

船舶軸系捩れ振動問題の解決

廣 澤 眞 吾*

Solution for Torsional Vibration Problem of Ship Shafting

by Shingo Hirosawa*

Synopsis: The author had a long experience for the researches of torsional vibration during his life in the old Japanese Navy, and succeeded to solve the principle of a new device, which was used to avoid the harmful torsional vibration of ship shafting. The old Japanese Navy could be perfectly free from the above problem, by the new invention. After the 2nd. world war, the author revived a new passenger ship by equipping a flexible coupling after the main engine. Such experiences have been not yet published, which may be very useful to the ship building engineers. In this treatise, the above experiences are described with some principles.

要旨： 筆者は元海軍に於て、艦船の軸系捩れ振動の研究に多年従事して、画期的捩れ振動防止装置の理論的解明に成功して、元海軍に於ける捩れ振動問題を一掃した。第2次世界大戦後においても、弾性カップリングを主機関の直後に装備して、廃船となるべき新造の客船を救った実績がある。このような船舶の捩れ振動問題の解決に対して、筆者は論文を発表する機会を失っていたので、本誌にこれを記載して、この方面に関係のある技術者の参考供す。

1. ま え が き

ディーゼル機関が船舶用の主推進機関として採用されて、実用的に多く用いられてから約 60 年が過ぎた。従来船舶用機関として用いられた蒸気機関と比較すると、その機械効率がよく、燃料消費が半分以上で済む経済性があるので、現在においては、10 万トンを超す大型船、又は 25 ノット以上の高速を要求される高速船を除いては、全部の船舶にこのディーゼル機関が装備されるに至った。

しかしながら、このディーゼル機関を採用すると、従来なかった軸系捩れ振動の問題が起って、これを解決するために、多くの技術者により研究実験が行われたが、現在においても、この捩れ振動が原因で、推進軸が折れたり、その他の故障で苦しんでいる場合が相当に多い。

筆者は元海軍において、この捩れ振動問題の研究実験に長年従事して、後述の捩れ振動防止装置の理論的解析にも成功して、第2次世界大戦の始まる前に、元海軍のディーゼル船の捩れ振動を完全に防止した。戦時中にも、

この捩れ振動によるトラブルは全くなかった。

戦後に、この防止装置の理論的解析は論文として発表すべきであったが、その機会を失ったために、一般に利用されていない。本紀要にこの論文を始めて発表して、特に小型ディーゼル船及び漁船等のアフター・エンジン型の装備をして、捩れ振動で困って居られる方々の参考としたいと考えている。

2. 軸系固有振動数の計算

総ての振動体には固有振動数がある。捩れ振動は回転軸系に固着する回転重量により起るもので、この場合に、軸の強さ及び回転重量の分布状況により、ある一定の固有振動数がある。複雑なディーゼル・エンジン、プロペラ及びその他により構成される軸系の固有振動数を計算することは、非常に困難なもので、一般にドイツの Dr. Holzer が考案した Holzer 法によって行われている。

この Holzer 法は富山修著「内燃機関のねじり振動と疲れ強度」(コロナ社発行)に詳しく書かれているので、ここではその説明を省略する。

この Holzer 法においては、軸系の回転重量を回転半径が軸心より 1 cm の位置に集中した相当重量に換算し、

* 機械工学教授
Professor, Mechanical Engineering Division

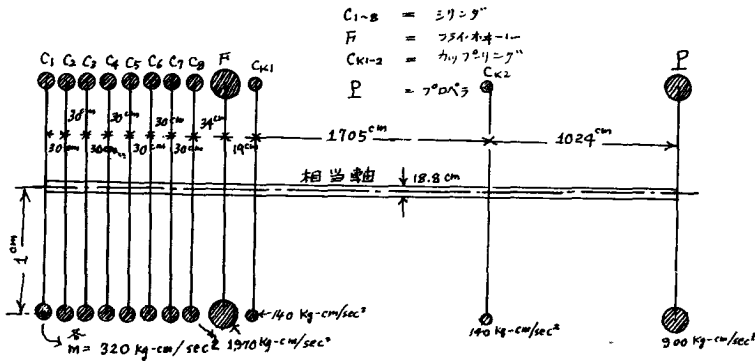


図1 高知丸の換算軸系(改正前)

これにより回転体の慣性モーメントを定める。軸は相当長さに換算する。この相当軸は下記のようにとると計算に便利である。

$$G \cdot J = 10^{10} \quad \text{kg} \cdot \text{cm}^2$$

$$G = \text{鋼材の横弾性係数} = 8.1 \times 10^5 \quad \text{kg/cm}^2$$

$$J = \text{相当軸の断面極 2 次モーメント} \quad \text{cm}^4$$

この様な相当軸に換算して、振れ関係が実物軸と同じになる様に相当長さを定める。 $G \cdot J = 10^{10} \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$ の場合に、相当軸の直径 d は 18.8 cm となる。

Holzer 法により換算された相当重量及び相当長さを後述の高知丸(改正前)の軸系に対して示すと図1のようになる。

軸に N 個の回転重量が固着する場合には、1 節, 2 節, 3 節……($N-1$) 節の ($N-1$) 個の固有振動数が存在する。1 節とは振動の節点が 1 個ある場合を示し、 x 節とは節点が x 個あることを示す。

振れ振動を発生させる起振力のサイクル数がこの x 節

の固有振動数と一致する場合には共振を生じて、振れ振動が発生する。

起振力は後述のエンジンのトルク曲線をハーモニック分析器により、正弦波ベクトルに分析した場合に、この分力ベクトルによって起る。従って、振れ振動は振動の節点の数 x と起振力となるハーモニックの分力ベクトルの次数 y との組合せで、 x 節 y 次の振れ振動となって現れる。2 サイクル・エンジンにては、整数次 (1, 2,

3 …… n 次) の振動となり、4 サイクル・エンジンにては $1/2$ の倍数次 ($\frac{1}{2}, 1, 1\frac{1}{2}, 2, 2\frac{1}{2}, \dots, n$ 次) の振動

となって現れる。この理由は後述する。

この説明の例として取りあげた高知丸のエンジンの仕様は次の通りである。

型式:	4 サイクル
シリンダ数:	8
シリンダ内径:	370 mm
軸馬力:	800 PS
回転数:	300 r. p. m.
爆発順序:	左舷機 1-4-7-6-8-5-2-3 右舷機 1-3-2-5-8-6-7-4

