(昭和 37 年 11 月造船協会秋季講演会において講演)

規則波中の高速艦艇に働く曲げモーメント

正員 福田 淳 一* 正員 柴 田 実**
正員 豊 田 久 夫** 正員 星 隈 明 吉*

Theoretical Evaluation of Bending Moments of a Destroyer in Regular Waves

By Jun-ichi Fukuda, *Member*, Jitsu Shibata, *Member*

Hisao Toyota, *Member*, Akiyoshi Hoshikuma, *Member*

Summary

This paper presents the results of theoretical evaluation of motions, shearing forces and bending moments of a destroyer in regular head seas. The calculated values of heave, pitch and midship bending moments have agreed with the experimental values of model tests.

The obtained conclusions are as follows :

- (1) The damping coefficients for the heaving and pitching motions are extremely large, and the coupling effects between heaving and pitching are very large, compared with the merchant ships.
- (2) When the wave crest or the wave trough passes near the midship, the largest bending moment occurs at the position near the midship, and the largest shearing forces occur at the positions distant about 25% of ship length from midship, fore and aft.
- (3) The value of (wave length/ship length) ratio, at which the amplitudes of bending moment and shearing forces mentioned above in (2) reach maximum values, is between 0.75 and 1.
- (4) The maximum bending moment in high speed is nearly equal to the statically calculated value with Smith effect.

1 緒 言

最近、海洋波の統計理論を応用して、海洋波中の船体運動、船体曲げモーメント等を統計的に推定する方法が採り上げられているが、このような取扱いをするに当たっては、不規則海洋波の成分である種々の規則波の中の船体運動、船体曲げモーメント等の応答関数を知る必要がある。規則波中のこれらの応答は、船型、重量分布、船速、規則波の波長、波高、方向角等によつて複雑に変化するが、これらの諸問題を解明する目的で現在まで数多くの実験的研究が行なわれて来ている。一方、これと並行して、規則波中の応答を理論的に求めようとする試みも進められて来たが、斜波中の応答、大波高の場合等の非線型の応答等については、これを理論的に計算することは困難である。しかしながら、問題を最も重要な正面規則波中に限定して線型的に取扱う限う、船体運動（上下動揺と縦動揺）、船体曲げモーメント等の応答は、これをかなりの精度を以て理論的に計算することができる。すなわち正面規則波中を一定速度で直進する船の上下動揺、縦動揺、船体に働く剪断力、曲げモーメント等は、ストリップ法による計算⁽¹⁾⁽²⁾、あるいは三次元影響を含む計算⁽³⁾が可能であるが、実船に適用する場合には、ストリップ法によるのが便利である。本論文は、著者の一人が先に発表した計算法⁽⁴⁾を用いて、規則波中の高速艦艇（駆逐艦船型）の上下動揺、縦動揺、船体に働く剪断力および曲げモーメント等を、ストリップ法で理論的に計算した結果を示すもので、普通の商船々型と異なつた特殊の船型を持つ高速船型の資料として寄与するところ

原稿受付 昭和 37 年 6 月 18 日

* 九州大学工学部

** 三菱長崎造船所艦艇設計課

があるものと信ずる。なお、この研究は防衛庁海上幕僚監部技術部艦船課の御好意により、九州大学造船学教室と三菱長崎造船所艦艇設計課の共同研究として行なわれたもので、これと並行して、九州大学造船学教室試験水槽において模型実験をも行なつた。上下動揺、縦動揺、midshipの曲げモーメントについては、理論計算結果と模型実験結果との比較をも行なつている。

2 計 算 方 法

計算に採用した船型は駆逐艦船型（常備状態）であつて、その主要目を Table 1 に示す。計算は文献（4）に示す方法によつて行なつている。すなわち、Fig. 1 に示すように、 x 軸の原点を midship にとり、 L_{pp} を 16 等分してストリップ法で計算している。midship を（0）とし、前方および後方の等分点をそれぞれ順次（1）、

Fig. 1

Table 1 Main Particulars of Ship

Length bet. pp. (L)	115.0 m
Breadth (B^*)	12.0 m
Draft (d_0)	4.0 m
Displ. (W)	2,890 t
Block coeff. (C_B)	0.511
L/B^*	9.58
L/d_0	28.8
B^*/d_0	3.0
Rad. of gyration in air (κ)	0.242 L

