



Title	船舶の主機負荷変動推定のための波浪中プロペラ有効流入速度モデルに関する研究
Author(s)	北川, 泰士
Citation	大阪大学, 2020, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.18910/76575
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

博士学位論文

船舶の主機負荷変動推定のための波浪中
プロペラ有効流入速度モデルに関する研究

北 川 泰 士

2019年12月

大阪大学大学院工学研究科
地球総合工学専攻船舶海洋工学コース

目 次

第 1 章	— 緒論	1
1.1	— 研究背景	1
1.2	— 過去の研究	2
1.3	— 研究目的	3
第 2 章	— 船体表面長手方向法線ベクトルの影響を考慮したストリップ法	6
2.1	— 概要	6
2.2	— 座標系と支配方程式	6
2.3	— 物体表面境界条件	8
2.4	— 変動圧力と流体力	8
2.5	— ラディエーション流体力	9
2.6	— フルードクリロフ力	10
2.7	— スキャタリングポテンシャル及び流体力	10
2.7.1	— 拡張 NSM	11
2.7.2	— 拡張 STFM	12
2.7.3	— 拡張 MWM	13
2.8	— 復原力	14
2.9	— 座標系変換に基づく流体力の変換	14
2.10	— 運動方程式	15
2.11	— 模型試験による検証	15
2.11.1	— Modified Wigley Model を供試船とした検証	16
2.11.2	— 付加質量と造波減衰係数	17
2.11.3	— 波浪強制力と船体動揺	17
2.11.4	— Panamax bulk carrier を供試船とした検証	18
2.11.5	— 計算条件と比較のための従来手法	20
2.11.6	— 船体動揺	21
第 3 章	— 波浪中プロペラ有効流入速度モデルの有効波振幅係数の実験的同定 手法	24
3.1	— 概要	24
3.2	— 波浪中プロペラ推力及びトルク数学モデル	24
3.3	— n_x 影響項を考慮した前後揺れの影響	26
3.4	— 波粒子運動成分の影響	28
3.5	— 有効波振幅係数を規則波中模型試験結果から同定する方法	29
3.6	— 規則波中曳航試験から取得した有効波振幅係数の検証	30

第4章 — 規則波中自由航走試験結果との比較による検証	35
4.1 — 概要	35
4.2 — 主機特性自航装置を用いた自由航走模型試験法	35
4.3 — 主機特性数学モデルと対象主機	37
4.4 — 試験条件及び計算条件	41
4.5 — 試験結果と計算結果の比較	44
第5章 — 結論	48
謝辞	51
付録	53
参考文献	59

第1章 緒論

1.1 研究背景

地球温暖化を防ぐためのCO₂排出削減を目的として、国際海事機関IMOは船舶の性能要件としてEEDI規制を導入した。EEDIはエネルギー効率設計指標と呼ばれ、その値は貨物輸送量当たりのCO₂排出量を示すものである。このEEDI値は、2013年の導入時のフェーズ0を基準として、2025年以降のフェーズ3では30%の削減が求められている。この段階的に厳しくなる国際基準への合理的な対応として、船舶に搭載する主機の出力を抑制することが現実的な手法として有力視されている¹⁾。一方で、主機出力の抑制に伴う推進性能に低下により、荒天下における保針性能の低下に関する国際的な懸念が生じている。その対応としてIMOは、船舶が荒天下中で保針性能を確保するために主機が保有すべき出力について定めた、最低推進出力に関するガイドラインも導入している。しかしながら、このガイドラインは未だに暫定版であり、安全性を考慮しながらEEDI規制を満足する適切な主機出力について検証する観点から、船舶のオペレーションに関する国際的な議論が現在もなされている。この最低出力問題に関する研究プロジェクトはこれまでも多くなされておき、欧州ではSHOPERA²⁾が代表的であり、我が国においては日本船舶海洋工学会のストラテジー研究委員会として「IMO最低出力ガイドライン策定方針研究委員会」³⁾が発足して議論が進められてきた。

以上のような船舶性能と主機出力に関する国際的な関心の高まりを受け、著者は主機応答特性を考慮した船舶の波浪中推進性能に関する研究に取り組んできた。これは、主機出力を十分に考慮した船舶設計に関する議論は安全性、経済性及び環境問題の観点からは今後も継続されるものと予想され、斯様な研究課題に取り組むことは国際的な議論の深化及び課題解決のために重要だからである。特に、著者は波浪中を航走する船舶の主機負荷変動の評価に関する研究に注目し取り組んできた。ここで本研究における主機負荷変動とは、主機の推進軸に作用する軸トルクの波浪中変動によって誘起される主機作動状態の変動を意味し、軸トルクの変動は波浪中プロペラトルク変動を主な対象としている。主機負荷変動を研究の対象としたのは、前述の通りEEDI規制を満足するために船舶の主機出力が抑制傾向となる予想がなされる中、斯様な主機を搭載した船の波浪中保針性能については議論がなされているものの、主機負荷変動に関する議論や研究例は相対的に僅かであり、これら研究に取り組んでおくことは将来起こりうる低出力主機の波浪中安全稼働に関する議論への貢献になると考えたためである。

斯様な背景の下、著者は本研究において波浪中主機負荷変動を理論計算で推定するための手法の開発に取り組んだ。計算で推定することを目的としたのは、実船試験による実計測に基づいた評価は経済的及び人的コストの観点からは実用的でなく、模型船を用いた水槽試験では、造波機の利用により任意波浪中での評価が可能であることは利点ではあるものの、主機特性を考慮した評価が基本的には困難である。よって本研究では、なるべく低コストかつ船舶基本設計の段階で主機負荷変動の評価を可能とする手法であることを念頭

に置き、計算手法によって主機負荷変動を評価するための取り組みを始めた次第である。そこで本研究では、過去の研究における波浪中主機負荷変動及びその前提となる波浪中プロペラトルク変動の推定手法の調査に基づいて、波浪中プロペラ有効流入速度モデルの重要性に注目し、本モデルの推定精度を向上させるための研究開発を行うこととした。

1.2 過去の研究

船舶主機の波浪中負荷変動の評価に関する研究は、船舶耐航性能の研究における一分野として、研究例が多くはないものの古くから現在まで取り組まれている。中村らは主機特性としてトルク一定及び馬力一定等で軸回転数を制御する模型船自航装置を開発し、波浪中曳航試験により波浪中推力、トルク及び回転数変動を評価した⁴⁾。また、規則波中のプロペラ有効流入速度変動のモデルを提案し、波浪中模型試験で計測したプロペラ推力、トルク変動と計算結果の比較によりモデルの妥当性を示している⁵⁾。Bondarenkoらは、主機応答特性を表す数学モデルを用いて、波浪中プロペラトルクの推定においてプロペラレーシングの影響を考慮して、荒天下における船舶推進プラントの安全性を評価した⁶⁾。Taskerらはfilling-emptyingアプローチで主機の動的特性を表現したモデルを用いて、出会い波等の波条件が波浪中推進性能に与える影響について詳細に検討している⁷⁾。以上の研究は基本的には理論計算による性能評価であるが、波浪中プロペラトルク変動はプロペラへの有効流入速度が波浪中で変動することを表す数学モデルを用いた計算が基本となっている。この波浪中プロペラ有効流入速度モデルは、平水中で十分没水している状況下におけるプロペラ単独特性を適用することを前提としているため、このモデルが物理的に意味するのは、プロペラディスクのある平面を通過する一様流の流速、あるいは平水中を直進するプロペラの進行速度が波による影響と等価に変動していることを表している。そして、この等価な流速とはプロペラ推力及びトルクという“力”の計測値からプロペラ単独特性を介して評価される流速であり、通例ではこれを有効流速と表現する。もちろん波浪中を自航する船尾の流場変動は複雑であり、CFDによって波浪中トルク及び推力変動を推定する研究も近年増えてきている。Tokgozら⁸⁾はプロペラ単独条件における波浪中推力変動をCFDで計算して水槽試験結果と比較しており、Wuら⁹⁾は規則波向波中の模型船自航状態におけるプロペラ特性と波浪中伴流変動をCFDで計算し、模型試験結果との比較により良い一致を得ている。大橋はCFDと主機応答特性モデルを連成させた計算手法を開発し、CFD計算の中で主機特性を考慮した回転数変動を直接与えて波浪中トルク変動を評価した¹⁰⁾。

以上の通り、CFDでは波浪中の船尾流場変動を詳細に評価できるため、CFDが波浪中トルク変動及び主機負荷変動の評価における主要ツールとなる可能性があり、今後の更なる研究の発展が期待される場所である。一方、波浪中プロペラ有効流入速度モデルを適用するアプローチは、前述の通りモデルが意味する流速変動は物理的には非常に単純であるものの、その実用的な意義は高いと言える。これは、CFDによる波浪中船舶性能の評価は計算コストが非常に大きいことは周知の通りであるが、プロペラ有効流入速度変動の計算

コストは CFD より明らかに低く、船舶基本設計に関わるエンジニアにとってプロペラ単独特性は今や入手が容易であるため計算環境が整え易いためである。以上の背景より、プロペラ有効流入速度ベースの計算手法の実用性を鑑みると、波浪中プロペラ有効流入速度モデルの推定精度向上及び高度化は工学的な意義が高い研究課題であると言える。

1.3 研究目的

本研究では波浪中プロペラ有効流入速度モデルの推定精度の向上を目的とした研究として、中村ら⁵⁾による波浪中有効流入速度モデル中の2つの構成成分の計算手法をそれぞれ高度化するための検討を行う。そして、新しく提案する手法に基づいて計算した波浪中プロペラ有効流入速度変動により波浪中主機負荷変動を計算し、その妥当性を検証する。

まず、中村らによって初めて提案され、上野ら¹¹⁾によって拡張された規則波中プロペラ有効流入速度モデルは(1.1)式の通りに示す。

$$u_p = (1 - w_p) \left\{ u_0 - \omega_e \xi_a \sin(\omega_e t - \varepsilon_\xi) \right\} + \alpha_w \omega \zeta_w \exp(-kz_p) \cos \chi \cos \{ \omega_e t - kx_p \cos \chi \} \quad (1.1)$$

3章にて詳述するが、モデル中の前項は船体の波浪中前後運動によるプロペラ面の流入速度変動を表した Surge 運動成分、後項は入射波による波の円運動によって生じるプロペラ位置での船体前後方向の流速変動を表した波粒子運動成分を表す。Surge 運動成分による流速変動振幅の計算は Surge 動揺の振幅 ξ_a とプロペラ有効伴流係数 $(1 - w_p)$ が直接影響し、波粒子運動成分との重ね合わせを考慮すると入射波と Surge 動揺の位相差 ε_ξ も全体的な推定精度のためには重要である。波粒子運動成分の流速変動振幅は入射波の波振幅等の基本的な特性が得られれば計算できるが、船尾位置における入射波振幅の減衰を表すために導入された係数 α_w (以降、有効波振幅係数とする) は流体力特性であり、上野らによって(1.2)式の通りに提案されている。この係数は変動振幅計算に直接的に影響することからその推定精度は重要である。

$$\alpha_w = \begin{cases} 0.2 \frac{\lambda}{L |\cos \chi|} + 0.5, & \text{for } \frac{\lambda}{L |\cos \chi|} \leq 2.5 \\ 1, & \text{for } 2.5 < \frac{\lambda}{L |\cos \chi|} \end{cases} \quad (1.2)$$

Surge 運動成分の推定精度向上のためには、プロペラ有効伴流係数を対象船に対して精度良く同定することが重要であり、そのためには自航試験の実施や尺度影響を考慮した実船尺度値の推定に注意を払うべきだろう。そして、Surge 動揺の変動振幅や位相差を精度良く推定することも重要である。波浪中船体動揺の推定手法としてはストリップ法が代表的であり、近年ではランキンパネル法に代表される 3次元耐航性理論も徐々に一般化しつつあ