即ち、高知丸は 2 ケのプロペラにて推進される船で、関西汽船 K K にて昭和 32 年以後大阪—高知間の定期客船として就航している。

振れ振動の次数 y はエンジンが 1 回転する間に起こる

表 1 I 節振動共調危険回転数

固有振動数 $f_1 = 626.5$ サイクル/分

次 数	2	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	$7\frac{1}{2}$	8
回転数 r. p. m.	313	250	209	179	157	139	123	114	104	96	89	83	78

表 2 II 節振動共調危険回転数

固有振動数 $f_2 = 2,200$ サイクル/分

次 数	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	$7\frac{1}{2}$	8	$8\frac{1}{2}$	9	$9\frac{1}{2}$	10	$10\frac{1}{2}$	11	$11\frac{1}{2}$	12
回転数 r. p. m.	555	495	444	404	370	342	318	296	278	262	247	234	222	212	202	193	185

次 数	$12\frac{1}{2}$	13	$13\frac{1}{2}$
回転数 r. p. m.	178	169	163

ハーモニック分力による起振力のサイクル数を示す。

N_c = エンジンの危険回転数 r. p. m.

$f_x = n$ 節振動の固有回転数 サイクル/分

y = 次数

$$N_c = \frac{f_x}{y}$$

即ち、この危険回転数 N_c でエンジンを運転すると、 x 節 y 次の振れ振動が生ずる心配がある。

高知丸（改正前）の共振危険回転数を示すと表1及び表2のようになる。ここに示した危険回転数の総てに振れ振動が現れるものではない。実際にはⅠ節振動はプロペラのダンピングにより消滅して現れない。Ⅱ節8次が激しい振動となって現れ、この外の次数のものが僅かに現れるに過ぎない。

3. 起 振 力

図2の上部に1シリンダに対する2サイクル・エンジンのトルク曲線を示す。このトルク曲線は次に示す正弦波関数に置きかえることができる。

$$T = \text{トルク} = \vec{A}_0 + \vec{A}_1 \sin \omega t + \vec{A}_2 \sin 2\omega t + \vec{A}_3 \sin 3\omega t + \dots + \vec{A}_y \sin y\omega t + \dots$$

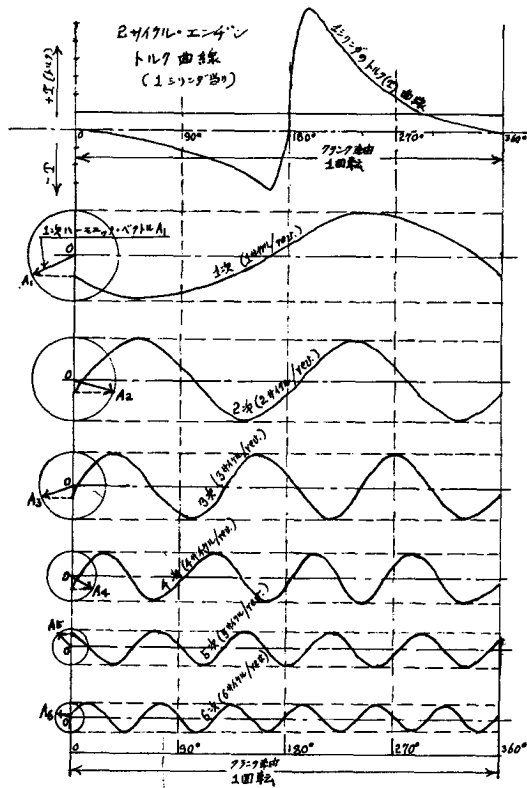


図2 2サイクル・エンジンの Harmonic 分析

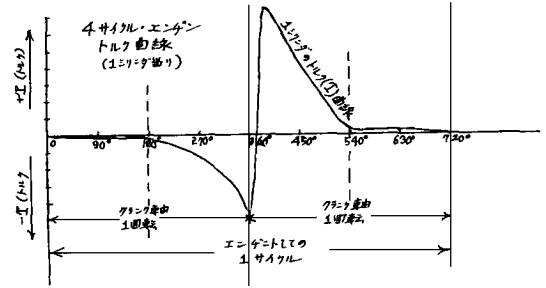


図3 4サイクル・エンジンのトルク曲線

この様な正弦波関数に分析するには、プランメータと似た形を有するハーモニック分析器を用いる。

$\vec{A}_y = y$ 次のハーモニック起振分力のベクトル

ω = クランク軸の回転角速度 rad/sec

t = 時間 sec

図2に示されるハーモニック分力の例は2サイクル機関用のものである。起振分力のベクトル \vec{A}_y は大きさと位相角とを有す。このハーモニック分力の大きさについては、ドイツの Dr. Lewis を始め多くの学者により研究されて、それぞれの論文が発表されている。これは、前

表3 ハーモニック分力のベクトル A_y の大きさ A_A

ハーモニック 分力 次数 y	ハーモニック分力 ベクトル A_y の大きさ	
	2サイクル	4サイクル
1/2	—	1.00
1	1.00	1.00
1 1/2	—	1.00
2	0.87	0.97
2 1/2	—	0.75
3	0.62	0.65
3 1/2	—	0.50
4	0.36	0.39
4 1/2	—	0.25
5	0.20	0.20
5 1/2	—	0.15
6	0.13	0.12
6 1/2	—	0.090
7	0.075	0.075
7 1/2	—	0.065
8	0.085	0.050
8 1/2	—	0.039
9	0.025	0.025
9 1/2	—	0.020
10	0.017	0.018
10 1/2	—	0.015
11	0.013	0.013
11 1/2	—	0.010
12	0.0075	0.0075

1次のベクトル A_1 を 1.00 とす

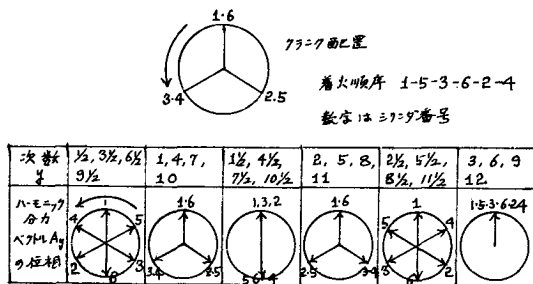


図4 4サイクル・6シリンダの場合の起振ハーモニック分力 A_y の位相図

述富山修著「内燃機関のねじり振動と疲れ強度」に詳しく書かれている。

4サイクル・エンジンのトルク曲線は図3に示すように、2サイクル・エンジンの場合と比較して、その形状が全く異っている。

エンジンの構造、運転状況により各研究者の発表したハーモニック起振分力のベクトル \vec{A}_y の大きさには多少相違があるが、これを表示すると表3のようになる。

