

996-D1-3868

CONF-9605248-

西部造船会

第 92 回 例 会

論 文 梗 概



MASTER

DISTRIBUTION OF THIS DOCUMENT IS UNLIMITED

RB

平成8年5月9日・10日

於 下関市シーモールパレス

DISCLAIMER

**Portions of this document may be illegible
in electronic image products. Images are
produced from the best available original
document.**

目 次

○講 演 者

番号	講 演 題 目	著 者	頁
1	Air Cushion Vehicleの定常造波計算法について	江口 辰哉	①
2	Rankine Source法による波形を用いた船型最適化について	○平山 明仁 江口 辰哉	⑦
3	姿勢制御方式による高速艇の抵抗試験 (その2)	林田 滋	⑬
4	簡便な一厚翼計算法 (続報) —薄い翼への適用—	○毎田 進 安東 潤 中武 一明	⑰
5	計測用回流水槽測定部の流場計算について	○西本 仁 小倉 理一 山崎 隆介	⑳
6	計測用回流水槽の設計法について	○小倉 理一 玉島 正裕	31
7	船体と水中翼の流体力学的干渉について	○片岡 克己 安東 潤 中武 一明	⑳
8	操縦流体力干渉係数に関する実験的研究	中武 一明 小田 耕吉 ○吉武 朗 藤田 一樹 中島 敦史	④③
9	旋回運動時の操縦流体力推定法に関する研究	貴島 勝郎 湯川 和浩 前川 和義	④⑨
10	浮体式海洋構造物に加わる流体力の推定法に関する実験的研究	○星野 邦弘 加藤 俊司 小寺山 亘	⑤⑤
11	多層モデルによる超大型浮体まわりの流況計算精度について —実験との比較—	経塚 雄策 胡 長洪 ○大森 英行 中川 寛之 小林 正典	⑥①
12	セーリングクルーザーのハンディキャップ方式に関する一考察	○中山 健吾 脇山 祐介	67
13	DGPSによる船速計測の高精度化について	○山口 悟 小寺山 亘	⑧③
14	外乱下における自航バージの定点保持制御について	貴島 勝郎 ○村田 航 古川 芳孝	⑧⑨
15	甲板冠水持続時間の推定	○万 順涛 新開 明二	95
16	二次元弾性問題における事後誤差評価とアダプティブ有限要素解析 —統合化有限要素解析システムを目指して—	○北村 充 信川 寿 沖本 政佳	101
17	水中翼付高速双胴艇の波浪中応答について —その1: 独立構造型キャビンと波浪中乗り心地—	斎藤 公男 信川 寿 ○本田 義和	①⑦
18	水中翼付高速双胴艇の波浪中応答について —その2: 独立構造型キャビンと振動応答—	○信川 寿 北村 充 周 国強 川村 寅斉	①⑱

番号	講 演 題 目	著 者	頁
19	大型フェリーの主船体節振動応答特性に関する研究	○瀧本 努 山本 明 栴田 剛 柳 和久	(125)
20	水中に固定された円筒シエルの接水振動実験	○豊田 和隆 安澤 幸隆 香川 洸二 七ツ谷幸喜	(131)
21	水圧を受ける矩形板の圧壊挙動に関する研究	矢尾 哲也 藤久保昌彦 ○水谷 圭介	(137)
22	面内圧縮荷重を受ける連続防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動に関する研究	矢尾 哲也 藤久保昌彦 ○柳原 大輔	(143)
23	大型高速艇の波浪縦曲げモーメントに関する一考察	○出口 政秀 瀧本 努 栴田 剛 戸沢 秀	(149)
24	船殻部材自動整理システムの提案について	○吉富 佐 安積 則義	(155)
25	船の美学と動的均斉論	新開 明二 ○小西 陽一	161
26	導電塗膜による海洋生物付着防止技術 (電流・電位分布に関する実験による検討)	○宇佐美正博 真崎 哲郎 植田 健二	(167)
27	海洋の油汚染の防止対策と保全効果について	○篠田 岳思 福地 信義 藤井 壽裕 佐藤聡太郎	(173)

1 Air Cushion Vehicleの定常造波計算法について

正員 江口 辰哉*

1. 緒言

近年高速艇の形態として Hover Craft や Surface Effect Ship など Air Cushion Vehicle (以下ACVと記す) 型の高速艇が増えている。このような高速艇の構成要素であるクッション圧の作る定常造波問題の解析は、「抵抗・推進性能」の推定に必要なばかりでなく、空気室内に形成される造波形状によっては「シール・システムの設計・配置」にも影響を及ぼす重要な研究テーマ[1]となっている。本論文では高速艇の要素技術に焦点を当てパネルシフト型のランキンソース法を使って、ACVのクッション室の造る定常造波計算を試みる。従来この種の問題については、局部波の計算が難しいため2次元計算による検証が多かったが、本論文では3次元問題に焦点を当て、解析計算と比較し、本計算法の波高推定に関する有効性を論じる。

2. 定式化と数値計算法

Fig.1 に示すように船体中央部を原点にとり、O-XYZのカルテシアン座標系を定義する。航走体としてACVを想定し、一定の圧力場 P_c が速度 U で航行しているものとする。さらにACVの特性量としてクッション長 L_c 、クッション幅 B_c 、クッション面積 S_c を定義する。位置を示す場合は、0-xyz系つまり、 $x=X/L_c$ 等の無次元化座標を用いる。さらにACV周りの流れを理想流れとすると、流れの場に速度ポテンシャルが定義でき、同時に $Z=0$ ($z=0$)周りに線形自由表面条件も仮定する。Kを波数、 ρ を水の密度として以下のようなになる。

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad \text{in Fluid Domain} \quad (1)$$

$$u_x + Kw + p_x / (\rho U) = 0 \quad \text{on } z=0 \quad (2)$$

ここで (u, v, w) は各方向の速度成分で $p(x, y)$ は自由表面全体に広がる圧力場の分布で、クッション圧力場 P_c も含んだ「一般的な圧力分布」を表すものとする。またこれらの問題を解く数値計算法には、パネルシフト型ランキンソース法を用いる。具体的方法は、水面上に矩形のソースパネルを配置し、水面 $z=0$ で自由表面条件を満足させる。このときパネルを下流側に1枚分移動させて波の「放射条件」を同時に満足させる。安定して解を得るためには注意が必要であるので、詳しい計算法と注意点は文献[2],[3]を参照されたい。

本論文で特に問題となるのはクッション圧 P_c の処理である。圧力場 $p(x, y)$ を水面全体にかかる圧力場であると考え、クッション圧がかかる場所は階段状の不連続関数となる。このとき微分値 p_x は「数学的には無限大」の処理を行わなければならない。通常この数値計算のためには、「階段関数」を「滑らかに変化する関数」で置き換えて、計算のための圧力分布として与え、差分計算をやり易くしている[4]。またこれに対応する物理モデルを考えると、スカート下端より漏れ出す空気が水面に造る圧力形状を考慮した、いわゆる「fall-off

効果」の簡易的モデルと理解することもできる。いずれにしても、この関数置き換えの考え方はデルタ関数との類推から理解できるが、同時に誤差が生じることも考慮しなければならぬ。実際、線形理論解析によると、fall-offモデルを用いると、滑らかな部分が長ければ長いほど（特に低速域では）、造波抵抗が有意に減少することが証明できる。とすれば逆にfall-offの領域を極力狭めることで、この問題を軽減することができる。そこで本研究では、数値計算上の分解能の最小単位であるパネル1個で、圧力 $p(x,y)$ が0から P_c に変化するとして計算することにした。つまり P_c の圧力ジャンプを1枚のパネルに割り当て、圧力微分 px を P_c/dx として計算し、自由表面の境界条件式(2)に与える。ここで dx はパネルの長手方向の間隔である。

3. 計算結果

いま計算条件として矩形のクッション形状を持つACVを考え、そのクッション圧は無次元化水頭 h に $\rho g Lc$ を乗じた値を用い $h=1$ と仮定する。また抵抗の無次元化は Rw を有次元造波抵抗値として抵抗係数 $Cwl=Rw/(1/2\rho Lc^2U^2)$ と定義する。また縦軸は抵抗係数 Cwl にフルード数の自乗 Fn^2 を乗じて扱うことにする。なお2次元造波問題については割愛する。

まず線形理論による抵抗曲線の例を挙げ、クッション造波抵抗が船速によってどのように変化していくかを見る。Fig. 2 にクッション圧力場の縦横比 ($AR=Bc/Lc$) が0.5と1.0の場合の造波抵抗曲線を示す。この抵抗値は、圧力場を x 方向に軸を持つ2重吹出パネルで近似し、その振幅関数を積分して得られるものである。この抵抗曲線を高速側から見るとフルード数0.6より速いところでは単調に減少する。また低速側ではほぼ2次元の造波抵抗理論[1]の通りの振動をしていることがわかる。

次に波面形状（特にクッション室内の波面形状）についてパネルシフト計算法を用いた計算結果と解析解を比較する。解析解は種々の方法[4],[5]があるが、この種のグリーン関数は水深0の取り扱いが難しく、波紋形状は方法によって色々な答えが出る。ここでは検討の末、防衛大学の鈴木教授の解析計算法[5]（1重積分型のグリーン関数求積法）を比較対象として用いた。Fig. 3 に縦横比 $AR=0.5$ 、フルード数 $Fn=0.6$ の場合の波面形状の解析計算と本手法の計算結果を示す。縦軸は y 位置が一定のライン上の波高分布である。Fig. 4 とFig. 5 に波高等高線とその鳥瞰図を示す。これらを見ると、解析解と数値解の合致度は良好であることが確認できる。細かく見ていくと、解析解はACV左右両舷 ($y=0.25,-0.25$) 上の後流域に急峻な尾根が計算される。この尾根は数値解には無いもので、解析解の急峻な尾根が実現象としてあるものかは疑問が残るところである。いっぽう数値解は起伏にややスムーズなジグザグがかかっているように、パネルのサイズを波長に対して小さく保たなければ、波高の計算精度を確保しにくい面がある。つまりどちらとも一長一短がある。しかし総じていえば、本手法により波高は比較的精度良く計算できているといえる。

次にセンターライン上の波形プロファイルを速度を変えてFig. 6 に示す。またFig. 7 に速度を横軸とした抵抗計算結果を示す。造波抵抗は近似的に考えれば「 $x=-0.5$ と $x=+0.5$ 位置での波高差に比例する」から、Fig. 6 のプロファイルはFig. 7 の船速ベースの抵抗曲線の

起伏に良く符合していることが分かる。Fig. 8 にAR=1.0へ縦横比を変えた場合の抵抗計算結果を示す。AR=0.5 からAR=1.0 へ縦横比の変化に対応して、数値計算の抵抗値のピーク位置も追従してやや左へ移動している。

4. 結言

ACV型の特にクッション室の波高分布を知ることが狙って、パネルシフト型のランキンソース法によるアプローチを試みた。その結果以下の知見が得られた。

- (i) パネルシフト型のランキンソース法を用いた場合、階段状のクッション圧分布に対して、特にfall-off 効果を擬した圧力分布モデルを導入しなくとも、長手方向1パネルに圧力傾斜を割り当てて計算すれば、精度を損なうことなく波形および造波抵抗を推定できることが分かった。
- (ii) 解析解との比較により、本手法はクッション室内部の波形形状を比較的精度良く計算できることが分かった。つまり本計算法は、艇のシール設計・配置の一助として「ACVクッション室内の波高情報を提供する能力」がある。

この研究はランキンソース法が圧力場の定常造波問題にどの程度適用できるかを調べる意味もあり、敢えて線形自由表面条件を課して解析解と比較した。そして結果はある程度満足のいくものであった。また比較に用いた解析解は「高速領域で波高を求める目的には充分」であるものの、「非線形問題や任意形状問題に対応しにくい側面もある」ので、今後自由表面条件を非線形化できるという本計算法の長所を活かして、更に改良を重ねる必要があると考える。

最後に、本研究を進めるに当たって種々の示唆に富む助言をいただいた防衛大学校・機械工学教室の鈴木勝雄教授に心より感謝いたします。またACV型高速艇の造波現象に関して理論的・実験的な知見を頂いた(株)三井造船昭島研究所 日下祐三博士、ならびに折にふれ励ましを頂いた(株)三井造船昭島研究所 石井規夫博士に感謝いたします。

参考文献

- [1] 遠山泰美, 小野志郎, 西原誠一郎: ホバークラフトのスカート・システムの設計法について - 後部スカートによるスクープ現象とその防止対策 -, 日本造船学会論文集, 第172号(1992), pp.383-391.
- [2] 例えば, 安東 潤, 片岡克己, 中武一明: 超高速域におけるRankine Source 法について, 西部造船会会報第, 第84号(1992), pp.1-10.
- [3] 江口辰哉: Rankine source 法による定常造波問題の数値解法, 日本造船学会論文集 第177号(1995), pp.101-112.
- [4] 小原茂明, 仲渡道夫: 自由表面上を航走する圧力分布が造る波の数値計算, 日本造船学会論文集, 第171号(1992), pp.413-424.
- [5] 鈴木勝雄, 大迫義谷: 3次元圧力分布の作る波形の計算法について, NTG資料, 第7回資料-資料番号9(1985).

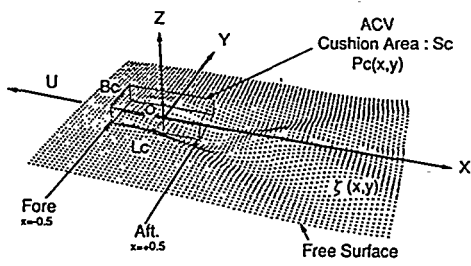


Fig. 1 Coordinate System

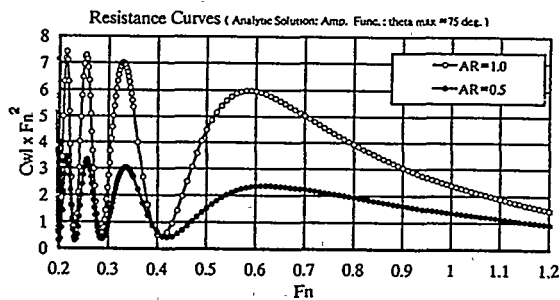


Fig. 2 Wave Making Resistance

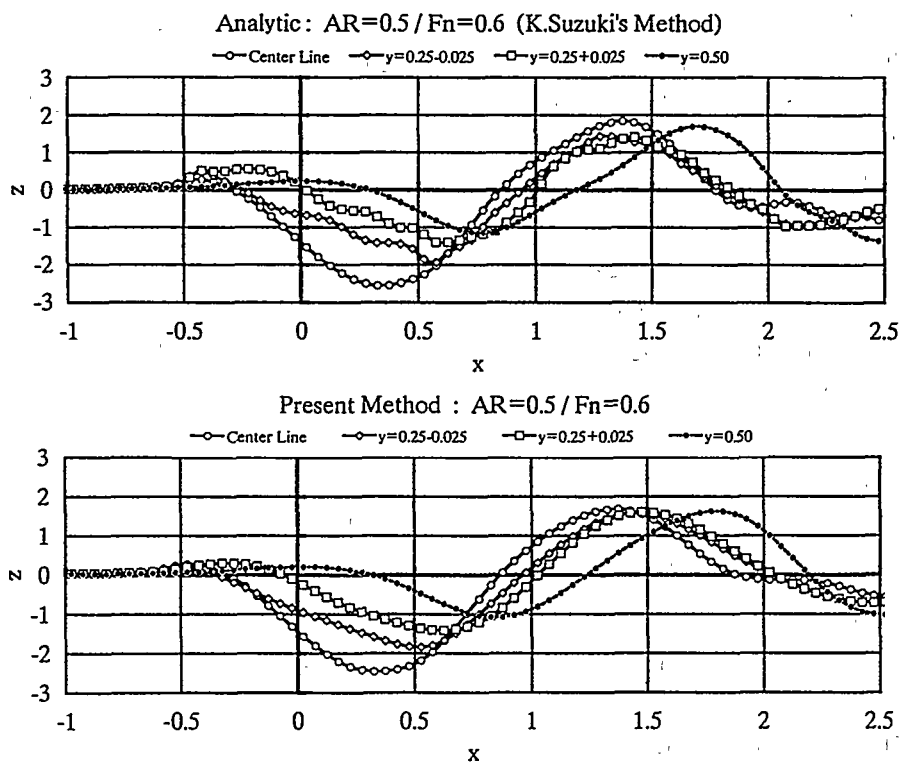


Fig. 3 Wave Profiles generated by Cushion Pressure Field
(upper : Analytic Solution , lower : Present Method)

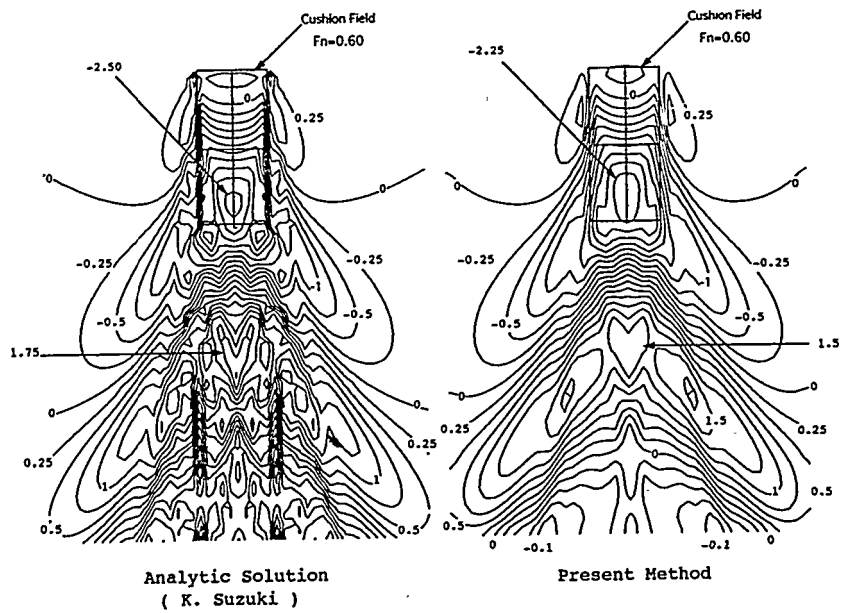


Fig. 4 Contours of Wave Height (AR=0.5,Fn=0.6)

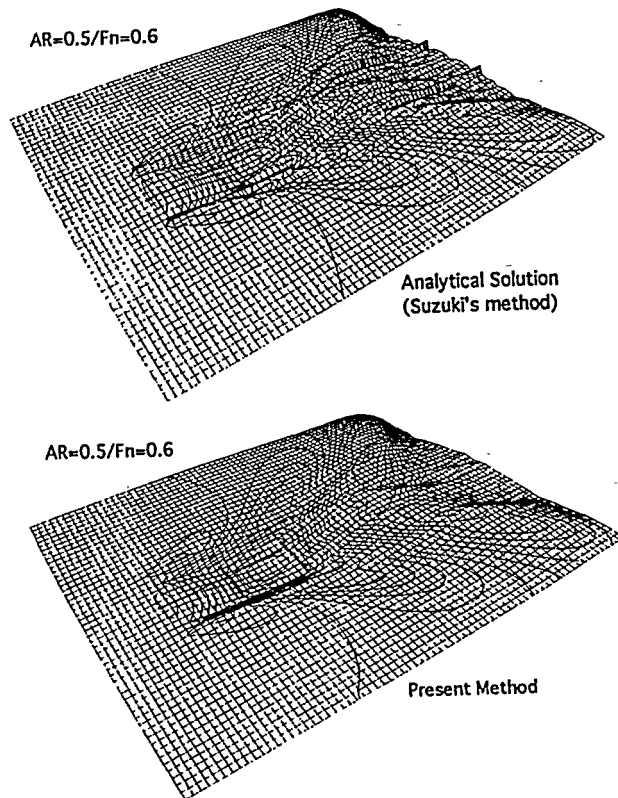


Fig. 5 Bird Views of Wave Height (AR=0.5,Fn=0.6)

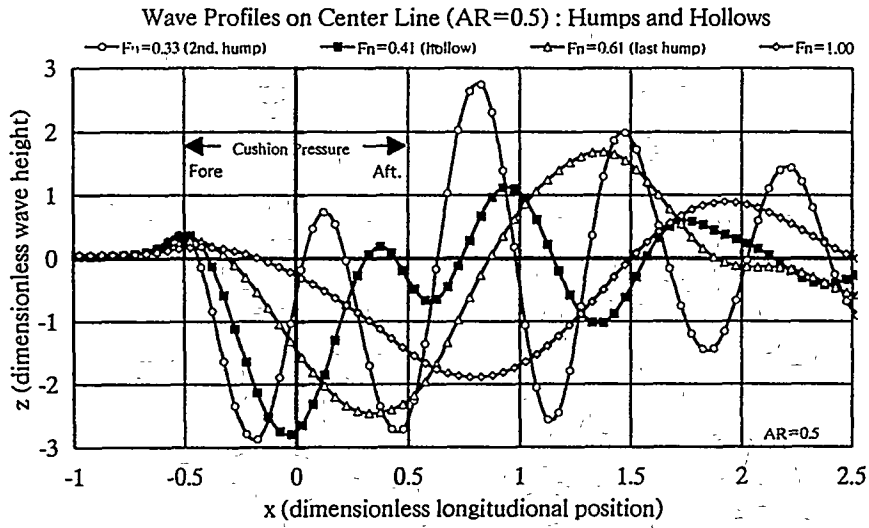


Fig. 6 Wave Profiles on Center Line (Froude Number Series)

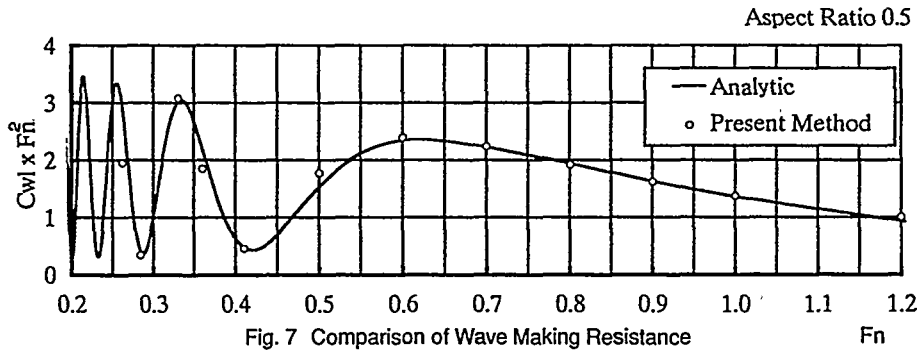


Fig. 7 Comparison of Wave Making Resistance between Analytic and Present Method (AR=0.5)

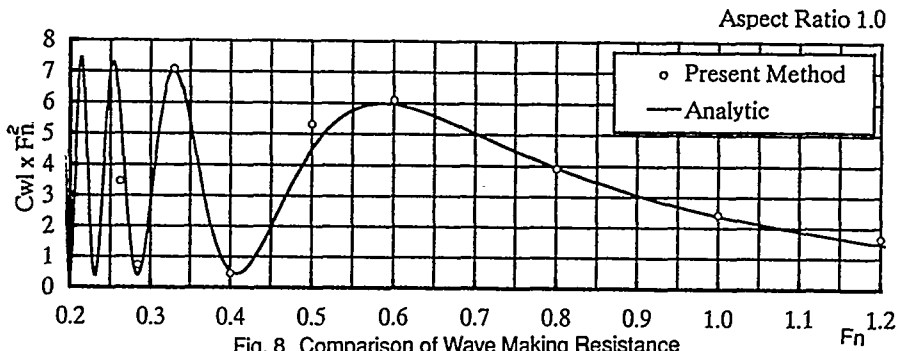


Fig. 8 Comparison of Wave Making Resistance between Analytic and Present Method (AR=1.0)

2 Rankine Source法による波形を用いた船型最適化について

○正員 平山 明仁* 正員 江口 辰哉*

1. 緒言

造波抵抗の小さな船型を設計するという試みには長い歴史があり、これまで数多くの研究がなされてきた。そのなかでも水槽試験によって得られる波形解析データを基に造波抵抗を極小化する手法は、実際の船型設計に用いられ多くの実績を残しており、馬場、松井らの研究[1][2]が広く知られている。

一方、定常造波問題を取り扱う数値計算法は近年著しく発展しており、とりわけ Panel Shift Rankine Source法（以後、PSRS法と記す）は、実用船型の波紋が比較的精度良く求められることや、計算時間が短いことなど多くの優れた点を持っている。

従来水槽試験での波形解析の代わりに、数値計算によって波形解析データを得ることができれば、より少ない労力で船型最適化が可能となると考え、新たな手法を検討した。

本論文では、PSRS法を用いて原船型が造る波紋を推定し、その波紋を波形解析して得られる波形解析データを用いて造波抵抗極小化を図る船型改良手法を示す。また、Series-60($C_b=0.6$)船型を原型とした船首バルブと横断面積曲線の最適化の適用例を報告する。

2. 数値波形解析

FIG.1に座標系を示す。船体周りの流場は、非回転、非圧縮、非粘性であると仮定し、船体周りの速度ポテンシャルは2重模型流れによる速度ポテンシャル ϕ_0 と水面吹出しによる速度ポテンシャル ϕ より成り、ラプラスの式を満たすとすれば、自由表面と船体表面の条件は近似的にはそれぞれ次のように表される。なお、 s は静水面上での流線座標、 n は船体表面の法線方向である。

$$\left(\frac{\partial\phi_0}{\partial s}\right)^2 \frac{\partial^2\phi}{\partial s^2} + 2\frac{\partial\phi_0}{\partial s} \frac{\partial^2\phi_0}{\partial s^2} \frac{\partial\phi}{\partial s} + g \cdot \frac{\partial\phi}{\partial z} = -\left(\frac{\partial\phi_0}{\partial s}\right)^2 \frac{\partial^2\phi_0}{\partial s^2} \quad \text{on } z=0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial\phi}{\partial n} = 0 \quad \text{at hull surface} \quad (2)$$

また、波の放射条件はPanel Shiftの手法により満足させることとする[3]。これら(1),(2)式の条件を満たすように速度ポテンシャル ϕ_0 、 ϕ を求めれば、それらの速度ポテンシャルから船体周りの流場、波紋および造波抵抗などの情報を得ることができる。本手法に用いるPSRS法の詳細については文献[4]を参照されたい。

本手法では、水槽試験を用いるのではなく、このPSRS法を用いて船体周りの波紋を求め、その波紋に対してNewmanのLongitudinal Cut法[5]による波形解析を施し、振幅関数を得る。以下、数値計算によって得られた波紋を波形解析することを、水槽試験の場合と区

* (株) 三井造船昭島研究所

別するために数値波形解析と呼ぶこととする。

Series60 (Cb=0.60)船型に対して行った数値波形解析と水槽試験での波形解析から得られた振幅関数A*および造波抵抗係数Cwpの比較をそれぞれFIG.2, FIG.3に示す。FIG.2に示す通り、数値波形解析による振幅関数は水槽試験による振幅関数に良く一致しており、振幅関数のピークを干渉によって小さくし造波抵抗の低減を図るという船型改良を行う場合には、数値波形解析による振幅関数も水槽試験によるものと同様に十分に利用できると判断できる。また、FIG.3に示す通り数値波形解析による波紋造波抵抗Cwpは実験値に比べ若干小さな値を示しているが、傾向は良く捉えている。

3. 船型最適化

船型最適化の基礎となる考え方は、馬場らと同様に、原船型の振幅関数と干渉し合って造波抵抗を極小値とする振幅関数を持つ薄い船を求め、その薄い船を原船型に重ね合わせて、造波抵抗が低減された改良船型を求めるというものである。この最適化は、原船型に薄い船を重ね合わせたことによる造波抵抗の変化量を目的関数とし、設計上の制約を拘束条件とした極小値問題である。条件付き極小値問題の解法としてLagrangeの未定乗数法を用いる。使用した座標系の定義はPSRS法と同一である。改良を行う船体の範囲を $x_1 \leq x \leq x_2$, $z_1 \leq z \leq z_2$ とする。重ね合わせる薄い船の片幅、すなわち改良による船体のオフセット変形量 $y(x,z)$ を、前後方向の形状を表す関数 $f_i(x)$ と上下方向の形状を表す関数 $g_m(z)$ を定義し、パラメータ a_{im} を導入して次のように表す。

$$y(x,z) = \sum_i \sum_m a_{im} \cdot f_i(x) \cdot g_m(z) \quad (3)$$

原船型に付加される排水量分布の造波特性はMichell近似により表現できるとすれば、振幅関数 S, C は次の様に表すことができる。なお、 k_0 は波数、 θ は素成波の伝搬方向である。

$$\left. \begin{matrix} S \\ C \end{matrix} \right\} = \frac{2k_0}{\pi} \sec^4 \theta \cdot \int_{x_1}^{x_2} \int_{z_1}^{z_2} y(x,z) \frac{\sin(k_0 x \sec \theta)}{\cos(k_0 z \sec^2 \theta)} \exp(k_0 z \sec^2 \theta) dx dz \quad (4)$$

数値波形解析によって得られた原船型の振幅関数を S_0, C_0 とすれば、原船型と改良後の船型の造波抵抗の差分 ΔC_{wp} は次のように表される。なお、 L は船長である。

$$\Delta C_{wp} = \frac{4\pi}{L^2} \int_0^{\pi/2} (S_0 S + C_0 C) \cos^3 d\theta + \frac{2\pi}{L^2} \int_0^{\pi/2} (S^2 + C^2) \cos^3 d\theta \quad (5)$$

設計上の必要に応じ次の様な拘束条件を設定し、関数 D_0, D_1, \dots を定義する。

(1) 改良を施す前後端で変形量 y が 0

$$D_0 = \sum_i \sum_m a_{im} \cdot f_i(x) \quad \text{at} \quad x = x_1, x_2 \quad (6)$$

(2) 改良を施す上下端で変形量 y が 0

$$D_1 = \sum_i \sum_m a_{im} \cdot g_m(z) \quad \text{at} \quad z = z_1, z_2 \quad (7)$$

(3) 改良による排水量の変化量は ∇_{add}

$$D_2 = 2 \sum_i \sum_m a_{im} \cdot \int_{x_1}^{x_2} f_i(x) dx \cdot \int_{z_1}^{z_2} g_m(z) dz - \nabla_{add} \quad (8)$$

Lagrange乗数 $\lambda_0, \lambda_1, \dots$ を導入し、(6),(7),(8),.....式の関数を用いて汎関数 T を定義する。

$$T = \Delta C_{wp} + \lambda_0 D_0 + \lambda_1 D_1 + \lambda_2 D_2 + \dots \quad (9)$$

次に示す連立方程式を解くことによって、造波抵抗を極小値とする船体の変形量の表示式(3)式のパラメータ a_{im} が算出でき、改良船型の形状が得られる。

$$\frac{\partial T}{\partial a_{im}} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \lambda_0} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \lambda_1} = 0, \quad \dots \quad (i = 0, 1, 2, 3, 4, \dots, m = 0, 1, 2, 3, 4, \dots) \quad (10)$$

4. 適用例

対象原船型としてSeries60($C_b=0.60$)を選定し、設計速度をフルード数 $F_n=0.25$ として船型改良を実施した。ここで示す改良例では、船体の変形量の表示式として、「改良範囲の船首/船尾側端部で変化量が0となる」、「改良範囲のMidship側端部で傾きが0となる」という性質を持つ必要があること、バルブ大きさと横断面積が改良対象であることを考慮し、(3)式で定義した $f_i(x), g_m(z)$ として次の関数を用いた。

$$f_i(x) = \sin\left(\frac{2i+1}{2}\pi \cdot \frac{x-x_1}{x_2-x_1}\right) \quad (i = 0, 1, 2, 3, 4, \dots) \quad (\text{for fore body or bulb}) \quad (11)$$

$$f_i(x) = \cos\left(\frac{2i+1}{2}\pi \cdot \frac{x-x_1}{x_2-x_1}\right) \quad (i = 0, 1, 2, 3, 4, \dots) \quad (\text{for aft body}) \quad (12)$$

$$g_m(z) = 1 \quad (13)$$

4. 1. 船首バルブの最適化

原船型に最適バルブを付加して造波抵抗の低減を試みた。まず、仮の船首バルブを原船型に取り付けて数値波形解析を実施し、次にこの船首バルブ付き船型の船首付近を最適化するという手順で行った。仮の船首バルブは、FIG.4に示すプロファイル形状を持ち、F.P.での横断面積がMidshipの5.5%である。仮の船首バルブを持つ船型をType T1とし、最適バルブを持つ船型をType Aとする。最適化範囲は船首バルブ先端からS.St.9.0までの範囲とした。また、表示式(11)~(13)式の性質による制約の他に、「改良範囲の後端は変形しない」という拘束条件を課した。

4. 2. 横断面積曲線の最適化

Type Aの横断面積曲線を最適化してさらに造波抵抗を低減させることを試みた。横断面積曲線の最適化は船首と船尾に分けそれぞれに対して順次行った。横断面積曲線を最適化した船型をType Bとする。最適化範囲は、船首側は船首バルブ先端からMidshipまでの範囲、船尾側はMidshipからA.P.までの範囲とした。また、表示式(11)~(13)式の性質による

制約の他に、「排水量は変化しない」、「Midship(S.St.5.0)は変形しない」という2つの拘束条件を課した。

4. 3. 船型最適化の結果

原型Series60($C_b=0.6$)、Type AおよびType Bの横断面積曲線の比較図をFIG.5, FIG.6に示す。数値波形解析による振幅関数 A^* および波紋造波抵抗係数 C_{wp} の比較図をそれぞれFIG.7, 8に示す。また、最適化速度 $F_n=0.25$ における船体周りの波紋をFIG.9に示す。

最適化速度 $F_n=0.25$ に於いて、数値波形解析による波紋造波抵抗係数 C_{wp} は、原型Series60($C_b=0.6$)に対して、Type Aは約10%、Type Bは約45%減少している。

本手法に要する時間と水槽試験での波形解析を利用する船型改良法に要する時間の差は、およそ数値波形解析に要する時間と水槽試験に要する時間の差である。PSRS法の計算時間を考慮すれば、本手法が非常に機動性の高い船型改良法であることがわかる。

5. 結言

Panel Shift Rankine Source 法で船体周りの波紋を計算し、その波に対して波形解析を実施して原船型の振幅関数を得、その振幅関数を基に条件付き変分法を用いて船型の最適化を図る船型改良法を示した。船型改良の対象としてSeries60($C_b=0.6$)船型を選定し、本手法を適用することにより以下のことが確認された。

- (1) 本手法により造波抵抗低減を目的とした船型の最適設計が行える可能性が示された。
- (2) 本手法を用いて行ったSeries60($C_b=0.6$)船型の改良では、数値波形解析結果によると大幅な造波抵抗低減が認められた。
- (3) 本手法を用いれば、水槽試験の波形解析を利用した方法に比べて、短時間、少ない労力で造波抵抗低減を目的とした船型改良が可能と思われる。

なお、本手法の検証のため水槽試験を実施する予定である。

参考文献

- [1] Baba, Eiichi: An Application of Wave Pattern Analysis to Ship Form Improvement, 日本造船学会論文集132号 (1972), pp. 29 - 39.
- [2] 松井政博, 津田達雄, 大久保勝裕, 浅野誠一: 波形解析データに基づいた船型計画法, 日本造船学会論文集147号 (1980), pp. 10 - 19.
- [3] 安東潤: 自由表面の影響を考慮した船の推進性能算定法の研究, 九州大学工学部博士論文 (1990).
- [4] 江口辰哉: Rankine source法による定常造波問題の数値解法, 日本造船学会論文集177号 (1995), pp. 101 - 112.
- [5] Newman, J.N.: The Determination of Wave Resistance from Wave Measurements along a Parallel Cut, International Seminar on Theoretical Wave Resistance (1963).

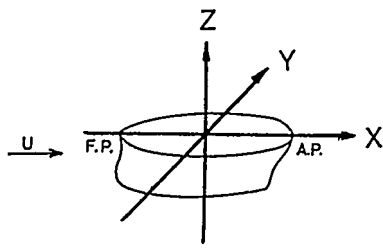


FIG. 1 Coordinate system

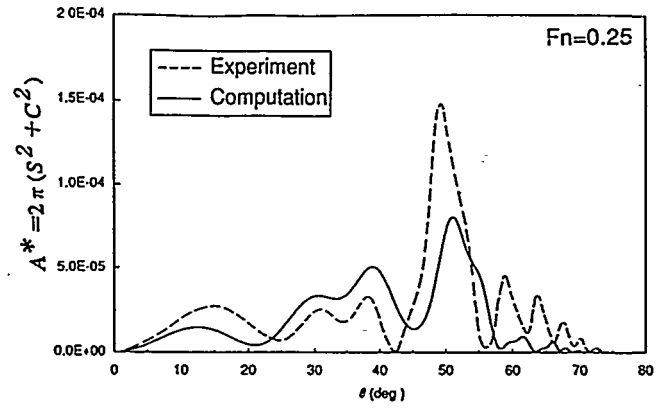


FIG. 2 Comparison of amplitude functions for Series60(Cb=0.6)

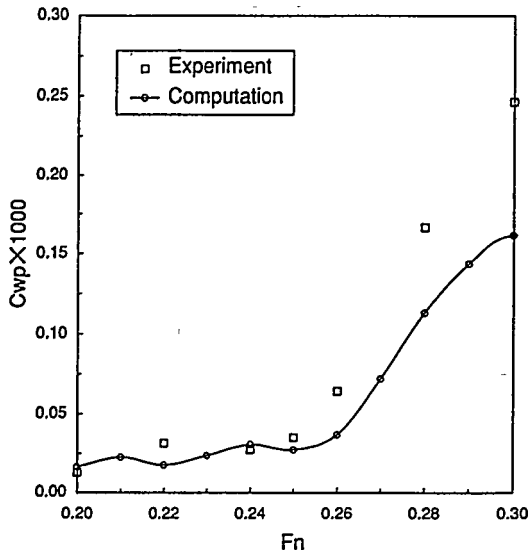


FIG. 3 Comparison of wave making resistance for Series60(Cb=0.6)

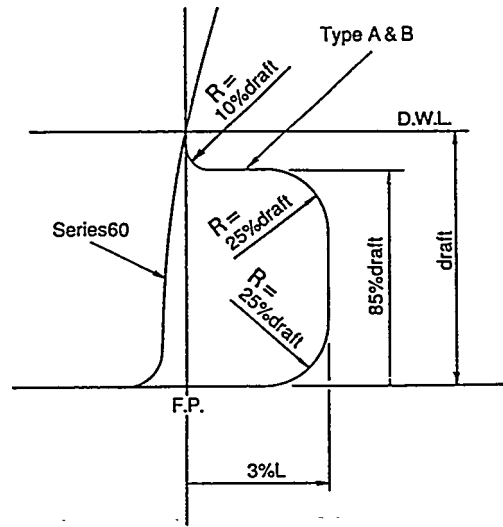


FIG. 4 Profiles

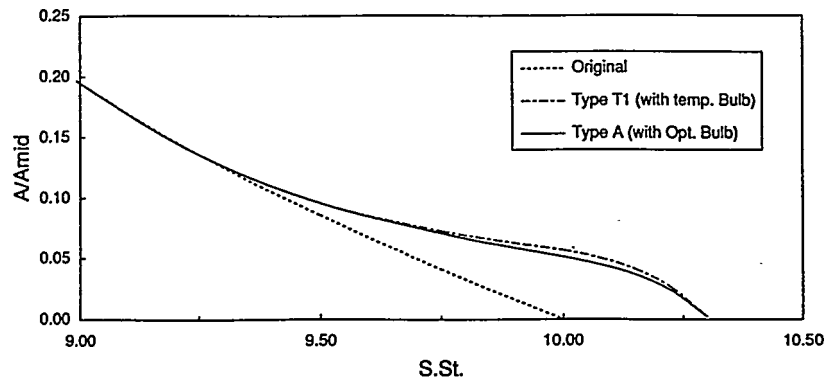


FIG. 5 Comparison of sectional area curves for Original, Type T1 and Type A

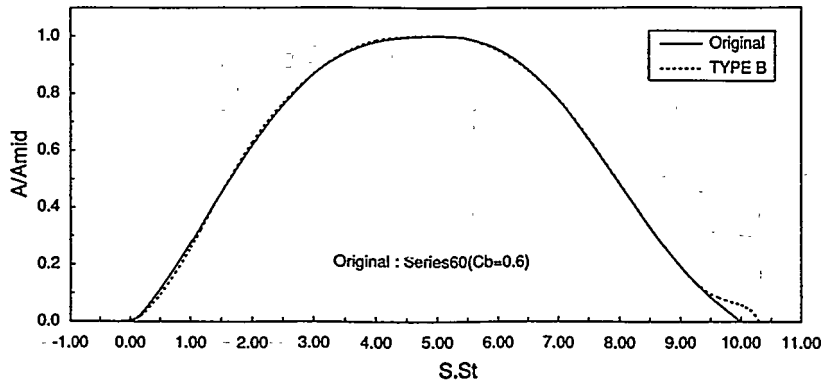


FIG. 6 Comparison of sectional area curves for Original and Type B

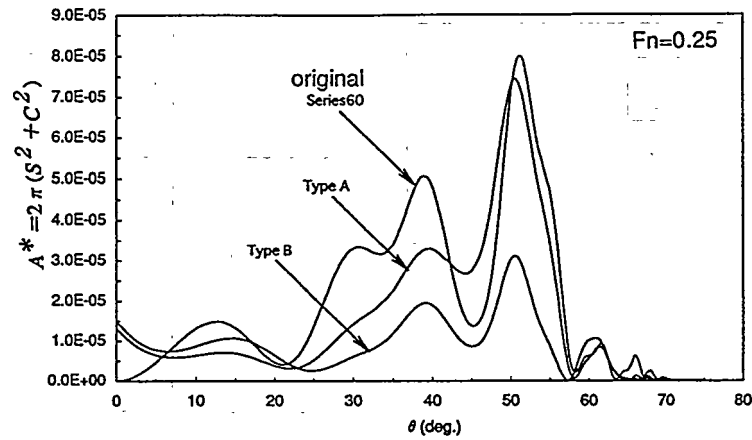


FIG. 7 Comparison of amplitude functions of original and optimum hull forms

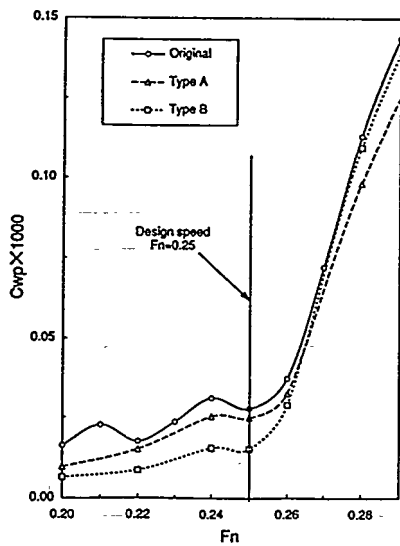


FIG. 8 Comparison of wave making resistance of original and optimum hull forms

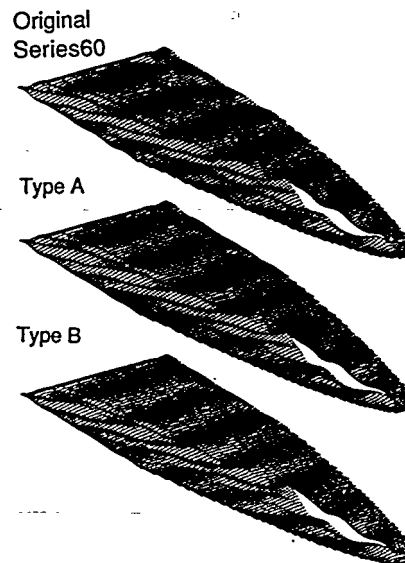


FIG. 9 Wave patterns at Fn=0.25

3. 姿勢制御方式による高速艇の抵抗試験 (その2)

正員 林田 滋*

1. はじめに

高速艇の抵抗試験の方法として、従来の排水量型船舶向けに開発された通常の抵抗動力計を使わない方法 [1] ~ [4] が提案されている。これは、模型船の姿勢の全部もしくは一部を固定して、船体に働く流体力を計測するものである。姿勢を変化させることにより、姿勢と流体力の広範囲なデータベースを作成しておき、船の与えられた状態における抵抗は、流体力が力の釣合条件を満足するよう、データより補間することによって求められる。これらの試験では船型と流体力の関係を調べることができる反面、実施すべき試験回数が多いことや前もって航走時の姿勢を推定する必要があるといった問題点をもっている。

前報で提案した試験方法 [5] は、模型船の姿勢をパソコンで制御することによりデータベースを作成することなく抵抗試験を行うものである。模型船の船体に働く流体力を計測し、それに基づいて姿勢を変化させ、再び流体力を計測し、再度姿勢を変化させる。これを繰り返すことにより、航走時の姿勢を作りだし、船体に働く力を計測する。

計測された流体力を用いて、計算を行い、姿勢を変化させるので、計算過程でいろいろな要素を考慮することができる。例えば、模型船の実際の排水量や重心位置にかかわらず、任意の排水量と重心位置での試験が可能である。

この方法で高速艇の試験を実施し、通常の抵抗試験の結果と比較してほぼ満足のいく結果を得た。ただ、場合によっては力の釣合条件を満足するまでかなりの走行回数を必要とすることもあった。そこで、今回は解析プログラムを改良することにより試験効率の向上を図った。

2. 試験の概要

2. 1 試験装置

試験装置の概要をFig.1 に示す。船の前後にロッドがあり、そのロッドはステッピングモータによって上下に動かされ、船の姿勢が変わる。ロッドの下には2分力検出器がついていて、船体に働く流体力を計測する。2分力検出器と模型船を接続する取付部は、ピッチに対しては自由であるが、ロールに対しては固定されている。また後方の取付部は、ロッドの移動に従って、前部の取付部間との距離が変化するので、それに対応出来るようにスライドベアリングを使用している。

*長崎総合科学大学船舶工学科

2分力検出器で計測された値はパソコンで解析され、必要な計算を行った後、前後のロッドの移動量が決められ、ステッピングモータによってロッドが動かされる。

2. 2 試験方法

Fig. 2 は模型船が走行中の力の釣り合いを示したものであり、Tをプロペラ軸方向の曳引力、Lを船体に働く揚力、Dを抵抗、Wを船の排水量とする。力と重心まわりのモーメントに関して次式が成り立つ。

$$T \cdot \cos(\sigma + \theta) - D = 0 \quad (1)$$

$$L + T \cdot \sin(\sigma + \theta) - W = 0 \quad (2)$$

$$-T \cdot \cos(\sigma) \cdot \overline{TG} + M_F = 0 \quad (3)$$

$$\text{ここで、} M_F = -L \cdot a - D \cdot b$$

また、模型船を本試験装置に取り付けたとき、船首の2分力検出器に働く上向きの力を L_1 、後ろ向きの力を R_1 とし、後方のそれを L_2 と R_2 とする。この場合、次式で与えられる F_x 、 F_y 、 M は Fig. 2の状態の場合との流体力の差 [5] を表す。

$$F_x = R_1 + R_2 - T \cdot \cos(\sigma + \theta) \quad (4)$$

$$F_y = L_1 + L_2 - T \cdot \sin(\sigma + \theta) \quad (5)$$

$$M = -M_L - M_R - T \cdot \cos(\sigma) \cdot \overline{TG} \quad (6)$$

ここで、 M_L は L_1 と L_2 による重心まわりのモーメント

M_R は R_1 と R_2 による重心まわりのモーメント

もし試験装置の模型船が Fig. 2と同じ姿勢になれば、船体に働く流体力は同じであるので、(4)~(6)式の右辺は零となるはずである。これより、求めるべき抵抗と推力は(1)式と(4)式より次のように求まる。

$$D = R_1 + R_2, \quad T = D / \cos(\sigma + \theta) \quad (7)$$

すなわち、(5)式と(6)式の右辺が零となるよう姿勢を制御すればいいことになる。それには、右辺のTが未知数なので、(7)式を代入しておく。そうすると、(5)式と(6)式の右辺は、2分力検出器の計測値からすべて求まる。

2. 3 解析プログラムの改良点

(5)式と(6)式の右辺が零となるように姿勢を制御する方法は前報では次のようにしていた。(5)式と(6)式の値 F_y と M は、船の姿勢を変えることによって変化するので、前部喫水 d_1 と後部喫水 d_2 の関数とみなすことも出来る。

$$F_y = F_y(d_r, d_a), \quad M = M(d_r, d_a) \quad (8)$$

そこで、喫水を変化させた3回の計測値があれば、上式は一次式で近似でき、 $F_y = 0$ と $M = 0$ を満足する喫水は (d_r, d_a) 平面においてそれぞれ直線となるので、両者を満足する前後の喫水はその交点として容易に求めることが出来る。その喫水で計測し、 F_y と M が零とならなければ、最新の計測値3つを用いて計算と計測を繰り返せば良い。当然のことながら、値が完全に零となるのはむずかしいので、ある許容範囲を設け、この値以下になったら収束したとみなす。

ところが、この方法では走行回数が増えるに従って、最新の3つの計測値は同じような値をとりだすので、一次式で近似したときに係数がおかしくなり、とんでもない喫水の推奨位置を示すことがあった。

そこで、計測された全ての点を使って解析する方法に改めた。Fig. 3に示すように、ある速度での最初の走行の喫水を原点とし、全ての計測点の喫水を平面にプロットし、隣り合う2点と原点の3点で前述の方法を適用することにする。すると $F_y = 0$ 、 $M = 0$ の線はそれぞれ折れ線となるから、この2つの線の交点をもとめる推奨喫水となる。

この方法を実際に用いると、交点が複数個あったり、また全然ない場合が生じる時があるので、その時は実験者が推奨喫水を判断し入力することにする。

また、解析に必要な最初の喫水の組は、1つ前の速度での計測で収束した喫水とその喫水から前部喫水のみを5mm上げたもの、収束した喫水から後部喫水のみを5mm上げたものの3つとした。この喫水で計測する場合は、自動的に計測できる。そこで、低速においては、1走行中に姿勢を変えて2点以上計測する多点計測ができるようプログラムを改良して、若干ながら効率の向上を図った。1回の走行で1.25m/sまでは3点、1.75m/sまでは2点の計測が可能である。

3. 試験結果ならびに考察

試験に用いた模型船の簡単な要目をTable 1に示す。

双胴船Sは、推力軸方向に曳航した抵抗試験の場合には、前報に示したように高速になるに従って、なかなか収束しなかった艇である。収束状況をFig. 4に示す。新プログラムによる走行回数は旧プログラムに比べ、減っている。低速は多点計測の効果であり、高速域は解析方法の改善によるものである。Mと F_y も今回の方が収束の目安値の1Kgf・mm以内と0.01Kgf以内にほぼ納まっていて、プログラムの改善は有効であったことが分かる。ただし、Fig. 5に示すように両者の抵抗係数、平均沈下量、トリム角には差はあまりない。このことから上記の収束の目安値は厳しすぎるとも言える。今後の検討課題である。

本試験法では、重心まわりの力のモーメントを計算するので、重心位置を入力しておく必要がある。重心の前後位置は浮心の位置なので簡単に分かるが、上下位置は試験時には不明な場合が多い。そこで単胴船を用い、上下の重心位置を深さDの1/4と3/4に変えて推

力軸方向に曳引した場合の試験を行った。結果を Fig. 6に示す。低速での抵抗の計測値は小さいので誤差が生じ易く、抵抗係数に差があるのはやむを得ないと思われる。それ以外では、両者はよく一致している。ここには示さなかったが、双胴船Lでもほぼ同様の結果を得たことから、重心の上下方向の位置にはそれほどこだわる必要はなさそうである。

双胴船Lを推力軸方向に曳引した場合の試験結果を Fig. 7に示す。ここでは、通常の抵抗試験との比較を行った。通常の抵抗試験では甲板を水平に曳航しているので、艇の上昇とトリムを抑えるように曳引力が働いているのが分かる。このことから船の姿勢を正しく求めるには曳航位置が重要であり、曳引する位置と方向を自由に設定できる本試験法は有効であると言える。ただし、抵抗係数については両者にあまり差がでなかった。この傾向は、前報の結果にも見られたものである。

4. おわりに

計測された流体力をもとに姿勢を制御する抵抗試験法の解析プログラムを改善することにより、従来はなかなか収束しなかった船についても収束するようになった。また、多点計測法の採用により、若干の能率向上となった。

船の上下方向の重心位置は適当に設定してもそれほど問題は無いが、曳航位置は艇の姿勢に影響を与えることが確認できた。

現在の収束条件は厳しすぎ、試験能率を妨げているので、今後検討して行きたい。また、より自動化を進め、必要な走行回数を減少させたい。

参考文献

- [1] 横溝幸治、池田良穂：流力データベースを使用した高速艇の航走姿勢シミュレーション、関西造船協会誌、第218号(1992)、pp. 101-110
- [2] 池田良穂、石部達也、梅田直哉、濱崎準一：小型高速艇に働く流体力に関する研究、関西造船協会誌、第218号(1992)、pp. 111-120
- [3] 川原梅三郎、鈴木勝雄、藪下和樹：トリム固定方式動力計による高速艇の抵抗試験、関西造船協会誌、第220号(1993)、pp. 71-23
- [4] 大塚卓、藪下和樹、鈴木勝雄：トリム固定方式動力計による高速艇の船型試験について、関西造船協会誌、第222号(1994)、pp. 17-23
- [5] 林田滋：姿勢制御方式による高速艇の抵抗試験、西部造船会会報、第90号(1995)、pp. 57-65

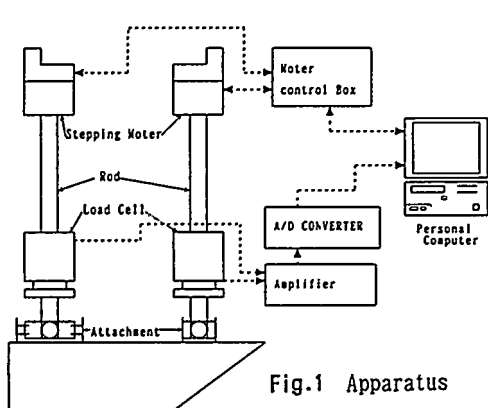


Fig.1 Apparatus

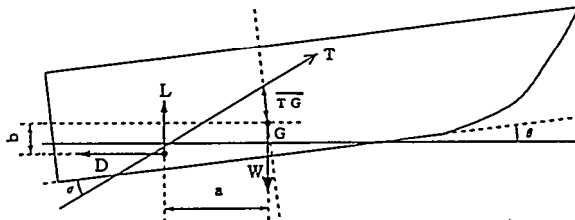


Fig.2 Forces acting on a ship

Table 1 Principal particulars of model ships

	双胴船S	双胴船L	単胴船
縮尺	1/25	1/25	1/20
長さ(m)	0.492	0.796	0.995
幅(m)	0.23	0.216	0.235
平均喫水(m)	0.030	0.0312	0.039
排水量(Kgf)	1.561	1.4985	4.708
浸水表面積(m ²)	0.1165	0.1309	0.214

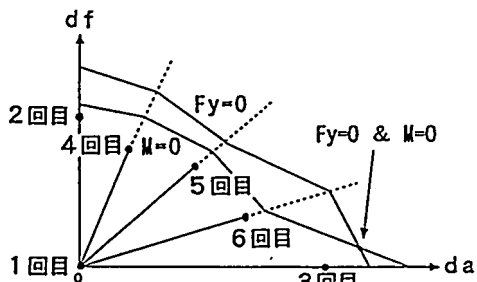


Fig.3 New analysis method

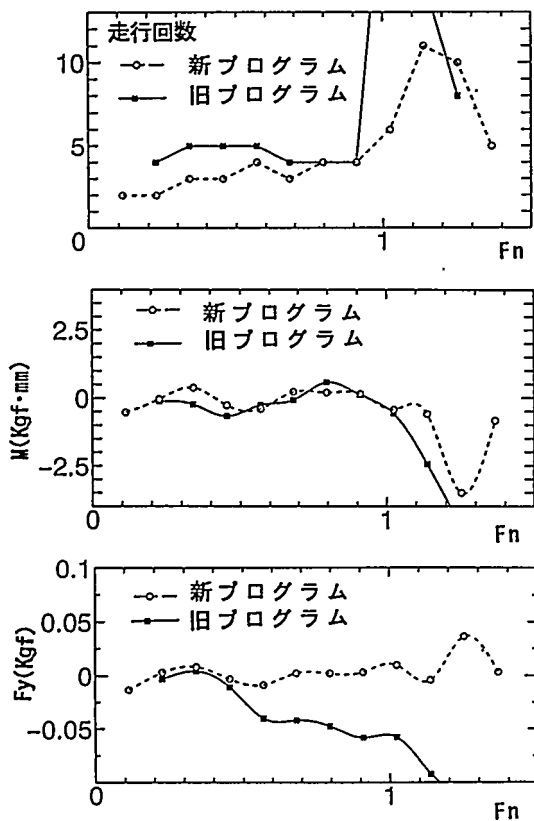


Fig.4 Convergent conditions

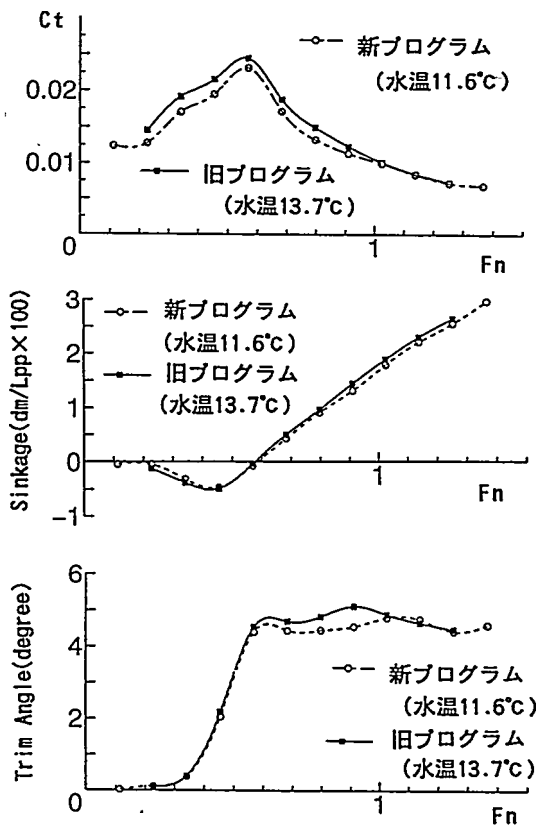


Fig.5 Experimental results of catamaran-S

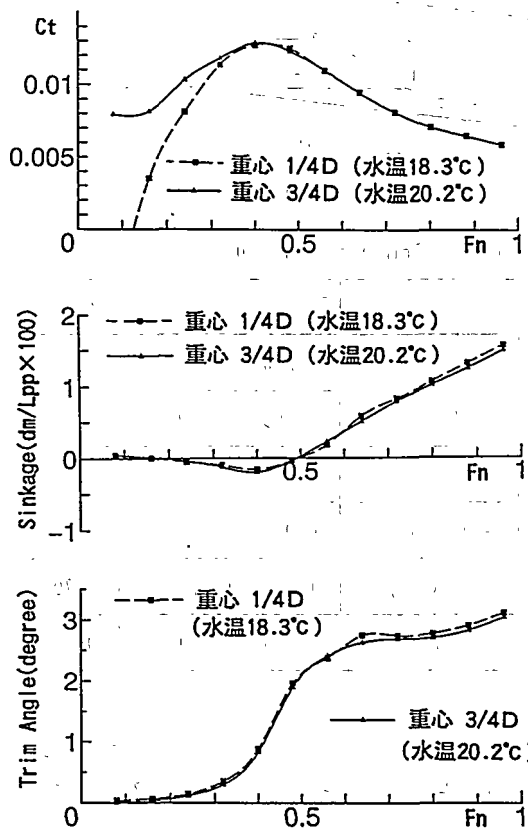


Fig.6 Experimental results of mono-hull

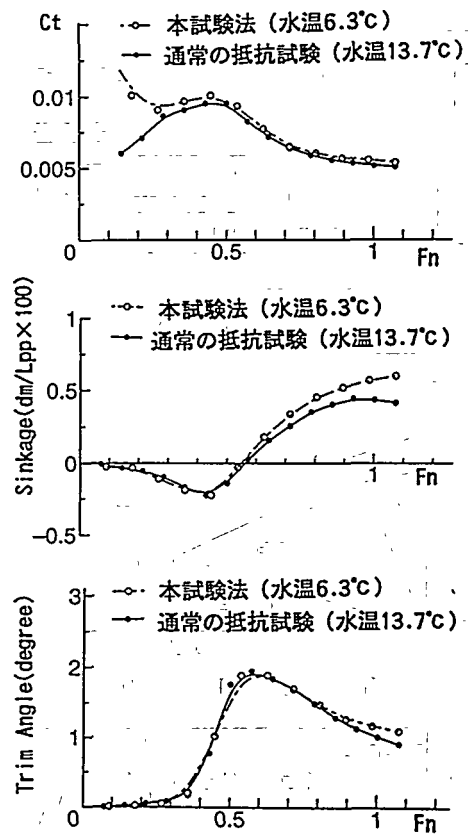


Fig.7 Experimental results of catamaran-L

4 簡便な一厚翼計算法 (続報)

—薄い翼への適用—

○正員 毎田 進* 正員 安東 潤**
正員 中武 一明**

1. はじめに

九大では最近、3次元翼でも Kutta の条件が繰り返し計算無しに満足されて、短い計算時間で翼性能が計算できる SQCM (Source and QCM) と名付けた簡便なパネル法を開発した。そして2次元および3次元翼の性能計算を行ったところ、SQCM は妥当な結果を与えることがこれまでの研究によって分かっている [1]。しかし、薄い翼については問題があることが分かった。本報告においては、SQCM を薄い翼に適用することを試みる。

2. SQCM について

SQCM (Source and QCM) は、翼のキャンバー面上に Lan [2] の QCM (Quasi Continuous Vortex Lattice Method) に従って渦格子とコントロールポイントを配置させ、翼表面には Hess and Smith 法 [3] による吹出しを分布させて、キャンバー面と翼表面上での垂直速度がゼロという条件 (1次式) から同時に渦強さと吹出し強さを決める方法である。他の多くのパネル法は Kutta の条件を繰り返し計算によって満足させているが、SQCM の場合繰り返し計算をせずに Kutta の条件を満足することができ、計算時間が他のパネル法に比べて短いという特長がある。なお、SQCM の定式化は参考文献 [1] と同様である。

3. 薄い翼への適用

従来の SQCM では、翼のコード長に対する最大厚さが約 5% 以下では翼の性能を精度良く計算することができないことが分かった。薄い翼の場合、翼の前縁 (L.E) を回り込む流れが速くなるため、キャンバー面上の渦分布の強さが前縁付近で大きくなる。また、翼が薄くなると前縁付近のソースパネルとキャンバー面の渦格子が接近する。この強い渦の特異性とソースパネルとの干渉が翼の性能を精度良く計算することができない原因と考えられる。以下に薄い翼に対する SQCM の渦モデルの改良を行う。

3.1. 2次元翼

Fig.1 に示すように、キャンバーに沿った座標 ξ を考える。このときキャンバー面上の渦分布による任意位置での誘導速度 V_γ は次式のように表すことができる。

$$V_\gamma = \int_{\xi_{L.E}}^{\xi_{T.E}} \gamma(\xi) v(x, \xi) d\xi \quad (1)$$

*九州大学大学院工学研究科

**九州大学工学部

ここで、 x は任意点を表し、 v は ξ にある単位強さの点渦による x での誘導速度を表す影響係数である。キャンバー面をコード方向に N_γ 個の区間に分割し、区間内では渦の強さが一定と考え、QCM の理論に従い上式を離散化すると

$$V_\gamma = \sum_{\nu=1}^{N_\gamma} \gamma(\xi_\nu) v(x, \xi_\nu) \Delta \xi_\nu \quad (2)$$

と表すことができる。ここで、 $\Delta \xi_\nu$ は区間の幅である。

この式が従来の SQCM の渦モデルを表す式である。上式は区間内の渦面を 1 個の集中渦に区間の幅をかけることで表現しており、数値計算においては 1 個の集中渦に重み係数がかけると解釈することができる。つまりこの渦モデルは厳密には連続分布ではないのである。今回の渦モデルの改良とは、この部分を改良することにある。強さ一定の点渦が区間内に連続的に並んでいるものとする。このとき、任意位置での誘導速度は区間の端点の位置 ξ_{a_ν}, ξ_{b_ν} を用いて次式のように表すことができる。

$$V_\gamma = \sum_{\nu=1}^{N_\gamma} \gamma(\xi_\nu) \int_{\xi_{a_\nu}}^{\xi_{b_\nu}} v(x, \xi) d\xi \quad (3)$$

上式の影響係数 v の積分は解析的に行うことができる。 ξ_{a_ν}, ξ_{b_ν} は QCM の理論によって定められるコントロールポイントの位置である。これが今回の SQCM の渦モデルの改良である。

これとは別にキャンバー面上の渦の数を翼表面の上下面のパネル数よりも 1 つだけ多く選ぶという方法も考えられる。こうすることにより、翼面上のコントロールポイントの直上および直下に渦が配置されることがなく渦の特異性が回避され、薄い翼でも安定して計算が行うことができると期待されるからである。

3.1.1. 計算結果

Fig.2 に 3 種類の翼型に対する揚力係数の計算結果を示す。例えば図中の NACA84xx というのは 8% のキャンバーが前縁から 40% コード位置にある NACA タイプの翼型を表している。また、迎角は 5° である。計算における翼表面の吹出しパネルの分割数はフェイス面およびバック面をそれぞれ 30 分割と固定してある。図中の SQCM 30 というのは渦の個数が 30 個の従来の SQCM である。また SQCM 31 とは渦の個数が 31 個の SQCM である。Modified SQCM 31 は渦モデルの計算法を改良した SQCM であり、キャンバー面の渦層の分割数を 31 分割とした。また、MORIYA とは守屋の方法 [4] のことであり、ここでは正確な 2 次元翼の解析解として考える。この図から、従来の SQCM は翼厚比 5% ($t_{\max} / \text{chord} = 0.05$) 以下では精度が良くないことが分かる。また渦の個数を 1 つ増やした SQCM 31 は従来の SQCM に比べて安定して計算が行えているが翼厚比が 0.05 以下では揚力が急激に減少し、正しくない結果を示している。渦モデルを改良した Modified SQCM 31 は極端に薄い翼の場合でも守屋の結果と良い一致を示すのが分かる。

3 種類の翼型 (NACA00xx, NACA44xx, NACA84xx) において、翼厚比がそれぞれ 0.05 および 0.01 の場合の圧力分布をそれぞれ Fig.3, 4, 5 に示す。翼厚比が 0.05 の場合は、SQCM 31 および Modified SQCM は守屋の方法とよく一致している。しかし、翼厚比が 0.01 の場合の SQCM 31 は守屋法による結果と大きく異なっているが Modified SQCM は良く一致している。さらに翼厚比が 0.001 の 3 種類の翼型に対する圧力分布を Fig.6 に示す。このように薄い翼でも守屋法と一致する分布が得られた。

3.2. 3次元翼

前節の渦モデルを3次元に拡張する。3次元の場合はFig.7に示すように、キャンバー面をコード方向に N_γ 個、スパン方向に M_γ 個に分割し、キャンバー面をパネルで表すことにする。そして、1つのパネルに対し強さ一定の馬蹄渦がコード方向に連続的に分布している考える。このとき、キャンバー面に配置した渦による任意位置での誘導速度 V_γ は影響係数 v を用いて次式のように表すことができる。

$$V_\gamma = \sum_{\mu=1}^{M_\gamma} \sum_{\nu=1}^{N_\gamma} \gamma_{\mu\nu} \int_{\xi_{a_{\mu\nu}}}^{\xi_{b_{\mu\nu}}} v_{\mu\nu} d\xi_{\mu\nu} \quad (4)$$

$$v_{\mu\nu} = v_{B_{\mu\nu}} + \sum_{\nu'=\nu}^{N_\gamma} (v_{F_{\mu+1\nu'}} - v_{F_{\mu\nu'}}) + \sum_{\nu'=1}^{N_w} (v_{T_{\mu+1\nu'}} - v_{T_{\mu\nu'}})$$

ここで、 $\xi_{a_{\mu\nu}}, \xi_{b_{\mu\nu}}$ はFig.7に示すようにコード方向の位置を表し、 $v_{B_{\mu\nu}}$ と、 $v_{F_{\mu\nu}}$ および $v_{T_{\mu\nu}}$ はそれぞれ1本の束縛渦と、自由渦および後流渦を構成する渦線分による単位渦強さあたりの誘導速度ベクトルである。また、 N_w は後流渦の分割数である。上式の影響係数の積分はパネルが長方形の場合は解析的に積分することができる。しかし、例えばプロペラ翼のような任意形状のパネルの場合には解析的に積分することが難しいことが予想されることから、この積分をRomberg積分[5]を用いて数値的に積分を行い、数値積分の妥当性を調べ、任意形状の翼型への応用の準備をすることにした。

3.2.1. 計算結果

Fig.8に従来のSQCM (SQCM) と従来のSQCMのコード方向の分割数を1個増やした場合 (SQCM 31)、さらに、渦モデルを改良したSQCMについて、影響係数の積分を解析に行った場合 (Modified SQCM 31 (analytical integration)) と数値積分を行った場合 (Modified SQCM 31 (numerical integration)) の合計4パターンの揚力係数を示す。ここでの翼形状はNACAタイプの断面を持つ矩形翼でありアスペクト比は6、迎角5°である。スパン方向の分割数は14としコード方向の翼面の分割数はフェイス面およびバック面をそれぞれ30分割と固定した。2次元の結果から推測すると、3次元の場合も翼厚比と揚力との関係はほぼ直線的になることが予想される。このことから考えると従来のSQCMは薄い翼では精度が良くないことが分かる。分割数を増やしたSQCM 31は従来法に較べて計算が安定しており、翼厚比が約0.05程度までは計算ができるようである。また、渦モデルを改良したSQCMについては解析的に積分を行ったものと数値積分を行ったものが一致しており、数値積分による計算が安定して可能であることが分かる。

4. おわりに

SQCMを用いて薄い翼の計算を行ったところ、薄翼対策を施したSQCMは翼厚比が0.001という超薄翼に対しても安定して精度良い計算結果を与えることが分かった。

参考文献

- [1] 中武一明, 安東 潤, 片岡克己, 吉武 朗: 簡便な一厚翼計算法, 西部造船学会会報, 第88号, (1994), pp.13-21

- [2] Lan, C.E. : A Quasi-Vortex-Lattice Method in Thin Wing Theory, Journal of Aircraft, Vol.11, No.9, (1974) , pp.518-527
- [3] Hess, J.I and Smith, A.M.O : Calculation of Nonlifting Potential Flow about Arbitrary Three Dimensional Bodies, Journal of Ship Reserch, Vol.8, No.2, (1964) , pp.22-44
- [4] 守屋富次郎 : 空気力学序論, 培風館, (1959)
- [5] 児島紀男, 町田東一 : FORTRAN 基礎数值計算, 東海大学出版会

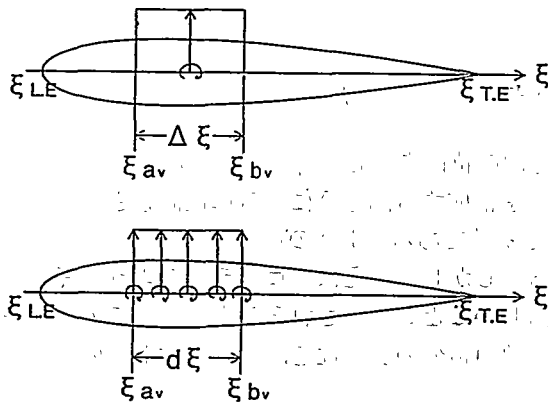


Fig. 1 Arrangement of vortex sheet segments (2-D Wing)

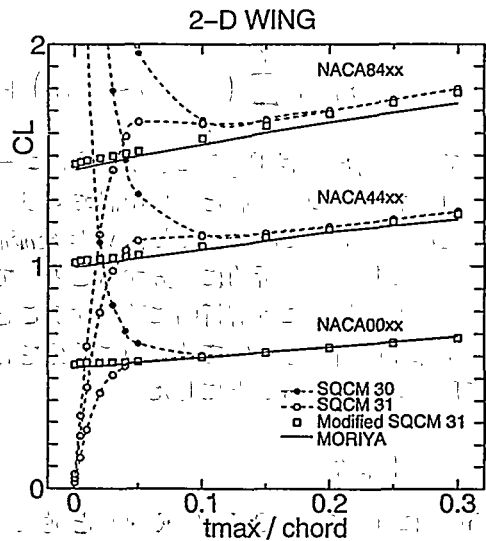


Fig. 2 Change of lift coefficient for 2-D wings with various thickness ratio and camber

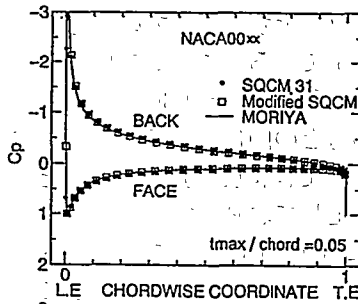


Fig. 3 Comparison of pressure distributions (NACA00xx)

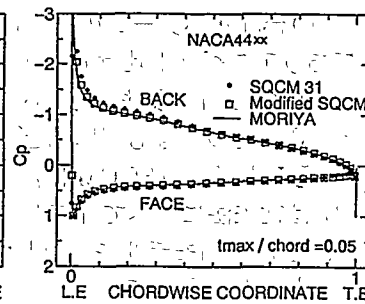


Fig. 4 Comparison of pressure distributions (NACA44xx)

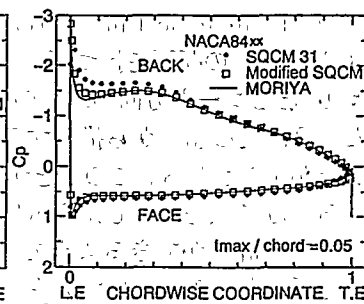
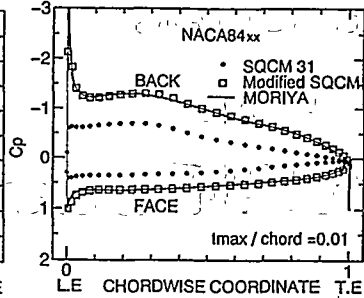
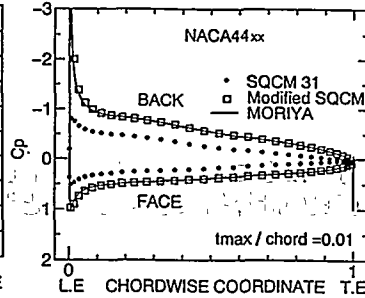
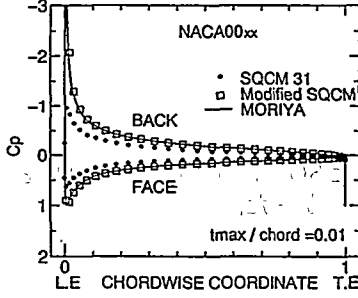


Fig. 5 Comparison of pressure distributions (NACA84xx)



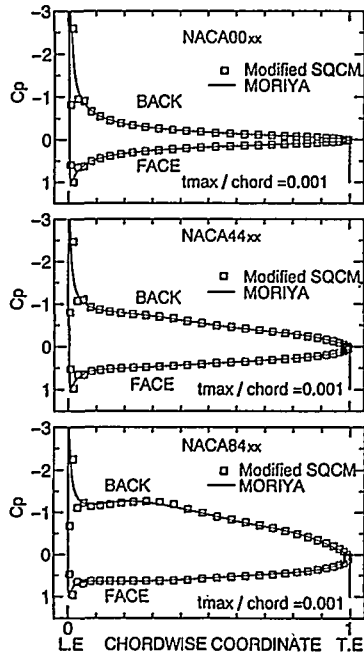


Fig. 6 Comparison of pressure distributions (tmax/chord=0.001)

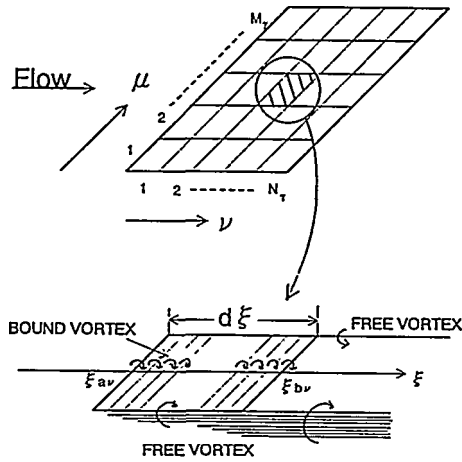


Fig. 7 Arrangement of vortex sheet panels

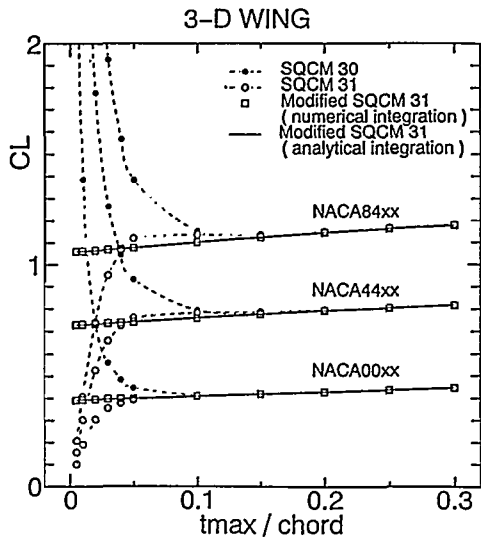
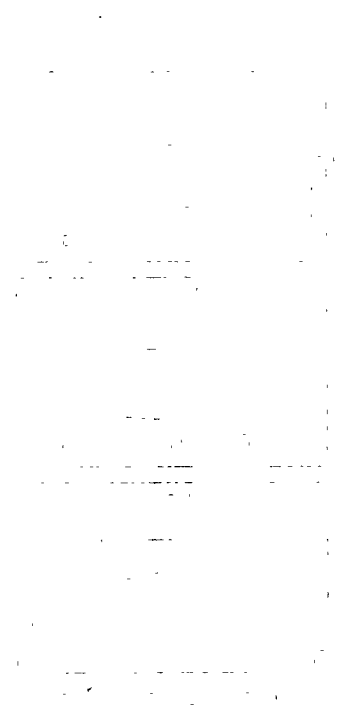