る。また、CFD による波浪中船体動揺の推定も近年は実用の域に達しつつある。しかしながらストリップ法は、波浪中の流体力を2次元問題で計算する定式化であるにも関わらず、船体動揺の推定精度は3次元問題を前提とする計算手法やCFDと比較すると実用的には遜色ないため、船舶基本設計段階における耐航性能評価ツールとして未だに利用されている。一方、ストリップ法の定式化の枠内において Surge モードはこれまで陽に含められておらず、近似的に計算したフルードクリロフ力のみを外力項とした単独モードで取り扱われてきた。これは、船体表面法線ベクトルの船体長手方向成分（以降、 n_x とする）を高次項として無視することにより、他のモードでは計算されるラディエーション流体力やスキヤタリング流体力が Surge モードにおいて現れなくなるためである。ただし、 n_x が用意されればこれらの流体力はもちろん計算可能である筈であり、Surge モード計算の定式化はより厳密となるため Surge 動揺の推定精度向上が期待されよう。しかし、これまでに n_x による影響を考慮したストリップ法に関する研究例はなかった。これは、オフセットデータのみから計算できる他成分に比べて n_x の計算が煩雑であることが実際上の要因であると推察されるが、近年の3次元理論やCFDによる計算が一般化してきていることを考慮すると、船型CADデータ等の活用により n_x の入手は現在では容易となっている筈である。よって本研究では、波浪中プロペラ有効流入速度モデル中の Surge 運動成分の推定精度向上の一環として、 n_x 影響項を陽に含めたストリップ法を開発することを目的の一つとする。

次に、波粒子運動成分における有効波振幅係数が導入された経緯について述べる。神中は、向波中では船体の存在によって入射波の振幅が船首から船尾にかけて減衰していくことを示しポテンシャル理論ベースの計算によって示し、幾何的な形状を有する瘦せ型船型の模型船による規則波中模型試験で船側の波振幅を計測して実験的に検証した¹²⁾。中村らは規則波プロペラ有効流入速度モデルを提案する際、プロペラ位置の入射波振幅の減衰を表すため、神中の模型試験結果に基づいて有効波振幅係数の近似式を導入した。そして、コンテナ船模型による規則波向波中自航試験で計測されたプロペラ推力及びトルクの変動振幅を対象に、この有効波振幅係数の導入により変動振幅の推定精度が向上することを示している⁵⁾。その後、上野らは波粒子運動成分の流入速度変動量が出会い波の向きに応じて変わること考慮するため、モデルに出会い角の影響を含めた(1.1)式を示し、有効波振幅係数についても出会い角影響を便宜的に含めて修正した近似式を(1.2)式の通り提案している¹¹⁾。そして、Taskerらは本モデルを用いて波浪中主機負荷変動及び推進性能を検証した際、有効波振幅係数の導入の経緯に鑑みて、横波中から追波中では入射波振幅が船体による攪乱の影響は無視できると見なして(1.2)式を適用している⁷⁾。一方、(1.2)式の係数及び定数は神中による幾何的船型の模型試験結果に基づいたものであり、船型の違いによる有効波振幅係数の挙動の検証例はない。また、神中の研究はあくまで向波中を対象としたものであり、例えば追波中など、入射波振幅の減衰効果を波向きに応じて検証した研究はない。以上の背景に基づいて、波粒子運動成分の推定精度向上を目的として、本研究では有効波振幅係数を対象船ごとに同定する実験的手法の開発に取り組み、波向きに応じた有効波振幅

係数の挙動を検証することとした。

本論文では、第 2 章にて n_x 影響を陽に考慮したストリップ法の定式化を行い、耐航性模型試験の計測値と比較することで新しく提案するストリップ法の妥当性を検証する。第 3 章では、波浪中プロペラ有効流入速度モデル中の各成分の流速変動量について基礎的検証を行いつつ、有効波振幅係数を同定する実験的手法を提案し、実際に規則波中模型試験によって同定した有効波振幅係数を検証する。第 4 章では、提案手法によって計算した波浪中プロペラ有効流入速度を用いて推定したプロペラトルク変動の妥当性を検証するため、規則波中自由航走模型試験によって計測したプロペラトルク変動との比較を行う。そして、波浪中主機負荷変動の評価の一環として、主機特性に基づいた回転数変動下におけるトルク変動についても検証する。具体的には、著者らが過去に開発した主機応答特性を考慮した模型船自航装置を用いた自由航走試験を実施して波浪中の回転数変動及びトルク変動を計測し、主機応答特性数学モデルを併用した連成計算によって推定した回転数及びトルク変動を計測値と比較して推定精度を検証する。第 5 章では本研究の成果を総括し、将来の研究課題について述べる。

第2章 船体表面長手方向法線ベクトルの影響を考慮したストリップ法

2.1 概要

従来のストリップ法において n_x 影響項は基本的には考慮されてこなかった。具体的には、物体表面境界条件における船体前後方向のラディエーションポテンシャルが高次項として無視され、ディフラクション流体力においても前後方向のスキヤタリング流体力が無視されフルードクリロフ力は n_x を陽に使わない近似的計算手法が取られてきた。そして、Surge モードと他の縦運動による連成ラディエーション流体力が無視されているため、Surge モードは Heave 及び Pitch モードと独立して単独の運動方程式を解く定式化が取られてきた。ただし、 n_x が与えられていれば、スキヤタリング流体力の計算及び連成ラディエーション流体力の計算は可能であり、これら連成流体力を含めることで解くべき運動方程式は Surge・Heave・Pitch の縦運動全てのモードの連成運動方程式となる。よって、 n_x 影響を陽に考慮したより厳密な計算式の定式化により、Surge モードのみならず縦運動全ての推定精度の向上が見込まれる。

しかしながら、ストリップ法は耐航性研究の黎明期から用いられている手法であるものの、ストリップ法の枠内における n_x 影響に関する研究はほとんど例がない。柏木らはラディエーションポテンシャルの物体表面境界条件において n_x を含めることで Surge モード成分を求めること、及び NSM と STFM におけるスキヤタリング流体力の計算にこの成分を含めることを提案した¹³⁾。しかし、計算によるこれら提案の検証はなされていない。また、柏木は Unified Theory におけるスキヤタリングポテンシャルの物体表面境界条件に n_x 関連項を追加することを提案し、波浪中抵抗増加の推定精度が向上することを示している¹⁴⁾。

本章では n_x 影響を陽に考慮した新しいストリップ法を提案し、耐航性模型試験の結果と比較により検証を行っている。 n_x による影響は主として Surge モード及び縦運動内における連成問題として現れるため、定式化は縦運動 (Surge, Heave 及び Pitch) を対象とする。計算式の多くは従来のストリップ法と共通であるものの、従来法との違いは、ラディエーションポテンシャルとスキヤタリングポテンシャルの物体表面境界条件における n_x 関連項の考慮、流体力と復原力の計算における n_x 影響の考慮、各種流体力を船体重心周り座標系への変換計算における n_x 影響の反映、縦運動の全モードの運動方程式の連成させた船体運動の求解、である。更にスキヤタリングポテンシャル及び流体力の定式化においては、NSM・STFM・溝口と渡邊による提案手法 (以下、MWM とする)、の3つの手法に基づき n_x 影響を考慮して拡張した4つの計算手法を提案した。

2.2 座標系と支配方程式

本章における座標系を Fig. 2-1 に示す。xyz 座標の正方向は右手系に則り z 軸は鉛直上向きを正とする。座標系の原点は、x 軸はミッドシップ、y 軸は左右中央、z 軸は水面高さとする。座標系は x 軸正方向に船速 U で一定速度で前進し、船体は周期的定常運動状態にあり、波振幅及び船体運動の振幅は微小とする。

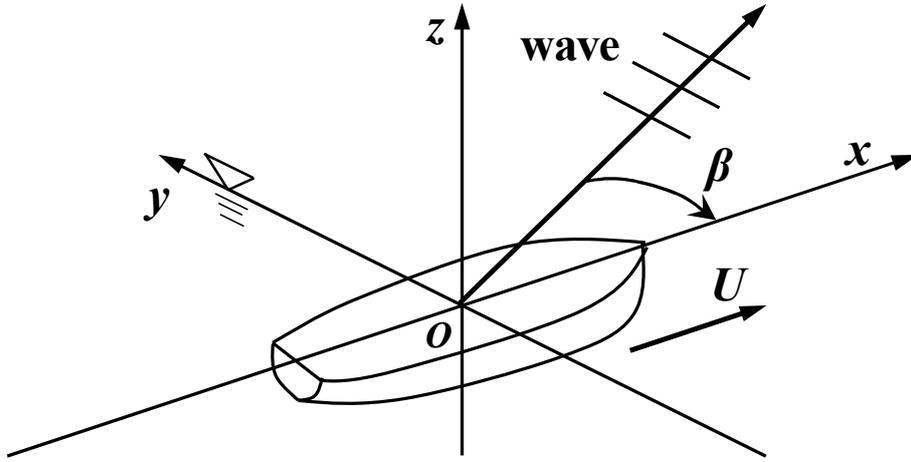


Fig. 2-1 座標系

速度ポテンシャル Φ は非粘性かつ渦なし流れを仮定し, (2.1)式の通りとする.

$$\begin{cases} \Phi(x, y, z, t) = -Ux + \text{Re}[\phi(x, y, z)e^{i\omega_e t}] \\ \omega_e = \omega - k_0 U \cos \beta, k_0 = \omega^2/g \end{cases} \quad (2.1)$$

ここで, ω_e : 出会い波円周波数, ω : 入射波の円周波数, g : 重力加速度, を表す.

攪乱速度ポテンシャル ϕ は(2.2)式の通りとする.

$$\phi = \frac{ig\zeta_a}{\omega} \{\varphi_0 + \varphi_7\} + \sum_{j=1}^6 i\omega_e X_j \varphi_j \quad (2.2)$$

ここで, ζ_a : 入射波の波振幅, φ_0 : 入射波の速度ポテンシャル, φ_7 : 発散波の速度ポテンシャル, φ_j : j モードのラディエーションポテンシャル, X_j : 船体運動の複素振幅 ($j=1, 3, 5$ はそれぞれ Surge, Heave, Pitch を示す) を表す.

(2.2)式において示されるそれぞれの速度ポテンシャルは(2.3)式に表される y - z 平面の2次元ラプラス方程式, 及び(2.4)式で表される線形自由表面条件を満足するものとする.

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (2.3)$$

$$-k\varphi + \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0, \text{ on } z=0 \quad (2.4)$$

ここで, k : 波数であり, $k = \omega_e^2/g$ で表されるものとする.

これらの方程式は従来のストリップ法と共通しているため, 物体表面境界条件を定められれば, 2次元境界要素法¹³⁾ (以下, 2-D BEM とする) 等を用いることで速度ポテンシヤ

ルが数値的に求められる。

2.3 物体表面境界条件

最初に, n_x, n_y, n_z はそれぞれ物体表面法線ベクトルの x, y, z 方向成分を表し, その正方向は物体内部から流体側であるとする. \mathbf{n} を n_j ($j=1\sim 3$) からなる並進運動の法線ベクトルとすれば, 回転運動の法線ベクトル成分 n_j ($j=4\sim 6$) は物体表面の位置ベクトル \mathbf{r} との外積 $\mathbf{r} \times \mathbf{n}$ から計算される. 具体的に表示すると(2.5)式となる.

$$\begin{cases} n_1 = n_x, n_2 = n_y, n_3 = n_z \\ n_4 = yn_z - zn_y \\ n_5 = \underline{zn_x} - xn_z \\ n_6 = xn_y - \underline{yn_x} \end{cases} \quad (2.5)$$

本研究で提案するストリップ法の定式化において, 新たに考慮される n_x 関連項は下線を引いて示すこととする. (2.5)式の法線ベクトル成分表示においては, Pitch 及び Yaw モード ($j=5, 6$) に n_x 関連項が加えられており, これらは従来のストリップ法では高次項として通例省略されている.

