

(昭和 35 年 11 月造船協会秋季講演会において講演)

## 主機の許容起振力に対する一考察

正員 富田 哲治郎\*

Allowable Exciting Force or Moment of Diesel Main Engine

By Tetsujiro Tomita, Member

## Summary

In my previous paper, the estimation of the natural frequencies of hull has been made with the intention of avoiding the resonance with the service rpm of main engine. However, as a Diesel engine is practically selected from the existing types, it is occasionally impossible to keep clear of any resonance.

In this paper, allowable exciting force or moment at resonant point is investigated in the case where the acceleration due to hull vibration is restricted to a limited value.

The procedure is as follows,

- 1) Allowable acceleration in accommodation ( $a$ ) to be determined principally from a view-point of human sensibility.
- 2) The force at the ship's end causing the acceleration  $a$  ( $F_e$ ) to be estimated.
- 3) The force at the ship's end of the primary order due to the production errors etc. of propeller and engine ( $F_p$ ) to be deduced from the analyses of measured data.
- 4) The allowable force at the ship's end of main engine derived as the difference of  $F_e$  and  $F_p$  to be transformed to the force or moment at the position of main engine.

Allowable exciting force or moment can be considered to be approximately proportional to  $L^2$  and  $L^3$  respectively.

常用回転数と船体固有振動数との同調を避ける意味において、計画初期に低次固有振動数を求める過程を前論文<sup>1)</sup>において述べたのであるが、Diesel 主機は一般に既製型式の中から選定するので両者の接近が避けられない場合も起り得る。ここでは同調時振動加速度をある限界に押えた場合の主機に許容される起振力の大きさについて検討してみる。

## 1 船尾端における許容起振力

一般に振幅と起振力との関係は次のように表わされる。

$$a = \frac{gFu(\xi_f)u(\xi_a)}{L \int w'u^2 d\xi \sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{\omega^2}\right)^2 + 4q^2/\omega^2}} \quad (1)$$

ここに

- $a$ :  $x = \xi_a L$  における加速度
- $F$ :  $x = \xi_f L$  に加えられた起振力
- $u$ : 船体振動型の normal function
- $p$ : 船体の固有円振動数
- $\omega$ : 強制円振動数
- $q$ : 減衰率
- $w'$ : 単位長さ当りの荷重

また対数減衰率を  $\delta$  とし、共振状態を考えれば、

$$a = \frac{gFu(\xi_f)u(\xi_a)}{L \int w'u^2 d\xi \cdot 2q/\omega} = \frac{g\pi Fu(\xi_f)u(\xi_a)}{\delta L \int w'u^2 d\xi} \quad (2)$$

原稿受付 昭和 35 年 6 月 10 日

\* 三井玉野造船所

なお、起振偶力の場合には (2) 式において、 $F$  の代りに偶力  $M$ 、 $u(\xi_f)$  の代りに傾斜  $u'(\xi_f)$  を用いればよい。

i) 許容加速度

振動加速度に対する許容限界としては、これまで主として感覚的な見地からの種々の提案<sup>2)3)4)</sup>があるが、ここでは比較的低振動数に対する限界とし乗員居住区において上下方向 25 gal. 水平方向をその 1/2 ととることとする。

TABLE 1

	CONDITION	CARGO SHIP ACCOMMODATION		TANKER AFT ACCOMMODATION	
		FULL LOAD	BALLAST	FULL LOAD	BALLAST
2-NODE VERTICAL	$w_e/w$	0.72	0.90	0.70	0.80
	$\eta_g$	0.19	0.24	0.20	0.21
	$k_n$	1.12	1.15	1.14	1.15
	$\left(\frac{4k_n^2(1+\eta_g)^2}{w_e/w}\right)$	9.9	9.0	10.7	9.7
	$a_e$ (gal)	26 (50)	119 (50)	40	40
2-NODE HORIZONTAL	$w_e/w$	0.79	1.00	0.75	0.90
	$\eta_g$	0.11	0.13	0.14	0.10
	$k_n$	1.03	1.03	1.06	1.05
	$\left(\frac{4k_n^2(1+\eta_g)^2}{w_e/w}\right)$	6.6	5.4	7.8	5.9
	$a_e$ (gal)	36 (30)	38 (30)	20	20
3-NODE VERTICAL	$w_e/w$	0.94	0.95	0.98	0.90
	$\alpha$	1.17	0.90	1.27	1.00
	$k_n$	1.20	1.10	1.23	1.12
	$\left(\frac{4k_n^2(1+\alpha)^2}{w_e/w}\right)$	15.4	10.7	16.5	12.5
	$a_e$ (gal)	103 (50)	91 (50)	50	50
3-NODE HORIZONTAL	$w_e/w$	0.94	0.95	1.01	0.85
	$\alpha$	0.68	0.20	0.86	0.46
	$k_n$	1.07	1.00	1.10	1.04
	$\left(\frac{4k_n^2(1+\alpha)^2}{w_e/w}\right)$	8.7	5.1	9.8	7.7
	$a_e$ (gal)	40 (30)	30	30	30

第1表には次項とも関連する各振動型についての諸要素の近似値を示しているが、この表より振動中性軸の移動量を表わす2節振動の  $\eta_g$ 、3節振動の  $\alpha$  値をとり、中央居住区および船尾居住、後部において上記許容加速度を押し、船尾端における許容値 ( $a_e$ ) を次式より求め第1表各振動型欄の末尾に示してある。

$$\left. \begin{aligned} a_e &= \frac{(1+\eta_g)a}{(\eta_g\xi+1)} && \text{(2節振動)} \\ a_e &= \frac{(1+\alpha/2)a}{(\eta_g\xi+\xi\alpha)} && \text{(3節振動)} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここに、