今 y 次のハーモニック分力の起振力を考えて見ると、その最大起振分力はベクトル \vec{A}_y の大きさとなり、振動角速度は $y\omega$ rad/sec となる。従って、

$$\varphi^\circ = \text{クランクの配置角度}$$

$$\theta^\circ = y \text{ 次分力の振動位相角}$$

$$y = \text{次数}$$

$$\theta^\circ = y\varphi^\circ$$

4サイクル・6シリンダのエンジンに対して、この A_y 分力が各シリンダ間に対する振動位相角を示すと図4のようになる。これは第1シリンダを標準として、各シリンダの y 次振動の位相角を示したものである。この場合に着火順序は 1-5-3-6-2-4 である。

4. 振れ振動の予測

図5に4サイクル6シリンダ機関を据へた推進軸系の振幅曲線を示す。前記 Holzer 法の固有振動数を計算する場合に、使用した計算表より、軸系の各位置における振幅及び振れモーメントを知ることが出来る。図5には4サイクル6シリンダ機関を装備した推進軸系に対して、第1シリンダの位置における振幅を1ラジアンとして、各部の振幅を曲線にて示す。1節振動及び2節振動に対する振幅曲線を示したものである。一般に、船舶の軸系に現れる振れ振動は次のようになる。

(a) 1節振動

プロペラ部分の振幅がはなはだしく大きくなり、水の抵抗によるダンピング力が強いので、振れ振動は消滅して現われない。

(b) 2節振動

プロペラ部分の振幅が小さくて、プロペラのダンピングが殆んどないので、強い振れ振動が現われる。第1節点はフライ・ホイール付近になるのが一般である。

(c) 3節振動

固有振動数 f_n が大きいので、危険回転数が高次数のもの以外は使用回転数より高いところがあるので問題とならない。更に、高次数のものは、ハーモニック分力のベクトル \vec{A}_y が小さいので、強い振動とはならない。もしも、最大出力付近に高次数の振動が現れる場合には、注意して検討する必要がある。

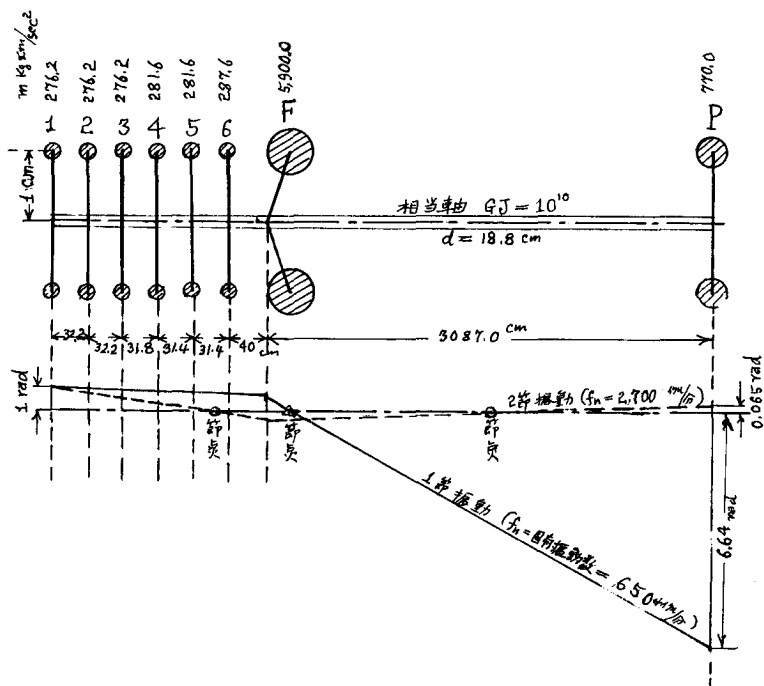


図5 振れ振動の振幅曲線

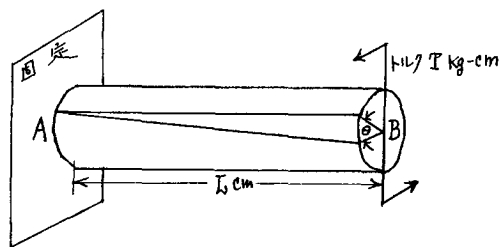


図 6 トルクと振れ角との関係

図 6 に軸に加わるトルク T と振れ角 θ との関係を示す。軸端 A は固定板に固着されているとすれば、図 5 の節点はこの A 端に相当する。

$$\theta = \frac{T \cdot L}{G \cdot J_p}$$

$T = B$ 端に加わるトルク

$L = AB$ 間の長さ

$G =$ 材料の横弾性係数

$J_p =$ 軸心に対する断面 2 次極モーメント

この場合に断面に於ける振れ角 θ は振動の振幅に比例する。

軸系の各点に於て、ハーモニック分力のベクトル \vec{A}_y により軸が振れる量は TL に比例する。従って各シリンダのハーモニック・ベクトル \vec{A}_y に節点よりこのシリンダ迄の距離を乗じたものが、合計された軸の振れ角に比例する。若しも、

$$\sum \vec{A}_y \times L = 0$$

である場合には、振れ振動は生じない。この $\sum \vec{A}_y \times L$ が或数値となれば、この軸に振れ振動が生じ得る。 $\sum \vec{A}_y \times L$ の大きさは振れ振動の振幅に比例する。

\vec{A}_y は各シリンダ間に位相を持っているので、 $\sum \vec{A}_y \times L$ はベクトル線図により図式解法により計算する方が便利である。

この TL ベクトル線図の例として図 7 を示す。この場合に、ハーモニック・ベクトル \vec{A}_y の大きさを 1 とし、各シリンダ間の相当軸の長さ l も 1 とし、2 節振動の第

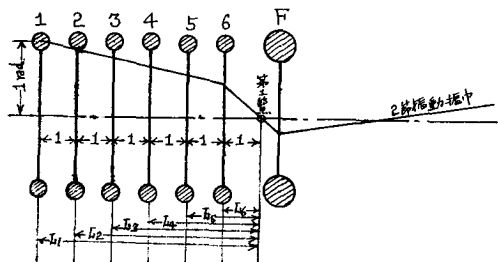


図 7 振幅曲線の例

1 節点の位置を第 6 シリンダの中心より相当長 l が 1 であるものとした。

図 8 は着火順序 1-5-3-6-2-4 とした場合の TL ベクトルの線図を示したものである。図 9 は着火順序を 1-4-2-6-5-3 としたもので、 TL ベクトルの合計は前者と異なる。この両図 TL の合計ベクトルの比大さ C_{TL} を表示すると、表 4 の如くなる。この表 4 で明かの如くに、6 シリンダ 4 サイクル機関を装備した軸系でも、エンジンのクランク配列及び着火順序を変更すると TL 合計ベクトルの比大さ C_{TL} は相当変わったものとなる。