スキヤタリングポテンシャル φ_7 とラディエーションポテンシャル φ_j の物体表面境界条件はそれぞれ(2.6)及び(2.7)式で表わせる. ここで, n_x 関連項は Surge, Pitch 及び Yaw モード ($j=1, 5, 6$) のラディエーションポテンシャルの境界条件において現れている.

$$\frac{\partial}{\partial n}(\varphi_0 + \varphi_7) = 0 \quad (2.6)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \varphi_j}{\partial n} = n_j \quad (j=1, 2, 3) \\ \frac{\partial \varphi_4}{\partial n} = yn_z - zn_y \\ \frac{\partial \varphi_5}{\partial n} = \underline{zn_x} - \left(x - \frac{U}{i\omega_e}\right)n_z \\ \frac{\partial \varphi_6}{\partial n} = -\underline{yn_x} + \left(x - \frac{U}{i\omega_e}\right)n_y \end{cases} \quad (2.7)$$

2.4 変動圧力と流体力

流体による物体表面の圧力は線形化されたベルヌーイの圧力方程式で計算する. 線形理論では(2.8)式で示すように, 圧力 p はディフラクション波による圧力 p_D , 船体運動によるラディエーション波による圧力 p_R , 及び排水容積の静的な変化に伴う圧力 p_S の線形重ね合わせによって表せる.

$$\begin{cases} P(x, y, z, t) = \text{Re}\{p(x, y, z)e^{i\omega_e t}\} \\ p = p_D + p_R + p_S \end{cases} \quad (2.8)$$

ここで、 p_D と p_R は(2.9), (2.10)式に示されるようにそれぞれの速度ポテンシャルから得られる。 p_S は(2.11)式で示されるように、復原力を有する運動モード($j=3, 4, 5$)の船体運動の線形重ね合わせによる垂直方向の排水容積の変化から計算される。

$$p_D = -\rho \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \frac{ig\zeta_a}{\omega} \{\varphi_0 + \varphi_7\} \quad (2.9)$$

$$p_R = -\rho \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \sum_{j=1}^6 i\omega_e X_j \varphi_j \quad (2.10)$$

$$p_S = -\rho g (X_3 + yX_4 - xX_5) \quad (2.11)$$

各運動モードの流体力はこれらの圧力を物体表面上で積分することで得られる。ストリップ法では、要素点に係る2次元流体力の数値積分により横断面に作用する流体力を計算し、これら横断面への流体力を船体長さ方向に積分することで全流体力を得る。

各モードの波浪強制力 E は(2.12)式で示されるようにフルードクリロフ力 E^{FK} とスキヤタリング力 E^S の和によって表す。

$$E = E^{FK} + E^S \quad (2.12)$$

2.5 ラディエーション流体力

ラディエーション流体力 F^R は、 j モードの運動による i 方向への力であることを示す伝達関数 T_{ij} を用いて、(2.13)式で表す。ここで、(2.14)式中の S_{ij} は(2.15)式に示されるように(2.10)式に示される圧力 p_R から計算される。(2.14)式の導出においては船体長手方向における船体表面法線ベクトルの変化が微小であるという前提による近似が施されている。

$$F_i^R = \sum_{j=1}^6 T_{ij} X_j \quad (2.13)$$

$$T_{ij} = -(i\omega_e)^2 \int_L S_{ij} dx \quad \begin{cases} i=1, 3, 5 \\ j=1, 3, 5 \end{cases} \quad (2.14)$$

$$S_{ij} = -\rho \int_{S_H} \varphi_j n_i dl \quad (2.15)$$

これらの表示は従来のストリップ法と基本的には同じである。しかし、 n_x 関連項が n_5 の定義に新たに含まれ、ひいてはラディエーションポテンシャル φ_1 と φ_5 にもその影響が含ま

れるため、Surge 運動に関する流体力が計算できることになる。さらに、Pitch 方向の伝達関数は(2.16)式の通り表されるが、Surge 方向の力による成分が下線に示されるように Pitch モーメントに新たに加えられていることを述べておく。

$$T_{5j} = -(i\omega_e)^2 \left[-\int_L \left(x + \frac{U}{i\omega_e} \right) S_{3j} dx + \int_L \left\{ -\rho \int_{S_H} z \varphi_j n_1 dl \right\} dx \right] \quad (j=1,3,5) \quad (2.16)$$

付加質量 a_{ij} 及び造波減衰係数 b_{ij} は伝達関数 T_{ij} が計算されれば(2.17)式の通り求められる。Surge 方向成分を新たに計算していることと Pitch モードに n_x 影響項が追加されていることが従来のストリップ法との違いである。

$$T_{ij} = -(i\omega_e)^2 \left(a_{ij} + \frac{1}{i\omega_e} b_{ij} \right) \quad (2.17)$$

2.6 フルードクリロフ力

入射波の速度ポテンシャル φ_0 は水深が十分深い前提で(2.18)式のように与えられる。

$$\varphi_0 = e^{k_0 z - ik_0(x \cos \beta + y \sin \beta)} \quad (2.18)$$

j モードのフルードクリロフ力 E_j^{FK} はこの入射波の速度ポテンシャルを用いて与えられる。ここでは、横断面に作用する 2 次元成分を(2.19)式の通り S_{j0} として、これを用いて(2.20)、(2.21)式の通り表せる。(2.20)式は Surge 及び Heave 方向の力であり単純な船体長さ方向積分で計算されている。(2.21)式の Pitch モーメントは、第一項は Heave 方向成分によるもので従来と同じであるが、第二項は Surge 方向成分に基づくモーメントであり n_x 影響の考慮により新たに加えられたものである。

$$S_{j0} = -\rho \int_{S_H} e^{k_0(z - i \sin \beta \cdot y)} n_j dl \quad (2.19)$$

$$E_j^{FK} = g \zeta_a \int_L e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} S_{j0} dx \quad (j=1,3) \quad (2.20)$$

$$E_5^{FK} = g \zeta_a \left[-\int_L x S_{30} \cdot e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} dx + \int_L e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} \left\{ -\rho \int_{S_H} z \cdot e^{k_0(z - i \sin \beta \cdot y)} n_1 dl \right\} dx \right] \quad (2.21)$$

2.7 スキャタリングポテンシャル及び流体力

スキャタリングポテンシャルの物体表面境界条件は(2.6)式及び(2.18)式より(2.22)式のように表せる。

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial n} = k_0 \varphi_0 \left(i \cos \beta \cdot n_x + i \sin \beta \cdot n_y - n_z \right) \quad (2.22)$$

従来のストリップ法では下線で示される n_x 関連項が無視されている。本研究ではスキヤタリングポテンシャルを3つの従来手法に基づいて取り扱う。それらは、NSM 及び STFM, そして溝口と渡邊の提案に基づく MWM であり, これらの違いは主にスキヤタリング流体力の取り扱いにある。以降の項でそれぞれの手法におけるスキヤタリングポテンシャル及び流体力の取り扱いを詳細に説明する。

2.7.1 拡張 NSM

NSM ではスキヤタリングポテンシャルはラディエーションポテンシャルを用いて得る。これは物体と入射波の間の相対速度を横断面中の一点で代表させその値を一定と見なす前提によるもので, 低周波数においてはこの近似的取り扱いは有効とされている。この近似により入射波の速度ポテンシャル φ_0 は一定と見なされ, ラディエーションポテンシャルが(2.7)式に示される物体表面境界条件に基づいて得られることから, スキヤタリングポテンシャルは(2.23)式のように得られる。

$$\varphi_7 = k_0 e^{k_0(z_s - i \cos \beta \cdot x)} \left(\underline{i \cos \beta \cdot \varphi_1 + i \sin \beta \cdot \varphi_2 - \varphi_3} \right) \quad (2.23)$$

ここで, z_s : 横断面中央の喫水, であり, この点を代表点と見なしている。

この表現は柏木と岩下¹³⁾により提案されているが, 以降に示すように Surge 方向のラディエーションポテンシャルを用いた具体的な計算式は初めて示されている。

Surge, Heave 及び Pitch 方向のスキヤタリング流体力 E^S は(2.15)式による横断面に作用するラディエーション流体力 S_{ij} を用いて(2.24), (2.25), (2.26)式の通りに表せる。 n_x 関連項が考慮されることにより, Surge 方向の成分が新たに得られるようになり, Heave 及び Pitch 方向においても Surge 運動に基づく成分や Surge 方向成分が新たに含まれている。

$$\underline{E_1^S = \omega \omega_e \zeta_a \int_L e^{k_0(z_s - i \cos \beta \cdot x)} \cdot \{i \cos \beta \cdot S_{11} - S_{13}\} dx} \quad (2.24)$$

$$E_3^S = \omega \omega_e \zeta_a \int_L e^{k_0(z_s - i \cos \beta \cdot x)} \cdot \{i \cos \beta \cdot S_{31} - S_{33}\} dx \quad (2.25)$$

$$E_5^S = \omega \omega_e \zeta_a \int_L e^{k_0(z_s - i \cos \beta \cdot x)} \left\{ \left(x + \frac{U}{i \omega_e} \right) (S_{33} - \underline{i \cos \beta \cdot S_{31}}) - \left(-\rho \int_{S_H} z \varphi_3 n_1 dl \right) + i \cos \beta \left(-\rho \int_{S_H} z \varphi_1 n_1 dl \right) \right\} dx \quad (2.26)$$

2.7.2 拡張 STFM

Salvesen ら¹⁵⁾はグリーンの定理を適用することで導入されたラディエーションポテンシャルにより, スキヤタリングポテンシャルの境界条件を満足するスキヤタリング流体力の

定式化を提案している。 n_x 関連項は従来の定式化では無視されているため、ここでは STFMM の定式化の枠内で n_x 影響を考慮して拡張したスキヤタリング流体力の定式化を行う。

まず(2.27)式に示すように、この拡張 STFMM におけるスキヤタリング問題で用いるベクトル成分 n_7 を導入し、グリーンの定理を適用して得られる横断面に作用する Surge, Heave, Pitch 方向へのスキヤタリング流体力 S_{j7} を(2.28)式の通り表す。 Pitch 方向のラディエーションポテンシャル φ_5 は(2.29)式のように近似的に表す。

$$n_7 = i \cdot \cos \beta \cdot n_x + i \cdot \sin \beta \cdot n_y - n_z \quad (2.27)$$

$$S_{j7} = -\rho \int_{S_H} e^{k_0(z-i\sin\beta \cdot y)} \varphi_j n_7 dl \quad (j=1,3,5) \quad (2.28)$$

$$\varphi_5 = z\varphi_1 - \left(x + \frac{U}{i\omega_e} \right) \varphi_3 \quad (2.29)$$

ここで、 n_7 は各運動モードの法線ベクトルと同じ表記を適用しているが、本スキヤタリング問題においては(2.22)式の境界条件の括弧内の法線ベクトルで計算される成分を便宜的に表したものである。そして、 φ_5 の近似は(2.7)式の境界条件を横断面で線積分する際に z 方向の変化を無視する処理と等しいものである。

この n_7 と S_{j7} を用いると、 Surge, Heave 方向のスキヤタリング流体力は(2.30)、 Pitch 方向は(2.31)式の通り表せる。

$$E_j^S = \omega \omega_e \zeta_a \left(\int_L e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} S_{j7} dx - \frac{U}{i\omega_e} e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x_A} S_{j7}^A \right) \quad (2.30)$$

$$E_5^S = \omega_e \omega \zeta_a \left[-\int_L e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} \left(x + \frac{U}{i\omega_e} \right) S_{37} dx + \int_L e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} \left(-\rho \int_{S_H} z \varphi_1 e^{k_0(z-i\sin\beta \cdot y)} n_7 dl \right) dx \right. \\ \left. - \frac{U}{i\omega_e} e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x_A} \left\{ -x_A S_{37}^A + \left(-\rho \int_{S_{HA}} z \varphi_1 e^{k_0(z-i\sin\beta \cdot y)} n_7 dl \right) \right\} \right] \quad (2.31)$$

ここで、上付き添字の A は最も後ろの断面であることを示しており、いわゆる end term と呼ばれている。

Heave 方向流体力は従来の表記と同じであるが、 Surge 方向の流体力が新たに考慮され、 Pitch 方向においても Surge のラディエーションポテンシャルによって誘起される項が新たに含まれている。

2.7.3 拡張 MWM

溝口¹⁶⁾は Newman¹⁷⁾が提案した Unified Theory と同様の考え方でスキヤタリングポテンシャルの定式化を行った。つまり、スキヤタリングポテンシャルは(2.32)式の通り x 方向に対

して急速に変化する項と横断面内での緩やかに変化する項との積で表せると見なし、緩やかに変化するスキヤタリングポテンシャル ψ_7 の物体表面境界条件は(2.33)式とした。

$$\varphi_7(x, y, z) = e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} \psi_7(y, z) \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial \psi_7}{\partial n} = k_0 e^{k_0 z - ik_0 y \sin \beta} (i \sin \beta \cdot n_y - n_z) \quad (2.33)$$

Newman は Unified Theory において ψ_7 の支配方程式は線形自由表面条件と 2 次元修正 Helmholtz 法であることを示したが、溝口はストリップ法の枠内で実用的に解を得るため、(2.34)式で示すように 2 次元ラプラス方程式と線形自由表面条件を支配方程式とした。特筆すべきは出会い波数 k ではなく入射波の波数 k_0 が使われている点であろう。

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \psi_7}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \psi_7}{\partial z^2} = 0 \\ -k_0 \psi_7 + \frac{\partial \psi_7}{\partial z} = 0, \text{ on } z = 0 \end{cases} \quad (2.34)$$