$a_e$ : 船尾端における許容加速度

$a$ :  $x=\xi L$  における居住区の許容加速度

$\eta_g\xi$ : 両端自由均一梁の  $x=\xi L$  における振幅の梁端振幅に対する比

$\eta_g, \alpha$ : 振動中性軸の移動量 (文献 1) 参照)

中央居住区の場合、船尾端許容加速度は船尾居住区の場合に比べ、上下略2~3倍、水平1~2倍となるが諸装備品に対する影響或はこれらより生ずる騒音等を考慮し、最大値を上下 50 gal. 水平 30 gal. 程度と考えるのが妥当であろう。また船尾船橋の場合には一般に船橋上部において上下振動に基づく前後方向の水平振動を伴

なりゆえ、上下許容加速度はこれによつて押えられることになる。

ii)  $\frac{u(\xi_f)u(\xi_a)}{L \int w'u^2 d\xi/W}$

この値は振動型曲線と見掛け付加重量を含む全荷重分布曲線とより求めることができる。今振動型曲線を両端自由均一梁のそれとみなし、また振幅、起振力を共に船尾端において考えれば、

$$\begin{aligned} L \int w'u^2 d\xi &= \frac{W_e u_{0e}^2}{4k_n^2}, \quad \text{なるゆえ} \\ \frac{u(\xi_f)u(\xi_a)}{L \int w'u^2 d\xi/W} &= \frac{4k_n^2}{W_e/W} \cdot \frac{u(\xi_f)u(\xi_a)}{u_{0e}^2} = \frac{4k_n^2(1+\eta_g)^2}{W_e/W} && \text{2節振動} \\ &= \frac{4k_n^2(1+\alpha/2)^2}{W_e/W} && \text{3節振動} \end{aligned} \quad (4)$$

上式中、 $u_{0e}$  は両端自由均一梁の梁端振幅、他の諸要素は文献 1) 中既述のもので振動数計算の過程で求められるものである。この近似式による値と、振動曲線並びにその荷重分布が示されている 2, 3 の実測例よりの計算値とを比較し第 2 表に示す。(4) 式による値は実際値と比べ一般にやや大なる傾向を示しており、これは実際の振動曲線が剪断影響等により両端において相対的に若干小さくなることに基くものと考えられるが本論においては (4) 式による値をとることとする。また J. L. Jaylor はその振幅式<sup>5)</sup> 中  $C_1=0.5$  なる値を与えている

第 2 表

	2-N VERTICAL		2-N HORIZONTAL		3-N VERTICAL		3-N HORIZONTAL	
	by(4)	MEASURED	by(4)	MEASURED	by(4)	MEASURED	by(4)	MEASURED
O. VULCAN <sup>6)</sup>	9.9	11.3	6.5	4.1	10.5	8.8	6.1	7.1
G. MARINER <sup>7)</sup>			5.7	4.6				
"	9.9	8.5	6.0	5.1	12.5	11.4	6.6	12.6
NIAGARA <sup>8)</sup>			6.0	5.8				

が、これは船尾端において、 $\frac{u(\xi_f)u(\xi_a)}{L \int w'u^2 d\xi/W} = 8$  を意味し、第 2 表にみるごとく、2 節振動に対し略平均値を与

えているといえる。

iii) 対数減衰率

減衰率  $q$  は熊井教授の理論式<sup>9)</sup>により次のごとく表わされる。ただし外部減衰率は省略してある。

$$q = \frac{gEI(mL)^2 \mu \{ \alpha'(\mu + \nu) + \beta' \}}{2w'L^2 \gamma^2 [(1 + \mu)^2 + \nu \{ 2(1 + \mu) + \nu \}]} \quad (5)$$

式中、 $\gamma$  : 質量慣性回転半径       $\mu$  :  $AwG\gamma^2/EI$   
 $\nu$  :  $\mu L^2/\gamma^2(mL)^2$        $\alpha'$  : 直接粘性係数       $\beta'$  : 剪断粘性係数

その他の記号は文献 1) 中のものと同様である。

対数減衰率  $\delta$  及び固有振動数  $N$  を用いて (5) 式を変形すれば、

$$\delta = \frac{q}{(N/60)} = \left( \frac{N}{60} \right) \left[ \frac{2\pi^2}{(mL)^2(\gamma/L)^2} \frac{\mu \{ \alpha'(\mu + \nu) + \beta' \}}{(1 + \mu)^2 + \nu \{ 2(1 + \mu) + \nu \}} \right] \quad (6)$$

(6) 式中右辺 [ ] 内の値は同一船種、同一振動型の場合船型の大小による相違は無視できる程度のものであり、従つて、貨物船の載貨時等のごとく塔載物が減衰に相当影響する場合は別として、一般に対数減衰率は振動数に比例するものと考え

ることができる。

第 1 図は  $N$  を base として 2 節振動の場合の対数減衰率を置点したものであるが、 $\delta$  は貨物船 ballast 状態の上下振動に対し、

