長崎丸減速装置故障と其處置に就て

正 員 内 海 英 治

Abstract.

On the Failure of the Gearing of M.S. "Nagasaki-Maru" and her Manoeuvre.

By E. Utsumi.

The author had been once on her board before the accident in order to research the vibration of the engine and the hull, on the request of her chief engineer, who was very anxious about the extraordinary noise of the gear, which soon after broke down.

The cause of this failure is discussed in this paper according to the data obtained from the injured part and on the said voyage. It may be remarkable thing that vibration of the case cover of the damaged gear was some orders of the revolution of the H. P. pinion, and in the service sea speed there always occurred severe torsional oscillation of third degree, whose frequency also coincided with the revolution of the H. P. pinion, whose teeth seemed to have broken off firstly.

The allowable maximum speed in this injured condition was calculated elaborately by plotting many curves. The test result very nearly coincided with it.

In the appendix is shown a new simple method to calculate the torsional oscillation of the many branched geared turbine system. In this method the effect of the mass of shafting on the high degree frequency may be easily found by using a nomogram, which was drawn by the author's many days contrivance.

I. 故 障 の 顛 末

本船は昭和3年3月8日定期航路神戸上海間の航海中神戸より長崎に向ふ途上、長崎を去る約40浬の崎戸沖に於て右舷減速車を破損し、片舷機關にて長崎に入港し、三菱造船所の手にて之が修理を施したり。破損の状況は Fig. 1 に示す如し。高壓側兒齒車の turbine 側の端より 60 耗に涉り 2 枚の齒根元より缺け落ち、同じく 60 耗より 190 耗の間の 130 耗の部分は全周に涉り、高壓 pinion 低壓 pinion wheel 共皆一帯に齒先が挫かれたり。又缺け落ちたる 2 枚の齒の兩隣の齒は根元に深く crack 入り込み兩端僅に連なり將に離れんとして僅少の肉にて其の位置を保ち居れり。之に對し應急修理として pinion は高低壓兩方共端より $7\frac{1}{2}$ " に涉り齒を削り落し、wheel は破砕部の小片飛び出さざる様手入せり。之が運轉法として、破損せる方の turbine には荷重を少しく健全なる方に多くし、雙方齒車の stress が許す範圍にて最大負荷をかくる爲に造船所にて計算し 17.1 knot を出し得べきを確め、之が試運轉を行ひしに 17.207 knot の速力を得たり。此の問題は兩舷軸負荷不同にて走る問題として興味あり。因つて gear の故障の原因推定と共に列記せんとす。

II. 故 障 原 因 の 推 定

本船は定期検査の爲本年1月31日より2月21日迄三菱長崎造船所にて入渠し旁修理を行ひたり。此

破損せる gear は以前より音響著しく大にして、本船機関長武藤氏は既に此 gear の尋常ならざるを知り特に修理の際右舷減速車の音響停止を注文せられ、尙其以前に計器を以て振動を記録し置き修理後と比較せん事を慫慂せられたり。小生等 2 人命に依り本船の振動一般にわたり調査する爲め本船に乘込み Geiger's vibrograph 及 torsiograph を以て記録を取れり。姉妹船上海丸にも便乗し同様な計測を行ひたり。之等の data は故障前の状態を知り故障の原因推定に甚だ有力なる根據となれり。

破損の状態を詳細に検するに最初破損せる H. P. pinion の 2 枚の齒は折口が黒色を呈し古き鱗なることを示せり。又折口には新しき部分は甚だ小にして何れも極めて緻密なる肌理を有す。之に依りて見るに長き間の fatigue に依りて折れたるものと想像し得べし。其の他の全圓周に渉る齒先のまぐれは此の 2 枚の齒の破片が嚙合目に挟まりたるに依るものと考へらる。

破損の原因推定として次の 5 種の方面に於て考究せんとす。即ち

- a. 材質 b. 設計 c. 取扱 d. 工作 e. 其他

a. 材質

材質の調査は三菱長崎造船所材料實驗場に於て施行せり。test piece を取るべき場所なく僅に缺損せる齒の隣の crack を有する齒によりて調査せり。test piece は甚だ小なる爲試験は分析顯微鏡及び硬度の 3 種のみを行へり。