Fig. 8 Change of lift coefficient for 3-D wings with various thickness ratio and camber



5 計測用回流水槽測定部の流場計算について

○正員 西本 仁* 正員 小倉 理一*
正員 山崎 隆介*

1. 緒言

回流水槽は、定性的な物体周りの流れの観察のみならず、実験が手軽に行えるという長所を生かし、物体周りの流場、物体に働く流体力等の計測にも利用されている。しかし、船舶等の水面を貫通する物体の実験において計測値に大きな影響をおよぼす水面形状に関する流体力学的解明は、未だ充分ではない。そこで本論文では、計測用回流水槽の水面の水平化に関し測定部流場の流体力学的理解を深めるために、数値流体力学を適用して測定部における流速および水面形状の計算を試み、実現象と比較してみる。なお、本計算は、(株)ソフトウェアクレイドル社3次元熱流体解析プログラムSTREAM Ver.2.8によって行った。

2. 回流水槽における流れの特性

回流水槽内の水はインペラによって回流させられるが、この一巡する間の流路は閉水路である管路と自由表面を持つ開水路とからなり、開水路である測定部で均一な流れを得ることは容易ではなく、測定部には次のような現象が起こり易い。

- (a) 流速が場所的に不均一で、特に壁面と水面の近くで著しい。また、流速の時間的な変動すなわち揺らぎがある。
- (b) 時間的に平均化した水面形状が水平面でなく波状となり、しかも時間的にその波面が上下動する。——一定在波、水面勾配、圧力勾配、サージング——
- (c) 測定部下流側管路の天井で生じる波崩れによる圧力変化と気泡の巻き込みがある。

このような回流水槽特有の現象は、回流水槽がおもに流れの観察のために用いられる場合には大きな障害とはならないが、流速や流体力、圧力等の定量的計測に用いられるとき、その計測値に影響を与え大きな問題となる。特に、試験物体が水面を貫通したり、水面近くの水中に置かれるような場合、水面の形状が計測値に重大な影響をおよぼす。理想的な水面は、言うまでもなく流水時においても静止時と同じように水平な滑面であるが、測定部水面には、前述のように定在波、水面勾配、サージングおよび漣が存在する。これらの現象は、測定部上流側ノズル部の形状、波抑え板の状態、測定部の長さおよび測定部下流側の管路等に影響され、非常に複雑な様相を呈している。

3. 数値計算法の概要

乱流モデルとして $k-\epsilon$ 2方程式モデルを採用すると、非圧縮性粘性流体では、質量保存式、運動量保存式、乱流エネルギー K_t の輸送方程式および乱流エネルギー散逸率 ϵ_t の輸送方程式の4方程式が支配方程式となる。

* (株)西日本流体技研

支配方程式の離散化には有限体積法を採用し、空間の離散化は、対流項には1次精度風上差分を対流項以外には2次精度中心差分を使用する。また、数値解法にはSIMPLE法を採用し、格子はスタッガード格子である。

自由表面の処理にはVolume of Fluid (VOF) 法 [1] を採用する。本方法では格子ごとに水の占有率にあたるVOF関数 F を定義し、(1) 式で表される F の移流方程式を解くことにより自由表面を計算する。

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (F u_j) = 0, \quad (1)$$

ここで F は

$$0 \leq F \leq 1, \quad (2)$$

であり、 $F = 0$ は格子が空気のみで満たされているときで計算領域外を、 $F = 1$ は格子が水のみで満たされているときで計算領域内を、そして $0 < F < 1$ は格子内に水と空気の境界面があるときを表している。

4. 数値計算例

4.1 計算条件

計算対象は、標準的な船型試験用水槽の測定部上流側ノズル部、測定部および測定部下流側ディフューザ部であり、その基本的形状および格子分割を Fig.1 に示す。実際的水槽は、測定部の全幅は全領域にわたり 2.0m であるが、本計算では側壁面の境界層影響が無視できる水槽の中心面のみを考え、測定部幅を微小幅の 0.01m としている。計算領域は3つの直交する軸方向に不等間隔に格子分割されるが、このように分割された各格子は直方体であり、任意の形状を精度良く表現できない。そこで規定のサイズ以下の形状を三角柱形状で近似する。基本とする要素数は、長さ方向 116、流入部高さ方向 66、測定部高さ方向 48、流出部高さ方向 38 とし、幅方向は 1 とした。流入および流出流速は、深さ方向に均一で 2 秒間隔で 5 段階に分けて増速され 8 秒後に計算対象流速に達する。瞬時に計算対象流速に設定すると、流場の安定に計算時間を要し、または測定部下流側管路の上面側で空気を多量に巻き込み解が発散する。なお、(3) 式で表示されるクーラン数 C は 1.0 とした、

$$C = \frac{\Delta t u_x}{\Delta x} \quad (3)$$

ここで Δt は計算時間刻み、 u_x は水槽長さ(主流)方向流速、 Δx は水槽長さ方向格子間隔であり、同一格子の $\Delta x/u_x$ の最も小さい値に対し Δt が決定される。

境界条件は以下のように規定した。

- (a) 流入面 S_{EN} : 水槽長さ方向流速のみ規定(深さ方向に均一)し、その他(他方向流速、乱流量)は“0”
- (b) 流出面 S_{EX} : 水槽長さ方向流速のみを流入流量と同一の流出流量となるように規定(深さ方向に均一)
- (c) 固体壁面 : 上面、下面は対数則の流速分布とし、側壁面は境界層の影響が

(d) 自由表面 S_{FS} : VOF法

4.2 計算例

(1) 水面形状の安定性

測定部平均流速 2.0m/s における水面形状を Figs.2(a), 2(b) に示す。約 60 秒程度で水面形状がほぼ安定する。ただし、測定部上流端と下流端付近では不安定さが残っている。計算開始 100 秒後の流速ベクトルを Figs.3(a), 3(b) に示す。水面近傍で多少の流速低下が見られ、測定部下流端水面近傍で流速変化が大きい。管路の上下壁で境界層が顕著に現れていないが、これは壁面近傍の深さ方向の格子分割数が不十分なためと思われる。

(2) 測定部平均流速の影響

測定部平均流速が 1.0m/s, 2.0m/s および 3.0m/s のときの計算開始後 80 秒における測定部水面形状を Fig.4 に示す。通常、回流水面測定部では流速の増加とともに定在波の波高、波長および平均水面勾配が増加する傾向が現れるが、本計算結果においても、水面の波の谷の位置（図中矢印）が流速とともに下流側に移動し、谷における水面の下降量も大きくなり、実際に計測される結果と定性的に一致している。また測定部下流側天井での水面が衝突する所では、流速の増加とともに波高が高く、波面の傾斜が大きくなっており、流速が速くなると波崩れが大きくなることが推察され実現象の傾向と一致している。

(3) 制波板取り付け角の影響

制波板の取り付け角を上向きに 5.1° (長さ 100mm), 下向きに 6.8° (長さ 100mm) および 7.2° (長さ 200mm) に傾けたとき、計算開始後 80 秒における水面形状を、取り付け角 0° のときの結果とともに Fig.5 に示す。ただし、測定部平均流速はいずれも 2.0m/s である。取り付け角が上向きに 5.1° と 0° との間で制波板出口の波面の傾斜が 0 から負に変化し、波高も小さくなる傾向があり、この間の取り付け角で水平滑面な水面が期待される。制波板の長さも変化しているが、おもに取り付け角の影響と考えると、取り付けの下向き角が大きくなるほど、波面の山、谷の位置（図中矢印）が上流側に移動し、波高が増加する傾向となっている。

(4) 流量の影響

静止水面の位置を取り付け角 0° の制波板下面 d_0 より 9mm, 22mm および 60mm 高くし、初期水量を増したときの、計算開始から 80 秒後における水面形状を Fig.6 に示す。ただし測定部平均流速は 2.0m/s である。初期水位すなわち水量を変化させることによって水面形状が大きく変化している。水量を大きく増加させると制波板直後で水面が上昇し、初期水位が制波板より 9mm と 22mm の間に定在波の波高が最も小さくなる水位が存在することが推察される。この水量と水面の関係は実際の現象と一致しており、定在波の波高および平均水面勾配を小さくするために水量の調整が重要であることが認められる。

(5) 下流側天井の影響

測定部下流側管路天井の静止水面に対する傾斜角 α を、いままでの計算で用いた標準形状である 5° から 10° に変化させたときの、計算開始から 40 秒後の水面形状を Fig. 7 に示す。ただし測定部平均流速は 2.0m/s である。天井と静止水面の傾斜角 α を大きくすると、管路天井と水面の交点および静止水面と波面の交点（図中矢印）が下流側に移動し、定在波の波高が大きくなっている。また、天井と接触する波面の平均的な勾配は天井傾斜が小さいほど大きく、この場合、波崩れが起り易く気泡の巻き込みが多いことが予想される。従って定在波の波高を小さくするには天井傾斜角 α を小さくし、一方波崩れを少なくして気泡の巻き込みを少なくするには α を大きくする必要がある、これらの調和を計ることが望まれる。なお、天井の傾斜角 α が 10° のときの計算開始後 50 秒以後の計算では、解が発散した。これは空気の吸い込みが原因と考えられる。

(6) 測定部長さの影響

測定部長さを変え、静止時の水面長さ L_w を標準長さ 6.3m から 4.8m と 3.3m に短縮したとき、計算開始から 50 秒後における水面形状を標準長さの結果とともに Fig. 8 に示す。ただし測定部平均流速は 2.0m/s である。 $L_w=4.8m$ のときの水面形状は $L_w=6.3m$ のときとほとんど同じであるが、 $L_w=3.3m$ のときは定在波の波高が大きくなっている。定在波の点から、任意の流速において測定部の臨界長さが存在することが予想される。

5. 結 言

数値流体力学による流場シミュレーションは測定部平均流速、制波板取り付け角および水槽内水量に関し、定性的に実現象と一致している。とくに制波板取り付け角と水槽水量の微調整が測定部水面の水平滑面の実現に大きな影響を及ぼしていることが、数値流体力学的にも明らかにされた。さらに設備や経費の点から実験的な解明が困難であった測定部長さや測定部下流側管路の天井傾斜角の影響について、水面の水平滑面化の点から測定部の臨界長さおよび天井傾斜角の最適角度が存在することが明らかになり、設計に対する指針が得られた。この流場シミュレーションは、水面の水平滑面化に関連して、測定部流場の流体力学的理解と諸々の因子が水面形状に与える影響を流体力学的に理解するために非常に有効であり、今後新しいスキームの導入や分割法の検討等を行うことにより、設計への直接の応用が可能となり、さらに高性能の回流水槽の実現に寄与することが期待される。

参考文献

- [1] Hirt, C. W., Nichols, B. D. ; "Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries", Journal of Computational Physics, Vol. 39, (1981)

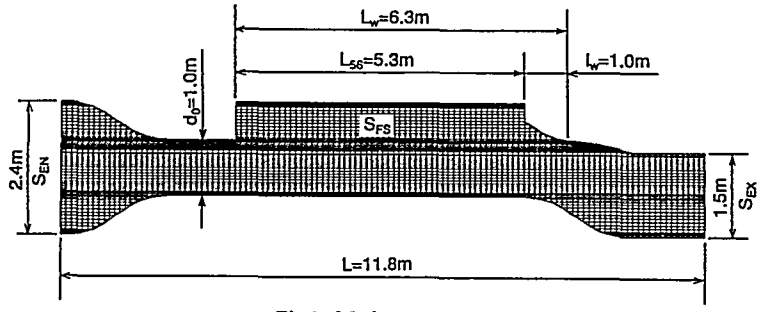


Fig.1 Mesh arrangement

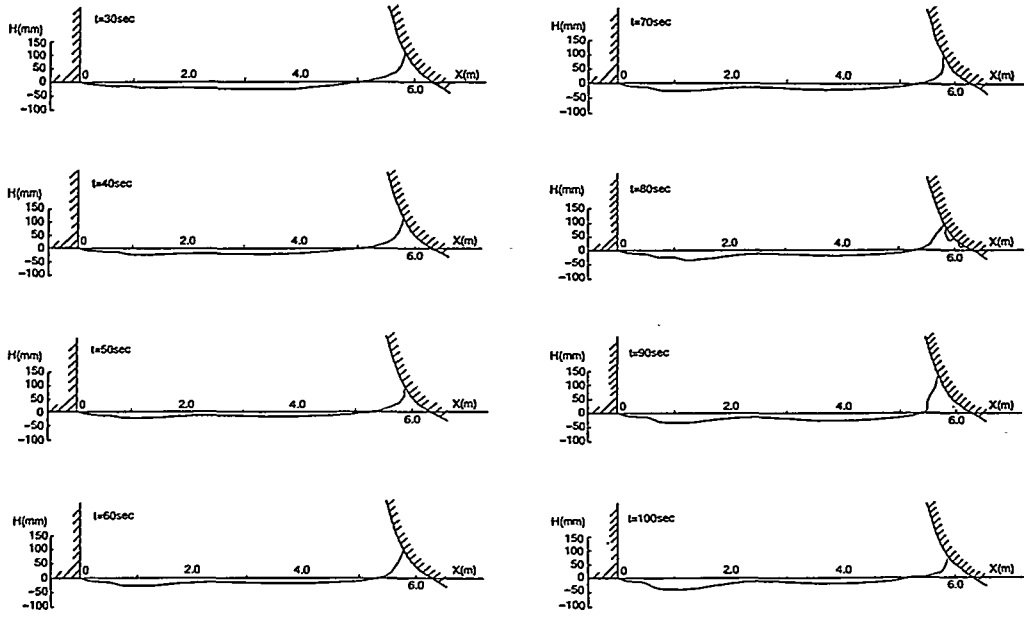


Fig.2(a) Time historical variation of free surface profile
-t=30sec., 40sec., 50sec., and 60sec. at $U_0=2.0\text{m/s}$ -

Fig.2(b) Time historical variation of free surface profile
-t=70sec., 80sec., 90sec., and 100sec. at $U_0=2.0\text{m/s}$ -

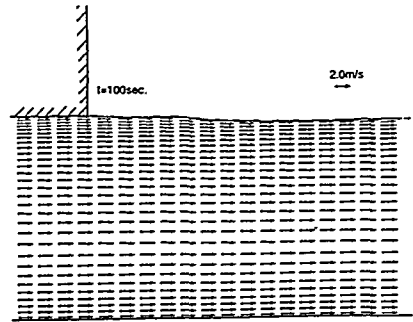


Fig.3(a) Velocity vector field in the upstream in tank
-t=100sec. at $U_0=2.0\text{m/s}$ -

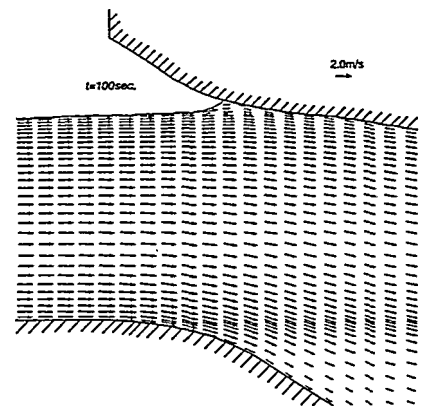


Fig.3(b) Velocity vector field in the downstream in tank
-t=100sec. at $U_0=2.0\text{m/s}$ -

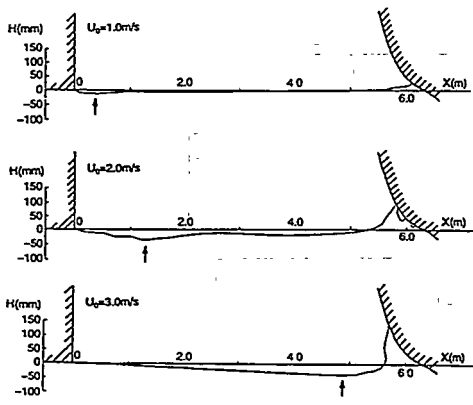


Fig. 4 Effect of the averaged velocity on the free surface
— $t=80\text{sec.}$ —

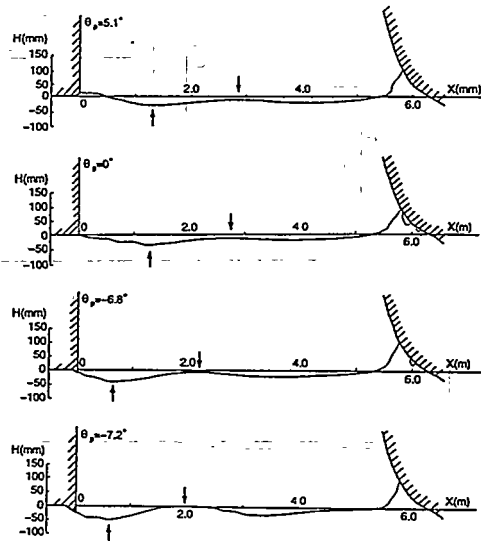


Fig. 5 Effect of inclining angle of surpressing plate on the free surface
— $t=80\text{sec.}$ at $U_0=2.0\text{m/s}$ —

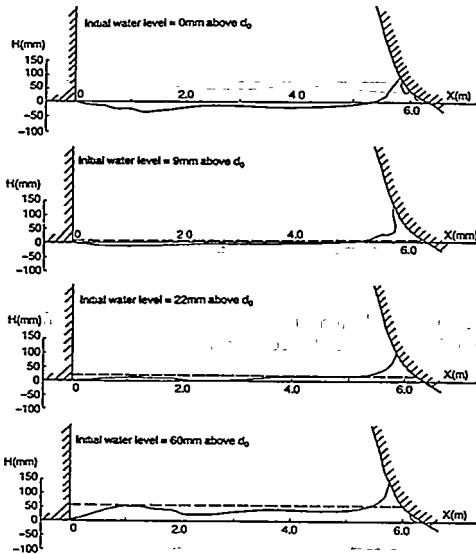


Fig. 6 Effect of the water volume on the free surface
— $t=80\text{sec.}$ at $U_0=2.0\text{m/s}$ —

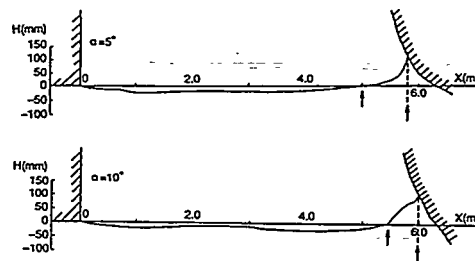


Fig. 7 Effect of the ceiling tilt angle on the free surface
— $t=40\text{sec.}$ at $U_0=2.0\text{m/s}$ —

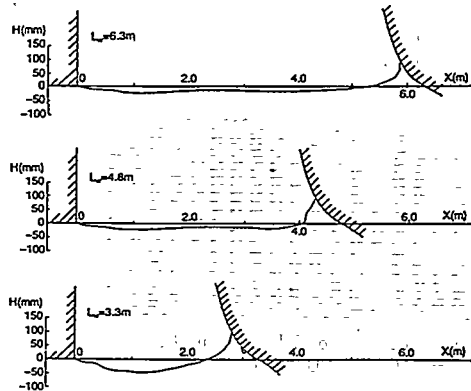


Fig. 8 Effect of the length of test section on the free surface
— $t=50\text{sec.}$ at $U_0=2.0\text{m/s}$ —

6 計測用回流水槽の設計法について

○正員 小倉 理一* 正員 玉島 正裕*

1 はじめに

実験計測の結果と理論的取り扱いを併用して流体现象を把握するためには、計測用回流水槽が有効である。回流水槽が用いられ始めた初期にはその目的は物体周りの流れの可視化が主であったが、流速の均一性が改善されるに従って、流速や圧力あるいは流体力の計測が行われるようになってきた。計測用回流水槽の設計の第1目的は、測定部において水平滑面な水面を持ち、かつ均一な流速を発生させる管路系と各々の管路の形状と寸法、整流装置の配置、インペラの主要目および駆動力の大きさを決めることである。計測用回流水槽の系統的な設計法について示したものは見られない。ここでは管路内の流れを考慮しながら、自由表面を持つ計測用回流水槽を設計する方法を提案し、その方法に基づいて設計・建造した高速回流水槽の設計例とその性能について示す。

2 回流水槽の機構とその型式

回流水槽は循環型の流路で構成される流体機械装置で、循環する方向から水平型と垂直型の2通りがあり、それぞれ水平循環型、垂直循環型と呼ばれる。回流水槽の構成および付属装置を Fig.1 のように定義する。

3 設計の概要

水槽の形状と寸法が与えられたとき、流路内の流れの特性を流体力学の観点から把握することは順問題と考えることができる。この場合、循環する流路の中で水はインペラによってエネルギーを供給されるので、インペラ部を出発点と考えて流れの特性を考察するのが便利である。一方、与えられた使用条件のもとで、一巡する流路すなわち測定部の開水路とその他の管路の形状と寸法を設計することは逆問題である。このときは、測定部から検討を進めて行くのが合理的である。現在のところ、開水路である測定部を与えて残りの各管路の形状と寸法を未知として最適な設計を行う逆問題は解かれていない。そこで実際の設計法として、まず逆問題として各管路の形状と寸法を予想し、次に順問題的な取り扱いによりこの流路の損失水頭や流れの特性を求め、問題があればさらに各管路の形状と寸法を変更し同様な検討を繰り返す方法を提案する。

各管路の形状と寸法を具体的に決める基準は管路の損失水頭であり、損失水頭の少ない管路内の流れは一般的に安定していると考えることができる。管路の損失水頭をできるだけ小さくするためには、流路の断面積とその潤辺の比である動水力半径をできるだけ大きくすればよいが、理想的な管路とすると流路全体が大きくなり過ぎ、ほとんどの場合設置上の制約を受ける。

* (株) 西日本流体技研

4 設計の手順

まず、使用条件に従って大略の形状と寸法を求めこれを第0次近似とする。次に逆問題として、(a) 測定部の形状と寸法の決定を出発点とし、(b) 測定部上流側ノズル部、(c) 第4屈曲部、(d) 第1屈曲部(ディフューザ部を含む)、(e) 第3屈曲部、(f) 第2屈曲部、(g) インペラ径、(h) インペラ位置とケーシング長さ、(i) インペラ上流側ノズル部、(j) インペラ下流側ディフューザ部の順に、第1次近似として流路の形状と寸法を求める。つづいて順問題としてこの流路の損失水頭を推定し、インペラ部の主寸法を求め直す。次に逆問題として、改めてインペラケーシングの径が求められ、これを有する第2次近似としての流路の寸法と形状を再び求める。さらに順問題に戻り、第2次近似の流路の損失水頭を求める。この手順をインペラ部の寸法と形状が収束するまで繰り返す。この設計手順のフローチャートを Fig.2 に示す。

逆問題である流路の形状と寸法の決定で最も注意を払う箇所は、測定部上流側ノズル部と第1屈曲部(ディフューザ部を含む)である。すなわち測定部の両側の管路である。最大発生流速とノズル部の入口断面積 A_{II} と出口断面積 A_I の比である絞り比 $n_c = A_{II}/A_I$ の実績値を Fig.3 に示す。また、第1屈曲部における天井が静水時に水面と接触する位置と管路入口との距離 l_w と天井の傾斜角 α の実績値を Fig.4 に示す。これらの図を目安にして設計をおこない、さらにこれらの管路内部の流れを CFD を用いて計算し、流速分布、圧力分布を評価しながら形状を決定する。

任意管路の上流側断面を I、下流側断面を II とし、ベルヌーイの式と連続の条件を考慮すると、この間の損失水頭 h^e は

$$h^e = \left(1 - \left(\frac{A_I}{A_{II}}\right)^2 - \frac{p_{II} - p_I}{\rho g} \frac{U_I^2}{2g} + (z_I - z_{II}) \frac{U_I^2}{2g}\right) \frac{U_I^2}{2g} \quad (1)$$

で与えられる。ここで p_I 、 p_{II} は各々の断面での圧力を、 z_I 、 z_{II} は断面中心位置の高さを、 U_I は断面 I の平均流速を表し、また ρ は水の密度、 g は重力の加速度である。

駆動力の推定のため、回流水槽の各流路部について(1)式により損失水頭 h^e を求める必要がある。しかし設計された各流路の形状と寸法に対する損失水頭を厳密に求めることは、現在のところ不可能である。しかし、基本的な管路要素に対する損失水頭は、今までの多くの実験結果により求められており、この結果を適用することができる。回流水槽の各流路は、(a) 円形断面の直管、(b) 長方形断面の直管、(c) ディフューザ、(d) ノズル、(e) 曲がり管の基本的な管路要素のどれかにあてはまるので、これらの基本的な管路の損失水頭の推定資料を使って各流路の損失水頭を求めることができる。各管路についてそれぞれの損失水頭を求め、これに整流装置による損失水頭 h_a^e と試験物体の抵抗による最大損失水頭 h_0^e を加算すると、全損失水頭 H^e は

$$H^e = k \sum_{i=1}^9 h_i^e + h_a^e + h_0^e \quad (2)$$

と表すことができる。ここで、 h_i^e は、断面 i と断面 $i+1$ の間の流路の損失水頭を示し、 k はマージンを考慮した値で、通常 1.05 程度の値を用いる。ここで $i=1, 2, \dots, 9$ ただし、 $9+1 \rightarrow 1$ である。

回流水槽の流量 Q_0 (m^3/rpm) と全損失水頭 H^e (m) が求められると、軸流ポンプの設計法にならって、軸流ポンプインペラの流体力学的相似則から導き出され、インペラの形状または形式を表現する尺度である比速度 n_s 、

$$n_s = NQ_0^{1/2} / H^{3/4}$$

を基にして、インペラ主要目と軸流ポンプとしての効率 η が得られる [1]。軸流ポンプとして n_s は 1300 ~ 1800 (rpm, m³/min, m) の範囲にあるときは好都合であり、できるだけこの範囲に近づくよう n_s を決めるとインペラ回転数 N (rpm) が定まり、翼数 Z を決めることができる。なお、回転数はキャビテーションの点からも検討する必要がある。インペラ回転数 N が定まると、インペラ径 D_0 (m)、ボス径 D_b (m) が決定できる。そのほかインペラとステータの輪郭や断面形状さらに駆動馬力を求める。さらに流速の均一化のための水封式ローター加速装置のローター径と最大回転数および水面の水平滑面化のための測定部底面リッジ高さなどが設計される。

5 高速回流水槽の設計例

前節で展開した設計法に基づいて、船舶用模型試験時の流速が約 5m/s となるような高速流を発生する高速回流水槽 (High Speed Water Channel) を設計・建造した例について示す。得られた高速回流水槽の概略図を Fig.5 に示す。ノズル設計の際に、計算プログラムコード STREAM Ver.2.8 を適用して求めたノズル内のある縦断面内の流速分布と圧力分布の出力結果を Fig.6 に示すが、ノズル出口で均一な分布が得られている。インペラケーシング出口 (C.S.0) を始点として、流れ方向に管路中心線距離 l に沿った損失水頭の分布を Fig.7 に示す。

Fig.8 に流速 $U_0=3.96$ m/s において、JIS 型ピトー管 ($\phi=8$ mm) によって計測された測定部断面 ($x=1.2$ m) 内の流速分布を示す。試験物体が置かれる範囲では水面近くを除いて、比較的高速な流れにおいても $\pm 1.0\%$ 程度の精度で流速の均一化が得られており、本設計法に基づいて得られた一巡する流路の形状と寸法が妥当であると言える。Fig.9 に $x=1.2$ m の断面中央における深さ方向の流速分布の計測結果を示す。静止水面下約 50mm の間で、最大 10% 程度の流速の低下が残っており、水封式ローターの最適設計にさらに改善の必要があることがわかった。Fig.10 に均一な流速を得るために検定されたインペラ回転数 N (rpm) と発生流速 U_0 (m/s) の関係および水封式ローター加速装置の回転数 N_R (rpm) ($=60n_R$) を示す。インペラ回転数約 400rpm で最高流速 6.0m/s を発生することができた。またローター回転数は $U_0=3.5$ m/s で最高回転数に達しており、さらに速い流速では効果が期待できない。測定部リッジの効果を Fig.11 に示す。水深 $d_0=1.25$ m に対して、 $U_0=3.5$ m/s, 4.0m/s のとき、リッジ高さ $d_r=50$ mm とすると、定在波が著しく減少している。適当なリッジ高さとすることにより、流速が 3m/s 以上で定在波の片振幅が数 mm となる水平な水面を得られることが確認できた。

6 結言

計測用回流水槽の合理的な新しい設計手順を確立した。提案した設計手順により、最大発生流速約 6m/s の高速回流水槽を設計・建設しその性能について調べた。その結果、設計通りの発生流速が確認され、本研究において提案した設計手順が有効であることが認められた。

研究を遂行するにあたり細部にわたる御討論と御教示を頂きました九州大学名誉教授山崎隆介先生 広島大学工学部船舶・海洋工学教室茂里一紘教授に深く感謝いたします。

参考文献

- [1] 大橋秀雄：流体機械 (改訂・SI 版)，森北出版株式会社，(1987)，pp.142

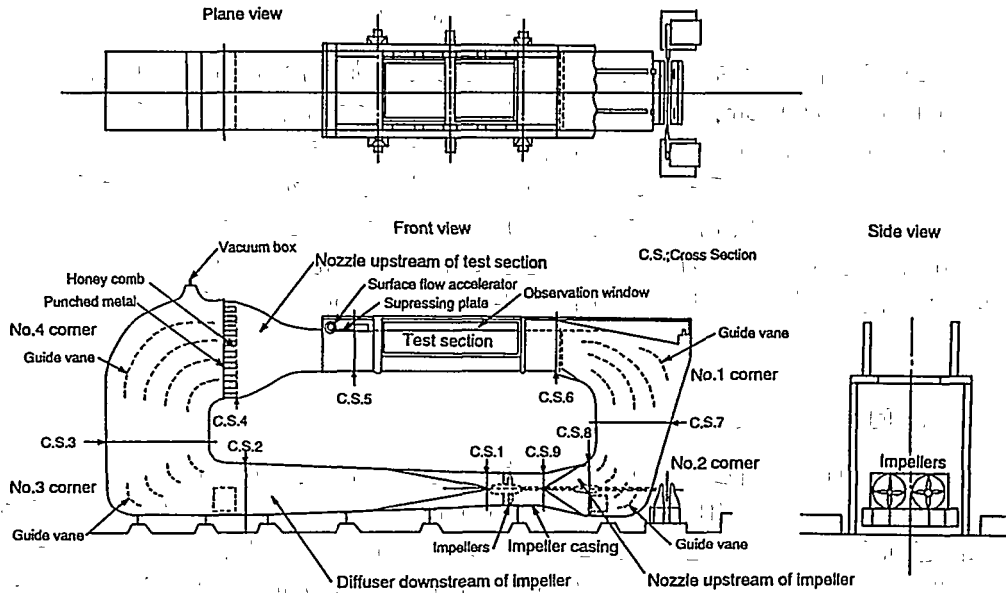


Fig.1 Schematic diagram of a vertical type of circulating water channel

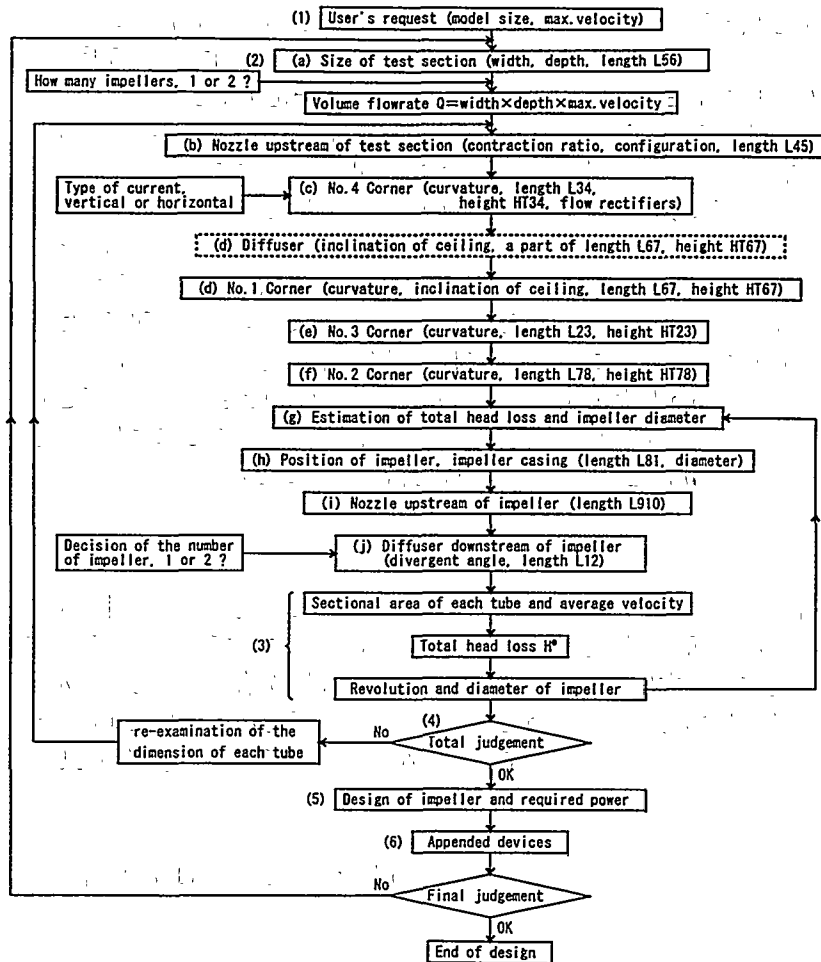


Fig.2 Flow chart of design procedure

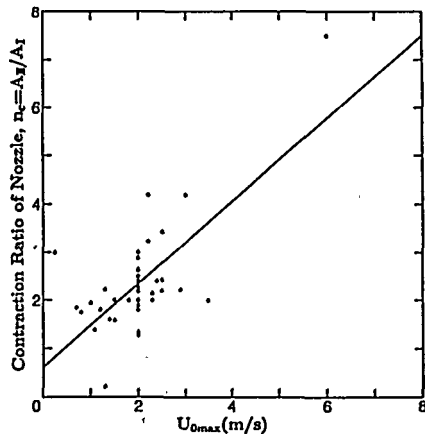


Fig.3 Relation between maximum velocity in test section and contraction ratio of nozzle

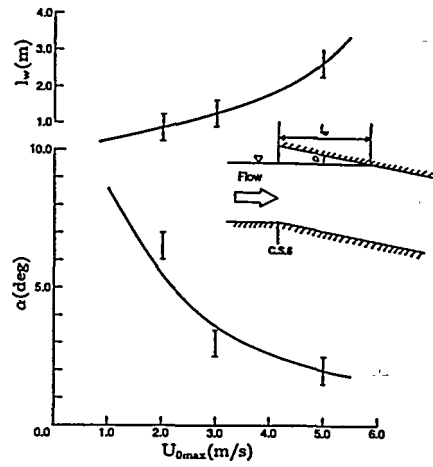


Fig.4 Relation between maximum velocity, non wetted length and inclined angle of ceiling at No.1 corner

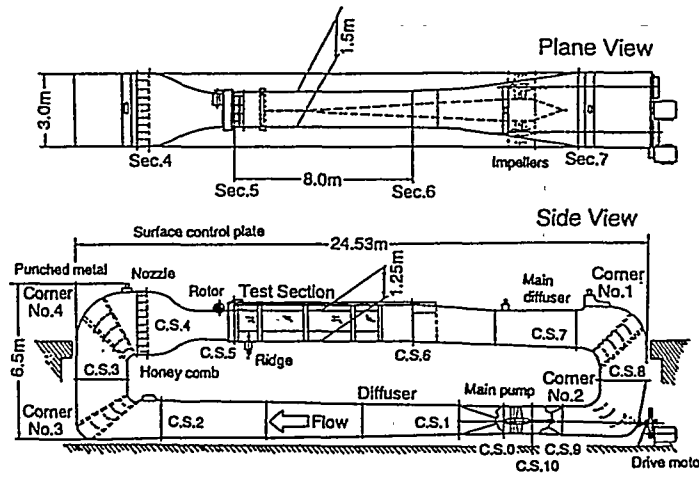


Fig.5 Schematic diagram of the high speed circulating water channel

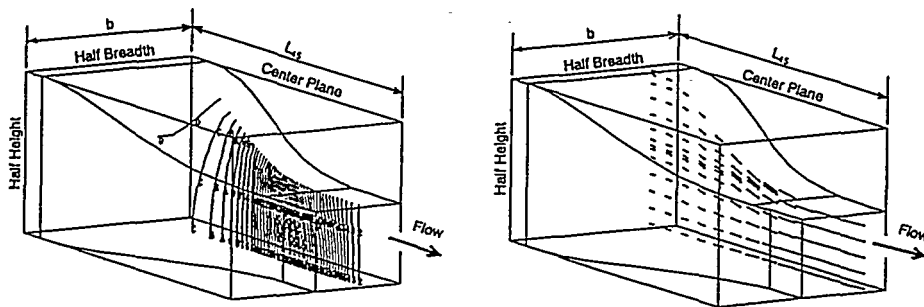


Fig.6 Pressure and velocity distributions calculated on a vertical plane in the nozzle

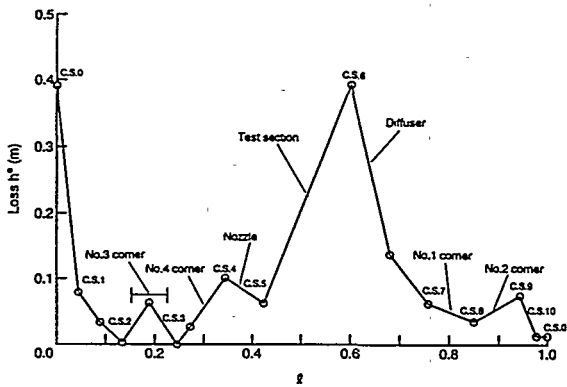


Fig.7 Distribution of water head loss at various section in the high speed C.W.C.

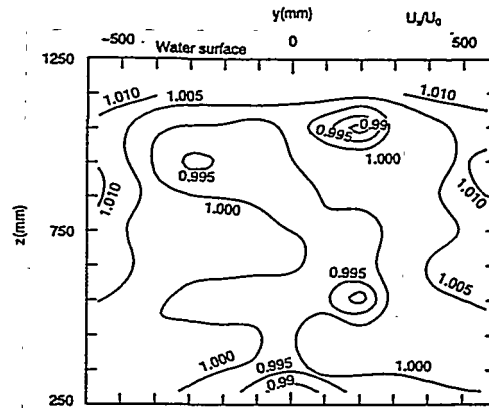


Fig.8 Contour of velocity distribution ($x=1.2m$ $U_0=3.963m/s$)

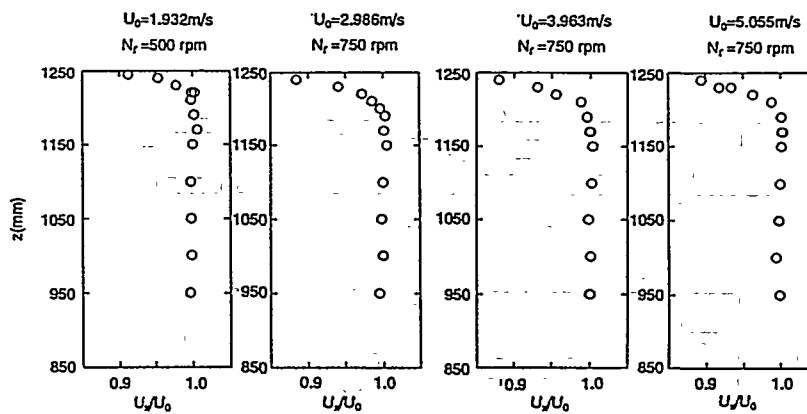


Fig.9 Depthwise velocity distributions ($x=1.2m$ $y=0$)

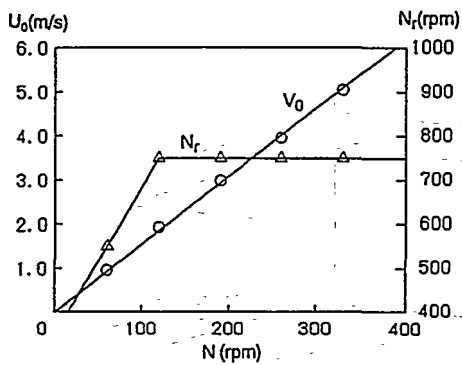


Fig.10 Relation between averaged velocity, revolution of rotor and revolution of impeller

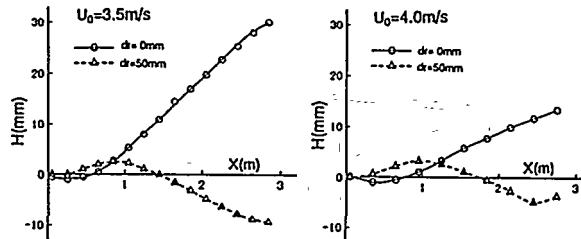


Fig.11 Effect of ridge on stationary wave in the high speed C.W.C.

7 船体と水中翼の流体力学的干渉について

○正員 片岡 克己* 正員 安東 潤*
正員 中武 一明*

1. はじめに

水中翼付きの高速艇の問題では、その水中翼と船体との相互干渉を把握することが肝要である。ここでは Wigley model に二枚の水中翼を付加したモデルを対象として Rankine Source 法による数値計算により、水中翼の状態と速度が船体におよぼす影響を流体力学的に把握する。

また水中翼付きモデルを考える前段階として、船体のみの場合の高速航行時の姿勢変化を調べる。従来高速艇の研究においては、その航走時の大きな姿勢変化の故に様々な計測システム [1][2][3][4][5] が考案され、また低速域での姿勢変化を考慮した数値計算も Wigley model を用いて既に行われている [6]。本論文では従来行われなかった $F_n = 1.0$ 前後という非常に高速の領域について、小さな Wigley model ($L_{PP} = 1.0\text{m}$) を用いて、シンケージとトリムを全く拘束せずに抵抗試験を行い、主に姿勢変化について Rankine Source 法による数値計算結果と比較する。また、以前に3次元のタンデム水中翼について行った計算 [7] を応用し、水中翼付きの Wigley model について、造波抵抗、姿勢変化などの計算を行う。

2. 水中翼の影響について

今回の計算では Wigley Model ($L_{PP} = 1.0\text{m}$) に二枚の水中翼 (NACA0012, Chord= 0.050m, Span= 0.100m) を船体の前後から各々船長の 15% の位置に翼コード中央を一致させ、前縁深さおよび迎角は、前後翼共にキールから水中翼のコード長の 20% だけ下げた位置および 4° とする。この船体と水中翼の配置の状態を、メッシュ分割の様子と合わせて Fig.1 に示す。なお船体の分割は前後方向に 40 分割、上下方向に吃水が変化する場合も含めて 10 分割、水中翼は前後ともにコード方向の翼表面を 50 分割、スパン方向 7 分割、静水面は前後方向に F.P. の手前半船長から A.P. の後方半船長の範囲を 60 分割、横方向は半船幅の 8 倍の範囲を 20 分割としている。

数値計算法を簡単に述べると、船体表面、水中翼表面および静水面に吹出しを、水中翼のキャンパー面に離散渦を分布させ、Dawson の Double Model Linearization [8] による自由表面条件を数値的に解く。このとき波の放射条件としては九大法 [9] を使い、水中翼の Kutta の条件は SQCM (Source and QCM) [10] を用いて自動的に満足させている。計算例として $F_n = 0.70$ で姿勢変化がない場合、すなわちトリムとシンケージ変化を拘束した抵抗試験に対応する場合に、水中翼の有無の影響について比較を行う。

まず数値計算の過程における水中翼の影響を調べる。Fig.2 には船体表面の吹出しの強さ、Fig.3 には翼表面の吹出し、渦の様子を概念的に示している。すなわち左半分は二重模型流れの値、右半分は波の影響によってそれらが変化した量を示している。Fig.2 と Fig.3 から分かるように二重模型流れの段階で水中翼の影響が強く現れており、波の影響成分はそれほど大きくないことが分かる。

Fig.4 および Fig.5 には水中翼の有無による波紋および船側波形の比較を示している。船側波形については、船側位置と最も近い波高の値を持つ水面上の点とはメッシュサイズの半分に対応する距離が有るため、一番内側の値と共に内側二つのメッシュ値から船側へ外挿した値を破線で示している。外挿値の方が波形の変化が顕著である。船側波形には水中翼の有無で大きな相異は見られないが、後翼直上付近に水中翼がない場合と比べて僅かな盛り上がりが見られる。

Fig.6 は船体表面および水中翼表面の圧力分布を水中翼の有無で比較して示している。この計算例では後翼の揚力が大きいことが分かる。石川 [12] の計算でも示されているように、水中翼直上の船体表面の圧力が急激に低下している様子が見てとれる。ただ今回の計算では水中翼直上の分割を細かくしなかったため、詳細な様子は分からない。

*九州大学工学部

3. Wigley model の姿勢変化の計算について

ここでは、一様流速の方向に x 軸、鉛直上向きに z 軸をとり、右手系となるように y 軸をとった直交座標系を使用する。(Fig.1 参照) このとき、Wigley model は

$$y = \frac{B}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right\} \left\{ 1 - \left(\frac{z}{d} \right)^2 \right\} \quad (1)$$

と表される。ただし、 B :船幅 (0.1m)、 d :吃水 (0.0625m)、 l :半船長 (0.5m)($= L_{PP}/2$) をそれぞれ表す。

3.1. 船体に作用する外力

ここでは通常の排水量型の抵抗試験では無視されるような外力を Fig.7 に示すように全て考慮してみる。

一様流速を V とするとき、船体表面の各点 (x, y, z) で $(V + u, v, w)$ という流れを生ずる場合の圧力係数 C_P を

$$C_P = 1 - \frac{u^2 + v^2 + w^2}{V^2} \quad \text{ただし、} u = u(x, y, z), v = v(x, y, z), w = w(x, y, z)$$

として、さらに (x, z) 平面上でそれぞれ、浮心 (B) 位置 (B_x, B_z) 、重心 (G) 位置 (G_x, G_z) 、曳引点 (T) 位置 (T_x, T_z) とするとき、

- B に作用する力は

$$\begin{aligned} x \text{ 方向} & : R_v + R_w \quad (\text{造波抵抗: } R_w = \frac{1}{2} \rho V^2 \int_S C_P \cdot (-n_x) dS) \\ z \text{ 方向} & : R_B \quad (= \frac{1}{2} \rho V^2 \int_S C_P \cdot (-n_z) dS) \\ \text{トリムモーメント: } & B_x \cdot R_B - B_z \cdot (R_v + R_w) \end{aligned}$$

- G に作用する力は

$$\begin{aligned} x \text{ 方向} & : 0 \\ z \text{ 方向} & : -W \quad (\text{displacement}) \\ \text{トリムモーメント: } & -G_x \cdot W \end{aligned}$$

- T に作用する力は、沈下量を σ 、曳引竿長を l_t として

$$\begin{aligned} x \text{ 方向} & : -(R_v + R_w) \\ z \text{ 方向} & : \Delta R \quad \Delta R = \frac{\sigma}{l_t} \cdot (R_v + R_w) \\ \text{トリムモーメント: } & T_x \cdot \Delta R + T_z \cdot (R_v + R_w) \end{aligned}$$

ここで粘性抗力 R_v が作用する点が B であるか否かについては議論の余地があるが、今回はその様に仮定する。トリムモーメントについては、原点 (midship) 周りのモーメントを考えており、実際の計算には

$$B_z \cdot R_w = \frac{1}{2} \rho V^2 \int_S z \cdot C_P \cdot (-n_x) dS$$

$$B_x \cdot R_B = \frac{1}{2} \rho V^2 \int_S x \cdot C_P \cdot (-n_z) dS$$

の形で算出したものを用いる。

3.2. 釣り合い方程式

吃水が変化することによって、浮力変化 Δ_B 、および モーメント変化 Δ_M を生ずる場合に、 z 方向の力およびモーメントの釣り合いから

$$R_B - W + \Delta R + \Delta_B = 0$$

$$B_x \cdot R_B - B_z \cdot R_w - G_x \cdot W + T_x \cdot \Delta R + T_z \cdot (R_v + R_w) + \Delta_M = 0$$

という関係式を得る。

3.3. Sinkage と Trim の算出

上述のような計算から、 Δ_B および Δ_M が得られた場合に、一般には、単位吃水変化、および単位トリム変化に対応する排水量やモーメントを排水量計算結果から算出する必要があるが、Wigley model は数式船型であるため解析的に算出することができる。以下、その手順を簡単に述べる。

A.P. および F.P. において吃水が δd_A および δd_F だけ増加したとすると、水線面は

$$\frac{\delta d_A + \delta d_F}{2} + x \cdot \frac{\delta d_A - \delta d_F}{2l}$$

という位置に来るため、

$$\frac{\delta d_A + \delta d_F}{2l} \Rightarrow s \qquad \frac{\delta d_A - \delta d_F}{2l} \Rightarrow t$$

と置けば、浮力の増加、トリムモーメントの増加は、それぞれ近似的に吃水が変化しても水線面形状が変化しないと仮定すれば

$$\int_{-l}^l (sl + x \cdot t)(2y) dx = \Delta_B \qquad \int_{-l}^l x(sl + x \cdot t)(2y) dx = \Delta_M \quad (z = 0)$$

の様に表される。

これらに (1) 式を代入して計算すれば

$$2Bsl \int_0^l \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) dx = \frac{4}{3} Bsl^2 = \Delta_B \qquad 2Bt \int_0^l \left(x^2 - \frac{x^4}{l^2}\right) dx = \frac{4}{15} Btl^3 = \Delta_M$$

となり、これから

$$\delta d_A = \frac{3}{4} \cdot \frac{l\Delta_B + 5\Delta_M}{Bl^2} \qquad \delta d_F = \frac{3}{4} \cdot \frac{l\Delta_B - 5\Delta_M}{Bl^2}$$

を得、 σ (sinkage)、および τ (trim) は

$$\sigma = \frac{\delta d_A + \delta d_F}{2} \qquad \tau = \frac{\delta d_A - \delta d_F}{2}$$

の様に表される。

4. 結果

Fig.8 は、抵抗値であり、九大 (○, △, ×)、および Southampton 大学で行われた実験の結果 (▲) [11] を数値計算の結果と合わせて示している。九大の実験では曳引点高さを変えた実験を行っており、ほぼ静水面高さ (○)、静止時の浮心高さ (△)、さらに浮心の高さで水平に曳引した場合 (×) を示している。九大、Southampton ともに実験値が互いに良く一致していることが分かる。細い実線は、水中翼が無い場合に Rankine source 法を用いた数値計算の結果で、等吃水の状態で計算を始め、一度求めた姿勢変化を初期状態として、逐次再計算を行っている。ここでは5回の繰り返しでほぼ収束した。太い実線は線形造波抵抗理論による計算結果で、Rankine Source 法を用いた計算と全体的な傾向は一致している。Fig.8 ~ Fig.10 における図中の太い一点鎖線は水中翼付きの場合の結果で等吃水の状態である。本来は水中翼無しの場合と同様に繰り返し計算により姿勢変化を追いかけるべきであるが、ここでは初期状態のみの結果を示している。Fig.8 の抵抗値には船体のみ比べて水中翼が付加された分の増加が低速域で見られるが、高速域ではほぼ量的に等しくなる傾向が見られる。

Fig.9、Fig.10 には、sinkage および trim 角の F_n に対する変化を実験値と比較しながら示す。実験値は九大 (○, △, ×)、および Southampton (長破線) の結果である。曳引高さによる影響は特にトリムに現れており、実験の際にどの高さを曳引すべきかが問題である。Southampton の実験は、曳引点高さによるモーメントを補正するような機構を用いて行われたとのことであるが、詳細は不明である。水平に曳引した場合 (×) には上向きに引っ張る力が働かないため、模型の姿勢変化に任せた場合 (△) に比べて沈下量が増える傾向にあることが分かる。

細い実線は数値計算の結果で、やはり繰り返しにより収束している事が分かる。いずれも九大の実験結果よりも Southampton の結果に近づく様子が見られる。この場合、曳引点高さの影響、模型重心の移動、浸水面積の変化を考慮していないため、それらの補正を一部の F_n について行った結果を太い実線で示している。しかしながら、さほどの変化は見られず、その他に考慮すべき要因が有るように思われる。水中翼を付けた場合には、Fig.9 のシンケージでは F_n が 0.5 を越えると急速に浮上する様子が見られる。Fig.10 のトリム角は船体のみの場合に比べて変化が穏やかである。

5. おわりに

高速艇の実験に関しては、プロペラ軸方向に曳航する事が常識となっているが、その微妙な影響が、Southampton および九大での実験結果の相異となって現れている。実験装置のシステムまで含めて排水量型の模型船の抵抗試験とはかなり異なる取り組みが必要であると思われる。

数値計算法については考慮すべき点が多く残っている。しかしどの様なシステムで実験をしようとも、その結果を数値計算でシミュレートできるようにするため、今後は各々の要素を再検討し、さらに今回用いた線形計算による静止状態の水面に対するものではなく、実際の波面形状を用いた非線形の計算をも含めて、水中翼付きの模型船の姿勢変化を求める計算を行う予定である。

参考文献

- [1] 横溝幸治, 池田良穂: 流体力データベースを使用した高速艇の航走姿勢シミュレーション, 関西造船協会誌, 第 218 号 (1992), pp. 101-110
- [2] 池田良穂, 石部達也, 梅田直哉, 浜崎準一: 小型高速艇に働く流体力に関する研究, 関西造船協会誌, 第 218 号 (1992), pp. 111-120
- [3] 川原梅三郎, 鈴木勝雄, 藪下和樹: トリム固定方式動力計による高速艇の抵抗試験, 関西造船協会誌, 第 220 号 (1993), pp. 71-82
- [4] 大塚 卓, 藪下和樹, 鈴木勝雄: トリム固定方式動力計による高速艇の船型試験について, 関西造船協会誌, 第 222 号 (1994), pp. 17-23
- [5] 林田 滋: 姿勢制御方式による高速艇の抵抗試験, 西部造船会々報, 第 90 号 (1995), pp. 57-65
- [6] 安川宏紀: A Rankine Panel Method to Calculate Steady Wave-Making Resistance of a Ship Taking the Effect of Sinkage and Trim into Account, 西部造船会々報, 第 86 号 (1993), pp. 27-35
- [7] 片岡克己, 安東 潤, 小田耕吉, 中武一明: 3次元タンデム水中翼の性能について, 西部造船会々報, 第 86 号 (1993), pp. 13-26
- [8] Dawson, C.W.: A Partial Computer Method for Solving Ship Wave Problems, 2nd Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, Berkley, 1977
- [9] 安東 潤, 中武一明: Rankine Source 法による波流れの一計算法, 西部造船会々報, 第 75 号 (1987), pp. 1-12
- [10] 中武一明, 安東 潤, 片岡克己, 吉武 朗: 簡便な一厚翼計算法, 西部造船会々報, 第 88 号 (1987), pp. 13-22
- [11] M. Insel, A.F. Molland: An Investigation into the Resistance Components of High Speed Displacement Catamarans, The Royal Institution of Naval Architects (1991), pp. 1-20
- [12] Ishikawa, S: Study on Hydrodynamic Interaction between Hull and Submerged Foils, 日本造船学会論文集, 第 169 号 (1991), pp. 135-142

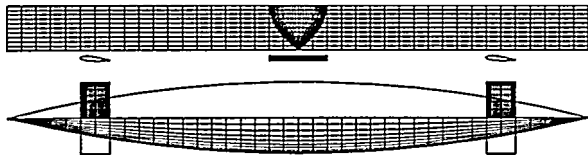


Fig.1 Positioning of the Hydrofoils to the Wigley Hull and those Panel Arrangements

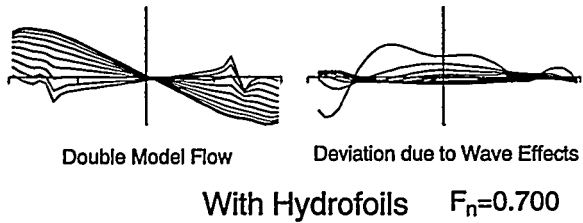
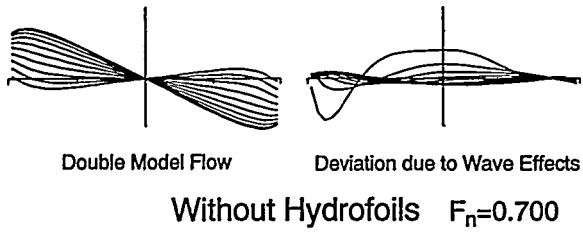


Fig.2 Source Distributions on the Hull Surface

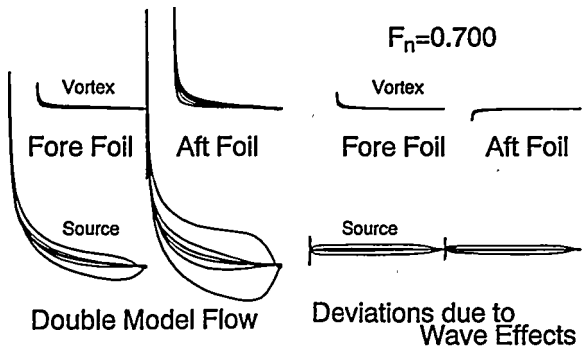


Fig.3 Source and Vortex Distributions on the Hydrofoils

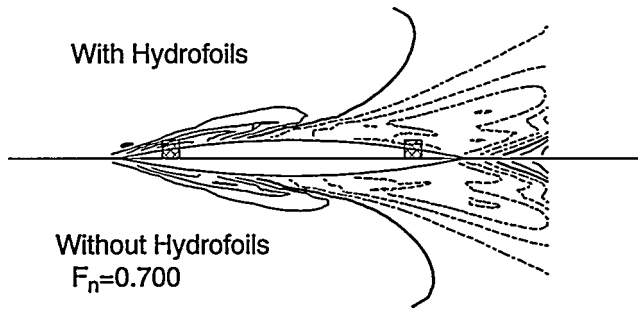


Fig.4 Comparison of Wave Pattern with and without Hydrofoils

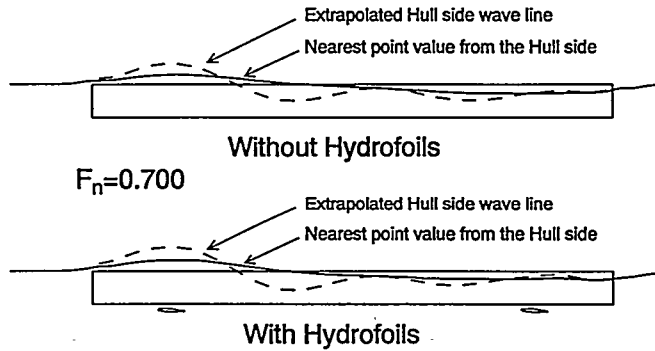


Fig.5 Comparison of the Hull Side Wave Profiles between with and without Hydrofoils

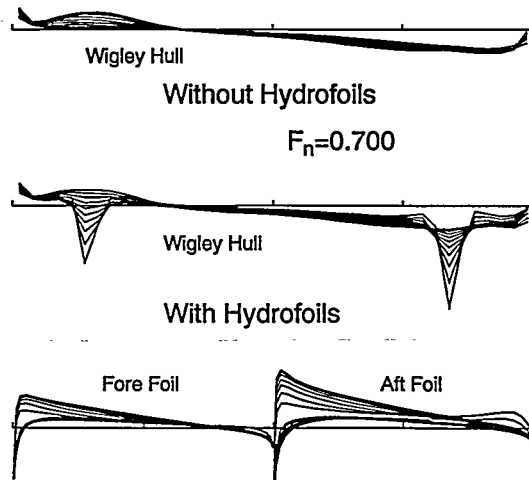


Fig.6 Pressure Distributions on the Hull and Hydrofoil Surfaces

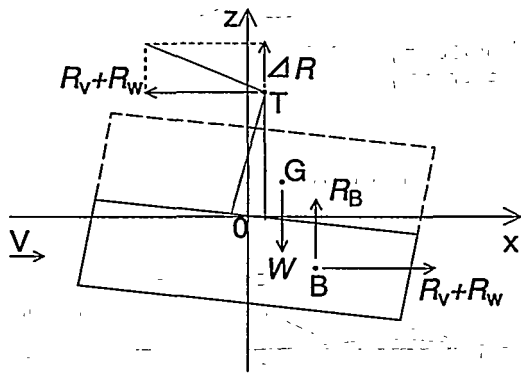


Fig.7 Coordinate System and Force Components

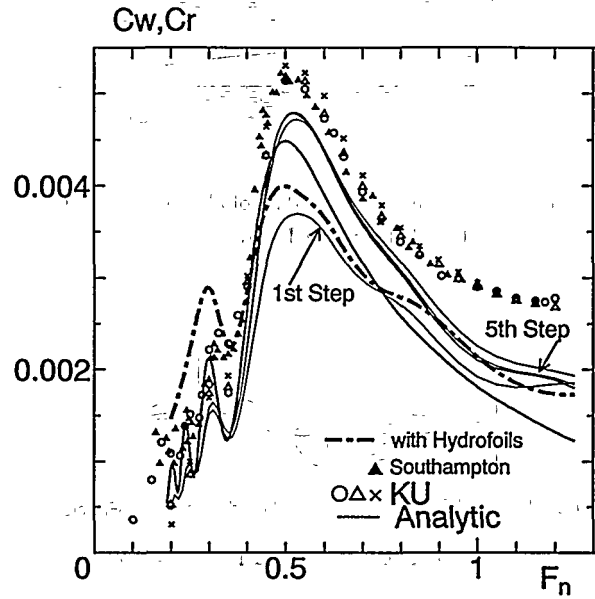


Fig.8 Comparison of Wavemaking Resistance

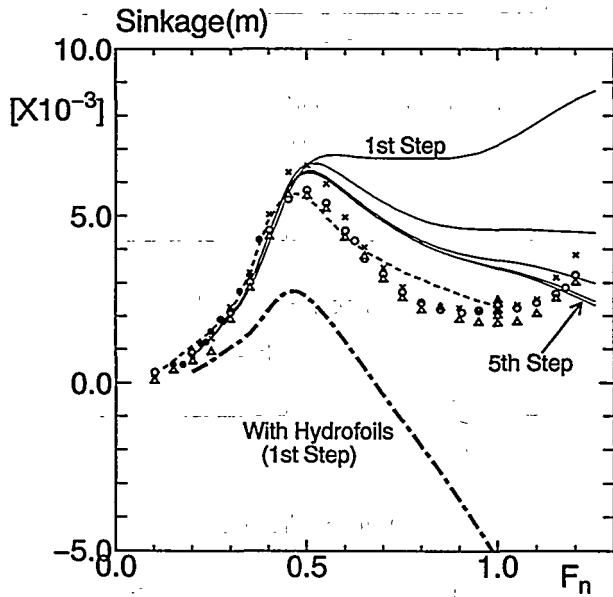


Fig.9 Change of Sinkage

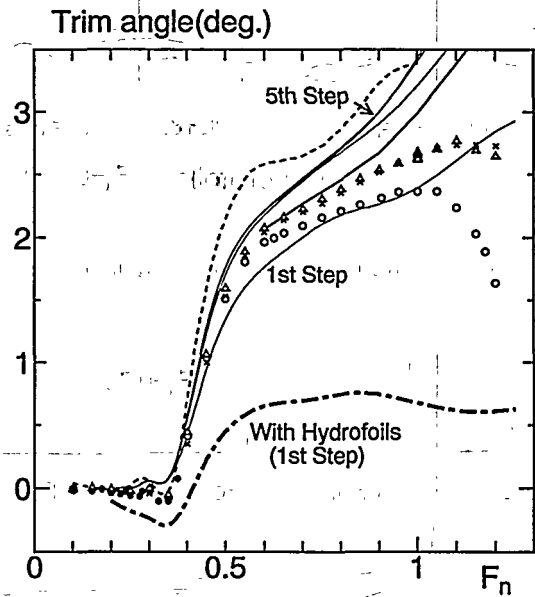


Fig.10 Change of Trim Angle

8 操縦流体力干渉係数に関する実験的研究

正員 中武 一明* 正員 小田 耕吉*
 ○正員 吉武 朗* 学生員 藤田 一樹**
 学生員 中島 敦史**

1. はじめに

操舵によって船体に誘起される干渉流体力を知ることは、船の操縦性能を予測する上で重要である。本研究では、船長 2.5 m の小さな 3 隻の模型船（数式船型、貨物船船型、タンカー船型）を用いて舵角試験を行い、操舵による操縦流体力干渉係数について検討する。また、舵にかかる流体力については、直圧力のほかに接線分力も計測して、船体、プロペラ、舵に作用する干渉流体力を求め、理論計算によって求められたものとの比較を行う。

2. 実験方法

2.1. 模型船

本実験で使用した模型船は、数式船型 (Wigley Model)、貨物船船型 (Series-60 Model)、タンカー船型 (GBT Model) の 3 種であり、Table 1 にその主要目を、Table 2 にプロペラ及び舵の主要目を示す。

Table 1 Particulars of Ship Models

Model	Wigley	Series-60	GBT
L_{PP} (m)	2.500	2.500	2.500
B (m)	0.250	0.333	0.385
d (m)	0.156	0.133	0.154
C_b	0.444	0.600	0.836
V (m^3)	0.0434	0.06653	0.124092

Table 2 Particulars of Propeller and Rudder

Model	Wigley	Series-60	GBT
PROPELLER			
D (mm)	100.00	93.32	67.09
P/D	0.80	1.075	0.185
Foil	MAU	TROOST	MAU
Z	5	5	5
Rortation	Right	Right	Right
RUDDER			
Span (mm)	100.0	100.6	96.6
Cord (mm)	65.0	49.8	64.6
A/R	1.538	2.008	1.500
Thickness (%)	18	16.7	15

2.2. 実験条件

Table 3 に実験条件を示す。舵角試験に先立ち、プロペラ単独試験、抵抗試験、荷重量変更法による自航試験をおこない、この結果から自航要素、プロペラ回転数を求めた。舵角試験はこのプロペラ回転数を標準状態として行い、さらに 15 % 増減させた状態で行った。舵角は、0° から 15° までは 3° 毎、15° から 35° までは 5° 毎に取った。

Table 3 Condition

Model	Wigley	Series-60	GBT
F_n	0.22	0.22	0.16
V (m/s)	1.086	1.086	0.792
n(-15%)	12.27	11.49	19.94
J	0.518	0.568	0.215
n(self.)	14.11	13.49	22.70
J	0.596	0.641	0.249
n(+15%)	16.60	15.51	26.71
J	0.671	0.249	0.299

2.3. 実験装置

Fig.1 に実験装置の概略を示し、船体に働く流体力は Fig.2 のようにとる。模型船は船体前部の 3 分力計（前後力、横力を計測）および後部のロードセル（横力を計測）で曳航電車に拘束されている。これらの検力計により、船体（舵を含む）に働く前後力 X_R 、横力 Y_R および回頭モーメント N_R を計測する。また舵は 3 分力計を介して船

*九州大学工学部

**九州大学大学院工学研究科（研究当時九州大学工学部）

体に取り付けられており、舵に働く直圧力 F_N 、接線分力 F_T および舵軸まわりのモーメント M_Z を計測する。また模型船に搭載された自航動力計によりプロペラのスラスト T 、トルク Q および回転数 n を計測する。

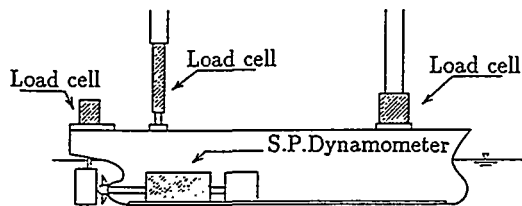


Fig.1 Experimental Apparatus

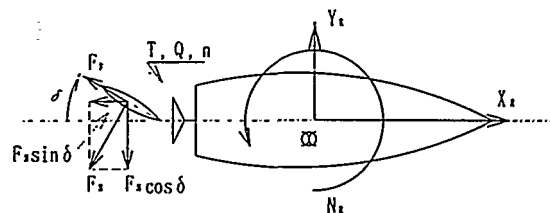


Fig.2 Hydrodynamic Forces

2.4. MMG モデルと舵角試験

舵角試験では舵角をとった状態で模型船を自航時の速度で曳航する。このとき船体（舵を含む）に働く前後力 X_R 、横力 Y_R および回頭モーメント N_R には、操舵による船体への干渉流体力が含まれている。操舵によって舵と船体に誘起される流体力 X_R, Y_R, N_R は MMG モデル [1] によって次式のように与えられている。

$$X_R = -(1 - t_R) F_N \sin \delta$$

$$Y_R = -(1 + a_H) F_N \cos \delta$$

$$N_R = -(x_R + a_H x_H) F_N \cos \delta$$

ここで用いられた t_R, a_H, x_H が操縦流体力干渉係数である。これらの流体力は次式によって無次元化される。

$$X'_R = X_R / \frac{\rho}{2} L d U^2, \quad Y'_R = Y_R / \frac{\rho}{2} L d U^2$$

$$N'_R = N_R / \frac{\rho}{2} L^2 d U^2, \quad F'_N = F_N / \frac{\rho}{2} L d U^2$$

3. 実験結果および考察

Fig.3 は横軸に舵直圧力の船体前後方向成分 $F'_N \sin \delta$ を、縦軸には操舵によって船体 (Series-60) 全体に誘起される前後力の変化 X'_R を示す。この傾きから前後方向の干渉係数 t_R が求められる。Fig.4 と Fig.5 に横軸に舵直圧力の船体横方向成分 $F'_N \cos \delta$ を、縦軸には操舵によって船体全体に誘起される船体横力 Y'_R と回頭モーメント N'_R を示し、これらの傾きから干渉係数 a_H, x_H が求められる。

3.1. プロペラ荷重量に対する操縦流体力干渉係数

上述のようにして得られた操縦流体力干渉係数をプロペラ荷重量に対して Fig.6, Fig.7, Fig.8 に示す。(1 - t_R) は前進係数 J が增大すると減少することがわかる。 a_H, x_H は荷重量の変化に対する変化量は小さく、小瀬ら [2] の見解と同様の結果が得られた。

3.2. 各船型の操縦流体力干渉係数

Fig.9, Fig.10, Fig.11 に横軸に C_b をとり、自航時の荷重量での各干渉係数と小瀬らによって収集された実験結果をプロットした。なお図中の破線は小瀬らによって示された推定値である。

(1 - t_R) は C_b の増加と共に僅かに増加しており、 a_H は C_b の増加と共に急激に大きくなる傾向がある。これらの傾向は小瀬らの推定値とよく一致している。

x_H は Wigley だけが小さな値を示したが、他の 2 船型は小瀬らの推定値と同様に 0.4 ~ 0.5 の値となった。

3.3. 舵の接線分力とプロペラ推力変化を考慮した干渉流体力と計算結果との比較

舵とプロペラが船体に及ぼす操縦流体力の係数 X'_R, Y'_R, N'_R を次式のように定義する [3]。

$$X'_R = [X'_{R1} - X'_{R1(\delta=0)}] + X'_{R2} + \Delta K_T$$

$$Y'_R = Y'_{R1} + Y'_{R2}$$

$$N'_R = N'_{R1} + N'_{R2}$$

ただし、 $X'_{R1}, Y'_{R1}, N'_{R1}$ は舵に作用する前後力、横力およびそれによって船体に作用する回頭モーメントであり、 $X'_{R2}, Y'_{R2}, N'_{R2}$ は操舵によって船体に作用する前後方向、横方向の干渉流体力および干渉流体力によって船体に作用する回頭モーメントである。また、 ΔK_T は操舵によるプロペラ推力増加量を表しており、次式で与えられる。

$$\Delta K_T = \bar{K}_T(\delta) - \bar{K}_T(0), \text{ ただし } \bar{K}_T = T/\frac{\rho}{2}ndU^2$$

上記の方法に従ってこれらの流体力を求め、以前に実施した理論計算結果 [4] との比較を Fig.12, Fig.13, Fig.14 に示す。各干渉係数とも船型、実験条件とも異なるので定量的には違いが見られるが、傾向としては同じような結果が得られた。このことより、理論モデルが有用であることが確かめられた。

4. 結言と謝辞

小型模型船を用いて舵角試験を行い干渉流体力を求めたが、他の実験結果と良い一致を示す結果が得られた。

実験的に船体、プロペラ、舵に作用する操縦流体力を求め、理論計算によって求められた操縦流体力との比較を行ったところ同様な傾向が求められ、理論モデルの有用さが確かめられた。

本実験の遂行にあたり、いろいろご教示頂いた芳村康男博士（住友重機械工業）、玉島正裕博士（西日本流体技研）、および安川宏紀博士（三菱重工業）に厚くお礼申し上げます。

参考文献

- [1] 平野雅祥, 高井忠夫, 松本憲洋: 造船設計への操縦運動モデルの応用 II, 造船学会シンポジウムテキスト (昭和56年7月), pp.101-136
- [2] 小瀬邦治, 湯室彰規, 芳村康男: 操縦運動の数学モデルの具体化, 造船学会シンポジウムテキスト (昭和56年12月), pp.27-80
- [3] 玉島正裕: 舵角を有するプロペラ・舵システムに関する流体力学的研究とその舵設計への応用, 広島大学学位論文 (1992)
- [4] 中武一明, 安東 潤, 大森孝彦, 片岡克己: 操縦運動時の船体、プロペラ、舵の相互干渉に関する一計算法, 西部造船会々報, 第91号 (1994) (印刷中)

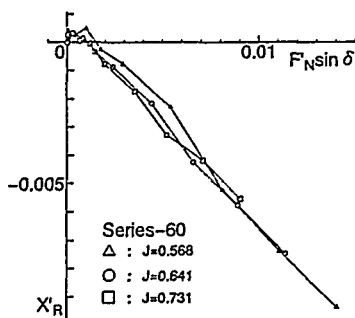


Fig.3 Comparison of Forward Force

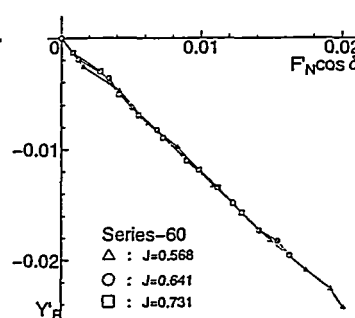


Fig.4 Comparison of Lateral Force

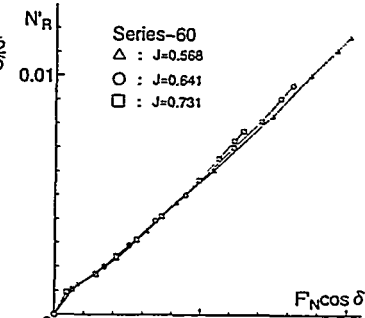


Fig.5 Comparison of Yawing Moment

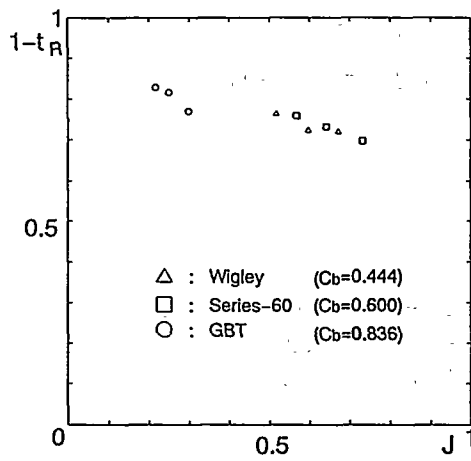


Fig.6 Interaction Force Coefficients ($1-t_R$)

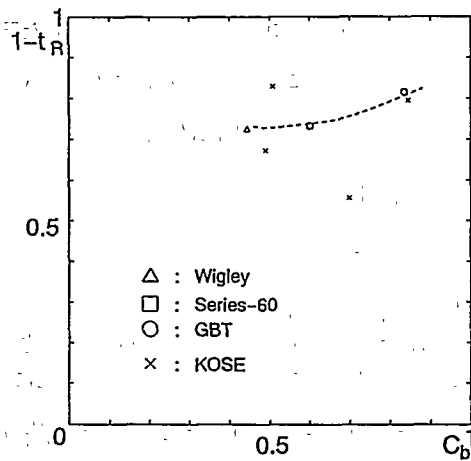


Fig.9 Interaction Force Coefficients ($1-t_R$)

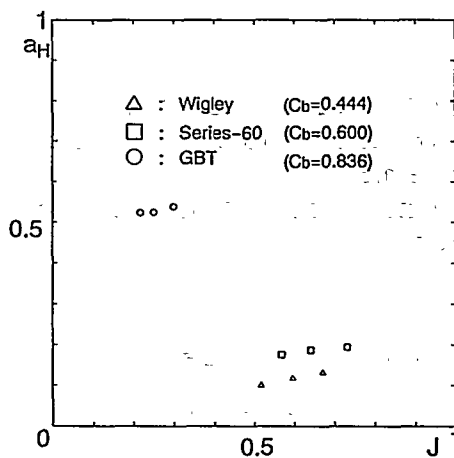


Fig.7 Interaction Force Coefficients (a_H)

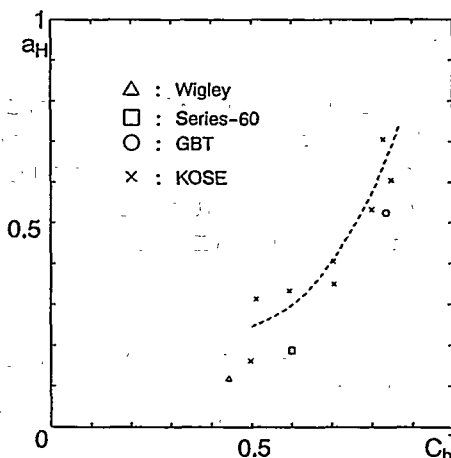


Fig.10 Interaction Force Coefficients (a_H)

