(昭和30年5月 造船協会春季講演会に於て講演)

船体固有振動数の研究 (第3報)

正員 工学士 廣 渡 智 雪*

Abstract.

On the Natural Frequencies of the Vertical
Flexural Vibration of 'Ships' Hull. (part 3)

By Tomoyuki Hirowatari, *Kogakushi, Member.*

In order to measure the forced vibration of a ship excited by an oscillation exciter simultaneously at many measuring points, the author has completed a set of (ten in number) electrical vibrographs applying the variable inductance type of gauges. Making use of these vibrographs, the author has carried out a series of ship vibration experiments on four newly built ships. In this paper the author represents the principle, the construction, and the results of calibration of the vibrograph, and the results obtained on ship vibration experiments.

The results obtained on vibration experiments are as follows,

- (1) Making use of these vibrographs, it has become possible to measure not only natural frequencies, but also instantaneous vibration profiles of a ship.
- (2) It has been made clear how natural frequencies of the vertical flexural vibration of a ship moored alongside the quay are effected by wall and depth of water.
- (3) The effect of the irregularity of angular velocity of the oscillation exciter upon the mode of vibration of a ship has been made clear.

I. 緒 言

振動発生機を用いて行う振動実験^{(1),(2)}の際、船体振動の計測には従来迄は末広式振動計1ヶを使用して供試船の各計測点を順次移動して測定を行う方法を採用して来たが、此の方法は実験計測に多大の時間と労力とを要するのみでなく、船体の振動撓曲線、強制力と船体振動との位相差等を計測するには不向きであり、又多節振動の場合にはその節数を正確に判定する事が極めて困難になる不備等が痛感せられた。之等の不便を除き、より正確な計測を行う為には多数の振動計に依る多数点の同時測定が望ましい。筆者はかねて此の目的の為に電気的方法に依る変位計型振動計の試作を進めていたが、昭和28年5月に上下振動用の変位計I型が完成しその後数度の振動実験に使用して十分実用に耐える事が判つた。以下に本変位計の概要と、之を実験に使用して得られた計測結果について報告する。

II. 振動計測装置について

(1) 変位計の構造

空心線輪に適当な周波数の交流を与えておき、その内部に挿入された鉄心を移動すれば鉄心の位置に応じて線輪の inductance が変化するから電流に変化を生ずる。従つて変位計の振子に鉄心を取付け振子の運動を鉄心に伝えてやれば振子の運動に応じた電流変化を取り出す事が出来る。

本変位計は此の原理を利用したものでその block diagram を第1図に又変位計I型の構造を第2図に示す。

第2図から明らかな様に之は螺旋バネを使用したEwing型の上下動振子で固体摩擦を少なくするため可動部分と静止部分との接触を避け knife edge, ball bearing 等を使

第1図 Block Diagram

* 日立造船技術研究所

第2圖 変位計1型

り此の両者の導磁率の差異が線輪の inductance を変化せしめる。線輪は減衰器上に取付けられ振子の腕に固着された鉄心がその内部を貫通し線輪に触れる事なく振子と共に移動する。

(2) 増幅記録装置

変位計の増幅記録装置としては電磁オシロを使用する場合とインク書オシロを使用する場合とが考えられるが、この場合種々の理由から三栄測器株式会社製のインク書オシロを使用する事にしたので増幅器等もインク書オシロ附属のものをその儘使用した。電磁オシロを使用する場合は日立造船式動的応力測定用電気抵抗線歪計測装置⁽⁴⁾を使用する事が出来る。インク書オシロ附属の増幅器についてはその取扱説明書⁽⁵⁾に詳細

第3圖

第1表

H	180 mm
k	0.3
Mg	1 kg
α_0	12.5°
T	1 秒

に解説してあるので此処では説明を省略する。

(3) 変位計 I 型の特性

(A) 静的特性

変位計 I 型の鉄心位置にダイヤルゲージを取り付けて、鉄心の移動量とオシログラフのペンのふれとの関係を求めた。その結果を第4図に示す。同図から明らかな様にこの両者の関係は全く直線的である。