$$\delta \doteq 0.025 \left( \frac{N_2}{100} \right) \quad (7)$$

また、貨物船の水平振動及び油輪船の上下、水平振動に対しては、

$$\delta \doteq 0.038 \left( \frac{N_2}{100} \right) \quad (7')$$

によつて近似的に表わすことができる。

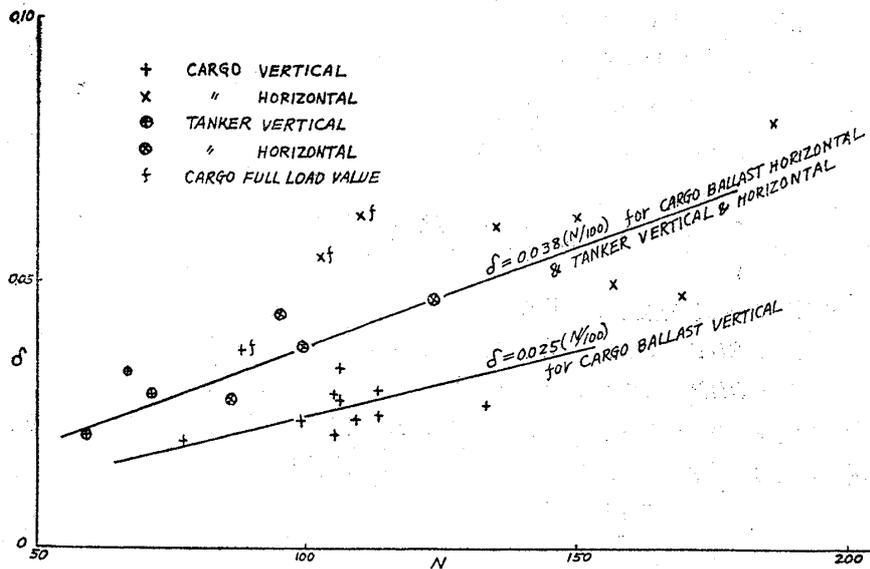


FIG. 1  $\delta$  OF 2-NODE VIBRATION

3 節以上の振動に対しては資料も少ないので熊井教授の近似式<sup>9)</sup>  $\delta_n \doteq \delta_2(N_n/N_2)^{3/4}$  により夫々 (7), (7') 式に対応する値として、

$$\delta \doteq 0.022 \left( \frac{N_3}{100} \right) \quad (8)$$

$$\delta \doteq 0.030 \left( \frac{N_3}{100} \right) \quad (8')$$

で表わすこととする。第 1 図中の値は主として、著者が投錨時における計測より求めたものである。

なお、貨物船載貨時の対数減衰率は Ocean Vulcan<sup>6)</sup>, Gopher Mariner<sup>7)</sup> 等の実験にみるごとく塔載貨物の種類および積付状態により相当大幅に変わり得るものであることがわかるが、著者の計測例によれば普通雑貨満載の場合、空艙時に比べ 0.02 程度大となるようである。

以上により船尾端における許容起振力を  $F_e$  として (2) 式を書き直せば、

TABLE 3  $F_e/(L/g)^2$

	MODE	FULL LOAD	BALLAST
CARGO SHIP FOR ENGINE & ACCOMM.	2-NODE VERTICAL	1.03	0.45
	" HORIZONTAL	1.09	0.53
	3-NODE VERTICAL	0.88	0.57
	" HORIZONTAL	1.08	0.85
TANKER AFT ENG. ACCOMM.	2-NODE VERTICAL	0.60	0.51
	" HORIZONTAL	0.47	0.43
	3-NODE VERTICAL	0.77	0.77
	" HORIZONTAL	0.88	0.72

$$F_e = \frac{a_e \delta W}{\pi g} \left[ \frac{W_e/W}{4k_n^2(1+\eta_g)^2} \right] \quad \left. \begin{array}{l} \text{2 節振動} \\ \text{3 節振動} \end{array} \right\} \quad (9)$$

また対数減衰率は固有振動数  $N$  に比例し、 $N$  は略  $L$  に逆比例するゆえ、船種、振動型及び載貨状態が同一であれば、 $\delta W$  は略  $L^2$  に比例するとみなすことができる。ここで第1表の値により中大型貨物船及び  $D/W$  2万~数万噸の油艙船に対する許容船尾端起振力を求め、

$$F_e = (\text{constant}) \left( \frac{L}{100} \right)^2 \quad \text{kt} \quad (10)$$

$L$ : 垂線間長 m

として constant の値を求めてみれば第3表の如くである。

### 2 推進器等による一次の起振力

turbine 船あるいは計画上の起振力の存在しない Diesel 船においても、主軸回転数が船体の固有振動数と一致するとき同調現象がみられる。これは推進器の機械的および流体力学的不平衡並びに主機台が剛体でないことによる計画値以外の不平衡或は製作誤差等によるものと解することができ、主機に許容される起振力を推定する場合、前項で求めた許容起振力からこれらの不平衡力を控除したものを考えるべきであろう。

#### i) 推進器による起振力

まず推進器の機械的不平衡に基づく起振力 ( $F_{p1}$ ) は、一般に、

$$F_{p1} = (\text{coefft.}) \cdot (\text{propeller weight}) \cdot (\text{propeller dia.}) \cdot (\text{revolution})^2 \quad (11)$$

で表わされ、一方推進器重量は略その直径の3乗に比例し、また直径は近似的に、

$$\text{propeller dia} \doteq (\text{coefft}) \left( \frac{SHP_n}{V_n N_n^2} \right)^{1/4}$$

で表わされるゆえ (11) 式は、

$$F_{p1} \doteq (\text{coefft.}) \left( \frac{SHP_n}{V_n N_n^2} \right) N_n^2 = (\text{coefft.}) \left( \frac{SHP_n}{V_n} \right) \left( \frac{N}{N_n} \right)^2 \quad (11')$$

ここに、

$SHP_n$ : 主機の連続最大出力

$V_n$ :  $SHP_n$  における満載試運転速度

$N_n$ :  $SHP_n$  に対する毎分回転数

なお、 $V_n$  はより厳密には推進器の前進速度をとるべきであるが、ここでは便宜的に船速をとることとする。つぎに流体力学的不平衡力 ( $F_{p2}$ ) も推力に比例するものと考えれば ( $F_{p1}$ ) と同様に、

$$F_{p2} \doteq (\text{coefft.}) \left( \frac{SHP_n}{V_n} \right) \left( \frac{N}{N_n} \right)^2 \quad (12)$$