Table 2 Nomenclature

	Symbol	Non Dimensional
Coefficient of Miscellaneous Terms of Differential Equations of Motion	a, b, c	$a/\frac{W}{g}$, $b/\sqrt{\frac{WL}{g}}$, $c/\rho g L B^*$
	d, e, g	$d/\frac{WL}{g}$, $e/\sqrt{\frac{WL}{g}}$, $g/\rho g L^2 B^*$
	A, B, C	$A/\frac{WL}{g}$, $B/\sqrt{\frac{WL}{g}}$, $C/\rho g L^3 B^*$
	D, E, G	$D/\frac{WL}{g}$, $E/\sqrt{\frac{WL}{g}}$, $G/\rho g L^2 B^*$
Amplitude and Phase Angle of Heaving Force	F_0 , α_F	$\bar{F}_0 = F_0/\rho g L B^* h_0$, α_F
Amplitude and Phase Angle of Pitching Moment	M_0 , β_M	$\bar{M}_0 = M_0/\frac{1}{2}\rho g L^2 B^* h_0$, β_M
Amplitude and Phase Angle of Heaving Motion	ζ_0 , α_ζ	$\bar{\zeta}_0 = \zeta_0/h_0$, α_ζ
Amplitude and Phase Angle of Pitching Motion	ϕ_0 , β_ϕ	$\bar{\phi}_0 = \phi_0/k h_0$, β_ϕ
Amplitude and Phase Angle of Shearing Force	$\mathcal{F}_0$, γ	$\bar{\mathcal{F}}_0 = \mathcal{F}_0/\rho g L B^* h_0$, γ
Amplitude and Phase Angle of Bending Moment	$\mathcal{M}_0$, δ	$\bar{\mathcal{M}}_0 = \mathcal{M}_0/\rho g L^2 B^* h_0$, δ
Ship Speed	V	$Fr. = V/\sqrt{gL}$
Wave Length	λ	λ/L
Circular Frequency of Encounter	ω_e	$\omega_e^2 L/2\bar{g}$

ρ : density of water, $\bar{g}$: acc. of gravity, $k=2\pi/\lambda$, h_0 : amplitude of wave elevation

(2), ……(8) および (-1), (-2), ……(-8) として、剪断力と曲げモーメントは (-8), (-6), ……(0), ……(6), (8) の L_{pp} の 8 等分点について計算して縦方向の分布を求めている。記号、座標軸、符号等はすべて文献（4）で定義したと同じく、Fig. 1 および Table 2 に示す通りである。

表面の隆起が

$$h = h_0 \cos(kx + \omega_e t) \quad (1)$$

で表わされる正面規則波中を一定速度 V で直進する船の上下動揺と縦動揺の運動方程式は次の形で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} a\ddot{\zeta} + b\dot{\zeta} + c\zeta + d\ddot{\phi} + e\dot{\phi} + g\phi &= F \\ A\ddot{\phi} + B\dot{\phi} + C\phi + D\ddot{\zeta} + E\dot{\zeta} + G\zeta &= M \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし、強制力 F および強制モーメント M は次の形で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} F &= F_c \cos \omega_e t - F_s \sin \omega_e t \equiv F_0 \cos(\omega_e t + \alpha_F) \\ M &= M_c \cos \omega_e t - M_s \sin \omega_e t \equiv M_0 \cos(\omega_e t + \beta_M) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

上下動揺 ζ と縦動揺 ϕ は (2) を解いて次の形で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \zeta &= \zeta_c \cos \omega_e t - \zeta_s \sin \omega_e t \equiv \zeta_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\zeta) \\ \phi &= \phi_c \cos \omega_e t - \phi_s \sin \omega_e t \equiv \phi_0 \cos(\omega_e t + \beta_\phi) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