(B) 動的特性

松平式振動試験機を使用して動的特性を求めた一例を第5図に示す。同図は減衰油として特4号デーゼル油を使用した場合のもので、横軸に振動数を縦軸に倍率係数及び位相差を置点したものである。この検定結果から減衰常数 h ⁽³⁾ を求めてみると $h=2.8$ を得るが之は振動計の標準減衰常数 $h=1.0$ よりも大きく過減衰状態にある。これは振動計としての感度を落す事になり、今後、改良を要すべき点であると考え。特4号デーゼル油の他に数種の減衰油を使用して減衰特性の調査を行つてみたが之等の減衰油では自由振動が相当時間残つて不適当であると考えられたので現状としては幾分不満もあるが特4号デーゼル油を使用する事にしている。

本変位計が水平方向に振動を強制された場合の影響は第6図の通りである。即ち本変位計は上下方向に振動がなくても①の様な方向に水平振動を受けると相当その影響を受ける事が判る。此の事は本変位計の構造から言つて、当初から予想せられたことで、振動の方向が予め不明な場合、若くは1方向のみでない場合には、誤差の原

用すると共に適当な流体摩擦を附与するために振子の重錘部分を減衰油に浸漬して振子の運動速度に比例した抵抗を与えている。本変位計の固有周期⁽³⁾は

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{Ik}{MgH \tan \alpha_0}}$$

但し k = 振子が静止した時のばねの伸び率

M = 重錘の質量 H = 重錘と支点の距離

g = 重力の加速度 α_0 = 第3図に示した角

I = 振子の慣性エネルギー

で与えられるが Mg , H , k 等の数値は第1表に示した様なものとした。又線輪はベークライトボビンにエナメル絹巻被覆銅線を多層巻したものを2個から成り此の2組の線輪が交流ブリッジの2辺を形成する。鉄心は鉄と真鍮から成

第4圖 静的特性

第5番 振動計検定曲線
(室温 14°C 油の温度 12°C)

因となるのであつて之を防止するには knife edge を通る水平軸に対し重錘と反対側に平衡錘を取付けて振子の重心を此の水平軸と一致せしめるとよいのであるが、今回の一連の実験に対してはこのままでも実用上差支がないのでこの形のもので実験を行つた次第である。

III. 実船の振動実験計測結果について

(1) 供試船要目及び実験方法

4隻の供試船について行つた振動実験の際上述の振動計測装置を用いて船体振動を測定した。供試船の要目及び実験当時の状態等を第2表に示す。

第6番 水平振動の影響

第 2 表

船 名	常 島 丸			宮 島 丸	山 春 丸		Bau Masepe	
船 型	遮 浪 甲 板 型			同 左	三 島 型		同 左	
L (m)	145.00			140.00	134.00		122.00	
B (m)	19.40			19.00	18.00		17.40	
D (m)	12.30			10.50	10.50		10.80	
$I_{xx}(\text{m}^2 \cdot \text{mm}^2)$	39.6×10^6			41.9×10^6	26.2×10^6		20.5×10^6	
実 験 月 日	28・9・9	28・10・28	28・11・4	28・10・24	29・1・20	29・1・21	29・6・26	29・6・28
実 験 場 所	岸 壁	岸 壁	弓 削 沖	岸 壁	大 阪 湾	岸 壁	大 阪 湾	岸 壁
水 深 (m)	8.00	10.50	20.00	8.00	11.00	6.80	12.00	6.30
平均吃水 (m)	3.00	4.09	4.21	4.20	3.57	3.45	3.88	3.87
排 水 量 (t)	5,023	7,187	7,366	7,279	5,804	5,755	5,677	5,663
振 動 発 生 機	使 用	使 用	使 用 せ ず	使 用	使 用	使 用	使 用	使 用