で表わすことができる。

#### ii) Diesel 主機の機械的不平衡等に基づく起振力

主機の上述の機械的不平衡等による起振力を  $F_{p3}$  とすれば  $F_{p3}$  は近似的に次のように考えることができる。

$$\begin{aligned} F_{p3} &\doteq (\text{coefft.}) \cdot (\text{moving part weight}) \cdot (\text{stroke}) \cdot N^2 \\ &\doteq (\text{coefft.}) \cdot (\text{cylinder dia.})^2 \cdot (\text{stroke})^2 \cdot (\text{cylinder no.}) \cdot N^2 \end{aligned} \quad (13)$$

$F_{p3}$  は  $F_{p1}$  と同様の傾向をもつものと考えられるゆえ、実船資料により  $(SHP_n/V_n N_n^2)$  を base として塔載主機の  $(\text{cylinder dia.})^2 \cdot (\text{stroke})^2 \cdot (\text{cylinder no.})$  を置点してみると第2図のごとくであり、 $F_{p3}$  についても、

$$F_{p3} \doteq (\text{coefft.}) \cdot \left( \frac{SHP_n}{V_n} \right) \left( \frac{N}{N_n} \right)^2 \quad (13')$$

によつて近似的に表わされることがわかる。なお第2図には  $(\text{propeller weight}) \cdot (\text{dia})$  も併せ示してある。

すなわち、本項に関する1次の起振力はいづれも  $(SHP_n/V_n)(N/N_n)^2$  を base として表わすことのできる

性質のものである。

前節に述べた過程に準じ、実船計測値より船尾端起振力を求め、さらに Diesel 船においては次節の方法によつて主機計画上の不均衡力或は偶力を控除し、これを  $(SHP_n/V_n)(N/N_n)^2$  base に対し置点したものが第3図である。第3図の値は実測例のうち比較的大きなものを選んだものであり、これには相当のばらつきがあるが、主機、推進器個々の製作精度の差及びそれらの位相差、あるいは計算の過程における諸要素の精度等を考えれば

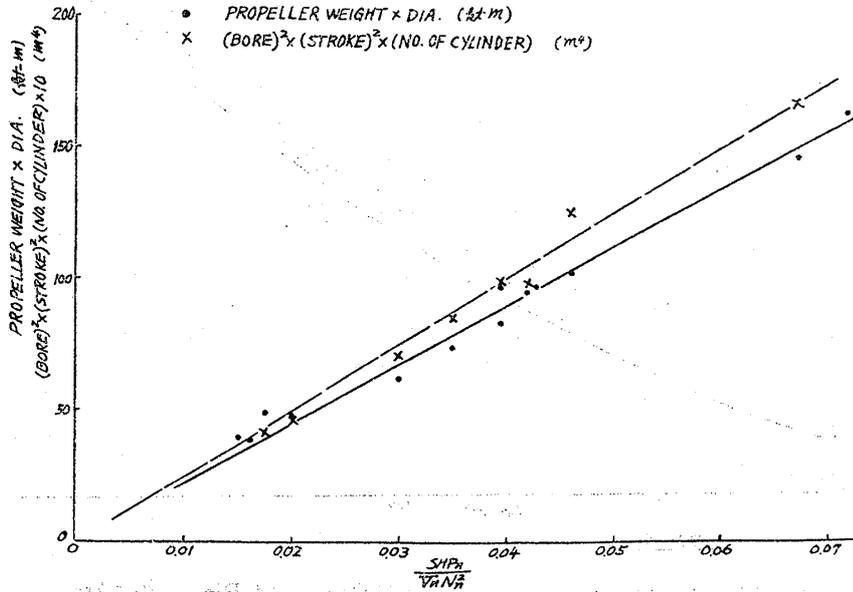


FIG. 2

寧ろ当然で、midship engine と aft engine, cylinder 数の影響、或は満載状態と ballast 状態との相違など明確にはつかめない。ただ、上下起振力が水平に比べ若干大きな傾向がうかがわれ、これは機械室 2 重底の剛性に基く magnification factor の影響が一つの原因とも考えられるが断定できる程の確実さはない。ここでは第3図より、安全側にとつた平均値として次のごとくとする。

