

クランク軸の破壊について*

有田 進・中野 正

On the Fatigue of Crank Shaft

By

Susumu ARITA and Tadashi NAKANO

The greater part of the damages to marine engines at sea are caused by the fatigue of the cranks of two or three cylinder semi diesel engines. On account of their limited bending modulus, and unbalanced forces or moments, the engines undergo bending vibrations in the course of run in consequence of which the main bearings become overheated. Thus the crank shafts suffer from fatigue by the alternate bending stresses brought about by excessive clearances. These phenomena are closely related to the free vibration of wooden ships, becoming more pronounced with their age; they resonate with the frequency of engines, until the danger of damage of ships or engines will set in.

The present authors report effects of the vibration of ships, mostly wooden, upon their crank shafts.

§ 1 緒 論

船体振動が軸系に如何に影響するかという問題について、既に発生した海難より、①クランク軸に及ぼす影響、②プロペラ軸に及ぼす影響とに分けて考えることにする。

この中②は後日の調査にゆづることにして、先ず①について述べる。

1947～1953年間の門司地方海難審判庁管内の機関関係海難事故は、238件にして、比の中クランク軸折損は126件で、全事故の53%に及び、この中焼玉機関が84%をしめていることは注意を要することであろう。

別に元海上保安庁海事検査部発表による、昭和25年1月から12月までのクランク軸損傷は、262件で、焼玉機関がその91%強をしめている。これ等焼玉機関の事故に対し一般的に考えられていることは、

①焼玉機関は起動発停時に急速回転をする。

②ディーゼルに比し取扱容易のため経験の浅い者が多いためである。

又それが破壊に至る過程としては、軸受潤滑の不良による遊隙の過大運転といわれる。

然し、これら事故を調査してみると、クランク軸中心の狂も休止中少なく、且つ油質良好のためか急速回転も殆んど見受けられない。又軸受の焼損は潤滑の不完全さに因を為すこともあるがそれよりも何か不当な圧力が軸受部にかかっていると考えるべきであろう。