顯微鏡組織も單に兒齒車の齒先のみものに限られ、中心部の状態が不明なるにより充分適確に論斷することは不可能なるも、以上の試験範圍に於て大體次の如く推論することを得。

成 分		分 析 成 分	成 分	
成 分	%		成 分	%
炭 素	0.140		滿 倦	0.510
磷	0.028		硅 素	0.155
硫 黄	0.030		「ニ ツ ケ ル」	3.500
銅	0.074			

本材料は炭素 0.14% を含有する 3.5% 「ニツケル」鋼なるが、「ニツケル」鋼兒齒車に必要とする sorbite 組織を表はし居らず。

兒齒車の中心部は熱處理の際は冷却速度遅き爲寫眞の如き組織はあり得べきも、齒部の組織が斯の如きことは熱處理の施行せられざる事を示すべし。

兒齒車の材料は普通 0.25—0.35% C, 3.5—5.0% Ni のものにして焼入焼戻を行ひ齒部の組織を sorbitic にしてあり、硬度は「ショアー」にて 30—35 (親齒車は 25—30) なり。然るに本材は炭素の含有量少く而も焼戻しが過ぎたる爲に硬度低きものなるべし。焼戻し過ぎたるものは寫眞の如く pearlitic structure となり toughness の少き shock に對して弱き材料たるべし。本材も此の缺點を有するものと考へらる。之が幾分折損を早めたる一因なりと考へらるれ共、その爲には充分 safety factor を取り居る筈なるにより材質の多少の缺陷が折損の直接原因なりとは思考せられず。

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 4.

b. 設計

設計上より見るに普通 Parsons 社の practice の範囲内にあり。即ち同社の計算式により

$$K = \frac{p}{\sqrt{d}} = 181$$

where: p = load on teeth per inch run of pinion in lb.

d = diameter of pinion in inch.

即ち K の値は普通なり。尙 l = face length of teeth とすれば $l \div d = 4.97$ となり、之れも Parsons 社の制限 5 に近きも先づ不安全なりとは言ひ難し。強ひて言へば三菱の近來の practice に對し少し長過ぎる感あり。即ち長きものは捻捩及彎曲の爲に齒に加はる load の分布が均一を缺く恐れあり。今回の場合も turbine 側の端より折れたるは此の點に對して留意すべきを示すものなるべし。されど本船 gear は普通の practice の範囲内にあり。設計が折損の直接原因なりとは推斷し難し。

c. 取扱

取扱に就ては陸上にありて何等調査の手掛りなく、且つ又 crack の生じたるは鯨の甚だ古きにより相當昔日に在りし事なるべく、其の間如何なる事件發生せしかは窺知し得べからず。又 gear は取扱の如何によりて破損を招くべき理由は甚だ稀なるべく、又取扱の缺陷ありと認むる證據なし。

d. 工作

本船は三菱にて修理後、第 3 航海目に此故障に遭へり。前述の如く破損せる gear は以前に音響を取去る注文あり。此の爲に三菱に於ては gear の摺り合せは却つて音を増長せしめたる前例あり。且又 flexible coupling の摺り合せ及 centering の修正により音響を減じたる經驗あるに鑑み、専ら此の方面にて目的を達せんと試みたり。然れ共運轉の結果は依然として従前と大差なく如何とも手の施し様なきを啣ち居りたり。gear の出來そのものゝ悪しき爲なりと推論し居りたり。事實 pitch を計測せるに可なり差違あるを發見せるも、短時日にては之れを修正するに術なく其の儘とせり。尙又船中にて turning の際 H.P. pinion の axial movement が 1 ケ所特に $7''/1000$ あるを認めたり。されど之は他船にても新造の際は多く例あることなれば餘り意に介せざりき。されど今日より追想すれば本船の H.P. pinion は特に 1 ケ所だけ特に急激に起りしことを認めたり。

此の破損せる gear は他の同一設計に成る 3 個に比し振動甚だ大なり。Fig. 5 は此の 4 個の gear case cover の振動を示す。一目して特別なる原因が存在するは想像に餘りあり。同一設計同一條件にて之のみが振動大なるは種々の方面より觀察して工作の不良に歸する外他に途なきが如し。特に本船右舷のものは他に見ざる shock らしきものあり。

e. 其の他

本船に乗込み振動を研究せるに gear case の音響の大なる理由は 2 つあることを歸納し得たり。その主因は H.P. pinion に 1 ケ所又は數ヶ所の嚙合不正ある事にして、其の従因は shafting の torsional

船名		長崎丸	上海丸
PINION			
P	H.P.
	L.P.
S	H.P.
	L.P.

