

発電機構を有する船舶推進軸系のねじり振動に関する研究

日高 照晃*・専徳 博文*・石田 武*
 福田 徹也*・幾度 佳治**・秦 和久***

Torsional Vibration of Marine Propulsion Shafting System Containing Generator

Teruaki HIDAKA, Hirofumi SENTOKU, Takeshi ISHIDA
 Tetuya FUKUDA, Yoshiharu IKUDO and Kazuhisa HATA

Abstract

The second machines (a generator and a pump, etc.) are often driven by a main engine in order to decrease energy loss in a marine propulsion shafting system. In case that a generator is driven, a sliding clutch controlled by oil pressure is sometimes set between a main engine and a generator for a fixed speed of a generator. But, an elastic coupling in two marine propulsion shafting systems containing this sliding clutch were damaged. Therefore, in order to clear up the causes of this accident, the characteristics of the torsional vibration of this marine propulsion shafting system was clarified by calculations. Furthermore, the experiments of the torsional vibration were made, using these shafting systems. According to the examination of the experimental and calculated results, it was clarified that this accident happened by the torsional vibration which occurred under the condition where a generator was driven. Next, in order to clear up the reason why this torsional vibration occurred, the shafting systems in which the accident happened was compared with the shafting systems in which the accident did not happen, the stability of the shafting systems was examined by the vibration model in which the friction between the sliding clutch plates was considered, and the torsional vibrations were measured by using the testing machine containing the sliding clutch for the driving of a generator. Consequently, it was clarified that the accident happened by the self-excited vibration which occurred in the sliding clutch.

1. 緒 言

近年、船舶推進軸系では、省資源、省エネルギーな

どの要求によって、発電機やポンプなどの補機を、主機によって駆動する方法が採用されるようになってきた。この方法により発電機を駆動する場合、航走状態により変動する主機回転数に致して、発電機ローターの回転数を一定とするために、主機と発電機の間、油圧制御によるすべりクラッチ装置を使用する場合がある。しかし、発電機駆動用すべりクラッチを有する二隻の船舶推進軸系において、発電機側弾性継手に亀

*生産機械工学科

**大晃機械工業(株)

***宇部興産(株)

裂が入るという事故が発生した。まず、発電機駆動用すべりクラッチを有する船舶推進軸系を、多自由度の振動モデルに置き換えて固有振動数と固有モードを求め、さらにディーゼル機関のガス圧および慣性による起振トルクを考慮して、軸系のねじり振動特性を数値計算^{(1),(2)}により解析した。また、事故の発生した軸系に対して、実機実験を行い、その実験結果と前述の数値解析結果との比較・検討を行った。その結果事故原因は、発電機駆動状態においてのみ発生するねじり振動にあることがわかり、また、そのねじり振動は、ディーゼル機関の起振力のみを考慮した数値解析結果からは得られないものであることがわかった。したがって次に、発電機駆動状態で発生するねじり振動の原因を明らかにするために、事故の発生した軸系と事故の発生していない軸系との比較、すべりクラッチの摩擦を考慮した振動モデルによる軸系の安定性に対する検討、および、発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する試験装置による実験等も行い、これらを比較検討したのでその結果について報告する。

2. 対象とした船舶推進軸系

事故の発生した発電機構を有する二隻の船舶推進軸系のうちの一隻の軸系の概略図をFig. 1に示し、この軸系で使用される主機の要目をTable. 1に示す。ここで示した軸系を便宜上実機例1とする。この軸系は基本的には、プロペラ、主機、増速機、発電機によって構成されており、主機はTable. 1に示すように2サイクル7シリンダ単動ディーゼル機関で、最大連続使用

馬力は4550ps/210rpmのものが使用され、発電機の容量は200kVA、プロペラは固定ピッチで4枚翼のものが使用されている。また増速機には最終増速後に発電機駆動用すべりクラッチ装置が内蔵されており、このすべりクラッチ装置の概略図をFig. 2に示す。すべりクラッチ装置において、動力は出力軸と同心に配置された円環状の入力ギヤから入力され、入力側および出力側クラッチ板を介して出力軸に伝えられる。出力軸回転数の制御は、ピストンによるクラッチ板押し付け力を油圧により調整する方法で行われている。

事故の発生した他の一隻の軸系は、構造的には実機例1とほとんど同じであるが、主機の出力および発電機の容量は実機例1よりもやや大きく、主機の最大連続使用馬力は4760ps/200rpm、発電機の容量は225kVAである。この軸系を便宜上実機例2とし、主機の要目をTable 2に示す。

Table 1 Dimension of main engine (sample 1).