* 水産講習所研究業績 第221号

このため各種機関の運転中の撓み振動を計測してみた結果運転中機関自体が相当量の撓み振

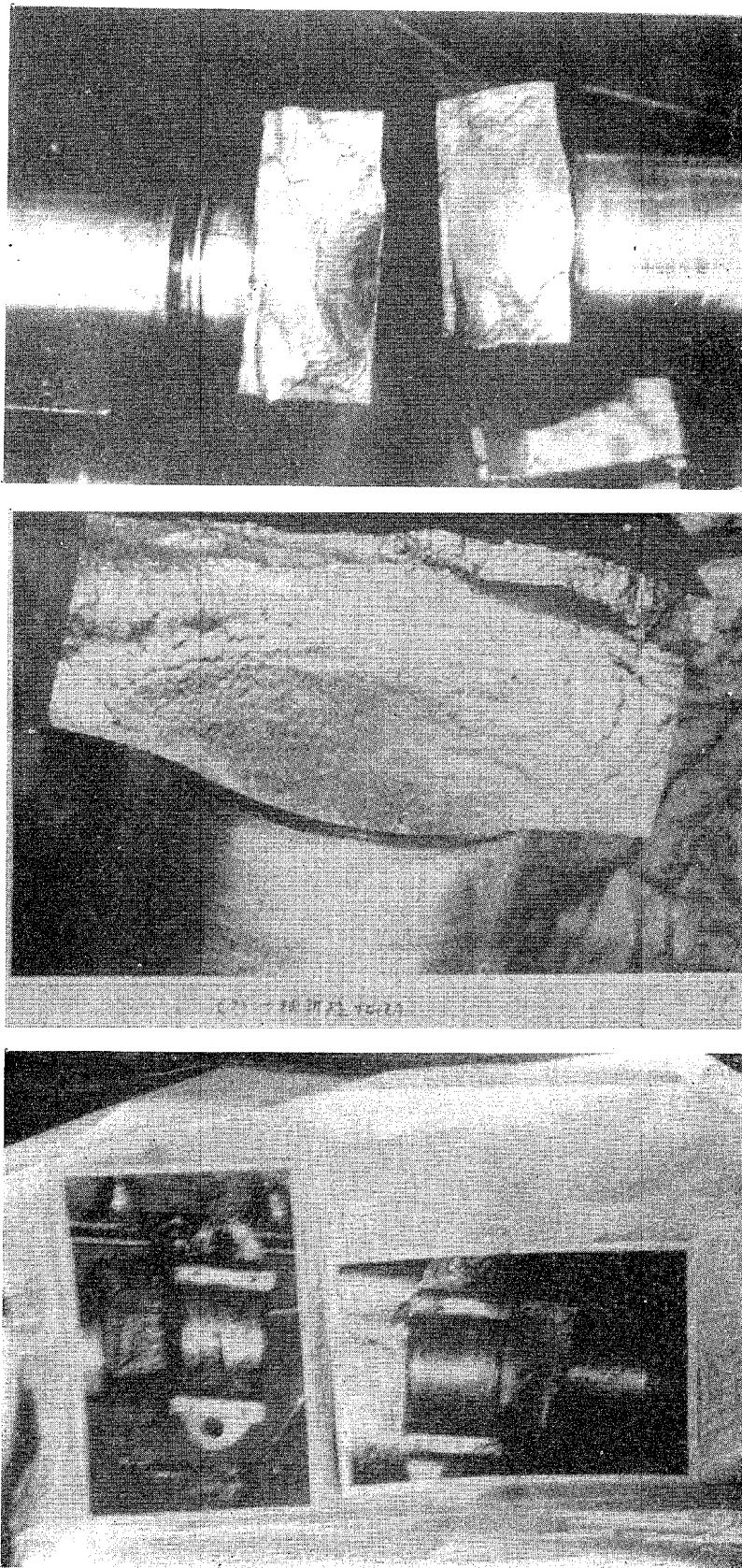


Fig. 1. Cranks and main bearings broken.

動を起し乍ら運転せられていることが判り、その撓み量は船体振動と関連していることが推測せられるので、この焼玉機関に多い2、3気筒についてこれ等を調査することにした。

§ 2 クランク軸の折損状況

第1、2表は元海上保安庁海事検査部の発表、第3表は門司地方海難審判庁管内の事故を集録したものである。第3表に於いて、気筒数3が最も多く2気筒がこれに次ぐか4気筒の焼玉機関は、使用機数も少いので正確な割合は判らない。故にここでは主として2、3気筒の不釣合偶力を外部に発生するものを対称に調査する。更にこれ等の中よりクランクの折損箇所を検べてみると、機関軸方向の中央部に於けるクランクの折損が大半をしめ、又2気筒に於いては機関前後両外側でのクランク折損は皆無であつて、これ等が折損に至る過程には主軸が焼けたため幾度も調整し直した後に発生するものが大部分である。その主軸受が焼けたものとそれが遂に折損したものの一例を示すと第1図の写真の通りであつて時にはクランクケースの裂疵したのものも見受けられる。

Table 1.

Type of vessel	Fishing boat			Wooden cargo				The others		
No. of engine broken	56			56				14		
Type of engine	Diesel			Hot bulb				Reciprocating steam		
Damages %	13.6			84				2,4		
No. of cylinder	6	4	other	4	3	2	1	3	2	
No. of damage	8	6	3	3	60	41	1	2	1	
No. of cylinder Hot bulb engine	3						2			
Cylinder no.	No. 1		No. 2		No. 3		No. 1		No. 2	
Fatigued point of crank	F. arm	A. arm	F. arm	A. arm	F. arm	A. arm	F. arm	A. arm	F. arm	A. arm
No. of fatigued cranks	0	5	35	15	4	1	0	19	22	0

Table 2.

Type		Position				Journal	Arm	Pin	Total
Diesel	Fatigued	Broken		Ⓐ		1	4	1	6
		Reported		Ⓑ		0	0	0	0
		Spected		Ⓒ		2	4	3	9
		Total				3	8	4	15

この事実は機関運転中不当の応力が機関台に略機関中央部を中心に働いていることが推測せられる。

Hot bulb	Fatigued	Ⓐ	1	36	11	48
		Ⓑ	0	3	3	6
		Ⓒ	18	98	69	185
		Total	19	137	83	239
Reciprocating steam	Fatigued	Ⓐ	0	0	0	0
		Ⓑ	0	0	0	0
		Ⓒ	3	3	2	8
		Total	3	3	2	8
Sum total			25	148	89	262

Table 3.

Engine type	Vessel	Steel ships						Wooden ships						Sum total
		Passenger	Cargo	Tag	Fishing	Others	Total	Passenger	Cargo	Tag	Fishing	Others	Total	
Diesel	Broken	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	1	6	6
	Cracked	1	2	0	2	0	5	1	0	0	1	2	4	9
	Total	1	2	0	2	0	5	1	0	0	6	3	10	15
Hot bulb	Broken	0	0	0	0	1	1	7	19	0	21	0	47	48
	Cracked	0	0	1	8	0	9	14	116	9	38	5	182	191
	Total	0	0	1	8	1	10	21	135	9	59	5	229	239
Reciprocating steam	Broken	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Cracked	0	1	2	1	1	5	0	0	2	0	1	3	8
	Total	0	1	2	1	1	5	0	0	2	0	1	3	8
Sum total		1	3	3	11	2	20	22	135	11	65	9	242	262

§ 3 撓み振動計測

この推測のもとに各種機関について機関運転中の上下撓み振動を計測した。

計測に使用した計器は、持運びの簡単な明石手持振動計であつて、運航中の船に便乗して常時計測した。

機関の計測箇所は上下振動はクランクケース下部で、各気筒番号順及びクラッチケース迄を計測し、気筒の左右、前後の屈曲撓み振動は気筒蓋の側面及び前后面より計測した。

又船体振動は貨物船にては船艙機関室内部で、ランチ、客船等は甲板上で測定した。

計測結果を示すと、第2図は各種機関の長さの方向に於ける機関台上下撓み振動を、第3図は船体と機関の振動関係を、第4図は機関の左右、第5図は前後撓み振動である。(この等の