表 4 TL 合計ベクトル比大さ C_{TL}

7 ランク角 振れ 振動次数 y	着火順序 1-5-3-6-2-4	着火順序 1-4-2-6-5-3
$\frac{1}{2}, 3\frac{1}{2}, 6\frac{1}{2}, 9\frac{1}{2}$	3.5	5.0
1, 4, 7, 10	0	3.0
$1\frac{1}{2}, 4\frac{1}{2}, 7\frac{1}{2}, 10\frac{1}{2}$	9.0	1.0
2, 5, 8, 11	0	5.0
$2\frac{1}{2}, 5\frac{1}{2}, 8\frac{1}{2}, 11\frac{1}{2}$	3.5	3.0
3, 6, 9, 12	22.0	22.0

1 シリンダより生ずる回転力トルク T をハーモニック分析した結果は表 3 に示した如くに、振動の次数 y によりハーモニック分力 \vec{A}_y の数値は次数 y により異なり、この比大さを C_A とす。振動の起振力はこの C_A と C_{TL} との積に比例する。

$$C_V = C_A \times C_{TL}$$

この C_V に比例して、振れ振動の振幅が定る。この C_V を計算して出せば、振れ振動の各次数に対して現れるべき振動の大きさが予想出来る。

図 5 に示した例題に対して、 C_V の値を表示すると表 5 の如くなる。この場合に、2 節振動をその対象とし、600 r.p.m. 以下に対する危険回転数をとりあげた。2 節の固有振動数は図 5 に示される如く、2,700 サイクル/分とした。

表 5 の如く、 C_V の比大さを計算して、軸系に現るべき振れ振動を予測する方法は、筆者が昭和 8 年に造船協会誌に「軸系の振れ振動の予測に就て」の題名の下に、その論文を発表している。

以上の如く、軸系に現るべき振れ振動の予測を立てて、これに有利な着火順序及びクランク配列をする必要があるが、着火順序及びクランク配列はエンジンのバランシングに大きな関係がある。従って、振れ振動の予測とバランシングの両方を見くらべて、最も有利なクランク配列及び着火順序を定めるべきである。

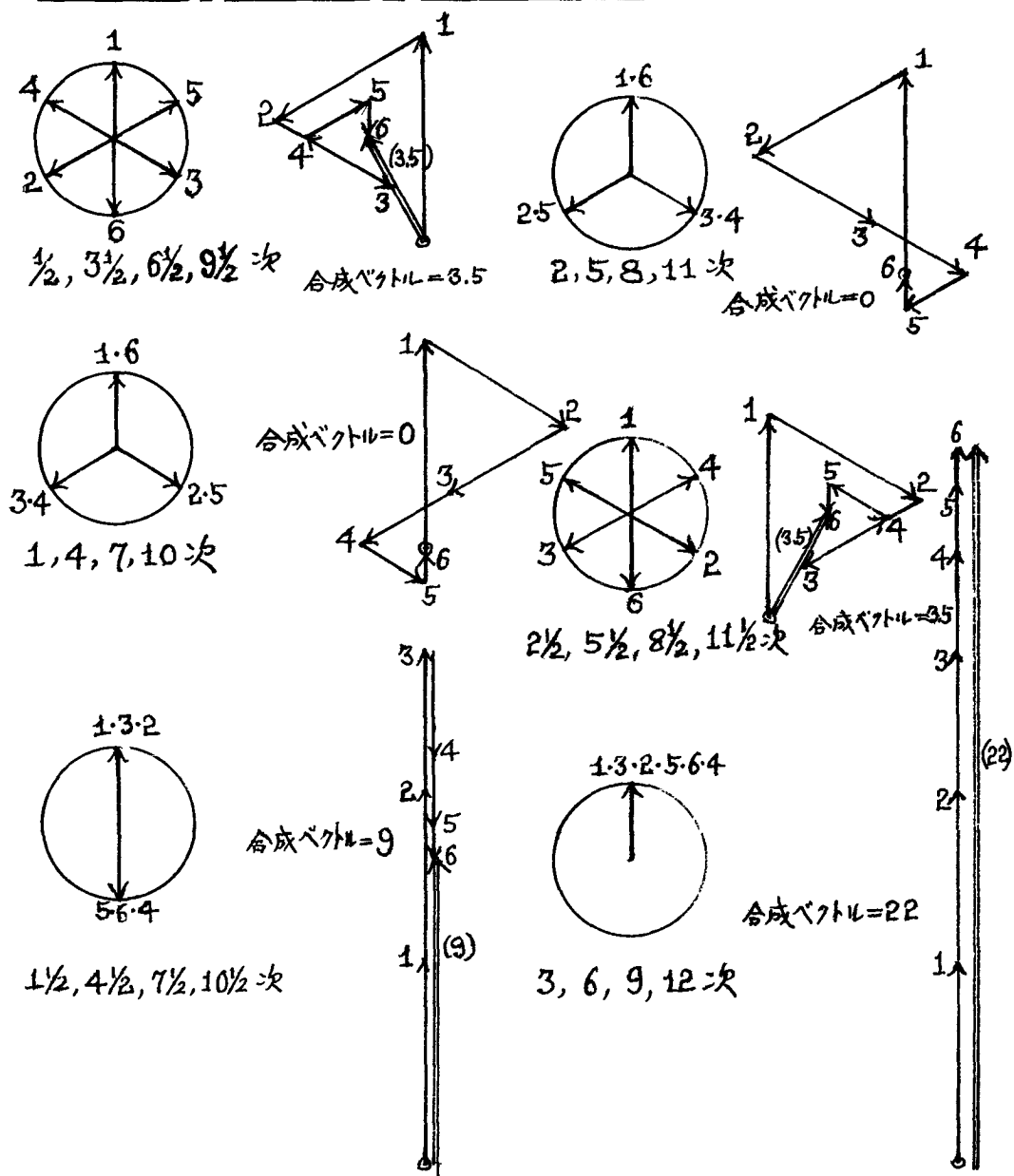
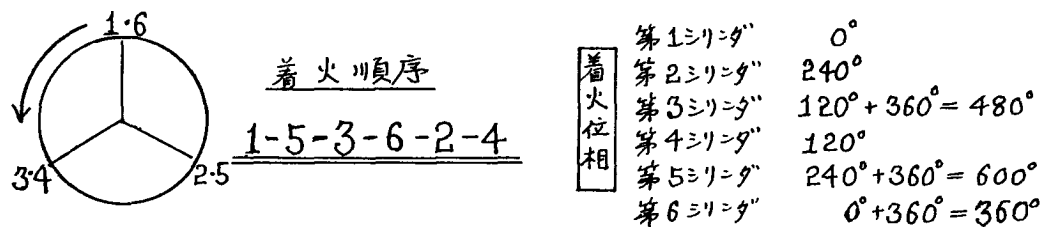
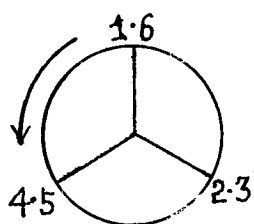