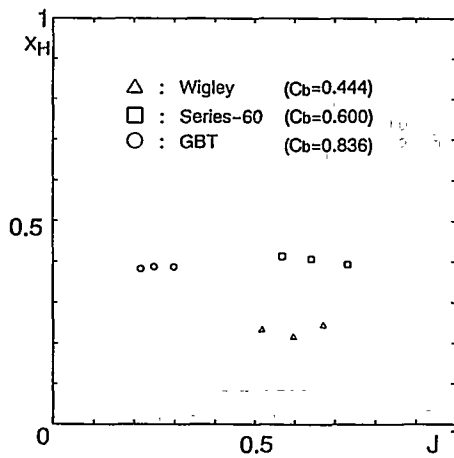


Fig.8 Interaction Force Coefficients (x_H)

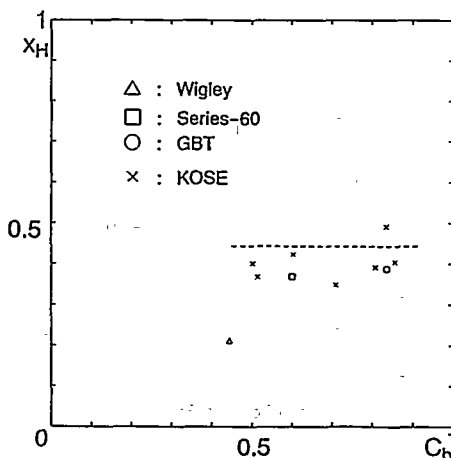


Fig.11 Interaction Force Coefficients (x_H)

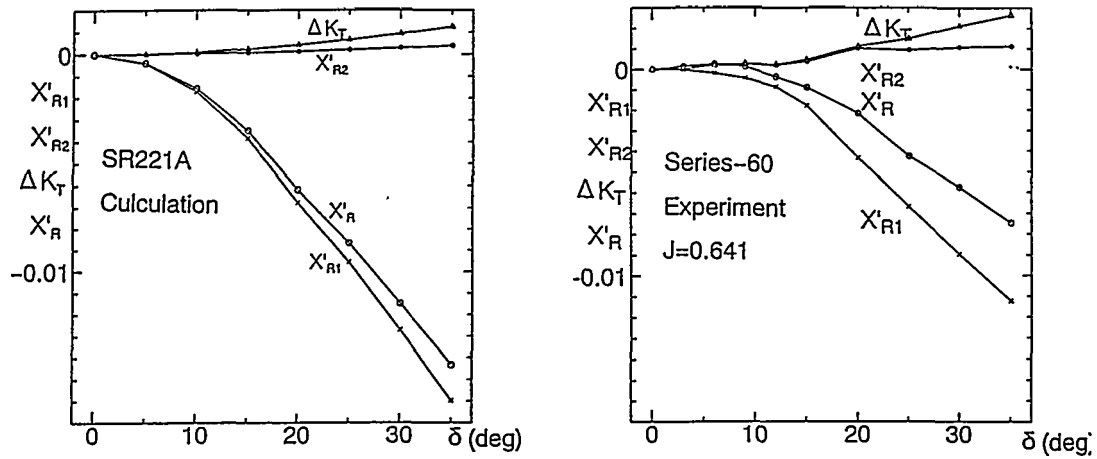


Fig.12 Components of Forward Force X'_R

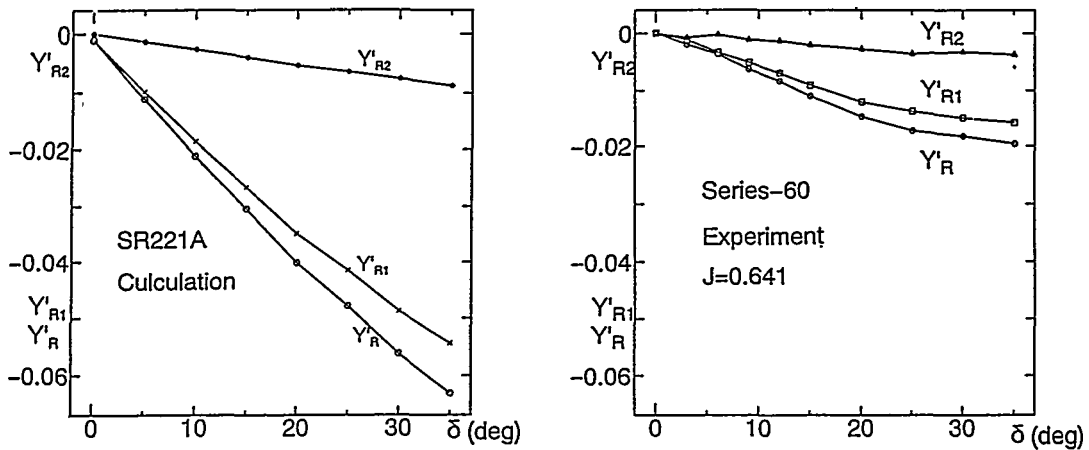


Fig.13 Components of Lateral Force Y'_R

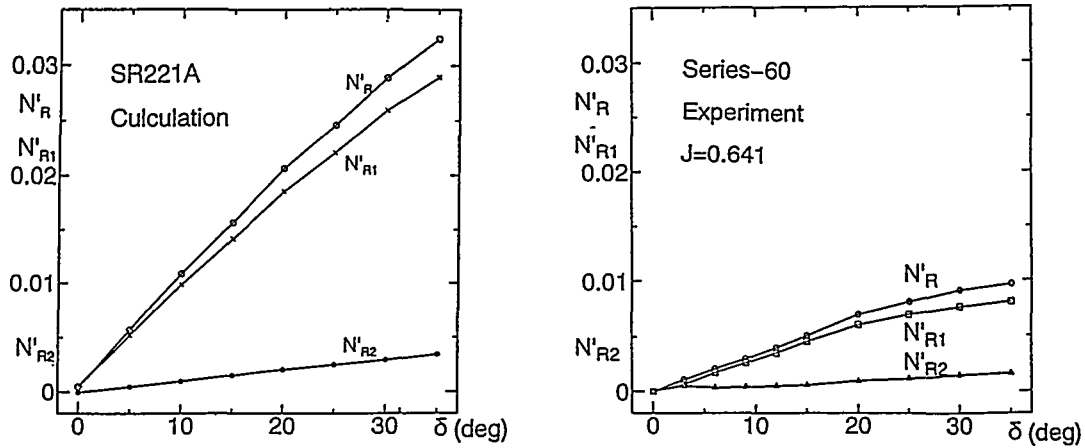
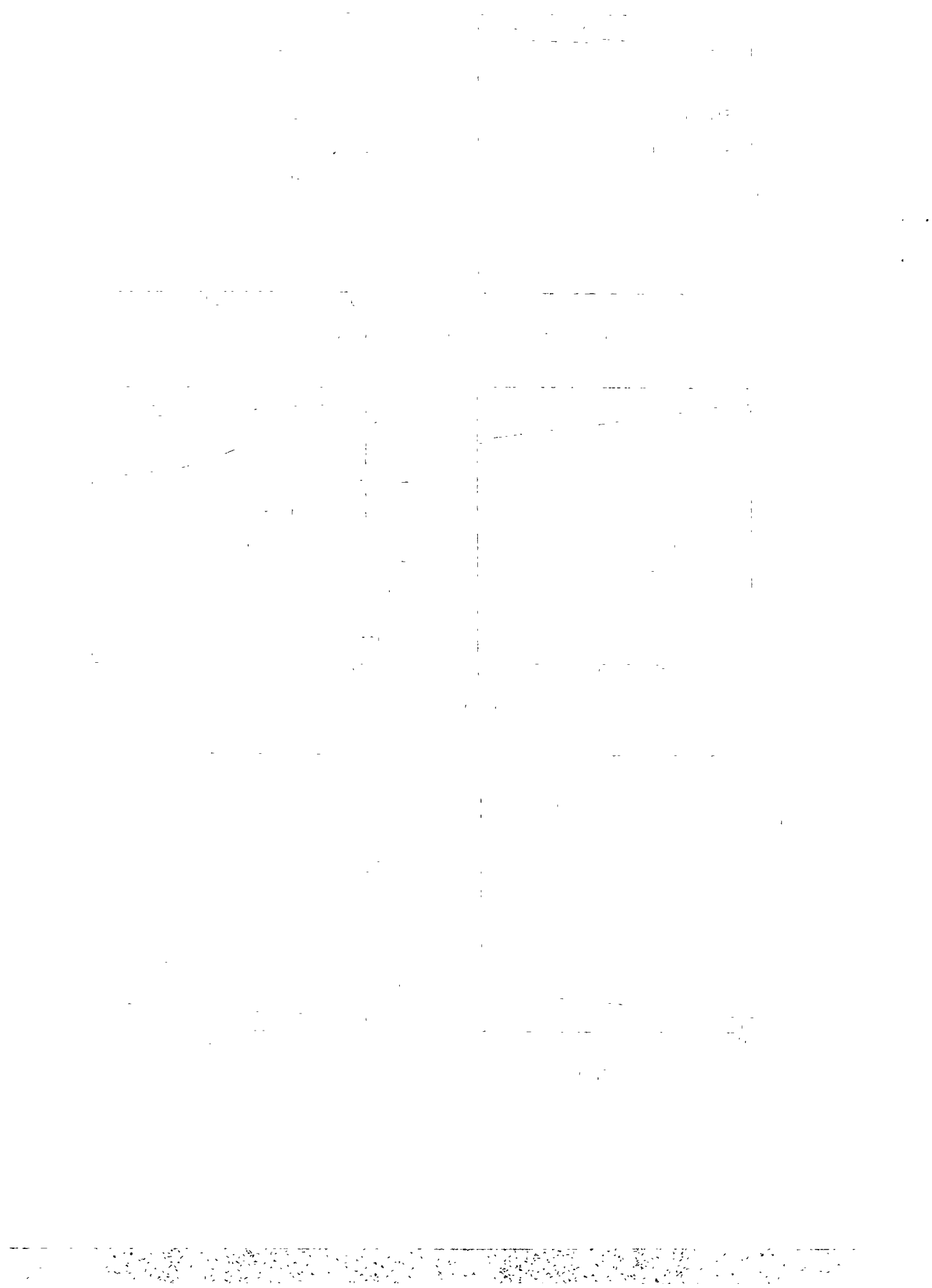


Fig.14 Components of Yawing Moment N'_R



9 旋回運動時の操縦流体力推定法に関する研究

正員 貴島 勝郎* ○正員 湯川 和浩**
 正員 前川 和義***

1. 緒 言

船の操縦性能の予測は、船の航行に対する安全性の観点から非常に重要な問題である。特に船尾の肥大化した船型は、一般に針路不安定現象を引き起こす傾向があり、操船上大きな問題となる。針路不安定現象は船体固有の特性であるため、船の設計段階において、船体形状を考慮して操縦性能を精度良く推定することが重要である。そのためには、船体に作用する流体力(以下船体流体力と呼ぶ)を正確に推定することが不可欠となる。

船の操縦性能を推定する方法として従来よく用いられているものに、船の主要目から推定される流体力微係数を用いてシミュレーション計算を行なう方法があるが、この方法は、局所的な船型要素の差まで考慮できないという欠点がある。局所的な船体形状の違いに起因すると考えられる針路不安定現象等を検討するためにも、船体形状を可能な限り考慮に入れた船体流体力の推定法の確立が不可欠である。

著者らは以前、細長体理論に基づいた不破の方法[1]をベースに、両舷の bilge 部に仮定した剥離線から、溝口の方法[2]に従って離散的な渦糸を自由に流出させる渦モデルを組み合わせることで、斜航運動時の船体流体力を推定する手法を提案し、検討を行なった[3]。その結果、フレームライン形状を考慮して斜航運動時の船体流体力を推定することが可能であり、さらに、局所的な船体形状の違いに起因すると考えられる針路不安定現象を検討するうえで、有効な手法であることがわかった。しかし、針路不安定現象について実用的に検討を行なうためには、旋回運動時についても斜航運動時と同様に取り扱う必要があると思われる。

そこで本研究においては、文献[3]と同様に、船首部分は同一で、船尾部分において局所的に異なるフレームラインを有する3隻のVLCC船型(SR221A, B, C船型)を計算対象船型として選び、フレームライン形状を考慮して理論的に旋回運動時の船体流体力を推定する手法について検討を行なった。また、斜航および旋回運動時の船体流体力の推定結果から得られる線形微係数を用いて、針路不安定現象についても検討を行なった。

2. 流体力の定式化

船体まわりの流場のモデル化に際して、次の3つの仮定を設ける。

- (1) 船は長さ L に比べ、幅 B 、吃水 d の小さい細長体である。
- (2) 偏角 β の小さい運動を取り扱う。
- (3) 船速 U_0 の小さい範囲を取り扱い、造波の影響は無視できる。

* 九州大学工学部
 ** 九州大学大学院工学研究科
 *** 北海道大学水産学部

以上の仮定の下で、自由表面に関して船体の鏡像をとり double body model として取り扱う。また、付加する自由渦以外の領域において、流体は完全流体であると仮定すると、船体まわりの流場を表わす速度ポテンシャル Φ は、Laplace の条件、物体表面の条件、自由渦層の条件、無限遠の条件、剥離の条件 の5つの境界条件を満足する必要がある。速度ポテンシャル Φ は、細長体の仮定と等角写像を用いることで、船体近傍の場における2次元問題として取り扱うことができる。ここで、 ζ 平面の単位円を W 平面の船体横断面に写像する関数には、文献[3]と同様に Bieberbach 変換の $N = 5$ としたものをを用いる。

$$W(\zeta; x) = \sum_{n=1}^N a_n(x) \zeta^{(3-2n)} = a_1(x)\zeta + \frac{a_2(x)}{\zeta} + \frac{a_3(x)}{\zeta^3} + \frac{a_4(x)}{\zeta^5} + \frac{a_5(x)}{\zeta^7} \quad (1)$$

係数 $a_1(x) \sim a_5(x)$ の決め方についても、文献[3]と同一とする。すなわち、 $a_1(x) \sim a_3(x)$ は各船体横断面ごとに幅 $B(x)$ 、吃水 $d(x)$ 、横断面積 $S(x)$ から決め、 $a_4(x)$ 、 $a_5(x)$ には、できるだけ実船型に近い数学船型が得られるように、試行錯誤により適切な値を代入した。また、船体の定常旋回運動を直進運動成分と横運動成分に分けて考える。直進運動による攪乱を表わす単位複素速度ポテンシャル f_1 と横運動による攪乱を表わす単位複素速度ポテンシャル f_2 、付加する自由渦層による複素速度ポテンシャル f_3 をそれぞれ足し合わせると、船体まわりの流場を表わす全複素速度ポテンシャル f が得られる。

$$f = Uf_1 + Vf_2 + f_3 \quad (2)$$

ただし、 U 、 V は、Fig.1 に示す船体固定の座標系 $o-xyz$ の下で、船体が一定の偏角 β 、旋回角速度 r 、船速 U_s で定常旋回運動をする場合の x 軸方向および y 軸方向の速度である。

$$\left. \begin{aligned} U &= U_s \cos \beta - yr \\ V &= U_s \sin \beta + xr \end{aligned} \right\}$$

直進運動による攪乱を表わす単位複素速度ポテンシャル f_1 と横運動による攪乱を表わす単位複素速度ポテンシャル f_2 は、それぞれ次式で表わせる。

$$f_1 = C_0 \log \zeta - \frac{C_1}{2\zeta^2} - \frac{C_2}{4\zeta^4} - \frac{C_3}{6\zeta^6} - \frac{C_4}{8\zeta^8} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} C_0 &= a_1 a'_1 - a_2 a'_2 - 3a_3 a'_3 - 5a_4 a'_4 - 7a_5 a'_5 \\ C_1 &= a_1 a'_2 - a_2(a'_1 + a'_3) - 3a_3(a'_2 + a'_4) - 5a_4(a'_3 + a'_5) - 7a'_4 a_5 \\ C_2 &= a_1 a'_3 - a_2 a'_4 - 3a_3(a'_1 + a'_5) - 5a'_2 a_4 - 7a'_3 a_5 \\ C_3 &= a_1 a'_4 - a_2 a'_5 - 5a'_1 a_4 - 7a'_2 a_5 \\ C_4 &= a_1 a'_5 - 7a'_1 a_5 \\ (a'_1, a'_2, a'_3, a'_4, a'_5) &= \frac{d}{dx} (a_1, a_2, a_3, a_4, a_5) \end{aligned} \right\}$$

$$f_2 = a_1 \left(\zeta + \frac{1}{\zeta} \right) \quad (4)$$

自由渦層による複素速度ポテンシャル f_3 については、各船体横断面内の2次元問題として取り扱い、船体内部の鏡像の位置に渦を置くことで、物体表面の条件を満足させる。従って、Milne-Thomson の円定理を用いて次式で表わせる。

$$f_3 = \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^{41} \frac{K_{nj}}{2\pi i} \log \frac{(\zeta - \zeta_{nj})(\zeta - \zeta_{nj}^{-1})}{(\zeta - \zeta_{nj}^-)(\zeta - \zeta_{nj}^{-1})} \quad (5)$$

ただし、 n は剥離点の数、 K_{nj} は両舷の bilge 部から流出する渦糸の渦強さ、 ζ_{nj} は ζ 平面における渦位置を表わす。また、両舷の剥離点における接線速度を打ち消すように、新たに発生する渦の渦強さを決めることで、剥離の条件を満足させる。

船体に作用する横力 Y およびモーメント N は、横運動と自由渦層による運動量 I_2, I_3 を用いて次式で表わせる。

$$\left. \begin{aligned} Y &= -UI_3 \Big|_{x=\frac{L}{2}} \\ N &= UI_3 \Big|_{x=-\frac{L}{2}} \cdot \frac{L}{2} - U \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \left\{ \frac{1}{2} (I_2 + I_4) + I_3 \right\} dx \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} I_2 &= -2\pi\rho V a_1 (a_1 - a_2) \\ I_3 &= 2\rho \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^{41} K_{nj} \left\{ (a_1 - a_2) \operatorname{Im} [\zeta_{nj}^{-1}] - a_3 \operatorname{Im} [\zeta_{nj}^{-3}] - a_4 \operatorname{Im} [\zeta_{nj}^{-5}] - a_5 \operatorname{Im} [\zeta_{nj}^{-7}] \right\} \\ &\quad + \rho \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^{41} K_{nj} \delta_{nj} \end{aligned} \right\}$$

ここで、 ρ は流体の密度、 δ_{nj} は両舷の bilge 部から流出する渦糸の渦対間距離を表わす。また、 I_4 は船体中心線上に吹き出しを分布させた遠場の解より求められた運動量であり、ポテンシャル成分との平均値を取ることで、モーメント N に修正を加えている。横力 Y とモーメント N の推定結果は、それぞれ次式で無次元化して示す。

$$Y' = \frac{Y}{\frac{1}{2}\rho L d U_s^2}, \quad N' = \frac{N}{\frac{1}{2}\rho L^2 d U_s^2} \quad (7)$$

また、文献[3]に従って各船体横断面の両舷の bilge 部に剥離点を仮定した。すなわち、face 側の bilge 部においては、Fig.2 に示すように base line と frame line の接点およびその鉛直下方の点を剥離点と自由渦の発生位置と仮定し、back 側の bilge 部においては、Fig.3 に示すように ζ 平面における θ_s が 60 (deg.) となる単位円上の点およびその法線上の点を、それぞれ(1)式

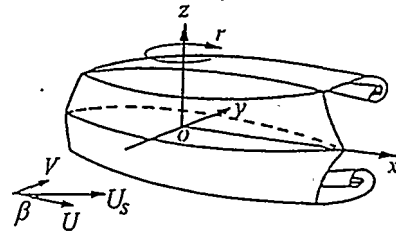


Fig.1 Coordinate system

の写像関数によって W 平面に写像した点を剥離点と自由渦の発生位置と仮定した。また、剥離点を船長方向に結んだものを剥離線とし、剥離点と自由渦の発生位置との距離 $l(x)$ については、次式のような係数 s を定義して表わした。

$$l(x) = h(x) - d(x) = s \cdot d \quad (8)$$

ここで、 $h(x)$ 、 $d(x)$ は Fig.2 に示すように、各船体横断面における face 側の自由渦の発生位置および吃水を表わす。船体から剥離した渦糸の流出方向については、各渦位置における誘導速度を求めることにより、その流出方向を決定した。

3. 数値計算例および考察

計算対象とした3船型の主要目を Table 1 に示す。また、それぞれの body plan を Fig.4 に示す。3船型は何れも船首は同一で、船尾形状のみ異なる船型であり、SR221A 船型がV型、SR221B 船型がU型、そしてSR221C 船型がその中間のフレームラインを有している。破線は実船型を表わし、実線は(1)式の写像関数によって得られた数学船型を表わす。SR221A 船型とSR221C 船型の船尾部分で近似の精度が多少落ちるものの、その他は比較的精度良く近似できていると考えられる。

数値計算においては、自由渦は $1/200$ 船長刻みで長さ方向に移動し、 $1/40$ 船長ごとに新たな自由渦を流出させた。また、自由渦と船体および自由渦同士が近付き過ぎて非現実的な誘導速度が作用しないように、それぞれの自由渦に core を設けて発散を防いだ [2]。自由渦の発生位置を表わす係数 s は、

Table 1 Principal particulars of model ships

	SR221A, B, C
L	320.000 (m)
B	58.000 (m)
d	19.300 (m)
C_B	0.802

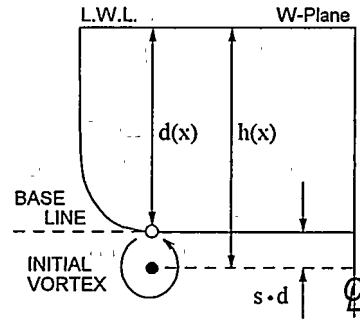


Fig.2 Assumption of separation point on face side

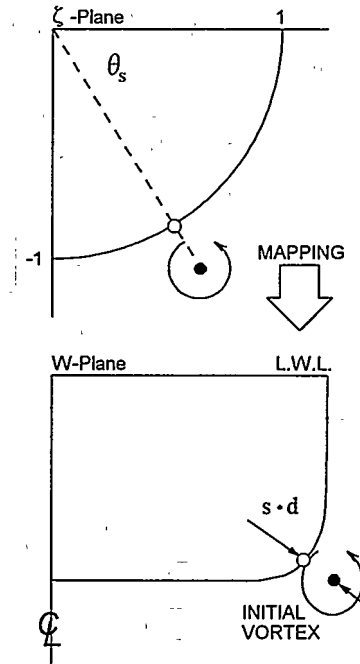


Fig.3 Assumption of separation point on back side

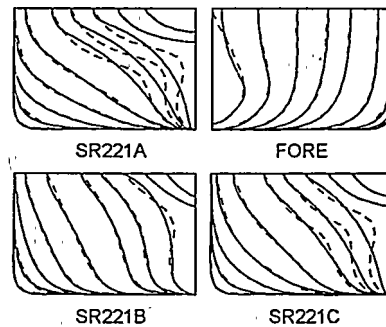


Fig.4 Body plans of model ships

文献[3]に従って船長方向に値を線形的に変化させて計算を行なった。以上の計算手法を用いて、船体流体力を推定した結果を次に示す。

Fig.5 ~ Fig.7 はSR221A, B, C船型について、船体流体力の推定を行なった結果である。図中の◎, ○, △, □, ▽印は、住友重機械工業(株)で実施されたSR221A, B, C船型に対する模型試験結果[4]であり、それぞれ旋回各速度の無次元値 $r' = 0.0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$ の状態を表わしている。また実線は、文献[3]において、斜航運動時の船体流体力の推定を行なった場合と同様に、船首で $s=0.01$ 、船尾で $s=0.05$ として推定を行なった結果である。偏角 β や旋回角速度 r' が大きい範囲においては、模型試験結果に対して定量的な差が生じている。しかし、横力 Y' 、モーメント N' ともに定性的には傾向が一致しており、また、偏角 β や旋回角速度 r' が小さい範囲においては、定量的にも比較的精度良く推定できている。

Fig.8 はSR221A, B, C船型について、次式を用いて船体流体力を fitting した場合の、線形微係数 Y'_β, N'_β および $Y'_{r'}, N'_{r'}$ を用いて、針路安定性指数 Δ を示したものである。

$$\left. \begin{aligned} Y' &= Y'_\beta \beta + Y'_{r'} r' + Y'_{\beta\beta} \beta |\beta| + Y'_{r'r'} |r'| + (Y'_{\beta\beta r'} \beta + Y'_{\beta r'r'}) \beta r' \\ N' &= N'_\beta \beta + N'_{r'} r' + N'_{\beta\beta} \beta |\beta| + N'_{r'r'} |r'| + (N'_{\beta\beta r'} \beta + N'_{\beta r'r'}) \beta r' \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

図中の▽, ○, □印と▼, ●, ■印は、それぞれSR221A, B, C船型に対する模型試験結果と推定結果を示している。 Y'_β が多少大きめに推定されたため、模型試験結果に対して、推定結果は不安定側に示されている。しかし、模型試験結果と同様に推定結果においても、船尾のフレームライン形状がV型からU型になるに従い、針路安定傾向になる結果が現われており、局部的

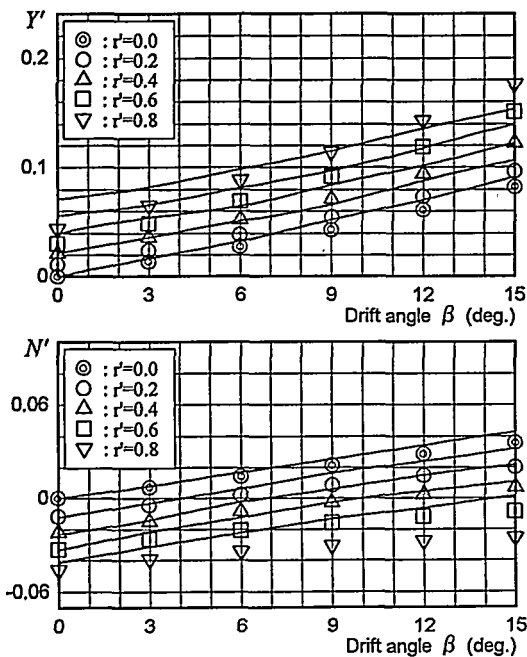


Fig.5 Hydrodynamic forces acting on SR221A

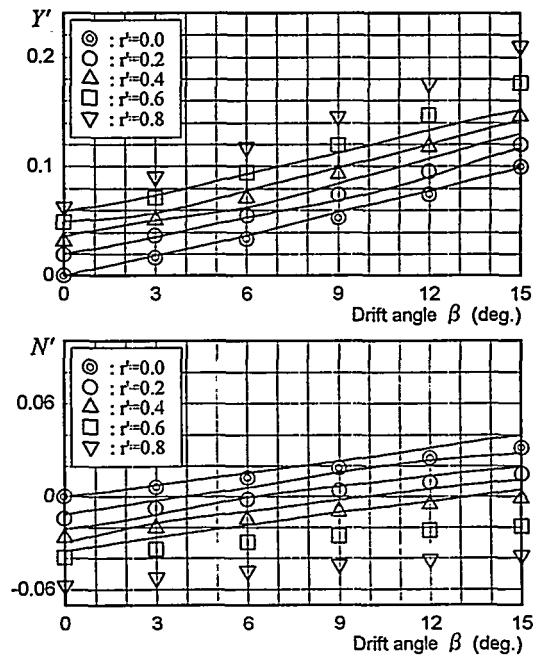


Fig.6 Hydrodynamic forces acting on SR221B

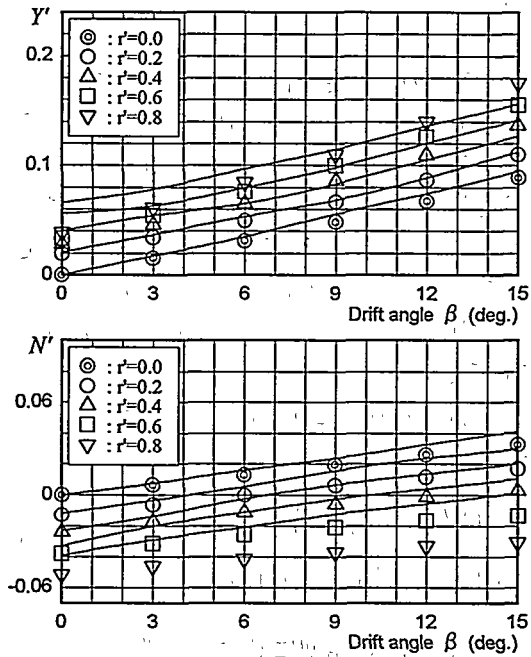


Fig.7 Hydrodynamic forces acting on SR221C

模型試験結果に対して定量的に多少の差が生じるものの、小さい範囲においては、比較的精度良く船体流体力を推定することができた。また、船体流体力の推定結果から得られる線形微係数を用いて、針路不安定現象について検討を行なった結果、局所的な船体形状の違いを考慮して、針路安定判別を行なうことが可能であることがわかった。従って、本計算法は、局所的な船体形状の違いに起因すると考えられる針路不安定現象を実用的に検討するうえで、有効な手法であると考えられる。今後は、旋回角速度 r' が大きい範囲における船体流体力の推定精度向上のためにも、自由渦の発生位置を表わすパラメータ s に対する検討が必要であると思われる。

参 考 文 献

- [1] 不破 健：斜航中の船体にはたらく流体力について，日本造船学会論文集，第134号(1973)，pp.135-147.
- [2] 溝口 純敏：三次元はく離渦を考慮した斜航船体まわりの流れの計算，関西造船協会誌，第188号(1983)，pp.57-66.
- [3] 貴島 勝郎，湯川 和浩，前川 和義：斜航時の船体に作用する流体力の推定に関する研究(続報)，西部造船会々報，第91号(1995).
- [4] 日本造船研究協会：操縦運動時の船体周囲流場に関する研究，第211研究部会(第2年度)報告書，(1994).

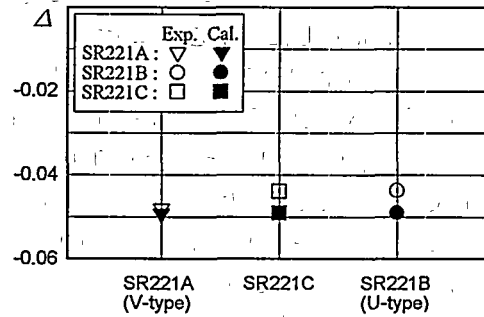


Fig.8 Stability discriminant

な船体形状の違いを考慮して、針路安定判別を行なうことが可能であると考えられる。

4. 結 言

本研究では、SR221A, B, Cの3船型を計算対象船型として選び、フレームライン形状を考慮して理論的に旋回運動時の船体流体力を推定する手法について検討を行なった。その結果、偏角 β や旋回角速度 r' が大きい範囲においては、

10 浮体式海洋構造物に加わる流体力の推定法に関する実験的研究

○正員 星野 邦弘* 加藤 俊司*
正員 小寺山 亘**

1. 緒言

各種の浮体式海洋構造物の設計時には、波浪、風および流れ等の環境外力に対する構造物の応答を推算し、これをもとに海洋構造物の使用目的に応じて機能性、安全性や居住性等の検討を行わなければならない。現在、海洋構造物の運動応答計算の基礎となる流体力係数は、海洋構造物の全体模型を製作し、水槽実験により推定する方法が広く用いられているが、この方法では対象とする海洋構造物毎に模型を製作し実験を行う必要があるが非効率であるとともに、レイノルズ数の影響を実機の性能推定に考慮し難いという欠点を内在している。

本論文では、各種物体に加わる流体力に関する、レイノルズ数影響、3次元影響および相互干渉影響等の既存の研究成果を組み合わせて海洋構造物全体に加わる抗力の推算法を構築し、TTP用海洋構造物模型を用いて実験的に求めた流体力と比較し推算法の適用性を確認した。

2. 模型および実験法

実験は、下記に示す3種類について行った。

- 1) 静水中の曳航実験
- 2) 静水中の強制前後揺実験
- 3) 静水中の強制上下揺実験

実験状態をまとめてTable-1に示す。

実験供試模型(Fig. 1)に示すように、4本のコラムとコラム底部でコラム間を結合する角に丸みの付いた4本の角型水平部材により構成されている。コラムの直径は0.25m、角柱水平部材の高さは0.115mコラムの間隔は3.04Dである。計測は、模型全体に加わる流体力を模型中央に取り付けた検力計で計測した。

曳航実験は、模型を一定速度で曳航し、流れの流入角 α を $0^\circ \sim 45^\circ$ まで 15° 間隔で変えた。曳航速度Uは0.1~0.8m/secの範囲であり、代表長さをコラム直径としたときのレイノルズ数 $Re (=UD/\nu)$; ただし ν は動粘性係数)は1.91~15.31 $\times 10^4$ である。強制前後揺れ実験は、静水中で模型を強制動揺装置で前後に動揺させて行った。実験は、レイノルズ数 $Re (= \omega X_{AD}/\nu)$; ただし X_{AD} は強制前後揺れの振幅)が1および3.125 $\times 10^4$ で一定となるように X_A と ω を変化させた。実験範囲はKenlegan-Carpenter数 $Kc (=2\pi X_A/D)=1.5 \sim 8$ 、 $\beta=1250 \sim 20800$ で行った。強制上下揺れ実験は、静水中で模型を強制動揺装置で上下揺れさせて行った。実験は、動揺振幅を0.0025m~0.020mで0.0025m間隔で変化させ、動揺円周波数 ω を0.1696~0.9046rad/secの範囲で変化させた。計測項目は、前後揺れの場合は、Fig. 1に示す模型中心上に取ったx軸およびy軸方向の流体力、上下揺れの場合は上下方向の流体力および曳航実験の場合は曳航速度、強制動揺実験の場合は強制動揺変位である。

3. 流体力の推定法

定常流中に置かれた海洋構造物に加わる抗力の推定は次の手順で行う。

- (1) 海洋構造物の各構成部材を2次元物体としたときの抗力を求める[1]、[2]。

* 運輸省船舶技術研究所
** 九州大学応用力学研究所

- (2) カラム部の3次元影響を考慮する[3]～[6]。
- (3) 部材間の相互干渉影響を考慮する[2]、[7]、[8]。
- (4) 流入角 α の影響をcross flow dragの仮定の下に求める。
- (5) 海洋構造物全体に加わる抗力を構成部材の抗力の代数加算により求める。
前後揺時の海洋構造物に加わる抗力の推定は次の手順で行う。
- (1) 海洋構造物の各構成部材を2次元物体としたときの抗力を求める[1]、[9]。
- (2) カラム部の3次元影響を考慮する[6]。
- (3) 部材間の相互干渉影響の考慮する[10]。
- (4) 流入角 α の影響をcross flow dragの仮定の下に求める。
- (5) 海洋構造物全体に加わる抗力を構成部材の抗力の代数加算により求める。
上下揺時の海洋構造物に加わる抗力の推定。
- (1) 海洋構造物の各構成部材を2次元物体としたときの抗力を求める[9]、[11]。
- (2) 海洋構造物全体に加わる抗力を構成部材の抗力の代数加算により求める。

4. 実験結果と推定値の比較

4.1 定常流中の流体力

Fig. 2に、流れの流入角 $\alpha=0^\circ$ の場合の定常流中の抗力係数の実験値と推算値の比較を示す。横軸はカラム直径を代表長さとした時のレイノルズ数である。推算値と実測値は非常に良く一致している。図は省略するが α が 15° 、 30° 、 45° と変化した場合も抗力係数は実験したレイノルズ数の範囲で一定値となり、 α が大きくなるに伴って抗力係数は大きくなる。

流入角 α が付いた場合のカラム間の干渉影響は千鳥配列の場合の後流側円柱の抗力の変化[9]から求める。Fig. 3は、実験模型の中心軸に平行に並ぶカラムの抗力係数の α による変化の推算値である。後流側円柱の抗力係数は、 α が微小に付いたときは僅かに負の抗力が生じ、 α が 5° 以上になると α が大きくなるに従って抗力係数は大きくなる。模型の中心軸に対して対角線方向のカラム間の抗力についても α が大きくなれば干渉が生じ、 $\alpha=45^\circ$ で対角線上のカラムが流れに対して直列に並び干渉影響は最大となる。Fig. 4に、模型の中心軸に対して対角線上の後流側カラムの抗力の変化を示す。Fig. 5に模型に対して定常流の流入角 α が付いた場合の抗力係数の実験値と推算値の比較を示す。実験値は全実験データの平均値である。図中の一点鎖線は部材の3次元影響のみを考慮した推算値、破線は3次元影響と模型中心軸に対して平行なカラムの干渉影響を考慮した推算値、実線は、さらに模型中心軸に対して対角線方向のカラム間の干渉影響も考慮した推算値である。3次元影響のみを考慮した推算値は α が小さい場合にかかなり大きめの値となり、模型中心軸に対して対角線方向のカラム間の干渉影響まで考慮すると α が 45° 付近では実験値に対して推算値は若干小さくなる。

カラムは円柱部材であり、流体力に方向性を持たないため定常横力は発生しないが、角柱部には定常流の流入角 α の変化によって流れと直角方向に定常横力が発生する。模型に対して定常流の流入角 α が付いた場合の定常横力係数の実験値と推算値の比較をFig. 6に示す。実験値に若干のバラ付きが見られるが、実験値と推算値は良く一致しており、推算法の妥当性を示している。

4.2 前後揺時の流体力

Fig. 7に $\alpha=0^\circ$ の場合の、前後揺時の抗力係数の実験値と推算値の比較を示す。図中には、レイノルズ数と3次元影響だけを考慮して求めた推算値(実線)とさらに部材間の干渉効果を考慮して求めた推算値(破線)の2種類を示している。部材間の干渉効果を考慮しないと、推算値は実験値より小さめの値となる。部材間の干渉影響を考慮すれば、推算値は大きくなり実験値に近づく。これは、振動流中で Kc 数が小さい場

合は、カラムの縦方向の干渉効果による抗力の減少より、カラムの横方向干渉による抗力の増加影響の方が大きいためである。ただし、定常流中の場合のようにカラム間の干渉影響は大きくなく、場合によっては、干渉影響を無視しても良いと思われる。推算値は、実験値と定量的に良く一致し、今回示した推算手法の有効性が確認された。

4. 3 上下揺時の流体力

Fig. 8に実験により求めた海洋構造物の上下揺時の等価線形減衰係数とポテンシャル計算による線形造波減衰係数の比較を示す。横軸は上下揺の動揺円周波数 ω であり、記号は動揺振幅の違いを表わしている。実験から求めた減衰係数には、粘性に基づく減衰力を含むため、造波減衰係数の計算値よりかなり大きく、その割合は動揺振幅が大きくなるに従って大きくなっている。すべての周波数領域で明確な振幅影響が現われており、海洋構造物の上下動揺の推定における粘性減衰力の重要性を示すものである。

実験模型の抗力を推定するためには、角柱と鉛直有限円柱の抗力係数の特性を知る必要がある。水面を貫通する柱状体の上下揺の造波減衰係数については多くの研究が行われているが、粘性減衰力について検討した例は、極めて少なく著者らの調べた範囲では、工藤ら[12]のフーティング付カラムの上下揺れ強制動揺実験があるだけであり、上下揺れする3次元円柱の抗力係数の特性については明らかになっていない。そこで著者らは、新たに3次元円柱の強制上下揺実験を行った。実験結果の一例として、 $L/D=1.5$ の場合の等価線形減衰係数の動揺振幅による変化をFig. 9に示す。図中の実線はポテンシャル計算による線形造波減衰係数である。図から動揺振幅による減衰係数の変化は非常に小さく、今回の実験結果から粘性抗力成分を分離することは困難であることが判る。ここでは、浮体式海洋構造物全体の上下揺時の抗力係数を推算する上では、カラム部の抗力係数は非常に小さいとして無視することにする。

Fig. 10に模型全体の抗力係数を示す。横軸は、円柱直径を代表長さとしたときの Kc 数、実線は推算値である。カラム部の抗力を無視して求めた抗力係数の推算値が、実測値と良く一致することからTLP海洋構造物の上下揺時の粘性抗力の大部分は、没水水平角柱部材で生じていると考えられる。したがって、円柱端部にフーティングや円盤等が付かなければ、水面を貫通する有限円柱の上下揺れ時の抗力係数は非常に小さく実用上は、これを無視しても良いと言える。

5. 結言

これまでに海洋工学分野等で蓄積された各種形状の部材に働く抗力係数に関する3次元影響（形状影響）、レイノルズ数影響、相互干渉影響等の多くの研究成果を用いて海洋構造物全体に働く抗力係数の推算法を組み立て、TLP海洋構造物模型（4本カラム、角型水平部材付き）を用いた実験結果と比較し、その適用性の検討を行った。その結果、次のような結論を得た。

- 1) 定常流中の抗力係数をレイノルズ数影響、3次元影響、相互干渉影響を考慮して推算した結果は、実験値と良く一致する。
- 2) 上下揺れ時の浮体式海洋構造物に働く抗力係数は、カラム部分の抗力を無視して角柱部分の抗力だけを考慮しても実用上十分な精度で推定できる。
- 3) 前後揺れ時の浮体式海洋構造物に働く抗力係数をレイノルズ数影響、3次元影響、相互干渉影響を考慮して推算した結果は、実験値と良く一致する。

参考文献

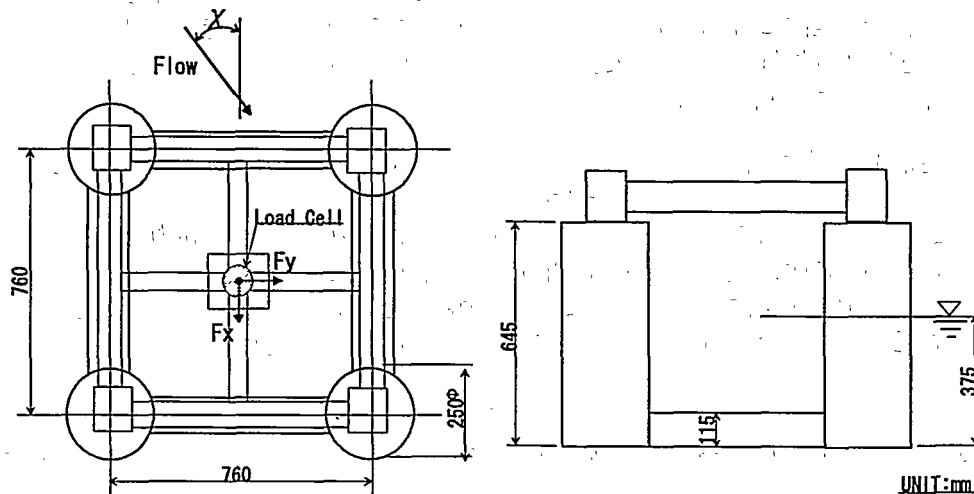
- [1] Sarpkaya, T. and Isaacson, M. Q. :Mechanics of Wave Forces on Offshore Struc-

- tures, Von Nostrand Reinhold (1981), pp.52-149
- [2] Hoerner, S. F. : Fluid-Dynamic Drag. Published by the Author (1965), Chapter 3 & 8
- [3] Wieselsberger, C. : Phys. Zeits.; 23, (1922), pp.219-224
- [4] 岡本哲史, 八木田 幹 : 定常流中に平行な平面に垂直に置かれた有限円柱の流れに関する実験的研究, 日本機械学会論文集 (第2部) 第38巻 313号 (1972), pp.2259-2267
- [5] Zdravokovich, M. M. et al. : Flow Past Short Circular Cylinders with Two Free Ends, J Fluid Mech, Vol. 203 (1989), pp.557-575
- [6] 星野邦弘, 中村昌彦, 小寺山亘 : 振動流中の3次元円柱に加わる流体力についての実験的研究, 日本造船学会論文集 第169号 (1991), pp.85-92
- [7] 永井荘七郎, 倉田克彦 : 円柱構造物に働く潮流力に関する基礎研究 (第2報), 第22回海岸工学講演会論文集 (1975), pp.439-442
- [8] Zdravokovich, M. M. : Review- Review of Flow Interference Between Two Circular Cylinders in Various Arrangements, Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering Vol.99 No.4 (1977), pp.618-633
- [9] 田中紀男, 池田良穂, 西野公男 : 振動する各種二次元柱体に働く粘性流体力, 第6回海洋工学シンポジウム (1978), pp.55-64
- [10] 池田良穂, 堀江 裕, 田中紀男 : 振動する複数浮体に働く粘性流体力の相互干渉について, 関西造船協会誌 第196号 (1985), pp.79-87
- [11] 工藤君明, 木下 篤, 仲渡道夫 : 振動する矩形柱に働く流体力に関する実験的研究, 関西造船協会誌 第177号 (1980), pp.83-90
- [12] 工藤君明, 木下 篤 : フーティング付カラムの造渦減衰力と運動に関する基礎研究, 日本造船学会論文集 第150号 (1981), pp.285-293

Table-1 Experimental conditions

Tests	α (deg.)	U (m/sec)	Amplitude (m)	ω (rad./sec.)	Kc ($2\pi Xa/D$)
Towing tests	0~45	0.1~0.8	—	—	—
Forced surging tests	—	—	0.597~0.358	0.1696~0.9046	1.5~9
Forced heaving tests	—	—	0.0025~0.020	0.6283~12.783	0.137~1.09

Fig.1 TLP Model



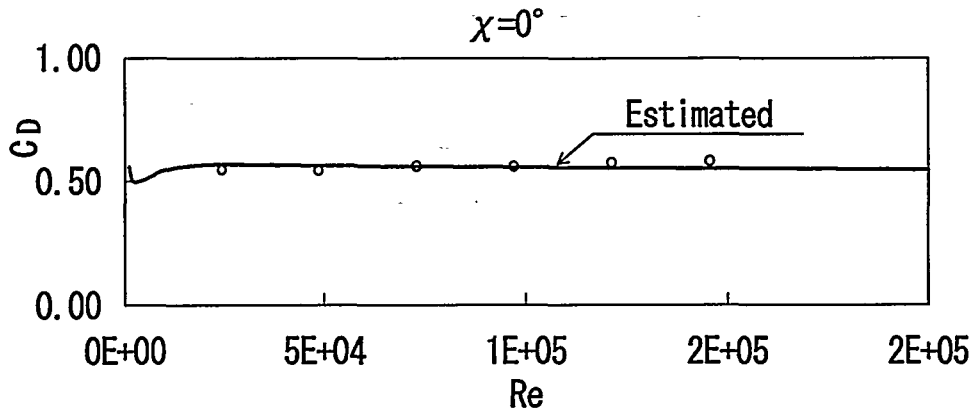


Fig.2 Comparison between measured and estimated drag coefficient of steady flow ($\alpha=0$ deg.)

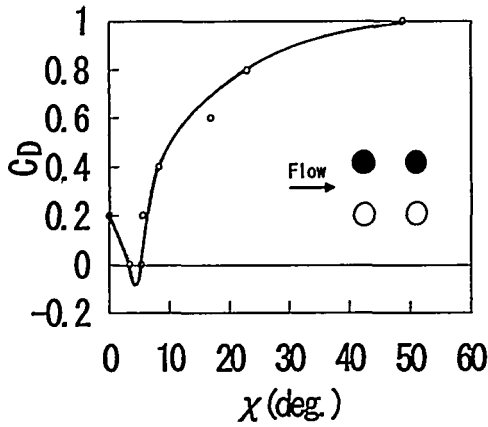


Fig.3 Effect of flow incident angle in the drag coefficient of down stream column

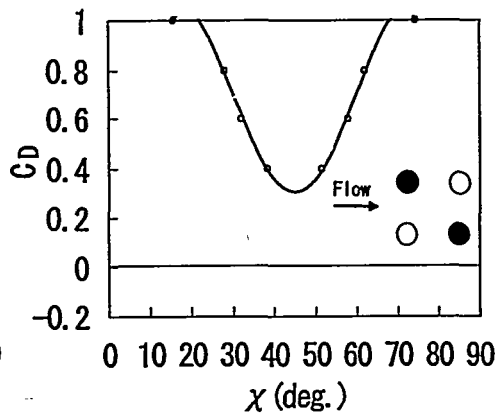


Fig.4 Effect of flow incident angle in the drag coefficient of down stream column in diagonal line

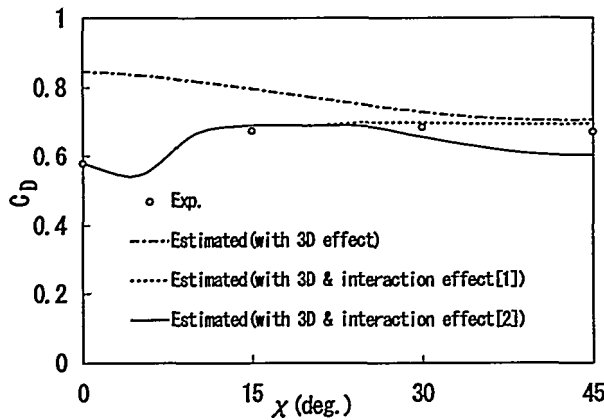


Fig.5 Comparison between measured and estimated drag coefficient

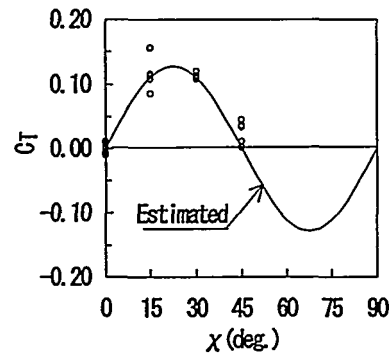


Fig.6 Comparison between measured and estimated drag coefficient in steady flow

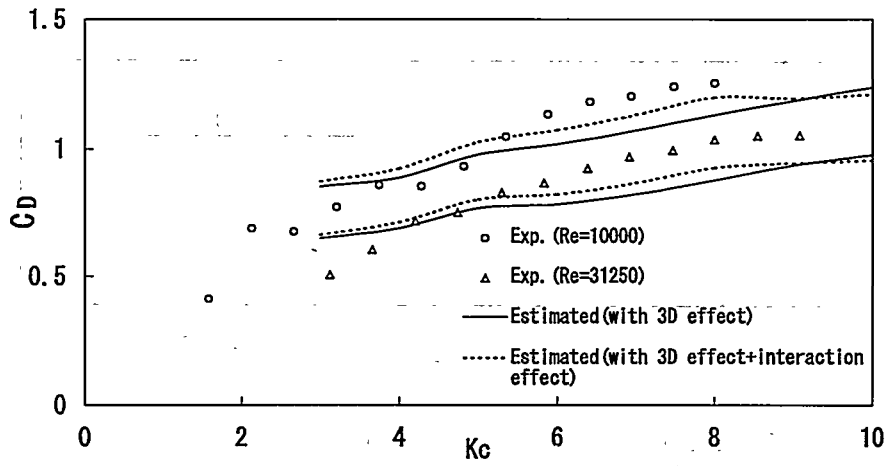


Fig.7 Comparison between measured and estimated drag coefficient in steady flow

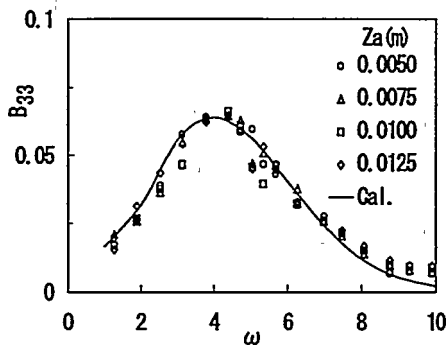


Fig.8 Equivalent linearized damping coefficient of finite-length circular cylinder for heave ($L/D=1.5$)

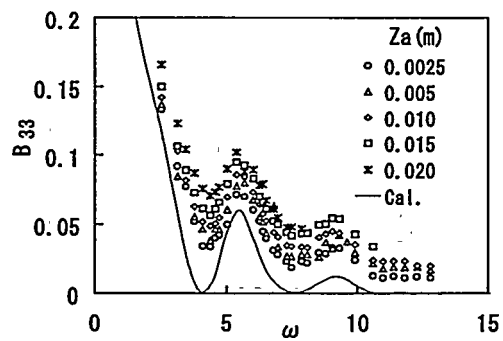


Fig.9 Equivalent linearized damping coefficient of heave

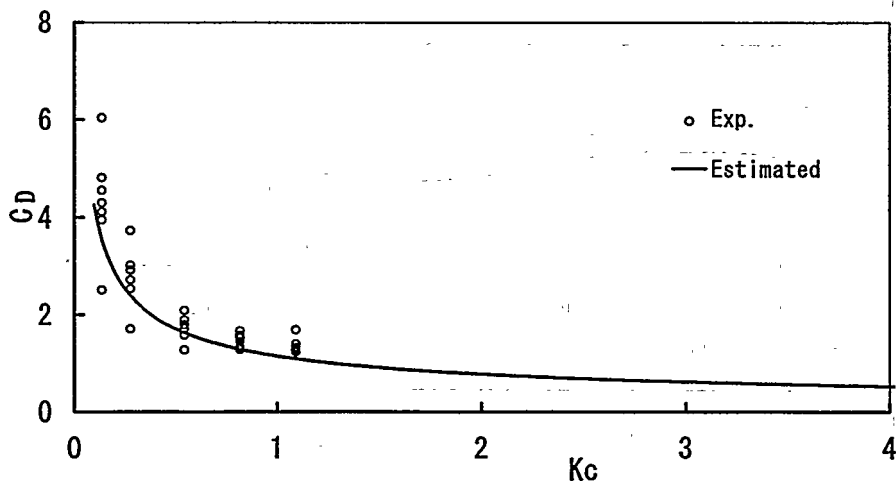


Fig.10 Comparison between measured and estimated drag coefficient for heave

11 多層モデルによる超大型浮体まわりの流況計算精度について

— 実験との比較 —

正員 経塚 雄策* 正員 胡 長洪*
 ○正員 大森 英行** 中川 寛之**
 正員 小林 正典**

1 はじめに

現在、沿岸域に超大型浮体を設置して種々の目的に利用しようというプロジェクトが進行中であるが、想定されている浮体寸法は長さ数 km と長大であるために従来にはなかった新しい問題がいくつか発生している。そのひとつは、超大型浮体が周辺海域に及ぼす環境影響に関するものであり、環境アセスメントによって公に答えなければならない問題である。この問題については周辺海域の流況変化が第一義的に重要であり、それに続く拡散、生態系予測の基本的な特性を支配する要因のひとつとなっている。

多層モデルは一つの内湾などを対象として流況、拡散計算に用いられているが最近、超大型浮体を含む問題に拡張された。しかし、多層モデルは静水圧近似による準三次元計算であり、超大型浮体などの存在を想定していないのでその適用については検証が必要である。そこで、本研究では浅水中で箱船の曳航試験を実施し、箱船まわりの流速分布などを計測し、多層モデルによる計算結果と比較、検討を行ったので、その結果を報告する。

2 実験

2.1 供試模型および実験方法

実験は(株)三井造船昭島研究所の小水槽($L \times B \times D = 100m \times 5m \times 2.5m$)において実施した。水深を $h = 0.9m$ と $0.3m$ とし、箱船($L \times B \times D = 0.7m \times 0.3m \times 0.55m$)を横方向に一定速度($0.1m/s$)で曳航して箱船まわりの流速分布を計測した。Fig.1に実験を行った3状態と流速計測位置を示す。水平面の計測点は模型長手方向に5点、幅方向に3点とし、深さ方向には $5cm$ あるいは $10cm$ 間隔とした。模型の対称性から、実験では流速計の位置を変えないで上流側と下流側の計測を曳引車の往復によって行った。流速計は電磁式で2次元(U, W)のものを使用し、定常走行中の20秒間の平均流速を求めた。

今回の模型を実長さ $L = 300m$ の箱船と仮定して、土木環境分野で用いられている水理実験相似則に当てはめて整理するとTable 1のようになる。この相似則は潮汐波に対するフルード則と拡散場に対するリチャードソンの $4/3$ 乗則から求められており、いわゆる歪模型の相似則である。

Table 1の結果からA, Bの状態では大水深域かつ大喫水であることになっており、多層モデルの基本仮定から外れた状態といえるが、適用限界を探る観点と実験上の制約などからこれらの条件で実験を行った。

*九州大学大学院総合理工学研究科
 ** (株)三井造船昭島研究所

3 超大型浮体まわりの流れの数値計算法

3.1 多層モデル

多層モデルは準三次元モデルであり、鉛直流速は水平流速に比較して微小であるとする近似解法であるので、本来は構造物まわりの流れ解析には不適である。ただし、潮流のようにゆっくりとした流動で超大型浮体のように角での局所的な三次元流れが無視できる場合には良い近似が成り立つと考えられる。

これまでに多層モデルによる計算は井上ら [1] および胡ら [2] によって報告されているが、ここでは胡らの方法によって計算した。胡らの方法は、流体領域を通常の海域と超大型浮体の下部領域に分けて扱うもので、浮体下部の圧力を2次元ポアソン方程式を解いて求めている。浮体下部の層数を考えて、底面での境界条件はすべり条件を使った。

3.2 MAC法による2次元浮体まわりの流れの計算

多層モデルの計算では、浮体両端部付近の急激な鉛直流の変化を表現することが原理的に難しいと予想される。ここでは、2次元MAC法による数値計算も実施して、特に浮体の後流付近の流れについて実験値と比較した。MAC法はSOLA-VOF[3]による方法を使い、模型実験に合わせて計算した。計算はVariable Meshを使い、水平方向と鉛直方向のMesh数は($N_x \times N_z = 183 \times 48$)程度で計算した。浮体底面における境界条件はすべり条件とし、自由表面影響も考慮した。

4 実験と計算の比較および考察

4.1 多層モデル

Fig.2はA状態の浮体前後面におけるuの鉛直分布の比較である。これは浮体中央位置の結果であるが、横方向にずれた位置でもほぼ同様な結果となっていた。これをみると、前面では計算の方がやや大きな値となっているが、実験とはほぼ平行になっており定性的には良い一致を示している。一方、後面では実験値は浮体底面付近で逆流しており、その付近で大きな渦領域が存在していることをうかがわせる結果となっているのに対し、計算では前面と同様な単調な変化を与えている。この結果は、多層モデルの近似を考えれば当然であるが、この例のように浮体喫水が大きな場合の後流側での流れの表現には無理があると言える。

Fig.3はB状態の結果であるが、この場合には後流側の浮体底面近くを除けば定量的にも多層モデルの計算値は予想外に実験と良い一致を示している。

Fig.4はC状態の結果であり、浮体中央と長さ方向に3割方ずれた位置の2ヶ所の結果を示した。C状態は、最も

Table 1: Scale ratio of the model

Condition		Length (m)	Breadth (m)	Draft (m)	Depth of water (m)	Current (m/s)
A				0.5/28.4		
B	model	0.7	0.3	0.3/17.1	0.9	0.1
	full-scale	300	128.6		51.2	0.754
C				0.05/2.8	0.3/17.0	

多層モデルの近似が成立し易いと考えられ、前面中央位置では実験値と計算は非常によい一致を示している。一方、後流側では実験値の方が2割方大きめとなっている。これは浮体下部で加速されているということであり、直感的には首肯しがたい。中央から外れた位置でもほぼ同様な結果となっているが、この場合には前面の浮体底面近くで増速域がみられる。これらの細かな不一致を除けば、多層モデルによる計算結果は定量的にも実験と良い相関を示している。

Fig.5 は、浮体の下部を通る流量の分布を求めたものであるが、一様流を除いたフラックスを次式で定義した。

$$q_x(y) = \frac{1}{U_0(h-d)} \int_{-h}^{-d} \{u(y,z) - U_0\} dz, \quad q_y(x) = \frac{1}{U_0(h-d)} \int_{-h}^{-d} v(x,z) dz \quad (1)$$

A, Bの結果は計算と実験で同じような傾向を与えている。 q_x の計算値は流入、流出側で実験よりも過大な結果となっており、幅方向にも一様であるのに対し、実験では中央部で小さな分布形を示している。 q_y の計算値については上流側で流出、下流側で弱い流入となっているが、実験値では全面で流出となっている。ただし、主流方向への変化は良く対応している。ここでの計算では、浮体底面でのすべり条件によってこのような結果となったので、適当な摩擦条件を導入することによって実験に合うような補正が可能であると思われる。

Cについては、計算は q_x, q_y ともに小さな値となっているのに対し、実験では流入、流出側ともに計算よりも大きな値となっている。この結果は流量の保存則から考えると矛盾しており、流速の計測精度のチェックなども含めてデータの見直しが必要である。

4.2 M A C 法

Fig.6 はB状態の流速ベクトルの計算結果で、浮体前端部および後端部からの渦の発生が表現されていることがわかる。Fig.7(a),(b) は浮体前端部および後端部における u の鉛直分布を比較した結果である。二次元計算であるので実験値との直接の比較は無理であるが、特に後端部の速度分布の定性的な変化については実験結果と良く一致している。

Fig.8 および 9(a),(b) はCの場合の結果であるが、特に後流側の速度分布は計測値と良く一致している。ただし、前端部では計測値が小さくなっており、流量の保存則の点で問題があることは前述の通りであるが、構造物の周囲流などの詳細な計算についてはM A C法が有力な方法であり、現状では計算時間の問題が大きな障害となっているが、将来的には3次元計算を考えることも必要と思われる。

5 おわりに

多層モデルは、現在構想されている超大型浮体の環境関連の諸問題において実用上考え得る最有力な方法であると思われるが、海洋構造物まわりの流れ計算に対してどの程度の精度があるのかは不明であった。今回の実験と計算の結果から、多層モデルは特に浮体喫水が大きな場合の後流は表現できないが、浅海影響による流速の鉛直分布および浮体下部を通過する流量などについては十分な精度を有しており、超大型浮体を含む内湾の流況および拡散計算に適用可能ではないかとの結論を得た。

参考文献

- [1] 井上義行, 多部田茂, 荒井誠, 中澤和弘: 浮体式空港の設計と環境影響に関する検討—海水流動等の変化に関する検討—. 日本造船学会論文集, 176, (1994), pp.75-81.
- [2] 胡 長洪, 経塚 雄策: 多層モデルによる超大型浮体まわりの流況計算. 西部造船会会報, 91, (1996), (印刷中).
- [3] Hirt, C.W. and Nicholas, B.D.: Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries. *J. Comp. Physics*, 39, (1981), pp.201-225.

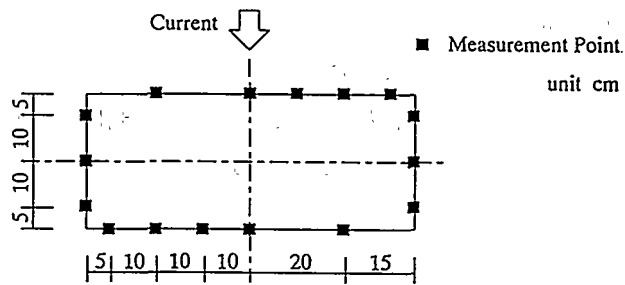
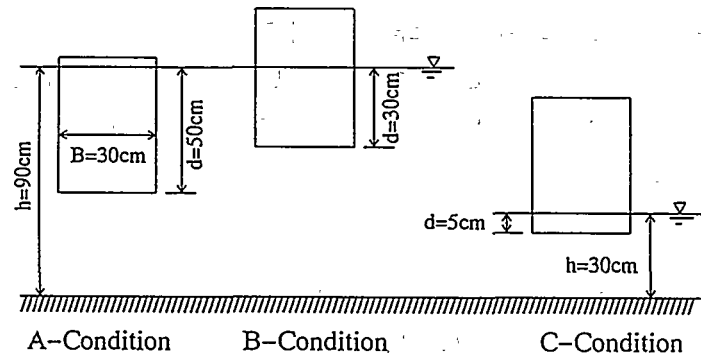


Fig.1 Model conditions and measurement points

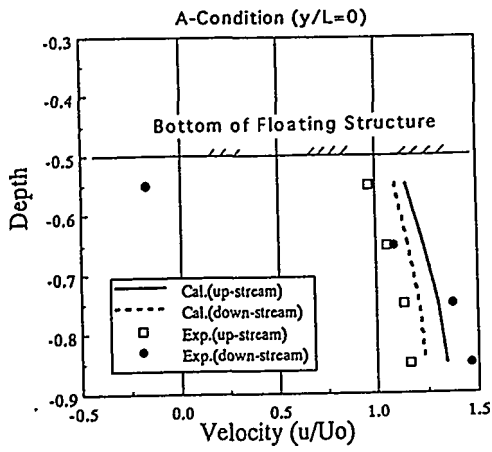


Fig.2 Velocity profile, (u/U_0) of (A)

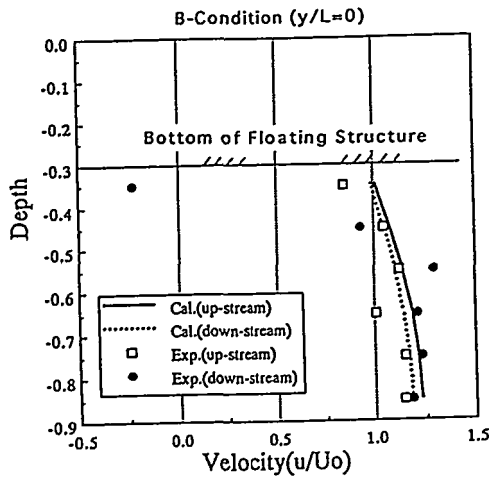
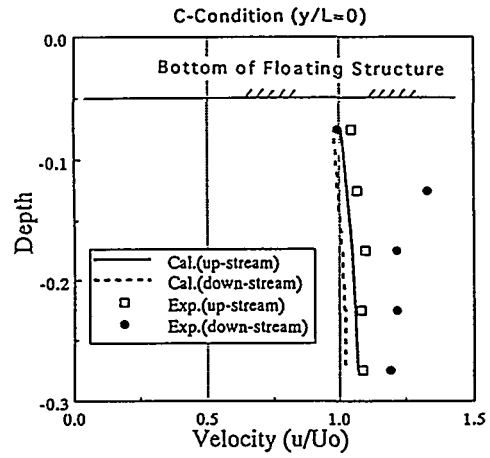


Fig.3 Velocity profile, (u/U_0) of (B)

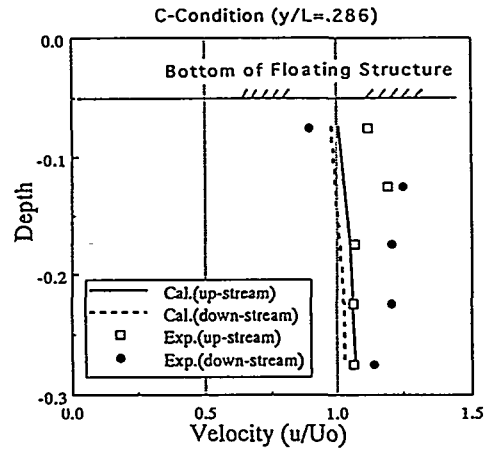


Fig.4 Velocity profile, (u/U_0) of (C)

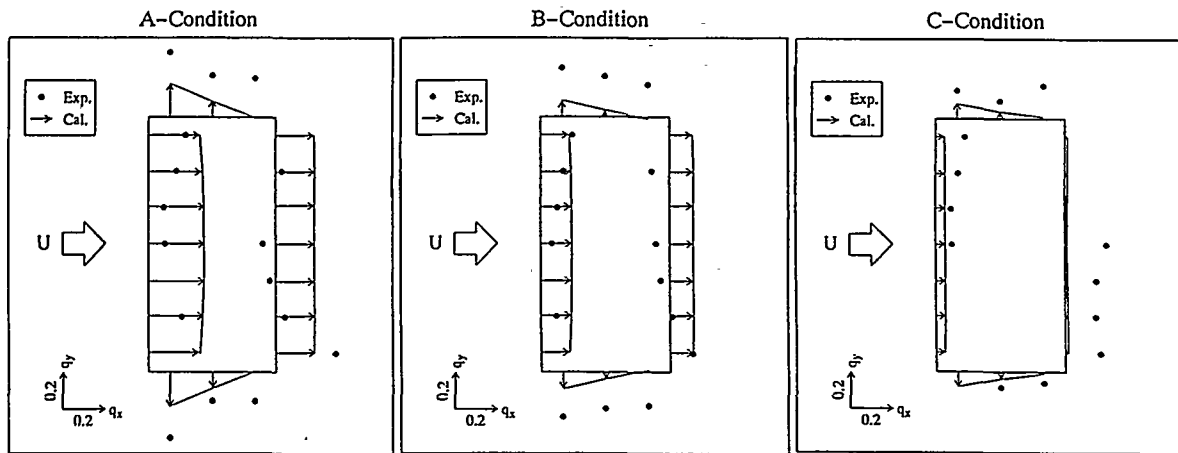


Fig.5 Distribution of flux below model

Fig.6
Velocity vectors
of (B) by MAC method

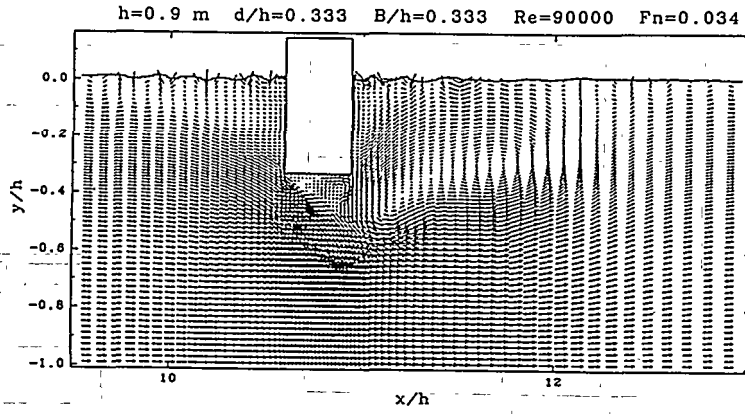


Fig.7(a),(b)
Velocity profile,
(u/U_0) of (B)

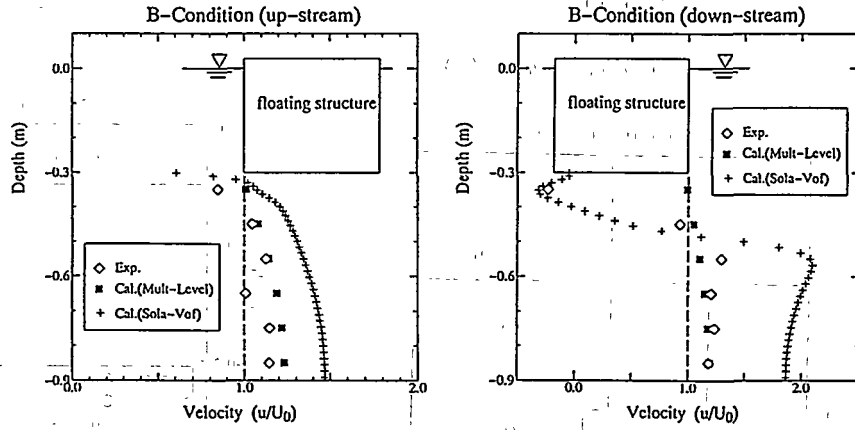


Fig.8
Velocity vectors
of (C) by MAC method

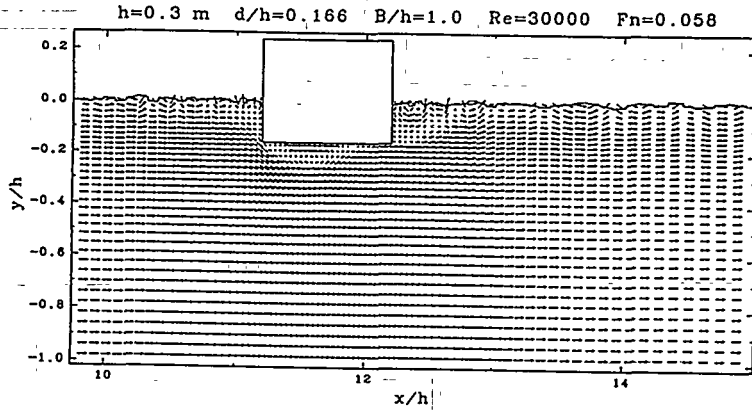
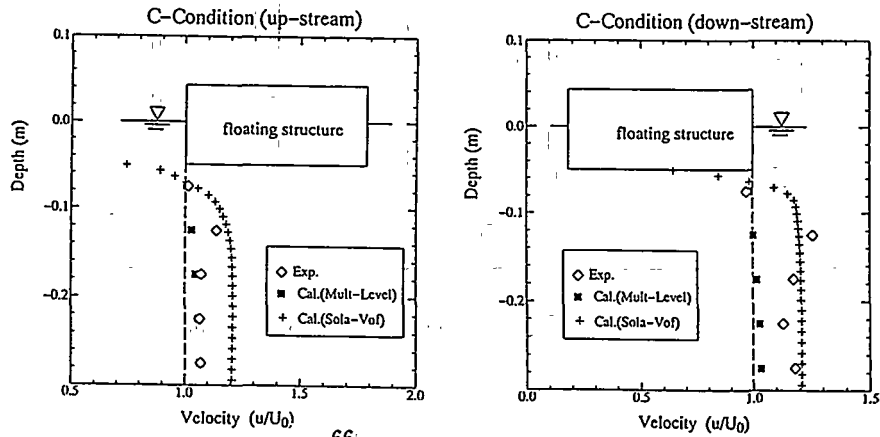


Fig.9(a),(b)
Velocity profile,
(u/U_0) of (B)



12 セーリングクルーザーのハンディキャップ方式に関する一考察

○正員 中山 健吾* 正員 脇山 祐介**

A Note on the Handicap System for Sailing Cruiser

by Kengo NAKAYAMA, Member Yusuke WAKIYAMA, Member

Summary

Concerning the rating and handicap system for levelling the results of sailing cruiser race, there are many systems in the world since more than 140 years ago.

However, almost of all existing rules seem not to function for this purpose, because the long and light boat with big sails have always good results even after the correction by these hadicap systems. Furthermore, these rules are very complicated and not theoretical in view of naval architecture, for instance, very little is taken into account about the boat displacement.

From this standpoint, the author has conducted a new theoretical handicap system, deriving from Admiralty Constant, and expressed the boat speed using only three boat dimensions, i.e. waterline length, displacement and sail area.

As a result of verification, it proved that this new system can fully solve these problems, and this proposal is authorized by Japan Yachting Association, which is the National Authority to International Yacht Racing Union.