溝口は NSM と同じ前提を取りラディエーションポテンシャルを用いてスキヤタリング流体力を計算した。一方、渡邊¹⁸⁾は(2.33)式の物体表面条件から数値的に直接求めた ψ_7 を用いて流体力を計算した。

本研究では渡邊の考えを取り、 n_x 影響を考慮した定式化を行う。まず横断面に作用する流体力成分 S_{j7} を(2.35)式のように導入する。

$$S_{j7}^1 = -\rho \int_{S_H} \psi_7 n_j dl \quad (j = \underline{1}, 3, 5) \quad (2.35)$$

この断面流体力を用いると各方向のスキヤタリング流体力は(2.36), (2.37)式の通りに表せる。Surge 方向の流体力が新たに計算されることと、Pitch モーメントにおいて Surge 方向成分が新たに含まれることを示しておく。

$$E_j^S = g \zeta_a \int_L e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} \cdot S_{j7}^1 dx \quad (j = \underline{1}, 3) \quad (2.36)$$

$$E_5^S = g \zeta_a \left\{ -\int_L x e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} \cdot S_{37}^1 dx + \int_L e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} \left(-\rho \int_{S_H} z \psi_7 n_1 dl \right) dx \right\} \quad (2.37)$$

これらの定式化に加えて、柏木が EUT で提案したように¹⁴⁾、 ψ_7 の物体表面境界条件に n_x

関連項を実用的に加える定式化も選択できる．具体的には(2.38)式の物体表面境界条件により ψ_7 を数値的に求め，これから，(2.36), (2.37)式により流体力を計算する手法である．

$$\frac{\partial \psi_7}{\partial n} = k_0 e^{k_0 z - ik_0 y \sin \beta} \left(i \cos \beta \cdot n_x + i \sin \beta \cdot n_y - n_z \right) \quad (2.38)$$

2.8 復原力

i 方向の復原力 F_i^S の計算式は(2.39)式のように示せる．ここで復原力係数 c_{ij} は， j モードの運動による i 方向への成分を表し，(2.40)式に示すように Surge 方向成分も計算することを記しておく．

$$F_i^S = -c_{i3} X_3 - c_{i4} X_4 - c_{i5} X_5 \quad (i=3,4,5) \quad (2.39)$$

$$\begin{cases} c_{i3} = -\rho g \int_L dx \int_{S_H} n_i dl \quad (i=1,3,5) \\ c_{i4} = -\rho g \int_L dx \int_{S_H} y n_i dl \quad (i=4) \\ c_{i5} = +\rho g \int_L x dx \int_{S_H} n_i dl \quad (i=1,3,5) \end{cases} \quad (2.40)$$

これらの Surge 方向成分は(2.39)式においては直接影響しないが，後節の流体力変化において考慮されている．

2.9 座標系変換に基づく流体力の変換

運動方程式は船体重心周りを原点とした座標系（以降，重心周り系）で解くことが通例であり，前節までで示したラディエーション流体力，復原力，波浪強制力は重心周り系の表現に変換する必要がある．本研究では縦運動モードに焦点を当てて変換のための計算式を示していく．まず，重心周り系の物体表面法線ベクトルは(2.41)式の通り示される．

$$\begin{cases} n_i^G = n_i \quad (i=1,3) \\ n_5^G = n_5 + l_z n_1 + l_x n_3 \end{cases} \quad (2.41)$$

ここで，上付き添字の G は重心周り系の値であることを表す．そして， l_x 及び l_z はそれぞれ x 及び z 方向の重心系の原点間の相対位置である．また，基準はミッドシップ-水面高さ原点の座標系であり， l_z の正方向は下向きとしている．

(2.41)式の法線ベクトル変換式において n_x 関連項は Pitch 方向成分に現れており，以降の流体力の変換式における新規項もこの Pitch 方向における関連項の影響で現れている．波浪強制力と復原力の変換式は以降のように示される．前述の復原力係数の Surge 方向は(2.43)式の復原力係数の変換式で現れている．

$$\begin{cases} E_i^G = E_i \quad (i=1,3) \\ E_5^G = E_5 + \underline{l_z E_1} + l_x E_3 \end{cases} \quad (2.42)$$

$$\begin{cases} c_{33}^G = c_{33}, \quad c_{35}^G = c_{35} + l_x c_{33} \\ c_{53}^G = c_{53} + l_x c_{33} + \underline{l_z c_{13}} \\ c_{55}^G = c_{55} + l_x (c_{53} + c_{35}) + \underline{l_z c_{15}} + l_x (l_x c_{33} + \underline{l_z c_{13}}) \end{cases} \quad (2.43)$$

ラディエーション流体力の Surge 及び Heave モードの変換式は(2.44)式で示され、Pitch モードの変換式は(2.45)式のように示される。

$$\begin{cases} T_{ij}^G = T_{ij} \quad (i=1,3) \\ T_{i5}^G = T_{i5} + \underline{l_z T_{i1}} + l_x T_{i3} \quad (j=1,3) \end{cases} \quad (2.44)$$

$$\begin{cases} T_{51}^G = T_{51} + \underline{l_z T_{11}} + l_x T_{31} \\ T_{53}^G = T_{53} + \underline{l_z T_{13}} + l_x T_{33} \\ T_{55}^G = T_{55} + \underline{l_z (T_{15} + T_{51})} + l_x (T_{35} + T_{53}) + \underline{l_z^2 T_{11}} + \underline{l_x l_z (T_{13} + T_{31})} + l_x^2 T_{33} \end{cases} \quad (2.45)$$

2.10 運動方程式

重心周り系における船体運動の複素振幅 X^G は(2.46)式に示す縦運動の連成運動方程式から求められる。従来のストリップ法との違いは、Surge モードが連成運動方程式に含まれたことと Surge 運動による n_x 関連項が加えられたこと、にある。

$$\begin{bmatrix} -\omega_e^2 m + \underline{T_{11}^G} & \underline{T_{13}^G} & \underline{T_{15}^G} \\ \underline{T_{31}^G} & -\omega_e^2 m + T_{33}^G + c_{33}^G & T_{35}^G + c_{35}^G \\ \underline{T_{51}^G} & T_{53}^G + c_{53}^G & -\omega_e^2 I_{yy} + T_{55}^G + c_{55}^G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1^G \\ X_3^G \\ X_5^G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_1^G \\ E_3^G \\ E_5^G \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

2.11 模型試験による検証

本節では前節までに提案した n_x 影響を考慮した新しいストリップ法を波浪中模型試験結果と比較することで検証する。2.7 節で述べた通り、 n_x 影響を含めたスキヤタリング流体力の計算手法が 4 通りに分類できるため、提案する新しいストリップ法の定式化を Table 2-1 に示す 4 通りを提案する。具体的には、Nx-NSM, Nx-STFM, Nx-MWM はそれぞれ NSM, STFEM, MWM を n_x 影響項を含めて拡張したものであり、Nx-MWMx は横断面スキヤタリングポテンシャル ψ_7 の物体表面境界条件に(2.33)式ではなく(2.38)式を適用している。

ここで本研究では、ラディエーションポテンシャル ϕ_j と、Nx-MWM と Nx-MWMx で用いられる横断面スキヤタリングポテンシャル ψ_7 は 2-D BEM で数値的に求めている。これらの

4つの計算手法の妥当性を検証するため、計算結果を耐航性模型試験結果と比較し、従来手法による計算結果との比較も行う。本研究では modified Wigley model 及びパナマックスサイズのバルクキャリア（以降、PXBC）の模型船を用いて検証用の実験結果を得た。

Table 2-1 Proposed methods newly formulated with the n_x terms.

Method	Radiation potential	Scattering force	
Nx-NSM	from Eq. (2.7)	Eq. (2.24) ~ (2.26)	
Nx-STFM		Eq. (2.30) ~ (2.31)	
Nx-MWM		Eq. (2.36) ~	ψ_7 from Eq. (2.33)
Nx-MWMx		(2.37)	ψ_7 from Eq. (2.38)

2.11.1 模型試験による検証 modified Wigley model を供試船とした検証

本研究で対象とする modified Wigley model の船型は(2.47)式で示される通りに数学的に表せる。この式で表される船型は通例”Blunt type”と呼ばれている。そして、船体表面法線ベクトルは(2.47)式に各軸方向への偏微分を施すことで計算できる。

$$\begin{cases} \eta = (1 - \zeta^2)(1 - \xi^2)(1 + 0.6\xi^2 + \xi^4) - \zeta^2(1 - \zeta^8)(1 - \xi^2)^4 \\ \xi = \frac{x}{L/2}, \eta = \frac{y}{B/2}, \zeta = \frac{z}{d} \end{cases} \quad (2.47)$$

本船による実験結果と従来手法による計算結果は柏木と岩下¹³⁾によるものを用いる。模型船の主要目は Table 2-2 の通りである。検証用の計算結果は STFM と EUT によるものである。計算条件はフルード数 0.2, 入射波の出会い角は 180 度の向波であり、これらは実験条件と対応している。

Table 2-2 Principal dimensions of the modified Wigley model.

Item	Value
L (Length between perpendiculars) [m]	2.500
B (Breadth) [m]	0.500
d (Draft) [m]	0.175
∇ (Displacement Volume) [m ³]	0.139
l_x (explained in section 2.9) [m]	0.000
l_z (explained in section 2.9) [m]	0.030
GM_L (Longitudinal metacentric height) [m]	2.76
κ_{yy} (Radius of gyration about y-axis) [m]	0.590

2.11.2 付加質量と造波減衰係数

付加質量と造波減衰係数の計算結果と実験結果を Fig. 2-2 に示す. ここでは n_x 関連項の影響を受ける係数のみを示す. なお, n_x 影響を考慮することで Surge 方向成分と Surge 運動に伴う成分を計算可能であるが, 検証可能な実験結果が無いため表示を割愛する. 実験結果を分析すると, a_{55} と b_{55} は n_x 影響を考慮した新しい計算手法による結果が従来手法と異なった挙動を見せている. 具体的には, a_{55} は短波長域を中心に推定精度が向上し, b_{55} は EUT 程ではないものの従来手法より推定精度が向上している. 他の係数では提案手法と従来手法に有意な差は確認できないが, 慣性項中の係数の推定精度向上は船体運動推定への寄与が大きいため, ストリップ法の枠内で計算が可能な提案手法による精度向上は実用的な観点からは貴重と言えよう.

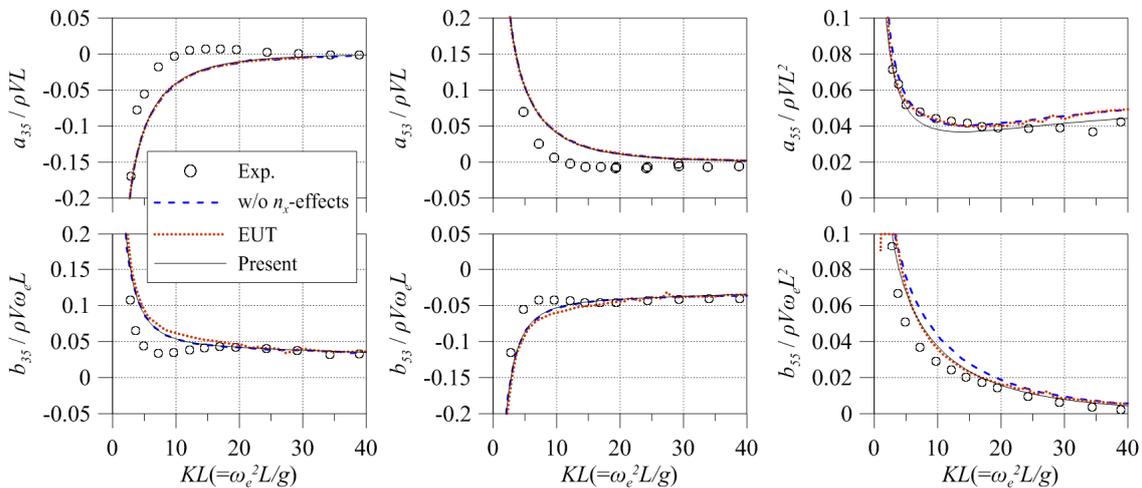


Fig. 2-2 Calculated and experimental results of the added mass and damping coefficients on the modified Wigley model, affected by the n_x -related terms ($F_n=0.2$).