図 8 着火順序 1-5-3-6-2-4 の TL ベクトル線図



着火順序

1-4-2-6-5-3

着火位相

第1シリンダ

 0°

第2シリンダ

 240°

第3シリンダ

 $240^\circ + 360^\circ = 600^\circ$

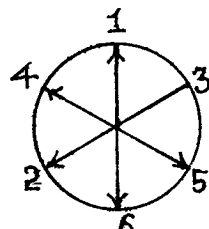
第4シリンダ

 120°

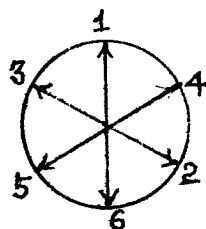
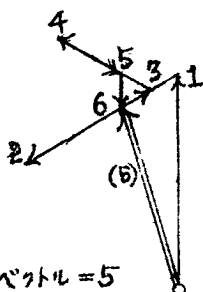
第5シリンダ

 $120^\circ + 360^\circ = 480^\circ$

第6シリンダ

 $0^\circ + 360^\circ = 360^\circ$  $1/2, 3/2, 6/2, 10/2$ 次

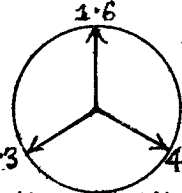
合計ベクトル = 5



2, 5, 8, 11次

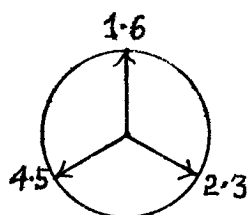
左図と対象のもの

合計ベクトル = 5



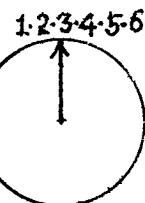
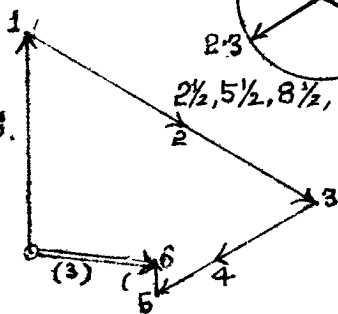
左図と対象のもの

合計ベクトル = 3



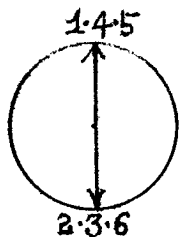
1, 4, 7, 10次

合計ベクトル = 3



3, 6, 9, 12次

合計ベクトル = 22

 $1/2, 4/2, 7/2, 10/2$ 次

合計ベクトル = 1

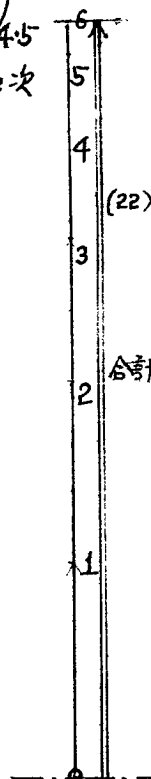
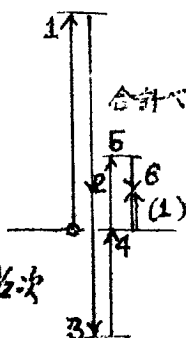


図9 着火順序 1-4-2-6-5-3 の TL ベクトル線図

表 5 起振力大さ比 C_V の比較

2 節固有振動数 2,700サイクル/分		着火順序 1-5-3-6-4-2			着火順序 1-4-2-6-5-3		
危険回転数	次数	C_{TL}	C_A	$C_V=C_A \times C_{TL}$	C_{TL}	C_A	$C_V=C_A \times C_{TL}$
600	4.5	9.0	0.250	2.25	1.0	0.250	0.25
540	5	0	0.200	0	5.0	0.200	1.00
492	5.5	3.5	0.150	0.53	3.0	0.150	0.45
450	6	22.0	0.120	2.74	22.0	0.120	2.74
415	6.5	3.5	0.090	0.31	5.0	0.090	0.45
386	7	0	0.075	0	3.0	0.075	0.23
360	7.5	9.0	0.065	0.59	1.0	0.065	0.07
338	8	0	0.050	0	5.0	0.050	0.25
330	8.5	3.5	0.039	0.14	3.0	0.039	0.12
312	9	22.0	0.025	0.55	22.0	0.025	0.55
295	9.5	3.5	0.020	0.07	5.0	0.020	0.10
270	10	0	0.018	0	3.0	0.018	0.05
267	10.5	9.0	0.015	0.13	1.0	0.015	0.02
255	11	0	0.013	0	5.0	0.013	0.06
244	11.5	3.5	0.010	0.035	3.0	0.010	0.03
233	12	22.0	0.008	0.18	22.0	0.008	0.18

8, 10, 12 シリンダ機関にては、この両者を共に満足すべきクランク配列及び着火順序を定めることが容易となる。筆者は元海軍で 12 シリンダ複動 2 サイクルエンジンで、全力 350 r.p.m. から最低速に至る迄、全然振れ振動の心配がないディーゼル・エンジンを設計した経験を有している。このエンジンはシリンダ内径 480 mm, 行程 600 mm, 軸馬力 12,000 PS で、当時は世界最大のものであった。

筆者は、更に、元海軍在職中に振れ振動試験装置を作った。圧縮空気で運転する 2 サイクル用及び 4 サイクル用のシリンダ・ユニットを作り、これを連結することにより所用の多シリンダ・エンジンとした。軸は相当長さ l が実艦船の相似となる如く選び、プロペラは水槽中で回転させた。このモデル・エンジン軸系と実際の艦船軸系との関係を、力学的に相似とした為に、両者の振れ振動測定の結果はよく一致した。数多くのクランク軸を用いて、実験した結果は、この振れ振動予測法の結果とよく一致した。残念ながら、この実験成績は終戦時に焼失したので残っていない。