Fig. 5

(注意) Fig. 6 中の上部の波は時間を示すものなり。1500/4 の 1500 は 1 つの波が $\frac{1}{1500}$ を示し 4 は下の波の振幅が 4 倍大なることを示す。以下同様なり。

oscillation が turbine の回轉 service power 附近の 2700 回轉に於て共調し得ることなり。尙又 gear case cover は最も振動大にして音響を發する根原地なるが、此の自然振動數が torsional oscillation の period と相接近し居りたり。最初 torsional oscillation を計測せるに、service power に於て常に Fig. 6 の如き振動あり。又此の振動は低速度に於て幾回も現れたり。その振動數は常に同一なりき。其の振幅と回轉數(軸)との關係を曲線に plot すれば Fig. 9 の如し。其の振原力を H.P. 及 L.P. pinion の嚙合不正が 1 圓周上に 1 ケ所或は數ヶ所ありて、之れが gear wheel に shock を與ふるものと假定すれば、Fig. 9 の性質が良く一致することを發見せり。即ちその計算は次の如し。

Order	H.P. pinion より起るもの		L.P. pinion より起るもの	
	計	算	計	算
1	2700	143 = 189	2700	914 = 295
2	189	2 = 94.5	295	2 = 148
3	189	3 = 63	295	3 = 98.5
4	189	4 = 47.3	295	4 = 74
5	189	5 = 37.8	295	5 = 59
6			295	6 = 49.2

實際
194
94
64
?
35

實際
なし
158
94
?
?

Fig. 9.

以上の計算中 14.3 及 9.14 は H.P. 及 L.P. の gear ratio なり。即ち H.P. & L.P. pinion に 1 ケ所又は數ヶ所の嚙合不正があり。之が torsional oscillation の原因なりと假定すれば Fig. 9 の實測成績は皆説明し得べし。即ち兩方の pinion に嚙合不正があるべしとは故障前に結論し得たる所なり。H.P. pinion 1 回に對して 1 回の振動は(194回轉)他の何れよりも振幅大なるに依り此の不正が最大なるは直に首肯し得べし。即ち H.P. pinion に 1 ケ所最大なる嚙合不正あり。

Appendix の計算にて出したる本船の torsional oscillation の frequency 次の如し。

Degree	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
Freq./min.	282	1523	2750	4250	5500	8250

又本船定期修理の際降揚して gear case cover の振動數を計測せるにその degree は不明なるも次の如き値を得たり。

Freq./min.	6000	9400	18000
------------	------	------	-------

torsional oscillation を實測せるものは 270—280 及 2700—2900 位なり。其の他は計測に現れず。是れは計測位置が中間軸のほぼ中央にて測りたると其の當時上部の計出せる値は出來居らざるにより注意せざると、何分客を乗せて航海中なれば計測の爲に回轉の變化を要求する能はずして、機會を捕へ得ざりしによるものなり。各 degree 毎に node 異なるにより計測の位置も夫々適當に選ばざるべか

Fig. 10

Fig. 11

Fig. 12.