これ等の各供試船に振動発生機⁽¹⁾を取付けて船体に上下振動を発生せしめ、上甲板上に適当に選んだ振動計測点に変位計 10 台を配置して振動発生機の各回転数に応じた各点の振動を同時測定した。又発生機の回転軸に電気接点を設けて不平衡重量が真上に来た瞬間に此の接点が閉じる様にして、之をオッシロに同時に記録した。振動計の数 (10 台) は増幅器の数 (6 台) よりも多い為振動計 10 台の内 3 台のみを連続記録とし残りの 7 台は各振動計の出力を切換スイッチに依り切換えて増幅記録せしめている。

(2) 実 験 結 果

振動記録の一例を写真 1 に示す。之等のオッシログラムから振動発生機の各回転数に対する振幅を求め所謂共振曲線を描いたものが第 7 図～第 14 図である。又各供試船の実験状態に於ける上下固有振動数を求めたものを第 3 表に示す。振動発生機の回転マークと振動波形から各計測点の振幅及び強制力との位相差を求めて船体の振

第 3 表

船 名	常 島 丸			宮 島 丸	山 春 丸		Bau Masepe	
実 験 月 日	28.9.9	28.10.28	28.11.4	28.10.24	29.1.20	29.1.21	29.6.26	29.6.28
2 節固有振動数 (/min)	100	111	103	110	115	85	125	85
3 節固有振動数 (/min)	—	191	—	198	205	210	223	226

写 真 1

動機曲線を描いた結果は第 15 図～第 21 図に示した通りである。

(3) 実験結果の検討

(A) 水深及び岸壁が船体固有振動数に及ぼす影響：—

従来迄使用して来た Prohaska の水深影響補正式⁽⁷⁾は本実験の場合の様に水深と共に岸壁の影響をも受ける場合に使用するには不十分であると思われる。今回の実験ではこの補正式を求めるために岸壁緊留中に実験を行うと共に岸壁の影響のない沖合に於ても実験を行つた。その結果は 2 節振動に対しては明瞭に水深及び岸壁の影響

第 7 図 常島丸(28.9.9)共振曲線

第 8 図 常島丸(28.10.28)共振曲線

第12図 BAU MASEPE (29.6.26)共振曲線

第13図 BAU MASEPE (29.6.28)共振曲線

第14図 常島丸 (28.11.4)共振曲線

第 15 図 常島丸 (28.9.9) 振動撓曲線

第 16 図 常島丸 (28.10.28) 振動撓曲線

第 17 図 宮島丸振動撓曲線

第 18 図 山春丸 (29.1.20) 振動撓曲線

が見られたが、3 節振動に対しては両者の測定値に差異が認められずこの実験の範囲内では 3 節振動数にはこれ等の影響は無いのではないかと考えられる。

一般に固有振動数に対するこれ等の影響は virtual mass の増加と考えられるから、浅水及び岸壁の影響を補正する量は C_b , d/hw , 及び B/θ の函数と考えられる。但し C_b は block coeff, B は船の幅, d は平均吃水, hw は水深, θ は岸壁と船体との距離である。筆者の実験に於て岸壁繋留中に計測した場合は常島丸の (28.10.28) の場合を除いて B/θ は略々一定値 (1.02~1.05) であるから補正量は C_b 及び d/hw のみに影響されると考えて差支えない。従つて実験値の内て岸壁の影響を受けなかつた常島丸 (28.11.4), 山春丸 (29.1.20), 及び Bau Masepe (29.6.26) の計測値について Prohaska の式に依り水深影響を補正して水深 ∞ の場合の固有振動数 N_{∞}