5. 振れ振動の防止方法

船舶の軸系で、実用回転数内に好しくない振れ振動が現れる場合には、これを防止せねばならない。この防止法としては、軸系の回転重量を変えるか、又は相当軸長さ l を変更して、軸系の固有振動数を増減して、これにより有害の危険回転数を上下へ移動させて、実用回転数を使用上差支えないものとする。

軸系の回転重量の増減及び相当長さ l の伸縮は次の原

則の下に行う。

(a) 回転重量 m

軸系の振幅曲線を見て、節点部の回転重量を変更しても、固有振動数は全く変らない。振幅曲線で振幅の小さい位置では、回転重量を増減しても、固有振動数を変える影響は小さい。

振幅曲線で、腹点位置又は振幅の大きい位置の回転重量を変更すると、固有振動数は大幅に増減する。

(b) 軸の相当長さ l

軸系の振幅曲線で、その曲線が軸の中心線に対して大きく傾いている部分の相当軸の長さを変更すると、固有振動数

は大幅に増減する。

軸系の振幅曲線で、その曲線が軸中心線に対して平行に近い部分では、相当長さを変えても、その影響は小さく、固有振動数は殆んど増減しない。

従来、激しい振れ振動を回避する為に、はずみ車の重を減少させたり、又は推進軸の直径を増加する方法が一般にとられた。しかしながら、船舶の軸系に現れる振れ振動は前述の如く、一般に 2 節振動が主であり、図 5 に示す如く、はずみ車は第 1 節点の近くにあり、プロペラ軸もその振幅曲線が軸中心線に対して僅かの傾きをなしている。従って、はずみ車の重量減少及びプロペラ軸の相当長さの短縮は、軸系 2 節振動の固有振動数を変更するには、あまり有効でない。2 節振動の固有振動数を減少させる為には、図 5 より見て、エンジンの前端に補助はずみ車を付するか、又はエンジン後部の相当長さ l を増加することが甚だ有効である。この様に、固有振動数を低下させることにより、有害な危険回転数を下げて、実用回転数内よりこの危険回転数を外すことが有利な場合がある。この様にして、有害な危険回転数を実用回転数範囲外に追い出すことが振れ振動防止法である。

筆者が経験した、この防止方法には次の 4 種があり、夫々に対して、その理論及び実績を述べることにす。

回避装置

緩和装置

防止装置

弾性カップリング使用

6. 振れ振動回避装置

図 10 に振れ振動回避装置の構造図を示す。エンジンの前端に補助はずみ車を設けて、図 10 に示す如く、油圧シリンダにて軸と結合する。油圧シリンダに潤滑油を送れば、補助はずみ車は軸に固着（嵌）の状況になり、油を抜けば離脱（脱）の状況となる。この油は三方コックにより送られたり、抜かれたりする。

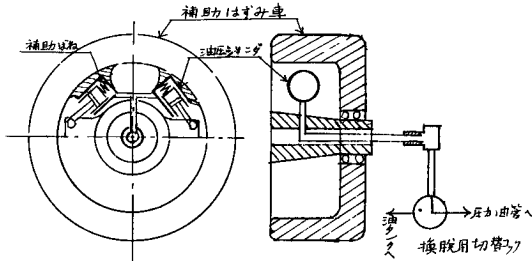


図 10 振れ振動回避装置の構造図

この振れ振動回避装置は、昭和の初年川崎造船所にて建造された元海軍の 1 等潜水艦イ 1 号乃至イ 4 号に装備されて実用された。この潜水艦に装備されたディーゼルは次の様な要目のものであった。

MAN 型 4 サイクル 10 シリンダ機関 2 台
馬力： 3,000 PS
回転数： 300 r.p.m.

ドイツ MAN 社より技術指導者として派遣されたザンドラー技師の指導の下に設計せられたもので、エンジンを補助はずみ車を嵌及び脱の 2 状況の下に使い別けて運転した。ガイゲル振れ振動記録計で、機械前端で計った結果は図 11 の如くなった。これにて、潜水艦を運行するには差支へなかった。

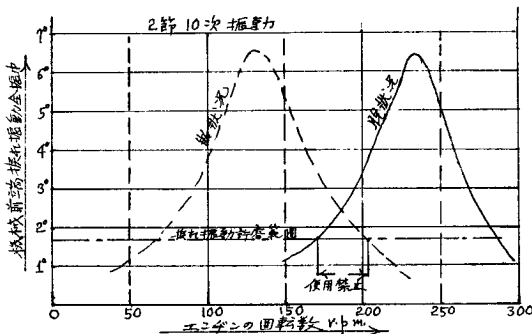


図 11 振れ振動回避装置を用いた時の振幅図

7. 振れ振動緩和装置

前記 MAN 社のザンドラー技師が考案したもので、その構造図を図 12 に示す。軸にカムを装備して、油圧

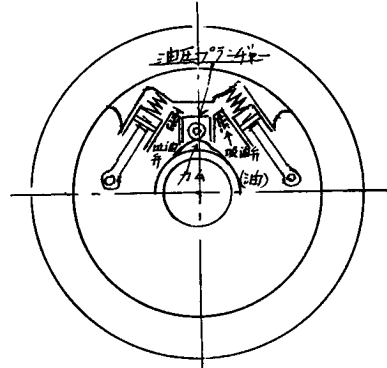


図 12 振れ振動緩和装置の構造図

プランジャーは振れ振動が起ると、このカムにより上下する。プランジャーが上下運動すると、油圧シリンダには吸入及び吐出弁が装備してあるので、このシリンダ内に油圧が生じて、補助はずみ車を軸に固着させる。振動がなければ、油圧シリンダ内の油圧は漏油により、装置内に満された油と同じ圧力となる。

この様な構造の下に、振れ振動が起ると補助はずみ車が嵌の状況となり、軸系の固有振動数が低くなるので、振動が止む。即ち、補助はずみ車を固着させたり、脱離させたりして、振動を緩和するもので、この装置を振れ振動緩和装置と名づけた。

この装置は実艦に取付けられたが、緩和状況が不充分であったので取外されるに至った。

8. 振れ振動防止装置

元海軍の駆潜艇には、4 サイクル 8 シリンダのディーゼル機関が 2 台装備されていたが、2 節 8 次の振れ振動が高回転部分に強く現れて、これを防ぐに苦心した。図 13 に示す構造のダンパーを機械の前端に取りつけて、先づ我慢の出来る程度の解決が得られた。