(4) を用いて、船の x 方向の任意の位置 x_1 における剪断力と曲げモーメントを求めると、これらは次の形で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{F}(x_1) &= \mathcal{F}_c(x_1) \cos \omega_e t - \mathcal{F}_s(x_1) \sin \omega_e t \equiv \mathcal{F}_0(x_1) \cos(\omega_e t + \gamma(x_1)) \\ \mathcal{M}(x_1) &= \mathcal{M}_c(x_1) \cos \omega_e t - \mathcal{M}_s(x_1) \sin \omega_e t \equiv \mathcal{M}_0(x_1) \cos(\omega_e t + \delta(x_1)) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

以上の諸計算結果をすべて Table 2 に示すような無次元値で表わす。

3 船 体 運 動

3.1 運動方程式の諸係数

上下動揺と縦動揺の運動方程式 (2) の左辺の諸係数 $a, b, \dots, G$ 等を, $\omega_e^2 L / 2\bar{g}$ または $Fr.$ を横軸として Fig. 2 に無次元値で示す。また船の前半部と後半部に対する付加質量, 減衰係数およびこれらの midship に関

Fig. 2a

Fig. 2b

Fig. 2c

Fig. 2d

Fig. 3a

Fig. 3b

する1次モーメントと2次モーメントを、 $\omega^2 L/2g$ を横軸として Fig. 3 に無次元値で示す。(ρs は断面付加質量、N は断面減衰係数であつて、これらは田才助教授⁽⁶⁾の chart から求められる)。

T2 タンカーの場合と比較すると〔文献(6)の Fig. 1, 2 参照〕付加質量、減衰係数の縦方向分布が著しく前後非対称となつてゐることが判る。これは船型の前後非対称度が大きいためで、普通の商船々型と著しく相違している。また、T2 タンカーと比較して、付加質量はやや大きく、減衰係数は著しく大きい。これも、駆逐艦特有の比較的浅喫水の船型の特徴を示すものである。以上のような船型の特異性のために、T2 タンカーと比較すると、 b, B の無次元値が極端に大きく、 d, e, g および D, E, G 等の上下動揺と縦動揺の連成に関する項の無次元値も著しく大きい。T2 タンカーのように比較的前後非対称度の小さい船型の場合でも、 e, g, E に基づく上下動揺と縦動揺の連成は船速零付近の低速の場合を除き無視できないが⁽⁶⁾、本船の場合には e, g, E はもとより、 d, D, G に基づく連成も無視できないと思われる。

3.2 強制力および強制モーメント

(3) の上下動揺の強制力と縦動揺の強制モーメントを Fr. または λ/L を横軸として Fig. 4, 5 に無次元値で示す。

強制力および強制モーメントの船速による変化は比較的小さい。これに反して、波長による変化は大きい。強制力の振幅の無次元値 $\bar{F}_0$ は $\lambda/L=0.85$ 付近で最小となり、これより長い波長の場合には波長と共に大きくなる。強制力の位相角 α_F は、 $\bar{F}_0$ が最小となる $\lambda/L=0.85$ 付近で 0° 付近から -180° 付近まで急激に変化する。強制モーメントの振幅の無次元値 $\bar{M}_0$ は $\lambda/L=0.65$ 付近で最小となるようで、これより長い波長の場合には波長と共に大きくなるが、 $\lambda/L=1.50$ 付近ではほぼ一定に近い値となる。強制モーメントの位相角 β_M は、 $\bar{M}_0$ が最小となる $\lambda/L=0.65$ 付近で 90° 付近から -90° 付近まで急激に変化するものと思われる。なお、いわゆる Froude-Kriloff の仮定に基づく強制力および強制モーメントの振幅の無次元値 $\bar{F}_0''$, $\bar{F}_0'''$ および $\bar{M}_0''$, $\bar{M}_0'''$ と、これらの位相角 α_F'' , α_F''' および β_M'' , β_M''' をも比較して示している。" を付けたものはいわゆるスミス効果を考慮した場合、"' を付けたものはこれを考慮しない場合である。 $\bar{F}_0$, $\bar{F}_0''$, $\bar{F}_0'''$ および $\bar{M}_0$, $\bar{M}_0''$, $\bar{M}_0'''$ の相互の差は T2 タンカーの場合⁽⁷⁾よりやや小さい。