Engine type	2 stroke cycle
	Uniflow scabenging
	Exhaust turbocharged
	Single-acting
Number of cylinder	7
Cylinder bore	370mm
Piston stroke	880mm
Max. continuous rating	4550Ps
Engine speed	210r.p.m
Firing order	1-6-3-4-5-2-7

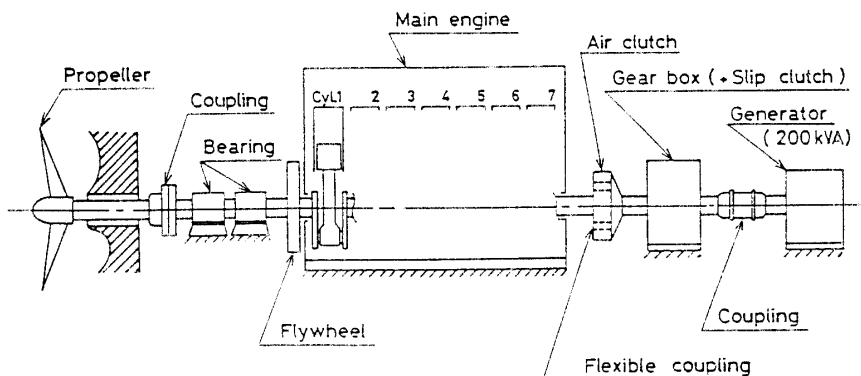


Fig. 1 Marine propulsion shafting system (sample 1).

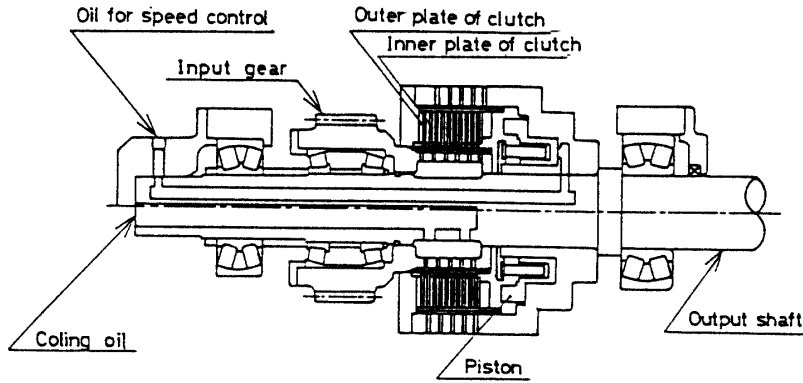


Fig. 2 Sliding clutch.

Table 2 Dimension of main engine (sample 2).

Engine type	2 stroke cycle
	Uniflow scabenging
	Exhaust turbocharged
	Single-acting
Number of cylinder	7
Cylinder bore	350mm
Piston stroke	1050mm
Max. continuous rating	4760Ps
Engline speed	200r.p.m
Firing order	1-6-3-4-5-2-7

3. 理論解析結果および実機実験結果

3.1 振動モデル

実機例1の理論解析に用いた振動モデルをFig3に示す。本軸系では、エアー・クラッチの脱着によって、発電機を駆動する場合とそうでない場合の二つの使用状態があるため、それぞれの使用状態に対して解析を行った。Fig. 3に示すように発電機を駆動しない状態では、振動モデルは12質点系となる。また、発電機を駆動する場合では、すべりクラッチ装置の入力側と出力側のクラッチ板間のばねは非常に小さいと考えられるので、振動系をすべりクラッチを境に主機側と発電機側で切り離して考えた。したがって、振動系は入力側クラッチ板までの15質点系の振動モデルになり、この振動モデルにより理論解析を行った。ばね要素としては、各軸およびエアー・クラッチと各カップリングのゴム部のばねを考慮し、減衰要素としては、プロペラ減衰、各シリンダの機関減衰、および各軸とゴム部の減衰を考慮した。実機例2に対しても実機例1と同様な振動モデルを作成し理論解析を行った。

3.2 固有振動数および固有モード

3.1の振動モデルより運動方程式を導き、実機例1および実機例2の発電機を駆動しない状態と駆動する状態での、固有振動数を求め、その計算結果をTable 3に示す。また、実機例1の発電機を駆動しない状態と駆動する状態での、固有モードの計算結果をFig. 4に示す。実機例2の固有モードに関しては、その傾向が実機例1とほとんど同じであるため省略した。