らず。振幅の最大なる位置にて計測するが最も有効なるべし。Appendix に本船推進系統の node の位置を示したり此の事を豫め知りて計測すれば或は他の振動數も發見し得たるべし。然るに gear case cover の振動を計測せるものに不思議にも torsional oscillation と一致し或は夫に近き振動あるを發見せり (Fig. 5, 10, 11, 12)。geared system に於て torsional oscillation が發生すれば pinion bearing に vibrating force を與へ gear case cover を振動せしむることは明かなり。之等の振動は cover の natural frequency に近き事も或は振幅を増大せしものならんも、torsional vibration は最も振動の energy を蓄へ得べく強力なる振動を發生すべし。故に此の場合も此の gear case の振動は torsional oscillation を表はすものと見るが至當なるべし。

以上の如く本船は不幸にして平常航海の回轉數に於て高壓タービンの回轉が軸の torsional vibration の frequency

と一致し、pinion の嚙合が1ヶ所不正あれば直ちに振動を戟發し易き傾向あり。之れが齒の無理を幾倍にも助長したるべし。

又以上の gear case cover の振動が torsional oscillation と一致することは注目に値すべし。即ち甚だ不規則なりと思考せらるる gear case cover の振動の如きも精細に調査すれば以上の如し。他船に於ても或は斯かる事實が存するに非ざるやと想像せらるゝものなり。

之を要するに、故障の原因として最も不利なる點を擧ぐれば、

1. 最初に破損せる H.P. pinion は他のものに比し最初より嚙合甚だしく悪しきこと。
2. 平常航海速力に於て H.P. pinion の嚙合不正は激しき torsional oscillation を戟發したること。本船の故障によりて吾々造船技術家として學び得たる點は

1. gear の音の烈しきものは危険なる状態に在るを認め、何處に缺點ありや充分調査すること。
2. torsional oscillation に對しては充分設計の際考慮すべきこと。成るべく pinion の回轉と共調せざる様設計すること。

3. gear の音の烈しきは齒に shock を與ふるものと見做し、其の爲に fatigue を起し壽命の長からざらんことを恐るべきこと。

序に此の破損せる右舷 gear は wheel を三菱長崎造船所の手にて新製し、兩 pinion は船備付の spare を組立て、本年6月10日長崎港外に於て試運轉の結果は Fig. 12 a の如し。即ち左舷の良好なる

gear と大差なきを得たり。尙 Fig. 5 を参照せらるべし。

Fig. 12 a 倍率 12.

III. 應 急 處 置

當分の間、此の破損せる減速車を働かしめて幾何の速力を出し得るかに就て、造船所に對して其の計算方を依頼せられたり。

是は甚だ煩雜なるものにして、問題は turbine 及 propulsion の2つの方面に涉り、簡單なる數學式にて解く事を得ず。即ち一々曲線を以て計算せざるべからず。本節は秀島、鈴木兩氏の研究なり。運轉方法は破損せる右舷機には load を少くし、左舷機には load を大にし兩方共無理を來たさざる程度に最大なる load をかけんとするものなり。かゝる場合は左舷は右舷を引摺り、平常回轉よりは同じ蒸氣壓力に對して回轉減少し、thrust 及 driving torque 著しく増加すべし。又破損せる右舷機は左舷に引摺られ回轉は平常よりは多かるべし。吾々は以上のことを念頭に置き次の如き limiting condition を與へたり。

1. 左右兩舷機とも gear の齒にかゝる abrading stress を平常以上に上げざること。
2. 左舷の thrust を平常以上に上げざること。

以上の制限を與へて計算を進めたり。第1に軸回轉と速力の關係を出すに、最初は此の右舷左舷に如何なる割合に馬力を分配すべきかは未知なるに依り、其の比を種々に變へたる場合を考へたり。

今 P_p を port の出馬力とし P_s を starboard の出馬力とし、

$\delta = \frac{P_p}{P_p + P_s}$ なる値を取り、 $\delta = .7, .75, .8$ の3種に取る。Fig. 13 は試運轉成績より propulsive coefficient を assume して得たる兩舷の power ratio δ に對して速力對馬力及回轉を示すものなり。此の圖によりて兩舷の馬力を變化して航行する場合の回轉、馬力及速力を知り得べし。

次に engine 側として turbine の特性を考へざるべからず。即ち

1. 本船は H.P. 及 L.P. turbine との2筒式 geared turbine なり。turbine の initial pressure の變化によりて H.P. 及 L.P. turbine の出馬力の割合は著しく變化するものなり。之れを power ratio とす。即ち L.P. turbine の出馬力と H.P. turbine の出馬力との比なり。load の大なるときは L.P. 側多く荷ひ load 減少すれば H.P. が多く荷ふものなり。試運轉より得たる S.H.P. と power ratio は計算に依れば Fig. 14 の如し。同一蒸氣壓力にて回轉が多少變化するも效率は大なる變化なきこと、效率が變化するも H.P., L.P. 同率に變化するものとし、吾々は此の曲線の値を回轉の異なる場合にも應用し回轉に無關係なりとす。

2. gear の abrading stress を次の式にて計算す。

FIG. 14.

