船以下例示の各船の記録線が細いのは光源の改良とフキム前面に圓筒レンズを使用した結果である。I/2, II/6, II/8 等が現れて居る。

第 112, 116 及 118 番船等に就いては讀者の判斷に任す。

尙各圖には毎分の回轉數、平均トルクに對する正負の出入の割合即ちトルク變動率を記入して置いた。但し變動率は、動的零線（目下其測定法はない）の形が靜的零線の夫れと同様であると假定した。又フィルムの巾は 3.5 cm であるから、トルク變動の絶對値等は之れを尺度として測ればよい。

變動率の大略範圍を 3/4 負荷に於て見れば次の通りである。

± 2%~± 9% タービン、流體接手附ディーゼル機關、低圧タービン附蒸気機關等。

± 8%~± 20% 長き中間軸のディーゼル機關。

± 30%~± 50% 短き中間軸のディーゼル機關。

± 160% 蒸気機關（但し一例のみ）。

以上の記録を通覽すると、ディーゼル機關では中間軸の長い原動機の場合には 2 節、3 節の振動が明瞭に出現し、原動機が艀部にあつて中間軸の短いものには 1 節の振動が烈しく現れて居る。之れは軸の回轉速度範圍が毎分 70~130 回であること、及び長い中間軸の 1, 2 及 3 節の固有振動數が夫々毎分 190, 1,000 及 2,000 程度であり、短い中間軸の夫れは夫々毎分 300, 1,200 程度であることから見て容易に説明できることである。

尙附言したいことは、試運轉の回轉速度は出来る限り有害なる臨界回轉數を避けて居るわけであるから、之等の記録が振振動研究の目的から見て甚だ心細いものであることは止むを得ない所である。

5. 振 振 動 の 害

振振動が軸系強度の問題に重要性を持つことは言ふまでもない。而して油槽船に於けるが如く中間軸の短いものには主として 1 節低次の振動が問題となる。強度に關する限り假令へ共振點があつたとしても、よつて生ずる應力が許容範圍ならば差支ないのであるが、之れ以外に種々な害を及ぼす。

振振動があれば夫れが基となつて横振動を伴ひ他の部分に振動を起させる。今推進器側に就いて少しく考察して見たいと思ふ。推進器が角速度一定で回轉して居るとする場合に、翼に生ずる不平衡力は之れを偶力と軸中心に作用する一つの力とに分解できる。今軸線に垂直なる面内の分力だけに就いて考へると、偶力は軸系に振振動を、後者は側圧として艀管に作用する。4 翼ならば毎分 4 N 回の週期的外力を生ずる。さて偶力のために共振振動を生じたならば、振動の常に腹に位置する推進器は其の角速度に週期的變化を生ずることになる。従つて新たに振動的偶力と側圧を發生する。尙忘れてな

らないことは推力の週期的變化も發生する。故に一樣に回轉して居るときに生ずる側圧の上に之れが重加される。今は翼自身から起る原因による振振動に就いて考へたのであるが、實際は原動機側からの原因によつて色々な次數の強制振動を受ける結果は、前と同様な考へから側圧を生じ船體に横振動を與へる。推進器が振振動のために機械的に又水力學的に新たなる強制力を發生することは可なり複雑であつて簡単に論じ盡せるものでないが、本振計記録によつて推進器の角速度の變化が計算せられることは、之等の問題に對して或程度の手がかりを與へるものと思ふ。

次に原動機側に就て考へて見ると、クランク及ピストンの振動が起る。筈内圧力も週期的變化を生ずる。之等は機械的損傷の原因となる。又タービンの如き齒車裝置を有するものでは齒同志の衝撃を起して損傷、磨滅の促進、騒音の發生等の原因となる。