第19図 山春丸(29.1.21)振動撓曲線

第20図 BAU MASEPE(29.6.26)振動撓曲線

第21図 BAU MASEPE(29.6.28)振動撓曲線

第22図 水深及岸壁の影響

を求め他の計測値に対しては排水量の差異に基く固有振動数の相異を修正して N_{hw} を求めて、 N_{hw}/N_{∞} と C_{δ} 及び hw/d との関係求めた結果 2 節振動に対しては第 22 図を得た。同図から明らかな様に水深と岸壁の影響がある場合は Prohaska の式に依る修正よりも更に大きな補正を行わなければならない。此の補正量を求めるために第 22 図から $N_{2hw}/N_{2\infty}$ と C_{δ} 及び hw/d の関係を求めた所次の実験式を得た。

$$N_{2\infty}/N_{2hw} = \sqrt{0.90 + 6.00 C_{\delta} (d/hw)^2}$$

尚第 3 表に示した各供試船の 2 節振動数を本式を用いて補正した結果を第 4 表に示す。

(B) 強制振動の振幅、強制力との位相差について：—

(a) 最大振幅曲線について

梁理論に依れば両端自由な一様梁の強制撓み振動の振幅は、強制力の作用点を一定とすれば Pl^3/EI に比例する。但し P は強制力の最大振幅、 l は梁の長さ、 EI は曲げ剛性である。上述の振動実験に於て、強制力の作用

第 4 表

船 名	常 島 丸			宮 島 丸	山 春 丸		Bau Masepe	
実 験 月 日	28・9・9	28・10・28	28・11・4	28・10・24	29・1・20	29・1・21	29・6・26	29・6・28
2 節 振 動 数 /min	131	135	※107	153	※120	117	※130	130

(註) ※印のものは Prohaska の式を使用した。

点はほぼ同じであるが供試船の l, I の分布, 船体重量及び附加水重量 ($\Delta + M$) の分布が夫々相異なると共に, 共振時に振動発生機の出す週期力 P も又各供試船によつて異なるので計測された船体の振幅を直接比較する事は出来ない。 I 及び ($\Delta + M$) の分布が振幅に及ぼす影響については未だ明らかにされていないので, ここでは各供試船においてこの等の分布が相似であると考え, この影響を無視して強制力と振幅との関係を求めた。即ち 2 節及び 3 節の共振時の振幅 α_2 及び α_3 を夫々 PL^3/EI_{Σ} で除して振幅係数 $\alpha/P \cdot L^3/EI_{\Sigma}$ を求め, 之を置点したものが第 23 図及び第 24 図である。尚振幅係数の長さ方向の分布の傾向を比較する意味で, 両端自由な一様梁に於て減衰係数⁽⁸⁾及び剪断, 回転慣性の影響係数⁽⁹⁾の値を仮定して, その一端に週期的強制力が作用した場合の振幅係数を計算で求めこれを図中に示しておいた。

図から明らかな様に沖合で停止中に実験を行つた山春丸 (29・1・20) および Bau Masepe (29・6・26) の振幅係数の大きさは岸壁に繋留して実験を行つた他の場合の夫れに比して相当大きく, 岸壁に繋留して実験を行う事が固

第 23 図 2 節振動の振幅係数

第 24 図 3 節振動の振幅係数

有振動数のみならず振幅にも影響を及ぼす事が実証されている。

振幅係数の長さ方向の分布の傾向は何れの場合もほぼ同様で, 之と一様棒の計算値とを比較すると実船の振幅係数最小の点は一様棒の夫れに比べて 2 節振動で長さの約 10% 3 節振動で約 3% 船体中央部に近寄っている。又之に伴い loop の振幅係数が船首尾の夫れに対する割合も, 一様棒の場合に比べて減少している。

(b) 船体振動と強制力との位相差について

2節及び3節の共振時に於ける各点の振動と強制力との位相差を置点すると夫々第25図及び第26図の如くである。同図には両端自由な一様棒について減衰のない場合及び減衰を仮定した場合の、位相差を計算に依り求めて図示しておいた。即ち位相差の場合は振幅係数の場合と異つて冲合で停止中に実験を行つた場合と、壁岸に繋留中に実験を行つた場合とに明瞭な差異は認められない。又その分布の傾向も一様棒に減衰係数及び剪断、回転

慣性の影響係数を仮定した場合とよく似ている。即ち秋田氏等⁽⁸⁾が指摘された様に位相差は実船に於ては船の長さ方向について略々連続的に変化しており、従来無減衰の一様棒に対する理論から考えられていた様に単に振動の節点に於て位相差が 180° 変化するものではない様である。