1. 緒 言

セーリングクルーザー（以降クルーザーと呼ぶ）は1隻ごとに艇の主寸法、排水量、帆装などが異なるため、多艇種間のレースでは各艇の帆走性能（速力）を表すレーティングを定め、これに基づいたハンディキャップ（以降ハンディと略す）によって、レースでの所要帆走時間を修正して順位を決定する。

ヨットレースの歴史は古く、140年以上の歴史をもつ America's Cup Race を初めとして多くのレースがあり、そのための多くのレーティングルールが生まれた。すなわち、おもなものでは国際ヨット競技連盟（International Yacht Racing Union、IYRU）によるメータークラスのレーティング、現在まで外洋レースの主流となっていた IOR（International Offshore Rule）、近年北米や日本でよく用いられる IMS（International Measurement System）などがある。そして、わが国では日本外洋帆走協会（Nippon Offshore Racing Club、NORC）のレーティングルール（クルーザーレーティング'93。以降 CR と略す）があり、広く国内で用いられるようになったが、このルールは Scandinavia で発表された Scandicap（NKII）をもとにしたものである。

* 西部造船会々員 ** 長崎総合科学大学工学部

しかしながら、これらのルールで共通して言えることは、艇の性能を表すのに極めて多くの諸元を必要とし、また、そのために非常に複雑な艇の計測を伴うことである。さらに、レーティングの算式は艇の性能を理論的にまたは物理的に表していない感があり、長くて、軽く、セールの大い艇ほど、ハンディ修正を施してもなお有利となる傾向がある。

本論文では、まず、現行ルールでのレーティングの算出方法やハンディシステムの考え方を述べたあと、その理論的な問題点を明らかにしたうえで、新しく造船学の立場から艇速を表すレーティングの算式を導く。その後、現行ルールと新艇案によるレース成績の解析と検証を行い、この提案の妥当なことを示す。

なお、この新しい方式は IYRU の日本代表機関である日本ヨット協会 (JYA) により公認されている。

2. 従来の方法

2.1 レーティングルールとハンディシステム

ルールはレーティングルールとハンディシステムに分かれる。前者はあるヨットの性能を評価して、艇の格づけをするための方法や算式に関する規則であり、後者は各艇に与えられた R 値に応じて、レースにかかった時間を修正することにより、多くの艇種の間でレースが平等に行えるようにするための修正システムである。

ヨットでは、艇の主寸法、排水量、セール面積などの諸元を用いて、どのように艇速を表すかが問題になるが、現状では十分に納得できるものがない。すなわち、現行ルールでは各艇のレース所要時間 (ET, sec) を修正した修正時間 (CT, sec) は必ずしも平準化されず、ET の少ない艇 (軽くて長い艇が多い) は CT も少ないという傾向が強く、ハンディシステムが本来の機能を果たしていない。

次にハンディシステムであるが、現行ルールでは大別して 2 つのシステムがある。一つはタイム・オン・タイム (TOT) 方式で、もう一つはタイム・オン・ディスタンス (TOD) 方式である。前者は次の式に示すように、上に述べた R 値を用いてタイム・コレクション・ファクター (TCF) を求め、ある艇の ET にこれを乗することによって CT を求める。

$$TCF = (R + 2.6) / 10 \quad (R : ft) \quad (1)$$

$$CT = TCF \cdot ET \quad (2)$$

一方、後者はタイム・アローナンス (1 sm を帆走するのに要する時間、TA) をその艇の R 値とレース時の風速範囲に応じて与え、これでハンディ修正をしようとするものであり、TA および CT は次の式で表される。

$$TA = K / R \quad (R : m) \quad (3)$$

$$CT = ET - TA \cdot M \quad (4)$$

ここで、M はレースコースの距離 (sm) であり、K および n の値は Fig.1 の表より求める。

これらの二つのハンディ方式は各ルールによってそれぞれ共通して採用されており、TOT 方式は IOR によって、また、TOD 方式は IOR, IMS, Scandicap, CR などによって採用されているが、メータークラスのルールではレーティング値を一定とすることにより、ハンディ修正はしないことになっている。

なお、(1)~(4) 式の関係を Fig.1 に示すが、この図から TOD 方式では風速域による TA の差は、通常のレース艇 (R= 5~10 m) では意外に大きくない。

2.2 艇の諸元の定義

メーカーカタログによるプロダクション艇の諸元は Fig.2~4 に示すように千差万別であり、水線長 (L_w) や排水量 (Δ) の定義はほぼ常識的であるが、セール面積 (S) については一般には次の式の形で表されている。

$$S_i = S_u + S_z + S_v \quad (5)$$

しかし、各レーティングルールごとにこの定義は異なっており、また、 S_f の定義はあまり現実的でないので、本論文では No.1 ジェノアジブとスピネーカーをレース中、風上航と風下航で 1/2 ずつ使用するととして、次の式を提案する。

$$S_2 = S_M + S_Z + 0.5 (S_J + S_F) \quad (6)$$

ここで、 S_M はメインセール、 S_Z はミズンセール、 S_J は NO.1 ジェノアジブ、 S_F はスピネーカーの面積を表す。また、 S_F は通常 100% FA (Fore triangle) で表されるが、これは艇の側面図で見てマスト、フォアステーおよび甲板中心線のなす三角形の面積を言う。

なお、本論文では、現行ルールによる解析では (5) 式、新提案での検証では (6) 式によるセール面積を用いたが、この差による解析後の ET~CT 曲線の相対的な傾向には大きな差はない。

2.3 レーティングの算定法

2.3.1 メータークラス

一般にレーティングの単位は艇の諸元を代入して入れられた式の値がメートル単位となることから、メートルで表される。例えば、1958-87 年の America's Cup Race に用いられた 12 メーター級の式は、次式で示されるが[1]、右辺の数値を超えない範囲で L や S などを変えうるため、艇の諸元は大きくは変動しない特徴がある。

$$R = (L + 2c + \sqrt{S} - f) / 2.37 \leq 12.0 \quad (7)$$

ここで、 R はレーティング、 L はガース計測点間の艇の長さに関する修正を加えた値、 c は艇体横断面のガース長さより求めた艇の肥せき度に関する値、 S はセール面積、 f は乾舷の平均値を示す。

また、米国の New York Yacht Club は 1903 年にユニバーサルルールと呼ばれる次の式を採用した。

$$R = 0.18 L \cdot S^{1/2} \cdot V^{-1/3} \quad (8)$$

ここで、 L 、 S は (7) 式と同じ定義で、 V は排水容積である。そして、この式から算出される R の大きさによってヨットをクラス分けしたが、このうち J 級は America's Cup Race に用いられた。その後 12 メーター級が約 30 年間採用され、さらに America のハードセールつきカタマランと New Zealand の超大型艇の間で出場資格をめぐるトラブルが起きてから、改めて International America's Cup Class (IACC) によって次のレーティングの式が新しく設けられ[2]、これには IYRU や船級協会も関与しないことになっている。

$$R = (L + 1.25 S^{1/2} - 9.8 V^{1/3}) / 0.388 \leq 42.0 \quad (9)$$

ここで、 L は水線長にガース長さのほか、乾舷(F)、吃水(d)、幅(B)、 V などの要素を加味しているが、右辺の R 値に制限があるため、San Diego での出場艇では結局、 L_{WL} は 21.5 m、 S はメインが 215 m²、ジブが 100 m²、 V は 24 トンぐらいに納まっている。

後で述べるが、世界中のレーティングの算式で最も新しいこの式が、 L 、 S および V の 3 個の物理量のみを用いた単純な形で表現されていることは興味深い。また、それぞれの諸元の定義の差はあっても (8) および (9) 式のもつ意味は全く同じで、レーティングすなわち艇の性能は S の平方根と L の積を V の三乗根で除したもので表せることを示している。なお、メータークラスのルールは America's Cup Race のみに用いられている。

2.3.2 その他

(1) IOR (NK WA) [3]

1960 年代後半になって Cruising Club of America (CCA、米国) と Royal Ocean Racing Club (RORC、英国) の各ルールを RORC に近い線で纏めた国際レーティングとして IOR が生まれたが、ルールの盲点を狙う縁図が相次いだため Offshore Racing Council (ORC) はルールの改訂を重ねた。

IOR は本来、船体、リグ、補機および復原性を計測するためにできたもので、レーティングの式も極めて複雑で艇の計測にも長時間を必要とし、最近では IMS に取って代わられる運命にある。

(2) IMS [4], [5], [6], [7]

艇速に関係する要素を網羅して各艇の性能を評価するために 1976 年に米国で開発され、これが 1985 年の ORC 総会で可決されて、IMS として採用された。このシステムは、米国の Massachusetts Inst. of Technology (MIT) で開発された速度予測プログラム (VPP) により、ハルスカナーによる機械計測などで得られた線図、水線長、柱状肥せき係数、排水量、没水面積、水線幅、深さ、セールプラン、復原性能、キールやラダーの形状などを用いて、工学的な諸問題を詳細にモデル化して、艇とセールの全系にかかる力とモーメントの平衡式をコンピューターで計算し、風向・風速に応じた速力をポーラーダイアグラムの形に纏めたものである。そして、あらゆるレース条件（風向、風速、レースコースなど）ごとに計算された艇速を TA の形で与える。なお、性能計算は合理的であり復原性や居住性など安全面にも規定が及んでおり、現実的で近代的であるため、日本でも近年 IMS の証書を取得する艇が多くなったが、艇の計測はなお煩雑である。

(3) Scandicap (MK II) [8]

Scandinavia 諸国では 1970 年に委員会を発足させ、翌 1971 年にこのルールを発表、Sweden と Denmark でテストしたあと 1973 年に正式に採用された。しかし、1970 年代後半になると最新の工業材料を使用した新型艇には対応できなくなり、1981 年に MK II として改正された。このルールは主として Scandinavia 諸国で採用されており、レーティングの式は IOR ほどではないが、基本的には似ており複雑である。

(4) CR [9]

現在の NORC は 1948 年に日本で発足した Cruising Club of Japan (CCJ) が 1954 年に改組されたものである。NORC では IOR 艇以外のクルーザーが気軽にローカルレースに参加できるように、1974 年に簡易ルールを設けたあと、1989 年には Scandicap (MK II) を基にして CR を制定した。

レーティングの式も従って Scandicap や IOR に似て複雑であるほか、排水量が全く考慮されていない感みがある。なお、IOR、Scandicap および CR の式については複雑なためここでは割愛する。

以上のほか世界各国には様々なルールがあるが（例えば文献[10]、[11]）これらについてもここでは説明を省く。

2.4 現行ルールの問題点

以上に述べたレーティングの式では、メータークラスの式と IMS を除けば、次のような問題点が予測される。

- (1) 排水量型船舶として最も重要な排水量の要素が艇の速度を表すレーティングの式に全くまたは殆ど織り込まれていない。
- (2) 各レーティングの式に多く用いられているガス長さには一般に艇の表面積を表し、粘性抵抗には関係するが肥せき度や排水量を表すことはできない。とくにチェーンガス長さの考えは、 B/d (d はキール下端まで) とセール高さとの関連で艇の復原性を評価するのであろうが、理論的には理解しにくい。
- (3) 一般に諸要素の定義や符号が工学的でなく難解であり（例えばメインセールの面積を $RSAN$ と表す）、また計測方法も煩雑なため、ヨットレースの普及のためには大きな障害となろう。

3. 新提案の方法

この章では排水量型船舶であるクルーザーの推進性能に最も大きな影響を与える L 、 S および Δ の 3 個の諸元を用いて艇の速力を表し、これをそのまま各艇のハンディ係数として ET を修正する方法を考える。

3.1 平水中の性能

まず、順序として波のない状態を考える。船の推進性能を左右する諸元としては、排水量 Δ 、水線長 L_{wl} 、肥せ

き係数 C_b 、 L_{wl}/B 、排水量長比などがあげられる。そして排水量型船舶では、船の速度を $V(kn)$ 、主機出力(ヨットの場合は風によるセールの揚力の前進方向の成分と V との積)を HP で表せば、

$$Cad = \Delta^{2/3} \cdot V^3 / HP \quad (Cad \text{ はアدميرアルテイ係数}) \quad (10)$$

という関係があり、この式より V は、

$$V = (Cad \cdot HP / \Delta^{2/3})^{1/3} \quad (11)$$

となる。この Cad の値は L_{wl} が長いほど大きく、小型船では就航速度 V における Cad の値は実績値から、Fig. 5 に示すように置点されば次の式で近似される。この式の傾向は理論的にも説明できるが、ここでは説明を省く。

$$Cad = K_1 \cdot L_{wl}^m \quad (K_1 = 8.4, \quad m = 0.8) \quad (12)$$

Fig. 5 に置点したデータは、 L が 17~50 m、 C_b が 0.55~0.70、フルード数 F_n が 0.27~0.33 の漁船や、 L が 10~40 m、 C_b が 0.39~0.55、 F_n が 0.35~0.50 の小型旅客船など 250 隻のものである。これらはすべてスクリュープロペラ船であり風力で走るヨットとは比較できないが、 Cad 曲線の傾向は同じであり、ヨットでは推進効率は関係しないので、 K_1 の値が大きくなるだけと考えてよい。なお、クルーザーでは L が 6~15 m、 C_b が 0.4~0.5、 F_n が 0~0.4 ぐらいである。

次にヨットの場合、推進力のなす仕事を表す HP はセール面積 $S(m^2)$ の関数として次の式で表せる。

$$HP = C_L \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \cdot V \quad (13)$$

ここで、 C_L はセールの揚力係数、 ρ は空気の密度 ($Kg \cdot sec^2 / m^4$)、 V は船速 (m/s) で、セールの風向や風速に応じた揚力係数が等しければ、 HP の代わりに $S \cdot V$ の関数で置き換えることができ、

$$HP = K_2 \cdot S \cdot V \quad (K_2 = C_L \cdot \rho \cdot v^2) \quad (14)$$

で表せる。以上のことから (11) 式は、簡単のために $m/2$ を n とし、 K で V を無次元化して R_v で表すと、

$$R_v \equiv V = K \cdot L_{wl}^n \cdot S^{1/2} \cdot \Delta^{-1/2} \quad (K = \sqrt{K_1 \cdot K_2}) \quad (15)$$

となり、 Cad として (12) 式を用いれば n は 0.4 となる。この R_v はクルーザーの速力を表すことから、これを速度指数 (Velocity index) と呼び、これをレーティング値 R に代わる本論文での基本式とする。

以上より、ヨットの速力は L が長く、 S が大きく、 Δ が小さいほど大きいという常識的な結果と一致するわけで、最も単純かつ理論的にこれら 3 つの諸元でレーティングを定めることができる。

なお、序でながら、参考までに抵抗成分に及ぼす L_{wl} の影響について補足してみたい。

クルーザーの抵抗のうち、造波抵抗は F_n が大きくなると急速に増加して、全抵抗の大きな部分を占めるようになり、風力が少々増加しても艇速は頭打ちになる。クルーザーの主船体は艇の横傾斜による性能差が少なくなるような回転楕円体に近く、線図も相似であるためこの速力限界も F_n で約 0.35 と落着き [12]、 L_{wl} の平方根に比例してこの限界領域に入りにくいことを示す。従って、クルーザーの到達限界をかりに F_n で約 0.4 とするとクルーザーの到達速力は、

$$V = 2.43 L_{wl}^{1/2} \quad (V : kn, L_{wl} : m) \quad (16)$$

で表され、例えば、 L_{wl} が 30' の場合、到達速力は 7.4 kn ぐらいになるが、45' の 12 メーター級では 9 kn となり、52 m の帆船 "Cutty Sark" では 17.5 kn となり、これらは実績値とも符合する。

3.2 波浪中の性能

ヨットレースは平水中で行われることは殆どなく、むしろある程度以上の風波のなかで行われる。沿岸や湾内で

も風速が 6~7 m/sec 以上になると、ヨットのような小型船では波の影響を大きく受け、僅かな L_{wl} の差が大きくなるを言う。沿岸の波の波長は小型船の長さと同じぐらいのものが多く、同調の結果波乗りが悪くなり、極端な場合前進速度が殆ど 0 になる。

大型船も含め、波浪中の問題は波との同調現象を中心に船の運動量や抵抗増加について論じたものが多いが、全航海中の長期的な速度低下量を数値的な設計資料として集めたものは少なく、とくに小型船では見られない。しかし、大型船ではシーマージンの概念があり、例えば、実船の就航実績などから得られた G.Aertssen の実数式[13]がある。これによると速度低下率(%)は、次の式で表せる。

$$100 \Delta V / V = (a / L) + b \quad (\%) \quad (17)$$

ここで、 ΔV は速度低下量、 V は平水中の速度、 a や b は定数で波高や波との出会角によって与えられるが、この式は艇速の低下率は L に反比例して、 L が小さいほど急速に大きくなることを示している。なお、定性的な傾向についてはこの式は沿岸での小型船やクルーザーにも適用できるものと考えるので、ここではやむをえずこの式をクルーザーにも適用して、波浪中の速度低下率を考える。

3.3 新提案の全海象下での適用

3.3.1 全海象下での平均的な取扱い

ヨットレースでは前に述べたように全航程の約 1/2 が斜向波、残りの 1/2 が斜追波または追波を受けると考えてよく、一方、(15) 式中の n の値は波浪中では少なくとも 1.0 以上になり、確率的に少ない平水中での 0.4 よりもはるかに大きいと考えられる。

そこで、まず、全海象下での平均的な n の取扱いを求めするために、見方を変えて (15) 式で n の値を変えた場合、レース解析結果えられる ET~CT 直線の傾斜角 θ がどのように変化するか、すなわち、 n がどのくらいの値で ET~CT 直線がほぼ水平となり、レース成績が平準化されるかを、2~3 のレースより試算してみた。

Fig.6 にこの結果の一例として第 5 回長崎オープン・ヨットレースでの計算例を示すが、この図より、TA 方式、TCF 方式、Rv 方式の順にハンディ修正の効果が大きいことが分かる。そして、新しい提案の (15) 式でも平水中の $n = 0.4$ では $\tan \theta$ は 0 にならず、 $n \neq 1.0$ で 0 または極小値となり、初めて CT が平準化されることが分かる。すなわち、レース実績からは、本提案での S と Δ の取扱いが理論的に大過ないとすれば、艇速は残る諸元の L_{wl} に対しては、その 1.0 乗ぐらいに比例することが分かる。

なお、(15) 式中の K の値は L_{wl} が 40' ぐらいの大型艇で Rv が最大約 1.0 になるように定めたもので、この K の値も $\tan \theta$ とともに n の値に従って一定の傾向をとり、 $n = 1.0$ のときに 0.18 となる。以上より本論文によるレーティングは次の式で表すことができる。

$$Rv = 0.18 L_{wl} \cdot S^{1/2} \cdot \Delta^{-1/2} \quad (18)$$

また、この場合、CT は ET に対して次の式で求められ、Rv の値はそのまま TCF のようなハンディ修正係数としても用いることができる。

$$CT = Rv \cdot ET \quad (19)$$

3.3.2 海象別の取扱い

前節で全海象下での艇速は平均的に L_{wl} の 1.0 乗に比例することを述べたが、厳密に言うとも極端な強風や微風の場合は n の値は 1.0 を中心にして若干変動することが考えられる。例えば大村湾のような平水域や夏場の沿海では n を 1.0 にとると逆に小さい艇が有利となることが分かってきた。そこでここでは波浪中の速度低下率に対する L_{wl} の影響について検討するために Aertssen の式を用いて計算してみる。この分野は設計的にも殆ど未開拓であったと言えるが、 n の平均値を 1.0 としたことの根拠をもう少し明らかにする必要がある。

波浪中の抵抗増加量は波高の 2 乗に比例して大きくなるが、あるレースでの風速を設定するのは困難であり、況んや波高の定量はさらに困難なため、やむをえずレース中に計測した風速計による風速の平均値 (U_m) を基にして波高を評価せざるをえない。一般に風力を表すにはポーフォート階級 (Beaufort Scale、以降 BS と書く) が用いられ、BS、有義波高 $H_{1/2}$ 、目測波高 H_w などの関係は Fig.7 のように示される。 $H_{1/2}$ は風向、吹続時間および吹送距離によって異なるが、一方、海域、季節、水深、地形、潮流などによっても変わる。

ヨットレースでは一般に風上・風下航のレグを設けるので、斜向波と追波にはば 1/2 ずつ遭遇すると考えてよい。そのため、それぞれの風向での定数 a、b の平均値をとって計算すると波浪中の速度低下率は Fig.8 に示すようになる。

例えば波高を 0.8 m (BS 2、 U_m は 3 m/sec) とすると、6 および 10 m の艇の速度は Fig.9 よりそれぞれ平水中の 84 および 89 % まで落ちることになり、6 m 艇は 10 m 艇に対し平水中の速度差 (R_v の差) のほかに約 6 % 不利になることが分かる。

今まで速度指数の式で n の値を平均的に 1.0 としたが、波浪中の速度を表すには、平水中 ($n = 0.4$) を基準にして $\delta \cdot L_{WL}^{0.4}$ 、($\delta = 1 - \Delta V/V / 100$) で表す方法と、 L_{WL}^n の形で n を 0.4~2.0 の範囲内で変化させる方法の二つがまず考えられるが、さらに Fig.9 に示すように n を 1.0 のままにして R_v にある修正係数を乗ずる方法が考えられる。ここではあらゆる海象に対して普遍性をもたせ煩雑さを避けるために、基本式 (18) の形は変えないで、これにある修正係数を乗じたこの方法を最終的な提案とする。

いま、この修正係数を η で表すと、 η は長さ L の艇が n を 1.0 とした平均的な海象に対し、波の影響によりどのくらい速度が増減するかを表すものであり、換言すると速度指数 R_v の海象別修正係数と位置づけることができる。すなわち、Fig.9 から分かるように高風域では大型艇が有利となるため η の値を大きくとり、低風域では逆に小型艇で η を大きくとることになる。

しかるときは R_v の式は次のようになるが、これは海象に応じた性能を表わすことになるので、これを R_{vw} (velocity in wave) と呼ぶ。

$$R_{vw} = \eta \cdot R_v = 0.18 \eta \cdot L \cdot S^{1/2} \cdot \Delta^{-1/3} \quad (20)$$

ここで、 η の値は $L^{1.0}$ と $L^{0.4}$ の比であるから、 $\eta = L^{(n-1)}$ となる (ここで n は U_m にほぼ比例する)。例えば上に述べた U_m が 8.5 m/sec の海象では $n = 1.35$ となるから、このレースでは 6 および 10 m の艇に対して η は 1.87 および 2.24 (比は 1.20) となり、このような強風下では長い艇が (18) 式によるハンデいのほかにさらに 20 % だけハンディが重くなる。

なお、参考までに代表的な風速域を設定すると n の値は、低風速域 (風域 I、A) では 0.75、中風速域 (風域 II、B) では 1.2、高風速域 (風域 III、C) では 1.65 ぐらいと考えてよい。今まで平均値として n を 1.0 としたが、波浪の頻度分布を考えるとこの値はほぼ妥当と言えよう。

また、Fig.9 から n が 1.0 となる U_m は約 5.5 m/sec となり、この風速が平均的で頻度が最も大きいことが考えられるほか、この計算結果が常識的な線から外れていないことが分かる。

3.4 諸元のとり方

次に (18) 式で使用される諸元のとり方について述べる。まず、 L_{WL} は単純に軽荷吃水における水線長 (m) を採用し、 Δ は基準装備状態での軽荷排水量 (kg) を用いる。また、 $S(d)$ は前にも述べたように (6) 式による S_2 を用いることにする。なお、これらの諸元にはすべてメーカーカタログの記載値を採用し、実艇の計測は行わない。

次に、 L_{WL} については艇揺れを小さくするため L_{0A}/L_{WL} の値を極端に大きくしたり、乗員が船尾に位置するこ

とにより僅かなトリムでも L_{wl} が大幅に増大するような線図を採用する傾向があるが、これを防ぐ意味で L の定義を $L = (L_{wl} + L_{0A}) / 2$ とすることも考えられる。しかし、ここではこのような二次的な要素を過及することは差し控えたい。

また、副次的な諸元として現行ルールでは、バラスト比（バラスト重量/排水量）、プロペラの構造、特殊キール、セール材質などについても考慮しているが、本論文では簡潔を建前とするため考慮しないことにする。

3.5 従来の式との比較

前にも述べたが、IACC の (9) 式は V を完全に織りこんでおり、加減を乗除に置き換えると式の形も本論文の (15) 式と一致している。すなわち、(9) 式は L の 1 乗に比例しており、また、 L 、 S および V の係数はそれぞれ 1.0、1.25 および 9.8 としているが、このなかで 9.8 は A の代わりに V を m^3 で表しているため、これを kg 単位にすると、約 10 となり等価である。また、 S については本論文の $S_2 = 1.6 S_1$ の 1.6 に相当する。

さらに、同様にユニバーサルルールの (8) 式は本論文による (18) 式と期せずして全く一致している。IACC に照会した結果では、これらは YPP によって計算されたもので、 A を織りこむことにより、America's Cup Race のハンディシステムがより有効になったとの回答をえた。このように一般のプロダクションボートに対しても、全く同じ式が偶然に適用できることが分かったのは大きな驚きである。

4. レース結果の解析

今まで主として理論面から現行ルールの問題点を述べ、これを解決するための新しい提案を述べてきたが、次に、いくつかのレース成績の解析を行って具体的数値的にこのことを証明したい。ここで解析したレースは長崎水域における過去 10 年間のレースのうち参加艇数の多かった 8 つのレースである。海象条件と艇種・艇数に問題がないではないが、本論文の一般性は十分に保たれると考えられる。

各レースで解析した艇数はそれぞれ 15~50 艇であり、レースも殆ど 10 sm 前後の沿岸や湾内のレースである。なお、これらのレースではレーティングには CR を、ハンディ方式は TA または TCF 方式を適用している。

各レースの解析結果は次の図表に纏めて考察した。

(1) ET~CT 曲線 (2) ET~ L_{wl} 曲線 (3) ET~ S 曲線 (4) ET~ A/L_{wl} 曲線 (5) レース成績一覧表
ここで、(1) の曲線はレース成績の修正結果を示すが、(2)~(4) では艇の諸元 (L_{wl} 、 S および A) がそれぞれどのように ET に影響するかを調べてみた。ただ、 A については L_{wl} の影響が表れ、 L_{wl} の大きい艇ほど一般に A も大きく、ET は僅かではあるが減少する傾向があるので、排水量長比の形で整理した。

4.1 従来の方法による解析

従来の方法では解析の結果、各レースとも全く同じ傾向を示したので、重複を避けるためにここでは代表的な例として平成 3 年の第 5 回長崎オープン・ヨットレース（長崎港外、約 10 sm）のデータのみを Fig.10~14 に紹介し、ほかのレースについては同様の形式で Fig.15~19 にその傾向を纏めた。

なお、このレースで特筆すべきことは New Zealand の Elliott 氏の設計になる E-7 クラスの活躍である。この艇はこれらの図で●印を付したが、 L_{wl} は 6.25 m と短めながら、 S は 50.8 m^2 、 A は 600 kg と異常に S が大きく A が小さい。また、キールがセンターボード式で中途まで引き上げることができ、ランニング（追風）時の抵抗を大きく減らすことができる。いわばディンギーと同じ設計思想に基づくものでレースの成績も長崎水域で常時上位にあった軽排水量艇（図中の x 印）を抑えて優勝した。

さて、以上に述べた解析の結果、2 章で予測したとおり、次のような問題点が明らかとなった。

(1) 各ハンディ方式を用いて ET を修正した結果 CT は平準化されず、ET が大きいほど明らかに CT も大きく、

ハンディ修正の意味をなしていない。

- (2) この傾向は一般に TA の方が著しく、これは TA 方式での差の形と TCF 方式での積の形による式の違いによるものと考えられる。また、ET~CT の直線の傾斜 ($\tan \theta$) と分散 σ についてはやはり TCF 方式の方が傾斜が小さく、 σ は両者の間に差はない。
- (3) L_{WL} や S の大きい艇は明らかに ET が小さい。また、排水量長比が小さいほど ET は小さい傾向がある。
- (4) この Δ の影響は、メータークラスと IMS 以外では殆ど考慮されておらず、とくに IOR、Scandicap、CR などでは殆ど考慮されていない。軽い艇が常に上位を占めることになり不具合である。
- (5) 長時間を要する外洋レースでは、コースのとり方によって風向・風速や海象が大きく変わりうるので、このようなハンディ方式による修正はあまり厳密な意味をもたないように思われる。
- (6) 本論文で解析したレースは主として沿岸や湾内のレースであり、レース時の風速が一般に低めである。しかし、風速別にハンディを考える TA 方式では、この風速の差による TA の差は小さい。

4.2. 新提案による検証

本論文による新提案の妥当性を検証するために、前節で解析したレースについて検証を行った。その結果各レースとも殆ど同じ結果を示したので、ここでも代表例として同じく第 5 回の長崎オープン・ヨットレースについてまず紹介する。すなわち、新提案の方式では Fig.20 に示すとおり、明らかに修正の効果が大きい。そして前に述べた E-7 の順位は中ぐらいに落ちてしまった。あまりに劇的であるが、理屈からすると当然のことと言える。

また、参考までにその他のレースも含めて解析した結果を Fig.21 に示すが、この図から Rv 方式を用いることにより、CT が完全に平準化され明らかに修正効果が大きいことが分かる。さらに他のハンディ方式と比較した結果を Fig.22 に示すが、これからも Rv 方式が格段にハンディシステムとしての役割を果たしており、次いで TCF 方式と続き、TA 方式が最も効果が少ないことが分かる。なお、分散 σ は新提案の Rv でも現行方式に比べて必ずしも小さくない。

さらに、全海象下での速度指数方式の妥当性について検証するために、長崎県内での過去 10 年間のレースを中心に外洋レースや県外のレースも含めた 24 レースを採りあげ、これらの成績を Rv 方式により解析した。データ総数が 590 艇とかなり多いため、個艇間の技術の差は一応消去しようと考えてよいであろう。

Fig.23 は各レースごとに Rv 方式で解析された各艇の CT 値の、参加艇の平均 CT 値 (横軸) に対する比 (バラツキ、%) を置点したもので、この図からもこのような低風速域では n を 1.0 にとると L の小さい艇が若干有利であることが分かる。また、平均 CT 値に対する比は 10 m 艇で +8.8%、6 m 艇で -3.2% となり、4 m の L_{WL} の差で 12% の差が生じている。

低風速域でのレースでは例えば n を Fig.23 からえられた 0.78 ($U_m = 3.6 \text{ m/sec}$) にとると、 η は 6 および 10 m の艇に対しそれぞれ 0.674 および 0.602、従って、これらの比は 1.12 となるので、Fig.23 の全艇の実績を示す平均 CT 線は Rv 方式ではほぼ水平に戻ることになる。

検討の結果、風速と波高との関係を Fig.7 のように設定したり、G.Aertssen の式をクルーザーに適用するなど若干の仮定は設けたものの、多くの解析結果からも大過ない結果をえたものとする。

なお、今まで波浪中も含め CT/ET 曲線を平準化させるためにも n を 1.0 としたが、各レース、各艇ごとに η を求めるのも面倒であるので、ローカルレースでは個艇間の技術差も考えると、Fig.9 からみて風速がほぼ 4~7 m/sec の範囲では (18) 式をそのまま適用しても大過はないと考える。

5. 考 察

5.1 現行ルールからの改良点

ヨットレースでは艇の性能面から物理的にハンディを決める場合と、ゴルフのようにプレーヤーの実績データからハンディを決める場合とが考えられるが、クルーザーレースのように艇の性能に大きな差がある場合は、前者の方法をとるのが妥当であろう。

本論文では単純にメーカーカタログ値による 3 個の諸元で、艇の性能を速度指数として理論的に表すことにより、レーティングのあり方に一つの方向を示唆し、また、設計の自由度を増大させ、末梢的な船型、構造および組装面での小細工を防ぐこともできる。意味の薄いルールによって、長くて軽く、セールの大い艇がいつも勝つという不合理さ、さらにそれを補正するためにレース艇のクラス分けを試みるなどの問題点が、これによって解決されよう。

5.2 帆走技術

最後に乗員の帆走技術について述べておく。前に述べたように、ET~CT 直線の纏まり具合、すなわち、分散は Rv 方式でもかなり大きく、どのような艇でも上位進出の可能性があることを示す一方、ローカルレースなどでは帆走技術の差がこの分散の大きな原因になることを示している。America's Cup Race や Japan Cup Race (葉山) などでは艇差も殆どなく、一流ヨットマンによって帆走技術を競うことになるが、ローカルレースでは技術の差が大きく成績に表れ、レースの興味も大きくなることを示している。

6. 結 言

本論文のおもな結論は次のとおりである。

- (1) IMS と America's Cup Race に用いられるメータークラスを除くと、現行のハンディ方式は一般に極めて複雑であり、また、排水量要素を無視または軽視し、船体横断面のガース長さをを用いるなど理論的でない点がある。また、艇の計測も煩雑で長時間を要する。
- (2) さらに、これらのルールによるハンディ修正の結果、ET~CT の直線は平準化されず、常に、長くて軽く、セールの大きい艇ほど修正後の CT も小さく、現行のハンディ方式があまり意味のないことが分かった。
- (3) これに対し、排水量型船舶に用いられる Cad の式から誘導して、艇の速力を速度指数 R_v の形で表したが、この式はメーカーカタログによる L_{wl} 、 S 、 A の 3 個の諸元のみを関数とするもので、これをそのまま艇のレーティングとし、同時にハンディ修正係数とすることができる。
- (4) 平水の中では R_v の式の n は 0.4 となるが、波浪中も含め ET~CT 直線が平準化されるとき n の取値は約 1.0 となり、全海象下でのクルーザーの艇速は平均的に L_{wl} の 1.0 乗に比例することが分かった。
- (5) 波浪中の船速低下率と船の長さとの関係を設計的に論ずることは困難であり、ヨットの分野でもこのような資料はない。しかし、大型船での Aertssen の実験式をクルーザーに適用して計算した結果、海象別修正係数 η を乗ずる形で R_v の式を補完することができた。なお、通常海象下では n を 1.0 としても大差はない。
- (6) この新しい提案では艇の計測の必要も全くないこと、さらに、この提案によってハンディ修正の効果が十分に表れることが分かった。

最後になったが、この論文は長崎総合科学大学において、著者の指導のもとに卒業研究として纏めたものを追加修正したものである。多くの計算なども含めて、大山邦春君 (現長崎造船エンジニアリング(株))、故 二宮健二君 (元 常石造船(株)) および米本城治君 (米本造船所) の労によるところが大きい。ここに深甚の謝意を表すものである。

参 考 文 献

- [1] 小沢吉太郎：図説コーチ・ヨット、成美堂出版、(1982)
- [2] 永井 潤：ニューアメリカズカッパーは 42 メーター級？、HELM/舵社、(1989)
- [3] Peacock, M: Inshore - Offshore、Conway Maritime Press Ltd.(1989)
- [4] Marshall, J: How to make IMS win for you、Helm/舵社、(1989)
- [5] 林 賢之輔：IMS とその将来、HELM/舵社、(1987)
- [6] 永井 潤；IMS の心臓部 VPP を解剖する、Helm/舵社、(1987)
- [7] NORC・IMS 推進委員会：IMS 百科 (1~7)、KAJI/舵社、(1991)
- [8] NORC・技術委員会：Scandicap Mk I、(1989)
- [9] NORC：NORC クルーザーレーティング、Offshore、(1989)
- [10] 相対パフォーマンスによる V.Y.C. のハンディキャップシステム
- [11] YAMAHA SAILING ASSOCIATION：ポーツマス No. について (ヤードステイック No. について)
- [12] 野本謙作ら：帆走の流体力学的研究、第 1'報、関西造船学会誌 170 号、(1978)
- [13] Aertssen, G: Service Performance and Trials at Sea、12th ITTC、(1969)

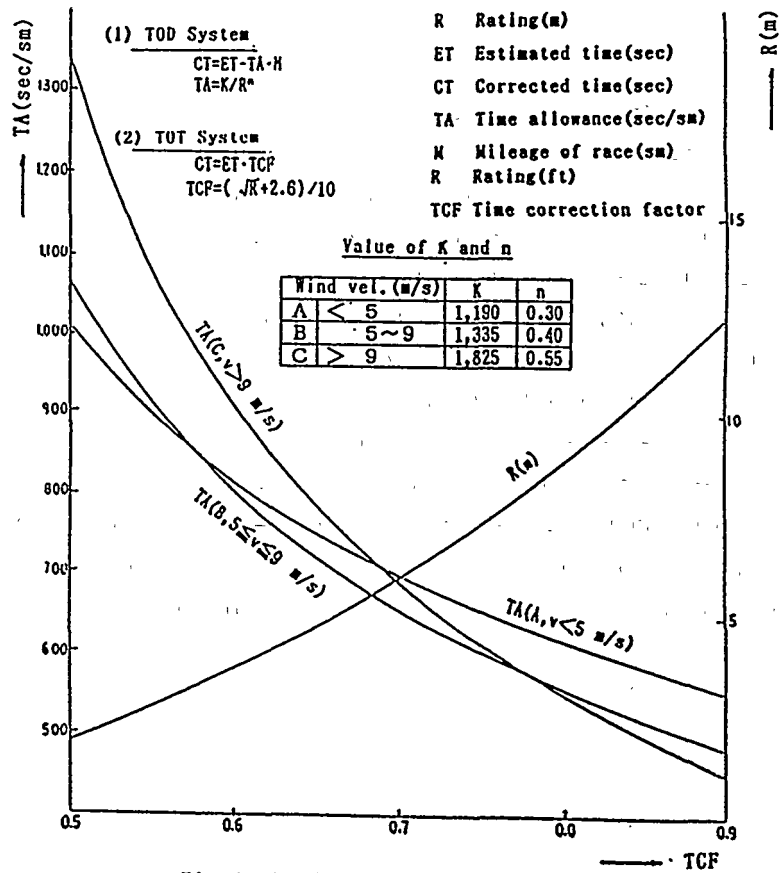


Fig.1 Rating and handicap system

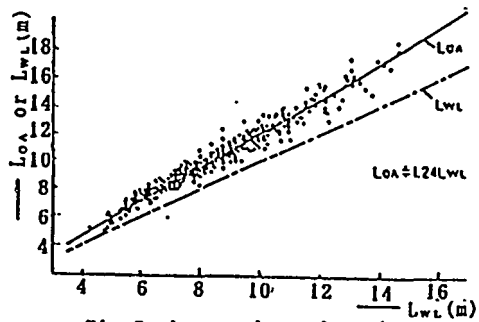


Fig.2 $L_{wl} \sim L_{wa}$ of cruisers

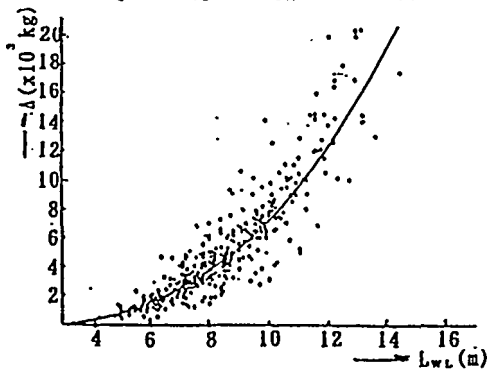


Fig.3 $L_{wl} \sim \Delta$ of cruisers

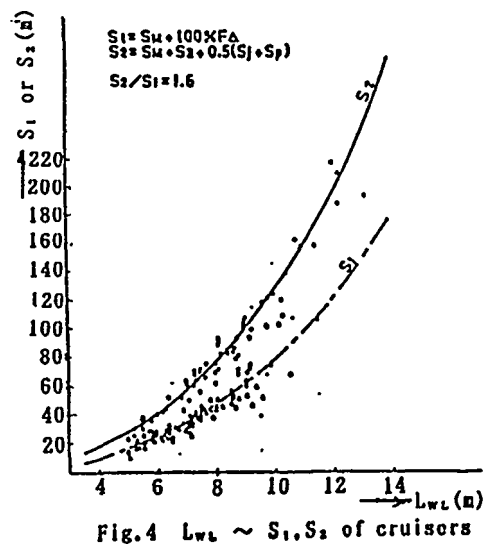


Fig.4 $L_{wl} \sim S_1, S_2$ of cruisers

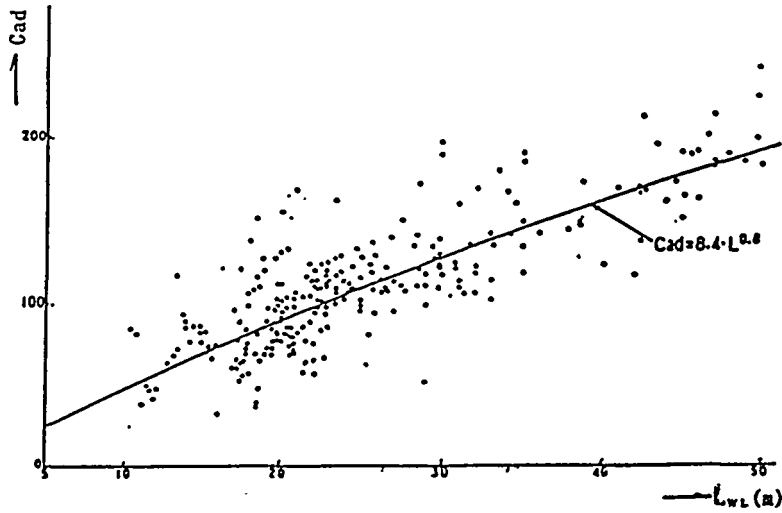


Fig. 5 Admiralty constant (Cad) ~ L_{wl}

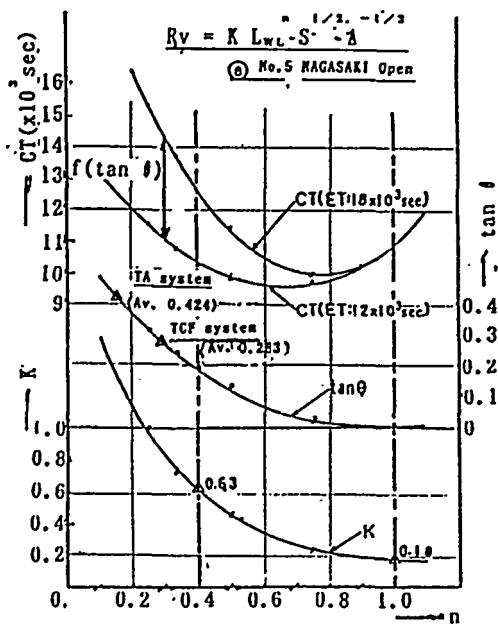


Fig. 6 Effect of levelling by an exponent (n)

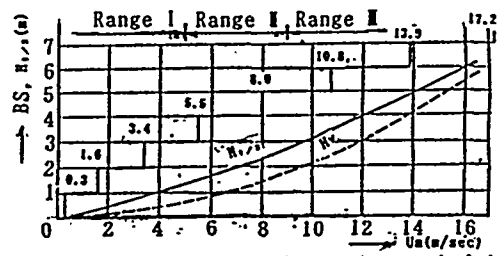


Fig. 7 Mean wind velocity and wave height

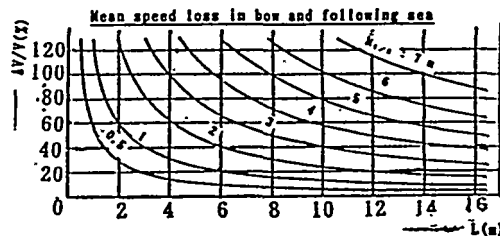


Fig. 8 Speed loss due to weather

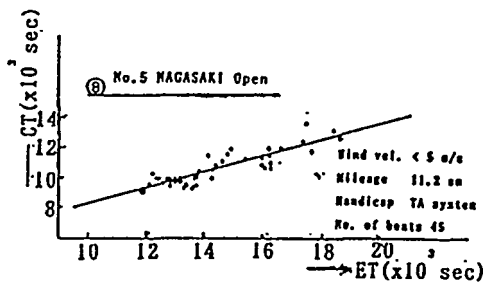


Fig. 10 ET ~ CT for typical race (TCF)

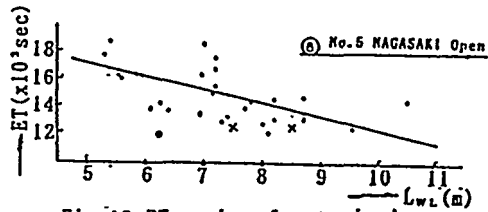


Fig. 12 ET ~ Lwl for typical race

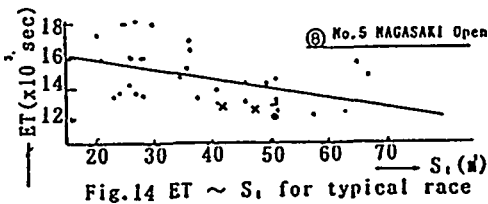


Fig. 14 ET ~ S_i for typical race

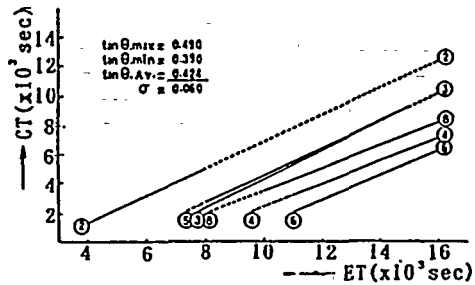


Fig. 16 ET ~ CT for all races (TA)

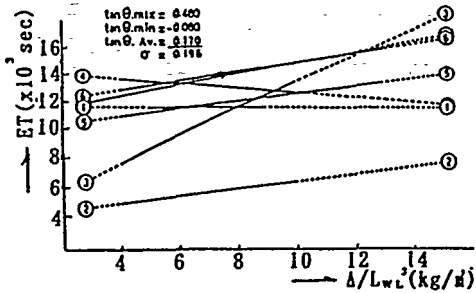


Fig. 18 ET ~ Δ / Lwl^3 for all races

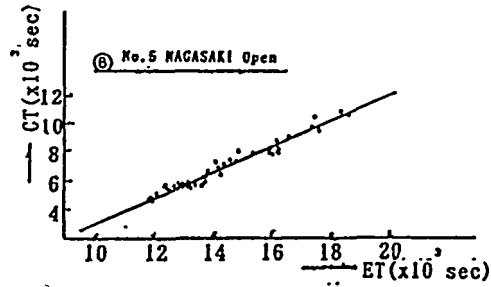


Fig. 11 ET ~ CT for typical race (TA)

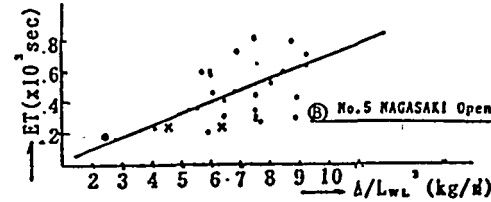


Fig. 13 ET ~ Δ / Lwl^3 for typical race

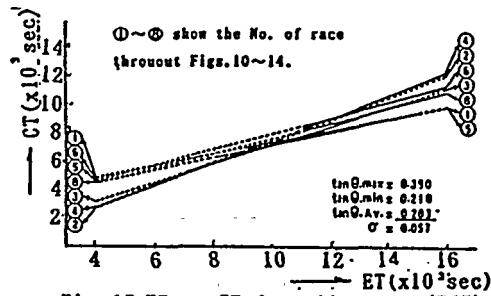


Fig. 15 ET ~ CT for all races (TCF)

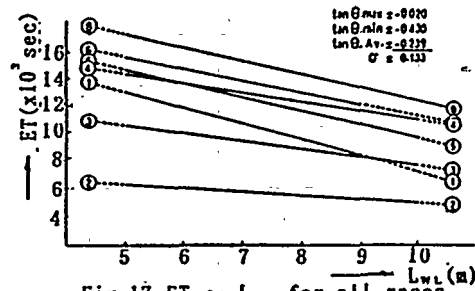


Fig. 17 ET ~ Lwl for all races

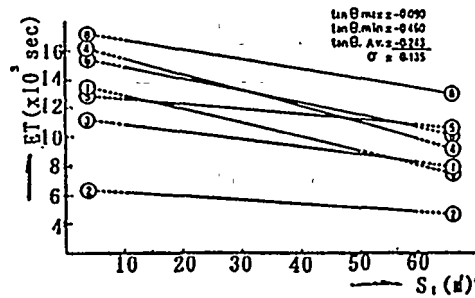


Fig. 19 ET ~ S_i for all races

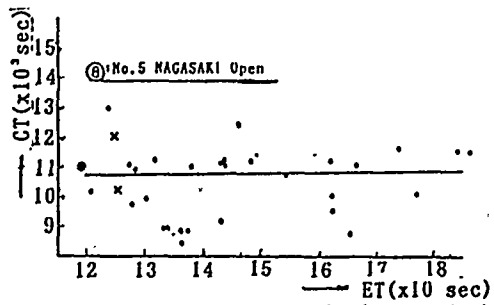


Fig. 20 ET ~ CT for typical race (Rv)

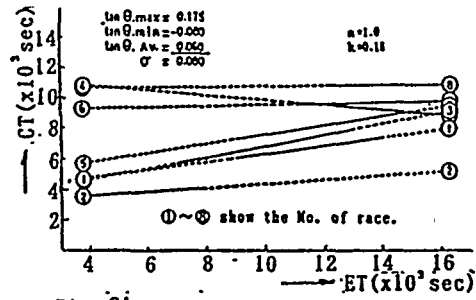


Fig. 21 ET ~ CT for all races (Rv)

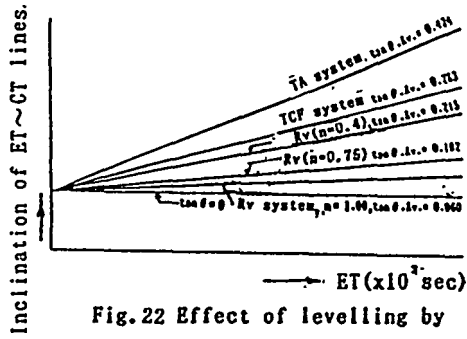


Fig. 22 Effect of levelling by various handicap systems

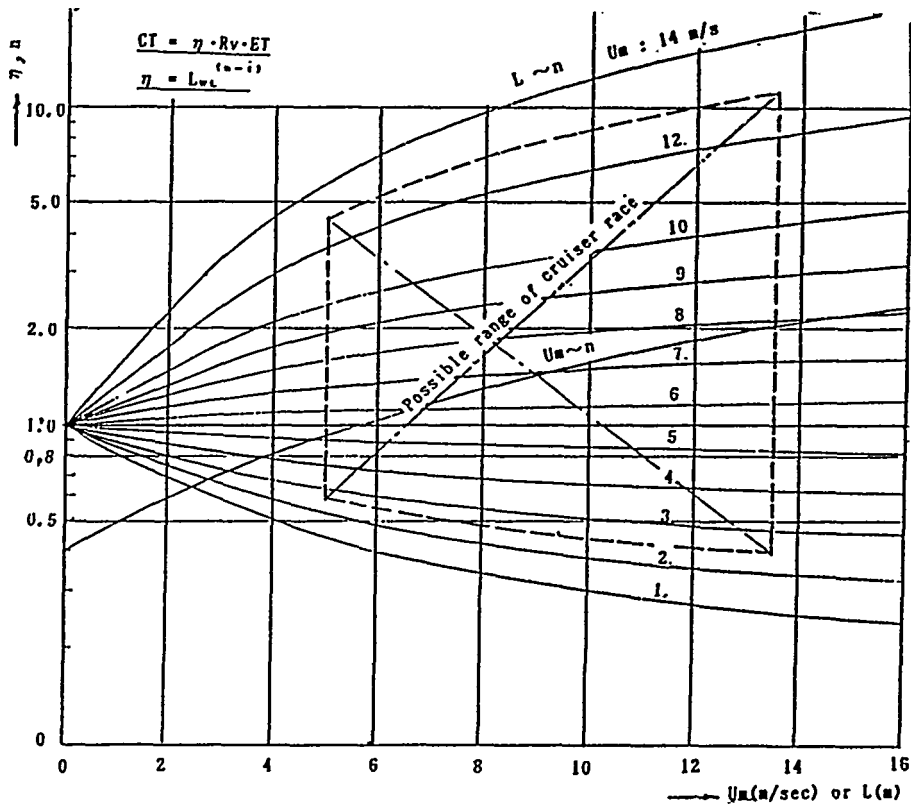


Fig. 9 Speed loss coefficient (η) due to weather

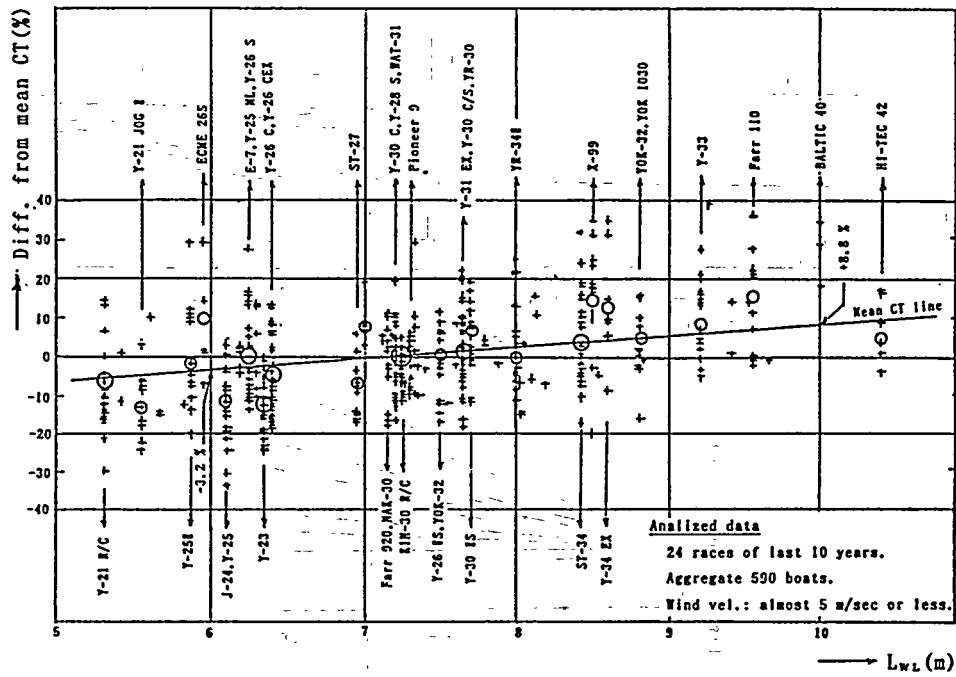


Fig.23 Scattering of CT values around mean CT

13 DGPSによる船速計測の高精度化について

○正員 山口 悟* 正員 小寺山 亘*

1. 緒言

船の海上公式試運転においては船速の計測が重要な項目の一つとなる。現在、速力試験ではマイルポストと電波による計測法が一般的に用いられている。これらの方法には、場所が限定される、視界を得るために時刻や天候に左右される、費用がかかる等の問題点がある。

一方、海洋観測においても高精度な船速の計測は重要な課題である。海洋の流速を短時間に数百 m の深度まで計測可能な ADCP(Acoustic Doppler Current Profiler)による観測は、潮流等の観測に対する非常に有効な手段であるが、有意な計測結果を得るためには ADCP 曳航時の船速を正確に測定することが不可欠である。水深の浅い海域では ADCP 自身のボトムトラックにより正確な船速を計測できるが、超音波が海底まで到達しない深い海域では、一般に GPS(Global Positioning System)の計測値が船速の算定に使用される。しかしながら、GPS による単独測位結果には多くの誤差が含まれるため、正確な船速を得ることは困難であり、観測海域の流れが小さい場合には特に、観測結果に大きな影響を与える。

GPS の単独測位による誤差の大部分は相対測位方式(Differential GPS)を用いることにより打ち消すことができる[1][2]。著者等は、昨年の夏 2 度にわたって実施された曳航式観測ロボットを用いた海洋観測[3]において、高精度に船速を計測するために DGPS による船速の計測を行うと共に、GPS による単独測位と ADCP のボトムトラックを用いた計測も実施した。本報告では、それぞれの計測法によって得られた結果を比較検討し、計測された船速の精度について考察する。

2. 計測方法

2.1 GPS

GPS は 1970 年代に米国国防総省で開発が開始された衛星航法システムである。地球上からは常時 6~7 個の衛星からの信号が受信可能であり、全天候下の連続 3 次元測位を可能としている。測地座標系としては WGS84(World Geodetic System)を使用している。GPS により正確な船の位置を極短い時間間隔で測定し、それを微分することによって時々刻々の船速が得られる。

GPS の単独測位によって求められた測位結果に含まれる誤差の原因として以下のものが考えられる。まず、受信機から見た衛星の配置による誤差である。これは、GDOP(Geometric Dilution of Precision)と呼ばれる値で表記される。DOP 値が良好な場合には精度良い測位が可能となるが、衛星が同方位に偏って位置しているような場合には DOP 値が大きい悪条件となる。距離の測定時に含まれる誤差(レンジエラー)の原因としては以下のものが挙げられる。

* 九州大学応用力学研究所

- 衛星時計の誤差
- 衛星軌道の誤差
- 電離層遅延(Ionospheric Delay)
- 対流圏遅延(Tropospheric Delay)
- 受信機の雑音
- マルチパス
- SA(Selective Availability)

電離層遅延は、太陽からの紫外線や黒点の変化に起因するもので、衛星の仰角、昼夜の違いによって変化する。対流圏遅延は衛星の仰角によって変化する。マルチパスとは、受信機の周囲に位置する建物等により電波が反射することをいう。SA は米国国防総省が国防上の理由から故意に精度を劣化させるもので、測位結果の平均化に対しても影響を与える。

2.2 DGPS

単独測位方式に含まれる誤差は、相対測位方式(DGPS)を用いることによりかなりの部分を取り除くことが可能である。計測ではトランスロケーション方式と干渉測位方式の2種類の方式を採用した。

・トランスロケーション方式

トランスロケーション方式は、一般の受信機が使用可能である、処理が簡単である等の長所を持っている。この方式では、基準局と移動局で同じ衛星を受信することにより、衛星の時計、衛星の軌道およびSAによる誤差成分がほとんど取り除かれる。また、衛星からの伝搬路が基準局と移動局で近いとき、電離層遅延と対流圏遅延による誤差成分も取り除かれる。従って、誤差成分としては受信機の雑音とマルチパスの影響によるものが残る。

・干渉測位方式

多数のGPS衛星を同時計測して2重位相差をとる干渉測位方式を用いれば、より高精度な測位結果が得られる。この方式を用いるためには、単独測位用受信機にはない搬送波位相の測定回路を持つ受信機が必要となる。

2.3 ADCP によるボトムトラック

曳航式観測ロボットに取り付けられているADCPは350m以浅の海域ではボトムトラックにより、流速計自身の移動速度の測定が可能である。船が直進している場合には、観測ロボットと船の速度は等しいと見なせる。その精度は超音波の周波数や発信周期等により変化するが、測定の原理上、GPSによる計測値に比べて高い精度を有する。

3. 計測結果

観測は、1995年5月28日～6月3日に日本海福井県沖で、1995年7月26日～8月7日に北海道奥尻島からロシア沿岸を結ぶ計測線上で実施された。トランスロケーション方式による計測には、日本無線製のGPS受信機JLR-4310 2台を使用し、1台を基準局として福岡県春日市の九州大学応用力学研究所研究棟の屋上に設置し、もう1台を観測船に設置した。干渉測位方式による計測にはAshtech社製のDGPS受信機SCA-12Sを使用した。

DGPSにより測定された観測船の航跡をFig. 1に示す。また、計測により得られた位置データを基に計算した船速の時刻歴をFig. 2に示す。図には単独測位、トランスロケーション方式のDGPSおよびADCPによる結果を合わせて示している。図中BTと示しているのがADCPのボトムトラックによる直接計測の結果であり、最も精度が高いと考えられる。途中、船速の大きな変化は、船が針路を反転したことを示している。DGPSによる計測結果はボトムトラックの結果とよく一致しており、高精度の計測結果が得られていることが分かる。一方、単独測位による結果には周期約7分のふらつきが見られる。ボトムトラックとDGPSによる計測結果が真値に近いとすると、単独測位による計測誤差はSAの影響によるものが大部分を占めるものと考えられる。ボトムトラックによる計測結果を基準としたときの単独測位およびDGPSより得られた船速ベクトルの誤差の時刻歴をFig. 3に示す。従来、DGPSを用いる場合の2局間の距離は数100kmとされており今回の観測では局間距離がかなり長い為、その精度に及ぼす影響が大きいと考えられるが単独測位結果と比較すると十分な効果が得られていることが分かる。この場合の計測誤差の平均値と標準偏差をTable 1に示す。単独測位の計測誤差の標準偏差はDGPSを用いた場合の約2.5倍である。測位に用いられた衛星番号の時刻歴をFig. 4に示す。DGPSを用いる場合には基準局と移動局で同時に同じ衛星を受信する必要がある。同じ衛星を受信可能かどうかは2局間の距離に左右されるが衛星番号の時刻歴は基準局と移動局が観測中、ほぼ同じ衛星を用いて測位を行ったことを示している。ADCPにより計測された流速分布の一例をFig. 5に示す。図には、単独測位により算出した船速を用いた場合とDGPSを用いた場合の結果を比較して示している。縦軸が深度方向、横軸が時間軸であり、それぞれの線分が流速ベクトルを表している。DGPSを用いた場合には、単独測位に比べてベクトルのばらつきが少ないことがわかる。海洋観測における海流の計測では、流速を積分して得られる流量が大きな意味を持つためDGPSによる船速計測により海流の観測精度が大きく向上すると考えられる。

4. 結言

海洋観測において、GPS、DGPSおよびADCPによる船速計測を実施し得られた船速を比較した。その結果DGPSを用いることによってボトムトラックによる直接計測に匹敵する精度が得られることを確認した。

Table 1 Standard deviation of measured velocities

測位方式	平均値	標準偏差
GPS (amplitude)	2.45	13.96
DGPS (amplitude)	2.02	5.60

参考文献

- [1] 日本測地学会、新訂版 GPS 一人工衛星による精密測位システム一、社団法人日本測量協会、(1989)
- [2] 衛星測位システム協議会、GPS 導入ガイド、初版、日刊工業新聞社、(1993)
- [3] W. Koterayama, S. Yamaguchi and M. Nakamura, Field Experiments on an Intelligent Towed vehicle "Flying Fish", Proceedings of the Fifth International Offshore and Polar Engineering Conference, Vol.II, (1995), pp287-291

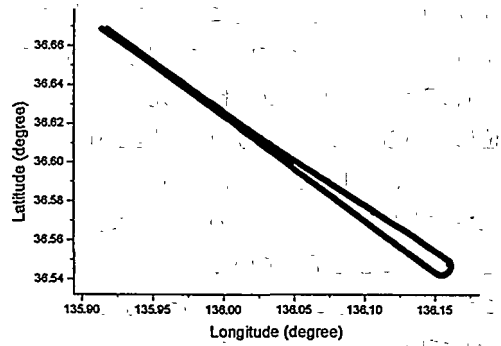


Fig. 1 Ship track measured by DGPS

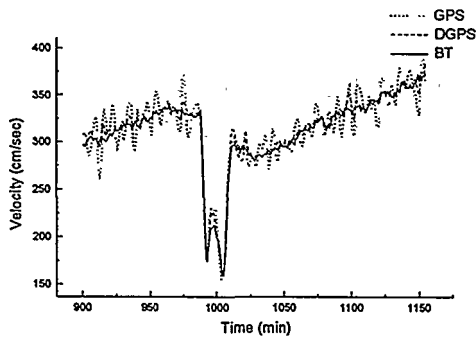


Fig. 2 Time histories of velocities of ship

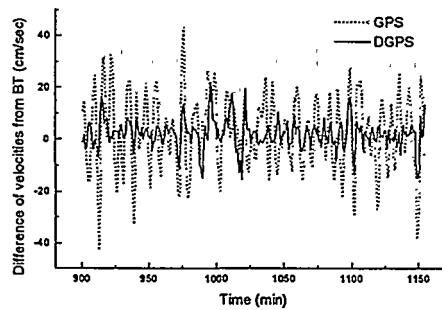


Fig. 3 Difference of velocities from bottom track

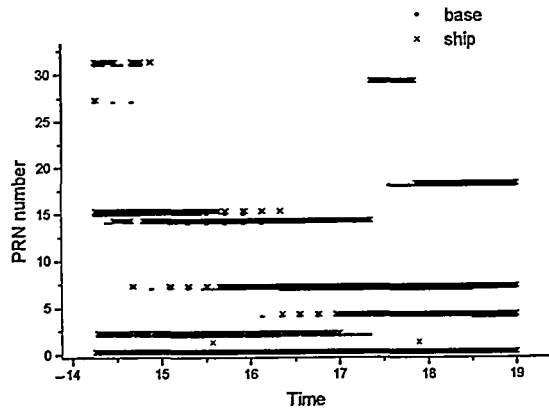


Fig. 4 PRN (pseudo random noise code) number

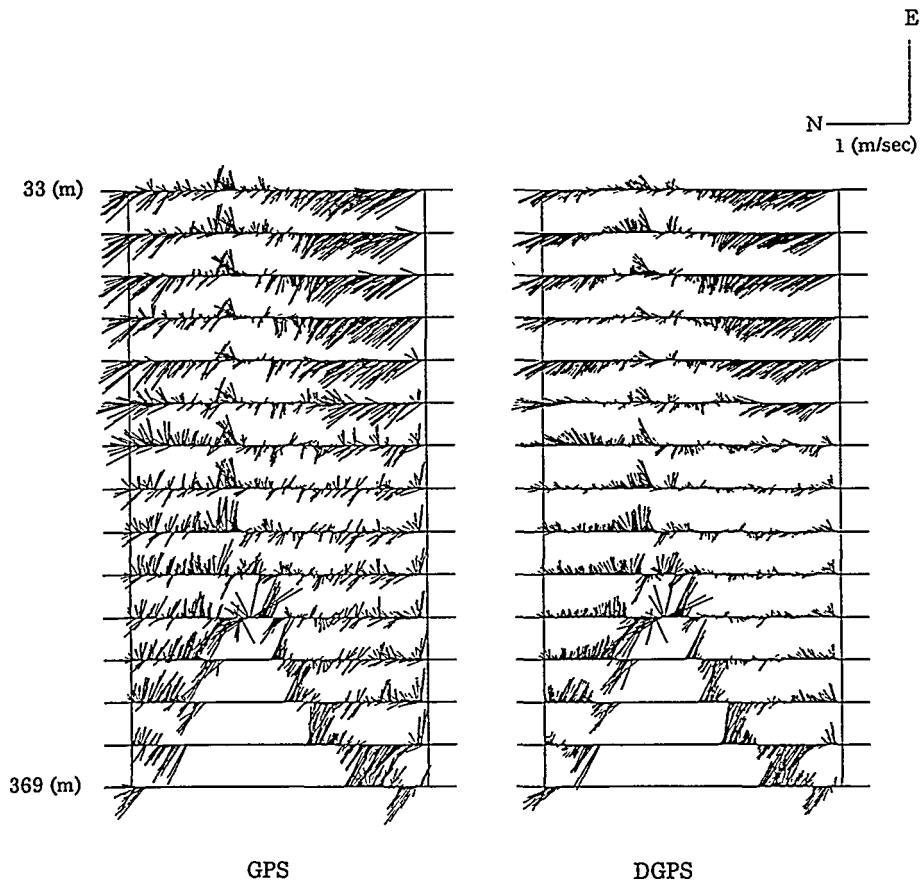
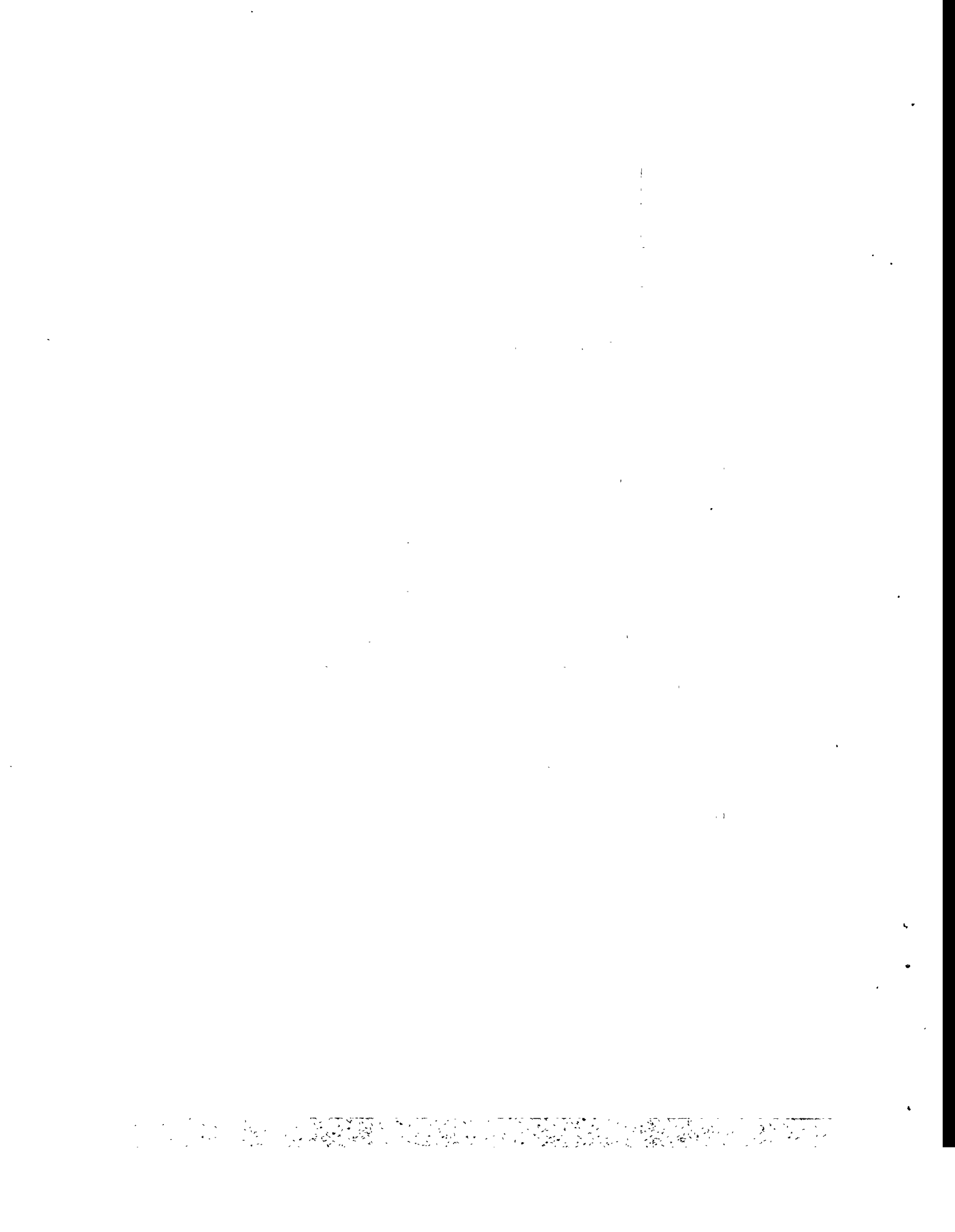


Fig. 5 Velocity vectors measured by ADCP



14 外乱下における自航バージの定点保持制御について

正員 貴島 勝郎* ○学生員 村田 航**
 正員 古川 芳孝*

1. 緒言

今日では、人や物の移動が増大かつスピードアップしつつあり、その結果、船の航路となっている海峡や河口において多くの橋が建設されており、長いスパンと十分な橋桁下高さを確保するために吊橋が多く採用されている。吊橋を建設する工法の中でも、直下吊り工法とよばれる方法では、ケーブルに取り付けられたケーブルクレーンを用いて海上のバージに搭載された橋桁ブロックを直接吊り上げるため、バージは精度良い定点保持能力を有していなければならない [1]。従来、このような定点保持制御に関しては、その制御系として多入力多出力系の最適レギュレータ制御等が主として用いられている。最適レギュレータを用いて制御系を設計するにあたっては、設計パラメータである評価関数の中の重みを試行錯誤を繰り返して決定する必要があるため、その設計作業は複雑になる。このような最適レギュレータの設計段階における問題点を解消するために、ILQ (Inverse Linear Quadratic) 制御理論が提案されている [2][3]。ILQ 制御理論を用いて定点保持制御系の設計を行った場合、設計パラメータである時定数によって制御対象の応答を指定できるため、試行錯誤で重みを決定する必要が無く、設計を容易に行うことができるものと考えられる。また、直下吊り工法においては橋桁ブロックを搭載したバージに対して非常に高い精度の定点保持性能が要求されるため、潮流や風、波等の影響を考慮に入れて制御系の設計を行う必要がある。

従って本研究では、ILQ 制御理論を適用して制御系の設計を行い、設計パラメータである時定数の変化が定点保持性能に与える影響について検討を行った。さらに、設計した制御システムを用いて外乱条件を種々変化した場合についてシミュレーション計算を行い、定点保持制御を行うことが可能である限界の外乱条件について検討を行った。

2. バージの運動方程式

直下吊り工法に関連してバージの定点保持制御を考える際には、水平面内における目標位置からの変位をなるべく小さくすることが特に重要であると考えられるので、surge, sway, yaw の水平面内の運動のみを考える。外乱としては、潮流力、風圧力および波強制力を考える。Fig.1 に示す座標系において、バージの重心まわりの運動方程式を次式のように表す。

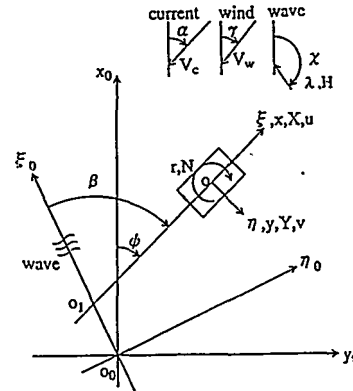


Fig.1 Coordinate systems

$$\left. \begin{aligned} (m + m_x) \dot{u} - (m + m_y) vr - (m_x - m_y) V_{Cr} \sin(\psi - \alpha) &= X \\ (m + m_y) \dot{v} + (m + m_x) ur - (m_y - m_x) V_{Cr} \cos(\psi - \alpha) &= Y \\ (I_{zz} + i_{zz}) \dot{r} &= N \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

* 九州大学工学部

** 九州大学大学院工学研究科

- u, v, r : バージの速度の x, y 軸方向成分および重心まわりの回頭角速度
 ψ : バージの回頭角
 m, m_x, m_y : バージの質量及び x, y 軸方向の付加質量
 I_{zz}, i_{zz} : バージの z 軸まわりの慣性モーメントおよび付加慣性モーメント
 X, Y, N : バージに作用する流体力の x, y 軸方向成分及び z 軸まわりのモーメント

(1) 式の右辺における流体力については、バージに作用する外力とスラスタが発生する制御力に分け、外力については、潮流力、風圧力および波強制力の各成分に分け、それぞれ添字の $C, WIND, WAVE$ で表す。 τ_x は x 軸方向の制御力、 τ_y は y 軸方向の制御力、 τ_z は z 軸まわりの制御力モーメントを表している。

$$\left. \begin{aligned} X &= X_C + X_{WIND} + X_{WAVE} + \tau_x \\ Y &= Y_C + Y_{WIND} + Y_{WAVE} + \tau_y \\ N &= N_C + N_{WIND} + N_{WAVE} + \tau_z \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

3. ILQ 設計法

3.1. 最適サーボ系

定点保持制御を行う際には制御対象を目標入力に追従させる制御を行うこととなるため、対象とするシステムは次の状態方程式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \right\}, \quad A(n \times n), \quad B(n \times m), \quad C(m \times n) \quad (3)$$

今、出力ベクトル y の目標値ベクトルを r とし、 $t \rightarrow \infty$ の時の定常状態における状態変数ベクトルを x_∞ 、入力ベクトルを u_∞ とすると、定常状態における状態ベクトルと入力ベクトルとの偏差は次式のように表せる。

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x} &= x - x_\infty \\ \tilde{u} &= u - u_\infty \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

定常状態における偏差を零にするため制御対象の前に積分器を配置し、状態変数ベクトルに入力ベクトル \tilde{u} を加えて新たに状態変数ベクトル \tilde{x}_e とし、入力ベクトル \tilde{u} を時間に関して一階微分したものを新たに入力ベクトル v とする。また、目標値ベクトル r と出力ベクトル y との制御偏差ベクトル e をとり、新たに出力ベクトルとする。このように構成された、システムの拡大系を状態方程式で表わすと次式のようなになる。

$$\left. \begin{aligned} \dot{\tilde{x}}_e &= A_e \tilde{x}_e + B_e v \\ e &= -C_e \tilde{x}_e \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここで、

$$\tilde{x}_e = \begin{bmatrix} \tilde{x} \\ \tilde{u} \end{bmatrix}, \quad v = \dot{\tilde{u}}, \quad A_e = \begin{bmatrix} A & B \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_e = \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix}, \quad C_e = \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix}$$

(5) 式で表されるシステムに対して、評価関数は、(3) 式で表されるシステムの場合と同じように次式で与える。

$$J = \int_{t=0}^{t=\infty} (\tilde{x}_e^T Q \tilde{x}_e + v^T R v) dt, \quad Q > 0, \quad R > 0 \quad (6)$$

ここで、 Q, R は重み行列である。(6) 式の評価関数 J を最小にする最適制御則 v におけるフィードバックゲイン行列 K_e を用いて実入力ベクトル u は次のように表わされる。

$$u = -K_F(x - x_0) + K_I(w - w_0) + u_0 \quad (7)$$

ここで、

$$w = \int_0^t e dt, \quad [K_F \quad K_I] = K_e \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix}^{-1}$$

ここで、 x_0, w_0, u_0 は、それぞれ x, w, u の初期値とする。

3.2. ILQ 最適サーボ系設計法

最適レギュレータの逆問題に関して、(3) 式で表されるシステムにおいてフィードバックゲイン行列 K が最適であるための必要十分条件は、

$$B^T Q = R K \quad (8)$$

$$Q \left(\frac{1}{2} B K - A \right) + \left(\frac{1}{2} B K - A \right)^T Q > 0 \quad (9)$$

を満足する行列 $Q > 0, R > 0$ が存在することである。この時、最適制御則 K_e は、適当な正則行列 V と正定対角行列 Σ を用いて次式のように表される。

$$K_e = V^{-1} \Sigma V [F \quad I] \quad (10)$$

ILQ 最適サーボ系設計法は、最適レギュレータの逆問題の結果を利用しており、基本的に (10) 式の行列 F, V, Σ を決定する設計法である。行列 V については、本設計法では簡単のため単位行列を選ぶものとする。また、行列 F については、各制御量が最も適切な応答になるような極配置によって決定される。設計パラメータとして行列 A の固有値 ($= \lambda(A)$) とは異なるように n 個の安定な閉ループ系の指定極 s_i と m 次元実数ベクトル G を選定した時、行列 F は指定極 s_i に対応する閉ループ系の固有ベクトル T を用いて次式で表わされる。

$$F = -G T^{-1} \quad (11)$$

$$T = [t_1, \dots, t_n], \quad t_i = (s_i I - A)^{-1} B g_i, \quad 1 \leq i \leq n \quad (12)$$

ここで、 g_i はベクトル G の要素である。 s_i については、出力 $y_i(t)$ の漸近応答が時定数 T_i の 1 次遅れの伝達関数 $G_i(s)$ のステップ応答となるように選定を行う。

$$s_i = -\frac{1}{T_i} \quad (13)$$

$$G_i(s) = \frac{1}{1 + T_i s} \quad (14)$$

また、 g_i は自然基底 e_i を用いて次のように表せる。

$$g_i = W(s)^{-1} e_i, \quad W(s) = C(sI - A)^{-1} B$$

行列 Σ については、対角要素 σ_i が次の条件を満たすように選定する。

$$-S - S^T > 0, \quad S = \text{diag}(s_1, s_2, \dots, s_n) \quad (15)$$

$$\sigma_i > \lambda_{\max}(E), \quad 1 \leq i \leq m \quad (16)$$

ただし、

$$E = \left[GS - (T^{-1}B)^T \right] (-S - S^T)^{-1} \times \left[GS - (T^{-1}B)^T \right]^T + (FB) + (FB)^T \quad (17)$$

であり、 $\lambda_{\max}(E)$ は行列 E の最大固有値を表わす。

最終的に基準フィードバックゲイン行列 K_0 は、次式のように表せる。

$$K_0 \equiv [K_F^0 \quad K_I^0] = [F \quad I] \Gamma^{-1}, \quad \Gamma = \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

(16)式および(18)式より得られた行列 K_0, Σ を用いて最適制御則 u は次式で表される。

$$u = -K_F x + K_I w \quad (19)$$

4. 計算結果および考察

検討の対象としたバージの主要目を Table 1 に示す。このバージは船体下部に任意の方向に推力を発生できる首振り式スラスタを4基装備しているものとし、スラスタの1基当たりの最大推力は $T = 5.0(\text{ton})$ 、スラスタが稼動し始めてから必要な推力を発揮するまでの、単位時間あたりの推力の増減率は $\Delta T = 1.0(\text{ton/sec})$ 、首振り角速度は $\omega_T = 3.0(\text{deg/sec})$ とした。外乱については、風速は $V_W = 7.0(\text{m/sec})$ で一定とし、潮流速 $V_C(\text{kt})$ 、波長 $\lambda(\text{m})$ 、波高 $H(\text{m})$ を種々変化させるものとした。外乱が作用する方向としては、バージの進行方向に対して斜め前方 $45.0(\text{deg})$ とした。

まず、ILQ 設計法における設計パラメータである時定数の変化がバージの運動に及ぼす影響について検討を行った結果を示す。Fig.1 に示した空間固定座標系において、 x_0 軸方向、 y_0 軸方向および z 軸まわりの状態変数に対する時定数をそれぞれ T_1, T_2, T_3 とする。まず始めに T_1, T_2 を種々変化させて計算を行った結果、 T_1, T_2 に関してはそれらの値の変化が制御性能に与える影響は小さいものと考えられたため、 T_1 は 11 秒、 T_2 は 10 秒で固定し、 T_3 のみを変化させて制御性能に与える影響を検討した結果を Fig.2 示す。横軸は時定数 T_3 、縦軸はバージの目標点からの変位の絶対値の最大値を示している。外乱の条件は $\lambda = 100(\text{m})$ 、 $H = 1.0(\text{m})$ 、 $V_C = 1.0, 2.0, 3.0(\text{kt})$ として計算を行った。Fig.2 を見ると、 T_3 が小さくなるにつれて目標点からの変位は小さくなっていることが分かるが、 $V_C = 3.0(\text{kt})$ の場合には、 T_3 が 12 秒より小さくなるとかえって目標点からの変位が大きくなっている。従って、本研究の対象としたバージにおいては T_1, T_2 は 10 秒程度、 T_3 は 12~20 秒程度が適していると考えられる。

次に、設計した制御系の性能を表す1つの指標として、バージに作用する外乱について、定点保持を行うことのできる限界の条件について検討を行った結果を示す。計算を行う際の初期条件として、バージは空間固定座標の x_0 軸の正の方向を向いているものとし、バージの初期位置、および外乱を受けてから制御を開始するまでの時間の遅れを表す Time lag に関して Table 2 に示すような 3 つの Condition の設定を行った。それぞれの Condition について、バージが定点保持可能な限界の潮流速を求めた結果を Fig.3 に示す。ここで、風速は $V_W = 7.0(\text{m/sec})$ 、波は $\lambda = 1.0(\text{m})$ の極めて小さい波である。横軸は

V_C , 縦軸は波高と波長の比である H/λ を示しており, 図中の黒丸は定点保持可能であった外乱条件, \times 印は不可能であった外乱条件を示している。この結果より, 本研究で検討の対象としたバージについては Condition 1, Condition 2 では $V_C = 4.6(\text{kt})$ まで定点保持可能であるのに対して, Condition 3 では, $V_C = 4.4(\text{kt})$ が限界である。従って, 設定した初期条件のうち, 特に外乱を受けてから制御開始までの応答の遅れが制御性能に与える影響が大きいものと考えられる。

最後に, Fig.4 に示した計算結果に対して用いたスラスターの性能を基準とし, スラスター1基あたりの最大推力 $T(\text{ton})$, 推力増減率 $\Delta T(\text{ton/sec})$, 首振り角速度 $\omega_T(\text{deg/sec})$ の変化が制御性能に対して与える影響について検討を行った結果を Fig.5~Fig.7 に示す。Fig.5 はスラスターの1基あたりの最大推力 T のみを7.0(ton)と大きくした場合の結果, Fig.6 は推力増減率 ΔT のみを2.0(ton/sec)と大きくした場合の結果, Fig.7 は首振り角速度 ω_T のみを4.0(deg/sec)と大きくした場合の結果をそれぞれ示している。これらの図を比較すると, 潮流の流速が $V_C=4.0(\text{kt})$ と大きい場合は定点保持性能にさほど大きな差は見られないが, 潮流の流速が $V_C=2.0(\text{kt})$ と小さい場合には, スラスターの応答性能, 特に推力増減率が制御性能に与える影響が大きいものと考えられる。

5. 結言

本研究においては, ILQ制御理論を適用してバージを定点保持させるための制御系の設計を行い, 設計パラメータである時定数の値の変化が定点保持性能に与える影響, ならびに定点保持制御を行うことが可能な限界の外乱条件について検討を行った。ILQ制御理論を適用して制御系の設計を行う際には, 時定数の中でも, 特に z 軸まわりの状態変数に対する時定数を外乱の大きさに応じて小さくすることにより, 精度良く制御することが可能であると考えられる。また, 外乱を受け始めてから制御を開始するまでの応答の遅れが制御性能に与える影響が最も大きいことが分かった。更に, シミュレーション計算の結果, スラスターの推力の単位時間あたりの増減率が制御性能に及ぼす影響が大きいものと思われるため, スラスターを選定する際には, 推力増減率の良いものを適用する事が重要であると考えられる。

参考文献

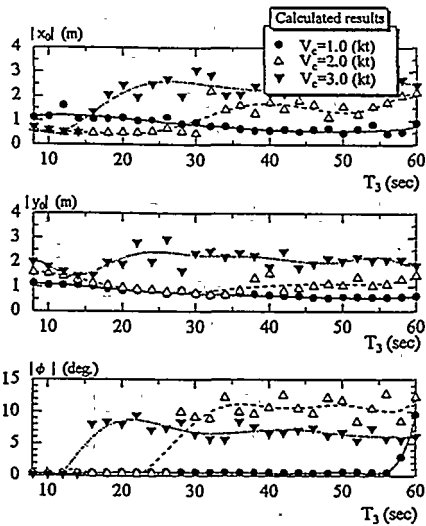
- [1] 吉田 巖: 橋のはなし(I), 技報堂出版, (1985)
- [2] 藤井隆雄, 水島成人: LQ 設計への新しい試み, 計測自動制御学会論文集, Vol.23, No.2 (1987), pp.129-135.
- [3] 藤井隆雄: 最適レギュレータの逆問題, 計測と制御, Vol.27, No.8 (1988), pp.717-726.