このダンパーはばねの強さ、油圧ダンパーのサイズ及び補助はずみ車の重量により、振れ振動を緩和す効果が

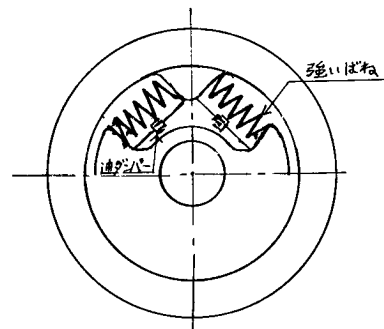


図 13 振れ振動防止装置の構造図

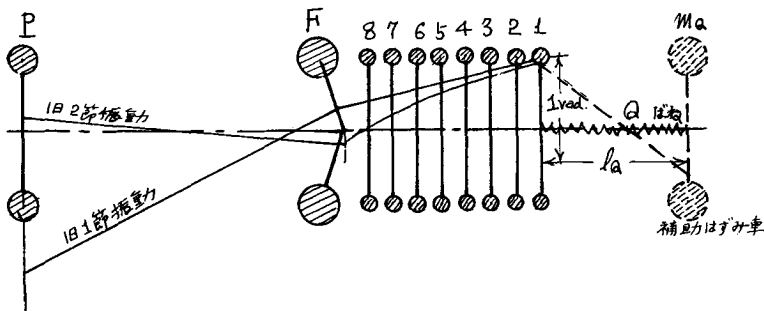


図 14 振れ振動防止装置の軸系振幅図

大幅に変わった。実際の駆潜艇を走行させて、このばね及び油圧ダンパーの改良実験を行い、多くの労力と時間とをかけて、適当な寸法を定めたものである。更に、その性能を改良すべく、実験艇を用い実験を重ねて行く中に、偶然に有害な危険振動が殆んど消滅した結果が得られた。何の原因でこの様な喜ばしい成績が得られたかは全く不明であった。

筆者は、この原因を究明する努力中に、新しい理論を発見した。これは図 14 に示す如く、補助はずみ車 m_q を強いばねで軸に結合したもので、この様なばねと補助はずみ車を付加することにより、エンジン前端とはずみ車との間に新しい節点 Q が生じて、旧 2 節振動が新 3 節振動に変わったことである。補助はずみ車の相当回転重量 m_q とばねに相当する相当長さ l_q を変えると、新しい節点 Q は軸心の前後に移動し、これと同時に新 3 節の固有振動数も大幅に変更することができる。

前記の駆潜艇の軸系に対しては、この m_q と l_q とを適当に選んで、新 3 節の固有振動数を旧 2 節振動の固有回転数より遙かに高くすることができる。その結果、有害な旧 2 節 8 次の危険回転数を全力回転数より充分に高いところへ追い上げる。この様にして、旧 2 節 8 次の振動を実用回転数より追いあげて、消滅させる。

この場合に、旧 1 節振動が新 2 節振動に変更されるが、新 2 節振動の振幅曲線を画くと、プロペラ位置の振幅が機械前端のものより数倍大きくなり、プロペラのダンピング作用にて多くの場合に新 2 節振動は消滅して現れない。

前記圧縮空気で運転されるエンジンを用いた振れ振動試験装置にて実験を行った際に、試験成績は理論計算と全く一致した。その後、実際の船舶の軸系で実験した結果も、この理論計算とよく一致した。残念ながら、この試験成績は終戦時焼失したので残っていない。

新しい 3 節振動の固有振動数を希望の数値とする為には Holzer 法による固有振動数を求める方式を応用すれば、所要 m_q と l_q の値は容易に求めることができる。

この様に、振れ振動防止の新理論が確立したので、この様なダンパーも軸系と共に正しく設計することができた。この様なダンパーを振れ振動防止装置と名づけた。戦時中に、駆潜艇、掃海艇及びその他のディーゼル船が多数建造されたが、この振れ振動防止装置を採用した為に、振れ振動によるトラブルは全く起らなかった。

尚、後述のカルデフレックス弾性カップリングを機械の前端に設けて、その前方に補助はずみ車を取付けるか、又は弾性カップリングの前端フレンジをはずみ車と 1 体のものに設計すると、この防止装置は累しく構造が簡単となり、且つ安価となる。

この振れ振動防止装置に関する新理論は終戦後に公表する機会を失して、筆者は本誌に始めて発表した次第である。

9. 弾性カップリングの使用

関西汽船 KK が大阪一高知間の定期客船として使用している高知丸は水産大学の練習船（戦後の第 1 世）を払下げて、改造したものであるが、昭和 30 年大阪の佐野安ドックで改造工事中に、この船は振れ振動の為に使用不能で、且ては、プロペラ軸を折った来歴があることが判明した。大騒ぎとなって、筆者もこの解決に協力した。

前記の振れ振動防止装置を装備することができないので、エンジンの後端に弾性カップリングとして、カルデフレックス C800 型を装備することにした。

このカルデフレックス弾性カップリングは西独 Hochreuter & Baum Maschinenfabrik 社の特許品であったが、同社の了解の下に、筆者が指導して、早川鉄工所（倒産して現在なし）で製造したものを取付けた。

カルデフレックス弾性カップリングは図 15 に示す如くに、各々 3 本のピンを対向する 2 つのフレンジに取付け、この各ピンにばね支えピース③を取りつけた。このピン①および②は円すい軸でフレンジに取付けられて、ナットを外すと、各ピンは対向するフレンジの拔出し用孔⑤を通して抜き出すことができる。図 16 に示すバンドをばね支えピース③の外周に締めつけて置くと、このばね支えピース⑤とばね④は総てが 1 体となって、軸系より取外すことができ、この際に、プロペラ軸をずらせる必要がない。カルデフレックス C800 型の主要目は次の通りである。