2.11.3 波浪強制力と船体動揺

波浪強制力と船体動揺の計算結果と実験結果をそれぞれ Fig. 2-3 と Fig. 2-4 に示す. それぞれ, 上段は変動振幅, 下段は入射波の波頂が座標系の原点にあるときを基準とした位相差である. ここで, 結果の表示を見易くするため, Nx-NSM 及び Nx-MWM の計算結果はそれぞれ Nx-STFM 及び Nx-MWMx とほとんど同じであったことから表示を省略する. なお, STFMs はスキヤタリング流体力を計算せず運動方程式も Surge モードを単独で取り扱っており, 柏木と岩下も計算結果を示していないため, ここでは STFMs の Surge 方向の波浪強制力と船体運動は示さない.

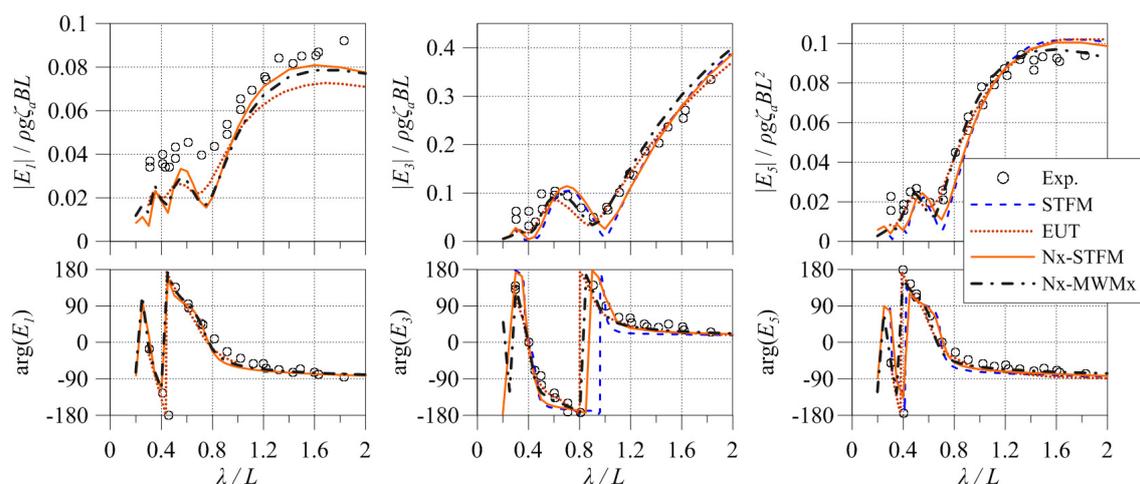


Fig. 2-3 Calculated and experimental results of the wave exciting force on the modified Wigley model advancing in head waves at $F_n=0.2$.

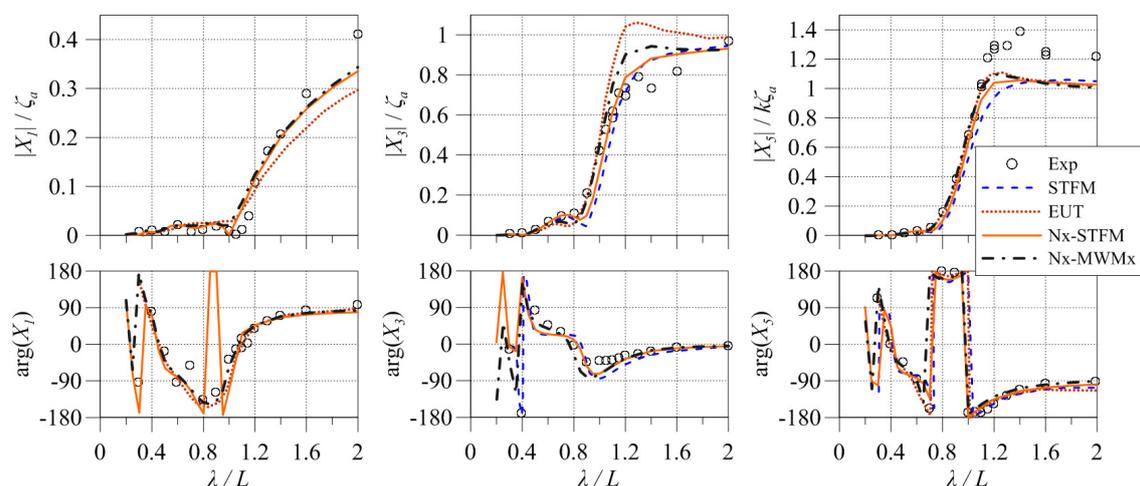


Fig. 2-4 Calculated and experimental results of wave-induced ship motions of the modified Wigley model advancing in head waves at $F_n=0.2$.

まず、提案した新しい計算手法によって波浪強制力と船体動揺が計算されており、特に Surge 方向成分については波長条件によっては EUT よりも実験結果との一致度が高い。この点のみにおいても提案手法は従来のストリップ法より有用であると言えよう。加えて、提案手法は Heave 及び Pitch 方向についても実験結果との一致度は従来手法より大凡良く、示した 4 つの計算手法の中では Nx-MWMx が最も精度良い計算結果を与えている。

2.11.4 Panamax bulk carrier を供試船とした検証

modified Wigley model は数値計算での検証を行い易い数式船型であるが、提案手法の有効性を示すためには現実的な船型を対象とした検証を経ることが望ましい。この観点から、肥大船型である PXBC の模型船を対象として、提案手法を検証するための規則波中耐航性

試験を実施した。本船型は海上技術安全研究所で設計されており¹⁹⁾、実船は建造されていない。模型船の尺度は1/47.3、主要目はTable 2-3に示す通りであり、後章でもPXBCを対象に検討を進めるため関係パラメータを記載してある。

耐航性試験は海上技術安全研究所の実海域再現水槽²⁰⁾で実施した。本水槽はいわゆる角水槽であり、水面を囲むようにフラップ式造波機が382第設置されており、多方向不規則波を始めとした自由度の高い造波が可能である。試験形態は拘束模型試験であり、模型船曳航には大型波力測定装置²¹⁾を使用した。本装置は6自由度の船体動揺を拘束することなく曳航が可能であり、ジンバルを通して模型船に設置されているヒープロッドの水平面内位置を任意の定常力と復原力を与えて基準位置に保持するように制御することができる。これらの力は復原力を持たないSurge, Sway及びYaw方向に与えられ、水平面内で船体が漂流していくことを防ぐことを意図したものである。

耐航性試験の規則波条件はTable 2-4の通りである。全ての波条件において、波振幅は0.03 mであり、曳航速度は設計船速の85%相当である0.922 m/s（フルード数で0.137）とした。

Table 2-3 Principal parameters of the PXBC model (hull and propeller).

Item	Full	Model
L (Length between perpendiculars) [m]	217.0	4.59
B (Breadth) [m]	32.3	0.682
D (Depth) [m]	19.2	0.406
d (Draft) [m]	12.0	0.258
S_W (Wet surface area) [m ²]	11000.0	4.91
C_B (Block coefficient)	0.840	
GM_L (Metacentric height in longitudinal direction) [m]	308.0	6.51
l_x (explained in section 2.9) [m]	7.21	0.152
l_z (explained in section 2.9) [m]	3.41	0.072
κ_{yy} / L (Radius of gyration in non-dimension form)	0.251	
(x_P, z_P) (Propeller positions) [m]	(-112.0, -8.50)	(-2.37, -0.180)
D (Propeller diameter) [m]	7.10	0.150
Number of propeller blade	4	
Section of propeller blade	MAU	
Propeller pitch @0.7R, P/D	0.844	

Table 2-4 Set wave conditions for seakeeping test in regular waves.

β [deg]	Wave length ratio to ship length (λ / L)
0	0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.5, 1.8, 2.4, 3.0
45, 135	0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.8
90	0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2
180	0.4, 0.6, 0.7, 0.8, 1.0, 1.2, 1.8, 2.1, 2.4, 2.7, 3.0

2.11.5 計算条件と比較のための従来手法

提案手法による計算のためには n_x を含む法線ベクトルを用意する必要がある。本検証で対象とする PXBC に対しては、船型形状の 3D-CAD データから計算した法線ベクトルから横断面内の位置毎の値を内挿計算で求めた。

PXBC での検証においても結果の見易さのため表示は Nx-STFM と Nx-MWMx の 2 通りとする。なお、STFM の定式化内で計算されるスキヤタリング流体力の end-term は本検証では無視する。検証のための従来ストリップ法は STFM とし、Surge モードの計算に関する一比較として、(2.48)式の示す通り、質量とフルードクリロフ力のみを考慮して Surge の動揺を推定する簡易手法による計算も実施する。

$$m \ddot{X}_1^G = E_1^{FK} \quad (2.48)$$

この簡易手法について、2.6 節に示す通り n_x 影響項を考慮して計算されたフルードクリロフ力を用いる手法を以降“F-K M”と表す。一方、Surge 動揺を推定するためにフルードクリロフ力を近似計算する方法²²⁾も伝統的に適用されている。これら近似計算手法の基本的な前提は入射波による圧力の物体表面上の面積分を水面下没水部分の体積分に変換し、横断面の幾何形状を等価な排水容積を有する単純な矩形断面と近似的に取り扱うものである。この近似により横断面の線積分は解析的に計算することができる。これらの近似計算手法では n_x を陽に必要とせずフルードクリロフ力の計算が可能となる。本研究で検証に用いるフルードクリロフ力の近似計算式は(2.49)式の通りとし、(2.48)式の外力項にこの近似計算式を用いる同様の計算結果を以降“F-K M(w/o)”と表す。

$$E_1^{FK_0} = -i \cdot 2 \rho g \zeta_a k_0 \cos \beta e^{-\frac{k_0 T_m}{2}} \int_L \left\{ \int_{-d}^0 \frac{\sin(k_0 y_B \sin \beta)}{k_0 y_B \sin \beta} dz \right\} e^{-ik_0 \cos \beta \cdot x} dx \quad (2.49)$$

ここで、 T_m : 平均喫水、 y_B : 等価断面の半幅、とする。

計算条件は前項で述べた実験条件と同じである。一方、耐航性試験で用いる大型波力測定装置によって Surge 方向に機械的な復原力が与えられるため、これらの実験装置による影響は動揺計算においても考慮される必要がある。そのため、(2.46)式で示される慣性項の係数について、Surge 方向への移動部分の質量 m_{eL} と復原力係数 c_{11}^G を(2.50)式に示す通りに加えて計算を実施した。

$$\begin{bmatrix} -\omega_e^2 \left(m + \underline{m_{eL}} \right) + T_{11}^G + c_{11}^G & T_{13}^G & T_{15}^G \\ T_{31}^G & -\omega_e^2 m + T_{33}^G + c_{33}^G & T_{35}^G + c_{35}^G \\ T_{51}^G & T_{53}^G + c_{53}^G & -\omega_e^2 I_{yy} + T_{55}^G + c_{55}^G \end{bmatrix} \quad (2.50)$$

質量 m_{eL} は 15.5 kg であり，復原力係数 c_{11}^G は実験において出会い角ごとに設定した Table 2-5 に示す値を用いた。

Table 2-5 Applied surge restoring coefficient in Eq. (2.50).