3.3 実機例1に対する実機実験結果および理論解析結果

実機例1に対しては、事故発生後、実機実験を行い、

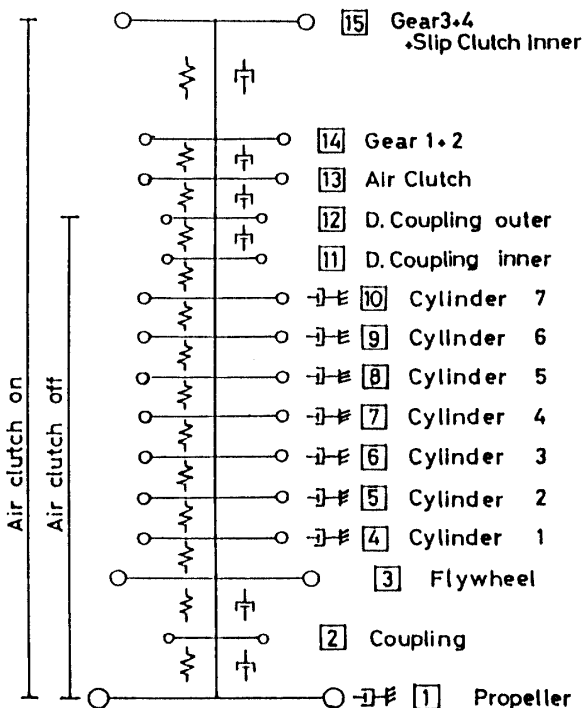
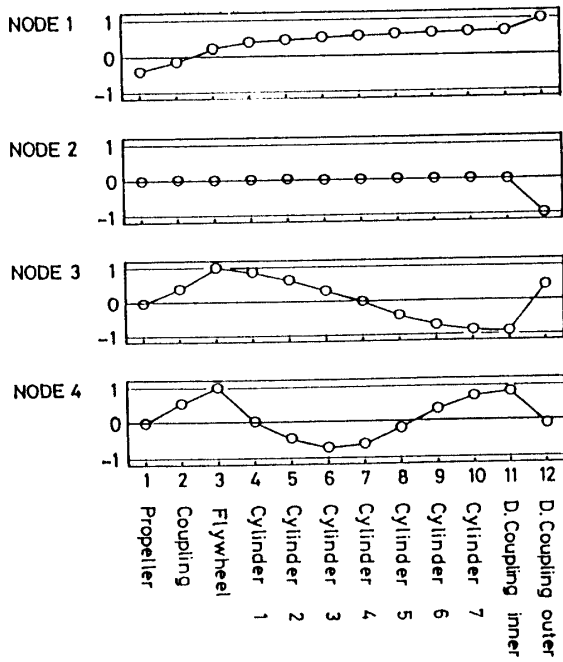
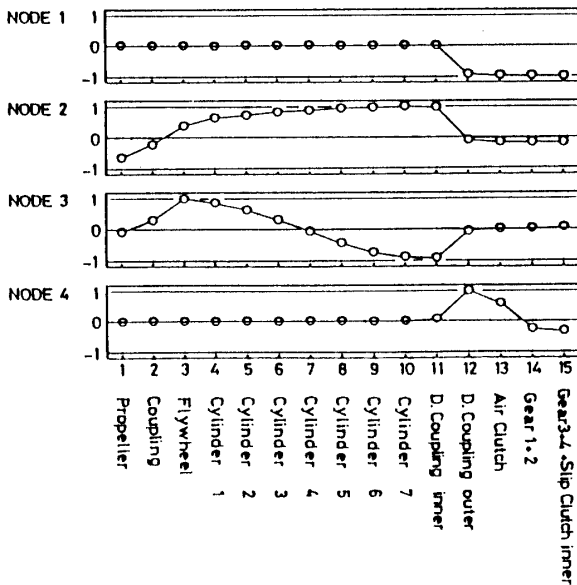


Fig. 3 Vibration model of sample 1.



(a) Air clutch off.



(b) Air clutch on

Fig. 4 Natural mode of vibration (sample 1).

弾性継手の入力軸と出力軸 (Fig. 1 参照) に加わる変動トルクを測定した。

Fig. 5 に、発電機を駆動しない状態における、主機回転数に対する、実験による入力軸変動トルクおよび理論による入力軸と弾性継手に加わる変動トルクを示す。この図を見ると、入力軸変動トルクにおいて実験値と理論値はほぼ一致していることがわかる。また、

Table 3 Natural frequency.

NATURAL FREQUENC Hz (r.p.m)				
NODE	Shafting 1		Shafting 2	
	Air clutch off	Air clutch on	Air clutch off	Air clutch on
1	15.36 (921.9)	6.04 (362.5)	14.57 (874.5)	6.17 (370.2)
2	25.52 (1531)	15.51 (930.7)	24.77 (1486)	14.70 (882.0)
3	45.57 (2734)	45.54 (2732)	45.93 (2756)	45.89 (2754)
4	77.78 (4667)	70.03 (4202)	83.80 (5028)	66.18 (3971)

132rpm, 230rpm付近でそれぞれ機関回転数の7倍成分, 4倍成分が1次のねじり振動の固有振動数と共振してピークが現れているが, これらは弾性継手の許容変動トルク (5.2kN・m) よりも小さく, 事故原因となるようなねじり振動は発生していない。Fig. 6 に、発電機を駆動しない状態での入力軸変動トルクの周波数分析結果を示す。横軸は分析周波数を示し、縦軸は変動トルクのPeak to Peakの1/2を伝達トルクで割ったものである。また、図中のCsは機関回転数を示す。入力軸変動トルクの周波数成分は、2サイクル7シリンダ機関の主次数である7次成分が主成分となっており、また、すべての周波数成分は機関の起振力の周波数と一致していることがわかる。

Fig. 7 に、発電機駆動状態での入力軸トルクの実測波形例を示す。この図に示すように、主機回転数が測定を行った最低回転数である162rpmから180rpmの範囲において、トルク波形は、小さな変動トルク部分と大きな変動トルク部分の混在する、不安定なものとなっていることがわかる。Fig. 8 に、発電機駆動状態での、主機回転数に対する、実験による入力軸変動トルクと、理論解析による入力軸および弾性継手に加わる変動トルクを示す。なお、図中の○印の上部は、同じ回転数における大きな変動トルク部分を示し、下部は、小さな変動トルク部分を示す。この図から入力軸変動トルクに関して、小さい変動トルク部分では実験値と理論値はほぼ一致していることがわかる。しかし、大きな変動トルク部分では両者は一致していない。また、この大きな入力軸変動トルクの大きさから、弾性継手にはその許容変動トルクの2倍程度の変動トルクが加わっており、事故原因はこの発電機駆動状態で発生する、過大なねじり振動によるものであると考えられる。Fig. 9 に、発電機駆動状態での入力軸変動トルク丸解析図