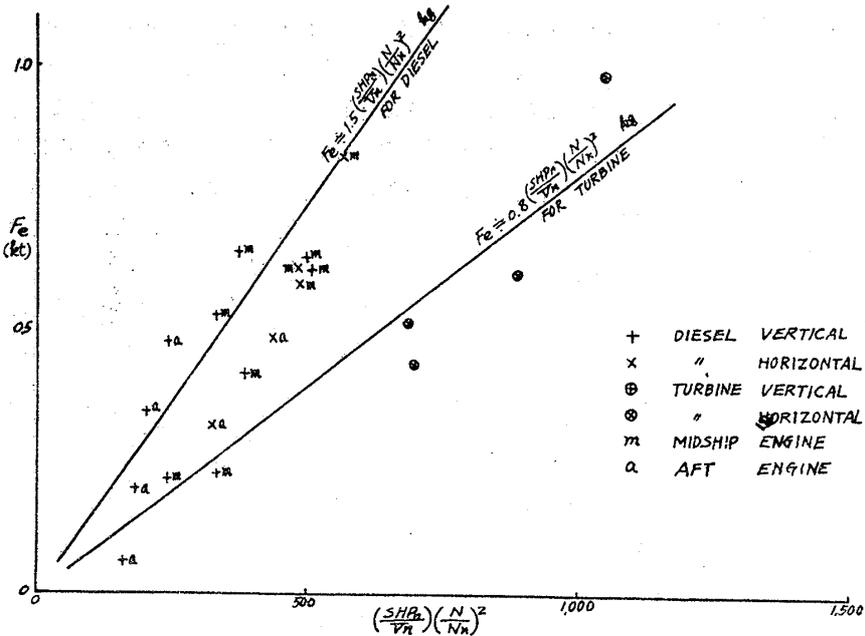


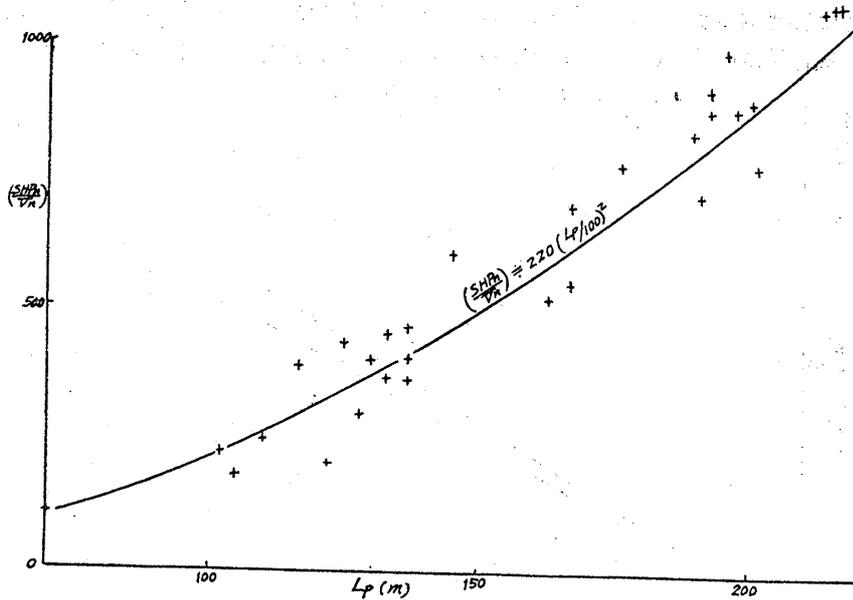
FIG. 3

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{Turbine 船に対し, } F_p \doteq 0.8 \left( \frac{SHP_n}{V_n} \right) \left( \frac{N}{N_n} \right)^2 \text{ kg} \\
 &\text{Diesel 船に対し, } F_p \doteq 1.5 \left( \frac{SHP_n}{V_n} \right) \left( \frac{N}{N_n} \right)^2 \text{ kg}
 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

なお、前節 (10) 式、第3表に対応する意味の近似値を求めるため、実船の  $(SHP_n/V_n)$  を L base として

表わせば、第4図のごとく普通速度長比範囲に対し、

$$\left(\frac{SHP_n}{V_n}\right) \doteq 220 \left(\frac{L}{100}\right)^2$$



で表われ、 $N$  として連続最大出力の 90% に相当する回転数をとれば Diesel 船に対する (14) 式は、

$$F_p \doteq 1.5 \times 0.22 \left(\frac{L}{100}\right)^2 (0.90)^{2/3} \doteq 0.31 \left(\frac{L}{100}\right)^2 \quad \text{kt} \quad (15)$$

となる。

### 3 主機の許容起振力

結局、同調時における主機許容起振力の船尾端 (A.P.) の値に換算した force の大きさ ( $F_{me}$ ) は、

$$F_{me} = F_e - F_p$$

によつて与えられる。ただし  $F_p$  は一般に回転数と同じ振動数の場合のみ考慮すればよい。 $F_{me}$  の一般的傾向としては (10) 式、第3表および (15) 式より船の長さの自乗に比例するものと考えることができる。

また、主機の不均衡力及び不均衡偶力は、振動型を両端自由均一梁のそれと仮定し、reciprocal theory により次のごとく船尾端 (A.P.) における force に換算される。

#### i) 不均衡力の場合

$F_{m\xi}$  :  $x = \xi L$  における不均衡力

$F_{me}$  :  $F_{m\xi}$  の梁端位置に換算した値

$u_{0\xi}$  : 両端自由均一梁の  $x = \xi L$  における振幅

$u_{0e}$  :  $u_{0\xi}$  の梁端における値

$u_g$  : 振動中性軸の移動量

とすれば、2節振動の場合 (第5図 (a))

$$F_{me}(u_{0e} + u_g) = F_{m\xi}(u_{0\xi} + u_g)$$

すなわち

$$F_{m\xi} = F_{me}(u_{0e} + u_g) / (u_{0\xi} + u_g) = F_{me}(1 + \eta_g) / (\eta_{0\xi} + \eta_g) \doteq F_{me} / K_2 \quad (16)$$

また、3節振動の場合は、(第5図 (b))

$\theta$  : 振動中性軸の回転移動量 とすれば

$$F_{me} \left( u_{0e} + \frac{L}{2} \theta \right) = F_{m\xi} (u_{0\xi} + \xi L \theta)$$

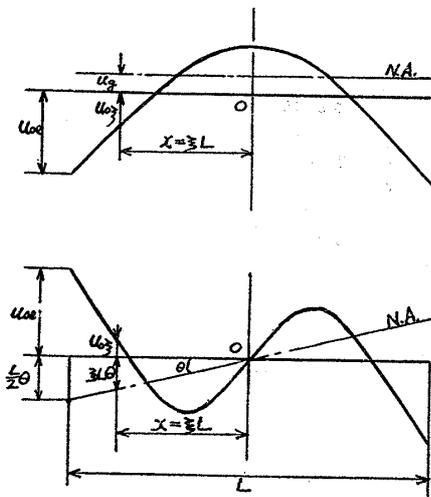


FIG. 5

すなわち 
$$F_{m\xi} = F_{me} \left( u_{0e} + \frac{L}{2} \theta \right) / (u_{0\xi} + \xi L \theta) = F_{me} (1 + \alpha/2) / (\eta_{0\xi} + \xi \alpha) \equiv F_{me} / K_3 \quad (16')$$

ii) 不平衡偶力の場合

$M_{m\xi}$  :  $x = \xi L$  における不平衡偶力

$M_{me}$  :  $M_{m\xi}$  の梁端位置に換算した値

$u'_{0\xi}$  : 両端自由均一梁の  $x = \xi L$  における傾斜

$u'_{0e}$  :  $u'_{0\xi}$  の梁端における値

とすれば、2節振動の場合

$$M_{me} u'_{0e} = M_{m\xi} u'_{0\xi} = F_{me} (u_{0e} + u_g)$$

また 
$$u_{0e} = \frac{L}{4.64} u'_{0e} \quad \text{なるゆえ}$$

$$F_{me} = \frac{M_{m\xi} u'_{0\xi}}{(u_{0e} + u_g)} = \frac{4.64}{(1 + \eta_g)} \frac{u'_{0\xi}}{u'_{0e}} \frac{M_{m\xi}}{L} \equiv K'_2 \frac{M_{m\xi}}{L}$$