3.3 上下動揺および縦動揺

(4) の上下動揺と縦動揺を Fr. または λ/L を横軸として Fig. 6, 7 に無次元値で示す。また、Fig. 8 に実験結果⁽⁸⁾との比較を示す。Fig. 8 では Fr. を横軸にとつてゐるが、上下動揺と縦動揺の同調を明示するために、同調率 A_ζ および A_ϕ をも示している。ここで $A_\zeta = \omega_e/\omega_\zeta = T_\zeta/T_e$, $A_\phi = \omega_e/\omega_\phi = T_\phi/T_e$ であつて、上下動揺、縦動揺の固有周期 T_ζ , T_ϕ は、船速零の場合の非連成、非減衰の自由動揺の式より求めた値を用いている。

すなわち

$$T_\zeta = 2\pi/\omega_\zeta, \quad \omega_\zeta = \sqrt{c/a}$$

HEAVING FORCE

Fig. 4 a

PITCHING MOMENT

Fig. 5 a

HEAVING MOTION

Fig. 6 a

HEAVING FORCE

Fig. 4 b

PITCHING MOMENT

Fig. 5 b

HEAVING MOTION

Fig. 6 b

PITCHING MOTION

Fig. 7 a

PITCHING MOTION

Fig. 7 b

Fig. 8 a

Fig. 8 b

Fig. 8 c

Fig. 8 d

$$T_{\phi} = 2\pi/\omega_{\phi}, \quad \omega_{\phi} = \sqrt{C/A} \quad (C \text{ は船速零の場合の値をとる}).$$

である。

理論計算値と実験値とは、 $\lambda/L=0.75$ の場合の上下動揺の位相角 α_z を除いて、一般によく一致している。 $\lambda/L=0.75$ の場合に高速で α_z の理論値と実験値が一致しない (Fig. 8a) のは、Fig. 6b の $\lambda/L=0.75$ 付近の α_z の急激な変化に基づくものと思われる。

波長一定の場合に、上下動揺、縦動揺の振幅の無次元値 $\bar{\zeta}_0$, $\bar{\phi}_0$ はそれぞれ $A_z=1$ および $A_{\phi}=1$ となる船速付近で最大となるが、同調の山と同調率が 1 となる船速とは必ずしも一致しない。なお、同調の山は上下動揺の場合も縦動揺の場合も比較的鈍く、縦動揺の場合に特にその傾向が著しい。これは、船型の特異性のために減衰力が大きいことが原因している。

船速一定の場合に、 $\bar{\zeta}_0$ は $\lambda/L=0.75$ 付近で零に近い値となり、これより長い波長の場合には波長と共に大きくなるが、 $A_z=1$ となる波長付近ではほぼ一定に近い値となる。一方、 $\bar{\phi}_0$ は $\lambda/L=0.65$ 付近で零に近い値となり、これより長い波長の場合には波長と共に大きくなるが、 $\lambda/L=1.50$ 付近ではほぼ一定に近い値となる。 $A_{\phi}=1$ となる波長付近で特に目立つ傾向は認められない。 $\bar{\zeta}_0$ が零に近くなる $\lambda/L=0.75$ 付近で α_z が急激に複雑に変化することと、 $\bar{\phi}_0$ が零に近くなる $\lambda/L=0.65$ 付近で β_{ϕ} が急激に変化することは注意を要する。

$Fr.=0.3$ 以上の高速の場合には、 $\lambda/L \geq 1$ 以上の長い波長の場合に上下動揺の振幅が大きく、高速となる程振幅も大きくなる。一方、縦動揺の振幅は $\lambda/L=1 \sim 1.25$ 以上の長い波長の場合に大きく、船速によつて振幅はあまり変化しない。

4 剪断力および曲げモーメント

4.1 Midship の剪断力および曲げモーメント

(5) の剪断力および曲げモーメントの midship における値を、 $Fr.$ または λ/L を横軸として Fig. 9, 10 に示す。また、Fig. 11 に midship の曲げモーメントの実験値⁽⁹⁾との比較を示す。Fig. 11 では $Fr.$ を横軸にとつてはいるが、上下動揺の同調と midship の曲げモーメントとの関係を示すために、同調率 A_z をも示している。