を示す。縦軸は分析周波数を示し、図中のCsは機関回転数を示す。図中において、実線で描いた円が小さな変動トルク部分を表わし、一点鎖線で描いた円が大きな変動トルク部分を表わす。過大な変動トルクの振動数は6 Hz付近であり、計算による1節固有振動数6.04 Hzと一致している。また、この振動数は機関の2次の起振力の周波数成分に近いが、実測波形から正確に読み取ると、機関の2次の起振力とは一致しておらず、機関の起振力によるものでないと考えられる。

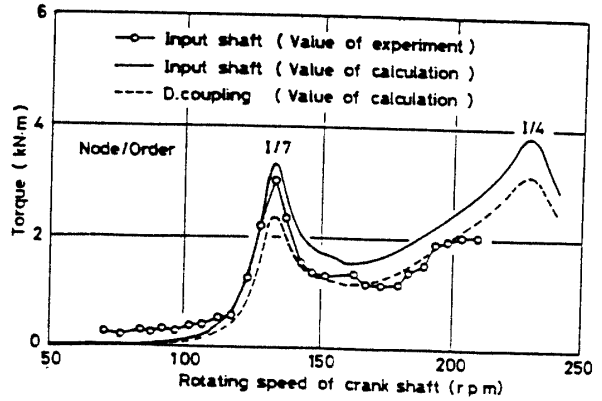


Fig. 5 Torque variation (sample 1, air clutch off).

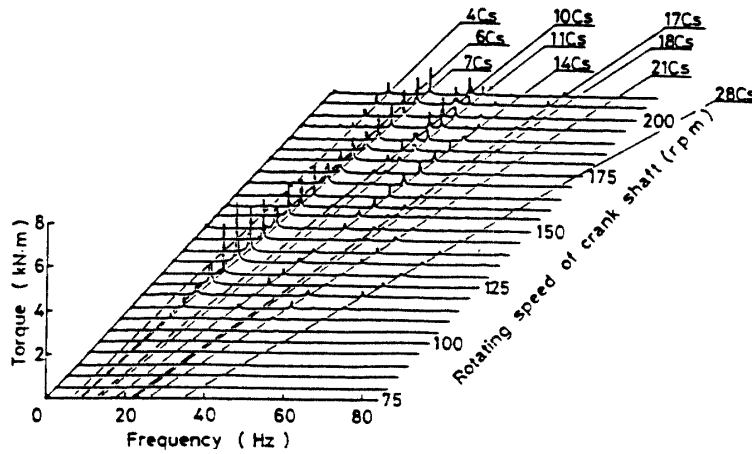


Fig. 6 Torque Variation (sample 1, air clutch on).

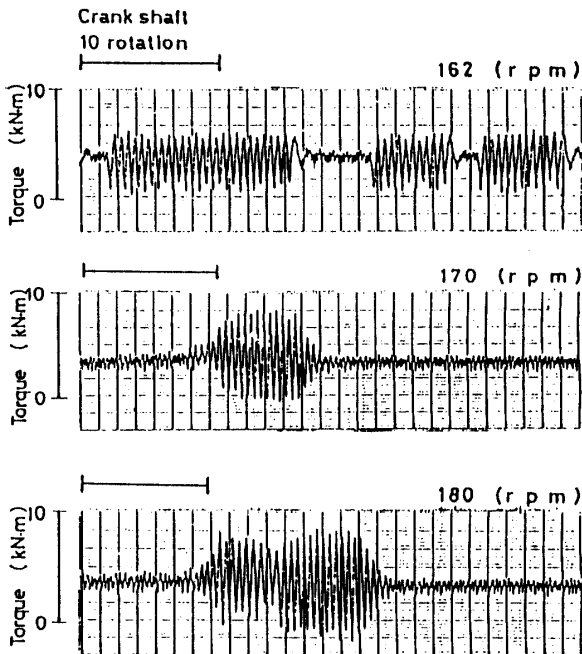


Fig. 7 Examples of measured torque variations on input shaft (sample 1, driving generator).

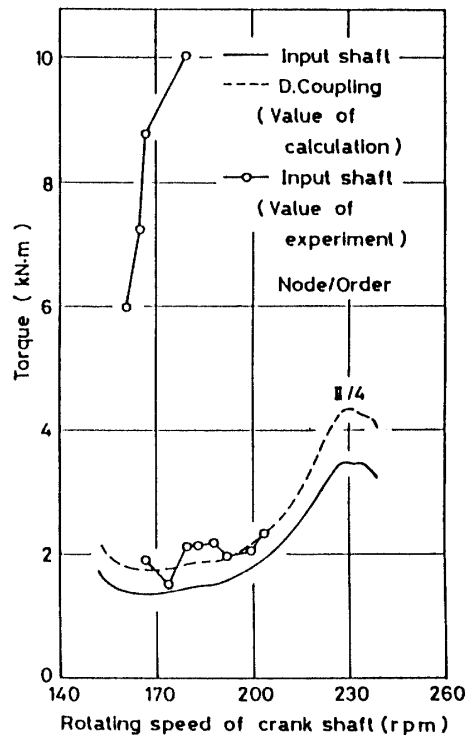


Fig. 8 Torque variation (sample 1, driving generator).