FIG. 15. ABR. STRESS $\int = \frac{5555}{d} \sqrt{\frac{W^3}{V}}$ LOAD PER IN.

$$f = \frac{55.55}{d} \sqrt{\frac{w^3}{v}} \quad (\text{Engineering, Oct. 13, 1922.})$$

where f = abrading stress lbs./in.

d = diameter of pinion in inch.

v = peripheral velocity of teeth ft./sec.

w = load per inch run of face lbs./in.

破損せる gear の pinion は 1 傾斜面部なれ共 double helical gear なるが故に兩傾斜面部の tangential force は常に平均して同等なるが故に、一方に缺所有れば他も之と同様なる缺所有りと見做して有効部を計算せざるべからず。本船のは總齒幅 34 時のものが一方 $7\frac{1}{2}$ " 無効となりたれば、有効幅は $34 - 7.5 \times 2 = 19$ " となりたり。即ち有効比は $\frac{19}{34} = .559$ となる。

3. Fig. 15 は 1 軸にて示す各馬力に対し Fig. 14 の power ratio を考へて回轉を種々に變じたる場合の abrading stress を示す。平常狀態に於ける abrading stress は約 7,000 lbs./in. なり。

Fig. 15 にて abrading stress 約 7,000 lbs./in. の ordinate に交る回轉を取りて馬力對回轉の曲線を得べし。Fig. 16 & 17 是なり。即ち Fig. 16 は undamaged gear の abrading stress 7,000 lbs./in. に取りたる場合の回轉對馬力の曲線を示す。Fig. 17 は damaged gear 右舷の同様な性能を示す。

4. Fig. 16 に吾々は負荷異なる場合の Fig. 13 の 回轉對馬力の曲線の點を plot すれば、即ち $\delta = .8, .75, .7$ の線を引けば、その stress 7,000 lbs./in. の線と交る點は各々 stress 7,000 lbs./in. にて出し得る馬力及回轉を示すべし。圖にて知るが如く $\delta = .8$ は $\delta = .7$ の場合に比し undamaged gear は多くの load を荷ふにより回轉落ち、gear の stress 同一なれば馬力の減少することを示すものなり。Fig. 17 は damaged gear に対して同様な手順を取りたるものなり。之に依りて各 δ の値に對して回轉の許容最大値を得べし。

茲に又 Fig. 13 に戻り此の最大許容回轉を各 damaged 及 undamaged gear に対して plot し得べし。同一 slip speed に對して δ の等しき他の gear の回轉線上に 此の limit を移せば 2 つの limiting

lineを得、其の交點は吾々の要求する gear の abrading stress 7,000 lbs./[]" にて得らるべき maximum ship speed 及 δ の値を得べし。即ち其の結果は

Ship speed 17.1, $\delta = .76$
 Damaged gear の max. revolution 158
 Undamaged gear の " " 198

此の場合の thrust に対しては大なる不安なきを知りたり。

以上の計算を以て運轉の結果は

長崎丸試運轉成績

昭和3年3月11日施行

右舷機 減速装置破損したるに依り損傷部を取除き負荷を減じて運轉す。

左舷機 負荷の大部分を負担せしめて運轉す。

	Time	Speed of Ship	R P M of Propeller		Steam Pressure lbs / []"				Vacuum at Top of Cond'r		Remarks
					H P Chest		L.P. Chest				
			P	S	P	S	P	S	P	S	
1	1° - 47'	16 422	190-200	168	110	55	3	- 8	- 29	- 29	Mile Post
2	2° - 3'	17 992	200	170	160	55	2~3.5	- 8	- 29	- 29	Mile Post
Mean		17 207	200	169	160	55	3	- 8	- 29	- 29	
1	1° - 30'		18	160	158	55	1.5	- 8.5	- 29	- 29	