β [deg]	0	45	90	135	180
c_{11}^G [N/m]	1173	938	1173	938	1626

2.11.6 船体動揺

船体動揺の計算結果と実験結果を Fig.2-5, 2-6 に示す。それぞれの運動モードにおいて，上段は変動振幅，下段は入射波との位相差を示す。Fig. 2-5 には向波 ($\beta=180$ deg) と追波 ($\beta=0$ deg) の結果，Fig. 2-6 には斜め追波 ($\beta=45$ deg)，横波 ($\beta=90$ deg) 及び斜め向波 ($\beta=135$ deg) の結果を示している。

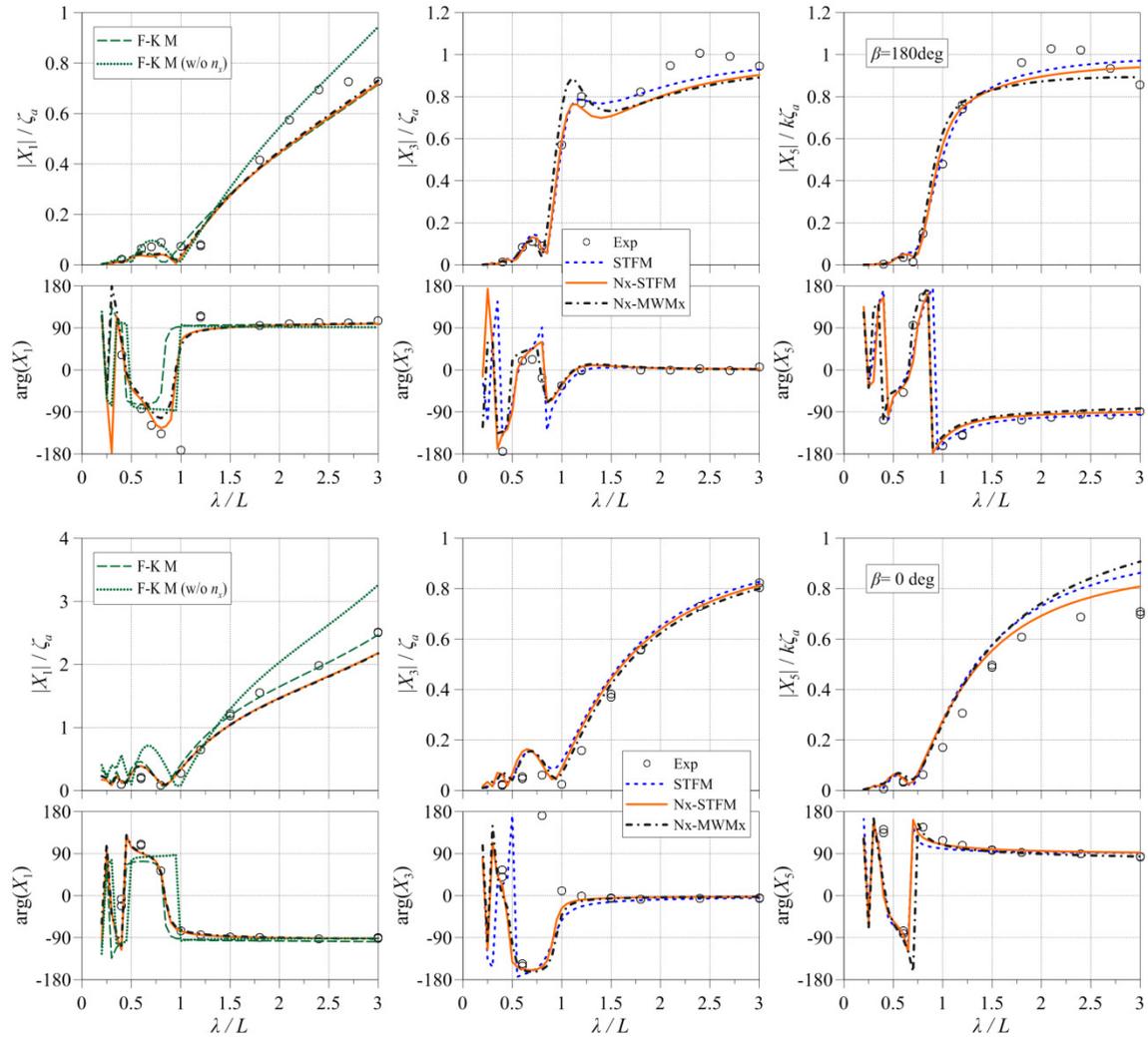


Fig. 2-5 Calculated and measured results of ship motions of PXBC model advancing at $F_n = 0.137$ in regular longitudinal waves (upper : $\beta = 180$ deg, lower: $\beta = 0$ deg).

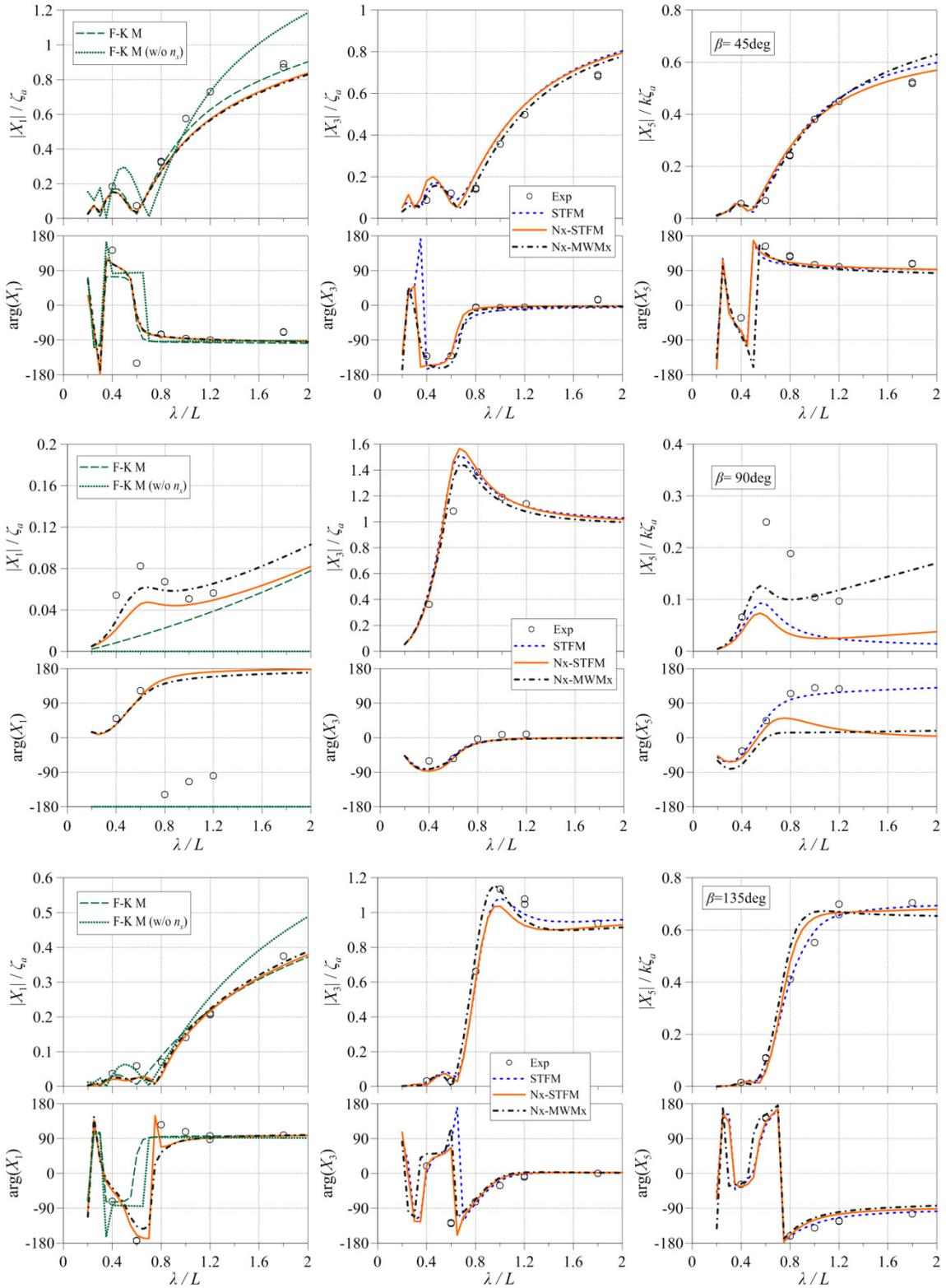


Fig. 2-6 Calculated and measured results of ship motions of PXBC model advancing at $F_n = 0.137$ in regular oblique and beam waves (upper : $\beta = 45$ deg, middle: $\beta = 90$ deg, lower: $\beta = 135$ deg).

まず全体的に、提案手法による計算結果は全ての波向きにおいて実験結果とよく一致していることが確認できる。Heave と Pitch については従来の STFM による計算結果もほぼ同等の推定精度であるが、提案手法による計算結果は Surge モードについても良好な精度で計算がなされていることを述べておく。次に、Surge モードの結果について F-K M 系の結果との比較について検証する。追波中及び斜め追波中において、F-K M の結果は n_x 影響を考慮したストリップ法よりも変動振幅の計算値が大きく計算される傾向にある。また、F-K M(w/o n_x)については F-K M よりも振幅計算値が大きい傾向となる。これらの要因は、計算過程において付加質量の影響を無視している点や、柏木と岩下¹³⁾が示すように波浪強制力にスキャタリング力を含めない場合はその変動振幅が過大傾向になること、と考えられる。変動振幅における実験結果との一致度という点で見れば、主に長波長域において、向波や斜め追波では F-K M(w/o n_x)が高く、追波中では F-K M が高かった。一方で、横波中の変動振幅を見ると、F-K M(w/o n_x)による計算値は全領域で 0 であるが、 n_x 影響を考慮した計算手法は 0 でない計算値を与えており、Nx-STFM と Nx-MWMx は $\lambda/L=0.6$ 付近にピークが現れる傾向まで推定できている。F-K M(w/o n_x)による計算値が 0 となるのは(2.49)式より横波中では $\cos\beta$ の値が 0 になることから明らかであり、斯様な近似計算手法より n_x 影響を考慮するストリップ法の方が理論的に厳密であることの明示であろう。よって、横波付近では n_x 影響を考慮したストリップ法の方がより精度良い推定結果を与えることが期待できる。そして、位相差については、ほぼ全ての波向き条件において Nx-STFM と Nx-MWMx は F-K M 系（特に F-K M(w/o n_x)) よりも実験結果との一致度が高い。この事実は、線形重ね合わせ法で不規則波中の Surge 動揺を推定する場合等で、実用的な観点からは重要であろう。

以上の通り、本節では n_x 影響を考慮したストリップ法による計算結果について実験結果及び従来手法との比較により議論してきた。まず、Heave 及び Pitch モードについては従来手法と遜色ない精度で推定が可能であり、Surge モードについても精度良い計算が可能である。Surge モードの変動振幅については、フルードクリロフ力を近似的に取り扱う従来手法に対すると、必ずしも推定精度向上が保証される訳ではなかった。しかし、 n_x 影響を考慮したストリップ法の方が理論的に厳密であることは明示され、位相差については推定精度の向上が確認されたことから、本研究で提案する新しいストリップ法は実用的な推定ツールとして推奨できる。

第3章 波浪中プロペラ有効流入速度モデルの有効波振幅係数の実験的同定手法

3.1 概要

前章では n_x 影響を考慮した新しいストリップ法を提案した。緒論で述べた通り、これは波浪中プロペラ有効流入速度モデルの推定精度高度化の一環である。提案したストリップ法は船体動揺の推定ツールとして推奨できることを示したが、本章では波浪中プロペラ流入速度変動に及ぼす影響という観点でも検証を行う。

そして、本章では波浪中プロペラ有効流入速度モデルの構成成分の一つである波粒子運動成分の高精度化のための試みとして、成分中の有効波振幅係数を模型試験結果から直接同定する手法を提案する。まず波粒子運動成分の波浪中プロペラ有効流入速度の変動振幅への寄与について述べた後、規則波中模型試験から得られる計測値を解析して有効波振幅係数を同定する手法について説明し、模型試験結果から実際に同定した結果を示す。

本章及び4章における供試船は2章で対象としたPXBCとし、要目はTable 2-3の通りである。対象プロペラの単独特性はFig. 3-1に示す通りであり、模型尺度の値はプロペラ単独試験から取得し、実船尺度の値はITTC推奨法²³⁾を用いて求めている。

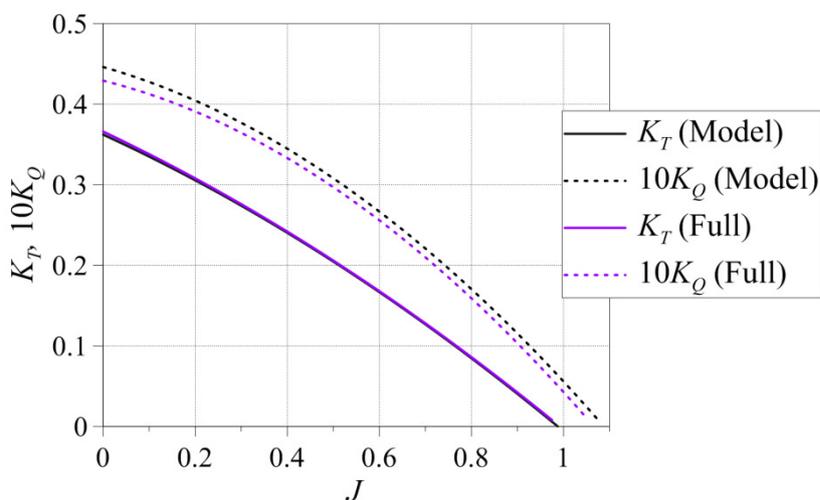


Fig. 3-1 Propeller open-water characteristics of a subject propeller for the PXBC model.