フレンジ外径

800 mm

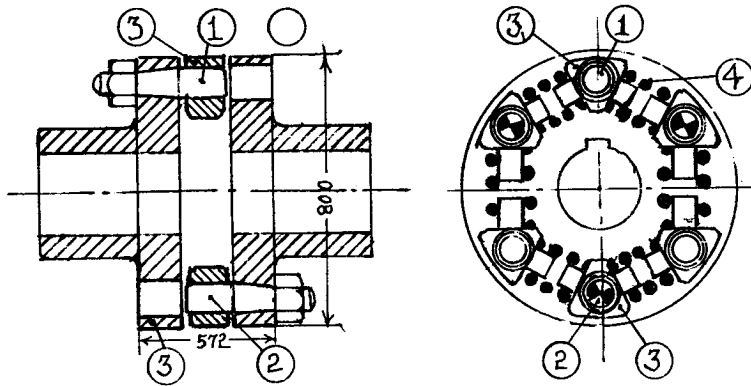


図 15 カルデフレックス弾性カップリング C 800 型

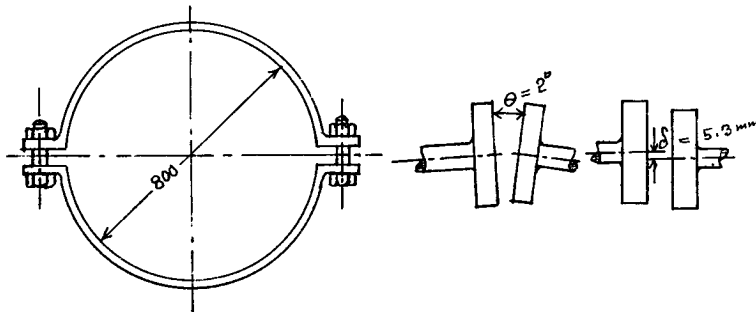


図 16 カルデフレックス弾性カップリングの分解用具と可変位

弾性内最大モーメント	5,120 m-Kg
相当長さ l_e (平均)	1,865 cm
両ばね用ピース密着迄の角度	5°
中心線の偏位許容角	2°
中心線の平行偏位量	5.3 mm

両フレンドの相対ねじれ量とその時のトルクとの関係は図 17 に示す如くなる。

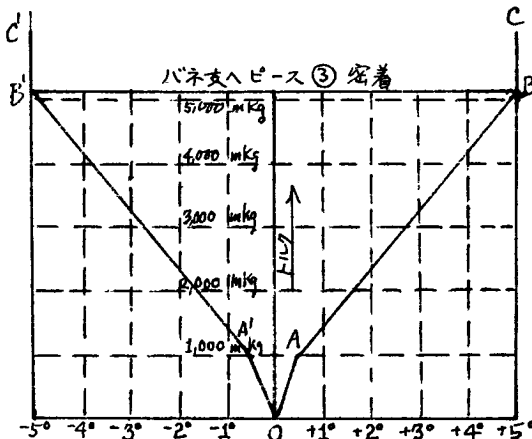


図 17 カルデフレックス弾性カップリング振れ角とトルク

0 点にてはばねは初圧縮を受けていて、両フレンドが相対的に振れると、A 又は A' 点にて、この初圧縮はなくなる。AB 間は片方のばねだけが圧縮される。B 点にて、ばね支へピースは密着する。従って、AB 間での振れ角とトルクとの変化曲線は OA 間の変化曲線と比較して、その傾き角が半分となる。

OA と AB 間における 1° 当りのトルクが異なるので、Holzer 法による相当長さ l_e も両区間で異った値となる。更に、ばね支へピースが密着した BC 間においては、この相当長さ l_e は零となる。従って、激しい振れ振動が起った場合に、1 サイクル振動中に、ばねによる相当長さが l_e が大幅に変化することになり、これは或程度の振動ダンピング作用を行う。

高知丸の推進軸系において、2 節 8 次の固有振動数及びその危険回転数は次の如くなる。

固有振動数	危険回転数
弾性カップリングなし。2,200 サイクル/分	278 r. p. m.
カルデフレックス使用。1,200 サイクル/分	150 r. p. m.

高知丸にカルデフレックス弾性カップリング C 800 型を装備した結果、有害な 2 節 8 次の危険回転数を 150 r. p. m. に低下させ、この前後 20 r. p. m. を使用禁止することにより、船の運行上差支えないものとした。

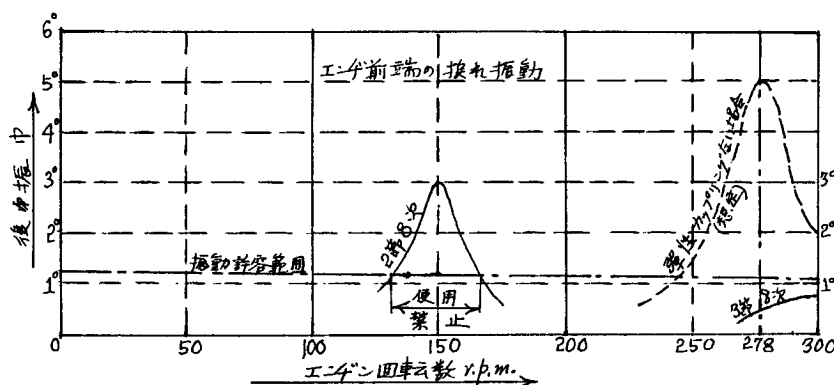


図 18 高知丸振れ振動試験成績

高知丸のエンジンの前端で記録した振振動試験の成績を図 18 に示す。3 節 8 次の固有振動数も弾性カップリング採用により低下し、図 18 に示す如く、その影響が出ている。カップリングのばねの強さを少しく増加させれば、これを 300 r. p. m. 以上に追いつけることも可能であるが、実用上差支えないので、そのままとした。

エンジンの後端に弾性カップリングを設けて、振れ振動問題を解決したのは、この高知丸が最初のものと考えられる。幸にして、カルデフレックスの如き優秀なカップリングがあったので、成功したので、今後、この方式を採用すると面白い結果が得られるものと信ずる。尚、Hochrenter & Baum 社にては W 型として 20,000 PS 級のものを市販していて、筆者は、同社において、10,000 PS 級のものの製造中状況を見学した。更に、有名な西独の Ruhrstahl AG にて 10,000 PS 級のものが大型ロール機に使用されて好評だったのも見た。高知丸に装備した弾性カップリングに使用したばねの最大荷重は 15 kg/mm² で、同船就航後カップリングの故障は全くな

かったと聞いている。

10. 結 び

ディーゼル船にては、未だ大なり小なり振れ振動の問題に悩む場合が多い。このような場合に、これを解決すべき方法を記述したものである。

エンジンのクランク軸の前方を長くして、振れ振動防止装置を取付け得られる場合には、この装置を採用することにより、有害な振れ振動の殆んど全部を使用回転数外へ追いやることのできる。

船舶軸の改造又は概製エンジンを使用することにより、振れ振動防止装置をつけることが困難な場合には、エンジンの後方に弾性カップリングを装備することにより、問題は解決できる。この方法はスペースも小さくて済み、安価で而も簡単である。

本文が船舶関係の技術者の参考となり、更に、これを発展されれば筆者の本懐とするところである。