以上のことを考へに入れて、さきに示した振計記録を觀察し、現場に於ける諸種の振動狀態と参照すれば可なり符合する點を見出すのである。

振振動が勢力の損失を伴ひ従つて燃料消費を増加することは言ふまでもない。

6. 中間軸のトルク變動と推進器の強度

推進器が水力學的に發生するトルクは推進器の角速度によつてのみ定まる。推進器が振振動のために受くる角速度の變化は平均値に對し多くても數パーセントに過ぎない。故に中間軸に出現するトルク變動は主として推進器の virtual mass による慣性トルクによつて起るものと考へて差支ない。蒸気機關の場合に見る様に、トルク變動が $\pm 160\%$ も變化するものは機關側の不平衡トルクの大なることを物語るものであるが、斯様なトルク變動が推進器強度に如何に關係するかと云ふことを考察して見る必要がある。此トルクは推進器軸を通じて推進器ボスに更に翼に作用すると見なければならぬ。推進器に附隨する有效な水がどんな有様になつてゐるか解からないが、水が剪斷力に對しては效果を持たないことは確かである。従つて此のトルクは翼をボスからもぎ取る様な力として作用するものであると云ふことは確かに言へる。翼の各半徑位置には、それより外方の virtual mass による慣性トルクに相當する剪斷力が作用することは同様にして容易に考へられる。今靜的に考へて附隨する水が假に翼の間に剛體的に存在するものとすれば、撓力率を生ずることは考へられないが、實際は前記の純粹な剪斷力のみでなく撓力率が作用するのではなからふか。

何れにせよ從來の推進器強度の計算には伴流による應力變化も考へなければならぬが、振振動によるものも考への中に入れなければならない。

7. トルク變動記録の調和分析

次に油槽船のものに就きトルク變動の調和分析を行つた結果を述べる。記録は之れを引伸器にかけ、1 回轉分を約 20 cm に擴大し、野口式波形分析器を使用し、重要と思はれる次數のもの丈けに

就いて分析を行つた。第 28~32 圖は第 39, 18, 106, 108 及 105 番船に就ての結果を示す。横軸に回轉數をとり縦軸に各次數の振幅をとつて、振幅變化を想像して頭を連結した。即ち共振曲線である。

第 28 圖に就て見ると、100 r. p. m. に $1/3$ の共振點を發見するであらう。之れは計算から算出した 1 節固有振動數 299 と能く一致して居る。之れから $1/4$ の共振點は 75 r. p. m. に生ずる筈である。他の圖の説明は省く。

何れの共振曲線を見ても、強制力一定としての理論上の共振曲線とは其振幅變化が逆になつて居る。即ち臨界點を境として左右が逆である。之れは實際に於ては強制力の振幅が回轉數と共に増して居る結果と見て差支ない。此點を考慮に入れると、實際に得た共振曲線の極大位置は減衰力の影響とは逆に右方にずれる。尙強制力と振動との位相關係は大體に於て強制振動の理論と矛盾しない。

指圧曲線及運動部分の質量分布によつて強制外力を計算し共振曲線を正確に測定するならば、もつと進んで種々な定量的結果が得らるゝと思ふ。尙クランクと推進器翼との位相關係に關しては次の機會に譲る。

8. 結 言

以上の結果を要約すれば次の如くなる。

1. 中間軸に現れるトルク變動は原動機の不平衡トルクと被動機の週期的抵抗トルクによつて誘起される軸系の強制振動の結果である。
2. 原動機の不平衡トルクと被動機の週期的抵抗トルクとは互に干涉する。故に例へば 4 翼推進器はクランクとの關係的位置を適當に選べば 4 次の振動を輕減することが可能である。
3. タービンでの振振動は推進器と減速齒車裝置について考へればよい。
4. 中間軸の短い軸系には 1 節低次の振動が強く現れる。之れは固有振動數が一般に高くなる故である。短い中間軸の強度に關しては 1 節のものが重要となる。
5. 強制振動の節點の位置が固有振動の場合と變らないものとすれば、振計記録から各部に於ける振幅及歪力の分布が容易に算出される。よつて本振計は慣性なき振振動記録器である。
6. 斯くの如くして得た歪分布は軸系強度の資料を與へる。
7. 推進器は如何なる型の振動に對しても振動の腹に位置する故にトルク變動記録によつて角速度の變化が算出せられ、それによつて發生する週期的トルク及推力の變化が見當つく。
8. 中間軸に現れるトルク變動は推進器の virtual mass による慣性トルクと推進器が流體力學的に發生するトルクとの和である。故に中間軸のトルク變動は推進器翼強度に關して設計上考慮に入れられなければならない。
9. 振振動には横振動が附き物である。故に新しい振動の源を作ると考へなければならない。