理論値と実験値は、水槽実験において側壁影響の存在する低速領域を除き、また、上下動揺の位相角 α_z が一致しない $\lambda/L=0.75$ の場合を除いて、比較的よく一致している。なお、Fig. 11 には、Jacobs & Dalzell⁽⁹⁾ が駆逐艦船型 ($C_b=0.55$, $\kappa=0.24L$) について行なつた理論計算値をも比較して示したが、類似した船型であるため、比較的近い値となつている。

midship の剪断力の船速による変化は小さく、波長による変化は大きい。 $\lambda/L \geq 0.75$ 以上では、波長が短い程剪断力の振幅 $\bar{\sigma}_0$ が大きくなる。しかし、midship の剪断力は元来小さいので、大した問題ではない。midship の剪断力は、それ自体には重要な意義はないが、曲げモーメントの縦方向分布に関係がある。すなわち、midship

SHEARING FORCE AT $\bar{\sigma}_0$

Fig. 9a

SHEARING FORCE AT $\bar{\sigma}_0$

Fig. 9b

BENDING MOMENT AT α

Fig. 10 a

BENDING MOMENT AT α

Fig. 10 b

BENDING MOMENT AT α $\lambda/L = 0.75$

Fig. 11 a

BENDING MOMENT AT α $\lambda/L = 100$

Fig. 11 b

BENDING MOMENT AT α $\lambda/L = 1.25$

Fig. 11 c

BENDING MOMENT AT α $\lambda/L = 1.50$

Fig. 11 d

の剪断力の位相角 $\gamma_{(x)}$ は常に $90^\circ \sim 180^\circ$ の間にあつて、 $\cos \gamma_{(x)} < 0$ 、したがつて $\bar{F}_c(x) = \bar{F}_0(x) \cos \gamma_{(x)} < 0$ となつてゐるので、 $\bar{M}_0$ の縦方向分布を考えると、その最大値は常に midship より後方で生じる。(4) (Fig. 15 参照) この曲げモーメントの縦方向分布については、後で詳しく述べる。

波長一定の場合に、midship の曲げモーメントの振幅の無次元値 $\bar{M}_0$ は船速によつてあまり大きい変化を示さず、T2 タンカーの満載状態 (静水中静止時にややサギングモーメントが働くような重量分布となつていて、 $\kappa \doteq 0.22L \sim 0.23L$) の場合⁽⁷⁾⁽¹⁰⁾ のような比較的複雑な変化は見られない。そして T2 タンカーの比較的小ホギングの重量分布の場合 (例えば秋田博士の $\kappa = 0.25L$ の場合の実験⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾) の変化の傾向に似ている。このことは、本船の重量分布が比較的小ホギングの分布となつていて、 $\kappa \doteq 0.24L$ であることを考えると、うなづける。一方、midship の曲げモーメントの位相角 δ は、ほぼ 0° に近い正の値となつていて、高速になるとやや大きくなる傾向を示している。すなわち、船が波と出会う 1 周期の間で、波頂 (または波底) が midship を通過する直前に最大のホギングモーメント (またはサギングモーメント) が働く。

船速一定の場合に、midship の曲げモーメントの振幅の無次元値 $\bar{M}_0$ は、波長によつて大きく変化し、 $\lambda/L = 0.75 \sim 1.00$ の場合に大きい値となる。そして、 $\lambda/L \doteq 0.85$ 付近で最大となり、この波長は上下動揺の振幅が零に近くなる波長に近いことは興味がある。しかしながら、midship の曲げモーメントの振幅は、通常行なわれている標準計算の場合のように、 $\lambda/L = 1$ の波長の場合に最大になるものと見なしてもほぼ差し支えない。なお、本船の場合には、上下動揺の同調と midship の曲げモーメントの間には特に目立つ関係は認められないが重量分布を軸的サギングの分布とすれば、T2 タンカーの場合⁽⁷⁾ のように、 $\lambda/L \doteq 1$ の波長の場合に上下動揺の同調速度より高速で曲げモーメントの振幅が減少するものと推定され、そのような重布量分の方が好ましいと思われる。