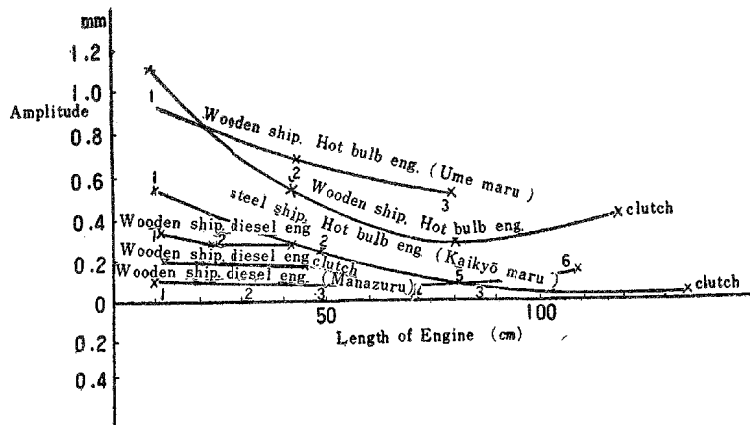


Fig. 2. amplitude of engine.

使用回転数は焼玉では260~280r.p.m, デーゼル380~450r.p.m レシプロ汽機180~190r.p.m である。)

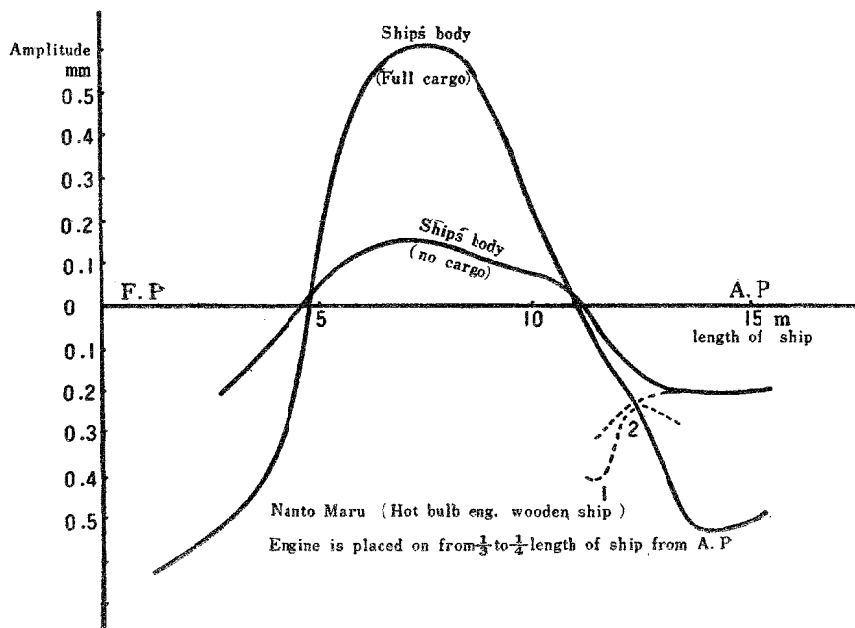


Fig. 3. a vibration forms of ships' body and engine.

この結果によると、不釣合偶力を有する機関の振動波形は異なり、特に焼玉機関は運転中撓み振動を起して軸心に狂を起し、クランク軸にある程度の曲げと、主軸受に不当な荷重をかけていることが推察出来る。又シリンダ自体の前後、左右屈曲撓み振動はピストンの上下運動を偏心せしめて各部に悪影響を与えている。