10. トルク變動率の $3/4$ 負荷に於ける大略の値は次の通りである。

- ± 2%～± 9% タービン、流體接手附ディーゼル機關、低圧タービン附蒸氣機關等。
- ± 8%～± 20% 長き中間軸のディーゼル機關。
- ± 30%～± 50% 短き中間軸のディーゼル機關。
- ± 160% 蒸氣機關（但し一例のみ）。

討

論

○座長(山本武藏君) 只今の御講演に對し、御質問又は御討論は御座いませんか。誰方が御座いませんか。別に御座いません様ですから私より一言御禮を申し上げ度いと思ひます。研野氏は巧みな torsion meter を作られて、夫れを用ひられて torque の fluctuation に關して細い確かな資料を御發表になりました。shaft の design をされる方には貴重な資料となる事と思ひます。今後軸の design に此結果を加味するについてどう云ふ風に進むかと云ふ事は御研究になることと思ひますが、機械の關係者一同はその御研究の御發表をお待ち致して居ります。皆さんの御賛同を得まして拍手を以て感謝の意を表し度いと思ひます。(拍手)

第 1 表

船番號	振 計						原 動 機		固有振動數 (實 測)		
	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>r</i>	<i>D</i>	<i>G</i>	<i>q</i>	型 式 種 類	笛數×笛徑× 行程 正常 馬力×回轉數	1 節	2 節	3 節
	cm		cm	cm	$\times 10^5$ kg·cm ²	$\times 10^3$ kg·m					
8	237.0	16.66	33.0	43.01	8.275	21.3	マン式(横) 複 2 無	7×70×120 6700×105		1100	
10	234.3	14.59	32.07	41.99	8.18	22.8	ズ 式(三) 複 2 無	7×70×120 6700×106			
16	233.0	14.59	32.05	41.99	8.286	23.2	ズ 式(三) 複 2 無	7×70×120 6700×106	182	1200	
* 18	236.3	16.66	31.63	45.50	8.359	28.3	マン式(川) 複 2 無	8×70×120 8000×110			
24	234.0	14.59	32.05	37.79	8.172	15.0	M S 式 單 2 無	6×72×125 4200×132	198	1280	
25	106.1	31.37	28.0	33.50	8.339	11.1	タービン (石)	3600×120			
29	230.1	15.49	33.0	43.20	8.344	24.2	マン式(川) 複 2 無	8×70×120 7600×105	195	1020	
30	141.5	15.2	28.0	28.49	8.382	9.0	B W 式 單 4 無	10×55×100 2650×142		1133	
32	106.2	21.37	33.0	42.01	8.259	23.8	B W 式 複 2 無	6×62×140 7000×110			
34	206.7	15.3	28.0	34.0	8.304	16.5	三聯成蒸気機關				
36	206.6	16.06	33.0	40.5	8.289	21.7	マン式(川) 複 2 無	7×70×120 7000×120	200		
* 39	208.0	15.50	33.0	43.34	8.284	26.9	B W 式 複 2 無	6×62×140 7600×112		963	1800
40	208.2	15.31	33.0	42.54	8.361	25.6	B W 式 複 2 無	6×62×140 7600×112			
42	206.9	15.28	28.0	34.50	8.31	13.1	マン式(横) 複 2 無	6×60×110 4700×133			
43	106.0	22.11	28.05	30.53	8.222	10.66	タービン (石)	2600×120			
44	106.0	21.77	28.02	30.51	8.237	10.84	タービン (石)	2600×120			
45	106.0	21.80	28.0	32.01	8.293	13.2	三 堅 型 單 4 無	8×45×63 1570×300			
46	208.1	15.66	28.0	34.00	8.12	11.68	M S 式 單 2 無	6×72×125 4000×125			
47	106.2	21.22	25.5	30.51	8.419	12.51	タービン附蒸気機關				
48	208.3	17.20	33.0	43.80	8.397	25.7	ズ 式(三) 複 2 無	8×72×120 8000×110	188	1038	
* 103	106.4	21.55	33.0	43.5	8.333	38.7	マン式(横) 複 2 無	8×72×120 9400×130			
* 105	106.2	21.28	33.0	44.0	8.371	41.3	タービン (石)	9500×120			
* 106	136.4	5.73	33.0	45.52	8.275	67.5	マン式(川) 複 2 無	8×72×120 10000×130	336	1136	
* 108	106.3	21.50	33.0	44.0	8.303	40.5	神 鋼 式 複 2 無	8×76×120 9600×124			
112	138.2	14.00	33.0	44.0	8.384	48.2	B W 式 複 2 無	8×62×140 9600×112			
△ 116	106.0	17.83	28.0	35.51	8.194	24.2	M S 式 單 2 無	7×72×125 4800×128	175	1090	
△ 118	106.1	21.616	33.0	40.99	8.186	30.0	M S 式 單 2 無	11×72×125 8250×140			