すなわち

$$M_{m\xi} = L \cdot F_{me} / K'_2 \quad (17)$$

3節振動の場合、

$$M_{me} (u'_{0e} + \theta) = M_{m\xi} (u'_{0\xi} + \theta) = F_{me} \left( u_{0e} + \frac{L}{2} \theta \right)$$

また 
$$u_{0e} = \frac{L}{7.86} u'_{0e} \quad \text{なるゆえ}$$

$$F_{me} = \frac{M_{m\xi} (u'_{0\xi} + \theta)}{\left( u_{0e} + \frac{L}{2} \theta \right)} = \frac{\left( 7.86 \frac{u'_{0\xi}}{u'_{0e}} + \alpha \right)}{(1 + \alpha/2)} \frac{M_{m\xi}}{L} \equiv K'_3 \frac{M_{m\xi}}{L}$$

すなわち

$$M_{m\xi} = L \cdot F_{me} / K'_3 \quad (17')$$

$K'_2$  および  $K'_3$  の値は夫々実船の  $\eta_g, \alpha$  値の範囲に対し第6図に示してある。すなわち、船尾端における、主機に対する許容起振力 ( $F_{me}$ ) が決まれば、 $x = \xi L$  にある主機自体の計画上の許容不平衡力 ( $F_{m\xi}$ ) あるいは不平衡偶力 ( $M_{m\xi}$ ) はそれぞれ (16), (16') あるいは (17), (17') 式より求めることができる。

一般的傾向をみるため、最も問題となり易い大型 Diesel 油輪船につき、主機に不平衡力あるいは不平衡偶力がそれぞれ単独に存在する場合の許容値を、前節までに求めた近似式を用い主機位置を  $\xi = 0.35$  として求めてみれば第4表のごとくである。

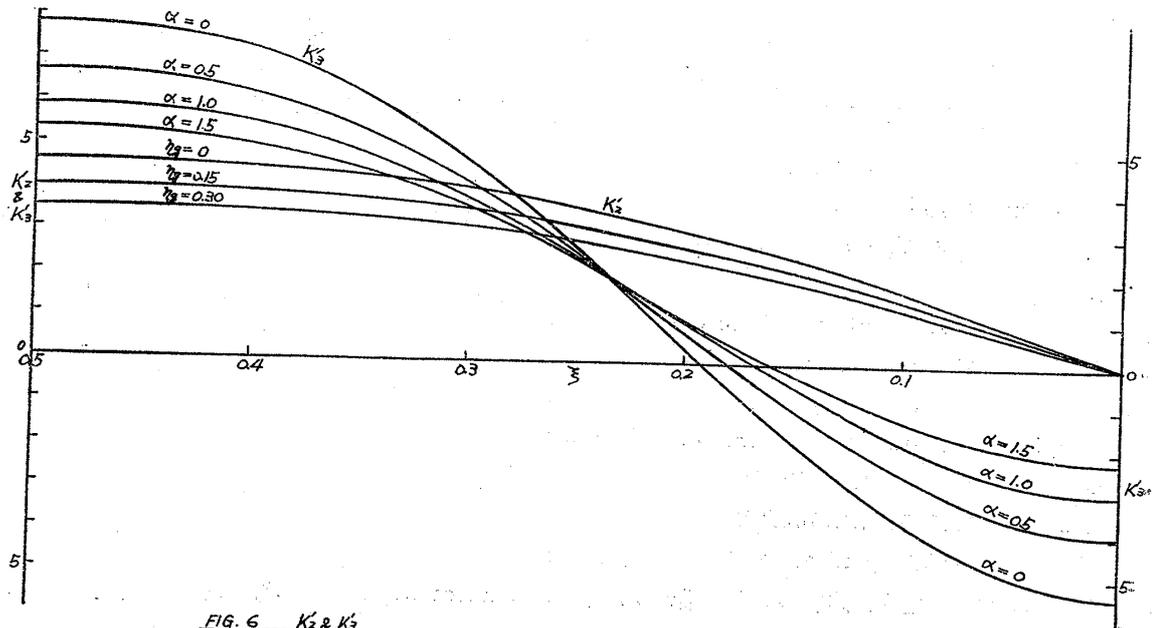


FIG. 6  $K_2$  &  $K_3$

TABLE 4 ALLOWABLE FORCE & MOMENT OF ENGINE OF TANKER

MODE	FULL LOAD CONDITION				BALLAST CONDITION			
	2-V	2-H	3-V	3-H	2-V	2-H	3-V	3-H
$F_{me}/(\frac{1000}{r})^2$	0.29	0.16	0.46	0.57	0.20	0.12	0.46	0.41
$\gamma_{g or \alpha}$	0.20	0.14	1.27	0.86	0.21	0.10	1.00	0.46
K	0.43	0.40	0.34	0.29	0.44	0.38	0.31	0.23
K'	3.7	3.9	4.7	5.1	3.7	4.0	4.9	5.6
$F_m/(\frac{1000}{r})^2$	0.68	0.40	1.35	1.96	0.46	0.32	1.48	1.78
$M_m/(\frac{1000}{r})^2$	7.8	4.1	9.8	11.2	5.4	3.0	9.4	7.3