上述の考察に於ては I 及び $(I+M)$ の分布の影響を無視しているが、各供試船相互の実験値に相当の差異が見られる事から之等の影響が無視出来ない事が推察される。之等の点については、今後の研究に俟つことにして此処では触れないで置く。

(C) 共振曲線に現われた異常現象について：—

第7図～第13図に示した共振曲線に於て正規の共振点以外の所で曲線に小さい peak が見られる。之は弾性振動の理論では説明出来ない現象で、著者は簡単に之を異常現象と称している。之等異常現象を生じた部分のオシログラムを調べてみると振動の波形に著しい歪が生じているのが見受けられる。此の現象を示す一例として常島丸 (28・10・28) の実験に於て発生機回転数が 97 r. p. m の時の各点の波形を第27図に示す。此

第27図 振動発生機 97 r.p.m. に於ける振動波形
(常島丸 28.10.28)

第28図 常島丸 (28.10.28) の振動発生機
— 発生機回転数 97 r.p.m.

の振動波形を調和解析してみると発生機回転数と等しい振動数のものと、その2倍の振動数の振動とが顕著に見られ、更に此の結果から発生機の不平衡重量が一定位置にある時の振幅を求めて振動撓曲線を描いてみると第28図の如くなる。この事から発生機回転数に等しい振動数の振動は2節振動を、回転数の2倍の振動数の振動は3節振動を行つていることが判る。常島丸(28・10・28)に於ける2節及び3節固有振動数から4節5節及び6節固有振動数及びその1/2を算定してみると第5表の結果を得た。上記の異常現象が現われる時の発生機回転数は多少の差はあるが第5表に示した様に、各高次振動数の1/2と略々一致する。此の事は発生機の回転に伴いその2倍の振動数を有する何等かの強制力が同時に作用している事を示すものである。

この種の型の振動発生機に於ては駆動力を余程大きくしない限り一回転中の回転モーメントの変化に因つて回転の角速度が週期的に変化する事は容易に予想される所であり、之を防止するため flywheel を取付けているがすべての回転数にわたつて有効に作用せしめる事は困難で、低回転時には角速度の変化は免れない。角速度の変動の周波数は、その時の発生機回転数に等しいと考えられるから、今平均角速度を ω_1 、角速度の変化量を ω_2 、角度を α とすれば角速度 ω 及び発生機に依り船体に加えられる力 F は次式の様になる。

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \omega_1 - \omega_2 \cos \omega_1 t \quad (1)$$

$$F = mr\omega^2 \cos \alpha \quad (2)$$

但し t 及び α に不平衡重量が真上の時を 0 とする。

$$\therefore F = mr\omega_1^2 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \cos \omega_1 t\right)^2 \cos \left(\omega_1 t - \frac{\omega_2}{\omega_1} \sin \omega_1 t\right) \quad (3)$$

等速回転の時の $\cos \alpha = \cos \omega_1 t$ と (3) に於ける $\cos \left(\omega_1 t - \frac{\omega_2}{\omega_1} \sin \omega_1 t\right)$ とを比較すると ω_2/ω_1 の大きさに依り、程度は異なるがその波形が歪むのが認められ、従つて $-\omega_2/\omega_1 \sin \omega_1 t$ の附加によつて強制力の波形に高調波が含まれて来る事が考えられるが、簡単のためこの項を無視すれば (3) は次の様になる。

$$F = mr\omega_1^2 \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] \cos \omega_1 t - mr\omega_1^2 \frac{\omega_2}{\omega_1} (1 - \cos 2\omega_1 t) + \frac{1}{2} mr\omega_1^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 \cos \omega_1 t \cos 2\omega_1 t \quad (4)$$