—は真空時を示す

運轉成績表中 starboard の回轉多きは L.P. turbine に by pass steam を通したる爲なり。此の爲 speed は約 .107 浬増加せり。

終りに臨み、本船の振動調査に對し最初より勸誘指導せられ本文作成の基を得せしめられたる機關長武藤氏に對し、並に本船便乗を許可せられ三菱造船所をして技術上甚だ有益なる研究を成さしめられたる日本郵船會社に對し、深く感謝の意を表す。

Appendix. Torsional Oscillation の計算

Fig. 18

今 n_1, n_2 を各剛體の mass moment of inertia とし $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ を振動の amplitude とす。 C_{12}, C_{23} は各 mass 間の shaft の rigidity とす。振動が最大振幅に來りたるときの extreme position に於て考ふるに shaft C_{12} に來るべき moment は $C_{12}(\alpha_1 - \alpha_2)$ なり。

故に m_1 の受くる unit angle twisting に對する moment resistance は $C = \frac{C_1'(\alpha_1 - \alpha_2)}{\alpha_1}$ なり。故に此の m_1 の natural frequency は (radian/sec.)

$$w_1 = \sqrt{\frac{C}{m_1}} = \sqrt{\frac{C_1'(\alpha_1 - \alpha_2)}{m_1 \alpha_1}} \quad \text{OR} \quad u_1^2 = \frac{C_1'(\alpha_1 - \alpha_2)}{m_1 \alpha_1}$$

同様に m_2 に對しては

$$w_2^2 = \frac{-C_{12}'(\alpha_1 - \alpha_2) + C_{23}'(\alpha_2 - \alpha_3)}{m_2 \alpha_2}$$

此等の式を $w = w_1 = w_2 = w_3 \dots$ と置けば此の system の natural frequency を得べし。同様にして吾々は本船の場合の如き geared turbine の system に推し進めんとす。

M_P, M_G, M_H, M_L を夫れぞれ propeller, gear, H.P. turbine rotor, L.P. turbine rotor の mass moment of inertia とす。
 C_S, C_H, C_L は夫々 shaft の rigidity とす。 α は amplitude とす。

K_H, K_L は夫々の gear ratio とす。

Fig. 19

$$w_2 = \frac{C_S(\alpha_P - \alpha_G)}{M_P \alpha_P} = \frac{-C_S'(\alpha_P - \alpha_G) + K_H C_H(K_H \alpha_G - \alpha_H) + K_L C_L(K_L \alpha_G - \alpha_L)}{M_G \alpha_G}$$

$$= \frac{-C_H(K_H \alpha_G - \alpha_H)}{M_H \alpha_H} = \frac{-C_L(K_L \alpha_G - \alpha_L)}{M_L \alpha_L}$$

若し $\frac{\alpha_G}{\alpha_P} = x$ $\frac{K_H \alpha_G}{\alpha_H} = y$ $\frac{K_L \alpha_G}{\alpha_L} = z$ とすれば

$$w^2 = \frac{C_S}{M_P}(1-x) = \frac{C_S}{M_G}(1-\frac{1}{x}) + K_H^2 \frac{C_H}{M_G}(1-\frac{1}{y}) + K_L^2 \frac{C_L}{M_G}(1-\frac{1}{z})$$

$$= \frac{C_H}{M_H}(1-y) = \frac{C_L}{M_L}(1-z) \dots \dots \dots (1)$$

$$\therefore x = 1 - \frac{M_P}{C_S} w^2 \quad y = 1 - \frac{M_H}{C_H} w^2 \quad z = 1 - \frac{M_L}{C_L} w^2 \dots \dots \dots (2)$$

$$\therefore 1 - \frac{1}{x} = - \frac{\frac{M_P}{C_S} w^2}{1 - \frac{M_P}{C_S} w^2} \quad 1 - \frac{1}{y} = - \frac{\frac{M_H}{C_H} w^2}{1 - \frac{M_H}{C_H} w^2}$$

$$1 - \frac{1}{z} = - \frac{\frac{M_L}{C_L} w^2}{1 - \frac{M_L}{C_L} w^2}$$

$$\therefore 1 + \frac{\frac{C_s}{M_g}}{\frac{C_s}{M_p} - w^2} + \frac{\frac{K_H^2 C_H}{M_g}}{\frac{C_H}{M_H} - w^2} + \frac{\frac{K_L^2 C_L}{M_g}}{\frac{C_L}{M_L} - w^2} = 0 \dots\dots\dots (3)$$