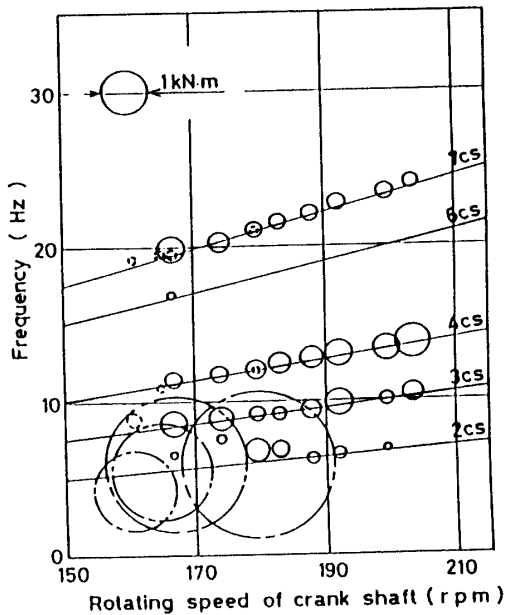


Fig. 9 Circular analysis diagram of torque variation on input shaft (sample 1, driving generator).

3.4 実機例2に対する実機実験結果および理論解析結果

実機例2に対しても事故発生後に実機実験を行った。その結果、実機例2においても実機例1と同様に発電機駆動状態において弾性継手に許容変動トルクの4倍程度の変動トルクを与える大きなねじり振動の発生が確認された。そのねじり振動は測定を行った最低回転数である170rpmから180rpmにおいて発生し、実機例1の場合のような大きな振動と小さな振動が混在する状態はみられず、振動振幅はほぼ一定であり、その振動数も機関回転数に関係なく5.75Hzで一定である。また、機関回転数を徐々に上昇させた場合ねじり振動の消滅する回転数は180rpm付近であり、逆に機関回転数を徐々に降下させた場合ねじり振動の発生する回転数は173rpm付近となり、履歴現象を示す。実機例2に対しても実機例1と同様にディーゼル機関の起振力を考慮した、ねじり振動特性の理論計算を行ったが、その結果は実機例1とほぼ同じ傾向であり、この計算方法からは事故原因となるようなねじり振動は現れない。

以上のように、実機例1および実機例2において事故原因となったねじり振動は、ディーゼル機関の起振力を考慮した理論計算からは得られず、実験結果からもディーゼル機関の起振力によるものでないことが確認された。

4. すべりクラッチの摩擦を考慮した振動モデルと系の安定性

軸系内でディーゼル機関以外に振動源となるものに、プロペラ、発電機、および歯車のかみ合いによる原因が考えられるが、各要因の起振振動数に関して検討した結果、事故原因となったねじり振動の振動数はどの要因の起振振動数とも異なっており、また、このねじり振動が発電機駆動状態においてのみ発生することから、このねじり振動の発生原因は発電機駆動用すべりクラッチ装置にあると考えられる。さらに、すべりクラッチ装置の構造や、クッチ板の回転数差が小さい範囲で発生すること、履歴現象を示すことなどから、このすじり振動はクラッチ板の摩擦による自励振動^{(3),(4)}であると考えられる。

そこで、発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する船舶推進軸系を、クラッチ板の摩擦を考慮した簡単なモデルに置き換え、軸系の振動に対する安定性について考えてみる。

クラッチ板の摩擦を考慮した振動モデルをFig. 10に示す。Fig. 4に示したように、発電機駆動状態での1節の固有モードは、弾性継手を境にエンジン、プロペラ側はほとんど静止し、弾性継手だけがねじられるモードとなる。したがって、弾性継手を境にエンジン、プロペラ側は近似的に固定端と考え、ばねとしては弾性継手のばねだけを考える。また減衰要素としては、エンジンおよびプロペラ部がほとんど動かないため、プロペラ減衰と機関減衰は無視でき、弾性継手以外の軸もほとんどねじられないため弾性継手よりの減衰だけを考える。Fig. 10の質点1は弾性継手から入力側クラッチ板までの質点に対応し、質点2は出力側クラッチ板から発電機ローターまでの質点に対応する。さらに、質点2は質点1と摩擦によって連結され、入力側と出力側クラッチ板間の相対すべり角速度 ω_0 で回転しているものとする。図中の記号はそれぞれ、

I_1 : 質点1の慣性質量

I_2 : 質点2の慣性質量

ω_0 : 二つのクラッチ板間の平均相対角速度

θ_1 : 質点1の絶対角変位

θ_2 : 質点2の絶対角変移

k_1 : 弾性継手のばねこわさ

C_1 : 弾性継手の減衰係数

M_0 : 発電機負荷トルク

を示す。

機関回転数および発電機負荷が一定の場合を考え、Fig. 10の振動モデルの運動方程式を導くと、次のよう

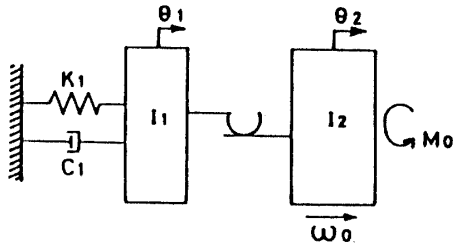


Fig. 10 Vibration model in which friction of sliding clutch was considered.