Table 1 Principal particulars of the barge

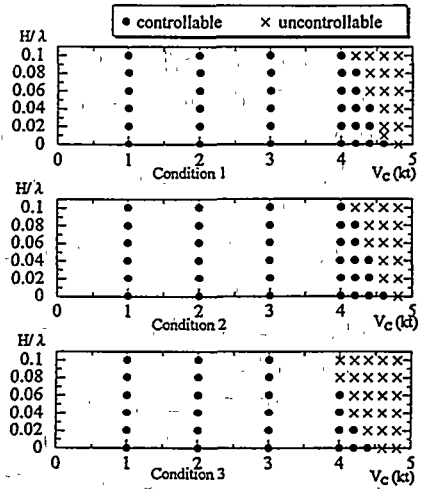
Length	50.0 (m)
Breadth	18.0 (m)
Depth	3.5 (m)
Draft	1.2 (m)
Thrusters	4 × 500 (ps)

Table 2 Initial conditions for simulation

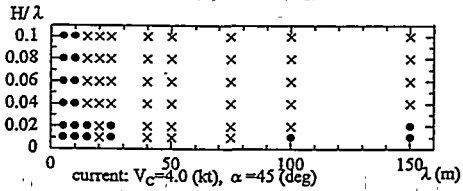
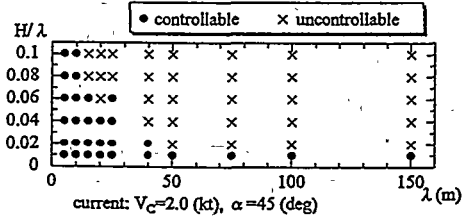
	Initial position (m)	Time lag (sec)
Condition 1	(0, 0)	0
Condition 2	(-10, -10)	0
Condition 3	(0, 0)	10



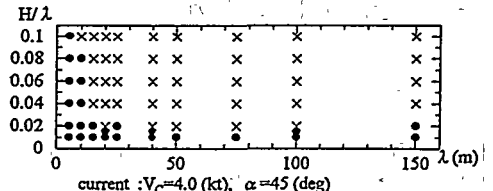
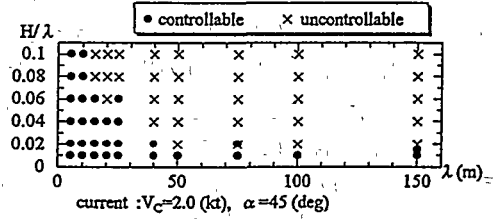
wind: $V_w=7.0$ (m/sec), $\gamma=45$ (deg)
 wave: $\lambda=100$ (m), $H=1.0$ (m), $\alpha=45$ (deg)
 Fig.2 Variation of maximum displacement
 as function of T_3 ($T_1=11$, $T_2=10$ (sec))



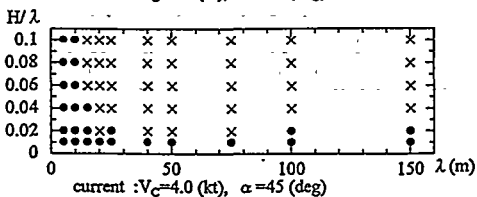
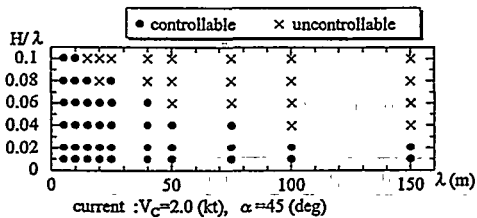
wind: $V_w=7.0$ (m/sec), $\gamma=45$ (deg)
 wave: $\lambda=1.0$ (m), $\alpha=45$ (deg)
 Fig.3 Critical disturbance



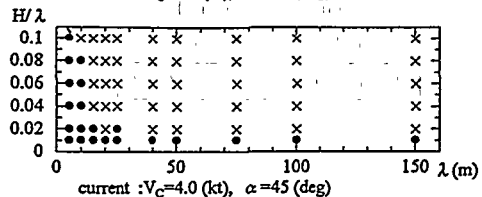
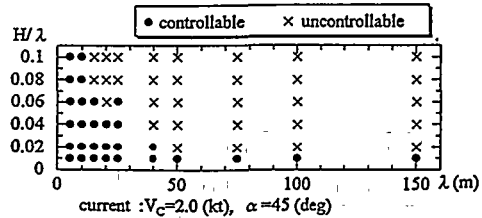
wind: $V_w=7.0$ (m/sec), $\gamma=45$ (deg)
 thruster: $T=5.0$ (ton), $\Delta T=1.0$ (ton/sec), $\omega_T=3.0$ (deg/sec)
 Fig.4 Critical disturbance in condition 1



wind: $V_w=7.0$ (m/sec), $\gamma=45$ (deg)
 thruster: $T=7.0$ (ton), $\Delta T=1.0$ (ton/sec), $\omega_T=3.0$ (deg/sec)
 Fig.5 Critical disturbance in condition 1



wind: $V_w=7.0$ (m/sec), $\gamma=45$ (deg)
 thruster: $T=5.0$ (ton), $\Delta T=2.0$ (ton/sec), $\omega_T=3.0$ (deg/sec)
 Fig.6 Critical disturbance in condition 1



wind: $V_w=7.0$ (m/sec), $\gamma=45$ (deg)
 thruster: $T=5.0$ (ton), $\Delta T=1.0$ (ton/sec), $\omega_T=4.0$ (deg/sec)
 Fig.7 Critical disturbance in condition 1

15 甲板冠水持続時間の推定

○正員 万 順涛* 正員 新開 明二**

1. 緒言

甲板への海水打ち込み(Shipping of Water) [1], [2], [3]により生じる甲板冠水(Deck wetness)は、船の復原性能へ悪影響を及ぼすとともに、甲板上貨物や甲板機械等へ損傷を与え、乗組員、乗客らへ不安感・不快感を催させるなど、船の基本的な安全性に関連する耐航性能因子として重要な検討項目の一つである。甲板冠水の発生は乾舷の大きさに第1義的に支配されるために、船舶設計の立場からは、甲板冠水の特徴を調査することにより、船型(Type)計画における乾舷の大きさを決定することが主題となる。本報告では、大洋を航海する船に発生する甲板冠水について、その発生持続時間推定の観点から基礎調査を行うことを目的としている。現行の国際満載喫水線条約(ILLC 1966)は制定より約30年経過しており、その間の飛躍的な経済発展に依る船型の大型化、多様化等にもかかわらずも適合しない点が指摘されるようになり、最近その見直しが各機関で実施されている[4], [5], [6], [7]。乾舷は、船に許される最大喫水を規定し、いわゆる浸水に対する安全性の見地から極めて重要であり、見直し作業は、本報告の主題である甲板冠水を始めとして、予備浮力、構造、艤装等に関連して実施されている。甲板冠水に関連する見直し作業の要点は、乾舷規則に船型要素(船長幅比、幅喫水比、肥脊係数等)の影響を取り入れることであり、多変量解析に基づく Bales[8]の方法と船体応答長期予測法(いわゆる福田法[1], [9])の採用により一応の成果が得られている[4]。しかしながら、採用された福田法のアルゴリズムは、その提示の時期(ILLC 1966 制定とほぼ同時期)のそれが踏襲されている。従って、見直し作業の一貫性を確保するには、福田法のアルゴリズムの検証が必須となる。

甲板冠水に関する福田法のアルゴリズムの骨子は、「垂直方向相対運動がある大きさの乾舷を超える短期確率が、ある大きさの値をとる時の限界有義波高に基づき、長期波浪発現確率を利用して長期累積確率を求める」ことと、また「垂直方向相対運動の長期超過確率の計算」を併用することである。前者の長期累積確率は、甲板冠水の発生割合を表しているが、短期超過確率がパラメータとして含まれているために簡明さを欠き、また結果が長期波浪発現確率の精度に過度に影響を受ける傾向にある。そこで本報告では、統計学基礎理論に基づき、甲板冠水の発生持続時間の推定法について検討するとともに、数値計算を行ってこの推定法の有効性について考察した結果を報告する。

2. 垂直方向相対運動および短期不規則波中の船体応答のスペクトル計算

波の平均進行方向に対し一定の出会い角 α と一定の船速 V を保ち、上下揺 ζ および縦揺 θ を行う船を想定する。波の表面隆起 h の海面において、船の重心の前後方向位置 x_G より船首方向へ $(x-x_G)$ の距離の前後方向位置 x における垂直方向相対変位は次の式により計算される。

* 九州大学大学院工学研究科

** 九州大学工学部

$$Z_r = \zeta - (x - x_G)\theta - h \quad (1)$$

ただし、

$$\zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta)$$

$$\theta = \theta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta)$$

$$h = h_0 \cos(kx \cos \chi - \omega_e t)$$

垂直方向相対変位 Z_r の大きさが乾舷 f を超える状態の発生をもって甲板冠水の発生と第一義的に判定することが一般的である。その概念図を Fig.1 に示している。甲板冠水の確率統計的特性を記述する際の諸式を簡単化するために、 Z_r を $r(t)$ あるいは単に r と表示することにし、 $r(t)$ は正規定常不規則関数であると仮定する。

$$r = r(t) = Z_r(t) \quad (2)$$

時間 t に関する一階微分を

$$\dot{r} = \frac{dr(t)}{dt} = \frac{dZ_r(t)}{dt} = \dot{Z}_r(t) \quad (3)$$

と表示する。

短期不規則波中の船体応答、例えば、垂直方向相対変位 r 、その一階微分 \dot{r} 等の分散 σ^2 は、線形重ね合わせの理論に基づく船体応答スペクトル計算によって次式で求められる。

$$\sigma^2 = \frac{2}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_0^{\infty} [f(\omega)]^2 [A(\omega, \delta - \gamma)]^2 \cos^2 \gamma d\omega d\gamma \quad (4)$$

ここで、

σ^2 : standard deviation of a ship response in short crested irregular waves from the direction of δ

$[A(\omega, \delta - \gamma)]$: response amplitude of a ship in regular waves from the direction of $(\delta - \gamma)$

$$[f(\omega)]^2 = 0.11H^2 \omega_T^{-1} (\omega/\omega_T)^{-5} \exp[-0.44(\omega/\omega_T)^4]$$

3. 甲板冠水の発生持続時間

甲板冠水の発生持続時間とは、Fig. 2 にみられるように、波に対する船体相対運動 r が船の乾舷 f を持続的に超えている時間のことである。甲板冠水の確率統計的特性を記述する(2)、(3)のような正規定常不規則関数については、甲板冠水に関連する諸式は以下の通りである。

観測期間 B 内において、レベル r の超過回数の期待値は次のような式で与えられる。

$$\bar{n}_r = E[N_r] = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^n f_r(r|t_j) dt_j$$

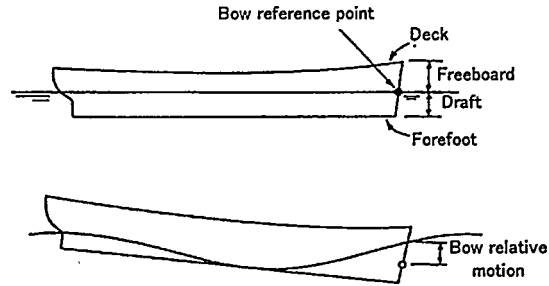


Fig.1 Sketch showing typical vertical relative motion at bow

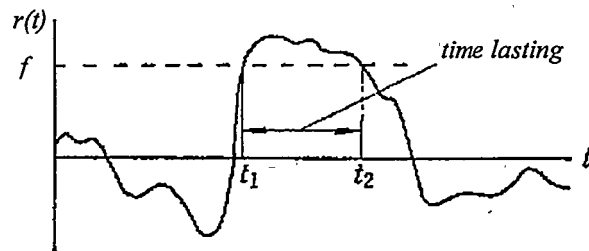


Fig.2 The behavior of exceeding time lasting for relative motion to exceeding freeboard

$$= \int_0^{\beta} \int_0^{\infty} p(r, \dot{r}|t) \dot{r} dr dt = \beta \int_0^{\infty} p(r, \dot{r}) \dot{r} dr \quad (5)$$

ただし、

$f_r(r|t_j)dt_j$: frequency of occurrence for exceeding a level r during dt_j ,

$$\beta = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^n dt_j = \int_0^{\beta} dt$$

観測期間 β 内においてレベル r の上側の平均合計超過持続時間は次式で求められる。

$$\bar{t}_r = \int_0^{\beta} \int_0^{\infty} p(r|t) dr dt = \beta \int_r^{\infty} p_r(r) dr \quad (6)$$

また、観測期間 β 内における平均単位(超過回数1回当たり)の超過持続時間は(5)、(6)から

$$\bar{t}_r = \frac{\bar{t}_r}{\bar{n}_r} = \frac{\int_r^{\infty} p(r) dr}{\int_0^{\infty} p(r, \dot{r}) \dot{r} dr} \quad (7)$$

となる。ここで、(2)、(3)のような正規定常不規則関数については、各確率密度関数は次のように与えられる。

$$p(r) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_r} \exp\left\{-\frac{r^2}{2\sigma_r^2}\right\} \quad (8)$$

$$p(r, \dot{r}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_r} \exp\left\{-\frac{r^2}{2\sigma_r^2}\right\} \times \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\dot{r}}} \exp\left\{-\frac{\dot{r}^2}{2\sigma_{\dot{r}}^2}\right\} \quad (9)$$

式(8)、(9)を(7)へ代入すると

$$\bar{t}_r = \pi \frac{\sigma_r}{\sigma_{\dot{r}}} \exp\left\{-\frac{r^2}{2\sigma_r^2}\right\} \left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{r}{\sqrt{2}\sigma_r}\right)\right] \quad (10)$$

が得られる。ただし、

$$\operatorname{erf}(a) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^a \exp(x^2) dx$$

したがって、甲板冠水の発生持続時間率(発生割合)は次式で求められる。

$$\begin{aligned} \bar{dw} &= \bar{n}_r \times \left(\frac{t^*}{f\ell}\right) \times 100(\%) \\ &= t^* \frac{\sigma_r}{2\pi\sigma_{\dot{r}}} \exp\left\{-\frac{f^2}{2\sigma_r^2}\right\} \times 100(\%) \quad (11) \end{aligned}$$

ここに、(11)の中の t^* は1回当たりの甲板冠水の発生持続時間の代表値であり、アメリカの機関は実績調査の結果に基づき、 $t^* = 5 \text{ sec}$ を推奨しているが、Fig.3 に例示する発生持続時間計算例からわかるように、 t^* は船と波の出会い角 δ 、船速 V 、平均波周期 T 、乾舷 f 等の関数で

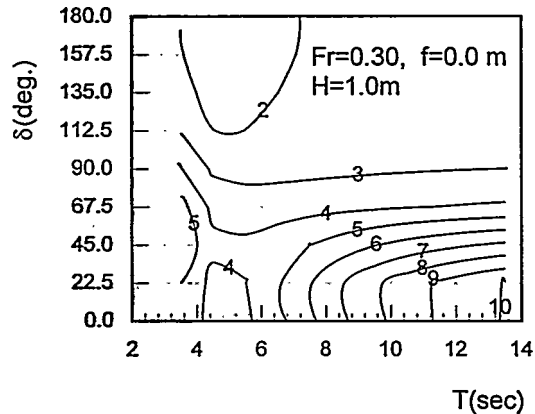


Fig.3 Contour plots of average exceeding time lasting(sec.) per unit exceeding at bow

ある。従って、本報告では $t^* = \bar{t}_r|_{r=f}$ を採用する。

また、 r がレベル f を超える超過確率は次式のようになる。

$$q(r > f|H, T) = \frac{(\bar{n}_r)|_{r=f}}{(\bar{n}_r)|_{r=0}} = \exp\left[-\frac{f^2}{2\sigma_r^2}\right] \quad (12)$$

ここで、

$q(r > f|H, T)$: exceeding probability for a level f of a ship response in a short-term sea state H and T

4. 長期予測計算及び考察

船がある海域を長期間にわたって常に一定の速度を保ちかつ波の平均進行方向に対して常に一定の出会い角を保って航海していると仮定すれば、その海域の長期波浪発現確率 $p(H, T)dHdT$ を利用して、甲板冠水の長期発生割合(平均持続時間の割合: 甲板冠水率)は次式によって求められる。

$$\overline{DW} = \overline{DW}(H) = \int_{T=0}^{\infty} \overline{dw}(T) p(T|H) dT \quad (13)$$

$$Q_{\overline{DW}} = \int_{H=0}^{\infty} \overline{DW}(H) p(H) dH \quad (14)$$

ここで、

$p(T|H)$: conditional probability density function of wave period given the wave height H

$p(H)$: marginal probability density function of wave height

福田法[1]では、Deck wetness の確率が $q_s = q = 1/10$ を超えるような航海状態に遭遇する長期の累積確率(長期累積確率)は次式で与えられる。

$$Q_q = \int_{T=0}^{\infty} \int_{H=H_s(q)}^{\infty} p(H, T) dHdT \quad (15)$$

ただし、

$$p(H, T) dHdT = p(H) p(T|H) dHdT$$

また、船体応答の極大値が一定値 f を超える長期の累積確率(長期超過確率)は次式によって与えられる。

$$Q(r > f) = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} q(r > f|H, T) p(H, T) dHdT \quad (16)$$

コンテナ船を計算対象として、船長方向各位置における甲板冠水の長期発生平均持続時間、甲板冠水の長期累積確率および垂直方向相対運動の長期予測計算を実施した。コンテナ船は、船長 $L = 175\text{m}$ 、方形係数 $C_b = 0.572$ の一軸船である。長期の波浪データとしては、復元修正[12]、[13]、[14]を施した GWS の北太平洋海域 (GWS NP) [13] の通年、全波向のデータを利用した。主要な結果を Fig.4-7 に示す。

Fig. 4 には、甲板冠水の長期発生時間割合の

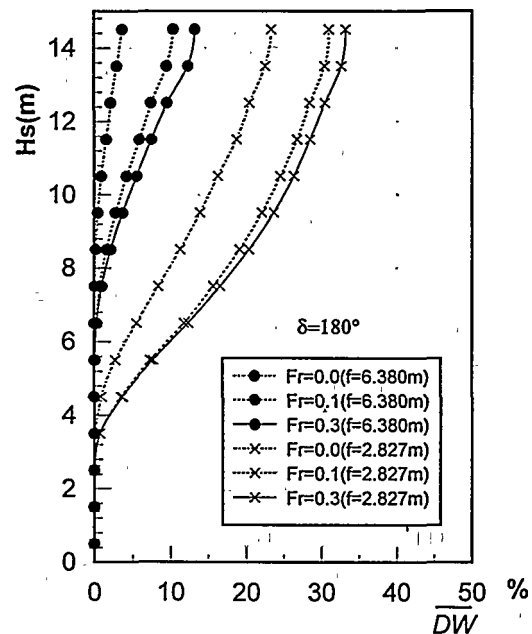


Fig.4 Long-term average exceeding time lasting of deck wetness at bow

計算例として、正面向波状態で船速 $Fr = 0.30$ の場合に、GWSの北太平洋海域における船首相対運動 r が現行の国際満載喫水線条約 (ILLC 1966) で定められている最小船首乾舷 f を超えるような船首甲板冠水の長期発生時間割合が有義波高の関数として示されている。船首相対運動が標準乾舷を超えるような船首甲板冠水の長期発生時間割合の分布も併記し、比較されている。図により、甲板冠水の長期発生時間割合は有義波高が高くなるに連れて、大きくなる。有義波高が 14.5m の場合には、船首乾舷 $f=6.38m$ について甲板冠水の長期発生時間割合は 13.3%であるが、船首乾舷を $f=2.827m$ (船中央の標準乾舷)までには下がる場合には、甲板冠水の長期発生時間割合が 33.3%に上がることがわかる。

Fig. 5 には、正面向波状態で船速 $Fr = 0.3$ の場合に、GWSの北太平洋海域において波に対する船体相対運動の長期予測値の船長方向分布が示されている。参考のために、コンテナ船に対して、現行の

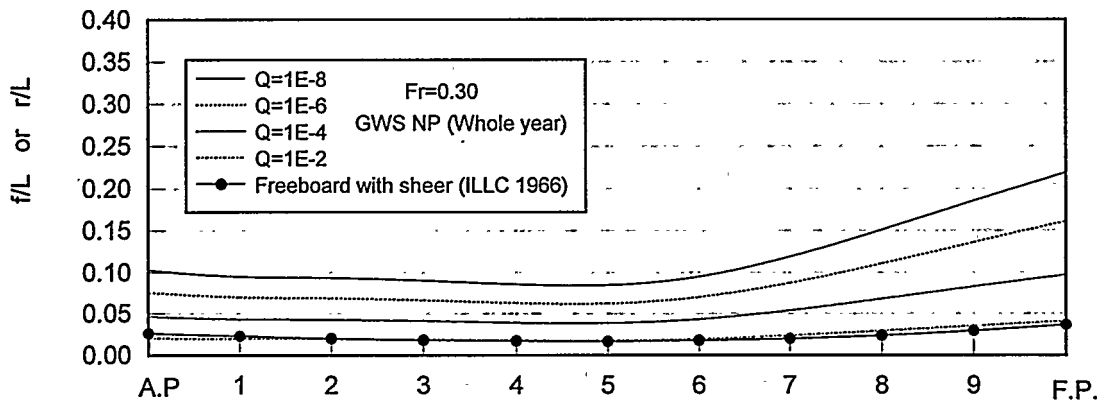


Fig.5 Long-term predictions of vertical relative motion ($\delta=180^\circ$)

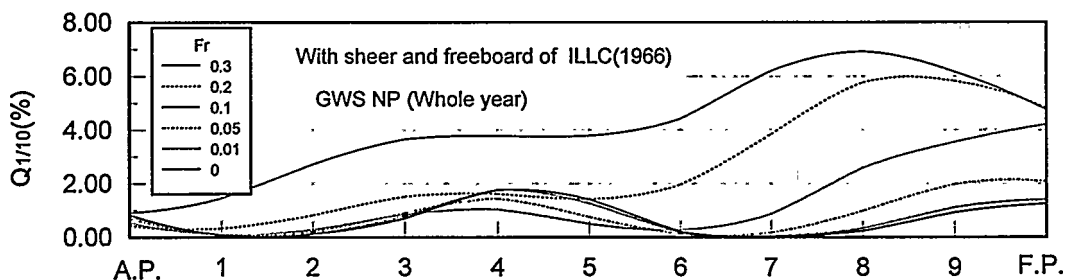


Fig.6 Long-term probabilities of "wet-deck navigation($q>1/10$)" ($\delta=180^\circ$)

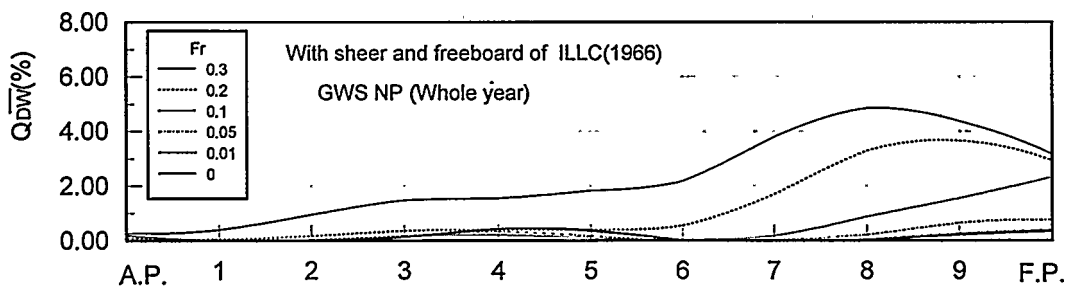


Fig.7 Long-term average exceeding time lasting of deck wetness ($\delta=180^\circ$)

国際満載喫水線条約 (ILLC 1966) に基づく舷弧付き標準乾舷を船長 L で除した相対値を黒丸で併示している。図によれば、ILLC (1966) で定められている舷弧付き標準乾舷は波に対する船体相対運動の長期超過確率 10^{-2} の予測値とほぼ同じオーダーである。詳細に比較すれば、船首のほうは僅かに小さな値、船尾のほうは僅かに大きな値であることがわかる。

Fig. 6には、正面向波状態の場合に、船長方向の各位置の相対運動に基づき、GWS の北太平洋海域において、船体相対運動 r が対応位置の ILLC (1966) で定められている舷弧付き標準乾舷を超え、Deck Wetness の短期確率が $1/10$ を超えるような航海状態の長期の確率の船長方向の分布が示されている。船速 $Fr = 0.0, 0.01, 0.05, 0.1, 0.2$ および 0.3 の場合の長期分布の結果が比較されている。

Fig. 7 には、Fig.6 と同じ状況の場合に、本報告で提示した方法によって求めた甲板冠水の長期発生時間割合 (甲板冠水率) が表わされている。図によれば、算出された甲板冠水の長期発生時間割合 (Fig.7) は福田法に基づく Deck Wetness の短期確率が $1/10$ を超えるような航海状態の長期累積確率値 (Fig.6) の定性的傾向と良く一致している。また、甲板冠水は船首から船尾方向の順に低くなる傾向に関しては、Fig.5 の船体相対運動の長期確率 10^{-2} の予測値と同図の ILLC (1966) の舷弧付き標準乾舷の高低の関係を考慮すれば、船尾ならびに船首における甲板冠水率の傾向を大略説明できるが、本報告提示の方法による結果の方がより解釈が容易である。

参考文献

- [1] 福田淳一: 波浪中の船の Deck Wetness に関する長期予測、日本造船学会論文集、第 124 号 (1968), pp. 141-158.
- [2] 田崎 亮: 向い波中における甲板上への海水打ち込みについて、日本造船協会論文集、第 107 号 (1960), pp. 47-54.
- [3] Lewis, E.: Ship Speeds in Irregular Seas, Trans. SNAME, Vol.63 (1955), pp. 134-202.
- [4] Takaki, M and Takaishi, Y: Development of Expression for Estimating Bow Freeboard and Assessment of the 1966 Load Line Convention, JSNAJ, Vol.174 (1993), pp. 171-180.
- [5] Alman, P., William A. Cleary, Jr., Dyer, M.G., Randolph Paulling, J. and Salvessen, N.: The International Load Line Convention: Crossroad to the Future Marine Technology, Vol.29, No.4 (1992), pp. 233-249.
- [6] William A. Clary, Jr.: Load Lines-The Lever of Safety, SNAME, Vol. 83 (1975), pp. 191-213.
- [7] 第7基準研究部会: 国際規則と船舶設計等との関連に関する調査研究報告書、(社)日本造船研究協会 (1986-1995).
- [8] Bales, N.: Optimizing the Seakeeping Performance of Destroyer Type Hulls, 13th ONR (1980).
- [9] 福田淳一: 船体応答の統計的予測、耐航性に関するシンポジウム、日本造船学会 (1969), pp. 99-119.
- [10] Denis, M. St. and Pierson Jr., W. J.: On the motion of ships in confused seas, Trans. SNAME, Vol. 61 (1953).
- [11] 高岡 宣善: 工学のための応用不規則関数論、共立出版株式会社 (1975).
- [12] 新開明二、万順涛: 波浪統計データの特性値と船体応答長期予測、西部造船会々報、第 89 号 (1995), pp. 223-231.
- [13] 新開明二、万順涛: 北太平洋の波浪統計データの利用と長期予測、西部造船会々報、第 90 号 (1995), pp. 127-136.
- [14] 万順涛、新開明二: 海洋の波浪統計データの特性値と船体応答長期予測値の評価、日本造船学論文集、第 178 号 (1995), pp. 289-296.

16 二次元弾性問題における事後誤差評価とアダプティブ有限要素解析 —統合化有限要素解析システムを目指して—

○正員 北村 充* 正員 信川 寿*
沖本 政佳**

1. 緒言

工学設計問題に有限要素法がよく利用されているが、この目的は設計案の強度検証である。設計案が要求されている強度を所有していない場合、設計者は有限要素解析結果に基づいた設計修正を施し、再度の有限要素解析を行う。有限要素解析により得られた解は正しいという仮定の下で設計者は設計を進めるが、有限要素法はあくまで近似解を与えるにすぎない。不適切な分割メッシュを用いた有限要素解析の精度は低く、その結果に基づいた設計案も妥当とは考えられないこともある。このような背景から、設計者が要求する精度を保証する分割メッシュの自動作成法の確立が望まれ、自動メッシュ分割法も提案されている[1,2]。著者らにより有限要素解析の事後誤差評価法[3,4]が提案されているが、予測された各要素の誤差エネルギーノルムを用いることにより高精度な解析を提供するメッシュ生成が可能である。本論文では要求された精度を有する解を得るための順応的なメッシュ生成と有限要素解析、つまり、アダプティブ有限要素解析システムの研究を行う。

2. 統合化有限要素解析システム

設計者にとって重要なことは、与えられた制約条件を満足し、かつ、目的関数を最小にする設計変数を求めることである。提案された設計案に対し有限要素解析を行い、その結果に基づいて設計条件を吟味する。制約条件に余裕がある、つまり、設計案に改善の余地が残されているなら、何らかの手法を用いて設計変数を変更し、新しい設計案を作成する。新しい設計案に対しても有限要素解析を行うが、旧設計案の有限要素解析に用いたものとは異なる有限要素モデルを作成しなければならない。有限要素モデルは、メッシュ分割、力学的・幾何学的境界条件の負荷、物性値などの情報を有するが、ここではメッシュ分割に着目して研究を進める。1つの設計案に対する有限要素モデル作成だけでも大変な作業であるが、最終設計案に到達するためにこの作業を何度も繰り返す場合には、その総労力は計り知れない量になってしまう。この労力を軽減するために、Fig.1に示される形状モデルと有限要素モデルが導入された統合化有限要素解析システムを提案する。形状モデルは設計案をコンピュータ上に表現するモデルであり、有限要素モデルを作成するための情報を有する。有限要素解析結果を基にして設計に対する要求(目的関数や制約条件)を検討して、設計案に修正が発生したならば形状モデル作成まで戻り、再度の有限要素解析を行う。ここで、形状モデルは設計変数の修正に対し簡単に変更可能であり、有限要素モデルは形状モデルから人の手を介さずに作成される必要がある。

ここで問題となるのが有限要素解析のためにメッシュ生成である。有限要素法は自由度数を増加することにより、解析精度の向上が期待できる。しかし、どの程度の自由度数を用いれば良いかの判断は難しい。さらに、同じ自由度数を有しても、節点密度の分布が異なる2つの有限要素モデルの解析精度は異なる。精度の高い有限要素解析を実現するために、本研究では要素の配置を制御する情報として要素代表長さや要素形状を考慮する。要素形状は正方形や正三角形に近いほど良いと考えられているが、この性質は解析領域のどの点においても同様と考える。一方、適切な要素代表長さは解析に要求された精度や

* 広島大学工学部

** 広島大学大学院工学研究科

解析領域上の位置によっても変化する。本研究は形状モデルから有限要素モデルを作成する際に要素代表長さの情報を付加する。

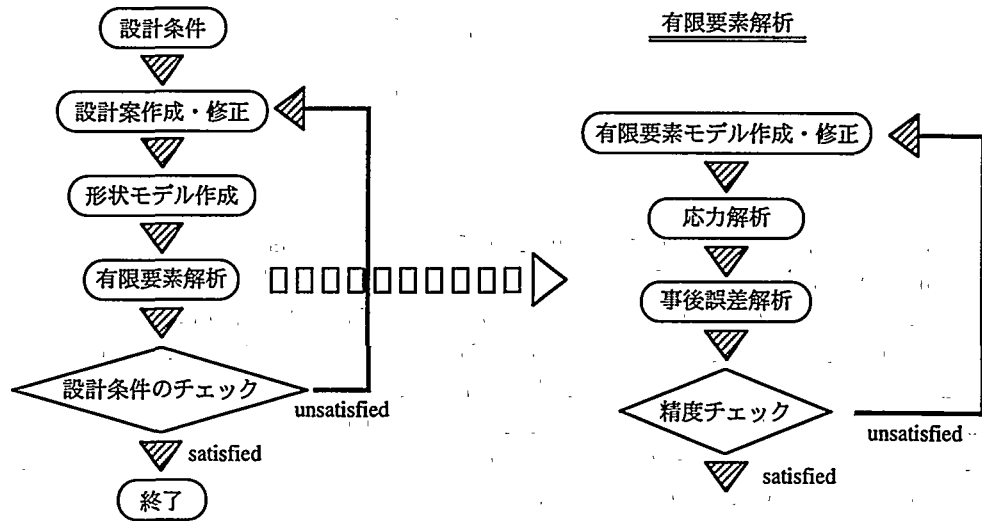


Fig.1 Flow of Integrated Finite Element Analysis

3. 形状モデル

本研究では、形状モデルを Face, Loop, Halfedge, Point と呼ばれるオブジェクトを用いて表現する。Fig.2に示されるような四角形部材は4つの頂点を有するが、これらを Point オブジェクト (P_1, P_2, P_3, P_4) と定義する。頂点を結ぶことにより稜線が形成できるが、これを2つの Point を始点と終点とするベクトル, Halfedge, で表現する。実体がベクトル左側に存在するように Halfedge の方向を定める。連続する Halfedge (H_1, H_2, H_3, H_4) の結合により得られる単一閉ループを Loop と定義する。四角形部材は1つの Loop により囲まれた領域になるが、これを Face と定義する。複雑な形状を有する構造物もこの Face を拡張することにより表現できる。Fig.3に示される内部に穴を有する平板は外境界を示す Loop (Outer loop) と内境界を示す Loop (Inner loop) を用いることにより表現できる。Fig.4に示される構造物は、2つの Face により定義された平板の結合により表現できる。Face-1 と Face-2 は異なる Face で定義されるため、Face-2 に設計変更が発生した場合には、Face-1 の形状モデルや有限要素モデルに修正を加える必要がない。この構造物は1つの Face でも表現できるが、複雑な構造物においては複数の Face を用いた方がより柔軟な表現が可能と考えられる。Face の結合は Edge と呼ばれる情報を用いて記述される。

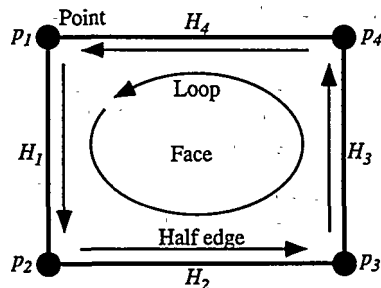


Fig.2 Configure Model of a Rectangular Plate

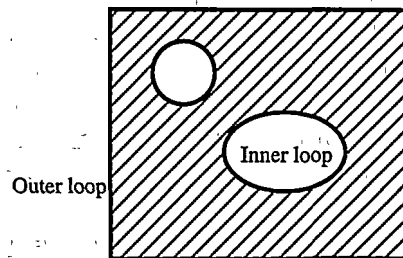


Fig.3 Configure Model of a Plate with Holes

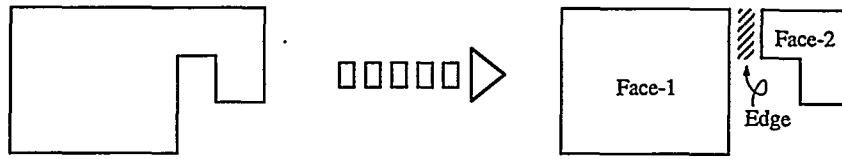


Fig.4 Configure Model of Two Attached Plates

4. 要素代表長さ

本研究のアダプティブ有限要素解析システムは要求された精度を有する有限要素解析を最も少ない自由度数により実現することを目指している。精度の高い有限要素解析には様々な解釈が存在するが、本研究では有限要素解が有する事後誤差エネルギーノルムの最小化を目的とする。これは次の最適化問題に置き換えられる。

$$\text{目的関数} \quad f(h) = \|e\|^2 = \sum_{i=1}^N \|e(h)\|_i^2 \rightarrow \text{最小} \quad (1)$$

$$\text{制約条件} \quad g(h) = \int_{\Omega} n(h) d\Omega - N^{max} \leq 0 \quad (2)$$

ここで、 h は要素代表長さ、 $n(h)$ は節点の分布関数であり、 $\int_{\Omega} n(h) d\Omega$ は解析領域上に存在する総節点数、 N 、になる。また、 N^{max} は節点数の上限であり、 $\|e\|_i^{old}$ は要素 i における事後誤差エネルギーノルムである。2次元弾性解析において各要素の形状関数が等しいと仮定すると、上記の最適化問題は各要素の誤差エネルギーノルム $\|e\|_i$ が全領域において等しくなる $n(h)$ の分布に帰着する。

ある分割メッシュを用いて行われた有限要素解析の要素代表長さ、 h_i^{old} 、事後誤差エネルギーノルム、 $\|e\|_i^{old}$ 、応力エネルギーノルム、 $\|u\|_i^{old}$ 、が与えられている。この誤差エネルギーノルムの分布を基にして、以下の要素代表長さの分布が導かれる。

$$h_i^{new} \approx h_i^{old} \sqrt{\beta / \|e\|_i^{old}} \quad (3)$$

$$\beta \equiv \eta^2 (\|u\|^{old})^2 / \sum_{i=1}^{N^{old}} \|e\|_i^{old} \quad (4)$$

上式により旧分割メッシュ上の要素 i 領域に作成されるべき要素の代表長さ h_i^{new} が求められる。ここで、 $\eta = \|e\| / \|u\|$ は有限要素解析に要求される精度を示す相対誤差、 β は新分割メッシュ上の各要素が有すべき一様な事後誤差エネルギーノルムである。

5. 要素代表長さに基づいたメッシュ生成

形状モデルに要素代表長さの情報を付加して有限要素モデルを生成するが、その手順を以下に説明する。まず、形状モデルの Loop 情報を用いて Face 境界上に節点を発生させる。節点間隔は与えられた要素代表長さにより決定される。連続する2節点を結ぶベクトルをフロントと定義し、連続するフロントを結合することにより作成される単一閉ループをフロントループと定義する (Fig.5 参照)。Fig.6 に示されるように、新節点を発生させながらフロントループを領域内側に更新することにより要素を認識させる。フロントループ内に新たな節点が発生できない状況になった時にメッシュ生成を終了する。連続するフロントにより形成される角度、 θ 、に従い領域内部に発生すべき新節点の個数と方向を定めた後に、要素代表長さ情報を用いて新節点位置を決定する (Fig.7 参照)。

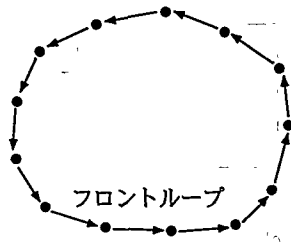


Fig.5 Front-loop

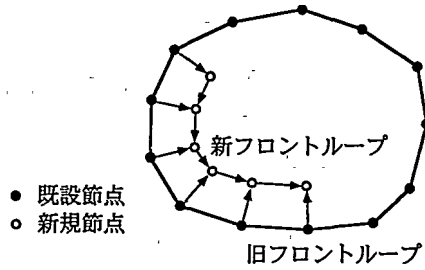


Fig.6 Renewing of Front-loop

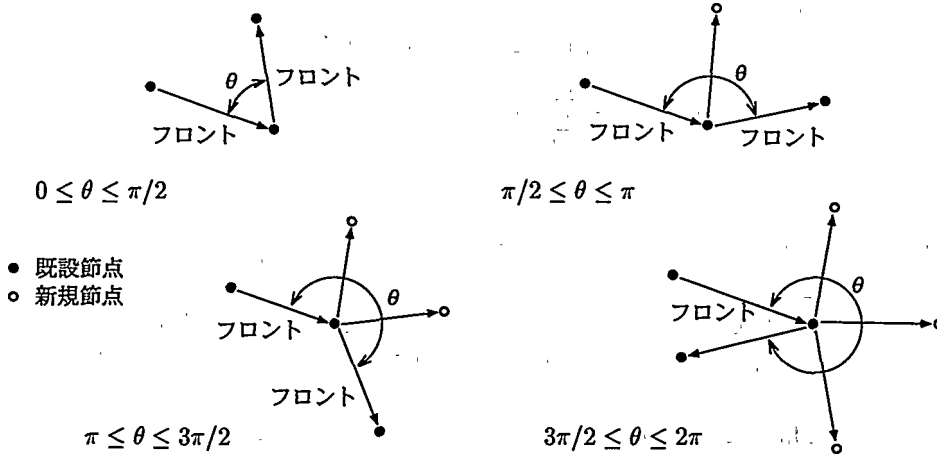


Fig.7 Creating New Inner Points

6. 形状の異なる2孔を有する平板問題の解析例

Fig.8に示されるように、形状の異なる2孔を有する平板に等分布荷重を負荷する問題を考える。まず、全解析領域に一樣な要素代表長さを与えて作成された分割メッシュを用いて応力・誤差解析を行う (step-1)。step-1の解析結果を基にして、目標誤差が12% ($\|e\|/\|u\| = 0.12$)の分割メッシュを生成し、そのモデルを用いた有限要素解析を行う (step-2)。目標誤差を10%, 8%, 6%に順次設定して解析を繰り返すアダプティブ有限要素解析を行い、そのようすをTable 1に示す。step-2の有限要素解析が有する誤差は目標誤差よりも少し高めであるが、アダプティブ有限要素解析を続けるに従いその差は減少し、最終解析における差は僅かになっている。要求された要素代表長さと実際に分割された要素代表長さの比をFig.9に示す (step-4)。全体の60%の要素が $0.95 \leq h^{new}/h^{req} \leq 1.05$ に属しており、生成されたメッシュは要素代表長さに対する要求を十分に満足していると考えられる。Fig.10に有限要素解析における事後誤差の収束率を示すが、アダプティブ有限要素解析の収束率は均等分割モデルのものより高い。この誤差収束率に従うと、最終ステップのアダプティブ有限要素解析と同程度の精度を均等分割モデルで得るためには、アダプティブ有限要素メッシュの2.2倍程度の節点が必要となり、アダプティブ有限要素解析の有効性が分かる。step-1, step-2, step-4における分割メッシュと誤差エネルギーノルムの分布をFig.11とFig.12に示すが、その比較により、アダプティブ有限要素解析が進むに従い誤差エネルギーノルムが均一になって行くようすが伺える。

Table 1 Results of Adaptive Finite Element Analysis

step	nodes	$\ e\ $	$\ u\ $	$\ e\ /\ u\ $	目標精度
step-1	340	0.1278	0.6922	0.1847	—
step-2	420	0.1006	0.7064	0.1424	0.12
step-3	642	0.0847	0.7104	0.1192	0.10
step-4	1144	0.0653	0.7132	0.0916	0.08
step-5	2158	0.0460	0.7170	0.0641	0.06

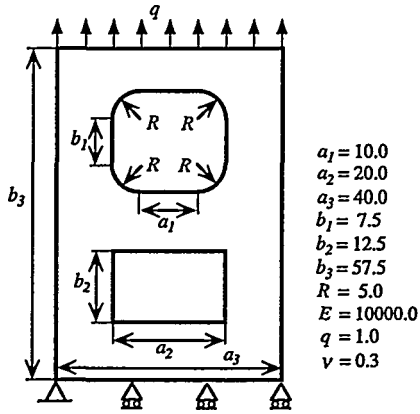


Fig.8 Plate with Different Shaped Holes

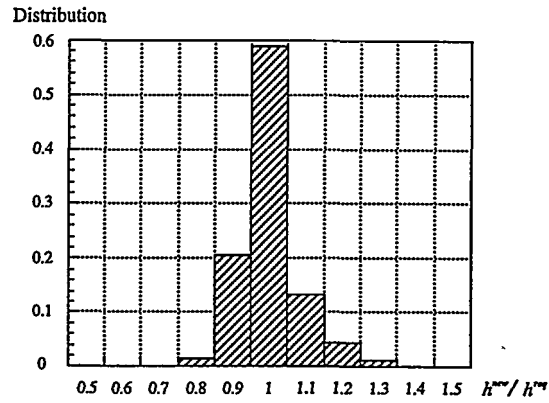


Fig.9 Distribution of h^{new}/h^{req}

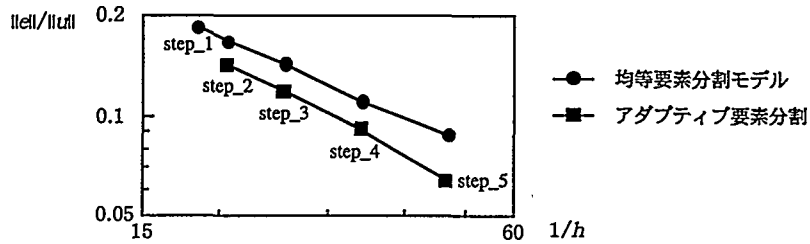


Fig.10 Convergence Rate of Adaptive Finite Element Analysis

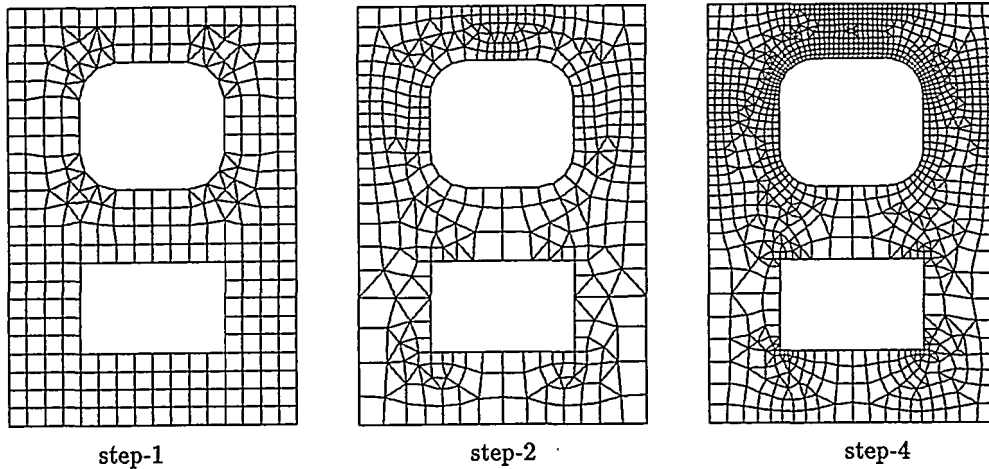


Fig.11 Mesh Sub-divisions at step-1, step-2, step-4

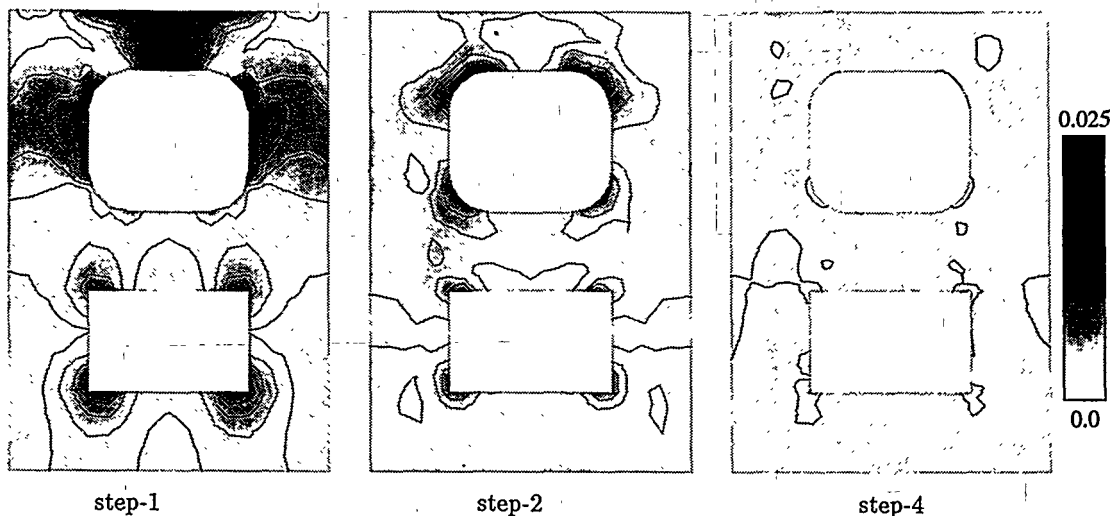


Fig.12 Distribution of Error Norms at step-1, step-2, step-4

7. 結言

本研究は統合化有限要素解析を目指して、有限要素解の事後誤差を減少させるアダプティブ有限要素解析システムを検討した。以下にその結果を示す。

- [1] 事後誤差分布に基づいた順応型要素再分割と自動メッシュ生成を結合させたアダプティブ有限要素解析システムにより、設計者が要求する精度を有する有限要素解析を簡単に行うことができた。
- [2] 形状モデルと有限要素モデルの導入により、設計変数などの変更にも簡単に対応できる有限要素解析システムが構築できた。
- [3] 例題において、アダプティブ有限要素解析の繰り返しにより実際の解析精度が要求値に近づいている、つまり、アダプティブメッシュの精度が向上している。この理由として、1) 要素分割が洗練されるに従い事後誤差と要素代表長さの予測が正確になること、2) 節点数の増加に従いメッシュ生成において要求された代表長さや要素形状を満足しやすくなること、が考えられる。
- [4] 構造物を Face 単位で表現できるため、3次元組み板構造物にも簡単に適応できると考える。

参考文献

- [1] 川村恭己, 大坪英臣, 鈴木克幸: 船体構造における自動メッシュ生成法の研究, 日本造船学会論文集, 第175号, (1994), pp.223-244
- [2] 川村恭己, 角洋一, 久保田智: Paving 法による 2次元四角形要素分割法, 構造工学における数値解析シンポジウム論文集, 第19巻, (1995), pp.285-290
- [3] Zienkiewicz O.C. and Zhu J.Z.: A Simple Error Estimation and Adaptive Procedure for Practical Engineering Analysis, I. J. Num. Meth. Eng., 24,(1988), pp.337-357
- [4] Ohtsubo H. and Kitamura M. : Element by Element A Posteriori Error Estimation and Improvement of Stress Solutions for Two-Dimensional Elastic Problems, I. J. Num. Meth. Eng., 29,(1990), pp.223-244

G96-01-3881

17 水中翼付高速双胴艇の波浪中応答について
—その1：独立構造型キャビンと波浪中乗り心地—

正員 斎藤 公男* 正員 信川 寿**
学生員 本田 義和***

On the Wave Induced Responses for a High-Speed
Hydrofoil Catamaran

(Part 1 Cabin Connected to Hull by Spring and Its Riding Comfort in Waves)

by Kimio SAITO, Member Hisashi NOBUKAWA, Member Yoshikazu HONDA, Student Member

Summary

Nakato *et al.*[1] including one of the authors of the present paper investigated a new type high-speed catamaran with a passive type motion control system. In order to obtain the reduced motions of cabin in waves, the cabin was connected to the twin hulls by hinges and springs and it was also equipped with the fully submerged hydrofoil. They showed the possibility of the reduced motions in waves for a new ship mainly from the numerical calculations. However, the capability of the numerical calculations had not been clear since a small number of experiments using a small model.

This paper is concerned with the similar type catamaran, in which the connecting hinges are replaced by springs to obtain the reduced heave motions as well as pitch motions.

In order to compare the numerical results with the experimental ones, model experiments have been carried out by use of a 2m long model both in regular and irregular waves. Fairly good agreement between the calculated and experimental results are obtained and the calculation method can be applied to the prediction of the performance of the ship in waves in the design stage for a prototype ship.

1. 緒 言

近年、我が国においては、海上交通の利便性を高めることがいろいろな面から要請されている。新しい高速船の開発と活用によって安全性、経済性、実質的な所要時間などの面において海上交通の優位性が高まることも予想される。従って、速力性能、経済性、安全性の優れた高速船を開発することが必要である。広島大学では、従来より高速双胴艇を対象に新形式艇の研究を行っている[1,2]。すなわち、通常艇では双胴部と客室部（以下、それぞれ双胴体、キャビンと略称する）が一体となっているが、新形式艇では双胴体とキャビンを各々独立させ、キャビンの運動を軽減させるために、1)キャビンは双胴体のばね支柱により支持され、2)キャビンの前後部に水中翼が付いているなどの構造的特徴を持っている。

本報告では、このような新形式艇の波浪応答の中、キャビンでの乗り心地を上下方向加速度について通常艇のも

* 広島大学大学院国際協力研究科開発科学専攻

** 広島大学工学部エンジニアリングシステム教室

*** 広島大学大学院国際協力研究科開発科学専攻博士課程前期学生

のと比較しながら評価している。そこで、まず、波浪中運動方程式を導き、規則波中における計算結果を模型実験結果と比較しながら考察している。また、不規則波中における応答特性についても比較検証している。

その結果、新型式艇のキャビンでの乗り心地は、通常艇に比べ向上することが分かった。また、計算結果と実験結果との比較により、本計算法の有用性を確かめた。従って、ここで用いたものと類似の新型式艇の設計においては、翼システムの最適設計やばね定数の最適値を検討することができるものとする。

2. 新型式高速双胴艇の概念図と模型

2.1 新型式艇の概念図

新型式艇の構造的特徴は、双胴体とキャビンとが各々独立した構造となっており、双胴体とキャビンとはばねにより支持され、キャビンの前後部に水中翼を持つ点である。その概念図及び主要目をそれぞれ、Fig.1, Table 1に示す。キャビンに取り付けられた水中翼はストラットにより支持される従来型のもので、航走時の艇の排水量の約50%は翼揚力によって支えられ、キャビンの動揺を軽減させる効果を持つ。また残りの50%は双胴体没水部の浮力によって与えられる。したがって、本来自己不安定な全没水型水中翼艇に、双胴体が自己安定性を与えることになる。また、双胴体でなく、キャビンに水中翼を取付けるのは動揺の制御の対象が双胴体ではなくキャビンであることと、双胴体に比べ重量の小さいキャビンの方が制御に対する応答が良いと考えられるからである。ばねは停船時にキャビンを支え、航走時に双胴体の動揺を直接キャビンに伝達しないように、その動揺を柔らかいばねで吸収するとともにキャビンの安定性を良くする。また主機からの振動の伝達を防ぐ働きもする。この点については信川ら[3]により報告される。

Table 1. Principal particulars of designed catamaran.

全長	20.0m
キャビン幅	6.0m
吃水	0.8m
排水量	30.0t
定員	60~80名
最大速度	40kts
航行区域	瀬戸内海, 大阪湾 東京湾等の内水面

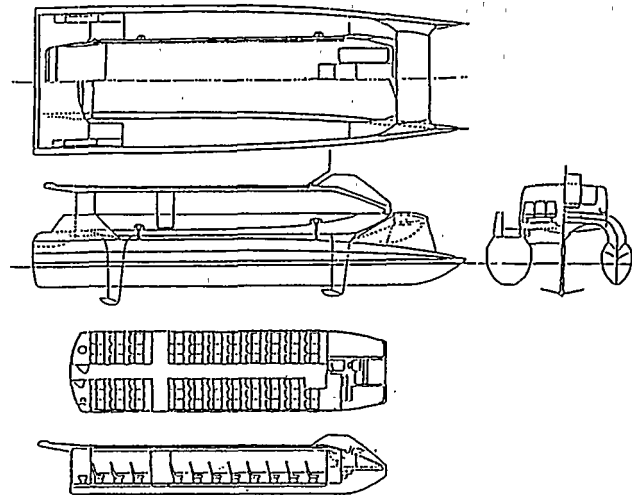


Fig.1 Conceptual plan of new type catamaran with hydrofoil.

2.2 新型式艇模型

広島大学で実施された従来の研究で用いられた模型は、キャビン後部のばねをヒンジ結合としていたが、本研究では、概念設計に近い構造とするため、前後ともばねで双胴体とキャビンを連結させた構造とした。また、水中翼についても、従来の模型では前部水中翼はキャビンに取り付けられていたが、後部水中翼は双胴体に取り付けられていたので、これをキャビンの後部に取り付けた。概念図で示した新型式艇の縮率1/10の模型船を用いて実験を行い、波浪中運動性能の推定を計算結果と比較しながら考察している。模型船の主要目をTable.2に、模型船図をFig.2(a)~Fig.2(e)に示す。模型船は、Fig.2(c)に示すように、弾性応答の実験もできるように、右側胴体部が4分割されている。しかし、ここで示す実験結果は、この分割部分は強固に結合した剛体模型に対するものである。

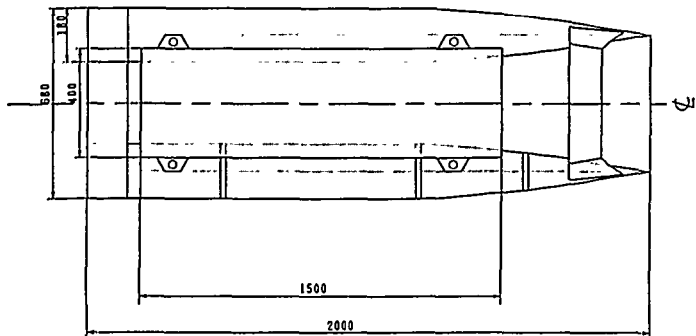


Fig.2(a) Plan of catamaran model.

単位(mm)

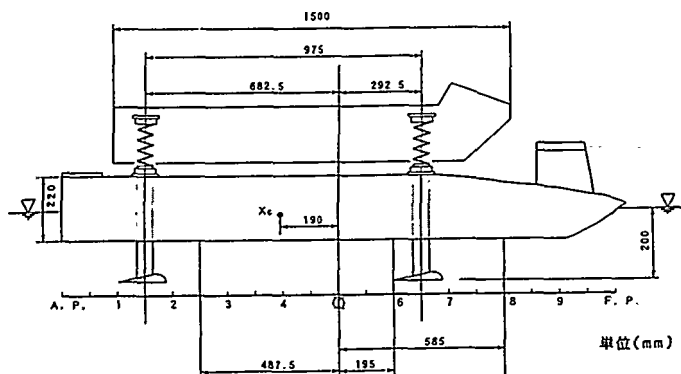


Fig.2(b) Side view of catamaran model.

単位(mm)

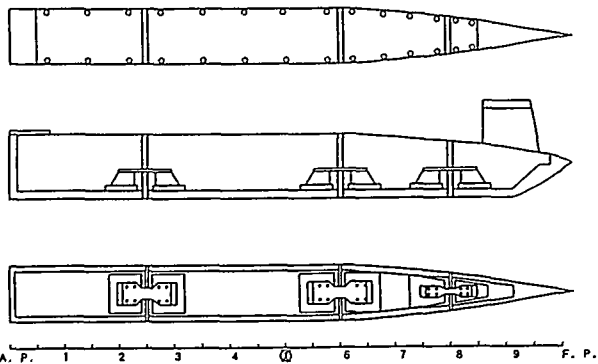


Fig.2(c) Hull Blocks of catamaran model.

A. P. 1 2 3 4 5 6 7 8 9 F. P.

Table.2 Principal particulars of model.

双胴体	長さ(全長)	L_m, L_{OA}	2.000 m
	長さ(垂線間長)	L, L_{pp}	1.950 m
	幅(双胴体)	B'	0.680 m
	単胴幅	B	0.180 m
	深さ	D	0.220 m
	吃水	d	0.090 m
	環動半径係数	κ	0.231
	重心位置	x_G	-0.190 m
	排水量	Δ	33.980 kgf
キビン	長さ	L_c	1.500 m
	幅	B_c	0.400 m
	深さ	D	0.240 m
	環動半径係数	κ'	0.263
	重心位置	x'_G	-0.212 m
	重量	W_c	14.000 kgf
水中翼	断面形状		NACA4412
	翼面積		0.0237 m ²
	後退角		42.000 °
	翼幅	b	0.300 m
	翼弦長	C_t	0.052 m
	翼弦長	C_r	0.106 m
ばね	定数		1.16 kgf/cm
	取付位置(翼より前方)		0.295 m
	取付位置(翼より後方)		-0.695 m

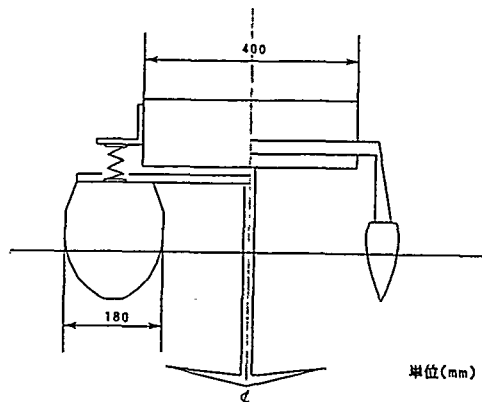


Fig.2(d) Front view of catamaran model.

単位(mm)

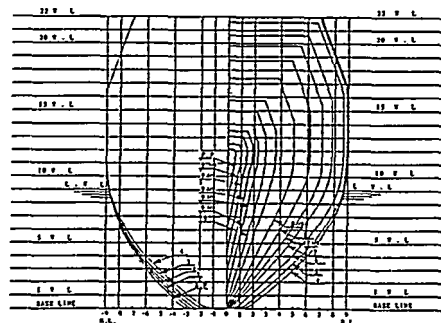


Fig.2(e) Body plan of catamaran model.

3. 高速双胴艇の波浪中運動方程式

新形式艇の運動方程式を導くに当たり次のような仮定をおく。すなわち、

- (1) 双胴体とキャビンの運動は、縦揺、上下揺のみとし、他の運動は簡単のため、考慮しないこととする。
- (2) 双胴間の影響は無いものとする。すなわち、双胴体に作用する流体力を単胴体に働く流体力の2倍とする。

3.1 座標系

Fig.2に示すように、空間固定座標系 $O-X_1Y_1Z_1$, $O-XYZ$ と、船体固定座標系 $o-xyz$ をとる。これらの座標系は右手系で下向きに Z_1 , z 軸の正方向をとる。艇は一定速度 V を保ち、規則波中を上下揺 z_0 及び縦揺 θ をしながら前進するものとする。また、ここでは運動は小さく微小振幅理論に従うものと仮定し、前後揺の影響は無視して考える。

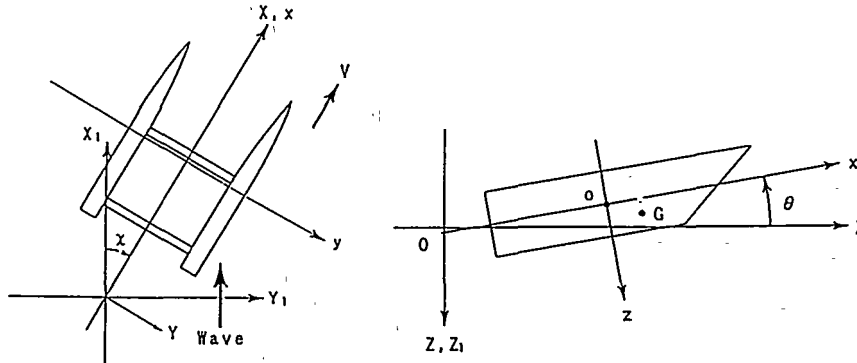


Fig.2 Coordinate systems.

3.2 双胴体に働く流体力

田才、高木ら[4]によって示された、いわゆる New Strip Method(NSM)の考え方に基づき、双胴体単胴部の断面に作用する下向きの流体力 F_{z0} は次式で与えられる。

$$F_{z0} = -2\rho g(z_G - x\theta)B - \left[\frac{V}{\omega^2} N_H + x M_H \right] \ddot{\theta} + \left[x N_H + VM_H - V \frac{\partial(xM_H)}{\partial x} - \frac{V^2}{\omega^2} \frac{\partial(N_H)}{\partial x} \right] \dot{\theta} - V \left[\frac{\partial(xN_H)}{\partial x} - V \frac{\partial(M_H)}{\partial x} \right] \theta - M_H \ddot{z}_G - \left[N_H - V \frac{\partial(M_H)}{\partial x} \right] \dot{z}_G - V \frac{\partial(N_H)}{\partial x} z_G - 2\rho g B \bar{z}_W + M_H \ddot{\bar{z}}_W - \left[N_H - V \frac{\partial(M_H)}{\partial x} \right] \dot{\bar{z}}_W - V \frac{\omega}{\omega_e} \frac{\partial(NH\bar{z}_W)}{\partial x} \quad (1)$$

ただし、 ω : 波円周波数, ω_e : 出会円周波数,

\bar{z}_W : 断面の平均吃水(=断面積係数 \times 吃水)における波の orbital motion の速度の上下方向成分

(1)式において、流体力係数 M_H , N_H などは単胴体に対する値の2倍とし、平水中縦姿勢のストリップ断面での艇体に働く流体力を用いる。

3.3 キャビンに働く力

(1) 連結部でのばねによる力

Fig.3に示すように、新形式艇は前後部に水中翼を持つキャビンが双胴体とばねで連結されている。この場合、キャビンの重量とばねの復原力と水中翼の揚力が釣合っているとす。キャビンの上下揺を z_0' , 縦揺を θ' , キャビンの重心位置を x_0' , 双胴体の重心位置を x_0 (いずれも前方を正) とする。ばね定数を K_x , K_θ , 減衰係数を c_x , c_θ とすれば、双胴体およびキャビンのばねとの支持部 A, B での変位は次式で与えられる。

ただし、 z_{fG} : 双胴体重心 ~ A点, z_{aG} : 双胴体重心 ~ B点, z_{fG}' : キャビン重心 ~ A'点, z_{aG}' : キャビン重心 ~ B'点

3. 4 高速双胴艇の波浪中運動方程式

双胴体, キャビンに働く上下方向の力及び重心回りのモーメントの釣合いから新形式艇の運動方程式が

$$a_{11} \ddot{z}_G + a_{12} \dot{z}_G + a_{13} z_G + a_{14} \ddot{\theta} + a_{15} \dot{\theta} + a_{16} \theta + a'_{11} \ddot{z}'_G + a'_{12} \dot{z}'_G + a'_{13} z'_G + a'_{14} \ddot{\theta}' + a'_{15} \dot{\theta}' + a'_{16} \theta' = F_{wi} \quad (7)$$

で与えられる。ここで、運動方程式左辺の各係数はTable.3で、右辺の強制力は(8)~(11)式で与えられる。

Table.3 Coefficients of equation of motions.

係数	双胴体上下揺 (i=1)	双胴体の縦揺 (i=2)	キャビン上下揺 (i=3)	キャビン縦揺 (i=4)
a_{11}	$\frac{W}{g} + \int_L dx M_H$	$-\int_L dx xM_H$	0	0
a_{12}	$\int_L dx N_H - V [M_H]_{2a}^{2f} + c_f + c_a$	$-\int_L dx (xN_H + VM_H) + V [xM_H]_{2a}^{2f} - c_f \rho + c_a \rho aG$	$c_f + c_a$	$-c_f \rho' + c_a \rho' aG$
a_{13}	$2\rho g \int_L dx B - V [N_H]_{2a}^{2f} + K_f + K_a$	$-2\rho g \int_L dx xB - V \int_L dx N_H + V [xM_H]_{2a}^{2f} - K_f \rho + K_a \rho aG$	$K_f + K_a$	$-K_f \rho' + K_a \rho' aG$
a_{14}	$-\int_L dx xM_H + \frac{V}{\omega_e^2} \int_L dx N_H$	$I_\theta + \int_L dx x^2 M_H + \frac{V}{\omega_e} \int_L dx M_H$	0	0
a_{15}	$-\int_L dx (xN_H - VM_H) + [VxM_H + \left(\frac{V}{\omega_e}\right)^2 N_H]_{2a}^{2f} - c_f \rho' + c_a \rho' aG$	$\int_L dx \{x^2 N_H + \left(\frac{V}{\omega_e}\right)^2 N_H\} - [Vx^2 M_H + \left(\frac{V}{\omega_e}\right)^2 xN_H]_{2a}^{2f} + c_f \rho'^2 + c_a \rho'^2 aG$	$-c_f \rho' aG + c_a \rho' aG$	$c_f \rho' \rho' aG + c_a \rho' \rho' aG$
a_{16}	$-2\rho g \int_L dx xB + V \int_L dx N_H + [VxN_H - V^2 M_H]_{2a}^{2f} - K_f \rho' + K_a \rho' aG$	$2\rho g \int_L dx x^2 B - V^2 \int_L dx M_H + [Vx^2 N_H - V^2 xM_H]_{2a}^{2f} + K_f \rho'^2 + K_a \rho'^2 aG$	$-K_f \rho' aG + K_a \rho' aG$	$K_f \rho' \rho' aG + K_a \rho' \rho' aG$
a'_{11}	0	0	$\frac{W}{g}$	0
a'_{12}	$-c_f - c_a$	$c_f \rho' aG - c_a \rho' aG$	$-c_f \rho' aG - c_a \rho' aG$	$c_f \rho' \rho' aG - c_a \rho' \rho' aG$
a'_{13}	$-K_f - K_a$	$K_f \rho' aG - K_a \rho' aG$	$-K_f \rho' aG - K_a \rho' aG$	$K_f \rho' \rho' aG - K_a \rho' \rho' aG$
a'_{14}	0	0	0	I
a'_{15}	$c_f \rho' aG - c_a \rho' aG$	$-c_f \rho' \rho' aG - c_a \rho' \rho' aG$	$c_f \rho' aG + c_a \rho' aG + \frac{\rho V}{2} \cdot (A C_{fL} \rho' - A C_{aL} \rho')$	$c_f \rho'^2 aG + c_a \rho'^2 aG - \frac{\rho V^2}{2} (A C_{fL} \rho'^2 - A C_{aL} \rho'^2)$
a'_{16}	$K_f \rho' aG - K_a \rho' aG$	$-K_f \rho' \rho' aG - K_a \rho' \rho' aG$	$K_f \rho' aG - K_a \rho' aG - \frac{\rho V^2}{2} (A C_{fL} \rho' + A C_{aL} \rho')$	$-K_f \rho'^2 aG - K_a \rho'^2 aG + \frac{\rho V^2}{2} (A C_{fL} \rho'^2 + A C_{aL} \rho'^2)$

$$\left. \begin{aligned}
 \text{A部における} \\
 \text{ばね復原力} : R_f = K_f(z'_G - z'_G - l_{fG}\theta + l'_{fG}\theta') \\
 \\
 \text{B部における} \\
 \text{ばね復原力} : R_a = K_a(z'_G - z'_G + l_{aG}\theta - l'_{aG}\theta') \\
 \\
 \text{A部における} \\
 \text{ばね減衰力} : D_f = c_f(\dot{z}'_G - \dot{z}'_G - l_{fG}\dot{\theta} + l'_{fG}\dot{\theta}') \\
 \\
 \text{B部における} \\
 \text{ばね減衰力} : D_a = c_a(\dot{z}'_G - \dot{z}'_G + l_{aG}\dot{\theta} - l'_{aG}\dot{\theta}')
 \end{aligned} \right\} (2)$$

(2) 水中翼の揚力特性

水中翼をFig.4に示すような後退角 Λ の後退翼とし、Wadlin の Flow modelを用いると、自由表面近傍で翼走しているときの揚力係数はその没水深度 ξ と弦長 c の比 ξ/c 及びアスペクト比 A を用いて次式で与えられる[5].

$$\frac{C_L}{C_{L\infty}} = \left[1 + \frac{\Lambda}{4\sqrt{1/4 + 4(\xi/c)^2 + A^2/4}} \left[\frac{1}{1/4 + 4(\xi/c)^2} + \frac{1}{A^2/4 + 4(\xi/c)^2} \right] + \frac{1}{(8/A)(\xi/c)^2 + A/2} \right]^{-1} \quad (3)$$

ただし、翼面積: $S = \frac{1+\lambda}{2}bc_r$, アスペクト比: $A = \frac{2}{1+\lambda} \frac{b}{c_r}$, taper ratio: $\lambda = c_t/c_r$

無限流体中の揚力勾配: $C_{L\infty} = \frac{a\pi\Lambda}{\pi\Lambda + a}$, ここで, $a (= 2\pi \cdot 0.95)$: 2次元翼の揚力勾配

一方、艇が定常速度 V で規則波中を航行しているときの翼流入角変化を準定常的に取扱い、波粒子速度とキャピンの縦運動による影響を取り入れると、水中翼の揚力 L_i (下向き正, $i=f$: 前翼, $i=a$: 後翼) は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned}
 \text{前部水中翼の揚力: } L_f &= -\frac{1}{2} \rho V^2 A C_{L_f} (\alpha_f - \alpha_{0f}) \\
 \text{後部水中翼の揚力: } L_a &= -\frac{1}{2} \rho V^2 A C_{L_a} (\alpha_a - \alpha_{0a})
 \end{aligned} \right\} (4)$$

ここで, C_{L_i} : 水中翼の揚力勾配, A_i : 水中翼面積, α_{0i} : 水中翼零揚力角

であり、前部水中翼の翼流入角 α_f , 後部水中翼の翼流入角 α_a は、それぞれ

$$\left. \begin{aligned}
 \alpha_f &= \alpha_{sf} + \left\{ \theta' + z'_G/V - l_{fG}\theta'/V - v_f/V \right\} \\
 \alpha_a &= \alpha_{sa} + \left\{ \theta' + z'_G/V - l_{aG}\theta'/V - v_a/V \right\}
 \end{aligned} \right\} (5)$$

で与えられる。ただし, α_{si} : 水中翼取付角, l_{fi} : キリン重心 ~ 前翼取付位置, l_{ai} : キリン重心 ~ 後翼取付位置

また、波の粒子速度の上下方向成分は、次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned}
 v_f &= -\omega \xi_a \exp(-K\xi_f) \sin(\omega t + K\xi_f) \\
 v_a &= -\omega \xi_a \exp(-K\xi_a) \sin(\omega t + K\xi_a)
 \end{aligned} \right\} (6)$$

ただし, ξ_a : 波振幅, ξ_f : 前翼没水深度, ξ_a : 後翼没水深度

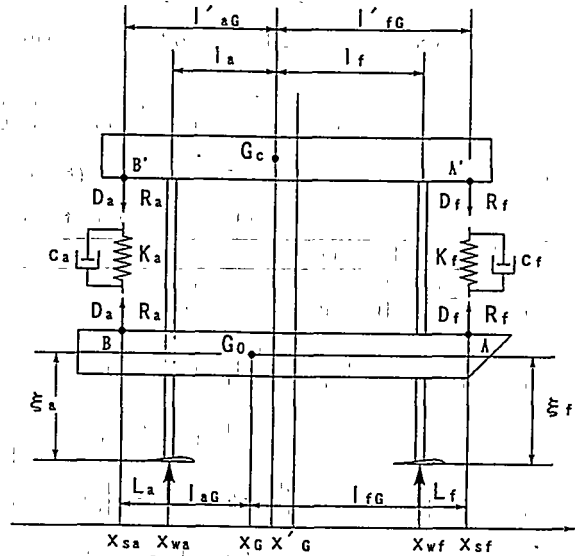


Fig.3 Forces acting on catamaran.