即ち $-\frac{\omega_2}{\omega_1} \sin \omega_1 t$ の影響を無視しても F の中には $\omega_1 t$ 及び $2\omega_1 t$ の項が入つて来る。この事から上述の異常現象を生ずる原因は、発生機回転速度の週期的変化に因るものであることが判る。振動発生機を使用して船体振動と強制力との位相を計測する場合、強制力の波形が歪む事は好しくない事であるが ω_2/ω_1 は一般に小さく、且つ船体の共振曲線は何れの場合にも相当急峻であるからこの異常現象の現われる振動数の範囲は極めて狭く、従つて正規の共振時に於ける振動波形には實際上全く影響を及ぼして居ず、正規の共振時に於ては綺麗な正弦波が得られている。

(D) 船体固有振動数推定の一つの試み：——

船体固有振動数を簡単に算定する為に、振動実験に依り計測された最大振幅曲線を基にしてエネルギー法を用いて固有振動数の算定式を求めてみた。

(a) 2節固有振動数

供試船の各計測点に於ける最大振幅を船体中央部の最大振幅にて除し、適当に正負を附して置点すると第29図の如くなる。之は同図に示した様に両端から 0.35 l の所に支点を有し中央部に荷重をかけた梁の撓曲線に類似している。従つて2節振動を行う船体の振動撓曲線が、この梁の撓曲線と同じであり又船体重量および I の分布が Δ を中心とする三角形分布をするもの⁽¹⁰⁾と仮定してエネルギー法⁽¹¹⁾を用いて固有振動数を計算した結果次式を得た。

$$F_2 = 34.3 \times 10^3 \sqrt{\frac{EI_{\Delta}}{(1.21 + 0.32B/d)\Delta l^3}} \quad (1)$$

かように撓曲線に或る形状を仮定する事は、この振動系に余分の拘束を与えて一つの自由度を有する振動系に帰する事になり、このため系の剛さは増加し固有振動数が増加する。従つて上式に依り求めた振動数は一般に厳密解よりも大きい。即ち過去に得られた固有振動数を上式に従つて整理した結果を示せば第 30 図の通りである。同図から明らかな様に実験値は上式よりも約 1 割程度小さい。従つて 2 節固有振動数の計算式としては次式を用いばよいと思われる。

$$F_2 = 30.9 \times 10^3 \sqrt{\frac{EI_{\text{中}}}{(1.21 + 0.32 B/d) \Delta l^3}} \quad (2)$$

但し F_2 ; 2 節固有振動数/min Δ ; 排水量 t E ; 弾性係数 t/mm²

B/d ; 船の幅/平均吃水 l ; 船の長さ mm

$I_{\text{中}}$; 船体中央部の I mm⁴ (三島型船に対しては船橋甲板迄を含めたものを用いる。)

(b) 3 節固有振動数

上と同様に最大振幅を船尾から $0.35l$ の点の振幅を基準にして置点した結果を第 31 図に示した。之は同図に示した様に両端から $0.2l$ の点に支点を有し、且つ中央部に曲げモーメントを作用せしめた一様断面の梁の撓曲線に類似している。従つて 3 節振動を行う船体の振動撓曲線がこの梁の撓曲線と同じであり又船体の重量及び I の分布を上と同様に三角形分布をするもの⁽¹⁰⁾と仮定してその固有振動数を算定した結果次式を得た。

$$F_3 = 68.6 \times 10^3 \sqrt{\frac{EI_{\text{中}}}{(1.21 + 0.32 B/d) \Delta l^3}} \quad (3)$$

この式に依る計算値を実験値と比較した結果第 32 図の如く上式に依る計算値は、実験値よりも約 2 割 5 分程度大きい事が判つた。従つて 3 節固有振動数の計算式としては次式を用いばよいと思われる。

$$F_3 = 51.4 \times 10^3 \sqrt{\frac{EI_{\text{中}}}{(1.21 + 0.32 B/d) \Delta l^3}} \quad (4)$$

但し記号は前項と同様である。

(2) 及び (4) を用いて、過去の実験資料と比較した結果を第 6 表に示す。但し実験値の中、水深及び岸壁の影響を受けた場合のそれに対しては本報告に述べた方法に依つてそれらの影響を補正している。同表によれば実験当時から計測値に多少の疑念を残していた Exp. No. 4 の場合を除いては計算値と計測値との差異は大略 5~10% 程度であり簡単な仮定の下に求めた固有振動数の算定式としてはよく適うと言える。