Fig. 10, 11 には、いわゆる Froude-Kriloff の仮定に基づく規則波の圧力を考えて静力学的に計算した曲げモーメントの振幅の無次元値 $\bar{M}_0''$, $\bar{M}_0'''$ と位相角 δ'' , δ''' を比較して示している。" を付けたものはいわゆるスミス効果を考慮した場合、"' を付けたものはこれを考慮しない場合である。 $\lambda/L = 1.00$ の場合の $\bar{M}_0'''$ は、いわゆる標準計算値に相当するわけである。一般に $\bar{M}_0 > \bar{M}_0'' > \bar{M}_0'''$ となつてゐるが、船型が脍せていて、比較的浅喫水であるために、これらの値の相互の差は比較的小さい。高速の場合に $\lambda/L = 0.75 \sim 1.00$ 付近で $\bar{M}_0$ が大きくなり、 $\bar{M}_0''$ とほぼ同程度の値となつてゐることは注意を要する。また、 δ'' , δ''' が δ と若干相違して 0° に近い負の値となつてゐる。

4.2 剪断力と曲げモーメントの縦方向分布

(5) の剪断力と曲げモーメントの船長の 8 等分点における値を Fig. 12, 13 に Fr. を横軸として無次元値で示す。また、これらの計算値より求めた剪断力、曲げモーメントの縦方向分布を Fig. 14, 15 に示す。Fig. 14 には、剪断力、曲げモーメントの振幅の無次元値 $\bar{F}_0$, $\bar{M}_0$ と位相角 γ , δ の縦方向分布を示し、Fig. 15 には、 $\bar{F}_c$, $\bar{F}_s$ および $\bar{M}_0$, $\bar{M}_s$ の縦方向分布を示す。 $\bar{F}_c$ および $\bar{M}_0$ の曲線は、波頂が midship を通過する時刻にお

Fig. 12

Fig. 13

Fig. 14 a

Fig. 15 a

Fig. 14 b

Fig. 15 b

Fig. 14 c

Fig. 15 c

る剪断力と曲げモーメントの分布を表わし $\bar{F}_s$ および $\bar{M}_s$ の曲線は、それより $T_0/4$ 前の時刻すなわち midship において波傾斜角が最大となつている時刻の剪断力と曲げモーメントの分布を表わす。したがつて、 $\bar{M}_c$ および $\bar{M}_s$ の曲線はそれぞれ $\bar{F}_c$ および $\bar{F}_s$ の曲線の積分曲線になつている。

Fig. 12 に示すように、 $\lambda/L=1.00$ の場合の各断面の剪断力の振幅の無次元値 $\bar{F}_c$ は、船速によつてかなり変化するが、 $\bar{F}_s$ は midship より前後に $L/4$ の距離の (+4) および (-4) の位置で大きい値となり、この位置の $\bar{F}_c$ は、 $Fr=0.3$ 以上の高速で船速によつてあまり変化しない。一方、 $\lambda/L=1.00$ の場合の各断面の曲げモーメントの振幅の無次元値 $\bar{M}_c$ は、Fig. 13 に示すように、船速によつてあまり大きくは変化せず、 $\bar{M}_s$ は midship で大きい値となつている。

さて、Fig. 14 に示すように、 $Fr=0.3\sim 0.5$ の範囲では、 $\lambda/L=0.75\sim 2.00$ のいずれの場合についても、 $\bar{F}_c$ は midship より前後に $L/4$ の距離の位置付近で極大となり $\bar{M}_c$ は midship 付近で最大となる。そして $\bar{F}_c$ の極大値と $\bar{M}_c$ の最大値は $\lambda/L=0.75\sim 1.00$ の場合に大きい値となり、波長が長くなると急激に小さくなる。そして、 $\bar{F}_c$ が極大となる midship より前後に $L/4$ の距離の位置付近で、剪断力の位相角 γ はそれぞれほぼ 810° または 0° に近く、 $\bar{M}_c$ が最大となる midship 付近で、曲げモーメントの位相角 δ はほぼ 0° に近い。したがつて、通常行なわれている標準計算の場合のように、 $\lambda/L=1$ の波長の場合に、波頂（または波底）がほぼ midship を通過するとときに、midship より前後に $L/4$ の距離の位置付近で極大の剪断力が働き、midship 付近で最大の曲げモーメントが働くと思はしては差し支えない。なお、これらの剪断力の振幅 $\bar{F}_c$ の極大値と曲げモーメントの振幅 $\bar{M}_c$ の最大値とは、 $Fr=0.3\sim 0.5$ の範囲で船速が大になればやや大きくなる傾向を示すが、その変化はあまり大きくはない。