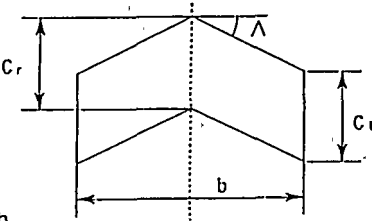


Fig.4 Swept wing for hydrofoils.

運動方程式右辺の強制力は

$$F_{w1} = F_{zc} \cos(\omega_e t) + F_{zs} \sin(\omega_e t) \quad (8)$$

$$M_{\theta c} = M_{\theta c} \cos(\omega_e t) + M_{\theta s} \sin(\omega_e t) \quad (9)$$

$$F_{w3} = -\frac{1}{2} \rho V^2 \{ A_{fLc} C_{Lf} (\alpha_{0f} - \alpha_{sf}) + A_{aLc} C_{La} (\alpha_{0a} - \alpha_{sa}) \} \\ - \frac{1}{2} \rho V (A_{fLc} C_{Lf} v_s' - A_{aLc} C_{La} v_s') \cos(\omega_e t) - \frac{1}{2} \rho V (A_{fLc} C_{Lf} v_c' - A_{aLc} C_{La} v_c') \sin(\omega_e t) \quad (10)$$

$$F_{w4} = \frac{1}{2} \rho V^2 \{ A_{fLc} C_{Lf} (\alpha_{0f} - \alpha_{sf}) \rho'_{wfG} - A_{aLc} C_{La} (\alpha_{0a} - \alpha_{sa}) \rho'_{waG} \} \\ + \frac{1}{2} \rho V (A_{fLc} C_{Lf} v_s' \rho'_{wfG} - A_{aLc} C_{La} v_s' \rho'_{waG}) \cos(\omega_e t) + \frac{1}{2} \rho V (A_{fLc} C_{Lf} v_c' \rho'_{wfG} - A_{aLc} C_{La} v_c' \rho'_{waG}) \sin(\omega_e t) \quad (11)$$

ただし、 $c_2 = \exp(-Kad)$, $K = \omega^2/g$:波数, σ : 単胴体の断面係数として、

$$F_{zc} = \frac{\zeta_a \omega^2}{\omega_e} \int_L \frac{\sin(Kx)}{N_{Hc}^2} dx - \zeta_a \omega^2 \int_L \frac{\cos(Kx)}{M_{Hc}^2} dx + \zeta_a \omega V \left[K \int_L \frac{\cos(Kx)}{M_{Hc}^2} dx - \left[M_{Hc}^2 \frac{\sin(Kx)}{\cos(Kx)} \right]_{\rho a}^{\rho f} \right] \\ - \frac{\zeta_a \omega V}{\omega_e} \left[K \int_L \frac{\sin(Kx)}{N_{Hc}^2} dx + \left[N_{Hc}^2 \frac{\cos(Kx)}{\sin(Kx)} \right]_{\rho a}^{\rho f} \right] + 2\rho g \zeta_a \int_L \frac{\sin(Kx)}{\cos(Kx)} \int_0^{B(x)/2} \exp(-Kz) \cos(Ky) dy \quad (12)$$

$$M_{\theta c} = \frac{\zeta_a \omega^2}{\omega_e} \int_L \frac{\sin(Kx)}{N_{Hc}^2} dx - \zeta_a \omega^2 \int_L \frac{\cos(Kx)}{M_{Hc}^2} dx \\ + \zeta_a \omega V \left[K \int_L \frac{\cos(Kx)}{M_{Hc}^2} dx + K \int_L \frac{\cos(Kx)}{M_{Hc}^2} dx - \left[M_{Hc}^2 \frac{\sin(Kx)}{\cos(Kx)} \right]_{\rho a}^{\rho f} \right] \\ - \frac{\zeta_a \omega V}{\omega_e} \left[K \int_L \frac{\cos(Kx)}{N_{Hc}^2} dx - K \int_L \frac{\cos(Kx)}{N_{Hc}^2} dx + \left[N_{Hc}^2 \frac{\sin(Kx)}{\cos(Kx)} \right]_{\rho a}^{\rho f} \right] \\ + 2\rho g \zeta_a \int_L \frac{\cos(Kx)}{\sin(Kx)} \int_0^{B(x)/2} \exp(-Kz) \cos(Ky) dy \quad (13)$$

運動が定常状態になった場合を考え、(7)式を解けば、双胴体とキャビンの上下揺 z_G , z_G' 及び縦揺 θ , θ' が求められる。双胴体とキャビンの上下方向の加速度は、双胴体及びキャビンの加速度計測位置での上下方向の変位を時間で微分して求められる。

3. 5 高速双胴艇の平水中航走時の縦姿勢変化

高速艇は一般に速度によって姿勢が大きく変わる。このため、ここでは翼及び艇体に働く Flow Model を用いて平水中での定常航走縦姿勢の計算 [6] を行う。簡単のために、ばねによる力は無視すると、艇が平水中を定常航行しているときの双胴体重心の上下変位を z_{G0} 、トリム角を θ_0 とすれば、縦姿勢は艇体重量と上下力及び重心まわりの縦モーメントの釣り合いより次式となる。

$$L_f + L_a + \nabla \cos \theta_0 + W \cos \theta_0 + w_f \cos \theta_0 + w_a \cos \theta_0 = 0 \quad (14)$$

$$(x_{wf} - x_g) L_f + (x_{wa} - x_g) L_a + (x_b - x_g) \nabla \cos \theta_0 - (x_{sf} - x_g) w_f \cos \theta_0 - (x_{sa} - x_g) w_a \cos \theta_0 = 0 \quad (15)$$

ここで、揚力 L_f , L_a は、前述のように没水深度 ξ_f, ξ_a の関数で、また ∇ も z_{G0} , θ_0 で決まるので、(14), (15) 式を満足するように z_{G0}, θ_0 を求める。

4. 模型実験と計算結果の比較

4. 1 実験状態

キャビンをばねで支持し、その前後に水中翼を有する新型式艇の運動を、平水中の縦姿勢からの微小運動として数値計算を行い、実験との対応を調べた。

(1) 模型船

実験に用いた模型船の主要目をTable.2に、模型船図をFig.2(a)~Fig.2(e)に示す。双胴体とキャビンの状態は、

- 1) 双胴体とキャビンをばねで支持し、水中翼を付けた状態 (以下、ばね有、翼有)
- 2) 双胴体とキャビンを固定し、水中翼を付けない状態 (以下、ばね無、翼無)
- 3) 双胴体とキャビンをばねで支持し、水中翼を付けない状態 (以下、ばね有、翼無)

の3状態について実験と計算結果の比較を行っている。

実験に用いたばねは、そのばね定数が、概念設計の値を本模型サイズに換算して4本とも1.16kgf/cmのものを用いた。実験では、ばねが左右や前後方向に極端に移動しないように、ばねの中に細棒を設けこれを双胴体に取り付け、キャビン側の細棒との結合部にはベアリングを設けて、細棒がなめらかに滑るような構造とし、上下揺ができるようにした。また、前側のキャビンばね部には縦揺ができるように別のベアリングを設けてある。これらによって、ベアリングと細棒との間に多少摩擦が働くことが考えられるが、キャビンは上下揺と縦揺のみを許した運動が可能となり、乗り心地を評価する際に重要な縦方向の運動が自由となるようにした。

(2) 水中翼の揚力特性

波浪中における艇の運動計算を行う前に、翼揚力の推定に用いた(4)式の有効性を確認するための実験を行った。水中翼の形状は、後退翼で、その要目及びその形状をTable.2及びFig.4に示す。実験では、水中翼のストラット部の上端に分力計を取り付け、翼流入角を変化させて鉛直方向の力(揚力)を回流水槽において計測した。計算値と実験値の比較をFig.5に示す。

(3) 高速双胴艇の平水中航走時の縦姿勢変化

模型船が平水中を航行するときの双胴体の重心の沈下量とトリム角を船速を変えて計測した。Fig.6に実験結果と計算結果の比較を示しているが、前進速度に対する両者の傾向はほぼ対応すると考えられる。また、実験結果から「ばね有、翼有」と「ばね無、翼有」を比較すると両者にあまり大きな差はみられないので、平水中での縦姿勢計算を行う際にばねによる力は無視しても良いと思われる。

4. 2 高速双胴艇の規則波中運動特性

規則波中向波状態で、船速を、 $F_n=0.65$ ($V=2.88\text{m/sec}$ 、実船換算で約18knot)とし、波高は $L/50$ (一定)とした。模型船は、上下揺、縦揺のみ自由とし、前後揺は拘束して双胴体及びキャビンの運動を計測した。双胴体の運動は、ガイド装置に取り付けられたポテンシオメーターで上下揺、縦揺の変化量を、また、加速度計により、双胴体及びキャビンの上下方向加速度を計測した(写真1)。

「ばね無、翼無」状態における双胴体の上下揺、縦揺、上下方向加速度をFig.7(a)(b)(c)に、キャビンの上下方向加速度をFig.7(d)に実験と計算結果を比較して示す。また、「ばね有、翼有」状態における同様な応答を、Fig.8(a)(b)(c)(d)に、「ばね有、翼無」状態における応答を、Fig.9(a)(b)(c)(d)に示す。これらの図から、双胴体の上下揺は「ばね無、翼無」、「ばね有、翼無」の場合、 λ/L が1.6付近で運動のピークを持つが、「ばね有、翼有」では、その大きさが軽減されている。また、双胴体の縦揺については、「ばね無、翼無」、「ばね有、翼無」の場

合、 λ/L が2.0付近で運動のピークを持つのが、双胴体の上下揺の場合と同様に「ばね有、翼有」ではその大きさがかなり軽減されている。加速度についても、「ばね無、翼無」，「ばね有、翼無」では、 λ/L が1.5付近でのピークが、「ばね有、翼有」では大きく軽減している。

これらの実験結果から、双胴体とキャビンをばねで支持し、キャビンの前後に水中翼を設けることによって、艇の運動は大きく軽減できることが分かる。そして、その軽減には、水中翼を有する場合の模型状態の運動が水中翼を持たない場合の模型状態より大きく軽減されていることから、水中翼によるダンピングの効果が大きく影響していると考えられる。

双胴体とキャビンの加速度の計算値と実験値に定量的な一致が見られる。また、双胴体の上下揺、縦揺の計算値と実験値の一致度も良い。

4. 3 高速双胴艇の不規則波中運動特性

模型実験は、「ばね有、翼有」と「ばね無、翼無」の2状態について行った。実験に用いた不規則波は、平均波周期 $T = 1.3(\text{sec})$ 、有義波高 $H_{1/3}=4.0(\text{cm})$ の不規則波で、水槽内固定点における波スペクトラムをFig.10に示す。船速は、規則波中実験と同様に $Fn=0.65$ で行った。

不規則波中における船体応答スペクトラム $S(\omega_e)$ は、いわゆる線形重ね合わせ法を用いて次式で計算できる。

$$S(\omega_e) = S_w(\omega_e) \cdot [A(\omega_e)]^2 \quad (16)$$

ここで、 $S_w(\omega_e)$:波スペクトラム、 $A(\omega_e)$:周波数応答関数
 双胴体の上下揺、縦揺、上下方向加速度の応答スペクトラムをFig.11(a)(b)(c)に、キャビンの上下方向加速度の応答スペクトラムをFig.11(d)に実験と計算結果を比較して示す。これらの結果より、不規則波中においても規則波中での場合と同様に、双胴体の上下揺、縦揺及び加速度ともに「ばね有、翼有」の方が運動が軽減されていることが分かる。

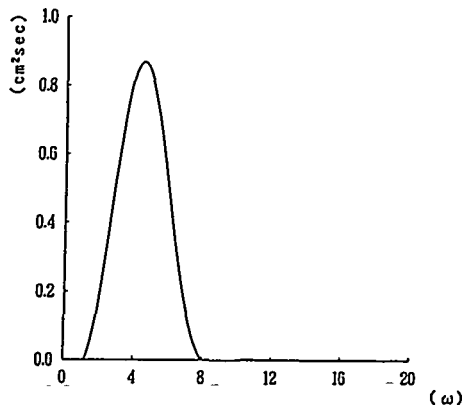


Fig.10 Wave spectrum.

5. 結 言

本研究により次のような知見を得た。

- 1) キャビンを4本のばねで支持し、その前後に水中翼を設けた新形式艇は、通常艇に比べると双胴体及びキャビンの運動が規則波中、不規則波中ともに大きく軽減できることが数値計算並びに模型実験より確認された。
 また、その軽減には、水中翼の影響が大きい。
- 2) 計算結果と実験結果の対応については、今後さらに改良すべき点はあるものの、設計資料を得るにはほぼ満足できるものとする。すなわち、本研究で考えた新形式艇の具体的設計においては、キャビンの運動に影響する翼やばねの最適解を本研究で示した計算法によって求めることができるものとする。

最後に本研究を遂行するにあたり、種々ご助言を戴いた工学部助教授 肥後 靖先生並びに同助手 二宮伸治先生に厚くお礼申し上げます。また、模型実験に際し惜みない協力を戴いた大学院国際協力研究科学生 前田克弥君、工学部学生杉本宏之君、中谷尚道君らにも謝意を表します。さらに、本研究は文部省科学研究費（試験研究B 課題番号06555300）の補助を受けたことを付記する。

参 考 文 献

- [1] Nakato, M. 外 : Feasibility Study on a High-Speed Hydrofoil Catamaran of Lesser Pitching, FAST'91 (1991), pp931~948.
- [2] 津和野一考 : 縦運動の小さいハイドロカタマランの初期計画に関する研究, 広島大学大学院工学研究科修士論文, (1992).
- [3] 信川 寿, 他 : 水中翼付高速双胴艇の波浪中応答に関する研究—その2: 独立構造型キャビンと振動応答—, 西部造船会第92回例会にて講演, (1996).
- [4] 田才福造, 高木又男 : 規則波中の応答理論および計算法, 日本造船学会, 耐航性に関するシンポジウム, (1969), pp.1~52.
- [5] 浜本 剛実 他 : 水面貫通型ハイドロfoil艇の縦波中の運動制御について, 関西造船協会誌, 第217号 (1992), pp.115~124.
- [6] 重廣 律男 : ハイブリッド高速カタマラン船の縦波中の運動特性, 西部造船会々報, 第86号, (1993), pp.87~97.

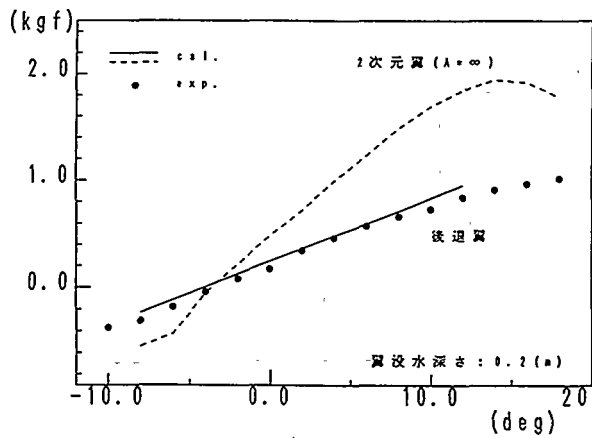


Fig.5 Lift curve of hydrofoil
(submerged depth= 0.2m).

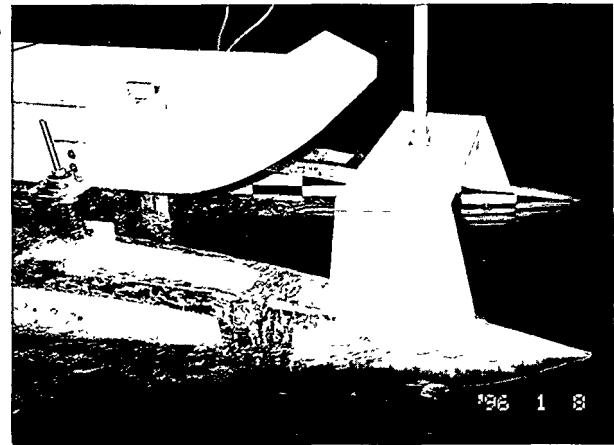


Photo 1 Model experiments in Waves.

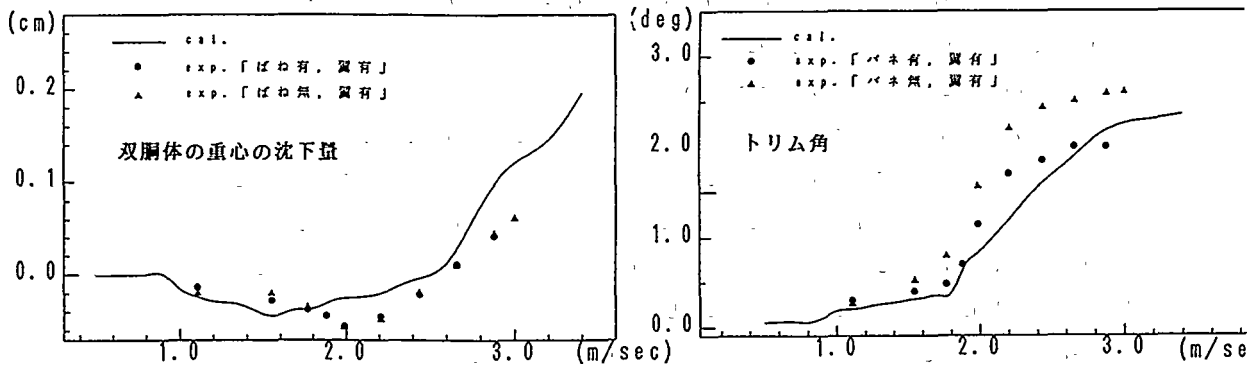


Fig.6 Sinkage and trim of high-speed catamaran in still water.

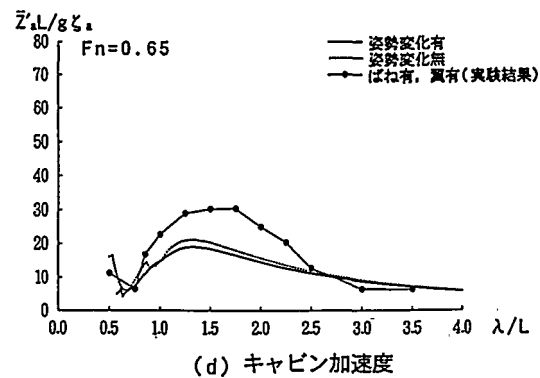
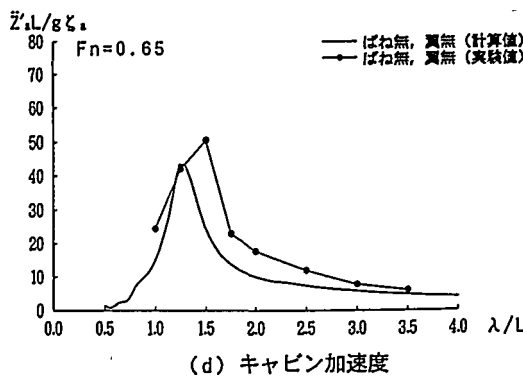
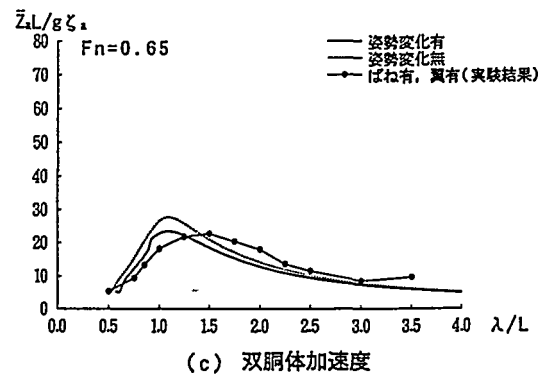
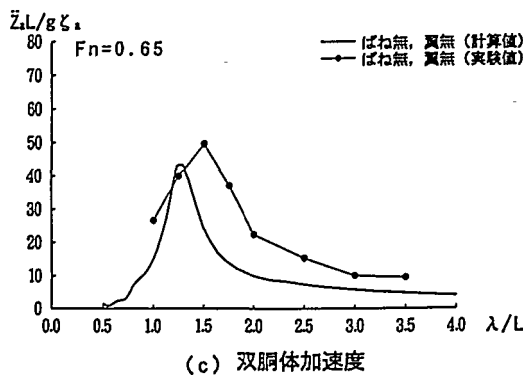
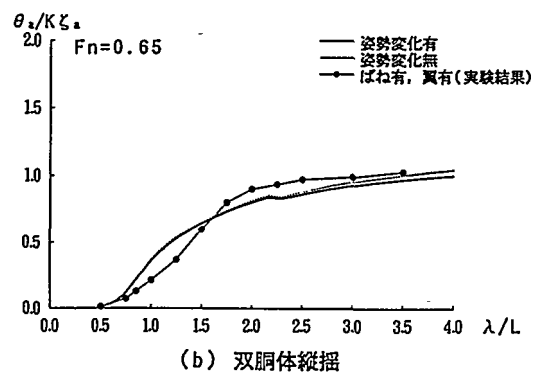
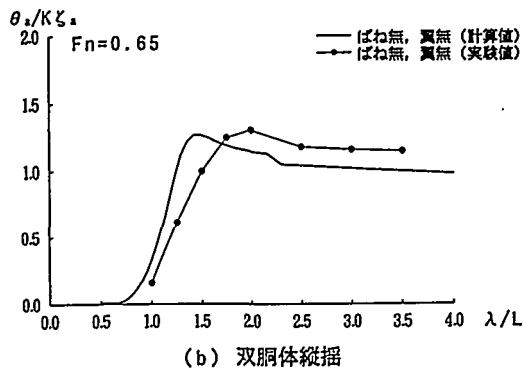
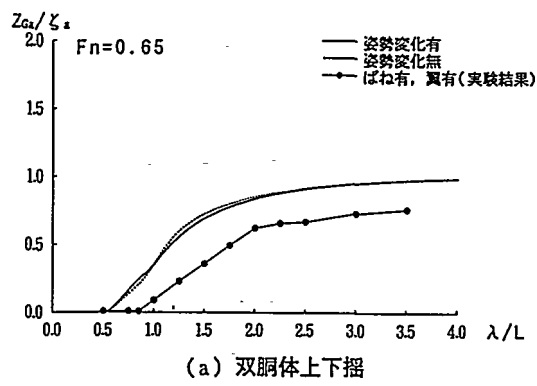
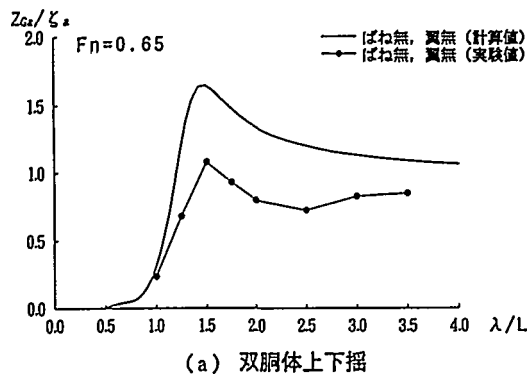


Fig.7 Responses of high-speed catamaran in regular waves: without spring and hydrofoil cond.

Fig.8 Responses of high-speed catamaran: in regular waves: with spring and hydrofoil cond.

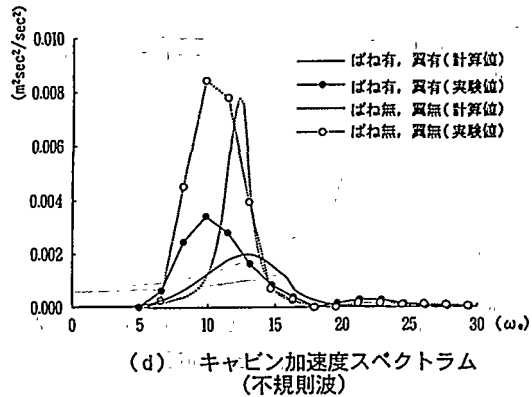
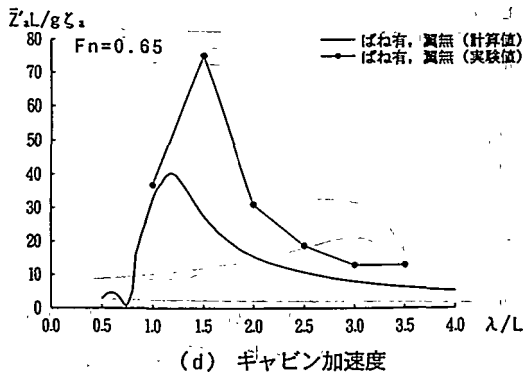
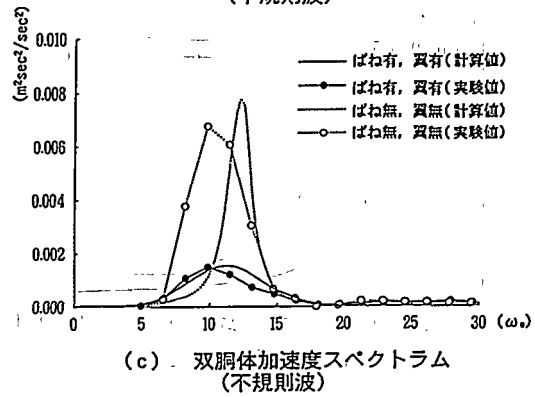
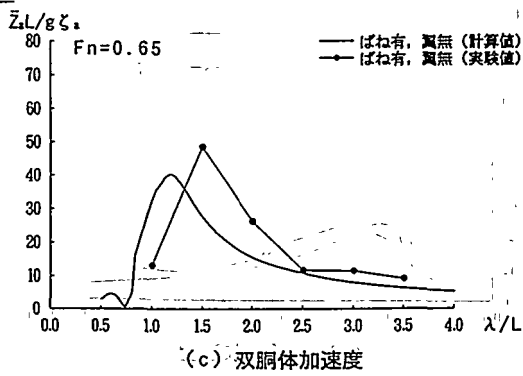
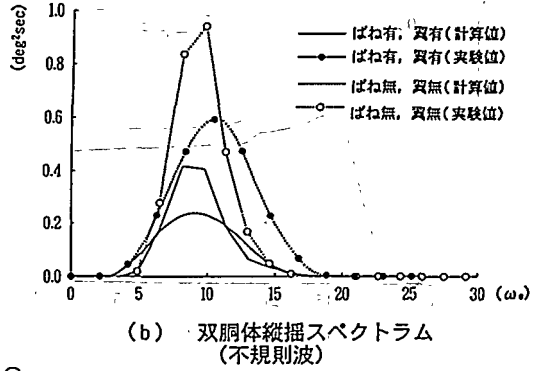
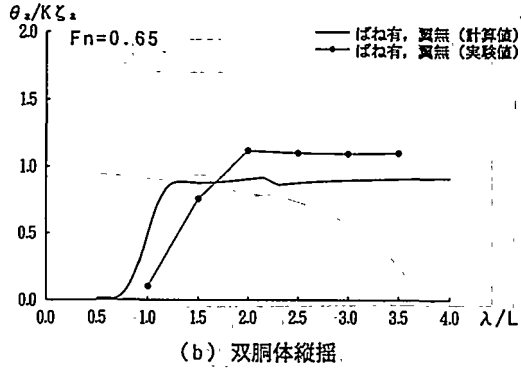
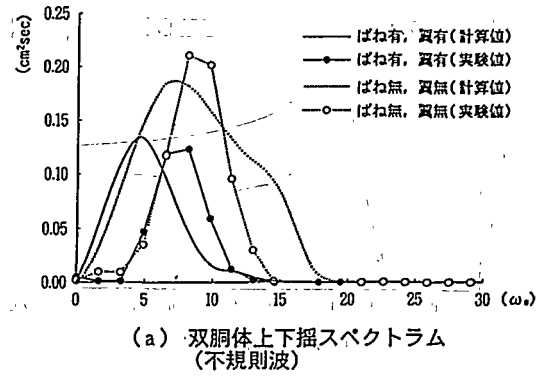
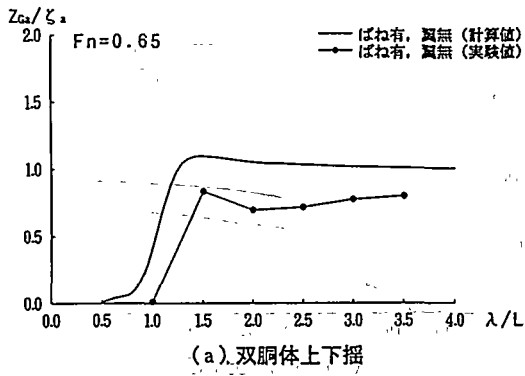


Fig.9 Responses of high-speed catamaran in regular waves: with spring and without hydrofoil cond.

Fig.11 Responses of high-speed catamaran in irregular waves

18 水中翼付高速双胴艇の波浪中応答について

—その2：独立構造型キャビンと振動応答—

○正員 信川 寿* 正員 北村 充*
正員 周 国強* 川村 寅斉**

1. 緒言

本論文で取り扱う水中翼付高速艇は、カタマラン船体の上に独立したキャビンを搭載して船体とキャビンを4本の柔らかいばねで連結し、キャビンの前後に水中翼を取り付けた構造である。航行中は水中翼の揚力でキャビンの自重を支え、波浪による双胴体の縦運動は、柔らかいばね支柱によって吸収させてキャビンには伝達されにくくし、また双胴体後部に取り付けた高速回転をする主機によって起振される双胴体の振動を直接キャビンへ伝達しない構造として概念設計されたものである[1]。この艇の約1/10縮尺の分割模型を用いて向波、規則波中での曳航実験を行い、波浪中の振動応答特性について調べた。さらに、この設計船の約1/3の縮尺のアルミ合金製実験艇(財) シップ・アンド・オーシャン財団の補助研究で製作)に、ばねとゴムの複合構造支柱を取り付けて実海域(宇品湾)において航走して、振動実験を行った。

2. 模型実験

分割模型は、概念設計艇の約1/10縮尺で全長2m、模型重量34.1kgf(キャビン重量14.1kgf)で、Fig.1に示すように右舷船体を4分割、キャビンを2分割して、各ブロック間をアルミ板(有効スパン1cm、板厚3mm、幅2cm)で結合し、アルミ板の表裏にひずみゲージを貼付して波浪曲げモーメントを計測した。さらに左舷船体に2箇所、キャビンに3箇所に加速度計を取り付け、垂直加速度を計測し、また船体の上下揺れ、縦揺れを計測した。Table 1に模型の寸法などを示す。

実験は、波高4cm、波長 λ と艇の長さ L の比 $\lambda/L=0.5-3.0$ 、フルード数 $F_r=0.3, 0.5, 0.65$ について行った。水中に浮かべた模型に衝撃力を加え、固有周期を計測して、0.25秒を得た。

3. 実験艇による実海域実験

Fig.2に示すような艇の長さ7mのアルミ合金製の実験船を用い、宇品湾で航走実験を行った。実験状態は、船体の右舷に5個、キャビンに3個の加速度計を配置して、波のない穏やかな海面を航走して主機の回転数を1000r.p.m.から4000r.p.m.まで500r.p.m.きざみに設定し、垂直方向の加速度を計測した。

また実験艇に取り付ける複合構造支柱は、ばねの長さ480mm、外径17cm、素線の径15mm、ばね定数1.5kgf/mmの鋼製つるまきばねに素線が埋まるように厚さ4cmのゴムを充填した。このときのばね定数は2.5kgf/mm、減衰比 $\zeta=0.045$ となった。Table 1に実験艇の寸法などを示す。

4. 振動応答解析

Fig.3に示すように、 X_0, Y_0 面を静水面上にとった絶対座標系 (X_0, Y_0, Z_0) において、双胴艇は、波の進行方向と χ の角度で X 方向に V の速度で進み、艇の構造全体を表す全体座標系 (X, Y, Z) の原点を船体中央にとり、 X 軸を船体縦方向に、 X, Y 面を静水面にとる。

船体の X, Y 点で深さ $Z=-\xi$ での波のsub-surface $h_2(X, Y)$ は、次式で表される。

$$h_2(X, Y) = h_0 e^{-k\xi} \cos(k^* X + \omega_e t - kY \sin \chi) \quad (1)$$

ここに、 $k^* = k \cos \chi$ 、 $\omega_e = k^* V + \omega$ 、 $k = 2\pi/\lambda$ 、 $\omega = 2\pi/T_w$ 、 h_0 :波振幅、 t :時間、 λ :波長、 T_w :波周期
船体およびキャビンの構造は、せん断たわみの影響を考慮した曲げおよびねじりをうける梁として取り扱う。

Fig.4は梁要素にとる局部座標 (x, y, z) と船体とキャビンを含めた全体座標 (X, Y, Z) との関係を表す。 x, y 面は X, Y 面内にあり梁要素の軸方向 x 軸と X 軸のなす角 θ 、要素の左端のねじりモーメント

* 広島大学工学部 ** 広島大学大学院

p_1 , 曲げモーメント p_2 , せん断力 p_3 , 要素の右端のねじりモーメント, 曲げモーメント, せん断力をそれぞれ p_4, p_5, p_6 とし, それらのねじれ角, たわみ角, たわみをそれぞれ $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots, \delta_6$ とする。

局部座標系における要素の剛性マトリックス $[K]$ は, 次式で表される。

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{1,1} & \text{symetric} & & & & \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ k_{1,6} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & k_{6,6} \end{bmatrix} \quad (2)$$

ここに,

$$k_{1,1} = \beta, k_{2,2} = \frac{\ell}{2\alpha} + \frac{EI}{\ell}, k_{3,3} = \frac{2}{\alpha\ell}, k_{4,4} = \beta, k_{5,5} = k_{2,2}, k_{6,6} = k_{3,3}, k_{4,1} = -k_{1,1},$$

$$k_{5,2} = \frac{\ell}{2\alpha} - \frac{EI}{\ell}, k_{3,2} = -\frac{1}{\alpha}, k_{5,3} = k_{3,2}, k_{6,2} = -k_{3,2}, k_{6,3} = -k_{3,3}, k_{6,5} = -k_{3,2},$$

$$k_{2,1} = k_{3,1} = k_{5,1} = k_{4,2} = k_{4,3} = k_{5,4} = k_{6,1} = k_{6,4} = 0, \alpha = \frac{\ell^2}{6EI} + \frac{2}{GA_w}, \beta = \frac{GJ}{\ell}$$

ℓ : 要素の長さ, EI : 要素の曲げ剛性, GA_w : 要素のせん断剛性, GJ : 要素のねじり剛性
ランプドマス法による要素の質量マトリックス $[M]$ は次式で与えられる。

$$[M] = \frac{\bar{m}\ell}{2} \begin{bmatrix} \frac{J}{A} & & & & & \\ & 0 & & 0 & & \\ \bar{m}\ell & & 1 & & & \\ & & & \frac{J}{A} & & \\ & 0 & & & 0 & \\ & & & & & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

ここに, A : 要素の断面積, \bar{m} : 要素の単位長の質量

全体座標 (X, Y, Z) の原点は船体中央にとり, X 軸を船体中心線上にとる。局部座標系 (x, y, z) における変位ベクトル $\{\delta\}$, 荷重ベクトル $\{p\}$ と全体座標系 (X, Y, Z) における変位ベクトル $\{\bar{\delta}\}$, 荷重ベクトル $\{\bar{p}\}$ との関係は, 座標変換マトリックス $[T]$ により次式で表される。

$$\{\delta\} = [T]\{\bar{\delta}\}, \{p\} = [T]\{\bar{p}\} \quad (4)$$

$$\text{ここに, } [T] = \begin{bmatrix} T_1 & 0 \\ 0 & T_1 \end{bmatrix}, [T_1] = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

また全体座標系の剛性マトリックス $[\bar{K}]$ および質量マトリックス $[\bar{M}]$ は (1) 式を用いて次式で表される。

$$[\bar{M}] = [T]^T [M] [T], [\bar{K}] = [T]^T [K] [T] \quad (6)$$

双胴体およびキャビンを梁要素に分割した構造モデルを Fig. 5 に示す。双胴体を表す要素の節点に変動浮力 F_1 , 造波減衰力 F_2 , 付加水質量力 F_3 を作用させる (上向きを正)。これらは要素の横断面に働く 2 次元流体力で表されるとすれば, 次式で与えられる。

$$F_1 = -\frac{\rho g \ell b}{2} (\bar{\delta} - h_e), F_2 = -\frac{N_h \ell}{2} (\dot{\bar{\delta}} - \dot{h}_e), F_3 = -\frac{M_h \ell}{2} (\ddot{\bar{\delta}} - \ddot{h}_e) \quad (7)$$

ここに, ρ : 流体の密度, g : 重力の加速度, N_h : 上下揺れによる要素断面の 2 次元造波減衰力 [2], M_h : 上下揺れによる要素断面の 2 次元付加水質量 [2], b : 双胴体の単胴幅, $\dot{\bar{\delta}} = \frac{d}{dt}$

ばね支柱の反力および水中翼の揚力変化量 (上向きを正) R などは要素の節点に作用させる。 R は次式で与えられる。

$$R = \frac{\rho}{2} A_f \kappa V^2 \left(-\bar{\delta}_i - \frac{\dot{\bar{\delta}}_{i+1}}{V} + \frac{v_{e2}}{V} \right) \quad (8)$$

ここに, A_f : 水中翼の翼面積, κ : 翼の揚力勾配係数, v_{e2} : 水中翼の位置の波の上下方向の水粒子の速度,

$\bar{\delta}_i$:要素の節点のたわみ角, $\dot{\bar{\delta}}_{i+1}$:要素の節点の上方の速度

(8)式の括弧内の値は翼迎え角の変化を表し,第1項はキャビンのたわみ角の影響,第2項はキャビンの縦運動速度の影響,第3項は波の水の粒子運動速度の影響を表す.第1項は水中翼近くのキャビンのたわみ角が正のとき,第2項は水中翼近くのキャビンが上向きの速度になるとき,翼揚力は下向き(負符号)となり,キャビンの縦運動を減少させる方向の揚力が生じる.

船体が静的平衡状態から運動し始めるとし,船体全体の運動方程式は構造減衰を無視できる場合,次式で表される.

$$[\bar{M}]\{\ddot{\bar{\delta}}\} + [\bar{C}]\{\dot{\bar{\delta}}\} + [\bar{K}]\{\bar{\delta}\} = \{F\} \quad (9)$$

ここに, $[\bar{M}] = [\bar{M}_s] + [\bar{M}_w]$, $[\bar{C}] = [\bar{C}_w] + [\bar{C}_r] + [\bar{C}_f]$, $[\bar{K}] = [\bar{K}_s] + [\bar{K}_r] + [\bar{K}_f] + [\bar{K}_v]$

$[\bar{M}_s]$:船体構造の質量マトリックス, $[\bar{M}_w]$:付加水質量マトリックス, $[\bar{C}_w]$:造波減衰係数マトリックス, $[\bar{C}_r]$:ばね支柱の減衰係数マトリックス, $[\bar{C}_f]$:水中翼の減衰係数マトリックス, $[\bar{K}_s]$:船体構造の剛性マトリックス, $[\bar{K}_r]$:ばね支柱の剛性マトリックス, $[\bar{K}_f]$:水中翼の剛性マトリックス, $[\bar{K}_v]$:復原浮力の剛性マトリックス

また $\{F\}$ は F_1, F_2, F_3 の波強制力, 水中翼の揚力変化量 R の波の水粒子速度の項を含む.

振動応答の解析は, 時間積分法で計算することとし, *Newmark-β*法を用いた.

5. 模型実験結果と解析

模型実験の数値シミュレーションは, *Newmark-β*法を用い, $\beta = 1/4$ として計算した. Fig.6は双胴体およびキャビンの垂直加速度を波振幅 h で無次元した値の計測値と実験値の比較を示す. 図中の番号は Fig.1に示す加速度計の配置番号である.

これよりわかるように, 両者はほぼよく一致している. Fig.7は, 計測値と計算値の垂直加速度(無次元値)の波形を比較したものであるが, 模型の低次の固有周期と模型の出会い波周期の振動が重畳している場合がある. Fig.8は, 双胴体およびキャビンに働く波浪曲げモーメント M を L, B (双胴体の幅), 波振幅で無次元化した値の計測値と計算値を比較して示すが, 両者はよく対応していることがわかる.

Fig.9は, 波高4cmにおけるキャビンの前後部に取り付けた水中翼の揚力変動量 (R_f :前部水中翼, R_a :後部水中翼)の各成分の時刻歴を示す. 図中の R_{a1}, R_{a2}, R_{a3} はそれぞれ後部翼の全揚力変化量, 前述の第1項, 第2項, 第3項を表し, R_{f1}, R_{f2}, R_{f3} は前部翼のそれらを表す. これは $F_n = 0.3, \lambda/L = 0.5$ の場合であるが, R_{a2}, R_{f2} が正のとき, すなわち翼付近のキャビンが下向き速度をもつとき揚力の発生 R_{a1}, R_{f1} は上向き(正)となり, また第3項は全揚力 R_{a3}, R_{f3} と逆方向に働いている.

6. 実験艇の実海域における振動実験結果と解析

実験艇の実海域の振動実験は, 主機の回転数を 1000r.p.m. から 4000r.p.m. まで 500r.p.m. おきに設定して艇を航走させて, Fig.3に示す加速度計で垂直加速度を計測した. これによると, 1次から4次までは, 0.58Hz から 5.55Hz の固有振動数で, キャビンの質量を支えたばね支柱の固有振動数と考えられ, 5次以上は双胴体とキャビンの曲げ振動とねじり振動モードが重なって現れている. これらの振動モードにおいて, 4次の 5.55Hz, 6次の 31.9Hz でキャビンの振動モードが現れるが, その他では小さくなっている. 計測結果を Fig.10に示すように振動加速度波形は主機回転数と同じ振動数であることが分かる. そこで, (9)式において, 付加水質量は周波数が無限大の場合の値を用い, 造波減衰力は無視し, 右辺の項は船尾端の主機の位置に主機と同じ振動数の垂直起振力を加えて振動応答解析を行った. この結果からも計測結果と同様に主機起振によって生じる双胴体の振動はキャビンにほとんど伝達されない.

7. 結言

キャビンに水中翼を有する双胴艇の向かい波中での波浪による振動応答特性を船の長さ2mの模型で実験を行い, また船の長さ7mのアルミ合金製の実験艇にばねとゴムの複合支柱を取り付け, 実海域(宇品湾)振動実験を行った. これらの結果を要約すれば, 次のようになる.

(1) 波浪による振動応答波形には, 出会い波周期の振動と模型の1次の固有周期の振動が重なって出ることがある.

(2) 実験艇による実海域振動実験により, 主機によって起振力される双胴体の振動はキャビンと双胴体を柔らかいばね支柱で連結することにより, キャビンにはほとんど伝わらないことがわかった.

謝辞 本研究を行うにあたり、実験船を使用させていただいた(財)シップ・アンド・オーシャンに感謝します。また概念設計者の松本 宗氏、実海域実験の実施でご協力を得た金輪船梁(株)戸谷恵一氏、複合支柱の制作に協力を得たシバタ工業(株)三木迪哉氏に感謝します。

参考文献

- [1]M. Nakato, O. Matsumoto, Y. Osawa, H. Nobukawa and M. Nishioka: Feasibility Study on a High-Speed Hydrofoil Catamaran of Lesser Pitching, Proc. of First International Conference on Fast Sea Transportation, Vol.2 (1991), pp.931-948.
 [2]田才福造:船の上下動揺並びに縦動揺に於ける減衰力及び付加質量について,日本造船学会論文集, 105号(1959), pp.47-56.

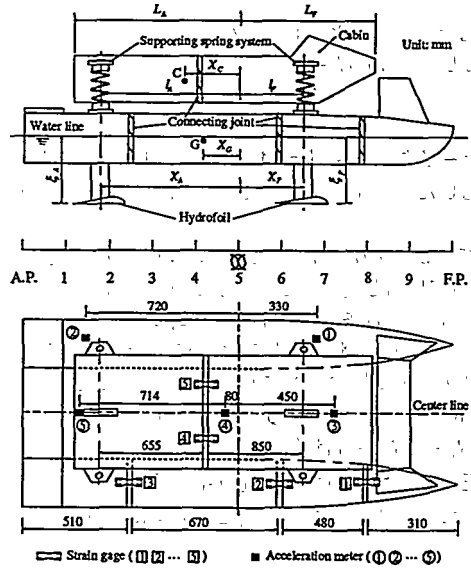


Fig.1 Model of hydrofoil catamaran

Table.1 Dimensions of model and craft

Items	Unit	Model	Craft
Cabin weight	t	0.0141	0.5050
Hull weight	t	0.0200	0.8950
Hull length	m	2.0000	7.0000
Mean draft	m	0.1000	0.2700
Breadth of hull	m	0.1800	0.6300
Breadth of Catamaran	m	0.6800	2.0000
L_r (from midship section)	m	0.5850	1.2000
L_A (from midship section)	m	-0.9150	-2.6000
l_r (from midship section)	m	0.2925	0.2625
l_A (from midship section)	m	-0.6825	-1.6625
X_r (from midship section)	m	0.2925	-0.4000
X_A (from midship section)	m	-0.6825	-2.4000
E_r (from water line)	m	-0.2000	-0.7200
E_A (from water line)	m	-0.2000	-0.4700
Area of fore hydrofoil	m ²	0.0240	0.1368
Area of aft hydrofoil	m ²	0.0240	0.0625
Gravity center of hulls X_G	m	-0.1900	-1.5600
Gravity center of cabin X_C	m	-0.2120	-1.0400
Spring constant	t/m	0.1160	2.6000

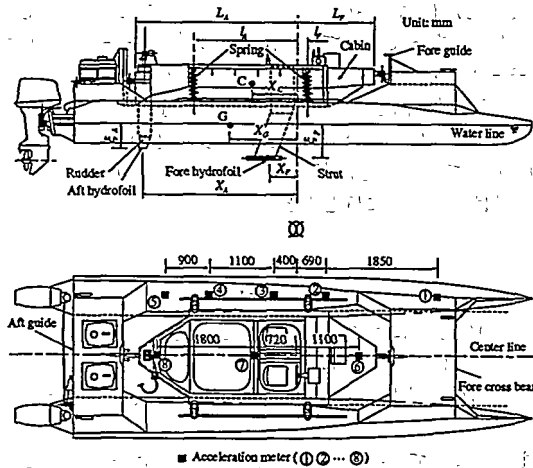


Fig.2 Craft of hydrofoil catamaran

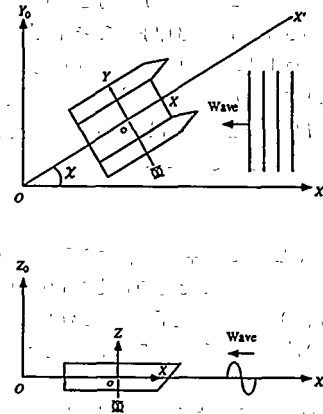


Fig.3 Coordinate system for hydrofoil catamaran

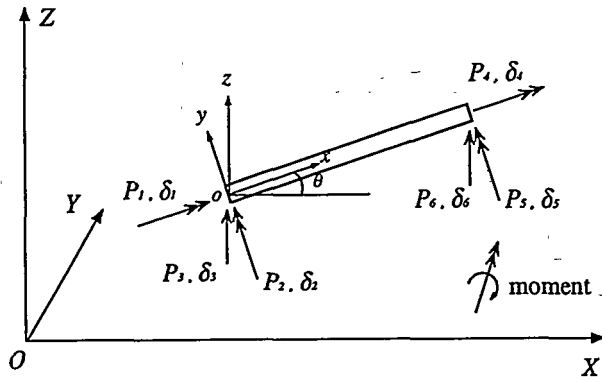


Fig.4 Coordinate system for a beam element

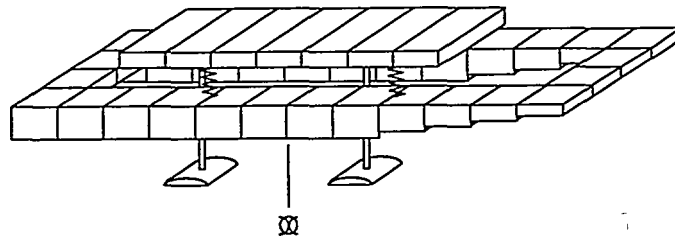


Fig.5 Finite element model for hydrofoil catamaran

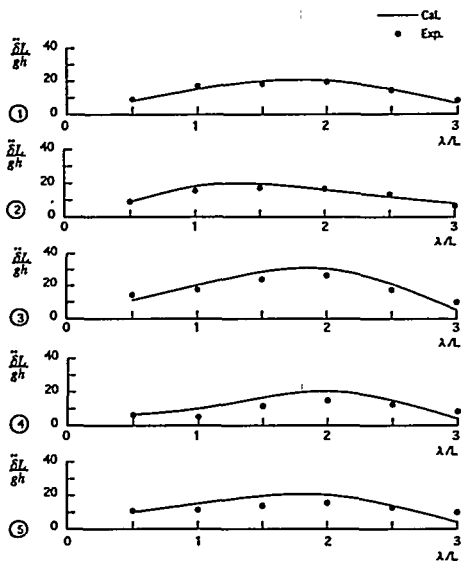


Fig.6 Comparison of vertical acceleration of the model between experiments and calculations ($F_n=0.65$)

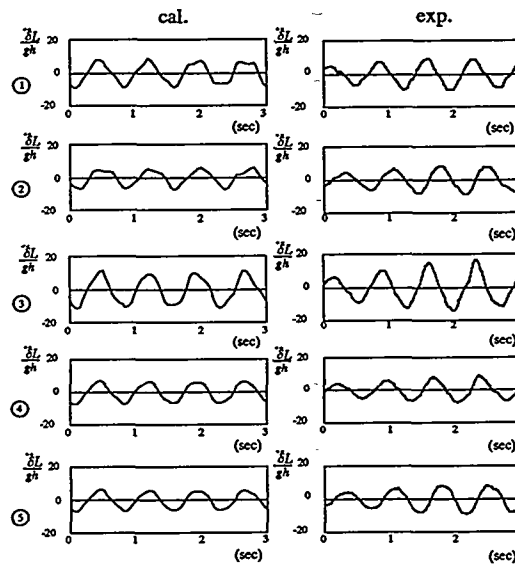


Fig.7 Time histories of vertical acceleration for main hulls and cabin of the model ($F_n=0.65, \lambda/L=2.0$)

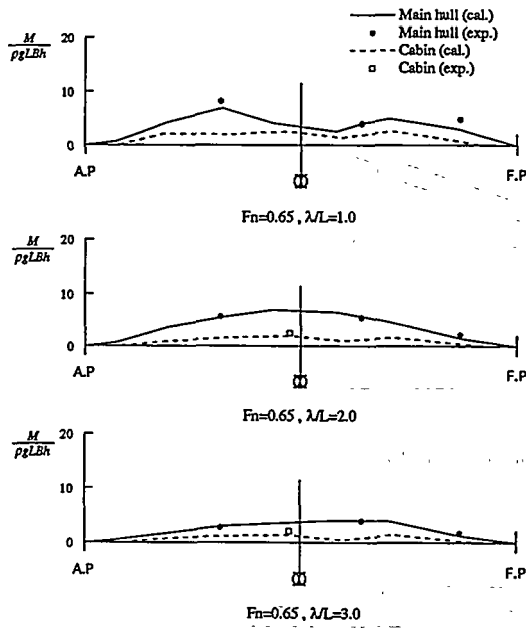


Fig. 8 Wave bending moments in the model

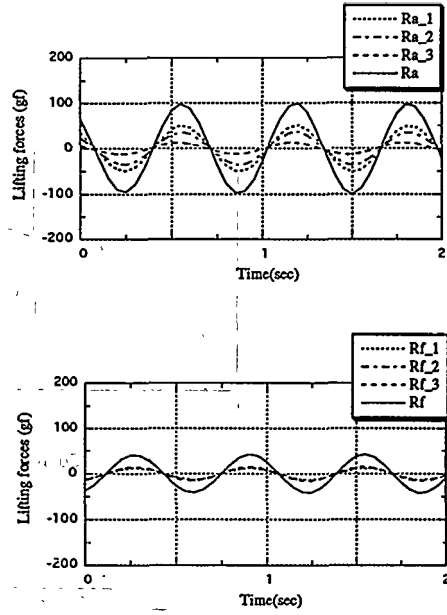


Fig. 9 Time history of lifting force components in aft and fore hydrofoils (Wave height=4cm, Fn=0.3, lambda/L=1.0)

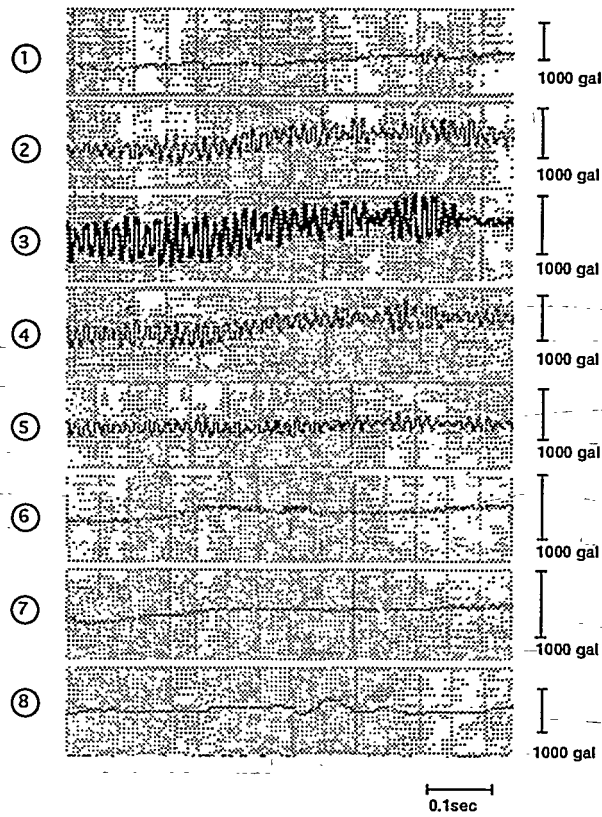


Fig.10 Experimental records of exciting vibrations by engines (4000rpm)

19 大型フェリーの主船体節振動応答特性に関する研究

○正員 瀧本 努* 正員 山本 明*
正員 椛田 剛* 正員 柳 和久**

1. 緒言

最近、大型フェリーの低振動・低騒音化の要請はますます厳しくなる一方で、高速化・高馬力化に伴い主機起振力やプロペラ起振力は増大する傾向にある。一般に大型フェリーでは甲板高さの制約などから4サイクル中速ディーゼル機関（以下中速主機と称す）を主機関として搭載するが、中速主機は一般商船に採用される低速主機に比較して軸回転数が高く、これに伴い起振振動数が高い。これとフェリー特有の構造特性が相俟って、大型フェリーの振動応答特性は極めて複雑であり、一般商船とはかなり異なった現象を呈する。

著者の一部は先に、詳細振動応答計算結果や実船振動実験および実船振動計測結果を基にして、大型フェリーの主船体振動応答を現象毎に分類して検討した。[1]

本論文では、このうち主機1次成分振動に着目して主船体上下節固有振動数と内部モーメントに対する主船体振動応答の推定・評価法について検討した。

2. 主船体上下節固有振動数の推定

2.1 推定式

主船体上下2節固有振動数 N_2 はToddの式に従って全船を一様断面梁と仮定し、更に長大上構の剛性影響を評価できるように次式のように設定した。

$$N_2 = C \cdot (D'/D) \sqrt{(BD^3/\bar{\Delta}L^3)} \quad (1)$$

$$\bar{\Delta} = \Delta \cdot (1.2 + B/3d) \quad (2)$$

ここで、 L ：船長（垂線間長を採った）、 B ：型幅、 d ：吃水、

Δ ：排水量、 D ：最大縦通甲板深さ、 D' ：最大甲板深さ

また、主船体上下高次節固有振動数 N_n （ n ：主船体節数）は(3)式のように設定した。

$$N_n = C_n \cdot N_2 \quad (3)$$

2.2 パラメータの選定

推定式(1)式および(3)式中のパラメータ C 及び C_n はTable 1に示す大型フェリーのうちA船～E船の実測固有振動数を用いて最小2乗法で求めた。このようにして得られたパラメータ C を(4)式に示す。また、Fig. 1に主船体節数とパラメータ C_n の関係を示す。

$$C = 6.66 \times 10^4 \quad (4)$$

2.3 推定精度

Fig. 2 (a)にパラメータ算出に用いたA船～E船での固有振動数推定精度を示す。同図に示すように実測固有振動数と(1)～(3)式を用いた本推定法による推定固有振動数は一

* 三菱重工業(株)下関造船所

**三菱重工業(株)技術本部 長崎研究所

部を除きほぼ5%以内の誤差で一致していることがわかる。

Fig. 2 (b)にパラメータ算出に用いていないF船～I船での固有振動数推定精度を示す。H船では誤差は7～14%と大きいですが、F船、G船及びI船ではA船～E船と同様に推定誤差は5%以内であり、本推定手法は実用上差し支えない程度の推定精度と判断される。

3. 主船体振動応答の推定

3.1 推定式

中速主機では文献[2]で言及されるように主機関の撓みを考慮する必要があり、外部モーメントだけでは評価できず、便宜上主機関を2分して前後部に作用するモーメントを内部モーメントと称して、この内部モーメントで主機不平衡慣性力を評価する必要がある。

Fig. 3に示すような座標系で内部モーメント M のなす仕事 W は文献[1]で提案したように(5)式のように書ける。

$$W = \left(n\pi/L\right)^2 \cdot \sin\left(n\pi \bar{X}_c/L\right) \cdot Y_c \cdot M\bar{L} \quad (5)$$

ここで、 n : 主船体節数、 L : 船長、 Y_c : 機関室振動振幅、 \bar{X}_c : 主機関中央位置～主船体節位置間距離、 M : 内部モーメント、 \bar{L} : 内部モーメント作用点間距離

(5)式では主船体振動モードを正弦波で近似しているが、実際の主船体振動モードが機関室内では主機自身の剛性により正弦波から異なる。即ち、主機剛性の増大に伴って有効起振力(即ち内部モーメントによる仕事)は低下する傾向にある。

そこで、この影響を考慮するために主機関剛性影響係数 K を(5)式に乗じた。この時、内部モーメントが誘起する船尾端の振動応答加速度 a_E は(6)式で表すことができる。

$$a_E = (\pi/\delta) \cdot (g/\bar{W}) \cdot K \cdot W \quad (6)$$

ここで、 \bar{W} : 船尾端で基準化した振動有効重量、 δ : 対数減衰率、 g : 重力加速度
なお、対数減衰率 δ は固有振動数 N の関数として(7)式で仮定した。

$$\delta = N^{0.75}/1000 \quad (7)$$

(6)式に(5)式を代入して整理すると(8)～(10)式ようになる。

$$a_E = \left(n\pi/L\right)^2 \cdot (\pi/\delta) \cdot (g/\bar{W}) \cdot \phi_B \cdot \mu_B \cdot K \cdot P \cdot M\bar{L} \quad (8)$$

$$\bar{W} = C_W \cdot \bar{\Delta} \quad (9)$$

$$P = \left| \sin\left(n\pi \bar{X}_c/L\right) \right| \quad (10)$$

ここで、 C_W : 有効重量係数、 ϕ_B : 船尾端で基準化した機関室船側の比振幅

μ_B : 機関室二重底構造の振幅拡大係数、 K : 主機関剛性影響係数、

P : 主機関配置影響係数

また、主船体各部の振動応答加速度 a_p は(11)式で表すことができる。

$$a_p = \mu_P \cdot \phi_H \cdot a_E \quad (11)$$

ここで、 μ_P : 応答点部甲板構造振幅拡大率

ϕ_H : 船尾端で基準化した応答点部船側の比振幅

3.2 パラメータの選定

(8)式, (9)式中のパラメータ C_W , ϕ_B , μ_B , K 及び P は, 全船 FEM 振動計算結果等を用いて最小 2 乗法により求めた。このようにして求めた結果を Fig. 4 ~ Fig. 9 に示す。

Fig. 4 および Fig. 5 に示すように有効重量係数 C_W と機関室船側比振幅 ϕ_B は主船体節数の関数として求めた。二重底振幅拡大係数 μ_B は Fig. 6 に示すように機関室二重底固有振動数 N_{DB} の関数とし, 主機剛性影響係数 K は Fig. 7 に示すように主機関と機関室二重底の剛性比の関数として夫々求めた。主機配置影響係数 P はまず Fig. 8 に示すように主船体節位置を最小 2 乗法により求め, 次に Fig. 9 に示すように節間を正弦半波として求めた。

また, Fig. 10 に実船振動計測などにより得られた 7 節振動と 8 節振動の主船体船側位置での船長方向の上下振動分布を示すが撤付きが大きく, 今後データの蓄積を行い推定式の導出を図る必要がある。

3.3 推定精度

以上に示した各パラメータの推定式を用いて (8)式で各船の共振回転数での船尾端上下方向の振動加速度を計算した。Fig. 11 に本手法による推定振動加速度を各船の公試運転時に計測した共振回転数での実測振動加速度と比較して示す。ここで, 主機 1 次起振力により発生する主機 1 次成分振動は文献 [1] に示したように両舷機間で軸回転数差に起因して起振力の重畳, 相殺が生じうなり現象を生じるが推定値, 実測値とも最大値とした。

同図に示すように本手法による推定振動加速度と実測振動加速度はおおよそ 30% 以内の誤差で一致している。この程度の推定誤差は初期設計段階においては実質上十分差し支えないと判断される。

4. 結言

中速主機搭載船の大型フェリーを対象として主機 1 次内部モーメントにより誘起される主船体節振動応答特性について詳細振動計算結果や実船振動実験及び実測結果を用いて検討した。得られた結果は次の通りである。

(1) 主船体上下節固有振動数に対する本提案の推定式の推定誤差は約 5% である。

(2) 船尾端での上下方向振動加速度に対する本提案の推定式の推定誤差は約 30% である。

今後, 主船体振動分布などのデータを蓄積すると共に本報告で示した各パラメータの精度向上を図り, 主船体各部の振動応答推定法について検討する予定である。

参考文献

[1] 柳和久, 梶田剛, 山本明; 大型フェリーの船体振動応答特性に関する研究,

西部造船会会報第 87 号 (平成 6 年 3 月), pp. 275~286

[2] 大高勝夫; 往復動機関の起振力について (1),

日本造船学会船体構造委員会西部地区部会

145	56	2/2
-----	----	-----

 (昭和 62 年 12 月)

Table 1 Principal particulars of ships

name	L _{pp} (m)	B _M (m)	D _M (m)	G/T (ton)	main engine × 2	max output (ps)
shipA	175.0	27.0	9.8	abt17k	8-L×2	28800
shipB	175.0	27.0	10.0	abt13k	8-L×2	23400
shipC	175.0	27.0	9.8	abt17k	8-L×2	28800
shipD	175.0	27.0	9.9	abt13k	12-V×2	35600
shipE	125.0	21.0	7.0	abt 6k	14-V×2	18200
shipF	158.0	25.0	10.0	abt11k	14-V×2	46200
shipG	90.0	16.0	6.2	abt 2k	6-L×2	9000
shipH	156.0	22.0	7.6	abt10k	18-V×2	27000
ship I	175.0	27.0	9.9	abt14k	14-V×2	46200

note) main engine is described the cylinder no. and type (L type or V type)

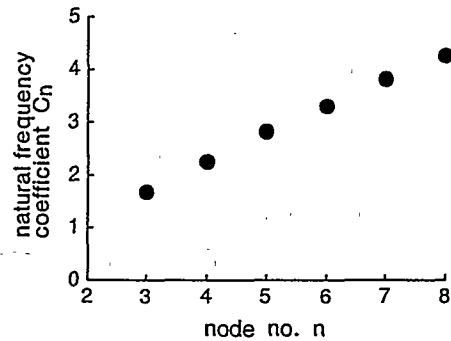


Fig.1 Obtained natural frequency coefficients

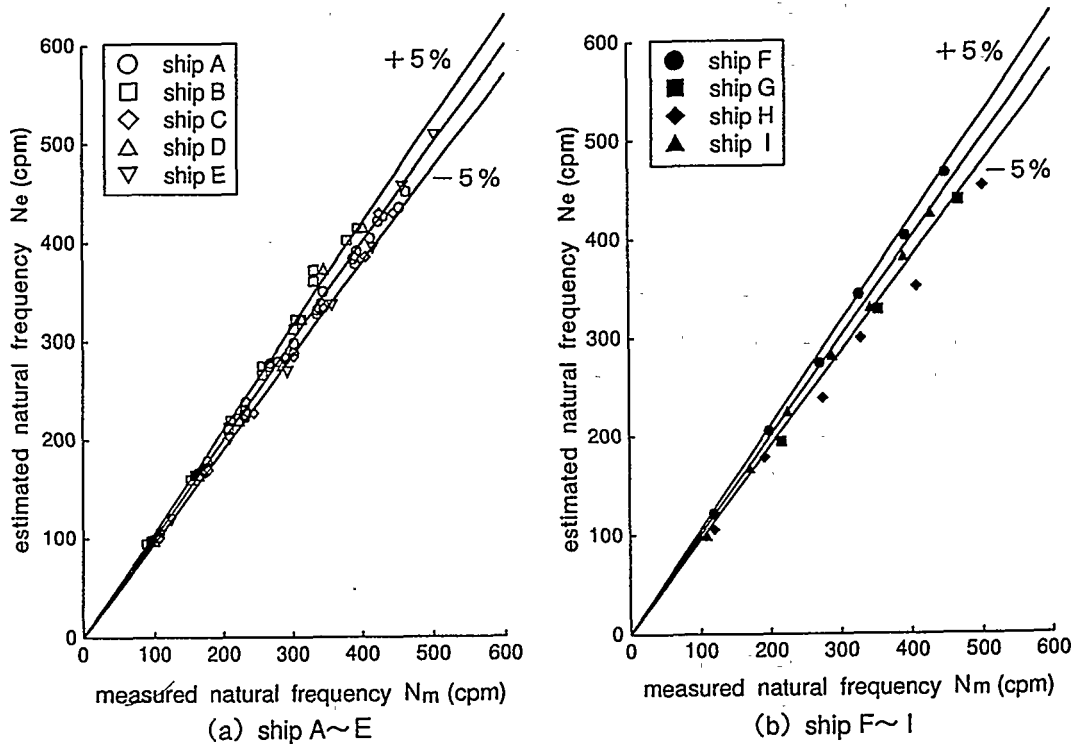


Fig.2 Comparison of measured and estimated natural frequencies of vertical nodal vibrations of main hull

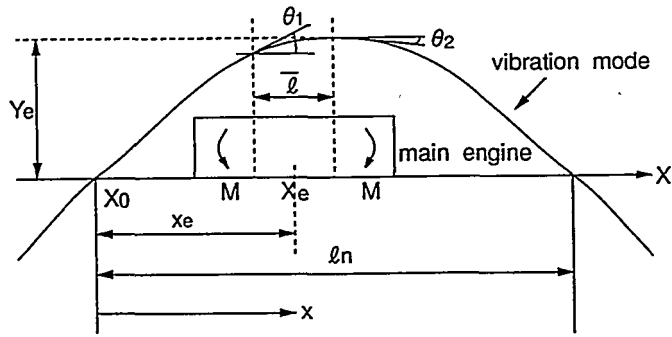


Fig.3 Coordinate system for main engine

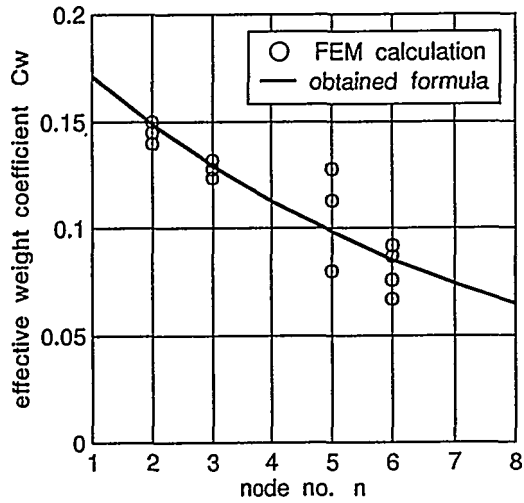


Fig.4 Relation between node no. and effective weight coefficient

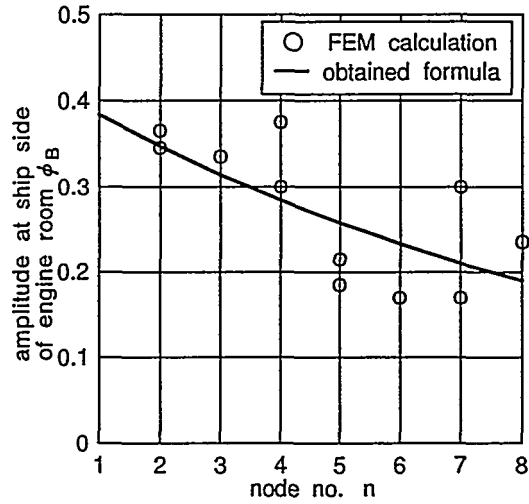


Fig.5 Relation between node no. and amplitude at side of engine room

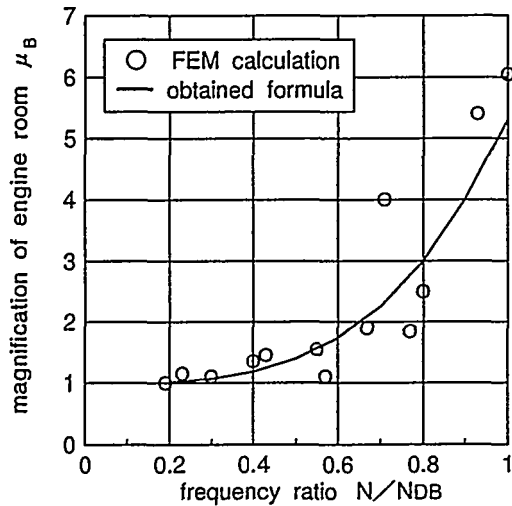


Fig.6 Relation between frequency ratio and magnification of engine room

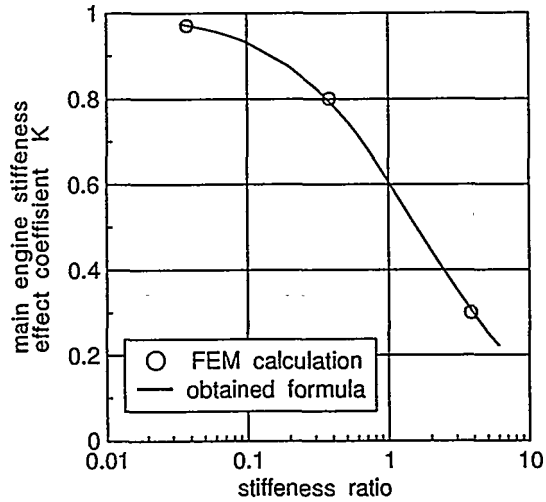


Fig.7 Relation between stiffness ratio and stiffness effect coefficient

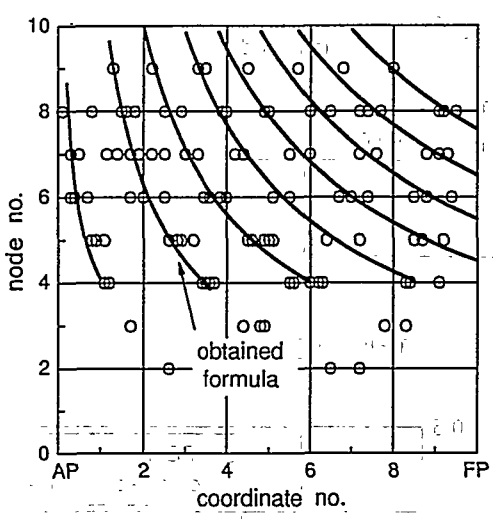


Fig.8 Relation between node no. and position of nodes

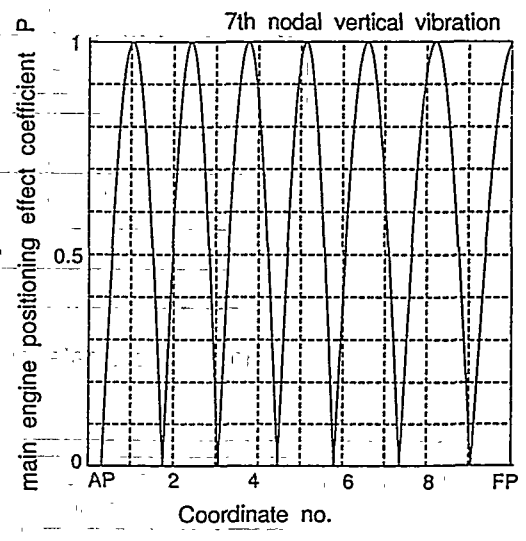
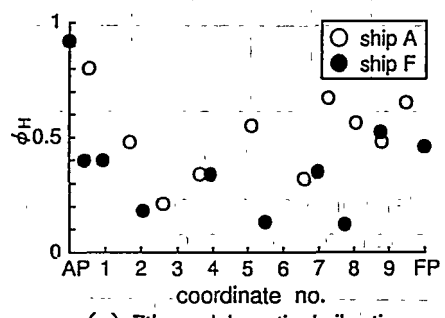
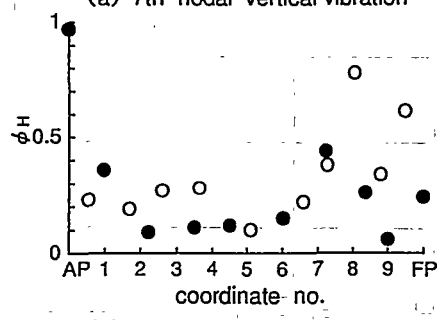


Fig.9 Obtained main engine positioning effect coefficient



(a) 7th nodal vertical vibration



(b) 8th nodal vertical vibration

Fig.10 Longitudinal distribution of vertical vibration responses of main hull girder

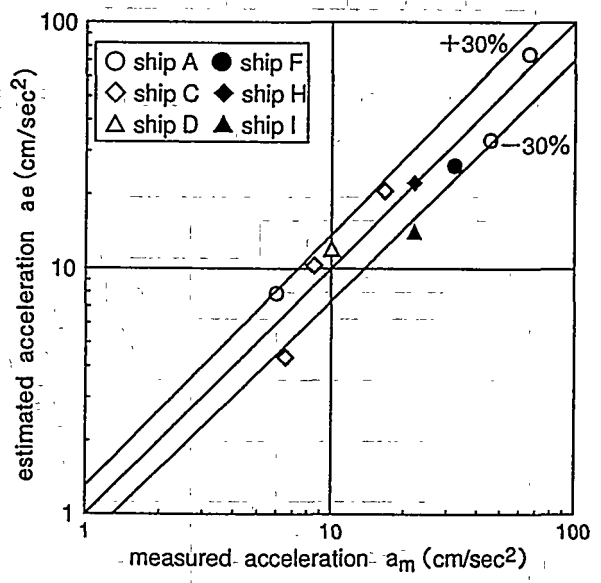


Fig.11 Comparison of measured and estimated vibrational response at aft end

20 水中に固定された円筒シェルの接水振動実験

○正員 豊田 和隆* 正員 安澤 幸隆*
正員 香川 洸二* 学生員 七ツ谷幸喜*

1. 緒言

広い海洋空間を有効に利用するために、著者らは近年、海中大型シェル構造物のフィージビリティスタディを構造工学的側面から研究している。これまでの研究で著者らは構造物の動的応答特性を求めるために、水底に固定された回転体シェルの固有振動解析を行うのに必要なツールすなわち数値解析コード「DASOR」を開発した[1], [2]。さらに開発した解析コードを用いて流体-構造連成固有振動解析を行い、最低固有振動数が発生する振動モード、および非接水時の振動に対して等価な付加質量は非接水時のモーダル質量の1.5倍にも達する可能性があることなどを明らかにした。

そこで本研究では、円筒シェルを用いた実験により、接水による円筒シェルの振動特性への影響を明らかにすることを目的としている。また、すでに著者らにより開発された接水回転体シェル振動解析コード「DASOR」の数値計算結果、簡易理論解析解[3]、及び実験結果を比較検討し、「DASOR」の妥当性を明らかにしている。

2. 「DASOR」および簡易理論解析解

本研究では、実験結果、「DASOR」による数値計算結果、簡易理論解析解の3種類の値を比較し、実験結果の信頼性、「DASOR」の妥当性等を確認した。以下に「DASOR」および簡易理論解析解を示す。

2.1. 「DASOR」数値計算コード

「DASOR」はDonnell-Mushtari-Vlasovのシェル理論に基づき、付加水質量効果、動的応答特性に及ぼす水深の影響などを求めることを目的として、著者らが開発した回転体シェルの動的解析コードである。

Table 1に「DASOR」の諸元及び特徴を示す。

軸対称薄肉円筒シェル	FEM
周囲の流体	BEM

- ・回転慣性を考慮
- ・接水振動解析が可能

2.2. 簡易理論解析公式

円筒シェルの固有振動数を求める簡易理論解析公式は式(1)で表される。ここではFormula Aと呼ぶことにする。固有振動数 ω は特性方程式(1)の λ を解くことによって求められる。Formula Aは、軸方向モードを梁の固有モードと仮定してFlüggeのシェル理論とRayleigh-Ritz法を用いて導かれたもので、面内慣性は考慮しているが、回転慣性及び剪断変形については考慮されていない。