一方、後述のFig. 3-2の通り、本章以降の座標系では z 軸が下向きであるため、Table 2-3中の z 軸に関するパラメータは表中の符号が反対になることを補足していく。

3.2 波浪中プロペラ推力及びトルク数学モデル

まず本節で対象とする座標系をFig. 3-2に示す。本節で対象とするのは波浪中のプロペラ推力及びトルクの推定であるが、本座標系で示すのは後述の規則波中プロペラ有効流入速度モデル中で必要な船体動揺及びプロペラ位置に関するものである。耐航性分野の問題で適用される前提と同じ前提を取り、船体は一定速度 u_0 で前進し周期的定常状態で動揺しているものとする。

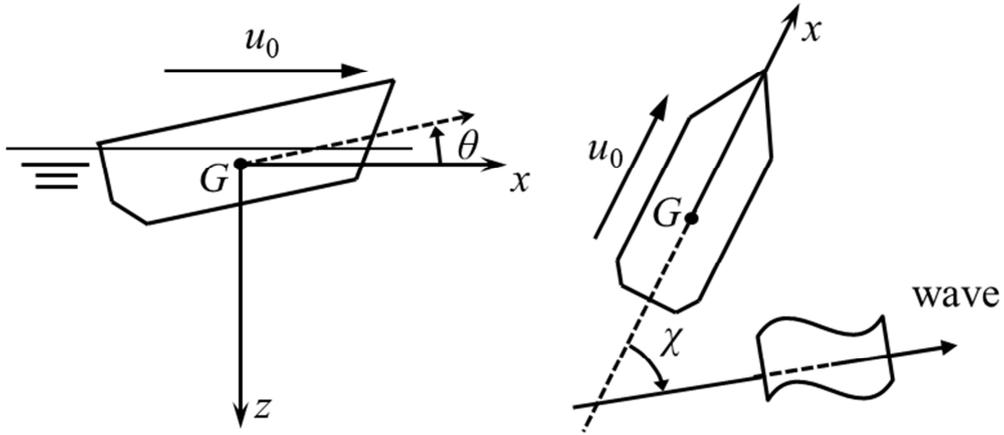


Fig. 3-2 A body-fixed coordinate system of a ship advancing in constant speed and waves.

次に、波浪中プロペラ推力 T 及びトルク Q の数学モデルを示す。本研究では(3.1)式に示すプロペラ単独特性を用いた推定手法を取る。

$$\begin{cases} T = \rho n^2 D^4 \cdot K_T [J] \\ Q = \rho n^2 D^5 \cdot K_Q [J] / \eta_R + 2\pi I_{Padd} \frac{dn}{dt} \\ J = u_p / nD \end{cases} \quad (3.1)$$

ここで、 ρ ：流体の密度、 n ：プロペラ回転数、 D ：プロペラ直径、 K_T ：推力係数、 K_Q ：トルク係数、 J ：プロペラ前進定数、 η_R ：プロペラ効率比、 I_{Padd} ：プロペラ付加慣性モーメント、を表す。

K_T と K_Q は所謂プロペラ単独特性を表すものであり、通例では J の多項式として表す。本研究ではプロペラ回転数が波浪中主機負荷変動に応じて変動することを想定しているため、トルクの推定モデルに付加慣性モーメントによる慣性項を含めている。プロペラ単独特性は基本的には定常的な流体力特性であり、回転数の変動及びプロペラ有効流入速度の変動を前提とした問題に本特性を用いてプロペラ推力及びトルクを推定することは準定常的な取り扱いである。この取り扱いは、回転数や流入速度の変動は出会い波による成分が支配的であるが、出会い波周波数はプロペラ回転数より基本的には1オーダー程度低いため、波浪中主機負荷変動の問題に適用するのに十分であるとされている。

次に規則波中プロペラ有効流入速度モデルについて、(1.1)式に示しているが、(3.2)式として以下の通り再掲する。

$$\begin{cases} u_p = u_{PM} + u_{PW} \\ u_{PM} = (1 - w_p) \{ u_0 - \omega_e \xi_d \sin(\omega_e t - \varepsilon_\xi) \} \\ u_{PW} = \alpha_w \omega \zeta_w \exp(-kz_p) \cos \chi \cos \{ \omega_e t - kx_p \cos \chi \} \end{cases} \quad (3.2)$$

ここで、 w_P ：プロペラ有効伴流率， ξ_a ：Surge 動揺の変動振幅， t ：時間， ε_ξ ：入射波と Surge 動揺の位相差， ζ_W ：入射波の振幅， z_P ：重心位置を基準とした z 方向プロペラ位置， x_P ：重心位置を基準とした x 方向プロペラ位置， χ ：入射波との出会い角，を表す。

u_{PM} は船体の Surge 運動成分， u_{PW} は波粒子運動成分を表す。波粒子運動成分はプロペラ位置における波の円運動による x 方向の流速と有効波振幅係数 α_W の積で表される。ここで、波粒子運動成分は厳密には Surge 動揺による干渉を受けるが、本モデルはその影響を無視して両成分を線形的に重ね合わせた表記である。なお、プロペラ位置 x_P に Surge 動揺による位置変動を考慮すれば Surge 動揺の影響を一義的に考慮することは可能である。しかし、Surge 動揺による位置の変動は波長に比べると基本的に微小であるため、実際的には無視して差支えない。波の円運動の流速は線形の仮定で得られる入射波の速度ポテンシャルを x 方向に偏微分して導出されており、有効波振幅係数は船尾プロペラ位置における入射波振幅の減衰効果を表すために導入されている。緒論で述べた通り、この有効波振幅係数は、中村らによって最初に導入され、上野らによって出会い角の影響を便宜的に考慮して拡張した次式の関数形が提案されている¹¹⁾。(3.3)式は緒論で述べた(1.2)式と同じであるが、ここで再掲する。

$$\alpha_W = \begin{cases} 0.2 \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} + 0.5, & \text{for } \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} \leq 2.5 \\ 1, & \text{for } 2.5 < \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} \end{cases} \quad (3.3)$$

緒論で述べた通り、この関数中の係数及び定数は神中¹²⁾によるシンプルな幾何的形狀の船型を対象とした検討結果から定められたものであり、この有効波振幅係数の挙動を対象船型ごとに同定する手法を構築することが本研究の目的の一つである。

他方、過去の研究より荒天海象中の船舶及び主機の性能評価をする際は水面へのプロペラレーシングを考慮する必要があることが知られている^{6,24)}。これは流体中が回転しているプロペラが空气中に露出することにより推力及びトルクが急激に変化するためである。本研究ではプロペラレーシングの影響は対象にしないこととする。これはつまり、(3.1)式に示すプロペラ推力及びトルクの推定モデル、及び後述の有効波振幅係数の実験的同定手法はプロペラが十分に没水していることを前提としている。

3.3 n_x 影響項を考慮した Surge 動揺の影響

前章では Surge 動揺の推定精度向上を目的の一つとして n_x 影響項を考慮したストリップ法を新たに提案した。本節では提案したストリップ法によって推定された Surge 動揺を用いて(3.2)式の規則波中プロペラ有効流入速度を計算し、従来手法によって推定された Surge 動揺による計算結果と比較することでストリップ法中の n_x 影響項が流入速度変動に及ぼす影響を検証する。具体的には、Surge 動揺振幅 ξ_a と位相差 ε_ξ に計算結果を入力して規則波中プ

ロペラ有効流入速度の時系列を計算し、前章で示した実験結果 (Fig. 2-5, 2-6) による動揺振幅と位相差を入力した時系列も計算する。そして、時系列の極値間振幅や、時系列計算結果の差から計算する二乗平均平方根を比較指標として検証する。二乗平均平方根を評価に加えたのは位相差の違いによる影響が現れやすいと考えたためである。

本検証にて対象とする計算手法は Nx-STFM, Nx-MWMx, F-K M, F-K M(w/o n_x)とし、波粒子運動成分は(3.3)式で示す中村・上野モデルとする。検証は模型尺度とし、対象とする波条件は 2.11 節で示した Table 2-4 とし、出会い角は向波 ($\chi = 180 \text{ deg}$), 斜め向波 ($\chi = 135 \text{ deg}$), 横波 ($\chi = 90 \text{ deg}$) とした。船速も 2.11 節と同じで 0.922 m/s とし、船体運動成分を計算に必要なプロペラ有効伴流率 w_p は規則波中自航試験の結果に基づいて 0.268 と定めた。

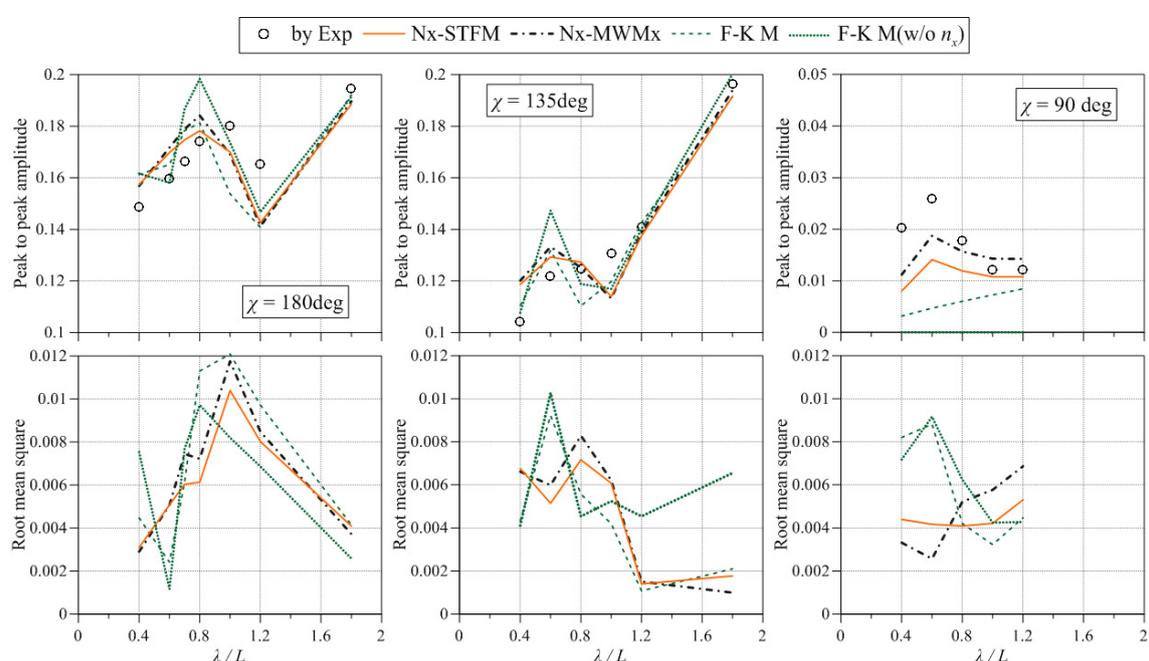


Fig. 3-3 Double amplitude from peak to peak (upper) and root mean square of error (lower) on the calculated time series of the propeller effective inflow speed in regular waves. (left side : $\chi = 180 \text{ deg}$, center : $\chi = 135 \text{ deg}$, right side : $\chi = 90 \text{ deg}$)

計算した評価指標として極値間振幅と時系列間の差の二乗平均平方根を Fig. 3-3 に示す。ここで、図中の”by Exp”は(3.2)式の Surge 運動成分の計算に Fig. 2-5, 2-6 に示す実験値を用いた結果である。これらの値は流入速度平均値 $u_0(1-w_p)$ で正規化して示している。まず極値間振幅について、ストリップ法や F-K M 系で計算した Surge 動揺による結果は全ての波条件で凡そ同等の精度で実験値の入力による結果と凡そ一致している。しかし、横波中の結果においては F-K M 系の結果は実験値による結果よりも過小評価傾向にある。特に F-K M(w/o n_x)は値が 0 となっており、これは Fig. 2-6 にも示したように横波中では F-K M(w/o n_x)の動揺振幅値が 0 となり、(3-2)式から示されるように波粒子運動成分の振幅値も値が 0 となる

ためである。ただし、横波中ではこのように n_x を考慮したストリップ法による Surge 動揺を適用が流入速度変動の推定に有効と言えるものの、全ての波条件を通して評価するならば新たに提案したストリップ法は n_x 影響を考慮しない F-K M(w/o n_x) に対して有意な差を与えていない。他方、二乗平均平方根については、向波中では F-K M(w/o n_x) の値が低い条件の方が多いが、斜め向波や横波では n_x 影響を考慮した計算手法の方が概して値が低く良い精度を示している。