本船の場合の numerical value は

$$M_P = 2.0 \times 10^4 \text{ lb.in.} \quad M_g = 9.65 \times 10^4 \quad M_H = .076 \times 10^4 \quad M_L = .811 \times 10^4$$

$$C_s = 17.23 \times 10^3 \text{ in.lb.} \quad C_H = 46.8 \times 10^6 \quad C_L = 60.3 \times 10^6 \quad K_H = 14.3 \quad K_L = 9.14$$

此の式を解きて吾々は 大約

$w = 29.5, \quad 149.1, \quad 445$ の3つの値を得。

上式に於ては shafing の mass の影響は入らず。higher frequency の計算に對しては此の影響甚だ大なり。此の計算をする爲めに次の如き公式を導かんとす。Engineering, Dec. 9, 1910, Morley の式は次の如し。

$$\alpha = C \cos mx + B \sin mx$$

$$\text{where } m^2 = \frac{W}{g} \frac{\lambda^2}{AN}$$

$$\lambda = \frac{\pi}{30} \text{ radian/sec. 上式の } w \text{ なり}$$

$$n = \text{frequency/min.}$$

$$\alpha = \text{amplitude in position } x$$

$$W = \text{weight of shaft per unit length.}$$

$$N = \text{modulus of rigidity.}$$

$$A = \text{sectional area of shaft.}$$

$$C \& B \text{ constant to be determined from end conditions.}$$

以上の式を吾々の要求に適ふ如く變形せんとす。

$$\text{propeller end に於て} \quad , x=0 \quad \alpha = \alpha_1 \quad \text{torque } T_1$$

$$\text{gear end に於て} \quad x=l \quad \alpha = \alpha_2 \quad \text{torque } T_2$$

さて $T = NJ \frac{d\alpha}{dx}$ なる關係あり。J は shaft の moment of inertia とす。然るときは計算の結果

$$C = \alpha_1 \quad B = \frac{\alpha_2 - \alpha_1 \cos ml}{\sin ml}$$

$$\frac{T_1}{\alpha_1} = NJm \frac{\frac{\alpha_2}{\alpha_1} - \cos ml}{\sin ml}$$

$$\frac{T_2}{\alpha_2} = NJm \frac{\frac{\alpha_1}{\alpha_2} - \cos ml}{\sin ml}$$

$\frac{T_1}{\alpha_1}, \frac{T_2}{\alpha_2}$ を知れば吾々は propeller 及 gear の natural frequency を求むる式に編入することを得べし。

以上の式は甚だ複雑なれば

$$\text{今 } p = \frac{\frac{\alpha_2}{\alpha_1} - \cos ml}{\sin ml} \quad q = -\frac{\frac{\alpha_1}{\alpha_2} - \cos ml}{\sin ml} \quad \text{とし}$$

ml 及 p を知れば直ちに q を知り得る nomogram を作らんとす。 p 及び q の式より $\frac{\alpha_2}{\alpha_1}$ を消去すれば

$$pq - (p - q) \cot ml + 1 = 0$$

此の式を次の如き determinant に導くことを得。

$$\begin{vmatrix} \frac{2}{2+p^2} - \frac{\sqrt{2}p}{2+p^2} & 1 \\ \frac{2}{2+q^2} + \frac{\sqrt{2}q}{2+q^2} & 1 \\ 2 & \sqrt{2} \cot ml & 1 \end{vmatrix} = 0$$