V. 結 言

振動実験の際各計測点の振動を同時測定する為の振動計として線輪の inductance 変化を利用した変位計を試作し、之を実船実験に使用した結果十分実用に耐える事が判つた。即ち本振動計は従来使用して来た振動計に比して遙かに感度が高く、遠隔操作が可能であり、又従来測定し得なかつた船体の振動撓曲線、強制力との位相差

第 6 表

SHIP NO.	EXP NO.	SHIP KIND	L(M) × B(M) × D(M)	I _y (M ⁴)	d(M)	Δ (KT)	CALCULATED F _{LC} (K)	MEASURED F _{LM} (K)	RATIO F _{LC} /F _{LM}	CALCULATED F _{SC} (K)	MEASURED F _{SM} (K)	RATIO F _{SC} /F _{SM}	DEPTH OF WATER(M)
1	1	FLUSH	47.50×8.10×4.50	7.8	2.00	336	303	337	0.90	504	—	—	6.16
	2				2.10	366	293	337	0.87	489	—	—	6.30
2	3	3-ILD	112.50×16.70×9.10	21.9	2.60	3,170	155	154	1.01	257	226	1.14	7.00
	4				2.79	3,429	137	141	0.97	227	155	1.46	6.05
3	5	"	134.00×18.00×10.50	36.7	1.83	2,941	139	145	0.96	232	222	1.04	7.00
4	6	"	132.00×18.00×10.30	35.5	2.10	3,196	139	138	1.01	232	225	1.03	8.60
5	7	"	140.00×19.00×10.50	41.3	3.46	5,641	119	136	0.88	198	179	1.10	8.00
	8				4.04	6,936	115	109	1.05	192	—	—	35.00
6	9	"	140.00×19.00×10.50	41.3	2.90	4,773	123	135	0.91	205	212	0.97	7.00
	10				3.94	6,746	113	109	1.04	188	—	—	30.00
7	11	"	134.00×18.00×10.50	36.7	4.12	6,718	119	129	0.93	198	210	0.94	6.80
8	12	FLUSH	145.00×19.40×12.30	55.4	3.00	5,023	125	131	0.96	208	—	—	8.00
	13				4.09	7,187	120	119	1.01	199	191	1.04	10.50
9	14	SHELTER	140.00×19.00×10.50	41.9	4.21	7,366	119	107	1.11	199	—	—	20.00
	15				4.20	7,279	112	110	1.02	187	198	0.95	8.00
10	16	3-ILD	134.00×18.00×10.50	36.7	3.56	5,804	123	120	1.02	204	205	0.99	11.00
	17				3.45	5,755	122	117	1.04	204	210	0.97	6.80
11	18	"	122.00×17.40×10.80	29.3	3.88	5,677	130	130	1.00	217	223	0.97	12.00
	19				3.87	5,663	130	130	1.00	217	225	0.96	6.30
12	20	"	102.00×14.80×7.31	9.8	2.72	2,900	131	129	1.01	218	—	—	DEEP SEA
13	21	"	91.50×13.10×6.94	7.5	2.57	2,180	156	154	1.01	259	—	—	"
14	22	"	109.73×15.24×8.84	15.0	3.56	4,210	129	132	0.98	215	—	—	"
15	23	"	112.80×15.24×8.84	16.2	3.49	4,173	127	122	1.04	212	—	—	"
16	24	"	100.60×14.33×7.62	10.9	2.88	2,894	144	136	1.06	240	—	—	"
17	25	"	118.50×16.40×9.10	19.8	3.06	4,165	124	122	1.01	207	—	—	"
18	26	SHELTER	137.20×18.90×12.04	39.3	4.65	7,716	112	113	0.99	186	—	—	"
19	27	3-ILD	83.00×12.20×6.40	5.7	2.63	1,837	180	174	1.03	300	—	—	"
20	28	"	134.00×18.30×10.40	34.5	4.07	6,596	113	113	1.00	189	—	—	"
21	29	SHELTER	128.00×17.70×11.00	25.9	3.32	4,848	117	110	1.06	195	—	—	"
22	30	FLUSH	145.14×19.50×12.40	42.2	4.95	8,756	100	99	1.01	167	—	—	"
23	31	"	150.00×20.20×12.40	58.4	5.56	10,076	97	107	0.91	162	—	—	"
24	32	"	137.50×19.00×11.80	36.0	4.49	7,703	106	103	1.03	177	—	—	"
25	33	"	134.00×18.80×11.80	32.6	3.45	5,950	110	110	1.00	184	—	—	"
	34				4.12	6,837	107	111	0.96	178	—	—	"
	35				4.33	7,221	106	109	0.97	177	—	—	"
26	36	3-ILD	123.42×17.50×11.00	23.6	4.05	5,712	115	123	0.94	193	—	—	"
27	37	"	128.00×17.40×10.30	30.8	3.67	5,240	128	124	1.03	213	—	—	"
28	38	FLUSH	134.00×18.80×11.80	32.6	4.05	6,700	109	110	0.99	181	204	0.89	"
	39				4.37	7,360	106	114	0.93	176	207	0.85	"
	40				3.55	5,795	113	121	0.93	188	210	0.90	"
	41				3.75	6,140	111	118	0.94	185	210	0.88	"