これ等機関自体の撓みは又船体振動と密接な関聯をもっていることが第3図から伺われ、船体に対する機関の位置による船体振動波形に夫々特色が現われている。

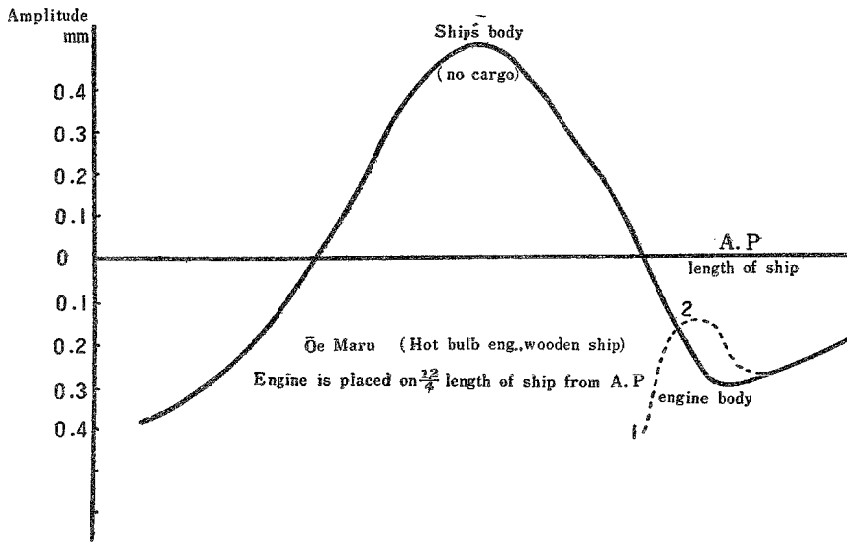


Fig. 3. b vibration forms of ships' body and engine

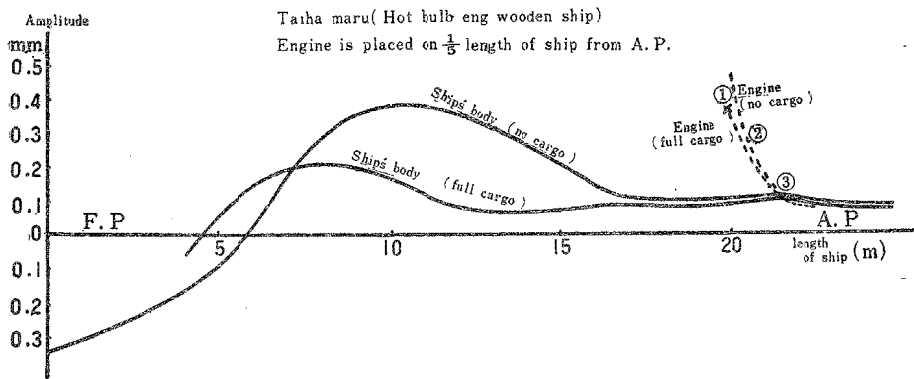


Fig. 3. C Vibration forms of ships' body and engine.

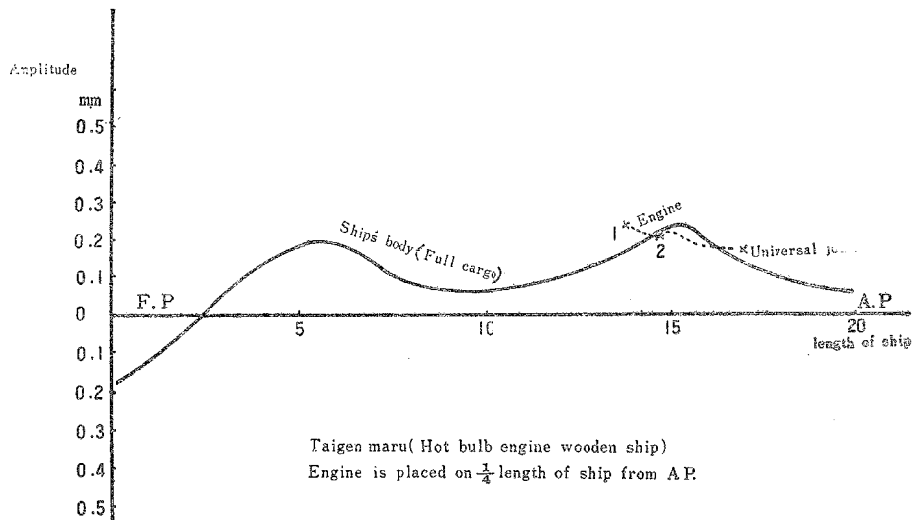


Fig.3. d Vibration form of ships' body and engine.