* 油槽船 △ 双螺旋船

第 1 圖 第 8 番船

第 2 圖 第 10 番船

第 4 圖 第 18 番船 (油槽船)

第 3 圖 第 16 番船

第 6 圖 第 25 番船

第 5 圖 第 24 番船

第 8 圖 第 30 番船

第 7 圖 第 29 番船

第 9 圖 第 32 番船

第 10 圖 第 34 番船

第 12 圖 第 39 番船 (油槽船)

第 11 圖 第 36 番船

第 14 圖 第 42 番船

第 13 圖 第 40 番船

第 16 圖 第 44 番船

第 15 圖 第 43 番船

第 18 圖 第 46 番船

第 17 圖 第 45 番船

第 19 圖 第 47 番船

第 20 圖 第 48 番船

第 21 圖 第 103 番船 (油槽船)

第 22 圖 第 105 番船 (油槽タービン船)

第 23 圖 第 106 番船 (油槽船)

第 24 圖 第 108 番船 (油槽船)

第 25 圖 第 112 番船

1/4 負荷
78.0 r.p.m.
±20.0%

2/4 負荷
95.2 r.p.m.
±5.9%

3/4 負荷
106.5 r.p.m.
±4.7%

4/4 負荷
116.0 r.p.m.
±4.4%

O.L.
118.9 r.p.m.
±5.8%

靜の零線
前進、後進

繫留運轉

1/4 負荷
88.6 r.p.m.
±26.2%

2/4 負荷
103.9 r.p.m.
±10.9%

3/4 負荷
125.9 r.p.m.
±7.5%

4/4 負荷
136.3 r.p.m.
±6.9%

O.L.
139.3 r.p.m.
±5.0%

第 26 圖 第 116 番船

第 27 圖 第 118 番船

靜的零線
出港前
後進、前進
 1/4 負荷
93.9 r.p.m.
±14%
 2/4 負荷
119.3 r.p.m.
±14.1%
 3/4 負荷
132.0 r.p.m.
±14.7%
 4/4 負荷
143.5 r.p.m.
±11.2%
 O.L.
 147.2 r.p.m.
±12.5%
 靜的零線
歸港後
後進、前進

第 28 圖 第 39 番船

第 30 圖 第 106 番船

第 29 圖 第 18 番船