§ 4 適用例

実際の計画に当つては、まず既述の方法等によつて満載、ballast 状態の各振動型に対する固有振動数を推定し、これらが常用回転数と同調あるいは接近する点について許容値を検討し、主機の不均衡力あるいは偶力の制限、または上下、左右方向への配分を考慮する必要がある。

また以上においては、2, 3 節振動のみを対象としたのであるが実際問題として主機の2次上下起振力と船体の上下高次振動との同調が問題となることがあり、これについては以下に述べる大型 Diesel 油艙船に対する適用例において触れてみる。

主要目は下記の通りとし、著者の前論文<sup>1)</sup>より推定した固有振動数を排水量比を base として示したものが第7図である。

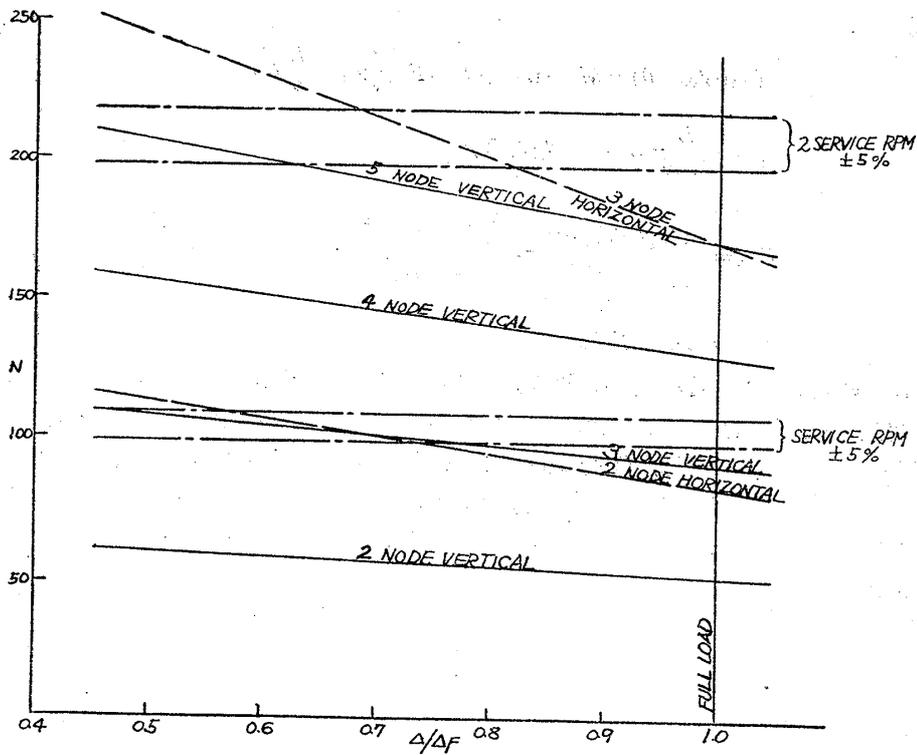


FIG. 7

同図中4節以上の n 節振動数は、

$$N_n \doteq N_2 + (n-2)(N_3 - N_2)$$

として求めている。

- 船型 : Diesel Tanker, Aft Bridge
- $L_p \times B \times D - d$  : 217.00 m × 30.50 m × 15.50 m - 11.40 m
- $\Delta_F = 62,400$  kt,  $C_b = 0.805$
- Main Engine : 9 Cylinder, Supercharged Diesel 1 set
- M. C. R. : 18,900 BHP × 110 RPM
- Service : 16,100 BHP × 104 RPM
- Full Load Trial Speed at M. C. R. = 17.2 knots

同調点よりの shift 量及び固有振動数の推定誤差を含み Service RPM の ±5% の範囲を考慮すれば、第7図より本船において特に注意すべき振動型は、

- i) heavy ballast condition において 3node vertical  
 ii) " " " 2node horizontal  
 iii) light ballast condition において 5node vertical

となる。

- i) heavy ballast condition, 3node vertical

$$W = \Delta + \Delta \left( 0.26 + 0.395 \frac{B}{d} \right) J_{v3} = 82,200 \quad \text{kt}$$

$$\delta = 0.030 \left( \frac{N_3}{100} \right) = 0.030 \times 1.04 = 0.031$$

許容船尾端加速度 ( $a_e$ ) は §1, i) によれば  $a_e = 50 \text{ gal}$  であるが本船は aft bridge であるため上下振動に基づく船橋上部の前後方向水平振動を考える必要がある。

$$(\text{fore-aft amplitude on bridge upper part}) = hu'_b = \frac{hu_{0e}}{L} \left( 7.86 \frac{u'_{0b}}{u'_{0e}} + \alpha \right)$$

$u'_b$ : 船橋位置における振動曲線の傾斜

$u'_{0b}$ : 両端自由均一梁の船橋位置における振動曲線の傾斜

$h$ : 船橋上部の振動中性軸からの距離

したがって船橋上部における前後方向加速度 ( $a_b$ ) は,

$$a_b = a_e \frac{hu_{0e}}{L \left( u_{0e} + \frac{L}{2} \theta \right)} \left( 7.86 \frac{u'_{0b}}{u'_{0e}} + \alpha \right) = a_e \frac{h}{L} \left[ \left( 7.86 \frac{u'_{0b}}{u'_{0e}} + \alpha \right) / (1 + \alpha/2) \right] = a_e \frac{h}{L} K_3' \quad (18)$$

船橋位置  $\xi = 0.33$ ,  $\alpha = 1.0$ , 第6図より  $K_3' \doteq 4.5$

$$h/L \doteq 0.08 \quad \text{また} \quad a_b = 12.5 \text{ gal} \quad \text{とすれば}$$

$$a_e = a_b \left( \frac{L}{h} \right) \frac{1}{K_3'} \doteq 33 \quad \text{gal}$$