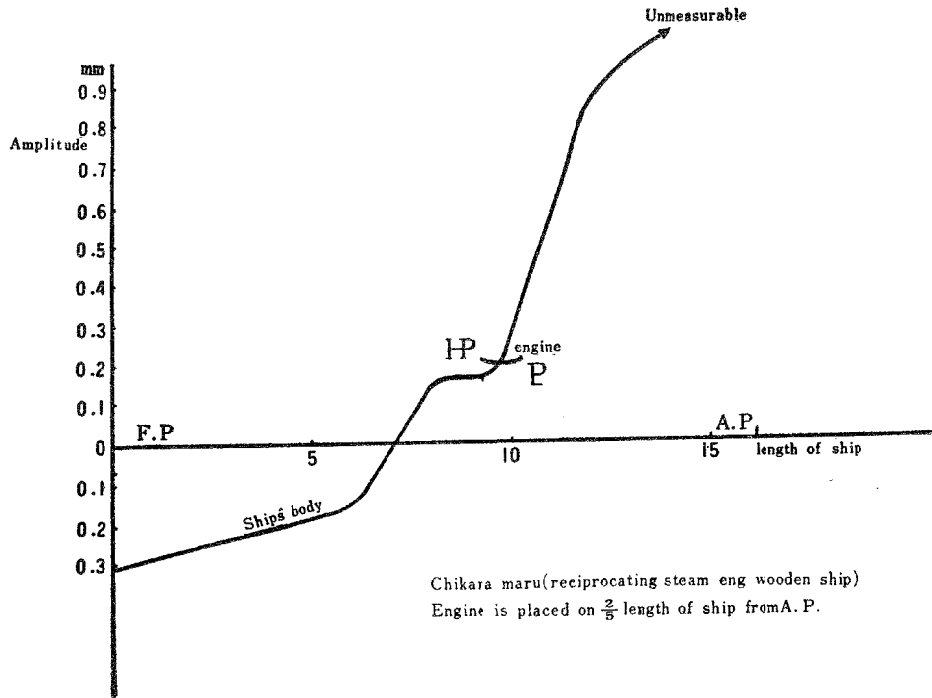


Fig. 3. e

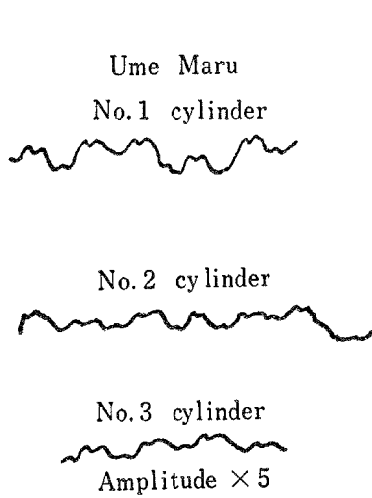


Fig. 4.

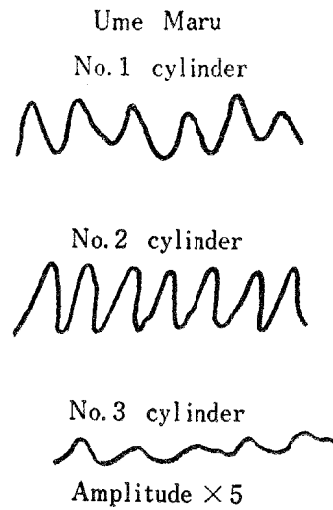


Fig. 5.

§ 4 実験結果の考察

1. 船体振動

① 機関の位置と船体振動

船体を単一棒とみなしこれに強制力である機関不釣合力が働いた場合に、船体振動を最小にするには機関を船体振動の節の上に据付けるべきである。*1第6, 7図は減衰を伴う場合の機関

* 1 吉識氏発表造船協会論文集78号「機関室配置と船体振動の関聯」

位置と船体振動の関係を示す。*2

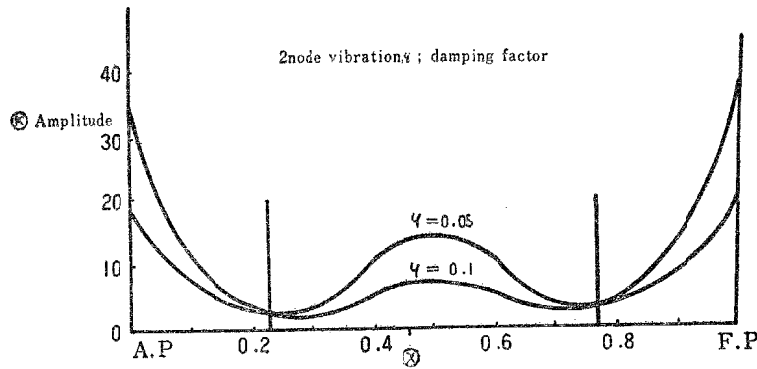


Fig. 6. Amplitude by engine position of the ship.

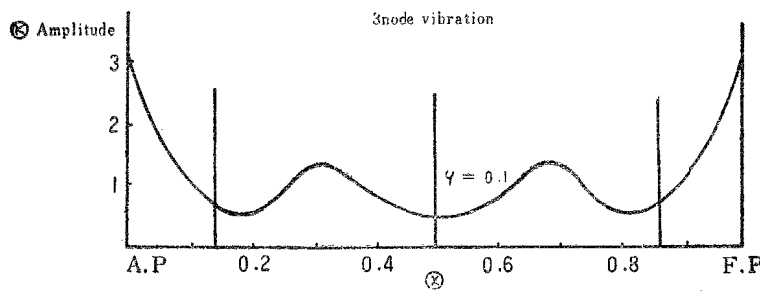


Fig.7. Amplitude by engine position of the ship.

② 木船船体固有振動数

原田高幣氏の論文*3によると木船にてはその釘孔変形によつて相当量の固有振動数が変化する。第4表はこの関係を同氏の論文より引用したものである。

Table 4. Natural frequency of the wooden ship.

Type of vessel	57 tons fishing	250 tons cargo
No change in nail hole	429 cyc/min	255 cyc/min
Extended nail hole	95 cyc/min	37 cyc/min
Measured	275 cyc/min	

従つて、建造時機関の使用回転数が船体の固有振動数に同調しない安全な状態のものであつても、時日を経るに従つて釘孔変形が大きくなり、その固有振動数が減少してゆくので機関と同調する可能性が木造船には存在する。