Fig. 15 に $\bar{F}_c$, $\bar{F}_s$ および $\bar{M}_c$, $\bar{M}_s$ の縦方向分布を示すが、midship においては常に、 $\bar{F}_c < 0$ であり、midship より僅かに後方で $\bar{F}_c = 0$ となつている。したがつて、 $\bar{M}_c$ の最大値は $\bar{F}_c = 0$ となる位置で生じ、この位置は常に midship より僅かに後方にある。そして、この位置は波長、船速によつてほとんど変化しない。 $\bar{M}_c$ の最大値の生じる位置と $\bar{M}_s$ の最大値の生じる位置とは厳密には必ずしも一致しないが、この位置付近では $\bar{M}_c \gg \bar{M}_s$ であつて (Fig. 14 にてこの位置付近で $\delta \neq 0$)、近似的には $\bar{M}_c \approx \bar{M}_s$ と見なされるから、 $\bar{M}_c$ の最大値の生じる位置は $\bar{M}_s$ の最大値の生じる位置とほぼ一致すると見なされる。したがつて、曲げモーメントの振幅の最大値は、常に midship の僅かに後方で生じると見なしてよく、Fig. 14 において、このことがほぼ成立することが示されている。T2 タンカーの場合に認められた「曲げモーメントの振幅の最大値の生じる位置は、波長および船速が大きくなると、midship 付近で後方より前方に移動する」⁽⁴⁾ という傾向は、本船の場合には僅かに認められる程度に過ぎない。De Dose⁽¹²⁾ の肥瘠係数の異なる 3 隻の模型船による実験では、上に述べた傾向は肥えた船型の場合に著しく、瘠せた船型ではそれ程ではないことが示されているが、本船の傾向はこれと一致している。

5 結 言

高速艦艇は、商船々型と比較して、(a) 船型が極端に瘠せていて、長さ、幅に比べて比較的喫水が浅い、(b) 船型の前後非対称度が著しい、(c) 極めて高速である、等の点で特異性がある。したがつて、規則波中の船体運動（上下動揺と縦動揺）、船体曲げモーメント等について、普通の商船々型と異なつた傾向が認められる点もある。駆逐艦船型（常備状態）について、これらの諸問題を検討した結果、次のような結論が得られた。

(1) 上下動揺、縦動揺に対する減衰力が著しく大きい。また、船型の前後非対称性、前進速度に基づく上下動揺と縦動揺の相互干渉が大きい。

(2) 上下動揺の強制力は $\lambda/L \approx 0.85$ の波長の場合に、縦動揺の強制モーメントは $\lambda/L \approx 0.65$ の波長の場合にそれぞれ零に近くなり、また位相角が急激に約 180° 変化する。

(3) 上下動揺の振幅は、 $\lambda/L \approx 0.75$ の波長の場合に零に近い値となり、波長が長くなれば大きくなる。また、動揺振幅の大きい $\lambda/L \approx 1$ 以上の長い波の場合には、高速となる程振幅も大きくなる。動揺振幅が零に近くなる $\lambda/L \approx 0.75$ 付近で、上下動揺の位相角は急激に複雑な変化をする。

(4) 縦動揺の振幅は、 $\lambda/L \approx 0.65$ の波長の場合に零に近い値となり、波長が長くなれば大きくなる。動揺振幅の大きい $\lambda/L \approx 1$ 以上の長い波の場合には、船速によつて振幅はあまり変化しない。動揺振幅が零に近くなる $\lambda/L \approx 0.65$ 付近で、縦動揺の位相角は急激に変化する。