以上により, 船尾端許容起振力 ( $F_e$ ) は, (9) より

$$F_e = \frac{a_e \delta W}{\pi g} \left[ \frac{W_e/W}{4 k_n^2 (1 + \alpha/2)^2} \right] = \frac{33 \times 0.031 \times 82,200}{\pi 980 \times 12.5} = 2.19 \quad \text{kt}$$

また

$$F_p = 0.0015 \left( \frac{SHP_n}{V_n} \right) \left( \frac{N}{N_n} \right)^2 = 0.0015 \left( \frac{18,700}{17.2} \right) \left( \frac{104}{110} \right)^2 = 1.47 \quad \text{kt}$$

したがって, 船尾端に換算した主機の許容起振力 ( $F_{me}$ ) は,

$$F_{me} = F_e - F_p = 2.19 - 1.47 = 0.72 \quad \text{kt}$$

すなわち, 不平衡力のみの場合の  $\xi = 0.35$  における主機の許容値 ( $F_m$ ) は (16') より

$$F_m = F_{me} \left( \frac{1 + \alpha/2}{\eta_{0\xi} + \xi \alpha} \right) = 0.72 \left( \frac{1 + 0.50}{0.12 + 0.35} \right) = 4.7 \quad \text{kt}$$

また, 不平衡偶力のみの場合の主機の許容値 ( $M_m$ ) は, (17') より

$$M_m = L \cdot F_{me} / K_3' = 217 \times 0.72 / 4.9 = 32 \quad \text{kt-m}$$

- ii) heavy ballast condition, 2node horizontal

$$W = \Delta + (0.70 d^2 + 0.08 t^2) L_p J_{h2} = 48,500 \quad \text{kt}$$

$$\delta = 0.038 \left( \frac{N_2}{100} \right) = 0.038 \times 1.04 = 0.0395$$

$$a_e = 20 \quad \text{gal}$$

$$F_e = \frac{20 \times 0.0395 \times 48,500}{\pi 980 \times 5.9} = 2.11 \quad \text{kt}$$

$$F_p = 1.47 \quad \text{kt}$$

$$F_{me} = 2.11 - 1.47 = 0.64 \quad \text{kt}$$

$$F_m = 0.64 \left( \frac{1 + 0.10}{0.31 + 0.10} \right) = 1.7 \quad \text{kt}$$

$$M_m = 217 \times 0.64 / 4.0 = 35 \quad \text{kt-m}$$

iii) light ballast condition, 5node vertical

この場合、5節上下振動は主機の2次起振力と同調する。

高次振動型に対しては実測資料よりの諸値を用いるが特に  $L \int w'u^2 d\xi / W$  の値は船尾端振幅により大きく影響され相当の幅がある。したがって高次振動に対する精度は相対的に劣るものとみななければならない。またここでは3節上下の場合と同様 aft bridge 上部の前後水平振動を考える。

$$W = 77,000 \text{ kt} \quad (\text{見掛け付加重量は3節の場合と同様とみなす})$$

$$\delta_5 \doteq \delta_2 \left( \frac{N_5}{N_2} \right)^{3/4} = 0.0224 \left( \frac{208}{59} \right)^{3/4} = 0.058$$

$$a_e \doteq a_0 \frac{L}{7h} = 12.5/7 \times 0.08 = 22 \text{ gal}$$

$$F_{me} = F_e \doteq \frac{22 \times 0.058 \times 77,000}{\pi 980 \times 15} = 2.1 \text{ kt}$$

$$\text{したがって} \quad M_m \doteq 217 \times 2.1/7 = 65 \text{ kt-m}$$

本船主機において、操縦桿位置を No. 4, No. 5 cylinder の間に設けた場合の常用出力における不平衡偶力は次のごとくで、計算許容値と比べいずれも満足すべき値である。なおこの場合の不平衡力はいずれも zero としている。

	1次不平衡偶力 (kt-m)		2次不平衡偶力 (kt-m)	
	上	下	左	右
計 画 値	30	30	61	0
計 算 許 容 値	32	35	65	—

振幅あるいは加度速の絶対値に関連する問題は、推定の過程において未だ不明確な多くの要素を含み、現状では推定値に対する相当の誤差も避けられないと思われるが、本稿によつて主機許容起振力の大略の order を知ることができると思う。

船型の大型化と高速化に伴つて、振動問題は益々重要性を増すであろうが、特に Diesel 主機の許容起振力の推定に関し、本稿が一つの参考となれば幸いである。

#### 参 考 文 献

- 1) 著者 “船体低次固有振動数の推定” 造船協会論文集 107 号
- 2) 熊井豊二 “船体振動加速度の直接測定と振動感覚に就て”
- 3) V. A. Kjaer: Vertical Vibrations in Cargo and Passenger Ships APS Me 2.
- 4) 船体構造委員会関東地区部会 船体振動許容限界の提案 造船協会誌 第 362 号
- 5) J. L. Taylor: Vibration of Ships TINA 1930.
- 6) A. J. Johnson: Vibration Tests of All-welded and All-riveted 10,000 ton Dry Cargo Ship NECI Vol. 67.
- 7) R. T. McGoldrick & V. L. Russo: Hull Vibration Investigation on S. S. Gopher Mariner SNAME 1955.
- 8) A. W. Mathewson: Preparation of Data for Computation of Vertical Flexural Modes of Hull Vibration by Digital Process TMB Report 632.  
E. J. Adams: The Steady-State Response of a Ship Hull to a Simple Harmonic Driving Force Computed by a Digital Process TMB Report 715.
- 9) 熊井豊二 “船体高次振動の減衰率について” 造船協会論文集 第 102 号