* 2 秋田氏発表造船協会論文集発表造船協会論文集86号「機関の位置が減衰を伴う船体の撓振動に及ぼす影響」

* 3 原田, 高幣氏 // 27年秋季講演「木船の振動」

2. 機関の撓み振動

〔1〕 船体振動との関聯

第8図の如く機関部のみを取出して船体振動と、機関振動とを検討してみる。

今3気筒の場合について考えると、3気筒機関の不釣合力はクランク角が120°の場合は6次以上で、不釣合偶力は一次より残る。

即ち

$$H_1 = \frac{W_e}{g} r p^2 \{A_1 \cos \theta + A_2 \cos 2 \theta + A_4 \cos 4 \theta + \dots\}$$

$$H_2 = \frac{W_e}{g} r p^2 \{A_1 \cos (\theta + \frac{2}{3} \pi) + A_2 \cos 2 (\theta + \frac{2}{3} \pi) + A_4 \cos 4 (\theta + \frac{2}{3} \pi) + \dots\}$$

$$H_3 = \frac{W_e}{g} r p^2 \{A_1 \cos (\theta + \frac{4}{3} \pi) + A_2 \cos 2 (\theta + \frac{4}{3} \pi) + A_4 \cos 4 (\theta + \frac{4}{3} \pi) + \dots\}$$

$$\begin{aligned} \therefore \Sigma H &= \frac{W_e}{g} r p^2 A_6 \{ \cos (6 \theta + 4 \pi) + \cos (6 \theta + 8 \pi) + \cos 6 \theta \} \\ &= 3 \frac{W_e}{g} r p^2 A_6 \cos 6 \theta \end{aligned}$$

茲に W_e は engine の往復運動部の重量 r は半径

$$\lambda = \frac{r}{\text{conorecting rod の長さ}}, A_6 = \frac{9}{126} \lambda^5 + \frac{45}{512} \lambda^7$$

であつて極めて小さい。

又偶力は

$$M = \frac{W_e}{g} r, p^2, \frac{2 \ell}{\sigma} A_1 \{ \cos (\theta + \frac{2}{3} \pi) + 2 \cos (\theta + \frac{4}{3} \pi) \}$$

茲に $\frac{2 \ell}{\sigma}$ は気筒間隙を示す。

今この偶力を簡単に $M_t \sin pt$ と置いて近似的に取扱う。今機関の取付部の長さを ℓ_e としこれを取り出して、強制力 $M_t \sin pt$ が機関台に働らくと第8図の様な振動系が得られるので次の方程式が求まる。

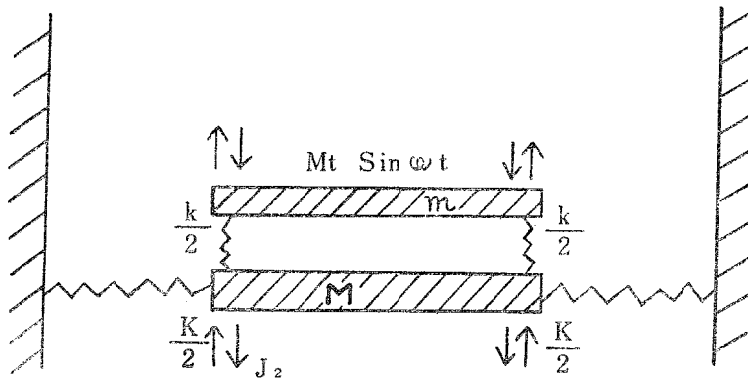


Fig. 8. Vibration system between ships' body and engine without damping.

茲に J_1, J_2 は機関並にその取付部のみを切抜いた船体の慣性能率, k, K は両者の spring const (但し上下動に対するもの), θ_1, θ_2 は水平線よりの傾角を示す。

$$J_1 \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + \ell_e k (\theta_1 - \theta_2) = M_t \sin pt \quad \text{①}$$

$$J_2 \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} + \ell_e (K+k) \theta_2 - \ell_e k \theta_1 = 0 \quad \text{②}$$

$\theta_1 = a_1 \sin pt, \quad \theta_2 = a_2 \sin pt$, とすると,

$\ddot{\theta}_1 = -a_1 p^2 \sin pt, \quad \ddot{\theta}_2 = -a_2 p^2 \sin pt$ でこれらを①②に代入すると,

$$a_1 (\ell_e k - J_1 p^2) - \ell_e a_2 k = M_t \quad \text{③}$$

$$-a_1 \ell_e k + a_2 (\ell_e k + \ell_e k - J_2 p^2) = 0 \quad \text{④}$$

今, $\theta_{st} = M_t / k, \quad \omega_2 = k / J_1, \quad \Omega^2 = K / J_2$ とおくと

$$a_1 \left(\ell_e - \frac{p^2}{\omega_a^2} \right) - a_2 \ell_e = \theta_{st} \quad \text{③'}$$

$$-a_1 \ell_e \frac{k}{K} + a_2 \left(\ell_e + \ell_e \frac{k}{K} - \frac{p^2}{\Omega^2} \right) = 0 \quad \text{④'}$$

これ等より

$$\frac{a_1}{\theta_{st}} = \frac{1 + \frac{k}{K} - \frac{p^2}{\ell_e \Omega^2}}{\ell_e \left[\left(1 + \frac{k}{K} - \frac{p^2}{\ell_e \Omega^2} \right) \left(1 - \frac{p^2}{\ell_e \omega_a^2} \right) - \frac{k}{K} \right]} \quad \text{⑤}$$

$$\frac{a_2}{\theta_{st}} = \frac{\frac{k}{K}}{\ell_e \left[\left(1 + \frac{k}{K} - \frac{p^2}{\ell_e \Omega^2} \right) \left(1 - \frac{p^2}{\ell_e \omega_a^2} \right) - \frac{k}{K} \right]} \quad \text{⑥}$$