*九州大学工学部

$$\alpha_2 \lambda^6 - (a_{11} + \alpha_2 a_{22} + \alpha_2 a_{33}) \lambda^4 - (a_{12}^2 + a_{13}^2 + \alpha_2 a_{23}^2 - \alpha_2 a_{22} a_{33} - a_{11} a_{33} - a_{11} a_{22}) \lambda^2 + a_{12}^2 a_{33} + a_{23}^2 a_{11} + a_{13}^2 a_{22} - a_{11} a_{22} a_{33} - 2 a_{12} a_{23} a_{13} = 0 \quad (1)$$

$$\lambda = a_{10} \omega$$

ここで $a_{10} \sim a_{33}$ は円筒シェルの諸元（長さ、直径、肉厚、材質等）及びモード形状により決定される係数である。

3. 実験装置

実験に使用した試験体を Fig.1 に、またその諸元を Table 2 に示す。試験体は円周方向モードは4次モードまで測定することを想定し $\pi/8$ ごとに16分割、また長手方向は3次モードまで測定することを想定し4cmごとに5分割とフランジ部の上から2cmのところ、6分割しその格子点を測定点とした。フランジ部は円筒シェル部に比べて肉厚を厚くし(5mm)、円筒シェルの固定するためのねじ加工を行った。

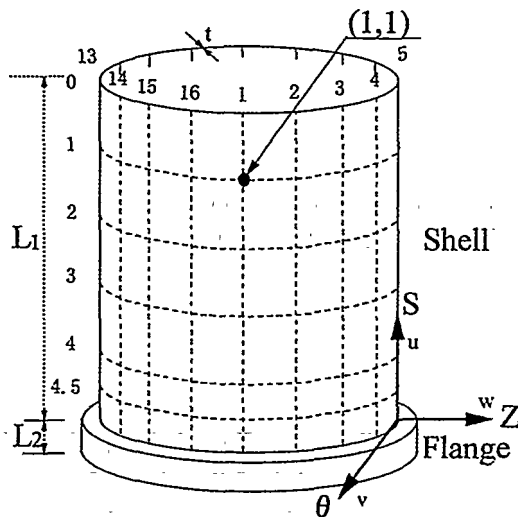


Fig.1 Test piece

Table 2 Specification of test piece

円筒部高さ	L_1	0.2(m)
円筒部半径	r	0.0815(m)
フランジ部高さ	L_2	0.01(m)
円筒部肉厚	t	0.002(m)
材質		黄銅

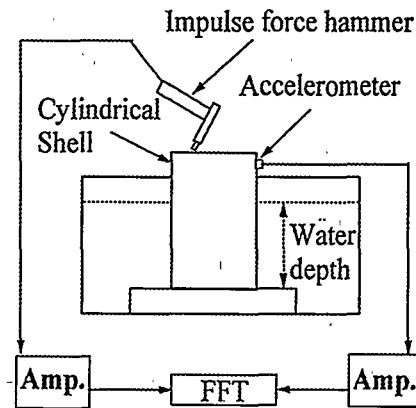


Fig.2 Equipment for experiment

次に実験装置の概略図を Fig.2 に示す。実験はインパクト加振法を用いて行い、円筒シェルのベースをスポンジもしくはアルミに交換することで自由端状態、固定端状態のモーダルパラメータを測定した。

また円筒シェル、ベースを水槽内に設置し、水槽に水を入れることで接水状態での測定が可能である。なお測定時の加速度ピックアップ取り付け位置は Fig.1 の(1,1) である。

4. 両端自由の円筒シェル(空中)

両端自由の実験は円筒シェルを柔らかいスポンジ上に設置して測定した。実験結果を Fig.3 に示す。Fig.3 で j は軸方向の振動モードの半波の数、 i は円周方向の波の数である。両端自由の円筒シェルは Rayleigh mode、Love mode と呼ばれる二つの振動モードで振動することが知られており、その違いは上端と下端が同相で振動するモード (Rayleigh mode)、逆相で振動するモード (Love mode) であることである。それぞれのモード形状を Fig.4 に示す。

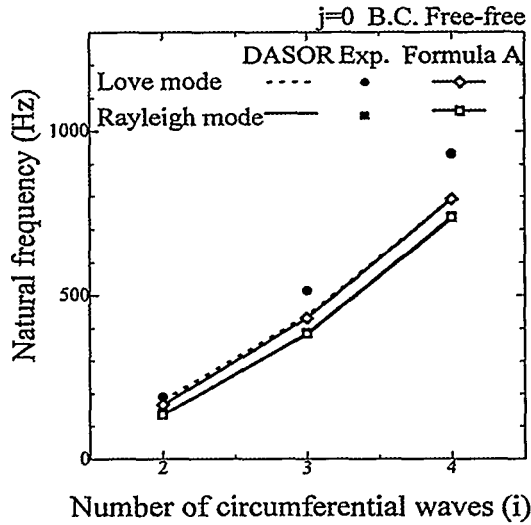
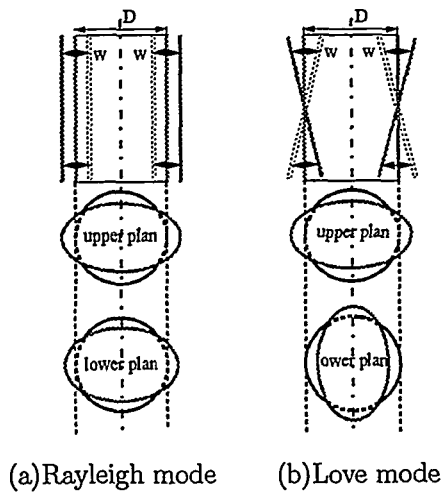
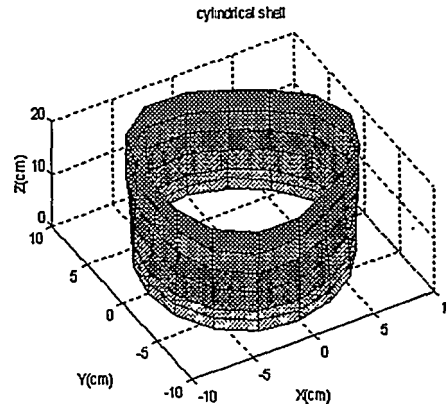


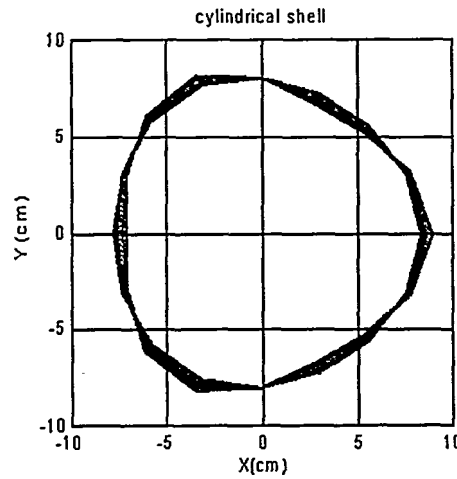
Fig.3 Comparison of experimental results, DASOR and Formula A



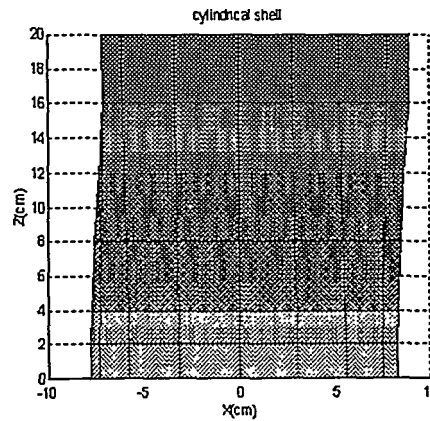
(a) Rayleigh mode (b) Love mode
Fig.4 Rayleigh and Love mode



(a) Vibration mode



(b) Plan



(c) Profile

Fig.5 Mode shape ($j=0, i=3$)

Fig.4(a) は上端の円形と下端の円形は同じ位相で、Fig.4(b) は上端と下端が逆相で振動していることを表している (ともにモード形状は $i = 2$ の楕円)。また Fig.5 は Rayleigh mode で $j = 0$, $i = 3$ の場合のモード形状を表している。Fig.5(a) は斜め上方からの俯瞰図、Fig.5(b) は平面図、Fig.5(c) は側面図である。Fig.5(b) では $i = 3$ のモード形状である 3 角形に振動していることが確認できる。

Fig.3 では i の増加にともなって Love mode の実験結果 (EXP) が「DASOR」数値計算結果 (DASOR)、簡易理論解析解 (Formula A) よりも高く計測されている。これは円筒シェル下部のフランジの影響により、円筒シェルの剛性が一様になっていないことが原因である。そのため、円筒シェル部とフランジ部で曲げ変形が発生する Love mode に対して影響が大きく発生している。Fig.3 において、実験結果 (EXP)、「DASOR」数値計算結果 (DASOR)、及び簡易理論解析解 (Formula A) は良い一致を示していることから、両端自由状態での「DASOR」の妥当性が確認できる。

5. 非接水・底面固定時のモーダルパラメータ測定

非接水・底面固定時の実験は円筒シェルをアルミベース上に設置して測定した。実験結果を Fig.6 に示す。Fig.6 は円筒シェルの固有振動数と円周方向の振動モード i の値の関係を表し、実験結果 (EXP)、「DASOR」数値計算結果 (DASOR)、境界条件を同定した「DASOR」数値計算結果 (DASOR modified)、簡易理論解析解 (Formula A) の 4 種類の値を比較できる。Fig.6 で実験結果 (EXP) と「DASOR」数値計算結果 (DASOR)、簡易理論解析解 (Formula A) は一致していない。

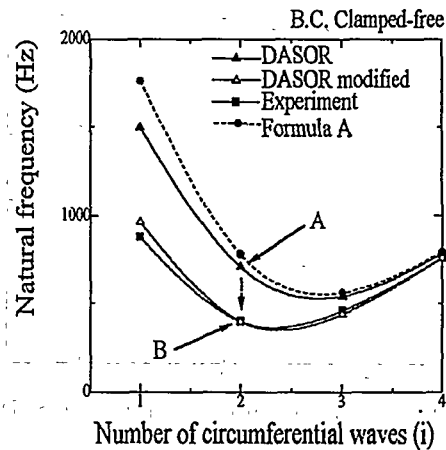
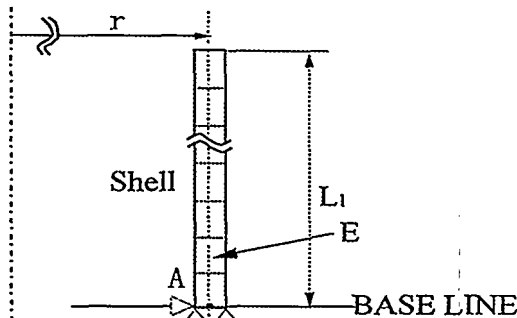
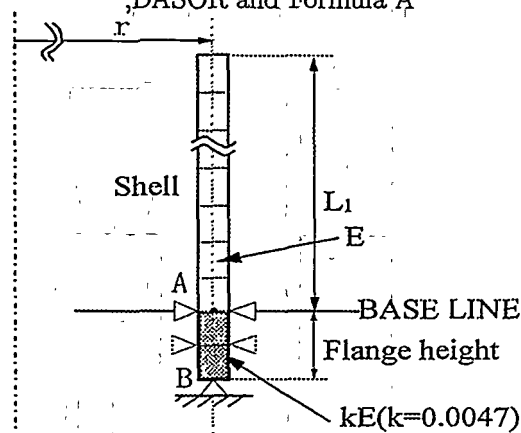


Fig.6 Comparison of experimental results, DASOR and Formula A

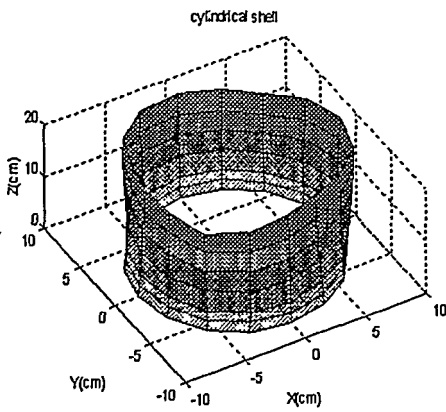


(a) Perfectly fixed boundary condition

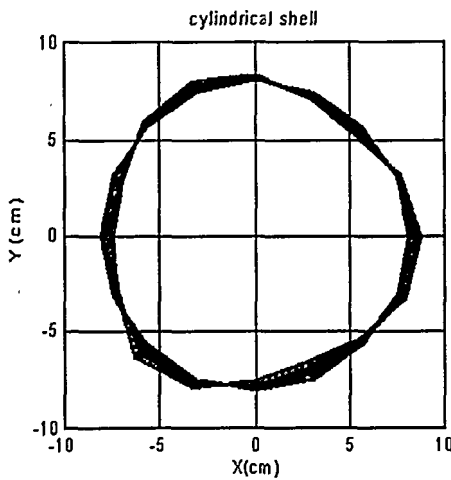


(b) Modified boundary condition

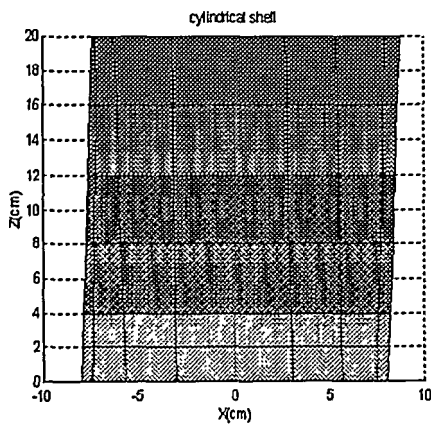
Fig.7 Modification of boundary condition



(a) Vibration mode



(b) Plan



(c) Profile

Fig.8 Mode shape(j=1,i=3)

特に $i = 1, 2$ の低次モードでは実験結果 (EXP) が40%程度低くなっている。これは「DASOR」数値計算結果(DASOR)、簡易理論解析解(Formula A)には底面の完全固定状態を用いたが、実験では完全固定状態が実現できていないことが原因である。

そこで本研究では「DASOR」の数値計算をするために用いる境界条件を同定した。同定を行ったモデルをFig.7に示す。同定前の「DASOR」数値計算は円筒シェルを40要素(1要素あたり5mm)に分割し、Fig.7(a)に示すように最下端要素を上下方向、円周方向、半径方向、回転についての拘束している。これに対して同定は、シェル部最下端要素の下方にフランジ部の高さ(10mm)に相当する2要素を加えて42要素とした。さらにフランジ部はねじ締結によってベース部に固定されていることを考慮して、フランジ部のヤング率を円筒シェル部より低い値で同定した。同定値はFig.6で最も振動数の低い $i = 2$ における「DASOR」数値計算結果(A点)が実験結果(B点)と等しくなる値を採用した。使用した値は円筒シェル部のヤング率に対して4.7%であった。これにより実験値(EXP)と境界条件を同定した「DASOR」数値計算結果(DASOR modified)は $i = 1$ 及び $i = 3, 4$ でも良好な一致を示している。以上の結果から底面固定時には、境界条件を考慮することにより「DASOR」の妥当性が確認された。なお簡易理論解析は複雑な境界条件の設定には対応していないため、比較対象外とした。

またFig.8は底面固定状態で $j = 1, i = 3$ の場合の実験結果の振動モードを表している。Fig.8(a)は斜め上方からの俯瞰図、Fig.8(b)は平面図、Fig.8(c)は側面図である。Fig.8(b)でも $i = 3$ のモード形状である3角形に振動していることが、またFig.8(c)では $j = 1$ のモード形状が確認できる。

6. 接水・底面固定時のモーダルパラメータ測定

接水・底面固定時の実験は円筒シェルをアルミベース上に設置し、水槽の水位を変化させて測定した。実験結果を Fig.9 に示す。Fig.9 で (a)、(b)、(c) はそれぞれ $i=2, 3, 4$ の時の水位と固有振動数であり、実験結果 (EXP)、 「DASOR」 数値計算結果 (DASOR)、境界条件を同定した 「DASOR」 数値計算結果 (DASOR modified) の 3 種類の値が比較できる。

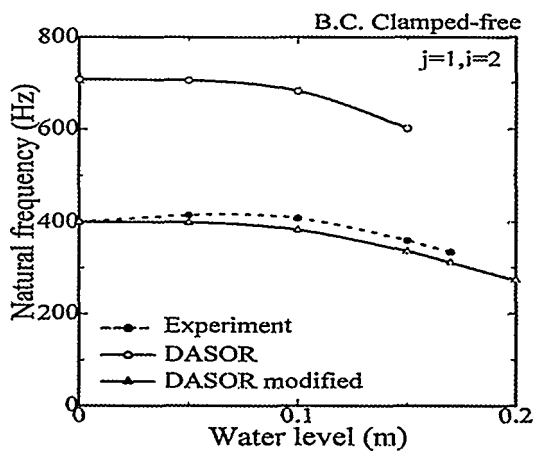
(a)、(b)、(c) の全ての図において固有振動数は水位の増加に従って下がる傾向にある。これは水圧により円筒シェルに面内応力が発生するためである。また Fig.9 でも Fig.6 と同様に実験結果 (EXP) と 「DASOR」 数値計算結果 (DASOR) は一致していない。しかし、この場合も 5 章で求めた同定値を用いることにより、実験結果 (EXP) と境界条件を同定した 「DASOR」 (DASOR modified) は良好な一致を示している。以上の結果から接水・底面固定時における 「DASOR」 の妥当性を確認した。

7. 結言

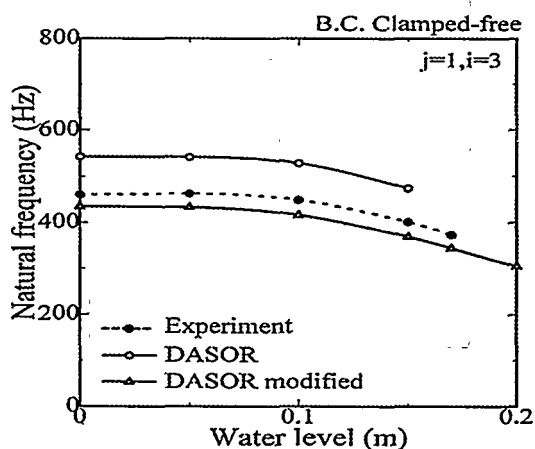
1. 水中円筒シェルは水位の増加に伴い付加質量効果により固有振動数が下がる。
2. 「DASOR」 は境界条件を考慮することにより、よく実験値と一致し、その妥当性が確認された

参考文献

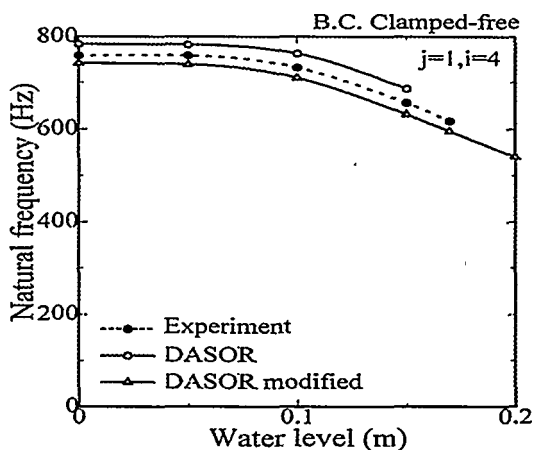
- [1] 安澤幸隆、香川洸二、高橋弘行：海中大型回転体シェル構造物の動的特性（第一報），日本造船学会論文集第 175 号（平成 6 年 6 月），pp.325-336.
- [2] 安澤幸隆、香川洸二、高橋弘行：海中大型回転体シェル構造物の動的特性（第二報），日本造船学会論文集第 176 号（平成 6 年 12 月），pp.367-373.
- [3] Robert D.Blevins "FORMULAS FOR NATURAL FREQUENCY AND MODE SHAPE", Robert E.Krieger Pub., pp.291-321.



(a) $i=2$



(b) $i=3$



(c) $i=4$

Fig.9 Comparison of experimental results ,DASOR and modified DASOR

21 水圧を受ける矩形板の圧壊挙動に関する研究

正員 矢尾 哲也* 正員 藤久保昌彦*
 ○学生員 水谷 圭介**

1. はじめに

船底板は、ホギング状態で縦曲げによる船長方向の面内圧縮力と水圧による横分布力を受けている。この船底板の座屈崩壊は船体横断面の縦曲げ崩壊に直結するために、船底板は十分な強度を有している必要がある。そのために、水圧と面内圧縮荷重を同時に受ける矩形板あるいは防撓矩形板の座屈崩壊強度に関する研究が数多く行われている [1,2,3]。

これらの研究の理論解析では、たわみ波形を三角級数で表し、種々のエネルギー原理に基づいて弾性大たわみ解析の基礎式を導いている。しかしながら、実際の計算に当たっては境界条件にもよるがほとんどの場合、たわみ波形を水圧による 1 半波 × 1 半波成分と座屈成分の 2 項の和で近似している。この近似は、上記の研究で実験が実施された範囲内では、ほぼ正しい結果を与えているようである。しかしながら、水圧と面内圧縮力を受ける矩形板の挙動は複雑であり、2 成分のみで常に実際の座屈挙動を再現出来る保証はない。

解析的手法では見通しの良い解が得られる反面、解は仮定したたわみ成分に支配される。一方、有限要素法解析では解の精度は要素分割に依存するものの、本質的にこのような制約条件はない。そこで、本研究では、有限要素法に基づく静的な弾性大たわみ解析および弾塑性大たわみ解析を実施し、水圧と面内圧縮荷重を受ける矩形板の座屈崩壊挙動を明らかにすると共に、従来の近似解析的手法の適用限界についても考察する。なお、飛び移りを伴う現象が生じる場合に対しては、動的な解析も実施する。

2. 解析方法および解析対象

2.1 有限要素法解析

水圧と面内圧縮力を受ける矩形板の座屈崩壊解析には、計算コード ULSAS の PLATE VERSION を使用した。本コードは、次数低減積分型のシェル要素を用いた弾性/弾塑性大たわみ解析プログラムで、著者らの研究室で開発されたものである。

解析では、水圧を所定の大きさまで作用させた後に一定値に保ちながら、面内圧縮荷重を作用させた。面内圧縮荷重のもとでの弾性大たわみ挙動の解析では、弧長増分法を適用して静的平衡経路を追跡した。ただし、たわみ波形の変化が荷重の低下を伴って生じる飛び移り現象が現れる場合には、別途動的な解析も実施した。一方、弾塑性大たわみ挙動の解析では静的/動的いずれの解析でも、基本的には強制変位を単調増加させる形で、面内圧縮荷重を負荷した。なお、動的解析では一定速度で強制変位を与えた。

2.2 解析的手法による解析

一方、従来の解析的手法では、例えば周辺単純支持の場合、次式のたわみを仮定する。

* 広島大学工学部

** 広島大学大学院工学研究科

$$w = \left(A_m \sin \frac{m\pi x}{a} + A_n \sin \frac{n\pi x}{a} \right) \sin \frac{\pi y}{b} \quad (1)$$

初期たわみとしても同様の波形を仮定し、仮想仕事の原理を適用すると、一様分布荷重 q および 2 方向の面内圧縮応力 σ_x と σ_y が作用している場合の弾性大たわみ解析の基礎式として、次式が導かれる。

$$\begin{aligned} \alpha_1(A_m^2 - A_{0m}^2)A_m + \alpha_2(A_n^2 - A_{0n}^2)A_n + \alpha_3(A_m A_n - A_{0m} A_{0n})A_n + \alpha_4(A_m - A_{0m}) \\ - \alpha_5 A_m \sigma_x - \alpha_6 A_m \sigma_y - \alpha_7 q = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \beta_1(A_n^2 - A_{0n}^2)A_n + \beta_2(A_m^2 - A_{0m}^2)A_m + \beta_3(A_m A_n - A_{0m} A_{0n})A_m + \beta_4(A_n - A_{0n}) \\ - \beta_5 A_n \sigma_x - \beta_6 A_n \sigma_y - \beta_7 q = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

上式の係数の記述は、紙数の関係で省略する。

2.3 解析対象および境界条件

水圧が面内圧縮荷重を受ける矩形板の座屈挙動に及ぼす基本的な影響を知る目的で、まず、アスペクト比が $a/b = 2.0$ および 3.0 の矩形板を対象として、弾性大たわみ解析を実施した。板幅および板厚は $b = 1,000 \text{ mm}$, $t = 10 \text{ mm}$ と設定した。面外曲げに対する境界条件は、単純支持とした。また、4 辺は直線を保ち、面内方向には自由に移動出来るとした。水圧の大きさを変化させ、座屈挙動の変化を調べた。板には、荷重方向 1 半波および水圧がない場合の座屈モード成分の初期たわみを、板厚の $1/100$ づつ与えた。

つぎに、上記の板を対象として弾塑性大たわみ解析を実施し、水圧と面内圧縮荷重を受ける矩形板の座屈・塑性崩壊挙動について考察を加えた。

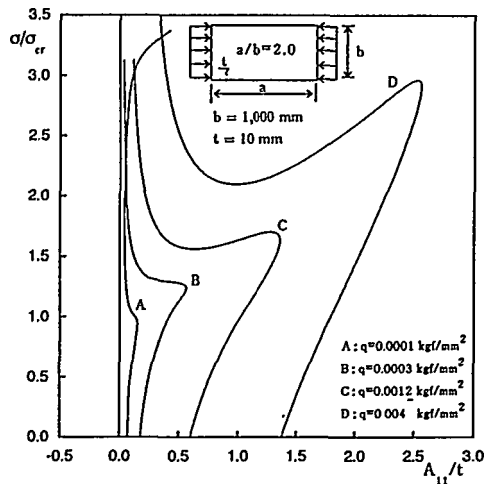
最後に、実船の船底板 ($a \times b \times t = 1,770 \times 854 \times 18 \text{ mm}$) を対象として弾塑性大たわみ解析を実施し、水圧が船底板の座屈崩壊強度に及ぼす影響を明らかにした。対象とした実船の深さが 24 m であるので、水圧は最大 24 m 水頭までの範囲で変化させた。また、この解析では船側に作用する水圧によって生じる横方向圧縮の影響を考慮した解析も実施した。さらに、水圧が大きくなると周辺の境界条件が固定に近くなることも考えられるため、周辺固定の境界条件でも解析を実施した。

なお、本梗概では紙数の関係で、アスペクト比 2.0 の矩形板に対する弾性大たわみ解析、および実船の船底板に対する座屈崩壊解析の結果を中心に話を進める。

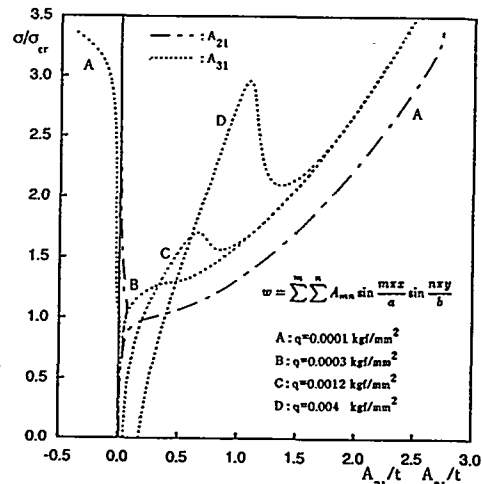
3. 水圧と面内圧縮力を受ける矩形板の弾性座屈挙動

3.1 水圧が弾性座屈挙動に及ぼす影響

アスペクト比 2.0 の周辺単純支持の矩形板に対して、 $q = 0.0001, 0.0003, 0.0012$ および 0.004 kgf/mm^2 の 4 種類の水圧を設定して実施した有限要素法解析の結果を、Fig. 1 に示す。図の縦軸は座屈応力で無次元化した平均圧縮応力、横軸は節点変位から求めたたわみ成分の係数の板厚による無次元量を表す。図 (a) は荷重方向 1 半波成分、図 (b) は荷重方向 2 および 3 半波成分を表している。一方、Fig. 2 はそれぞれの場合の、平均圧縮応力と平均圧縮ひずみの関係を表す。



(a) A_{11} component



(b) A_{21} and A_{31} components

Fig. 1 Average stress-deflection component relationships

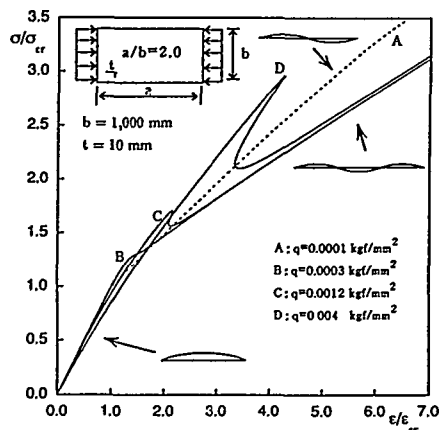


Fig. 2 Average stress-average strain relationships

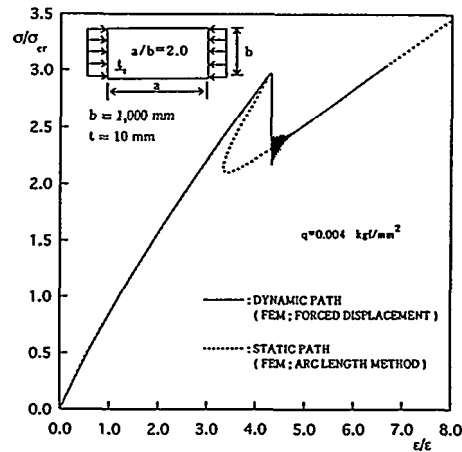


Fig. 3 Static and dynamic path

まず、水圧の大きさに応じて生じるたわみの大きさが異なるために、Fig. 1 の横軸上のたわみ係数の初期値が異なっている。図より、水圧によるたわみでは1半波×1半波成分が最も大きいことがわかる。

つぎに、面内圧縮荷重が作用すると、水圧の大きさに関わらず、荷重の増加と共に各たわみ成分とも増加して行く。水圧が小さい場合には、座屈荷重近傍で1半波成分は減少し始め、この板の座屈モードである2半波成分のみ急増し成長を続ける。しかしながら、水圧が大きくなって来ると座屈荷重を越えてから成長するのは、座屈モードよりも1次高次の3半波成分となる。これは、水圧が大きくなると2半波成分よりも3半波成分が生じる方が、エネルギー的に楽になるためと考えられる。

横たわみの発生により板の面内剛性は低下するが、3半波モードが生じる方が剛性の低下量が大きいことが、Fig. 2 より分かる。

水圧が増加するに従って、荷重方向 1 半波モードから 3 半波モードに移行する荷重も増加するが、やがてモード移行時に荷重が減少する現象が現れる。この荷重減少過程では Fig. 2 に示されているように平均圧縮ひずみも減少しており、この経路は総ポテンシャルエネルギーが極大値を示す不安定な平衡経路となっている。実際は、荷重の極大点からつぎの安定平衡経路へ飛び移りが発生する。

$q = 0.004 \text{ kgf/mm}^2$ の場合について、別途動的解析を行った結果を静的解析の結果と比較して、Fig. 3 に示す。図は平均圧縮応力～平均圧縮ひずみ関係を表している。実線が動的解析の結果を表すが、荷重の極大点から飛び移りが生じ、飛び移り後の解は点線で表される弧長増分法による静的平衡経路まわりに振動し、やがて減衰して行くことが分かる。

弾性たわみ挙動に関しては、別途解析解を用いた計算も実施した。その結果、水圧が小さい範囲でたわみ成分を正しく仮定すれば、解析解と有限要素法解の間に比較的良好な相関が見られた。しかしながら、水圧が大きくなると、たわみ波形に高次成分の影響が現れるため、式 (1) のような単純な波形では実際のたわみモードを表せなくなり、近似解析解の適用は困難となることが明らかになった。

3.2 水圧が弾性座屈強度に及ぼす影響

水圧荷重によって生じるたわみは奇数波成分のみで、偶数波成分は生じない。従って、水圧がない場合の座屈モードが荷重方向に偶数波のモードであれば、面内圧縮荷重がある値に達するとこの偶数波モードの座屈が発生する。アスペクト比 2.0 の板に対して、式 (2) および式 (3) の解析解に基づいて求めたこのような座屈応力を水圧に対してプロットし、Fig. 4 に実線で示す。

一方、上述のように水圧荷重によって奇数波成分が発生しているため、面内圧縮荷重の載荷初期段階から奇数波成分は成長を始め、いわゆる分岐現象としての奇数波モードの座屈は存在しない。この場合の座屈荷重の厳密な定義は出来ないが、式 (2) および式 (3) を解いて得られる平均圧縮応力～平均圧縮ひずみ線図上の剛性が変化する点、あるいは飛び移り発生点として定義出来る。このような定義に基づく座屈応力を、点線で Fig. 4 に示す。

これに対して、有限要素法解析の結果に基づき、同様の定義で定められた座屈荷重を○および△で Fig. 4 に示す。前者は 2 半波モード、後者は 3 半波モードの座屈を表す。図より、水圧が小さい範囲での 2 半波モードの座屈応力は、近似計算でも比較的良好な精度で求められていることが分かる。一方、3 半波モードの座屈応力も、水圧が小さい範囲では近似計算で精度良く求められているが、水圧が大きくなると近似計算結果は実際の座屈強度を表さなくなる。これは、先にも述べたように水圧が大きくなると、高次成分が大きくなるためである。

なお、2 半波の座屈から 3 半波の座屈への変化は、有限要素法解析の結果ではより小さな水圧で生じている。これは、水圧を負荷し終わった段階で、初期たわみとして与えた荷重方向 2 半波成分よりも大きな 3 半波のたわみ成分が生じているためである。

4. 水圧と面内圧縮力を受ける矩形板の座屈・塑性崩壊挙動

4.1 実船の船底板パネルの崩壊挙動

つぎに、実船の船底板パネルを対象として座屈・塑性崩壊解析を実施した結果を示す。まず、周辺単純支持の条件を仮定し、喫水を変化させて求めた平均圧縮応力と平均圧縮ひずみの関係

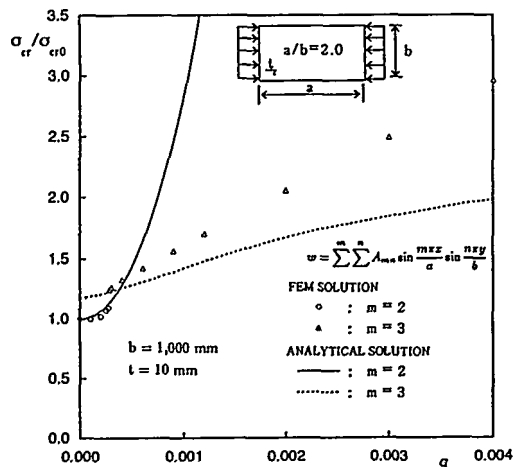


Fig. 4 Influence of water pressure on buckling strength

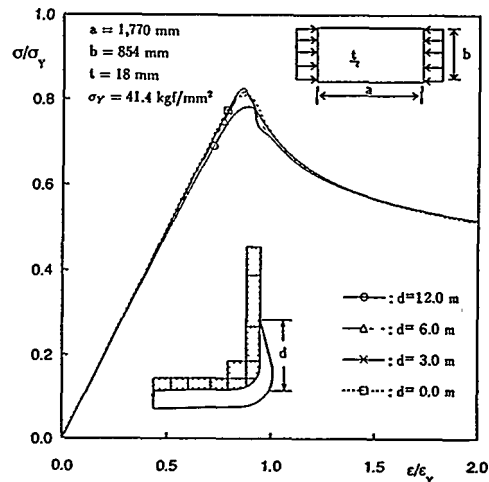


Fig. 5 Average stress-average strain relationships (bottom plate)

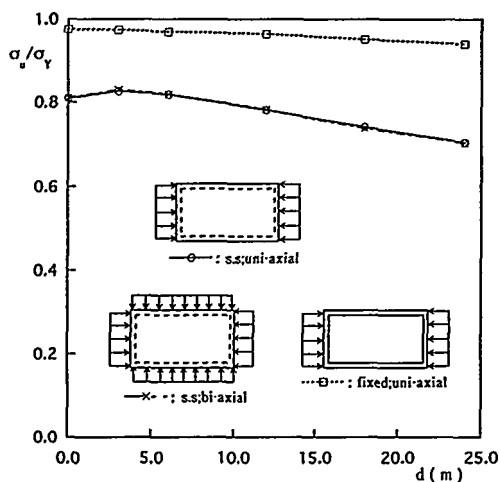


Fig. 6 Influence of water pressure on ultimate strength

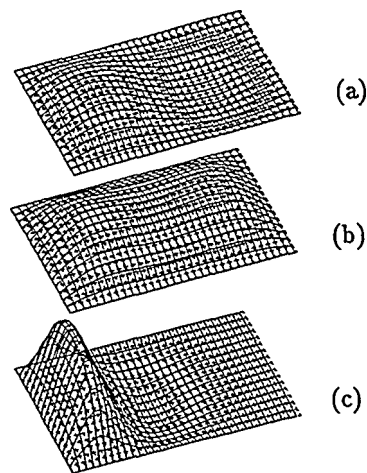


Fig. 7 Collapse mode

を Fig. 5 に、また、他の荷重条件・境界条件の場合も含めて、最終強度を喫水に対してプロットして Fig. 6 に示す。

水圧が作用していない場合、このパネルは Fig. 7 (a) に示すように、荷重方向 2 半波モードで最終強度に達する。その後、耐力の減少と共にたわみ波形が Fig. 7 (c) に示す波形に変化して行く。

一方、水圧が作用している場合には、最終強度時のたわみ波形は Fig. 7 (b) に示すように、荷重方向 1 + 3 半波モードとなる。このたわみ波形は水圧がない場合と異なるため、水圧が小さい場合には Fig. 6 にも示されているように、最終強度はわずかながら上昇する。しかしながら、水圧が増えると大きな 1 半波モードの初期たわみが在るのと同じことになり、最終強度は低下する。いずれの場合も、最終ステップでのたわみ波形は、Fig. 7 (c) に示す波形と類似の波形となる。

4.2 実船の船底パネルの最終強度

最後に、船底板パネルの最終強度に及ぼす荷重条件および境界条件の影響について考察する。前出の Fig. 6 で、実線は周辺単純支持で長辺方向にのみ面内圧縮荷重が作用する場合、一点鎖線は短辺方向にも喫水に応じた圧縮力が作用する場合の結果を表す。両者はほとんど一致しており、この寸法のパネルでは横方向圧縮力は最終強度にほとんど影響しないことが分かる。

一方、図中の点線は周辺固定で長辺方向にのみ面内圧縮力が作用する場合の最終強度を表す。この場合の最終強度は、周辺単純支持の場合よりも約 20 % 弱上昇している。

水圧が小さい場合には、船底板パネルは船底ロンジ材の左右で逆方向に座屈たわみが生じる、いわゆる単純支持の状態にあると考えられる。しかしながら、水圧が大きくなると水圧に抗してたわみが生じることは困難となり、いずれのパネルも水圧の作用方向にたわみ、パネル単独で見ると周辺固定の条件になると考えられる。この場合には Fig. 6 にも示されているように高い最終強度が期待出来るが、周辺単純支持と周辺固定の境界となる水圧の大きさは不明である。これについては、今後防撓板としての解析を行って明らかにしたい。

なお、過去の崩壊試験に対しても有限要素法解析を実施している。本梗概では結果を示さないが、有限要素法解は基本的には試験結果と良い相関を示している。

5. まとめ

本論文では、水圧と面内圧縮荷重を受ける矩形板の座屈挙動および座屈・塑性崩壊挙動を、有限要素法に基づく弾性/弾塑性大たわみ解析の結果に基づいて明らかにした。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) 水圧が作用している場合、座屈荷重を越えて成長して来るたわみ成分は、必ずしも水圧が作用していない場合の座屈モードには対応しない。
- (2) 従来の近似解析法では、実際の座屈現象を追跡出来ない場合も多い。
- (3) 実船の船底板パネルを対象とした解析結果によると、水圧が大きいと最終強度は低下する。
- (4) 船側に作用する水圧による横方向圧縮力は、ここで解析を行った範囲では最終強度にほとんど影響を及ぼさなかった。

参考文献

- [1] 吉識雅夫, 山本善之, 近藤尚夫: "横圧力と同時に縁圧縮応力を受ける矩形板の座屈," 造船協会論文集, 第 118 号 (1965), pp.249-258.
- [2] 山本善之, 松原典宏, 村上貴英: "横圧力と同時に縁圧縮力を受ける長方形板の座屈強度 (第 2 報)," 日本造船学会論文集, 第 127 号 (1970), pp.171-179.
- [3] 岡田博雄 他, 例えば: "水圧を受ける細長矩形板の圧縮強度," 日本造船学会論文集, 第 146 号 (1979), pp.270-280.

22 面内圧縮荷重を受ける連続防撓パネルの 座屈・塑性崩壊挙動に関する研究

正員 矢尾 哲也* 正員 藤久保昌彦*
○正員 柳原 大輔**

1. 緒言

船体構造は薄板パネルで構成されており、その有効性を高めるために防撓材で縦横に補強されている。これらの防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動を調べることは、船体構造の信頼性を明らかにし、合理的な構造設計を行う上で非常に重要である。

通常の船体構造では、防撓パネルは、防撓材で仕切られたパネルに局部座屈がまず発生する寸法を有している。周辺単純支持を仮定したパネル単独の座屈・塑性崩壊挙動については、溶接初期不整の影響を含めて、既に多くの研究が行われている [1]。これに対し、パネルと防撓材の間の相互影響を考慮して、防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動を調べた研究は少ない。

著者らは、先に、防撓材間に弾性座屈を生じる薄板防撓パネルを対象として、有限要素法による弾塑性大たわみ解析を行い、防撓材の断面形状の違いによるパネルの局部座屈強度や崩壊挙動の相違について調べた [2]。ただし、防撓材間のパネルのアスペクト比が 3.0 の場合のみを取り上げ、溶接残留応力の影響は無視した。

本研究では、防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動に関するさらなる知見を得るため、flat-bar および angle-bar 防撓材を有する薄板防撓パネルについて、アスペクト比が 5.0 の場合、溶接残留応力を考慮する場合を含めて、有限要素法による弾塑性大たわみ解析を行った。そして、防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動に対する防撓材の断面形状、パネルアスペクト比および溶接初期不整の影響について考察した。

2. 解析対象および解析方法

Fig.1 に示す x 方向に面内圧縮荷重を受ける連続防撓パネルを考える。ここでは、荷重方向にパネルの局部たわみの奇数波成分が卓越する場合を考え、対称性より、網掛け部分で示すダブルスパンモデルについて解析する。パネル、防撓材ともシェル有限要素で分割し、パネルの周辺は、直線を保ちながら面内変位するものとする。また、トランス材位置でたわみを拘束する。Table 1 に解析モデルの形状を示す。防撓材間のパネルのアスペクト比は 3.0 と 5.0 の場

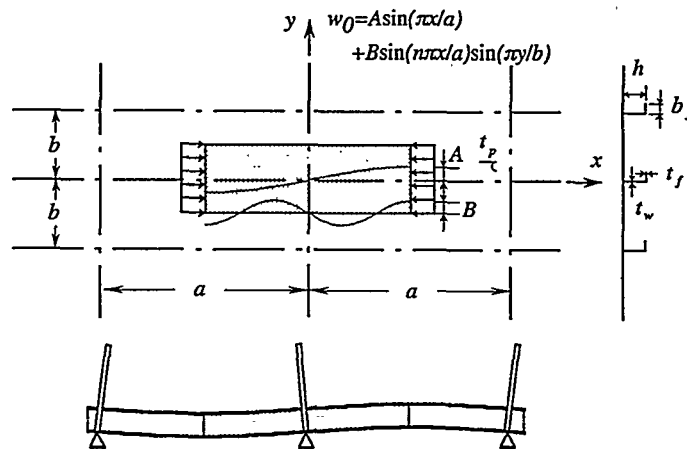


Fig. 1 Continuous stiffened plate under thrust

合を考える。モデル名称の F および A は flat-bar および angle-bar 防撓材が取り付けられていることを示し、最初の数字が同一のものは、防撓材の断面 2 次モーメントが同じものを表す。2 番目の数字は、パネルのアスペクト比を表す。溶接残留応力を考慮する場合には、名称の最後に W を付す。い

*広島大学工学部

**広島大学大学院

Table 1 Dimensions and calculated results for stiffened plates

Model	stiffener	a	h	t _w	b _f	t _f	I _s cm ⁴	m	σ _{cr} /σ _{cr^p}	m'	σ _{iy} /σ _y	σ _u /σ _y
F13	flat-bar	2400	156	19.5	-	-	617	3	1.517	3	0.6682	0.7498
F23	flat-bar	2400	237.5	25	-	-	2791	5	1.731	3	0.7259	0.8076
F33	flat-bar	2400	367	25	-	-	10298	5	1.741	3	0.7344	0.8252
A13	angle-bar	2400	150	12	90	12	619	3	1.582	3	0.6370	0.7210
A23	angle-bar	2400	250	12	90	16	2790	3	1.539	3	0.6389	0.7477
A33	angle-bar	2400	400	11.5	100	16	10300	3	1.415	3	0.6390	0.7749
F15	flat-bar	4000	156	19.5	-	-	617	7	1.512	5	0.6293	0.6357
F25	flat-bar	4000	237.5	25	-	-	2791	7	1.662	7	0.6696	0.7827
F35	flat-bar	4000	367	25	-	-	10298	7	1.682	7	0.6815	0.8208
A15	angle-bar	4000	150	12	90	12	619	7	1.486	7	0.6073	0.6769
A25	angle-bar	4000	250	12	90	16	2790	7	1.442	5	0.6389	0.7375
A35	angle-bar	4000	400	11.5	100	16	10300	7	1.376	5	0.6390	0.7742

b=800, t_p=10, length in mm

- I_s : Moment of inertia of stiffener
- m : Number of buckling waves in longitudinal direction obtained by elastic eigen-value analysis
- m' : Number of buckling waves in longitudinal direction obtained by elastoplastic large deflection analysis

- σ_{cr} : Elastic buckling strength of stiffened plate
- σ_{cr^p} : Elastic buckling strength of unstiffened plate
- σ_{iy} : Initial yielding strength
- σ_u : Ultimate strength

ずれのモデルも、防撓材のねじれ座屈に対するDNVのルール要求を満足している。パネル板厚 t_p は、弾性座屈が生じる寸法に選んだ。また、材料定数は、以下のように設定した。

$$E = 21000 \text{ kgf/mm}^2, \quad \sigma_y = 32 \text{ kgf/mm}^2$$

$$H'_k = 323 \text{ kgf/mm}^2$$

応力～ひずみ関係は bi-linear とし、上記のように移動硬化係数係数 H'_k を与えた。

初期たわみは、全体座屈モードと局部座屈モードの和で表した。すなわち、

$$w_0 = A \sin \frac{\pi x}{a} + B \sin \frac{n\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \quad (1)$$

局部座屈モードの半波数 n は、周辺単純支持パネルの座屈半波数、すなわち、a/b = 3.0 で n = 3, a/b = 5.0 で n = 5 とした。係数 A, B は、いずれもパネル板厚の 1/100 とした。なお痩せ馬モードの初期たわみについても解析を行っているが、紙数の関係で本梗概では省略する。一方、溶接残留応力場は、引張残留応力が生じる部分に固有ひずみを増分的に与えて解析した。

引張残留応力が生じる部分の幅は、著者等の一人の推定式により決めた [3]。一例として、モデル A23W で得られた残留応力分布を Fig. 2 に示す。

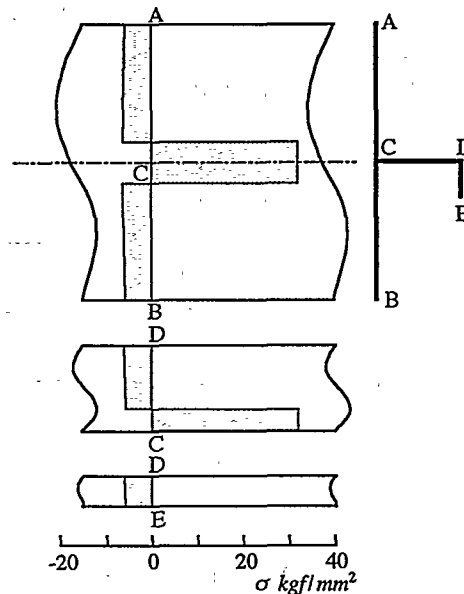


Fig. 2 Welding residual stress distribution produced by analysis (A23W)

なお、解析には、著者等の開発した非線形有限要素解析コード ULSAS を使用した。

3. 解析結果および考察

3.1 弾性座屈強度

はじめに、弾性座屈固有値解析により弾性座屈応力と座屈モードを求めた。いずれのモデルも、座屈モードは、防撓材で仕切られたパネルの局部座屈モードであった。パネルの長さ方向の座屈半波数 m と座屈応力 σ_{cr} を Table 1 に示す。

まず防撓材の存在によって、座屈応力は、周辺単純支持パネルの座屈応力 σ_{cr}^0 より大きく上昇している。angle-bar の場合、いずれのアスペクト比でも、A3, A2, A1 の順にウェブの高さ/厚さ比が小さくなるほど、座屈応力は高くなる。これは、ウェブの板としての曲げ剛性が増加して、パネルの面外変形に対する拘束が強くなるためである。同様に、flat-bar では、ウェブ板厚が厚く曲げ振り剛性の大きな防撓材ほど座屈応力が高い。板厚を上げることにより、angle-bar よりも高い座屈応力が得られることが分かる。

パネルの座屈半波数 m は、周辺単純支持パネルの場合 ($a/b = 3.0$ で 3 半波, $a/b = 5.0$ で 5 半波) より全体に増加する傾向にある。これは、防撓材の曲げ振り剛性によって、載荷辺単純支持、非載荷辺固定の矩形板の圧縮座屈モード ($a/b = 3.0$ で 5 半波, $a/b = 5.0$ で 7 半波) に近づくためである。座屈モードの変化は、アスペクト比によっても異なり、例えば angle-bar 付き防撓パネルの場合、 $a/b = 3.0$ では座屈モードは 3 半波のままであるが、 $a/b = 5.0$ では 7 半波に増加する。

3.2 座屈・塑性崩壊挙動

(1) 防撓材の形状および寸法の影響

Fig. 3 に、flat-bar 付き防撓パネルの平均応力～平均ひずみ関係を示す。同図 (a) がアスペクト比 3.0 の場合、(b) が 5.0 の場合である。ここでは、溶接残留応力を無視し、初期たわみのみ考慮している。また、Table 1 に、大たわみ解析で求められた局部座屈たわみの半波数 m' 、初期降伏強度 σ_{iy} および最終強度 σ_u を示す。 m' と 3.1 節の固有値解析で得られた座屈半波数 m が異なるのは、本解析では、周辺単純支持パネルの座屈半波数の初期たわみを仮定したためである。半波数 m の初期たわみを仮定すると、 $m' = m$ となることが確認されている。

Fig. 3 において、局部座屈強度および最終強度は、防撓材サイズの小さい F13 および F15 が最も低い。モデル F13, F15 および F23, F25 は、Euler モードの全体たわみを生じて最終強度に達した。これに対し、防撓材の高さ/板厚比が大きく、曲げ振り強度が低いモデル F33 および F35 では、スパン中央部にパネル・防撓材連成の局所的な振れ崩壊を伴って最終強度に達した。そのため、F23 および F25 に比べて、最終強度の上昇は小さい。Fig. 4 に、モデル F15 と F35 のたわみモードと降伏域の拡がりを示す。

つぎに、Fig. 5 に、angle-bar 付き防撓パネルの平均応力～平均ひずみ関係を示す。また、Fig. 6 に、モデル A23 および A25 のたわみモードと降伏域を示す。モデル A23 および A25 では、初期座屈後、左側パネルのたわみモードが、それぞれ 3 半波から 5 半波、および 5 半波から 7 半波に変化する弾塑性 2 次座屈 [2] を生じた (Fig. 6(a),(b))。一般に、2 次座屈は、周辺固定のようにたわみに対する拘束が激しい境界条件ほど生じやすい。angle-bar 防撓材は、flat-bar 防撓材に比べて曲げ振り剛性が大きく、たわみに対する拘束がより強いので、2 次座屈が発生しやすいと考えられる。Fig. 5 の最終強度付近に見られる 2 つのピークは、2 次座屈によってパネルの耐力が一旦低下し、その後、防撓材が荷重を負担するものの、やがて防撓材にも降伏が起きて再び耐力が低下することによる。なお、モデル A23, A25 以外では、2 次座屈は生じなかった。最終強度後は、いずれのモデルも Euler モードの全体たわみを生じて耐力が低下した。

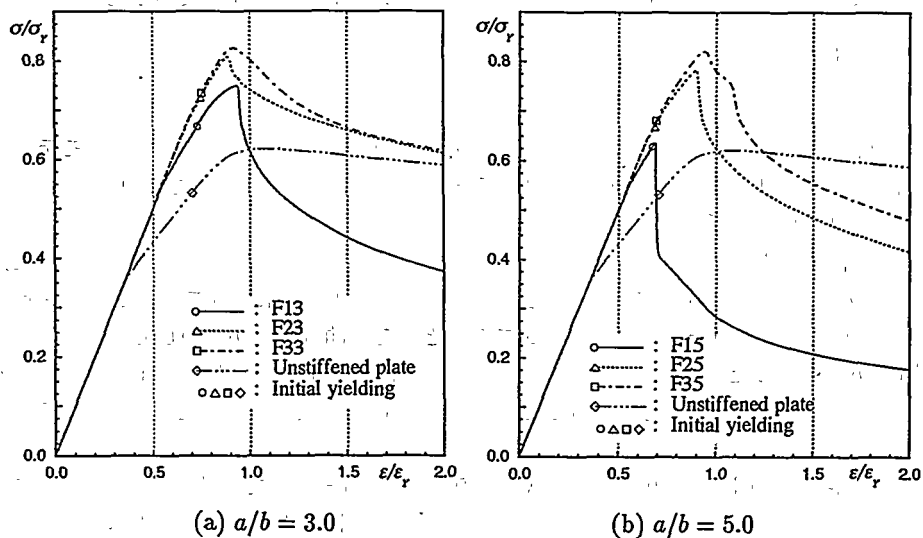


Fig. 3 Stress-strain relationship of stiffened plates with flat-bar stiffener under thrust

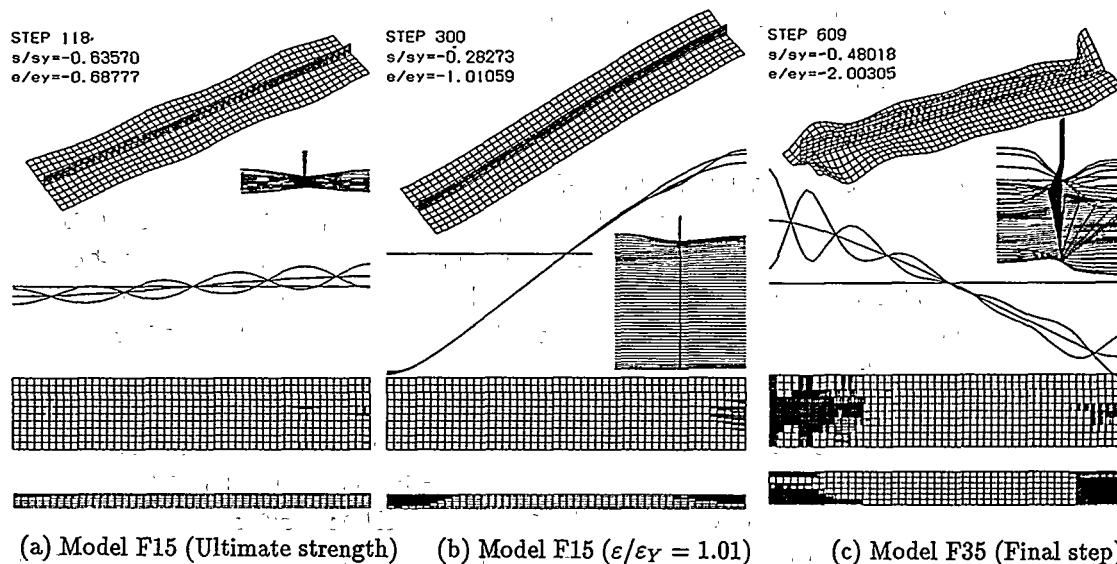


Fig. 4 Deflection mode and spread of yielded zone

(2) アスペクト比の影響

つぎに、Fig. 3 および Fig. 5 に示されているアスペクト比 3.0 と 5.0 の場合の結果を比較する。局部座屈の半波数の違いは、3.1 節に述べた通りである。アスペクト比が大きいほどスパンが長いために、Euler 座屈荷重が低下する。このため、最終強度は全体に低下する。また、最終強度後の耐力の低下も急になる。アスペクト比 3.0 の場合と比較した最終強度の低下は、防撓材の細長比の大きいモデル F15 と A15 において特に顕著である。これに対し、モデル F35 と A35 は、防撓材の局所的な捩れ崩壊で崩壊に至るため、モデル F33 および A33 との最終強度の違いは小さい。

(3) 溶接残留応力の影響

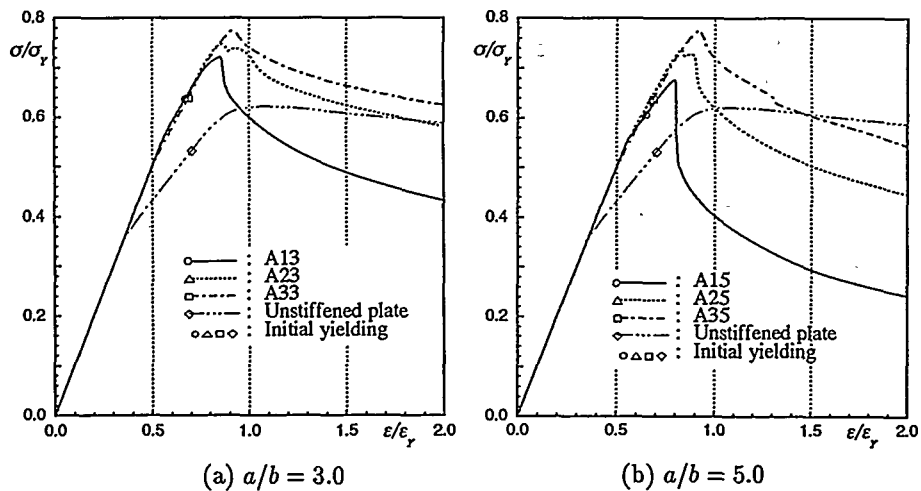


Fig. 5 Stress-strain relationship of stiffened plates with angle-bar stiffener under thrust

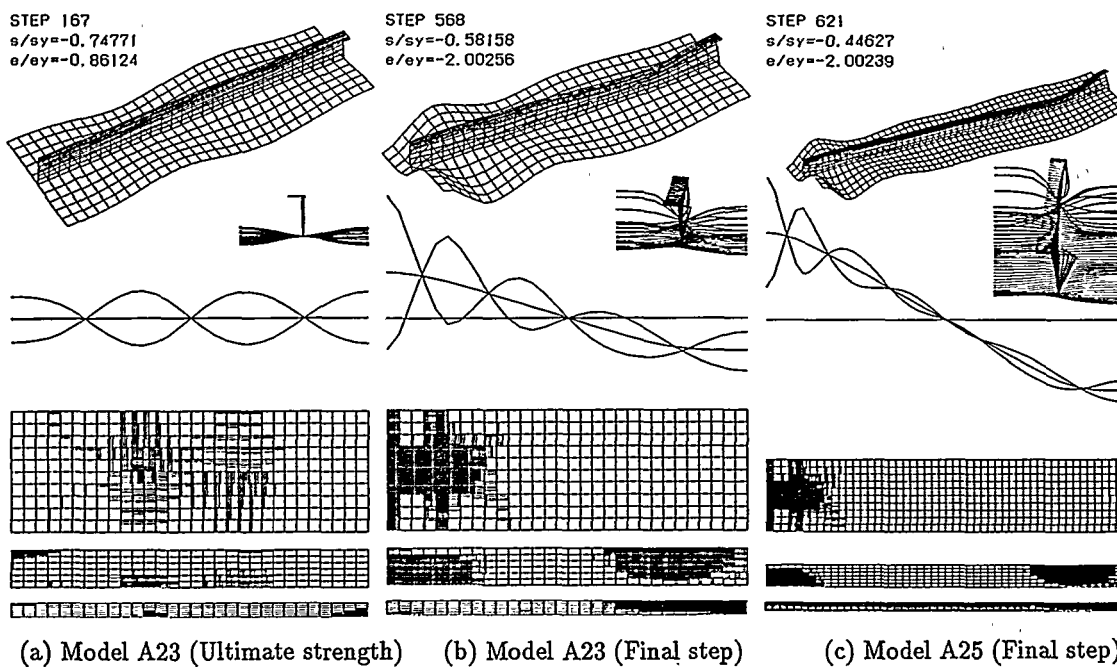


Fig. 6 Deflection mode and spread of yielded zone

最後に、溶接残留応力の影響について考察する。Fig. 7(a)に、モデル A13 と A23、およびこれらに残留応力を考慮したモデル A13W および A23W の平均応力～平均ひずみ曲線を示す。残留応力によって座屈強度、初期降伏強度および最終強度は、いずれも低下している。

ところで、残留応力を無視したモデル A13 では、上述のように 2 次座屈は発生しなかったが、モデル A13W では、3 半波モードの初期座屈の後、5 半波モードへの 2 次座屈が生じた。図は省略するがモデル A33W でも、同様の 2 次座屈が発生した。モデル A23 と A23W では、残留応力の有無に関わらず 2 次座屈が発生した。残留応力が存在すると、2 次座屈が発生しやすい理由は次のように考えられる。

Fig. 7(b) は、2 次座屈発生時のモデル A23W のたわみと降伏域を示している。残留応力のないモデ

ル A23 では, Fig. 6(a) のように降伏が溶接線付近にも生じたが, モデル A23W では, パネル, 補強材とも, 溶接線付近の引張残留応力域は, まだ弾性状態にある。このため, パネルのたわみに対する防撓材の拘束が相対的に厳しくなり, 2次座屈が発生しやすくなる。

2次座屈の発生後は, 引張残留応力域の弾性剛性によって耐力はしばらく増加するが, やがてこの部分も降伏すると最終強度に達する。ところで, 2次座屈の発生によって, モデル A13 と A13W では最終強度時点におけるパネルの半波数は異なるが, 最終強度後の耐力は, 両者ほぼ一致している。これは, 防撓パネルの最終強度後の耐力が, 基本的に柱としての全体座屈強度で決まるためであり, 最終強度に比べて, 最終強度後の耐力に対する2次座屈の影響は少ないと言える。

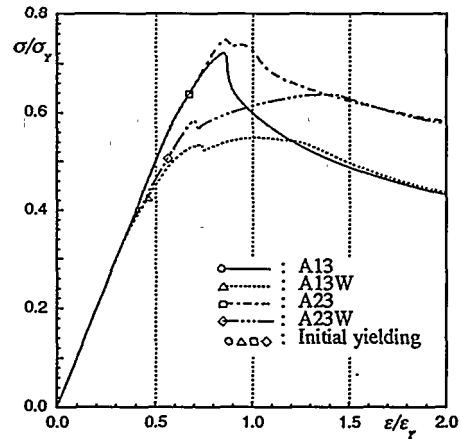
4. 結論

本論文では, 面内圧縮荷重を受ける薄板防撓パネルの弾塑性大たわみ解析を行い, 以下の知見を得た。

- (1) 防撓材の曲げ振り剛性の効果により, パネルの局部座屈強度は周辺単純支持条件に比べて上昇する。また, 座屈半波数は一般に増加する。
- (2) 防撓材によって座屈半波数が変化するか否かは, パネルのアスペクト比にも関係する。
- (3) アスペクト比が大きくスパンが長くなると, 最終強度が低下し, 最終強度後の耐力の低下も急激となる。
- (4) 残留応力が存在すると, 2次座屈が発生しやすくなる。ただし, 最終強度後の耐力に対する2次座屈の影響は小さい。

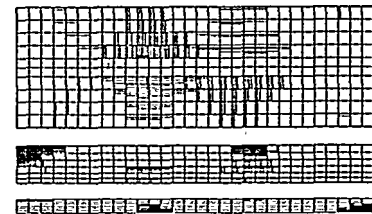
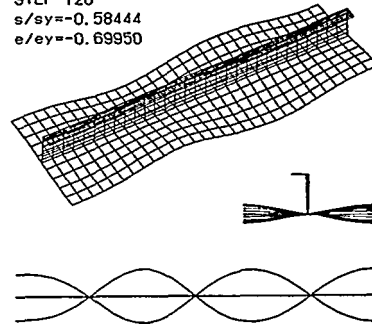
参考文献

- [1] 例えば, Ueda, Y. and Yao, T. : "The Influence of Complex Initial Deflection Modes on the Behaviour and Ultimate Strength of Rectangular Plate in Compression," J. Const. Steel Research, Vol. 5 (1985), pp.265-302.
- [2] 矢尾哲也, 藤久保昌彦, 柳原大輔 : "防撓パネルの圧壊挙動に関する研究 (第 1 報)," 日本造船学会論文集, 第 178 号 (1995), pp.451-462.
- [3] 矢尾哲也 : "船体構造部材の圧壊強度に関する研究", 大阪大学学位論文, 1980.



(a) Stress-strain relationship

STEP 120
s/sy=-0.58444
e/ey=-0.69950



(b) Deflection mode and spread of yielded zone of Model A23W (2ndry-buckling strength)

Fig. 7 Collapse behaviour of stiffened plate with welding residual stress

23 大型高速艇の波浪縦曲げモーメントに関する一考察

○正員 出口 政秀* 正員 瀧本 努*
正員 梶田 剛* 正員 戸沢 秀**

1. まえがき

高速艇はさらなる高速化、大型化、多様化の傾向にあり、またその航行海域も近海まで及ぶようになってきた。しかも、高速化を実現するが故に軽量化船体構造を目指す必要があり、従来余り問題とならなかった波浪中における縦強度の検討が最も重要な項目になってきている。しかしながら、従来の高速艇に対する規則、基準類は主として50m程度以下の小型艇を対象として実績をベースに作られたものであり、全長が100mクラスの大型高速艇に対してそのまま適用することは問題があるとも考えられる。すなわち、排水量型の通常船のように確立された構造設計手法は存在しない状況にあると言える。

斯かる背景から、大型高速艇の実現を目指したモデル船を想定し、本船に対する構造強度の信頼性確認および設計手法の確立を目標に、海象条件の設定より、設計荷重の設定、FEM解析、強度評価に至る一連の検討を実施した。ここでは、荷重の検討において実施した非線形船体運動/波浪荷重シミュレーション計算の結果を中心に、従来基準や線形計算との比較、考察結果について報告する。

モデル船の概略要目をTable 1に、概略図をFig. 1に示す。

2. 海象条件

金子ら[1]によれば、48m大型旅客艇には設計条件として、波高 $hw = 3.0m$ が与えられており、一方運行限界波高は、旅客艇である特質により乗心地を考慮して $2.5m$ となっている。また、31m巡視艇および26m型漁業取締艇等は、いずれも近海(限定)航行船であり、両者共運行限界は $hw = 3.0m$ となっている。したがって、大型高速艇について設計条件としての波高は $3.0m$ を考えれば十分であり、本船に対する設計波高としても最大有義波高 $3.0m$ を設定した。

3. 波浪縦曲げモーメントの推定

大型高速艇に対する荷重推定法(実験的手法は除く)としては、現状では以下の3通りの手法が考えられる。

(1) 規則/基準類 (2) 線形計算 (3) 非線形計算

ここでは、各手法による結果の比較検討を通して、強度検討用の荷重を設定した。

*三菱重工業(株) 下関造船所

**三菱重工業(株) 長崎研究所

3.1 現行規則/基準類について

我が国の高速艇の構造基準には、多数の実績を基に作られた軽構造船暫定基準[2]があり、沿海区域を航行する船長24m未満の船に適用されてきた。その後船の大型化・航行区域拡大に対応する為、基準の便宜的な適用拡大が図られてきたが[3]（それでも45m未満の小型船に限定）、拡大適用することの妥当性については十分に検証されてきてはいない。また、軽構造船暫定基準に代わる高速船構造基準[4]が本年度から適用されたが、50m以下の船への適用となっている。海外においては、DnV (Det norske Veritas) がフィヨルド内の重要な交通手段である高速艇について古くから研究を行ってきており、多くの実験データを背景に基準を設定している[5]。しかしながら、未だ暫定基準としての取扱いであり、確立されたものではないのが現状である。

以上高速艇に対する各種規則の現状を簡単に述べたが、ここでは現存ルールおよび提案式として以下の五つを取り上げ、波浪縦曲げモーメントを算出した。この結果を Table 2 に示す。

- ・軽構造船暫定基準[2] <JG>
- ・高速船構造基準[4] <JG>
- ・RR-11[6] <日本造船研究協会>
- ・DnV HSLC[5] <DnV>
- ・金子の式[1]

3.2 線形計算 (STF法ベースのストリップ法)

船体運動から波浪荷重、波浪変動圧まで全てをカバーして、体系的に荷重応答の全体的な傾向を把握するためには、現状では線形計算に依らざるを得ない。ここでは本船の船型を考慮し、2次元断面の流体力計算は特異点分布法により行った。また、線形計算の結果から、非線形船体運動/波浪荷重シミュレーションのための等価規則波高を求めた。すなわち、有義波高3mの条件下での波浪縦曲げモーメント値1/1000最大期待値に相当する荷重値を実現する規則波高をもって等価規則波高とした。このようにして得られた等価規則波高は4mである。

3.3 非線形計算

半排水量型高速船型を対象に開発された流体力の非線形性を考慮すると共に、水中翼付の場合にも適用可能な計算プログラムを使ってシミュレーションを行った[1]。不規則波中の計算も可能ではあるが、時刻歴シミュレーションの結果から有意な統計量を求めるには、長時間の計算が必要な事や不規則波の発生方法にも種々議論の余地があることから、ここでは規則波中のシミュレーションとした。

ここでの検討では、線形計算から得られた荷重のクリティカルとなる波条件（規則波）に対してシミュレーションを実施し、

①非線形性の程度の把握

②水中翼の影響把握

といった、この種の船型に特有な項目に関する考察を行う上での知見を取得した。なお、本計算コードは、これまでに水槽試験結果との比較等を通じて検証されてきたものである。

線形計算の結果から得られた等価規則波高4mの条件下で主として計算を実施したが、波長船長比(λ/L)=1.0の場合には波高を変え、その影響を見た。

3.4 考察

Fig. 2～4は、波浪縦曲げモーメント並びに船首部上下加速度について、線形計算と非線形計算の結果を比較したものである。前述した通り、非線形解には縦曲げモーメントにおける非線形影響がHog./Sag.の差異として現われている。線形解と比較すると、Sag.側では同程度の値なのに対し、Hog.側では半分程度の結果となっている。また、非線形解には、フレアーがダンパーとなって運動を抑える傾向が認められる。因みに、非線形シミュレーションの結果からSag.側の波浪縦曲げモーメント値は、約15,500tonf・mと得られる。

Fig. 5, 6は、水中翼の有無について縦曲げモーメントの最大値分布を示したものである。先のFig. 2～4とも併せ比較すると、翼を設置した場合の方が荷重は低減することが判る。これは、翼の効果により船体の運動が抑制され、荷重の主因である慣性力が低減する為と考えられる。

Fig. 7は、 $\lambda/L=1.0$ のケースにつき、波高との関係を見たものである。Hog.側のモーメントには頭打ちの傾向が2m位の波高においても認められる。

今回実施した非線形シミュレーションの結果を見る限り、船型の影響に起因した非線形性は顕著である。この種の船に対して、合理的な構造設計を行うためには、この点を考慮することが重要である。一方、従来の基準類は、本来滑走艇を対象としたものであり、本船のような大型の半排水量型船では完全な滑走状態にはなり難いことを考えると、これらルール値は過大評価になっている可能性がある。

4. まとめ

以上の検討から得られた知見を以下に纏める。

- (1) 非線形シミュレーションの結果から、本船特有の非線形性をシミュレート出来ているものと考えられる。これまで当社建造の高速艇に対して検証が続けられてきた実績を考え併せると、有力な設計ツールと位置付けることが出来る。
- (2) 小型艇の実績の上に整備されてきた従来の基準類は、大型の高速艇に対して適用することには無理があるものと考えられる。その中であって、金子らの簡易式は、この種の船の初期計画に際し、有効であると判断される。

参考文献

- [1] 金子, 木原: 高速艇の新しい強度計算法, 西部造船会々報, 第70号 (1985), pp.123-133.
- [2] 運輸省船舶局: 軽構造船暫定基準, 船検, 第165号 (1972)
- [3] 運輸省海上技術安全局: 軽構造船暫定基準の適用範囲を超える軽構造船の暫定的な取り扱いについて, 海検, 第26号 (1988)
- [4] 運輸省船舶局: 高速船構造基準, 海検, 第81号 (1996)
- [5] DET NORSKE VERITAS: TENTATIVE RULES FOR CLASSIFICATION OF HIGH SPEED AND LIGHT CRAFT (1993)
- [6] 日本造船研究協会 第11研究部会, 高速艇に関する調査研究報告書 (1979)

Table 1 Principal particulars of the ship

主要寸法		
長さ (水線間長)		100.0m
幅 (型)		15.0m
深さ (型) (上甲板)		8.4m
計画満載喫水 (型)		約 3.0m

Table 2 Longitudinal bending moment in waves by existing rules

	Hog (tonf-m)	Sag (tonf-m)	備考
JG 軽構造船暫定基準 (1988)	—	26820	沿海区域で計算
JG 高速船構造基準 (1996)	—	24190	沿海区域で計算
RR-11 (1979)	—	24480	沿海区域で計算
DnV HSLC (1993)	11860	21610	R3 で計算
金子の式 (1986)	—	15000	近海区域で計算

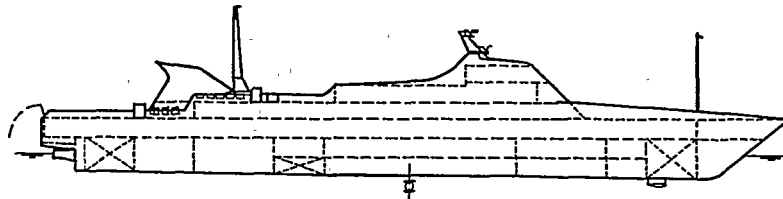


Fig.1 Schematic view of the ship

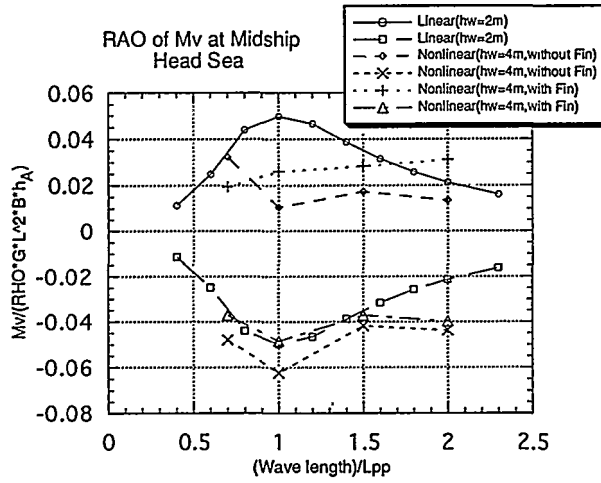


Fig.2 RAO of longitudinal bending moment in waves (at Midship)
 - Comparison of linear and nonlinear calculation -

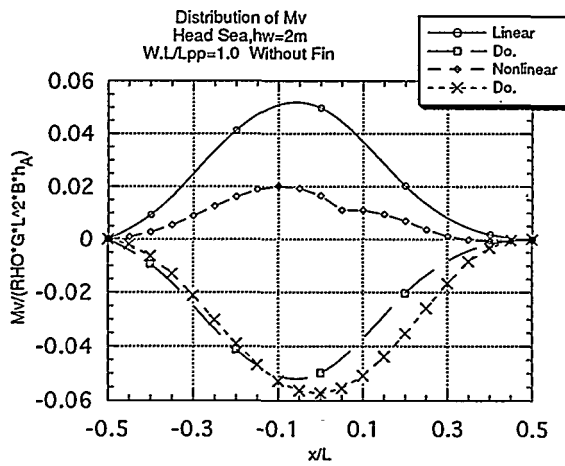


Fig.3 Distribution of longitudinal bending moment in waves
 - Comparison of linear and nonlinear calculation -

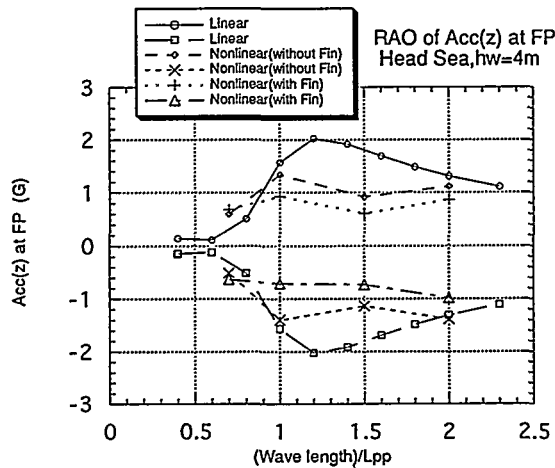


Fig.4 RAO of $Acc(z)$ at F.P

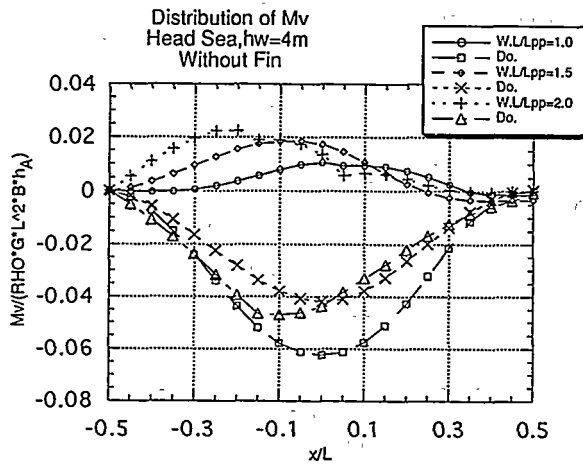


Fig.5 Distribution of longitudinal bending moment in waves (nonlinear calculation)