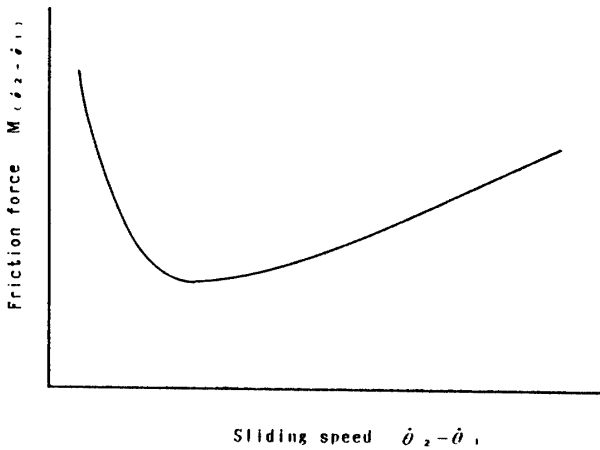


Fig. 11 Relation Between Friction force and sliding speed.

になる。

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\theta}_1 + C_1 \dot{\theta}_1 + K_1 \theta_1 - M(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) &= 0 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + M(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) &= M_0 \end{aligned} \quad (1)$$

$M(\theta_2 - \theta_1)$ はクラッチ板間の摩擦トルクであり、すべり速度の関数として与えられ、一般的にはFig. 11に示すような特性を持つ。また、

$$\theta_2 = \omega_0 t + \xi_2 \quad (2)$$

の関係、および、微小振動を考慮して、 $M(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)$ をテーラー展開すると、

$$\begin{aligned} M(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) &= M(\omega_0 + \dot{\xi}_2 - \dot{\theta}_1) \\ &\approx M(\omega_0) + (\dot{\xi}_2 - \dot{\theta}_1) \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、

$$M(\omega_0) = M_0 \quad (4)$$

と仮定し、また、

$$\theta_1 = Ae^{\lambda t} \quad (5)$$

$$\xi_2 = Be^{\lambda t} \quad (6)$$

とすると、式(1)は次のようになる。

$$\begin{pmatrix} I_1 \lambda^2 + \left(C_1 + \frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} \right) \lambda + K_1 & \frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} \\ -\frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} \lambda & I_2 \lambda^2 + \frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7)$$

特性方程式は、

$$\begin{aligned} I_1 I_2 \lambda^4 + (I_2 C_1 + (I_1 + I_2) \frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0}) \lambda^3 \\ + (I_2 K_1 + C_1 \frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0}) \lambda^2 \\ + K_1 \frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} \lambda = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

系のあいまい性を調べるために、フルビッツの判別式から安定条件を求めると、

$$I_1 I_2 > 0 \quad (9)$$

$$I_2 C_1 + (I_1 + I_2) \frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} > 0 \quad (10)$$

$$I_2 K_1 + C_1 \frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} > 0 \quad (11)$$

$$\frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} > 0 \quad (12)$$

$$C_1 (I_1 + I_2) \left(\frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} \right)^2 + (I_2 C_1^2 + K_1 I_2^2)$$

$$\frac{dM(\omega_0)}{d\omega_0} + K_1 C_1 I_2^2 > 0 \quad (13)$$

式(12)が成り立てば、他のすべての条件式は満足される。すなわち、すべりクラッチ板間の摩擦特性がFig. 11のように表わされると、摩擦特性曲線の傾きが負となる領域においてこの係は不安定とあることがわかる。

また本研究では、これまで事故の発生した軸系とほとんど同じ構造を持った軸系においても、事故の発生していない軸系が存在しているため、それらの比較を行った。その結果、事故の発生した軸系と同じ型番のすべりクラッチ装置を有し、また、固有振動数に関しても事故の発生した軸系とほとんど同じ固有振動数をもつ軸系においても、現在まで事故の発生は見られない軸系があることが確認され、事故の発生した軸系の発電機容量は事故の発生していない軸系のそれに比較して、比較的大きいことがわかった。一般に、摩擦トルク $M(\theta_2 - \theta_1)$ と $\eta \cdot (\theta_2 - \theta_1) / P$ 、(η はクラッチ板間の潤滑油の粘度、 P はクラッチ板押し付け力)との間にはFig. 11と類似した関係がある。したがって、発電機容量の大きい軸系ではクラッチ板押し付け力 P も大きくなり、摩擦特性曲線の傾きが負となるため自励振動が発生したものと考えられる。

5. 陸上試験装置による実験結果

本研究では、発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する陸上試験装置に対して実験を行い、実機例において発生したねじり振動と同様なねじり振動の発生の有無を確認するとともに、実験結果について考察した。

Fig. 12に、陸上試験装置の概略図を示す。この試験装置は、主機、第一段増速機、発電機駆動用すべりクラッチ装置を内蔵した補機駆動用増速機、および発電機によって構成されている。主機は4サイクル6シリンダディーゼル機関であり、最大連続使用馬力は1000ps/390rpm、また発電機容量は75kwである。実験とし

て、すべりクラッチ装置の入力側と出力側に相当する補機駆動用増速機の入力軸と出力軸 (図12参照) の変動トルクを測定した。その際の負荷は、発電機負荷(75kw)にブレーキ用ポンプの負荷(16.9kw)を付加して行った。

Fig. 13に、クラッチ板回転数差が5rpm, 308rpmでの実測波形例を示し、Fig. 14にクラッチ板回転数差に対する、入力軸変動トルクを示す。この図より、クラッチ板回転数差が5rpmの場合に、変動トルクが他の回転数差のときと比較して約2倍程度大きくなっていることがわかる。また、クラッチ板回転数差に対する入力軸および出力軸変動トルクの丸解析図を、それぞれFig.