従つて

$$\left(1 + \frac{k}{K} - \frac{p^2}{\ell_e \Omega^2} \right) \left(1 - \frac{p^2}{\ell_e \omega_a^2} \right) - \frac{k}{K} = 0 \quad \text{のとき}$$

$$\text{即ち, } \frac{p^2}{\ell_e \Omega^2} = \frac{1}{2} \left[2 + \frac{k}{K} \pm \sqrt{\left(\frac{k}{K} \right)^2 + 4 \frac{k}{K}} \right]$$

のとき a_1, a_2 は共に無限大となる。

$$\text{又 } \frac{p^2}{\ell_e \Omega^2} = 1 + \frac{k}{K}$$

$$\text{のとき } a_1 = 0 \quad a_2 = \frac{-\theta_{st}}{\ell_e} \quad \text{となる。}$$

故に船体振動と機関の強制力が同調した点は機関自体も又危険状態にあり, 又 a_2 が大になれば a_1 も又大となる性質を有する。従つて a_1 を小ならしめるために a_2 が小なる平坦部を選ぶべきである。

而して機関は不釣合偶力により偶力の中心を中心として回転せんとする性質を有するけれども, 実際上は機関後部に第9図の如くクラッチ, 推力軸受等を同一機関台に装備し, 更に推進器軸が貫通して, 且これ等は船体振動と共に同一振動をせんとするので船体振動と位相差を持つ機関の振動は機関中心部附近を中心として撓まんとする力を受けている。又機関取付部の船体振動少きものは, クラッチ及びその附近を固定点として撓みを起している。(第10図

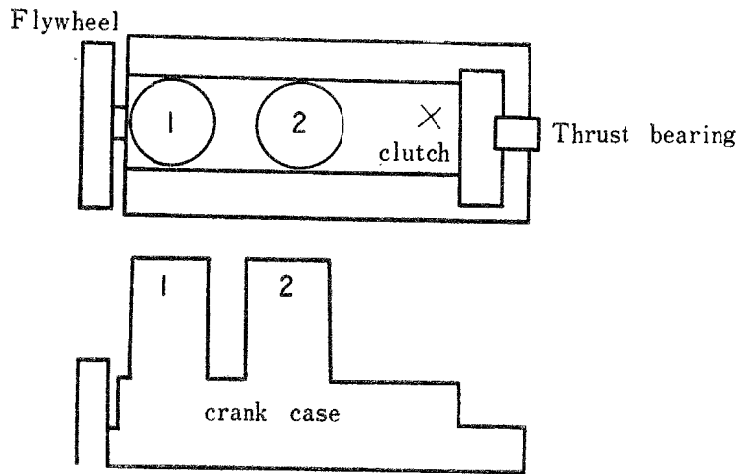


Fig. 9. Two cylinder hot bulb engine.

及び3図を参照)

(2) 機関台の曲げに対する剛性

日本海事協会の調査による焼玉機関、及びディーゼル機関台の曲げに対する断面係数と撓み量を第11, 12図に示す。

これによると焼玉機関の曲げに対する剛性はディーゼル機関のそれに比

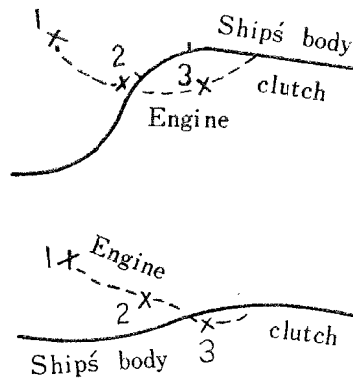


Fig. 10. Two forms of vibration between ships' body and engine.

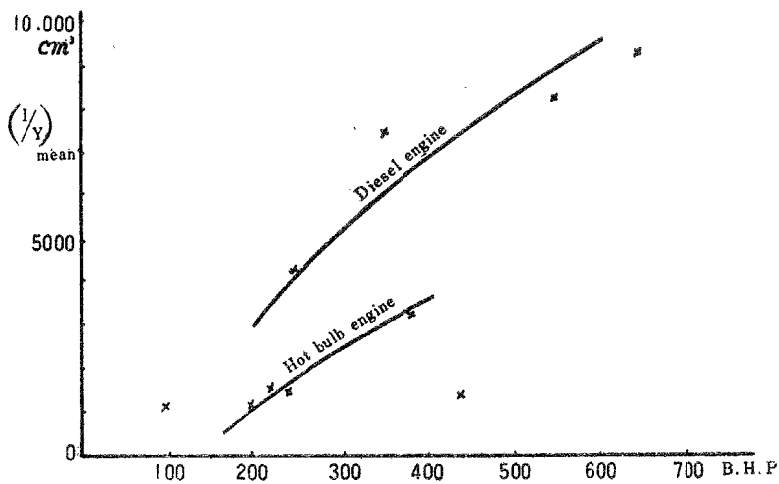


Fig. 11. $(I/y)_{\text{mean}}$ to B.H.P. of Diesel and Hot bulb engine.