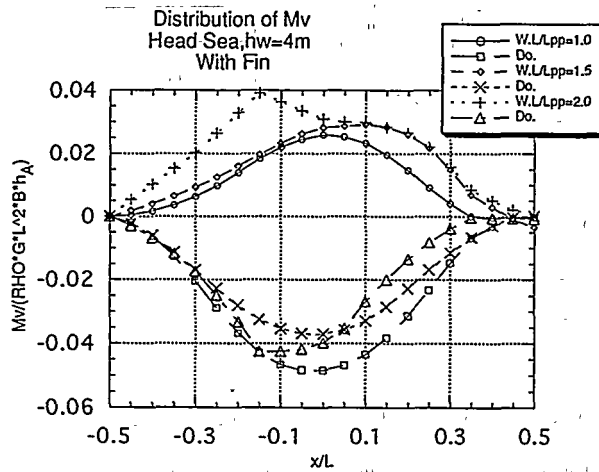


Fig.6 Distribution of longitudinal bending moment in waves (nonlinear calculation)

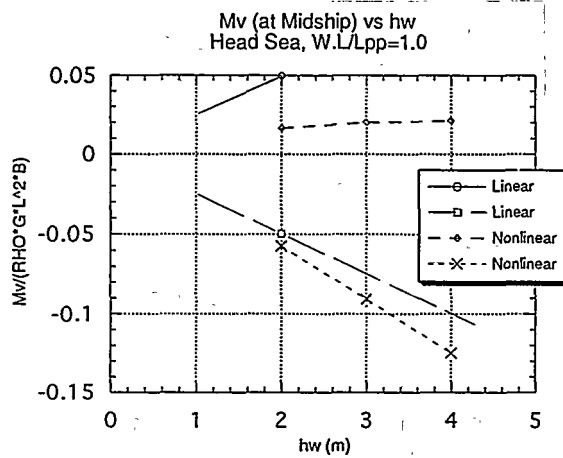


Fig.7 Relationship of longitudinal bending moment in waves (at Midship) and regular wave height — Comparison of linear and nonlinear calculation —

24 船殻部材自動整理システムの提案について

○正員 吉富 佐* 安積 則義*

1. はじめに

この論文は、部材整理の現状調査と船殻工程の自動化に対する制約の分析に基づいて、部材の仕分け作業を自動化するシステムの基本計画について述べている。システムは新しい分野の省力化と安全衛生の向上及び部材仕分けの誤り防止を目的とする。部材整理の自動化は経済性向上だけでなく作業の安全衛生対策としても必要性が高い。

教示の負担とシステム立案の困難さが部材仕分けの自動化の障壁になるが、現図データベースの利用と数値制御ロボットを走行台車に搭載する機械システムによって解決する。

指示の位置と時刻に部品を供給することは、自動化を実現する前提条件であるが、1隻あたり数万種以上の船殻部材を誤り無く区分することは困難で、データベース利用が必要である。整理の自動化は、省力化と安全衛生の向上という直接の効果以外に、部材の正確な供給によって「ムダ」の低減と後工程自動化の条件整備という波及効果を生む。

2. 部材整理の現状

2.1 部材の仕分け作業

鋼板からガス切断される船殻部材は、その後クレーンによってブロック単位に仕分けられる。外板・甲板・隔壁板など（以下皮材と呼ぶ）と桁・肋板など（以下骨の親板と呼ぶ）は工場の床面などに平積みされ、肘板・防撓材など（以下小骨と呼ぶ）はパレットに入れられる。小骨の整理を組立工程において取り出しやすいようにパレット内に立てる場合もあるが、部材を立てるとき保持具が外れる危険を伴うという欠点がある。

部材整理はマグネットチャックを取り付けたクレーンで行われている。マニュアルマニピュレータを仕分け作業場に設備している工場では、一人作業の実現、危険作業からの解放と粉塵環境からの隔離など、整理作業の省力化と安全衛生の向上が実現している。

2.2 部材整理用リスト

造船業はカッティングプランと現図NCシステムの開発を経て船殻部材に関する各種の情報を集めたデータベースを構築している。部材整理作業はデータベースを使い、次の点を考慮して作成される部材表に基づいて行われる。

(1) 部材表の情報内容

部材整理工程において使用する部材表には、仕分け作業を正確に行うために、加工、

*九州共立大学工学部

組立などの次工程の工程名・所在場所・着手日を部材毎に明示する必要がある。

(2) 部材表の作成単位

カッティングプラン1枚ごとの部材仕分け用と、次工程への送達ロット（例えばパレット）単位の確認と送付用との2種類の部材表を用意する必要がある。

2.3 部材の識別と仕分け誤り

部材は記入された番号によって識別される。記入誤り、読み取り誤りと勘違いは、当然、部材の仕分け誤りになる。筆者は仕分け誤りについての定量的なデータを持ち合わせないが、部材探し時間に関するデータの1例をFig.1に示す。

図は、月間約30,000点の船殻部材を生産する工場において、部材整理に専従している作業員7人の時間比率を示している。部材探しは整理専従者の作業時間の約23%を占めている。平均的月間作業時間数は160時間程度であるから、月間の部材探しは計約260時間となる。全体の部材探しは上述の数倍に達すると考えられ、月間1,000時間程度

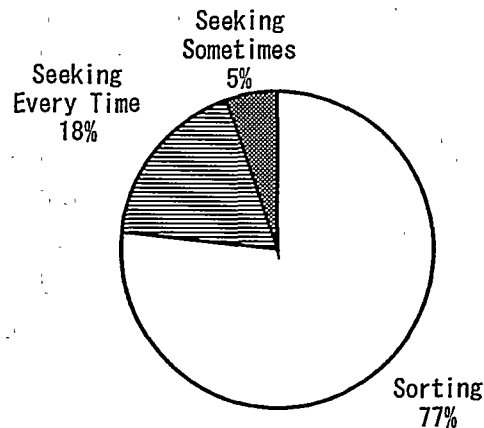


Fig.1 Time Ratio of Seeking

度が、部材探しに費やされていると推定される。さらに月間生産量の約0.1%の約30点の行方不明が発生し、発見できた整理誤りはその1桁上の1%程度と推察される。頻度の高い順に並べた整理誤りの原因は次の通りである。

- (1) 切断後の部材名記入誤り。
- (2) 切断後の仕分け誤り。
- (3) 送達先の誤り。

2.4 部品の搬送

部材切断から小組立完了までの作業は、一般にFig.2のプロセスチャートに示す手順で行われる。小骨は全ブロック分を平積みしてあるから、小組立のときに山繰りが発生する。小骨がパレットに立ててある場合、ハンドリング回数は少ないという利点がある。

また、途中の積み替えなどのために部材は違った区分に紛れ込む危険がある。部材の誤送はロットを分割するときが発生するから、切断、加工、組立などの各工程がそれぞれ独立にレイアウトされている場合、部材誤送は増加するという欠点がある。

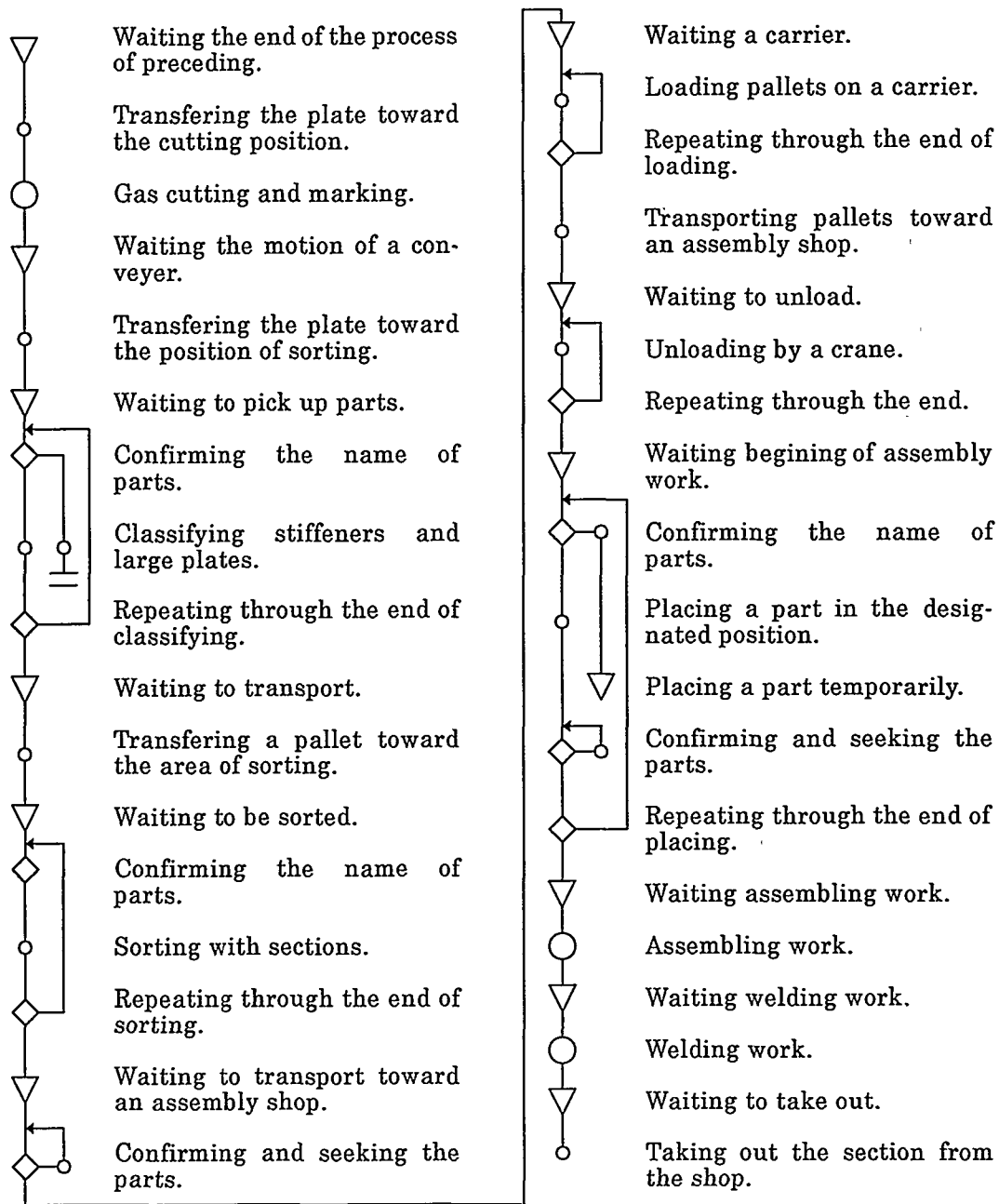


Fig.2 The Chart of process on Steel Fabrication

2.5 船殻部材の数量

仕分け作業を考察するために部材の概数を調査する。皮材と骨の親板は一般に平積みされ、小骨は一般にパレットに入れられる。残材となった鋼板から倣い切断機などで切断される部材は別途に整理される。仕分け作業の区分は部材重量の大小と強く相関している。

また、仕分け作業の自動化設備の規模は部材重量によって決まる。そこで、仕分けシステムを計画する基礎データとするために、船殻構造1隻分の部材数を、部材重量100kgf以上、100kgf～25kgf、25kgf以下の3区分で集計する。Table 1は代表的な2船種の部材重量による区分毎の部材数を示す。部材数調査にはある造船所に協力して頂いた。

Table 1 Number of Assembling Parts

Type and Size of Ship	Weight of Parts	Number
Middle size Bulk Carrier (Number of Sections:149)	Over 100kgf	12,600
	100kgf～25kgf	11,500
	Under 25kgf	30,500
Large size Oil Tanker (Number of Sections:181)	Over 100kgf	32,600
	100kgf～25kgf	30,800
	Under 25kgf	38,800

3. 船殻部材自動整理システムの提案

3.1 システムのねらい

部材の識別を作業員に依存し、仕分けを作業員の操作によって行う限り仕分け誤りは避けられない。誤りを最も確実に防止できる方法は正確なデータベースを利用する自動化である。幸い各造船所は現図NCシステムを中核にする完備したデータベースを持っている。直前工程のガス切断作業は、ほとんど100%このデータベースを使って行われるから、ガス切断用NCデータを利用する自動仕分けシステムを計画する。システムのねらいは仕分け作業におけるヒューマンエラーの排除と省力化及び安全衛生の向上である。

3.2 船殻工程自動化に対する制約

現在、自動化の実現している船殻作業は鋼板と型钢の切断及び屋内組立における船殻部材の溶接で、自動化の適用範囲は拡大に向かっている。ここで、船殻工程の自動化に対する主な障壁は次の通りである。

- (1) 同じ作業の繰り返しが少ないために教示に時間がかかり経済性が損なわれる。
- (2) 作業員の技能が数値化されていないためにロボットに教えられない。
- (3) 対象物が大型・特殊であるために適切な自動化システムを構築することが難しい。

船殻工程の作業に利用できる機械は柔軟なロボットとなる。ロボットは量産業種を対象に作られている。造船業の作業は量産業種と内容がかなり違うから、ロボットメーカーは造船の作業に適用するノウハウを持っていない。造船業は自らの力で上述の障壁を破らなければならない。以下に仕分け作業を自動化する場合の問題解決法を述べる。

3.3 指示時間の低減

自動機械は無人運転による費用減が動作指示による費用増より大きい場合に経済効果を生じるから、作業の繰り返しは通常3桁以上必要である。格納位置を指示しておいた中から選択する方法は成立するが、拾い上げる位置はすべて違うから指示による仕分けは経済的に全く成立しない。そこで数値制御でロボットを駆動する方法を考える。

鋼板はNC切断されるから、部材の輪郭線はNCデータであり、面積、重心、モーメント軸などは現図システムで計算出来る。ロボット用数値制御プログラムの拾い上げ位置はこの計算によって決定できる。また、格納する位置はパレット番号と格納位置番号によって指定できる。

数値制御機能を持っている大型ロボットのプログラムで書いた仕分け作業用のプログラムの1例をFig.3に示す。プログラム中の X, Y, Z_1, Z_2, Z_3 は運搬時の減速距離で作業員の技能を数値化する項目である。部材ごとに変化する位置変数 $P1, P2$ の座標値はNC切断用データ作成と同時にコンピュータ内で自動的に作成可能であるから、プログラムの作成時間は僅少で、経済性は充分確保できる。

3.4 作業員技能の数値化

仕分け作業は部材名の認識を除

くと単純な運搬作業であるから、停止前と起動直後の減速などが数値化の対象となるにすぎず、仕分け作業の場合、技能の数値化はシステムの実用化を阻む障壁ではない。

3.5 仕分け作業に適したシステムの計画

船殻作業は繰り返しが少ない以外にもロボット適用に対する悪条件を備えているから、設備の基本計画において次の項目に関する対応策の巧拙はシステムの成否を分ける。

- (1) 自動化の対象とする作業と対象物の適切な選定。
- (2) ロボットに付加する走行装置などの機構設計。
- (3) 適切なロボット機種を選定。
- (4) 誤差を許容できる機構の設計。

ロボットメーカーは造船の作業を知らないから基本計画を作成する能力はない。造船所はロボットや機構に充分知識がない。基本計画を成功させるために、造船所がロボット

Fig. 3 A Sample Program

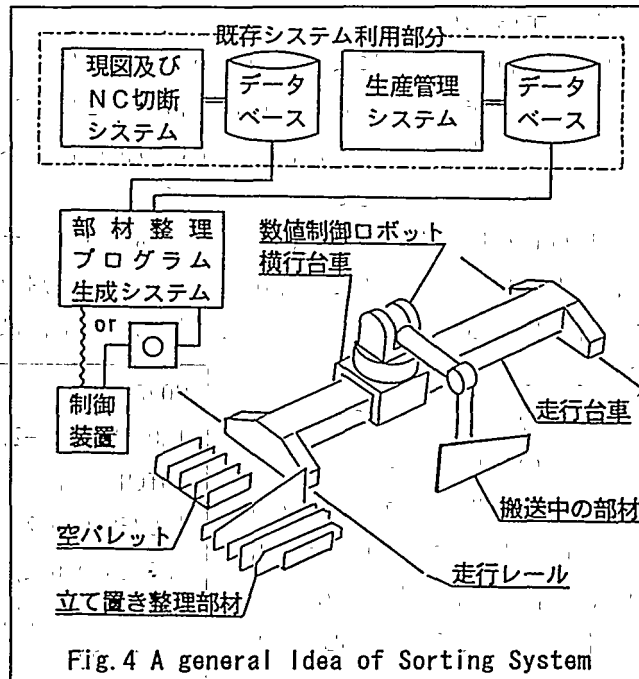
MOVES P1	MOVES 0, 0, -Z ₁	Approach P1 to pick up
OUTCH 1 ON	MOVES 0, 0, Z ₁	Magnet ON
MOVES 0, 0, Z ₁	MOVES 0, 0, Z ₁	Go up Z ₁ mm
MOVES 0, 0, Z ₂	MOVES 0, 0, Z ₂	Take running height
MOVES 0, 0, 90, 0	MOVES 0, 0, 0, 90, 0	Take vertical position
MOVES P2	MOVES X, 0, -Z ₃	Approach P2 to insert
MOVES X, 0, -Z ₃	MOVES 0, 0, -Z ₁	Insert the part
MOVES 0, 0, -Z ₁	MOVES 0, 0, -Z ₁	Go down Z ₁ mm
OUTCH 1 OFF	MOVES 0, 0, 0, 0	Magnet OFF
MOVES 0, 0, Z ₁	MOVES 0, 0, Z ₁	Come off the pallet
MOVES -X, 0, Z ₃	MOVES -X, 0, Z ₃	Take running height

カをリードすることが必要で、ここに造船とロボットの経験から Fig. 4 に示す仕分けシステムを提案する。

まず、数の多く仕分けを誤りやすい小骨を自動化の対象とする。最大級の小骨と考えられる 2,000mm×800mm の肘板の面積は 0.80 m² で小骨の重量はほとんど 80kgf 以下と考えられ、仕分け機構の最大搬送重量はマグネットチャックの重量を加算した 100kgf とする。そこで、主要コンポーネントになるロボットは可搬重量 100kgf の能力があり、且つ数値制御が可能な機種を選ぶ。

鋼板から切断された部材を仕分け

るために、走行台車の上にロボット本体を搭載する。現在、可搬重量 100kgf の能力を持つ数値制御可能なロボットは複数のメーカーが製造している。標準品として製造されているロボットの可搬重量最大値は 400kgf であるから、さらに大きい部材を取り扱うシステムも経済的に実現可能である。



4. システムの効果

本システムは作業員を職場災害から守り且つ整理作業の人件費を減少するという直接効果がある。ロボットを稼働させるデータはデータベースから自動的に作り出すことができるから、ヒューマンエラーによる整理間違いは減少する。組立工程における部材探しとハンドリングは激減する。すなわち、本システムは、整理作業の安全と能率を向上するだけでなく、組立における準備作業と職場余裕の減少による作業時間大幅減少という後工程に対する波及効果を持つ。

5. まとめ

- (1) 部材整理作業には労働安全衛生上の問題、部材仕分け誤りなどの問題がある。
- (2) 船殻の自動化には教示時間、技能数値化、システム構築という問題解決が必要である。
- (3) 船殻部材を数値制御ロボットによって立て置き整理するシステムを立案した。
- (4) 作業員を職場災害から守り整理作業の人件費を減少するという直接効果を期待できる。
- (5) 自動化の波及効果により組立工程の準備作業と職場余裕のムダ減少を期待できる。
- (6) 既存のNC切断、生産管理、産業用ロボットの結合システムで開発は容易である。

1. 緒言

船に優美、豪華等の美的な特性が備わっていることは、船舶史 [1] をひもとけば容易に確かめることができる。美的特性を哲学的に考究する学問として美学 (aesthetics) [2] が存在し、古来より美と幾何学は関連づけて考察されることが多い [3]。前報 [4] において、幾何学の観点から船の外観特に船型 (type) 計画に関連して美的特性の位置づけを調査し、設計プロセスの中で、美術、建築学等で用いられる黄金分割、動的均斉論等 [5]~[7] の適用可能性の存在を示唆した。

本報はその続報であって、船の美的特性を分析する手法として動的均斉論を重点的に採用し、船の側面形状の各部分の配置、形、面積配分等についてさらに詳細に分析し、船の外形に美観を与える要素の特定を行うとともにどのような美学的考え方のもとにその外形が定められたかを解明することを目的としている。特に、「エンジニアリングは創造的芸術であるとして、エンジニアリングにおける美的特性は、二つの手段、即ち、優美なコンセプトとその優美な具体化の両方が達成されることにより得られる」と言う Ashford, F. [8] の提起に関連して、実証的な考察から、船舶設計と船の美的特性の相互関係について検討した結果を報告する。

2. 船の美的特性と船舶設計

2. 1 美的特性の意義

「美とはなにか」という美の真理の探究が前提条件として必要であると思われるが、これはギリシャ哲学以来の「人類永遠のテーマ」であり解き難く、様々の分野、例えば、芸術心理学の立場から、Arnheim, R. [9] は、秩序と無秩序を key word としてエントロピーの概念から芸術従って美を論じているが、本報では対処することができなかつたので、前報と同様に、船の美的特性を説明する際に用いることになる優美 (elegance) という言葉に次のような複数の意味を持たせ、美 (beuty) そのものの定義は行われぬ。すなわち、優美は、洗練 (fine)、豪華 (gorgeous)、ぜいたく (luxury)、優雅 (grace)、すっきりした (clean)、単純さ (simplicity)、経済性 (economy) 等を意味し、美学の追究の立場に応じて適宜、意味を使い分ける。なお、船としての機能を十分に兼ね備えて、はじめて美学の追究の対象になるのであって、例えば、豪華 (gorgeous) 等の多くの特性を有すると一見思われる進水直後転覆沈没した17世紀の戦艦 WASA 号 [10] はその対象とならない。

本報告では船舶設計の立場から美学を追究するが、船の外観特にその外形を考察の対象とする。船の形状は、水線下の形状 (船型: form) と水線より上の形状 (船型: type) に分けることができるが、ここでは、船型 (type) 設計の観点から美的特性を考究する。船型 (type) 計画の主要な作業は、乾舷計算 [11]、船楼の数の決定等であり、乾舷計算の中に含まれる舷弧の決定と船楼の決定とにより、船の側面形状はほとんど確定してしまう。船の外形に優美等の美的特性が備わっているかどうかまたどのような美学的考え方のもとにその外形が定められたかを検討する。

2. 2 美的特性の捉え方

船の美的特性の捉え方について、前報 [4] と同様に芸術の本流である美術におけ

* 九州大学工学部

** 九州大学大学院修士課程

る方法を導入する。Kandinsky は、著書「点・線・面」 [12] の中で、芸術の隣接分野（工学ならびにそれと密接な関係がある技術）において、線が大きな意義を獲得していることを説明し、帆船の図を示して、船体と索具からなる線を「運動を目的とした線」とであると意味づけている。本報告での美的特性の捉え方も同じ立場をとる。すなわち、船をある方向から観察し、線として認識できる個所に注目して、線から構成される形状について分析する。また、ある対象の美醜を決定する条件を、そのものの意味、内容と切り離して、形式だけについて考察する立場を、美の形式原理 [7] と呼ぶが、この形式原理に従う。即ち、その種類として、統一 (unity)、繰り返し (repetition)、漸次 (gradation)、対称 (symmetry)、釣合 (balance)、調和 (harmony)、対比 (contrast)、律動 (rhythm) 等があり、船の外形、各部分の形状等にこの形式原理の存在の有無を調査する。

3. 船の美的特性の分析手順

船の美的特性を分析する手法として、美術、建築学等で用いられる黄金分割、動的均斉論等 [5]~[7] を利用する。その詳細な説明は必要ないと思えるが、分析手順の説明の都合上前報 [4] に従って簡単に基本事項を述べる。

3. 1. 黄金分割とルート矩形

黄金分割は、ユークリッドによる幾何学の命題、すなわち、

「線分を1点によって大小2個に分け、小さい方の線分（その長さ a ）と元の線分（その長さ $a + b$ ）とで形づくられる長方形の面積 $a(a + b)$ を、大きい方の線分（その長さ b ）からできる正方形の面積 b^2 に等しくする」

に基づく線分の分割を指す。大きい線分と小さい線分の長さの比 (b/a) は 1.618 となり黄金率 (Golden section) と称され、また長辺 b と短辺 a からなる長方形を黄金矩形 (Golden rectangle) と呼ぶ。黄金率の誘導は、他のいくつかの幾何学の命題（例えば、正五角形の対角線同士の交点）に基づくものの外に、Fibonacci 級数、連分数、Girard の近似整数等に関連して示されている [13][5]。ここでは、Vajda, S. [13] に従って黄金率を誘導しておく。

ユークリッドの幾何学の命題により、 $a(a + b) = b^2$ が成立し、 $b/a = x$ と定義すれば、方程式 $x^2 - x - 1 = 0$ が導かれる。この方程式の根は、 $x = (1 \pm \sqrt{5})/2$ であり、2根を次のように定義する。

$$\tau = \frac{1}{2}(1 + \sqrt{5}) = 1.6180339887\cdots \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{1}{2}(1 - \sqrt{5}) = -0.6180339887\cdots$$

定義された τ と σ を用いて Fibonacci 級数が次のように定義できる。

$$F_n = (\tau^n - \sigma^n) / \sqrt{5} \quad (2)$$

式 (2) を用いて次の不等式が容易に導かれる。

$$|F_{n+1} - \tau F_n| = |\sigma^n(\tau - \sigma) / \sqrt{5}| = |\sigma^n| < \frac{1}{2} \quad \text{for } n > 1 \quad (3)$$

この不等式は、 n が大きくなれば、Fibonacci 級数の隣合う値の比 F_{n+1} / F_n が限り無く τ すなわち黄金率に近づくことを意味している。

黄金率以外に、古来より理想的と見なされてきた調和的比例としてルート矩形がある [5][6]。ルート矩形は、正方形 (square) を基準として展開されルート矩形の対角線が次のルート矩形の長辺となるもので、 $\sqrt{2}$ 矩形は紙の規格など工業製品に、 $\sqrt{3}$ 矩形は正三角形の高さであり近似黄金率として、 $\sqrt{4}$ 矩形は日本の畳や建具に用いられる。 $\sqrt{5}$ 矩形は黄金矩形と関係が深い。作図の要領を、正方形、黄金矩形、ルート矩形等の相互関係がわかるように模式図として Fig. 1 に示している。

3. 2 動的均斉論と対数螺旋

動的均斉論は Hanbijji, J (1920) により提唱された面積分割法の1種であり、分割と直角螺旋や等比螺旋(対数螺旋)と関係づけて、自然の中で見いだされる形、美術品等の形を構成する根本原理を究明する手法である [5]。対数螺旋と黄金率の関係について平面幾何学の証明の例を Fig. 2 に示している [13]。本報告では、面積分割の手順を利用することとし、Fig. 3 に分割例を示すように、一定の規則のもとに矩形を分割していくが、常に原矩形の長辺・短辺比の2乗(ルート矩形であれば整数)の2乗個の相似矩形または2乗プラス1の2乗個の等しい矩形に分割され、分割された矩形の最小単位は原矩形と相似となる。

船の外形を視覚により捉えるとき、船が存在している空間(海と空)との間で形成される境界線を形として識別するが、この形の美的特性の知覚の際にその空間、言葉を変えると背景を構成する、水平線、波、雲、港湾施設等との相互影響を無視できないが本報では論じない。参考のために Macfarlane, A. の画集 [14] について動的均斉論を適用し分析した例を Fig. 4 に示しておく。以下では、船の側面形状(水線より上)のみに注目しその面積分割にあたり、基本の線として、水線、船首端を通る垂直な線、船尾端を通る垂直な線、ファンネルの上端(あるいは、マストの上端)を通り水線に平行な線の4つの線を選び、これらの4つの線で囲まれる矩形について、動的均斉論を適用する。

4. 分析例および考察

分析対象として採用した船型は、前報 [4] と同様に、これまでに建造された客船の中から無作為に選出した20隻の船である。美的秩序、寸法の比等の観点から分析し、Kandinsky の捉え方で、黄金率、ルート比等が船の形状に使用されている様子を調査し、また、船の側面形状(水線から上)を面積分割の観点から、動的均斉論等を用いて分析した。主要な結果を Fig. 5~10 に示す。

Fig. 5 には、2.2 で説明した美の形式原理 [7] に基づく美的秩序の分析例を示している。図は美的秩序の中の調和(harmony)を船体側面図に認めた例を示している。美的秩序として、前報で示した船の外観の統一(unity)、舷窓等開口部の繰り返し(repetition)、律動(rhythm)等の他に、船体の全体に釣合(balance)、安定感等が、また、主船体と上部構造の相互関係に対比(contrast)と調和(harmony)が、上部構造の各甲板の長さ等に漸次(増)(gradual increase)が認められる。船の構造と形状の特徴に美観いわゆる優美(elegance)を感じさせる要素が自ずと備わっていることが重ねて確認できる。

Fig. 6~8 には、船の側面形状の特徴を最も印象付ける要素である舷弧の形状等の歴史の変遷を船の建造年で示している。船首の舷弧高さ h_f 、船尾の舷弧高さ h_a 、船長 L 等の比の歴史の変遷からわかるように 1965 年頃より減少傾向が目立ち、最近では船首部のみ僅かな高さの直線舷弧となっている。このことは、周知のことであるが、国際満載喫水線条約 (ILLC 1966) [11] の影響、船舶建造の簡易化の狙い、対象船型がいずれも大型船であること等に基づくものである。舷弧は定石通りに主として放物線に基づき定められており、対数螺旋との "curve fitting" は成立しなかった。

Fig. 9 には、船型の各部分の長さの比例についての調査結果を例示している。図は上部構造物の長さ(あるいは全通船楼甲板より上層の構造物の長さ)をファンネルの位置で前後に分割し、船首側の長さを l_5 、船尾側の長さを l_6 とし、それらの比 l_6/l_5 を船長 L の関数として示している。参考のために、美的基準の比として、 $1/\sqrt{5}$ 、 $1/\sqrt{3}$ 、 $1/1.382$ 、 $1/\sqrt{\tau}$ 、 $\sqrt{2}$ 、 τ 、 $\sqrt{3}$ 、 $\sqrt{5}$ 、 $1/0.382$ 、 $\sqrt{7}$ 、 $2\sqrt{2}$ 等を併記している。図によれば、 $1/\sqrt{5}$ 、 $1/1.382$ 、黄金率 との一致が確認できる。前報でも指摘したように、船の中には各部の寸法比が一貫して美的基準の比に一致

している例もあるが、多くの船は一部の寸法比に美的基準の比が認められる程度である。

Fig. 10 には、船の側面形状を、動的均斉論を用いて分析した結果の例を示している。多くの船がルート矩形の中の $2\sqrt{5}$ 矩形と $2\sqrt{6}$ 矩形について動的均斉論に基づく面積分割に適合することを前報で紹介したが、図には比較的最近建造された船（1988年建造）の $2\sqrt{6}$ 矩形についての分析結果を示している。上部構造の各甲板位置と分割線との一致度は大きく、また側面形状の各部分の面積分割はあたかも動的均斉論に基づいてなされたかのような結果を示している。

得られた主要な結論は次の通りである。

- (i) 船は、美観を与える要素を、その構造と形状の特徴に自ずと備えていることを重ねて確認でき、優美なコンセプトと具体化が実現されている。
- (ii) 船の長さの比に、黄金率 1.618 、 $\sqrt{5}$ 、 $2\sqrt{2}$ 等に加えて、 $1/\sqrt{5}$ 、 $1/1.382$ 等がよく用いられている。
- (iii) 動的均斉論に基づく船の側面形状の面積分割法が、船型 (type) の計画の設計ツールとして、略々、利用可能であり、比較的新しい船ほど理論の適合度が大きい。

参考文献

- [1] Landström, Bjorn : Das Schiff, C. Bertelsmann Verlag, Gütersloh (1961).
- [2] 木幡順三 : 美と芸術の論理、美学入門 (新版)、(株) 勁草書房 (1994).
- [3] 伏見康治、安野光雅、中村義作 : 美の幾何学 天のたくらみ、人のたくらみ、中公新書 554、中央公論社 (1993).
- [4] 新開明二、小西陽一 : 船の美学と幾何学、西部造船会々報、第91号 (1996).
- [5] 柳 亮 : 黄金分割、ピラミッドからル・コルビュジェまで、(株) 美術出版社 (1992).
- [6] 柳 亮 : 続黄金分割、一日本の比例—法隆寺から浮世絵まで、(株) 美術出版社 (1992).
- [7] 朝倉直巳 : 芸術・デザインの平面構成、六耀社 (1984).
- [8] Ashford, Fred : The aesthetics of engineering design, Business Books Ltd. (1969) [高梨隆雄訳 : 設計美学—エンジニアリングデザインのための意匠設計入門—、(株) ダビッド社 (1982)] .
- [9] Arnheim, Rudolf : Entropy and Art, University of California Press (1971) [関 計夫訳 : エントロピーと芸術 秩序と無秩序に関する考察、創言社 (1985)] .
- [10] Borgenstan, Curt and Sandoström, Anders : Vartor Kantrade Wasa, Tryckeri AB Grafisk Press, Stockholm (1985).
- [11] 運輸省海上技術安全局監修 : 満載喫水線規則、船舶六法平成6年度版、(株) 成山堂 (1994).
- [12] Kandinsky : Punkt und Linie zu Fläche, [西田秀穂訳 : 点・線・面—抽象芸術の基礎—、カンディンスキー著作集 2、(株) 美術出版社 (1992)] .
- [13] Vajda, S. : Fibonacci & Lucas Numbers, and the Golden Section Theory and Applications, Ellis Horwood Series in Mathematics and its Applications, Ellis Horwood Ltd. (1989).
- [14] Macfarlane, Alasdair : Marine Drawings, Brown, Sons and Ferguson Ltd. (1986).

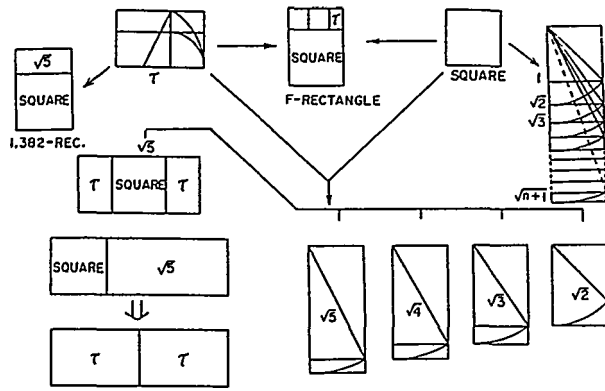


Fig. 1 Constructions for the Golden section and Square-Root-Rectangles

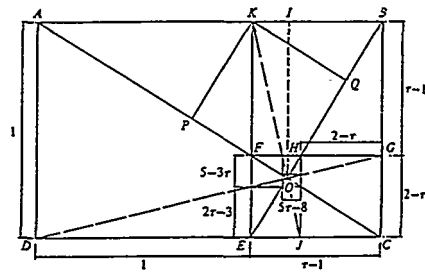


Fig. 2 The Golden section and the logarithmic spiral

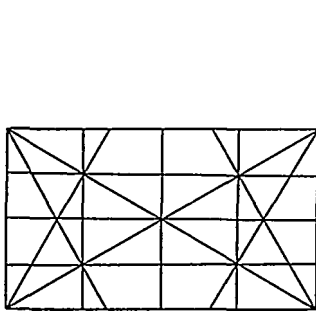
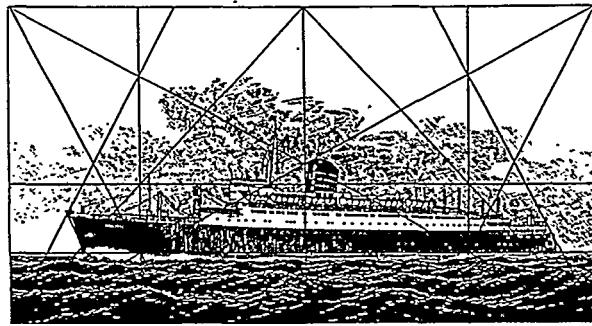


Fig. 3 Division example on the Dynamic Symmetry



s. SAXONIA ($\tau=5:2$) (4 Turb.)
 CUNARD STEAM-SHIP CO., LTD.—Launched 17th February, 1954 (21437 gross tons)

Fig. 4 An example for marine drawings

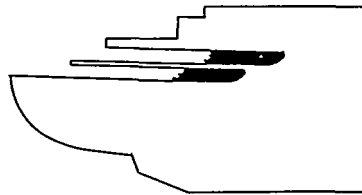
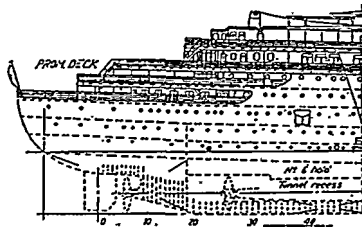
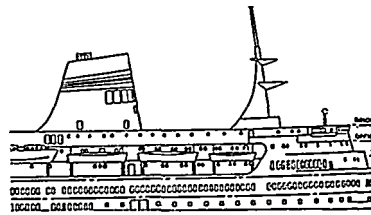


Fig. 5 Harmony found in Passenger ships "D" and "P" on the basis of the Formal Principle

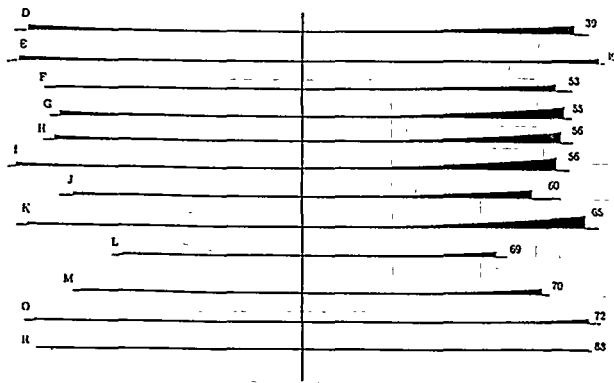


Fig. 6 The change of shear line for the passenger ships

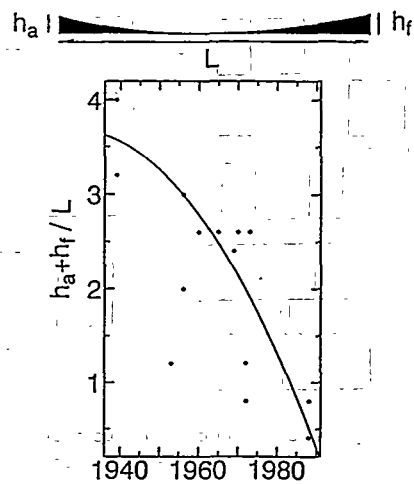


Fig. 7 The change of ratio of $h_a + h_f$ to ship length L

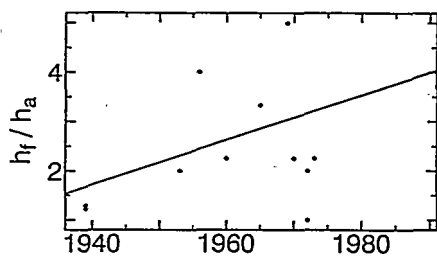


Fig. 8 The change of ratio of h_f to h_a

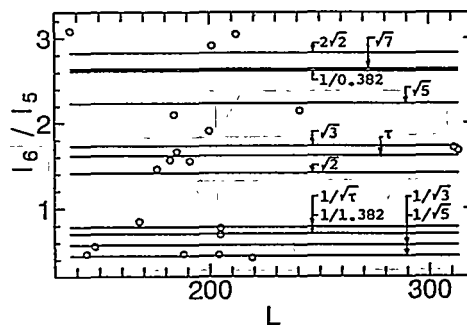


Fig. 9 Ratio of l_6 to l_5 as a function of ship length L

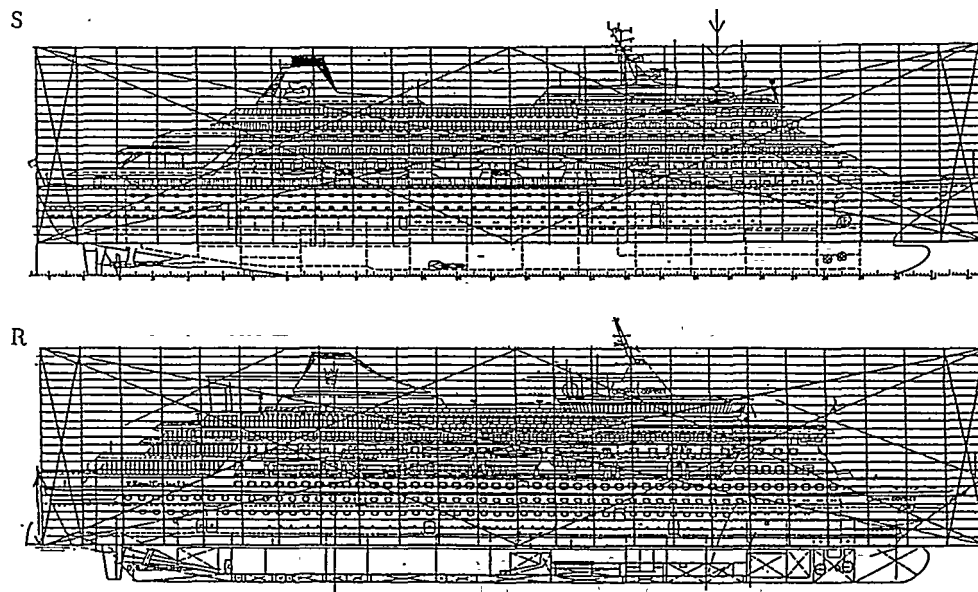


Fig. 10 Division examples of the profile for Passenger ships "R" and "S" on the basis of the Dynamic Symmetry ($2\sqrt{6}$ -rectangle)

26 導電塗膜による海洋生物付着防止技術 (電流・電位分布に関する実験による検討)

正員 宇佐美正博* 真崎 哲郎**
植田 健二***

1. 緒言

海水中の鋼構造物や船体の表面には、微生物・藻・貝などの海洋生物が付着し、構造物では異常局部腐食の発生や船舶では航走抵抗の増大が大きな問題となる。

その対策として主に有機錫系の防汚塗料が使用されていたが、その毒性のため1990年に自主規制され、その代替法の1つとして導電塗膜を利用した電解防汚システムが開発された〔1〕。

本システムは、海水に接する構造物の表面を絶縁塗膜を介して導電塗膜で覆いその導電塗膜を陽極として微小電流を流して海水を電解し、その表面に ClO^- イオンを発生させて、生物の付着を防止する技術である。

本システムでは、導電塗膜施工面に均一に電流を流し、どこでも同じように ClO^- イオンを発生させることができればそれが最良である。ところが、導電塗膜には抵抗があるため、オーム損などにより各部に電位差が生じ、それに伴い電流密度分布に不均一が生じ各部の性能差が出てくる。従って、本システムを適用する場合には施工面各部の電流密度分布（防汚性能）を推定し最適な導電塗膜施工仕様とすることが必要となる。

そこで、本研究では導電塗膜各部の電流・電位分布の簡易型推算式を導出し、その妥当性を実験で検証したので報告する。

2. 防汚原理と導電塗膜の構成

船体の場合の防汚原理をFig.1に示す。

左舷と右舷に導電塗膜を塗り分け、各導電塗膜を陽極・陰極としてその間に電流を流し、数時間ごとにその極性を切り換えて全面の防汚を図る。本システムに用いられる導電塗膜に必要な性能は、高導電性と電解耐久性であるが、両機能を同時に兼ね備えた導電塗料はなく、下層に高導電性、上層に電解耐久性の2層構造としている。しかし、適用構造物が大きくなると導電塗膜だけでは導電性が不十分となり、带状金属箔との併用が必要となる。

* 三菱重工業(株) 長崎研究所 化学研究室

** 三菱重工業(株) 長崎造船所 船装設計課

*** 三菱エンジニアリング(株)

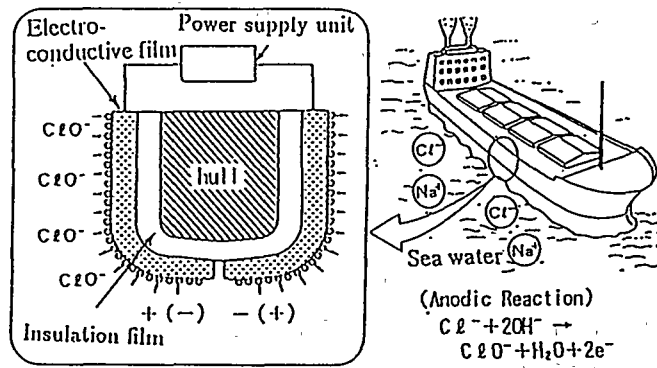


Fig.1 Principle of present antifouling system using electro-conductive film

3. 電流・電位分布推算式の導出

Fig.2 に示す導電塗膜中の電流の流れのモデルに従い、推算式を導出した。

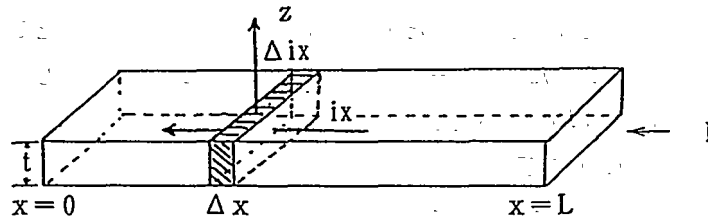


Fig.2 Current flow in electro-conductive film

すなわち、導電塗膜の通電端子側(L)から先端x=0に電流が流れるものとする。通電端子Lから流入した電流Iは、厚さtの導電塗膜をx軸に沿って流れ、X軸方向における電流降下に相当する電流が、逐次導電塗膜上面からZ軸方向へ流出するものとする。すなわち、 Δx 間で減衰した電流分はZ軸方向へ流出した電流に等しい。単位幅の導電塗膜について考えると次式が導かれる。

$$\Delta V = - \frac{\rho_p}{t} ix \cdot \Delta x \quad \text{..... (1)}$$

$$\Delta ix = \frac{V_x}{f(\gamma_0, R_s \dots)} \cdot \Delta x \quad \text{..... (2)}$$

ここに、t；導電塗膜厚さ、 ρ_p ；導電塗膜比抵抗、 ΔV ： Δx 間の電位差、 Δix ： Δx 間で減衰する電流、 $f(\gamma_0, R_s \dots)$ ： γ_0 は陰極・陽極

導電塗膜表面と海水界面の間の比表面抵抗, R_s : 海水抵抗…の関数
 各式の両辺を Δx で割り, Δx を 0 に近づけて極限をとると次式が得られる。

$$\frac{dV_x}{dx} = - \frac{\rho_p}{t} i_x \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{di_x}{dx} = - \frac{V_x}{f(\gamma, R_s \dots)} \quad \dots\dots\dots (4)$$

4. 実験

Fig. 3 に示す長さ10.8m, 幅5m, 深さ3mのコンクリート製水槽内面に導電塗膜を施工し, 各部の電位を計測した。

水槽の長手方向の両側内壁面に, 中央に幅5cmの部分を残しその両側に幅5m, 深さ2.7mの試験面を設けた。まず, タンク内面に厚さ250 μ mの絶縁塗膜を施工した後, 導電塗膜への通電を均一化する目的で, 海水につからない部分に幅5cm, 厚さ50 μ mのCu箔をFig. 4のように貼り付けて, その上に350 μ mの高導電性導電塗膜と, 350 μ mの電解耐久性導電塗膜を施工した。

防汚性能を評価するには, アノード電極表面の電流密度分布を知る必要があるが, これを直接測定することはできないので, 電位分布を計測し導電塗膜の分極特性によって換算した。Fig. 4 に示す電位計測点には外径1mmのビニル被覆銅線の先端に5mm ϕ の銅箔をハンダ付けし, これを電位計測端子として絶縁塗膜上に貼り付けた後導電塗膜を施工した。

この水槽に自然海水を流し続けて通電し, 海水塩化銀電極を照合電極として各計測点の電位を計測した。

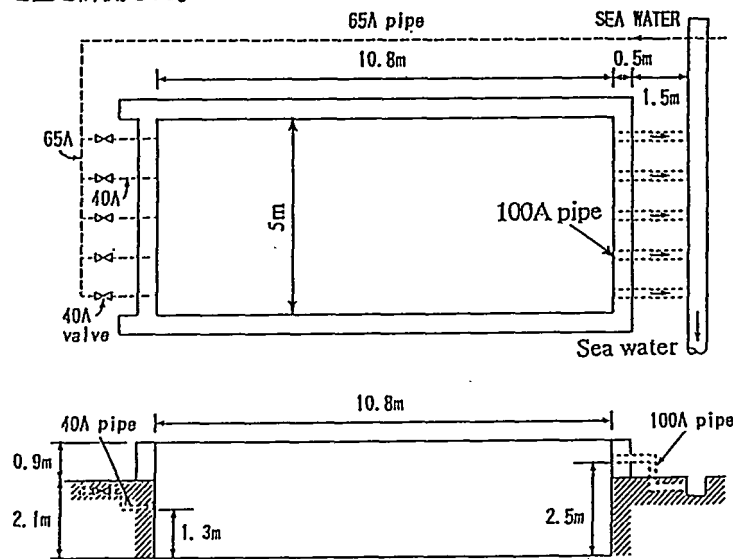


Fig. 3 Size of antifouling testing tank

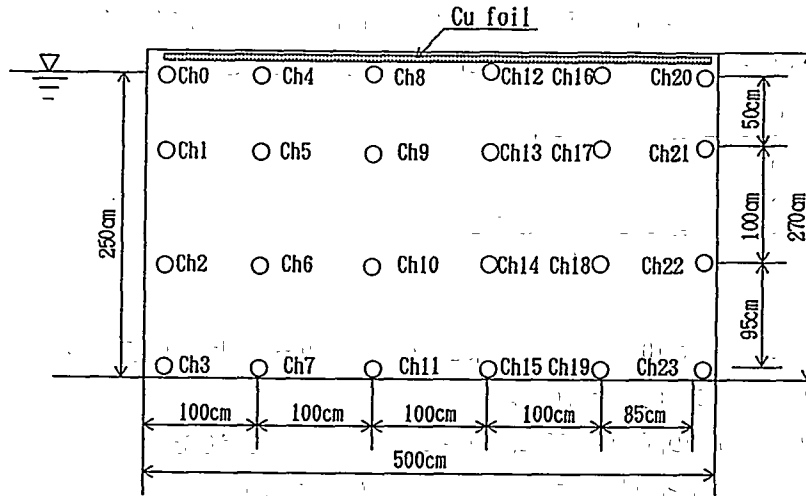


Fig.4 Potential measurement positions

5. 数値解析

導電塗膜への通電は、各施工面の上部に貼り付けたCu箔から行い、4面施工した導電塗膜間のうちの2面を対として通電し、各部の電位を計測した。まず、対面どうして平均電流密度が $0.1A/m^2$ となるよう通電した場合の結果をFig.5、隣どうして通電した場合をFig.6 に示す。

一方、シミュレーション計算による試算結果の一例を、各々Fig.5、Fig.6 に併せて記載したが、比較的良好な相関が得られた。

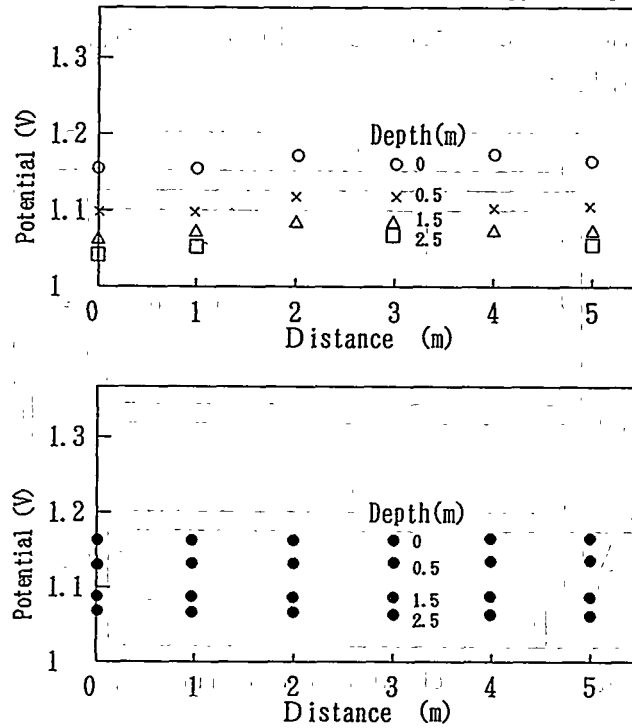


Fig.5 Comparison between calculated and measured potential values on anodic surface

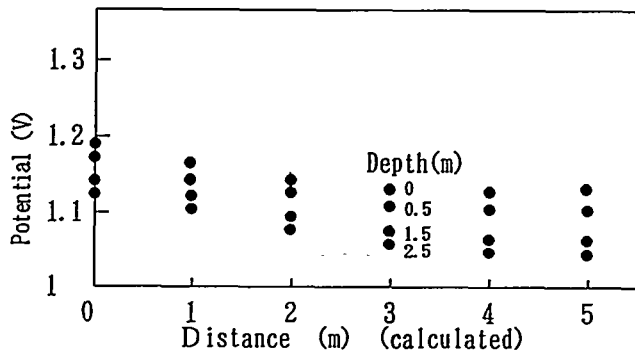
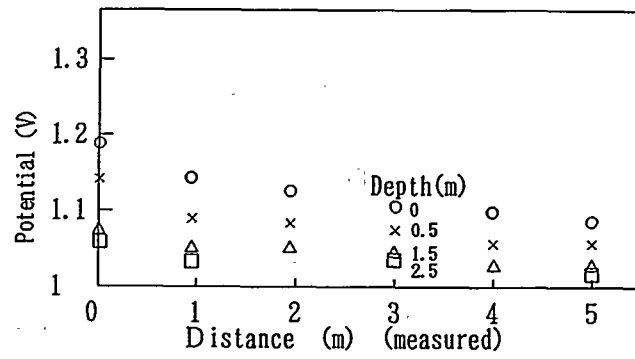


Fig. 6 Comparison between calculated and measured potential values on anodic surface

本シミュレーション計算では、Fig. 7 の分極特性から導電塗膜の表面反応抵抗を10000 Ω/cm^2 とし、導電塗膜の比抵抗 (ρ) を 0.015 $\Omega\text{-cm}$ としたが、 ρ を小さくすれば深さ方向の電位幅が狭まり、大きくすれば広がることも判り、導電塗膜の必要膜厚など最適な施工仕様を設計できる見通しを得た。

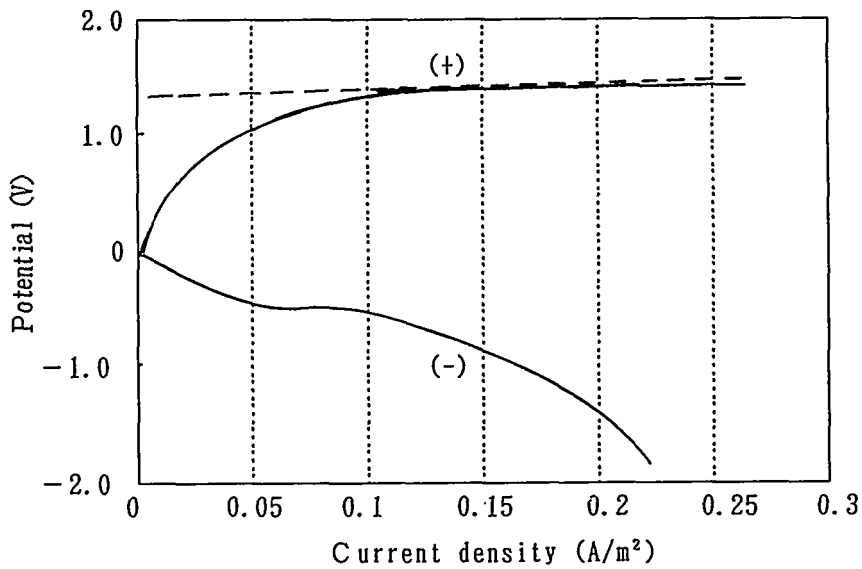


Fig. 7 Polarization characteristics

6. まとめ

導電塗膜各部の電流・電位密度分布の推算式を導出し、実験によりその有効性を検証した。本手法の適用により導電塗膜の施工仕様の最適化がはかれる見通しである。

しかし、大型船に適用する場合は施工面が広くなり、金属箔の長さも長くなるため、その中でオーム損が無視できなくなる。また、海水に接する面には耐久性を考慮すると銅箔は使用できず、耐食性のTi箔を使う必要が生じ、金属箔のオーム損を考慮した計算法への改良、有限要素法や境界要素法を適用した精密解〔2〕との適合性評価などが今後の課題であり、次の機会に報告したい。

(参考文献)

- 〔1〕宇佐美正博，植田健二，友重清美：導電塗膜による無公害海洋生物付着防汚システム，日本造船学会誌，第767号，(1993)，pp.302-305
- 〔2〕黄一，岩田光正，宇佐美正博，植田健二：海水電解による海洋生物付着防止システムのCADに関する研究，日本造船学会誌（平成7年）秋季講演論文前刷，pp.601-608

27 海洋の油汚染の防止対策と保全効果について

正員 篠田 岳思* 正員 福地 信義*
学生員 藤井 壽裕** 佐藤聡太郎***

1. はじめに

現在、海洋を汚染している物質は多種あり、その中でも油による汚染は恒常的な汚染に加えて事故などによる突発的な汚染がある。特に、油の荷役時の操作ミスや船舶の衝突事故などによる油流出事故が海洋汚染事故発生件数の60%を占めている。海洋における油流出事故が一度起きると、その拡散防止・防除対策が遅れたり、対策法の選択を間違えると大量の油が広域に渡り拡散するため、その地域の生態系や環境に重大な影響を与えるだけでなく、その近郊の住民にも社会的、経済的影響を及ぼす。一方、流出油の拡散防止・防除対策のための方法は多数あるが、流出油の性状に合わせた効果的な対策の選択法は現在でも確立されていない。また、油流出事故によって引き起こされるさまざまな悪影響を計量的に把握することが困難であるため、油流出事故に対する対策法の正確な評価法の確立が必要である。

ここでは、油流出事故をとりまく様々な問題を踏まえ、油流出事故発生時にまず使用が考えられるオイルフェンスにおいて、その性能上の最大の欠点である油の潜り抜け現象による漏洩状態を確認するため、シミュレーションによるオイルフェンスの性能解析を行った。さらに、現在考えられる数種の拡散防止・防除対策の選択・組合せを多基準分析により評価した。また油汚染の防除方法に対する重要度の認識が立場の相違によってどのように違うかを明らかにした。

2. 流出油の防除方法

原油は、異なる性質を有する数千の化合物から構成されており、性状に応じて様々な影響を海洋に与える。また流出油は移流・拡散して、同時に蒸発、溶解、乳化、沈降などの変化（風化）も進行するが、この状態は気象や海象により様々であり、流出油の動態の把握も難しいため、効果の高い拡散防止・防除対策を求めて種々検討されている[1]。

2. 1 包囲作業

(1) オイルフェンスの構造

流出油は通常急速に拡散し、これに相応して汚染と災害の範囲が拡大していくため、油の流出海域をできるだけ局限して、完全な処理作業を実施するためには、まず拡散域を最小限に抑える必要がある。これには、オイルフェンスを展張して流出油を包囲し、一定の海域または海面の中に封じ込める以外今の所方法がない。

現在、多種のオイルフェンスが開発され実用化されているが、基本的にはFig.1に示すように浮力材、スカート、強力材、重鎮の4部分から構成されている。

オイルフェンスは、海潮流および風浪がない場所では、スカートの深さに相当する厚さの油層をせき止めることができる。ところが、風浪やうねり、潮流等によってオイルフェ

*九州大学工学部, **九州大学大学院工学研究科, *** (株) 大島造船所

ンスが動揺、傾斜するために油が漏洩することもあるため、気象・海象に対する保油性能は、オイルフェンスの形状や風浪に対する応答性の適否によって大きく左右される。

海象が悪く波高がオイルフェンスの浮体部より高く、しかも波高/波長比が約0.08を越える場合にはオイルフェンスの浮体部を乗り越える現象が起こる。また、波高が高くない場合でも海潮流のある海域では、その流圧によってオイルフェンスのスカートが傾斜する、いわゆる「スカートめくれ現象」が起こり、その場合の保油性能は、主としてスカートの傾斜角によって定まり、これはスカートの深さや重鎮の重量によって決まる。

しかし、流速が早くなるとスカートを垂直な状態に保持しても、油と水の界面が乱れ一部の油が界面から剥離してオイルフェンスの下を潜り抜ける「油の潜り抜け現象」が起こり、オイルフェンスの保油性能は著しく低下する。

スカートの深さを変えても強い流れの中で「スカートめくれ現象」を完全に防止することは不可能であるため、風力、潮流速が、差程大きくない場合でもオイルフェンスは2重3重に展張されている。

(2) オイルフェンスの性能シミュレーション

オイルフェンスの保油性能で最も懸念されるのは、スカート下部からの潜り抜けである。ここではスカートが傾斜する場合としない場合とでは、潮流の流速により全体の何パーセントがオイルフェンスから流出するかを実験結果[2]を参考にして推定した。これをFig.2に示す。この図に基づき、流出油をオイルフェンスで包囲した海域から、移流と拡散によりどの程度流出するかを推定するために、移流項を考慮した油の濃度に関する拡散方程式にガラーキン法を適用した有限要素法[3]によりモデル化して、潮流によるオイルフェンスのくぐり抜けについてシミュレーション計算を行った。Fig.3にはオイルフェンスに傾斜があり、潮流が0.3ノットの場合のシミュレーション結果を示す。流出油がオイルフェンスで包囲された海域から漏洩して、拡散していく様子が分かる。また、潮流の流速の違いによる観測点での流出油の濃度の時間による変化をFig.4に示す。流速の僅かな違いにより観測点での濃度の差が大きく、オイルフェンスの保油性能は著しく異なる。

2. 2 回収作業

流出油の回収方法には、機械的回収と物理的回収とに大分類できる。機械的回収は油回収船、油回収機等の機械を使用して油を回収する方法であり、物理的回収は、油吸着材、集油ネットなどの資器材を使用して油を回収する方法や柄杓を用いた人的方法である。

(1) 機械的回収

機械的回収機には吸引式回収機と付着式回収機があり、吸引式回収機は流出油を水面からポンプ等で吸引し、油と水を分離する。その分離方法により渦巻式、フロートサクシオン式、および傾斜式に区別される。これらは油回収船に装備されている。

また、付着式回収機は金属板あるいはポリプロピレン等の親油・疎水性の材料に油を付着または吸着させ回収する装置である。この装置は自航付着式、移動付着式、定置付着式に分けられる。

しかし、油回収船等の回収能力は、流出油の油性、油層厚、油と水の界面の安定度等の流出油の状態により大きな影響を受けるため、回収量には大きな幅が生じ、状況によってはほとんど能力が発揮できない場合も起こりうる。

(2) 物理的回収

資器材等を使用した物理的回収には油吸着材と集油ネットがある。

油吸着材は親油性、多孔性、浮揚性および撥水性を持ち、主に石油高分子体、植物性吸着材、天然鉱産物によるものがある。これを流出油面上に散布し、流出油を吸着させた後に人力あるいは機械的に回収する。これらは取扱いが簡便で無毒性であるが、吸着材の回収の手間の問題があるため、できる限り回収可能な場合に限定して使用されている。

また、集油ネットには、現在開発中の曳航式タイプがあるが、これは凝固油など高粘度の油またはゴミと油が混合して措置に窮したときに使用するものであり、シートとネットを組み合わせたものを作業船で曳航して、この中に油と水を捕集し油をネットの後部の油だめ (Sump) に集める。

2. 3 化学的処理事業

(1) ゲル化剤

流出油がオイルフェンスに捕捉されていたり、港湾内や岸壁付近に滞留しているような場合はオイルフェンスの接合個所や風下の越波、スカート下部からの漏油の恐れのあるような箇所にはゲル化剤を流出油面上に直接散布して攪拌し凝固させる。ゲル化剤により凝固した油は、流動性が低下し浮力を増加できるため、拡散とオイルフェンスからの流出を防止できる。また、凝固油は付着性が乏しくなるため表層及び潮間帯に生育する水産資源生物に対して付着等の被害の発生を大幅に軽減できる。さらに、ゲル化剤は、ガソリン、灯油、軽油などほとんどすべての油を凝固することができ、回収した油の再利用が簡単に行える。またエマルジョン化して多量の海水を含有したムース状の油も凝固させることが可能である。

この凝固した流出油をネット等を用いて回収するため、回収作業が極めて効果的に実施できるが、ゲル化剤は水に付着すると凝固するため管理に留意する必要がある。

(2) 処理剤

油処理剤は界面活性剤と溶剤との混合物である。界面活性剤は水と油の混合溶解を促進するものであり、主にポリエチレングリコール脂肪酸エステル類が用いられている。これは一般に他の界面活性剤に比べて、対生物毒性が低いためである。また、界面活性剤が流動性に乏しく散布する場合には効率が悪いので、溶剤に溶かして使用する。溶剤は流出油の粘度を下げて乳化安定化を促進させるために主に石油系の油を用いる。

油処理剤による防除作業では、油処理剤を散布器によって均一に散布し、油層内への浸透を促進するために散布後油層を攪拌する。また、油処理剤は非常に強い洗浄効果をもっているため、防除作業の際には長時間皮膚にさらして作業したり、油処理剤で塗れた衣類を長時間身につけることは避ける必要がある。

3. 流出油防除対策の評価

防除対策を評価する際に各対策の防除能力、作業性、コスト、環境への影響などさまざまな問題が考えられるが、これらを総合的な判断によって防除対策を選択するため、評価項目は多岐に渡り選定した。これを評価階層のツリーにしてFig.5に示す。

また、流出油防除対策の評価対象としては、Fig.6に示す油流出事故発生のEvent treeを考慮して、現在行われている防除方法や、これらの方法を組み合わせて考えられる防除対策を設定した。

さらに、各評価項目の重要度は、立場の相違による評価の多面性を考慮するために、海洋に関係している海上保安庁職員および造船学科の学生、また特に海洋に関係のない一般人に対して、感覚を尺度化したSD(Semantic Differential)法によるアンケートを行い、これを対比較法を用いて処理し重要度を決定した。なお、評価項目に対する各対策への評点は、資料を参考にして評価基準を設けて、言語変数により定めた。

これらを総合評価する際の手法として、ここでは各評価項目毎に基準化して優性評価指数を算出して、対象毎に優性指数を総合して判定する多基準分析法[4]を用いた。Fig.7には立場の相違による評価の多面性を、重要度の違いから評価値を算定し、重視する評価指向の違いによる各対策の選好順の変化を示す。

海上保安庁職員、造船学科生、一般人はそれぞれ海洋に寄せる期待は大きいですが、対策のうち、海洋や流出油防除に関する専門性を有している立場ほど機能性を重視し、海洋の専門性が薄れる場合には、環境性を指向する傾向にあることがうかがえる。また、機能性を重視する場合につれて現状での防除対策A、B、Eが、強く選好されるが、これは評価が実際面では機能性を重視していることを反映している。さらに機能性を重視する場合と、環境を重視する場合とでは各対策の選好順位が大きく入れ替わるが、これは現在の防除対策の難しさを象徴している。

そこで機能性を極めて重視する場合（機能性7）の総合評価値をX軸にとり、環境を極めて重視する場合（環境保全性7）の総合評価値をY軸にとり、これらをプロットしたものをFig.8に示す。機能性も環境保全性の双方の評価値が高い防除対策が理想的な対策であるが、現状ではこのような防除対策が今の所ないようである。このため、例えば対策D、Cの回収機の機能性を高めるように改良したり、対策Aに用いられる集油ネットに回収機器を組合せることにより吸着材の回収能率を向上させれば、保全効果を上げることができる。と期待できる。

4. 結言

- (1) 有限要素法による拡散シミュレーションとオイルフェンスの潮流に関する防除性能を組み合わせるにより、潮流の違いによるオイルフェンスの防除性能の差を明らかにした。海象条件が良くないところでは、汚染の拡大が急速に進展するためオイルフェンスを二重、三重にしたり、ゲル化剤等を用いて油の拡散を抑える処置を行う必要がある。
- (2) 現在考えられる数種の流出油の拡散防止や防除対策の評価を、対比較法と多基準分析法を用いることにより評価した。油汚染の防除に対する評価が、立場の相違による評価の多面性により認識に差があることが明らかになった。また、防除対策を機能性と環境保全性を理想に近づけるための必要機能について考察した。

参考文献

- [1] 佐々木邦昭：油防除資機材の運用について，海上防災，No87，(1995)，pp.6-28
- [2] 江本文則：流出油事故あれこれ，海上防災，No.60，(1989)，pp.25-35
- [3] 川原睦人：有限要素法流体力学，日科技連，(1988)
- [4] 篠田，福地：あいまい問題の評価と意思決定支援ツールの構築（その2）評価構造の確定法と多面性問題，日本造船学会，第171号，(1991)，pp.271-281

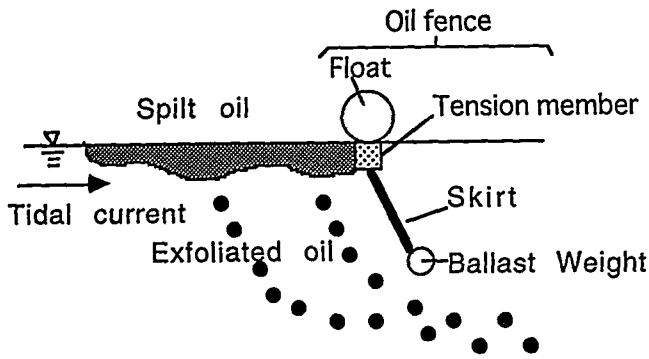


Fig.1 Phenomenon of dived through oil from oil fence

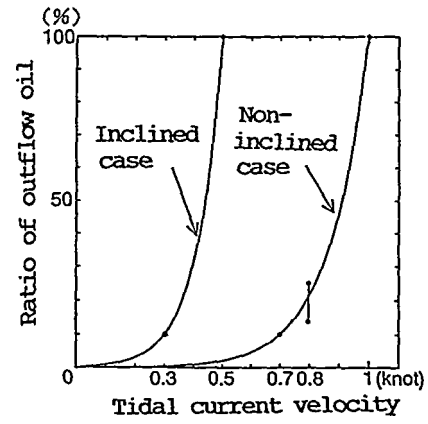


Fig.2 Outflow oil from oil fence

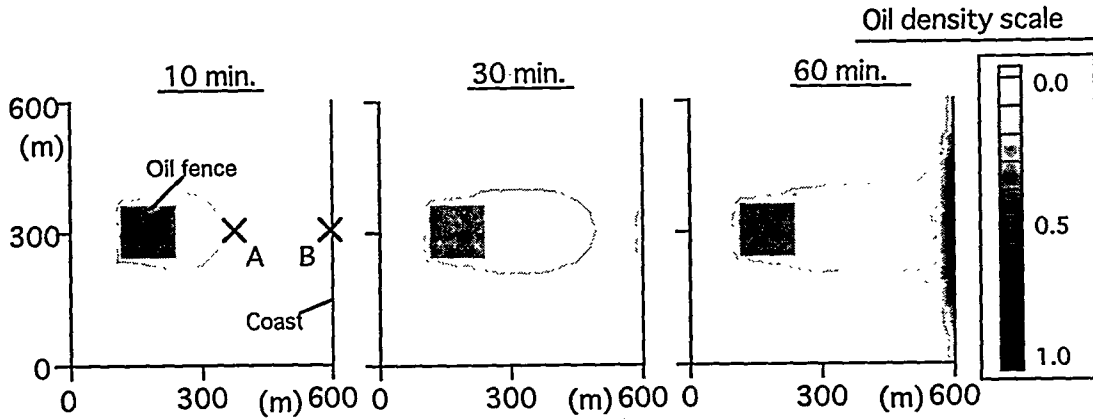


Fig.3 Simulation of spilt oil diffusion from oil fence (inclined oilfence, tidal current velocity 0.3 knot)

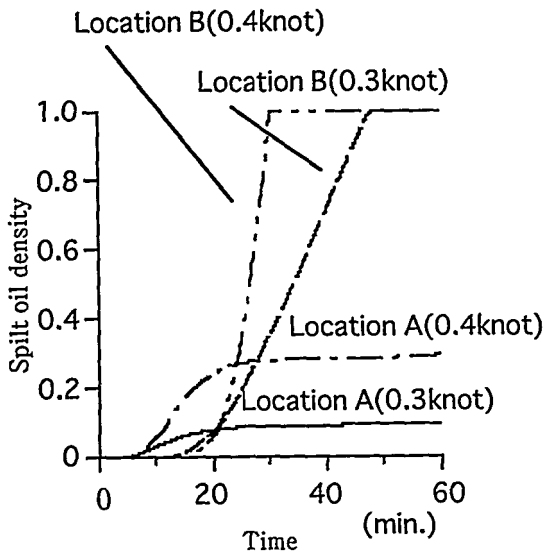


Fig.4 Spilt oil density from oil fence

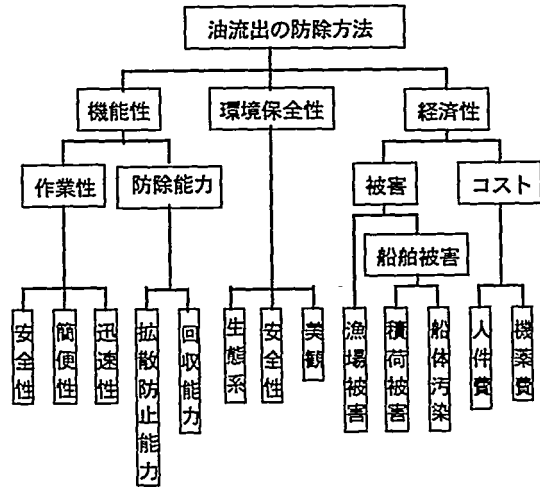


Fig.5 Hierarchy analysis model for the countermeasure systems for spilt oil pollution

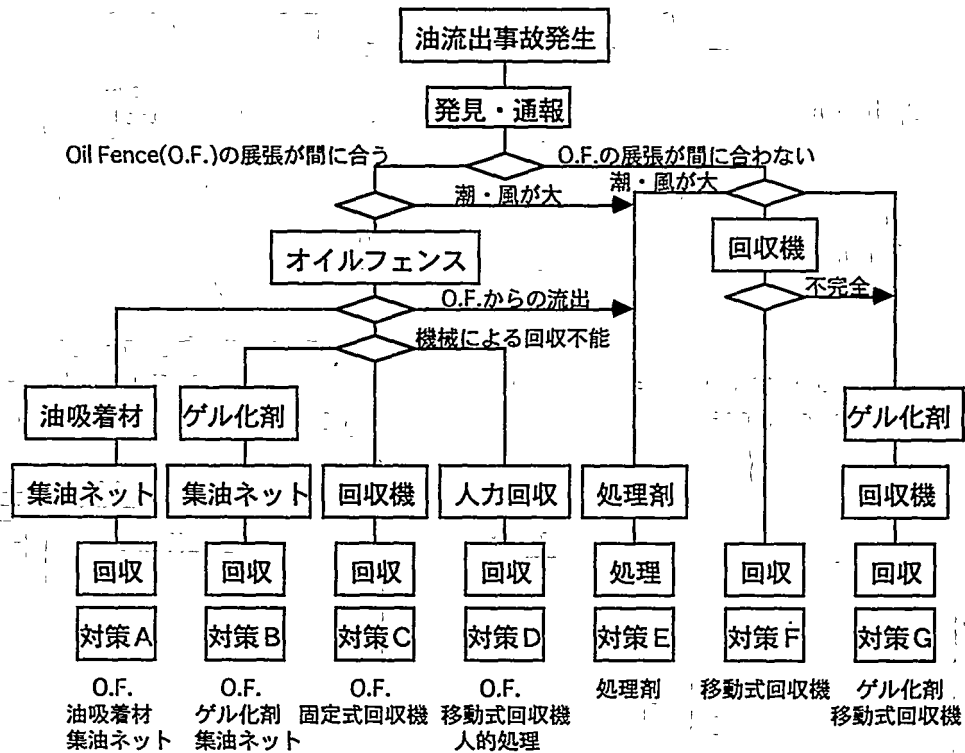


Fig.6 Event tree for the countermeasure systems for spilled oil pollution

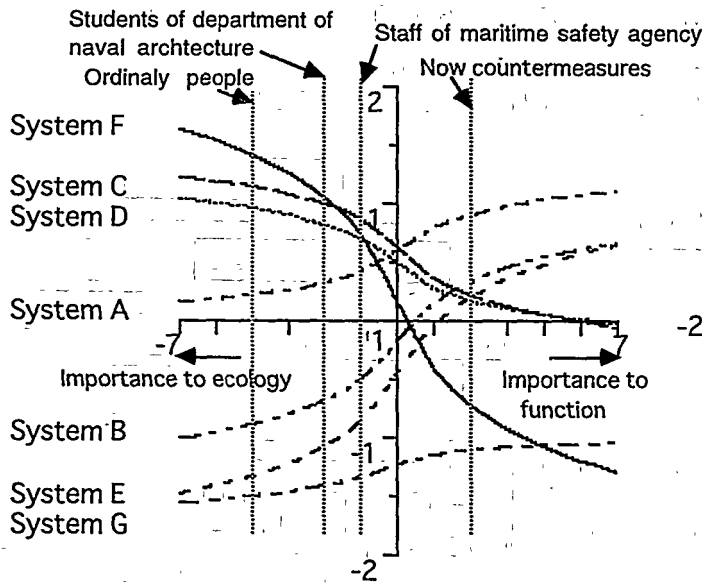


Fig.7 Evaluation of the countermeasure systems for spilled oil pollution

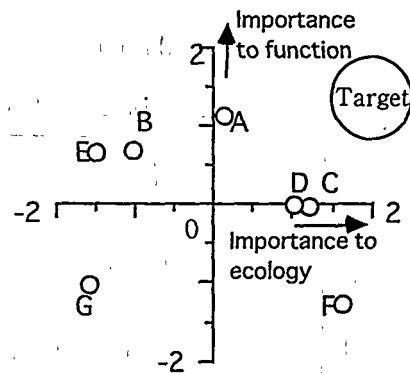


Fig.8 Multi-axis Evaluation of the countermeasure systems for spilled oil pollution