之を nomogram とすれば Fig. 20 の如し。即ち

$$x = \frac{2}{2+p^2} \quad y = \frac{-\sqrt{2}p}{2+p^2}$$

$$x = \frac{2}{2+q^2} \quad y = \frac{\sqrt{2}q}{2+q^2}$$

$$x = 2 \quad y = \sqrt{2} \cot ml$$

なる3つの曲線を畫けば可なるべし。此の $\cot ml$ の scale は $ml = \pi, 2\pi, 3\pi$ と π 毎に折返して往復するにより π にて割りたる $\frac{ml}{\pi}$ の値をも入れた。即ち $ml = 1.57$ と $ml = 4.71$ とは $\frac{1.57}{\pi} = .5$ $\frac{4.71}{\pi} = 1.5$ と同じ場所を用ふべし。

偕て本論に戻り propeller の frequency は

$$w_p^2 = \frac{-\frac{T_1}{\alpha_1}}{M_p} = \frac{NJm}{M_p}(-p) \dots \dots \dots (4)$$

Fig. 20.

1ST. DEGREE 4TH. DEGREE 2ND. DEGREE

Fig. 21~26

5TH. DEGREE 3RD. DEGREE 6TH. DEGREE

上面中 X 印が NODEヲ示ス

但し $-p$ は Morley の式と吾々の式とは torque の方向反對なるが故に斯くす。

gear の frequency は

$$w_g^2 = \frac{NJmq}{M_g} - K_H^2 \frac{C_H}{M_g} \frac{w^2}{\frac{C_H}{M_H} - w^2} - K_L^2 \frac{C_L}{M_g} \frac{w^2}{\frac{C_L}{M_L} - w^2} \dots\dots\dots (5)$$

$$NJm = \frac{NJ}{l} ml \quad \frac{NJ}{l} \div C_s \quad ml \div w \sqrt{\frac{M_s}{C_s}} \dots\dots\dots (6)$$

where M_s = total mass of shafting

shafting が flange 或は其の他の直径異なる部分を含むものゝ mass inertia は最初 uniform shaft として考へ flange の影響だけ割合を以て増加すべし。

本船の numerical value $M_s = .205 \times 10^4$ とすれば

$$ml = .0109w \dots\dots\dots (6a)$$

$$w^2 = \frac{\frac{T_1}{\alpha_1}}{M_1} = 9.39w(-p) \dots\dots\dots (4a)$$

$$\frac{\frac{T_2}{\alpha_2}}{M_g} = 1.945wq$$

故に吾々は振動の式(7)は本船の種々の數値を入れるれば

$$w^2 = 9.39w(-p) = 1.945wq - \frac{9.9 \times 10^4 w^2}{6.17 \times 10^4 - w^2} - \frac{5.23 \times 10^4 w^2}{.742 \times 10^4 - w^2}$$

$$\text{or } 1 = \frac{9.39}{w}(-p) = \frac{1.945}{w}q - \frac{9.9 \times 10^4}{6.17 \times 10^4 - w^2} - \frac{5.23 \times 10^4}{.742 \times 10^4 - w^2} \dots\dots\dots (7)$$

此式にて 1つの假定 w の値に對して、(4a) 式より $(-p)$ の値を得、(6a) 式より ml の値を得、nomogram より q の値を得、之れを上式に當嵌めて之を種々試みて上式を満足する w の値を得べし。其の graphical solution は Fig. 27 の如し。圖にて示す如く實際には low frequency のものは(3)式にて示したるものに等しく、又高次のものにて shafting を入れたる爲めに現はるゝ振動は $ml = \pi, 2\pi$ のときに等し。又式にて示したるは其の儘存在すべし。斯くして得たる答は

	Degree	1	2	3	4	5	6
Revolving speed radian/sec.	w	= 29.5	149.1	288	445	577	864.....
Frequency/min.	$n = 9.55w$	= 282	1523	2750	4250	5500	8250.....

各 degree の node の位置は Fig. 21—26 の如し。尙(1)式に示す方法を擴張して 2 段減速装置或は如何に多枝に互る系統も容易に計算し得べし。

討 論

○會長(今岡純一郎君) 是に就て御討論なり御質問がありましたら御述べを願ひます……ありませぬか……此論文は只今御述べになりました如く造船會社等の有力なる方々が斯の如き有益なる御研究の結果を御發表下さいましたことは、頗る有難い次第であります。諸君と共に拍手を以て御禮を申し上げたいと思ひます。

(拍手起る)