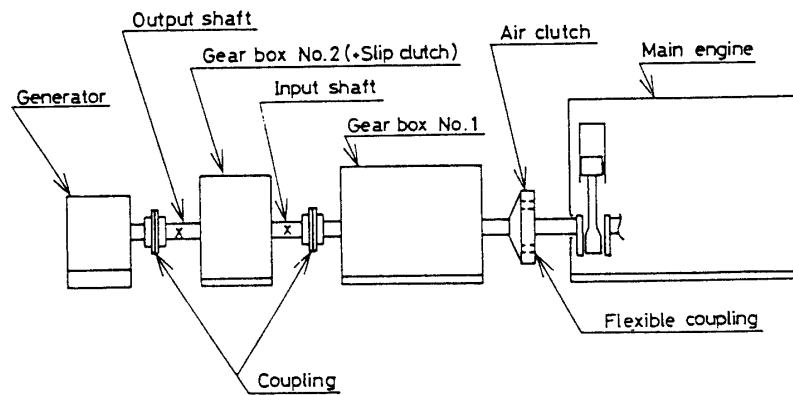


Fig. 12 Testing machine.

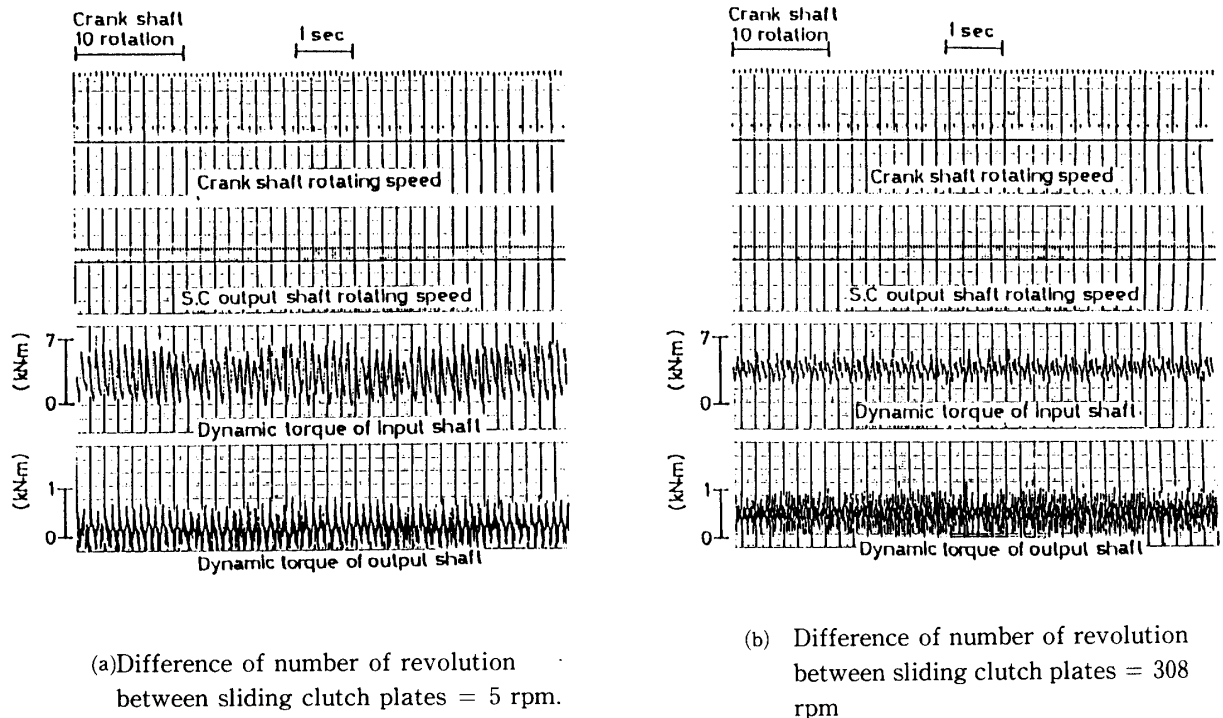


Fig. 13 Examples of torque variations.

Fig. 16に示す。Fig. 15のCsは機関回転数を示し、Fig. 16のrは発電機のローターの回転数($r = 20\text{Hz}$)を示す。Fig. 15において、機関の起振力による周波数成分が、クラッチ板回転数差330rpm付近で不連続となっているのは、第一段増速機の増速比を変えているためである。入力軸変動トルクの周波数成分は、クラッチ板回転数差が5rpmの場合を除いて、すべて機関の起振力によるものであることがわかる。しかし、クラッチ板回転数差が5rpmの場合には、関係の起振力によるものであり7.8Hzの大きな周波数成分が認められる。また、Fig. 16に示すように、出力軸変動トルクの周波数成分は、出力軸回転数すなわち発電機ローターの回転数rの1倍、2倍、3倍、4倍、6倍の成分が主成分となっていることがわかる。しかし、クラッチ板回転数差が5rpmの場合には、入力軸に現われた成分と同じ7.8Hzの周波数成分が現われていることがわかる。このクラッチ板回転数差が5rpmの場合に発生した7.8Hzの振動成分は、クラッチ板の回転数差が小さいために、摩擦による自励振動により発生したものと考えられる。また、クラッチ板回転数差が5rpmの場合を除いては、入力軸および出力軸変動トルクの周波数成分はまったく一致しておらず、すべりクラッチにより振動系は切り離されていることがわかる。