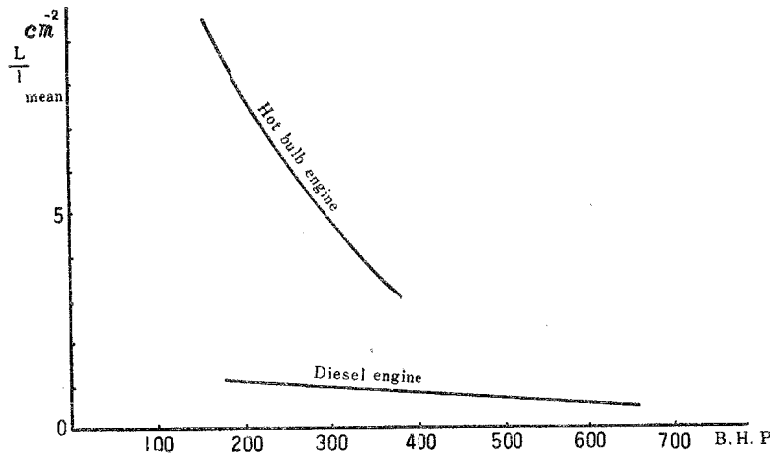


Fig. 12. $\frac{L}{d}$ mean to B.H.P of Diesel and Hot bulb engine.

して著しく弱く、運転中既述の撓み振動を起しつつ運転されることは至極当然のことであろう。但し、この値は船の長さの方向に直角な断面につき水平方向に対する I/y であるが台板の断面は一様でないので $\frac{\sum I/y \times \ell}{\sum \ell} = (I/y) \text{ mean}$ で求めている。同様に $\frac{\ell^2}{I \text{ mean}}$ も $\frac{\sum I \ell}{\sum \ell} = I \text{ mean}$ より求めている。

§ 5 結 論

以上によりクランクの折損問題に対しては焼玉機関に於いて機関運転中相当の撓み振動を起しているのではこの様な繰返し撓みは、

- ①機関自体の撓みによる主軸受への不当な荷重を与えて該部を焼損せしめることは推測に難くない。
- ②機関の撓みによりクランク軸が deflection を起しているとき爆発圧力を受けるときの、主軸とクランクアームの付根、及びクランクアームとピンの付根に生じる応力集中率は著しく大となる。

(海事協会にて行われた実物機関を抵抗線歪計により計測した各部の応力集中によると第13図の様なクランク寸法より右記の結果を得ている。)

これ等は共にクランク軸折損の重要な原因の一つであると思われるが、ディーゼル機関2、3気筒、往復動汽機2、3気筒はかかる撓み量は非常に少い。

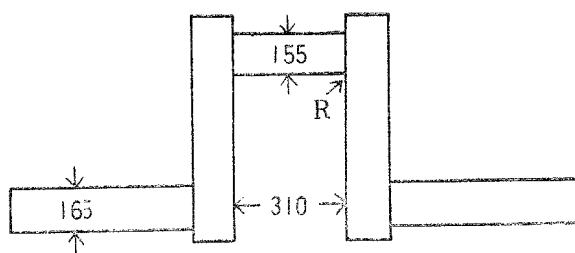


Fig. 13. Stress of crank.

$R=15 \text{ m/m}$
 Bending stress...263.2 kg/mm² (max. press. in cylinder 50kg/cm²)
 Stress in deflection, 0.08mm...35~4.5kg/mm² (noload in cylinder)

$R=10 \text{ m/m}$
 Bending stress...4.5~50kg/mm² (" ")
 Stress in deflection 0.08mm...5.0~6.0kg/mm² (" ")

焼玉機関に於いてこれ等撓み量を少くするには、機関自体の曲げに対する剛性を大にすべきことは当然であると共に、この機関自体の撓み振動は船体振動と密接な関係にあるので機関取付部分の船体振動を極力小に且平坦となる様努めるべきで、このため

- ①機関の位置は節附近に当る位置、即ち船の長さの $\frac{1}{4}$ ~ $\frac{1}{5}$ に置くべきである。
- ②機関の使用回転数は現行のものでは使用時船体振動と同調する恐れがあるので 400 r.p.m 程度にした方がよい。

- ③木船にあつては使用時日の経過と共に固有振動数は低下する傾向にある故、これを新造計画時より計算に入れて機関の使用回転数と一致しないよう注意すべきである。

④既設の船に於いて機関取付部の振動大なるものには **universal joint** を使用したものは結果が良効である。(第3図大原丸参照,) 然しこれには更に多くの資料が必要である。等は各種の機関につき実行すべき事項である。又焼玉機関の気筒部の左右、前後振動は各部に悪影響をもたらすのでこの点でも機関を **solid** とすべきである。

最後に本研究は水産講習所後援会の研究補助金により研究を行つたもので、本誌をかりて同会に対し謝意を表する。