(5) 船が波と出会う 1 周期の間で、波頂（または波底）がほぼ midship 付近を通過するときに、midship

より前後に $L/4$ の距離の位置付近で極大の剪断力が働き, midship 付近で最大の曲げモーメントが働く。

(6) 上に述べた剪断力の極大値と曲げモーメントの最大値は $\lambda/L=0.75\sim 1.00$ の波長の場合に大きい値となるが, $\lambda/L=1$ の場合に最大となると考えてもほぼ差し支えない。また, これらの値は船速が増すとやや大きくなるが, その変化はあまり大きくない。

(7) 曲げモーメントの振幅の縦方向分布については, 最大値の生じる位置は常に midship の僅かに後方にあつて, この位置は波長および船速が大になれば前方に移る傾向を示すが, その移動量は極めて小さい。

(8) midship の曲げモーメントの振幅は, 船速によつてあまり複雑な変化をせず, $Fr.=0.3\sim 0.5$ の範囲では船速と共にやや大きくなる。このことは, 重量分布が比較的ホギングの分布となつていることによるもので, 重量分布を若干サギングの傾向に変化させれば, 高速における曲げモーメントの振幅が小さくなり, そのような重量分布の方が好ましいと思われる。

(9) 高速の場合の midship の曲げモーメントの振幅は, $\lambda/L=0.75\sim 1.00$ の場合に, スミス効果を無視した静力学的計算値よりやや小さいが, スミス効果を考慮した静力学的計算値とほぼ同程度の値となつてゐることは注意を要する。

以上の結論は本船の常備状態に対する計算結果より得られたもので, 異なつた重量分布状態に対しては, 若干異なつた傾向が見出されるかも知れない。重量分布の相違に基づく影響, 本論文で触れなかつた非線形の諸問題等については, さらに研究が望まれるが, 一応, 規則波中の高速艦艇の船体運動(上下動揺と縦動揺), 船体に働く剪断力および曲げモーメント等に関する課題の大略を明らかにしたものとする。

終に臨み, 本研究に寄せられた防衛庁海上幕僚監部技術部艦船課大城永幸二佐のご好意に謝意を表し, また, 有益なご教示を仰いだ九州大学名誉教授渡辺恵弘博士, ご協力, ご援助を頂いた三菱長崎造船所造船設計部長岡部利正博士, 艦艇設計課長島田博之技師におん礼申上げる。なお, 本研究は文部省科学研究費の補助を受けたことを付記する。

文 献

- (1) B. V. Korvin Kroukovsky & W. R. Jacobs: "Pitching and Heaving Motions of a Ship in Regular Waves" SNAME Vol. 65 (1957)
- (2) W. R. Jacobs: "The Analytical Calculation of Ship Bending Moment in Regular Waves" JSR Vol. 2 (1958)
- (3) 花岡達郎: "波浪中の船の運動と船体に働く Bending Moment の計算について" 造船協会論文集第101号 (1957)
- (4) 福田淳一: "規則波中の船の縦曲げモーメント (続)" 造船協会論文集第111号 (1962)
- (5) 田才福造: "船の Heaving 並びに Pitching に対する付加質量および減衰力 (続)" 西部造船会々報第21号 (1961)
- (6) 福田淳一: "上下動揺, 縦動揺の連成と Midship の曲げモーメントについて" 本号掲載
- (7) 福田淳一: "規則波中の船の縦曲げモーメント" 造船協会論文集第110号 (1961)
- (8) 福田淳一: "規則波中の高速艦艇の上下動揺, 縦動揺と Midship の曲げモーメントに関する模型実験" 西部造船会々報第25号掲載予定
- (9) W. R. Jacobs & J. F. Dalzell: "Theory and Experiment in the Evaluation of Bending Moments Acting on a Ship in Waves" ISP Vol. 7 (1960)
- (10) Report of Committee of Wave Loads International Ship Structures Congress, Glasgow, September 1961
- (11) 秋田好雄, 郷田国夫, 田崎亮: "T 2-SE-A 1 タンカー模型による波浪中の船体曲げモーメントの研究 (第1報)" 造船協会論文集第110号 (1961)
- (12) J. Ch. De Dose: "Experimental Determination of Bending Moments for Three Models of Different Fullness in Regular Waves" ISP Vol. 7 (1960)