等も測定可能である。

本変位計を4隻の供試船について行つた振動実験の際使用して計測した結果、次の様な事が明らかになった。

(1) 岸壁に繋留の状態では測定した2節固有振動数は、水深のみならず岸壁の影響をも受けてその値が相当低下する。

之を補正するのに Prohaska の式では不十分で $B/\theta=1.02\sim1.05$ の場合に対しては次の実験式によらねばならない。

$$N_{2\infty}/N_{2hw}=1/0.90+6.00C_0(d/hw)^2$$

(2) 船体振動と強制力との位相差は船の長さ方向に沿つて連続的に変化しており、従来減衰のない梁の場合から推論されていた如き振幅が恒に零である様な節点は存在しない様である。

(3) 振動発生機にはその一回転中に回転速度の不均一があり、このため正規の共振々動数以外のところで高次の共振現象が現われる事がある。

(4) 振動実験の際計測された船体の最大振幅曲線を基にして簡単な固有振動数の計算式が得られた。

尚水平振動計測用の変位計Ⅱ型も既に完成しているので、今後は従来の実験に加えて水平振動についても実験を進めてゆきたいと考えている。

終りに振動実験の実施に当り、種々御援助頂いた日立造船株式会社嵯島、因島両工場の関係各位、本研究に関し終始御指導を仰いだ木下昌雄博士、振動計の試作並びに実験に御協力頂いた技術研究所研究補助員の各位に厚くお礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 木下・広渡 船体固有振動数の研究(第1報) 昭和26年秋季講演会にて発表
- (2) 広 渡 " " (第2報) 昭和27年秋季講演会にて発表
- (3) 萩 原 振動測定 宝文館発行
- (4) 木下・安田・西牧 抵抗線歪計による応力測定法の研究 昭和27年秋季講演会にて発表
- (5) 三栄測器 K. K. CA-104 型万能歪計取扱説明書
- (6) 吉識・山本他 船体振動に於ける附加質量について 造船協会論文集第84号
- (7) A. J. Johnson Vibration Tests of All-Welded and All-Riveted 10,000ton Dry Cargo Ship
T. N. E. C. Part 5 Vol. 67 1951
- (8) 秋田・片岡 船体振動の近似計算法とその応用例 運輸技研報告第3巻第6~7号
- (9) J. E. Richards An Analysis of Ship Vibration Using Basic Functions.
T. N. E. C. November, 1951
- (10) 熊 井 Vertical Vibration of Ships. 九大応用力学研究所報告第3巻第9号
- (11) テイモシエンコ 工業振動学 理工学出版 K. K.

(以下上)