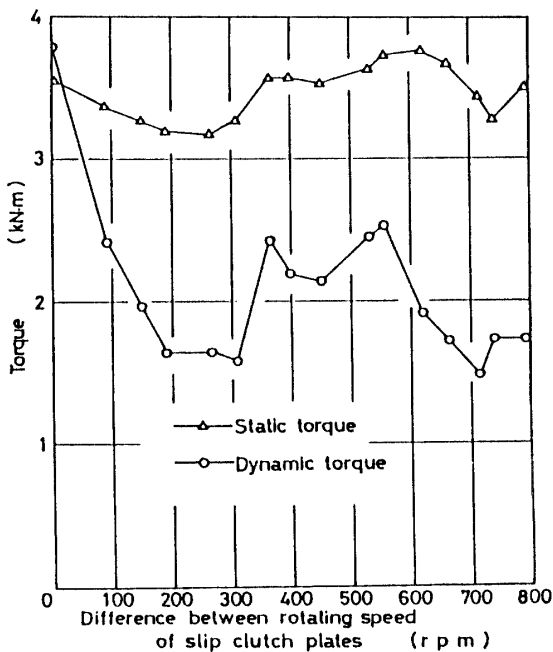


Fig. 14 Torque variation on input shaft.

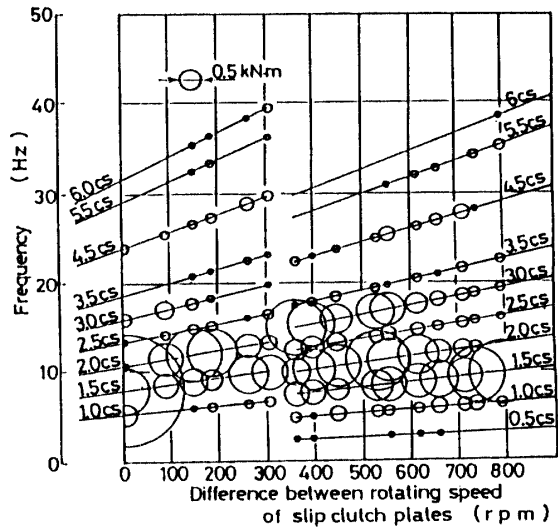


Fig. 15 Circular analysis diagram of torque variation on input shaft.

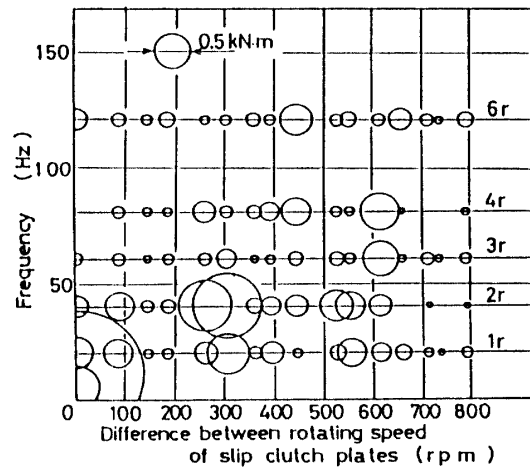


Fig. 16 Circular analysis diagram of torque variation on output shaft.

6. 結 言

以上発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する船舶推進軸系において発生した事故の原因を明らかにするため研究を行った結果、以下の結論を得た。

(1) 事故の発生した発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する二隻の船舶推進軸系に対して、実機実験結果を検討した結果、その事故原因は、発電機駆動状態において発生するねじり振動によるものであることがわかった。

(2) ディーゼル機関の起振力を考慮したねじり振動の理論解析により、発電機を駆動していない場合の弾性継手の入力軸変動トルクを計算した結果、理論解析

結果と実機実験結果はほぼ一致した。

(3) 発電機駆動状態での弾性継手入力軸変動トルクの実機実験結果と理論解析結果を比較した結果、過大なねじり振動が発生していない部分においては、実験値と理論値はほぼ一致した。しかし、過大なねじり振動の発生している部分においては、実験値と理論値は異なっている。

(4) 発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する陸上試験装置に対して実験を行った結果、摩擦による自励振動の発生が確認された。

(5) 以上のようなことから、事故原因は発電機駆動用すべりクラッチ装置のクラッチ板の摩擦による自励振動によるものであると考えられる。

参 考 文 献

- 1) 富山修, 内燃機関のねじり振動と疲れ強さ(昭31), コロナ社.
- 2) 小山陽一・高須績, 高弾性継手採用ディーゼル機関のねじり振動特性の考察(昭和49), 住友重機械技報, 22-66.
- 3) 亘理厚・杉本隆尚, 摩擦による振動, 日本機械学会論文集, 29-200.
- 4) 井上順吉, 振動機械の自己同期化について(第3報, 強制摩擦振動), 日本機械学会論文集, 35-274.
(昭和63年4月13日受理)