本節の結論として、 n_x 影響を考慮したストリップ法によって計算した Surge 動揺の規則波中プロペラ有効流入速度の変動特性推定における有効性については、向波では n_x 影響を考慮しない従来手法よりも良好な精度を必ず保証できる訳ではないが、斜波及び横波中では推定精度向上に貢献できると言える。これは、前章でも述べた通り、 n_x 影響を考慮しない近似計算手法では理論的な厳密さを欠いていることが明示された結果であろう。

3.4 波粒子運動成分の影響

本節では波浪中プロペラ流入速度変動に及ぼす波粒子運動成分の影響について、試計算を通じて論じることとする。Fig. 3-4 は(3.2)式の Surge 運動成分（図中、"Surge Motion"）と波粒子運動成分（図中、"WOM"）の変動振幅を計算したものであり、有効波振幅係数は(3.3)式の中村・上野モデルを用いている。船速及び波振幅の計算条件は前節と同じであり、出会い波向きは向波である。Surge 運動成分の変動振幅は N_x -MWM $_x$ を用いて与えた。表示値は船速の平均値 u_0 を用いて正規化して示している。本検証では波粒子運動成分に有効波振幅係数の影響を考慮せずに計算した変動振幅、つまり理論式通りに計算して得られる波の円運動による流速変動の振幅（図中、"WOM w/o α_w "）も示して比較する。

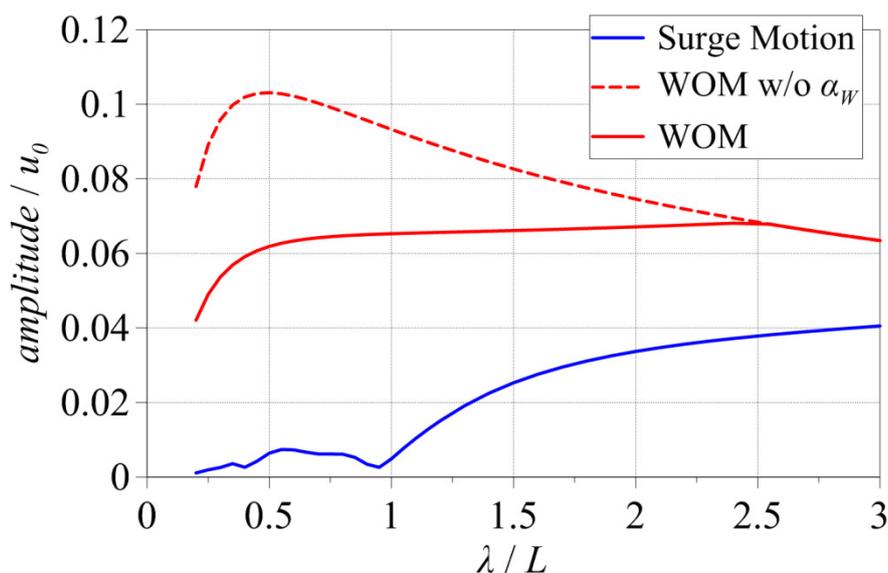


Fig. 3-4 Examples of amplitudes for two components in the propeller effective inflow velocity model in regular waves.

結果を分析すると、波粒子運動成分による振幅が Surge 運動成分よりも明らかに大きいことが確認できる。長波長域では両者の差が少なくなるが短波長域では差が大きく、有効波振幅係数を無視した場合の振幅は更に大きい。これらの差と、実海域を航走する際に出会う波は実際的には短波頂波であることを考慮すると、有効波振幅係数がプロペラ流入速度変動に及ぼす影響は大きく、本係数の精度良い同定は波浪中プロペラトルク変動及び主機負荷変動の精度良い推定のため重要である。

3.5 有効波振幅係数を規則波中模型試験結果から同定する方法

本節では本研究の主題の一つである有効波振幅係数の実験的同定手法について説明する。まず、波浪中プロペラ流入速度の変動は入射波と相関があることは想像に難しくなく、この関連性を深く検証するため、上野ら¹¹⁾は波浪中自由航走試験を実施してプロペラ推力、トルク、出会い波と回転するプロペラの真横の船体前後方向流速の計測を実施した。計測機器はそれぞれ、自航動力計、容量式波高計及び翼車型流速計である。これらの計測結果より、上野らは推力一致法やトルク一致法から得られたプロペラ有効流入速度はプロペラ位置で計測した前後方向流速変動と強い相関があると結論付けた。推力一致法及びトルク一致法は計測したプロペラ推力及びトルクから解析される推力係数 K_T 及びトルク係数 K_Q から単独特性曲線を通してプロペラ前進定数 J を計算する手法であり、自航試験における解析過程において従来から用いられている手法である。また、上野ら²⁵⁾はこの知見を応用して、自由航走試験で計測したプロペラ推力あるいはトルクから解析したプロペラ有効流入速度より波粒子運動成分を抽出して、同じ波条件における実船尺度のプロペラ推力及びトルクの変動を推定する手法を提案した。本研究ではこれらの上野の提案手法を応用し、有効波振幅係数を直接同定する方法を提案する。

以降、有効波振幅係数を規則波中模型試験結果から実験的に同定する手法を数式を示しながら具体的に説明する。以降、添字の m は計測値であることを表す。まず、規則波中プロペラ有効流入速度の時系列を推力一致法から得られたプロペラ前進定数 J を用いて次式のように得る。

$$u_{pm}(t) = J_m n_m D \quad (3.4)$$

前述の通り、プロペラ前進定数 J の計算はトルク一致法を適用しても得ることができる。しかし、自航試験結果の解析においては、推力一致法を用いてプロペラ有効伴流係数やプロペラ効率比を計算し、これらの値を用いて実船尺度のプロペラ有効伴流係数及び推進性能要素を解析することが一般的である²³⁾。よって、本提案では推力一致法を適用することを基本線とする。なお、以降に提案していく解析手法において、トルク一致法を適用すること自体は可能であるが、その場合はプロペラトルク推定におけるプロペラ効率比の取扱いに注意が必要である。

次に、得られた有効流入速度時系列から Surge 運動成分を差し引くことで波粒子運動成分

の時系列を次式のように得る.

$$u_{PWm}(t) = u_{Pm}(t) - (1 - w_p)u_m(t) \quad (3.5)$$

次に、波粒子運動成分の出会い波周波数 ω_e における変動振幅 $u_{PW|amp}$ を次式の通りフーリエ解析により求める.

$$u_{PW|amp} = \left| \int u_{PWm}(t) e^{-i\omega_e t} dt \right| \quad (3.6)$$

最後に、(3.2)式に示した波粒子運動成分に基づいた逆算を行い、得られた波粒子運動成分の変動振幅より次式の通り有効波振幅係数を得る.

$$\alpha_{Wm} = \frac{u_{PW|amp}}{\omega_m \zeta_{Wm} \exp(-k_m z_p) |\cos \chi_m|} \quad (3.7)$$

これらの解析過程から一つの波条件における有効波振幅係数を得られ、様々な波条件において本係数の解析値を収集していけば対象船の有効波振幅係数の特性を評価することができる.

ここで、プロペラ位置に波高計や流速計を設置してその計測値から波粒子運動成分の流速を直接評価することはより実際的な手法として検討されよう. 実際、プロペラ位置における波の円運動と推力変動の相関に関する研究例は上野らの他にもある²⁶⁾. しかしながら緒論で述べた通り、プロペラ有効流入速度は、プロペラ推力やトルクという物理的に計測される力によって評価される、プロペラディスク平面を通過する等価な一様流速を表すものであり、物理的な性質は入射波によって計測される水位変動や流速変動とは似て非なる. そのため、波高計や流速計から直接計測された波粒子運動成分を有効流入速度の次元において評価するためには、これらの間の流体力学的なメカニズムについて更に研究を重ねる必要がある. よって、本研究で提案するように計測したプロペラ推力及びトルクから有効波振幅係数を直接評価することは実際的には有効な手法であると言えよう. なお、有効波振幅係数は中村らが導入したように入射波の振幅が船尾位置で減衰することを表現するものであるが、本研究による実験的同定手法によって直接求められる係数は厳密には波粒子運動成分による前後方向流速変動の理論値との比を表すものである. そのため、船の船尾形状の影響や Surge 動揺によるラディエーションの影響を潜在的には含むものであることを示しておく.

3.6 規則波中曳航試験から取得した有効波振幅係数の検証

前節で提案した有効波振幅係数の実験的同定手法の検証として、本節では規則波中模型船曳航試験で計測したプロペラ推力から実際に取得した有効波振幅係数について論じる.

供試模型船はPXBCであり、模型プロペラはACサーボモーターによって駆動した。PXBCを選定したのは、神中と中村らによる研究は痩せ型船型が対象であったため、肥大船型であるPXBCを供試船とすることで(3.3)式の中村・上野モデルとの違いを検証しやすいと考えたためである。試験水槽は2章と同じ海上技術安全研究所の実海域再現水槽であり、使用した曳航装置も同じく大型波力測定装置である。なお、本検証では試験形態を曳航試験としているが、自由航走試験でも有効波振幅係数の実験的同定は可能である。しかし、自由航走試験では全ての波条件で船速を統一することが基本的に困難であり、本検証では波条件による挙動に焦点を置いた分析を行うため、実用上の観点から船速一定での評価が可能な曳航試験形態を採った。本試験における計測項目と計測機器をTable 3-1に示す。

Table 3-1 Measuring items and their instruments for the self-propulsion test in regular waves.

計測項目	計測機器
プロペラ推力, トルク及び回転数	自航動力計
6自由度船体動揺	ポテンシオメーター (大型波力測定装置)
出合い波高 (2箇所: 位置 {1}船体重心位置から4.71 m前方, {2}船体重心位置から2.66 m前方 2.69 m 左方)	サーボ機構式波高計 (曳航台車に設置)

試験条件をTable 3-2に示す。曳航速度は2章の設定値と同じであり、プロペラ回転数は平水中のShip-point相当値で一定速である。曳航速度は計画速力(14.5 kt)の85%に相当するが、これは船型速力からの波浪中船速低下を想定した設定であり、設定したプロペラ回転数にて過去に実施した波浪中自由航走試験の船速計測値を参考にして値を決定している。

Table 3-2 Set experimental conditions for the self-propulsion model test in regular waves.

項目	値
船速, u_0	0.922 [m/s] (0.137 in F_n)
プロペラ回転数, n	8.93 [1/s]
波向き角度, χ	0, 180 [deg]
入射波振幅, ζ_w	0.03 [m]
波長船長比, λ/L	0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.5, 1.8, 2.4, 3.0 for $\chi=0$ 0.4, 0.6, 0.7, 0.8, 1.0, 1.2, 1.8, 2.1, 2.4, 2.7, 3.0 for $\chi=180$

波向きについて、本試験では追波条件を実施している。本来、有効波振幅係数は向波中において船体の存在により入射波が攪乱され振幅が船尾位置で減衰することを表すために導入されており、緒論でも述べた通り Tasker ら⁷⁾も追波中や斜め追波中では有効波振幅係数の影響を無視して ($\alpha_w=1.0$ として) 各種性能評価を行っている。よって、本検証では追波

中の有効波振幅係数を評価することで減衰効果の有無を検証することとした。

試験結果として最初にプロペラ推力，トルク及び推力一致法で解析したプロペラ有効流入速度の出会い波周波数における変動振幅の解析値を Fig. 3-5 に示す。プロペラ有効流入速度は(3.5)式で抽出した波粒子運動成分の振幅(図中, "WOM")と有効流速全体(図中, "total")を分けて示している。波粒子運動成分の抽出に用いた Surge 運動成分中のプロペラ有効伴流率は 1 計測ごとにプロペラ有効流入速度の平均値から求めた値を適用した。まず，出会い波向きに因らず，3 種とも波長船長比に応じて同様の傾向で変化していることが確認できる。そして，波粒子運動成分の流速変動は有効流速全体に対して波長船長比 1.0 より大きい条件で値が低くなっている。これは長波長域で影響が大きくなる Surge 運動成分が差し引かれた影響である。ここで，推力計測値の補正について述べておく。波浪中等で船体動揺を伴った状態で計測されるプロペラ推力には剛体運動に起因する軸力も同時に計測されている。よって本研究では，プロペラ回転によって流力的に生じるプロペラ推力を純粋に評価するため，剛体運動によって誘起される余分な軸力を推定して計測値から除去している。詳細は後述の付録を参照願う。

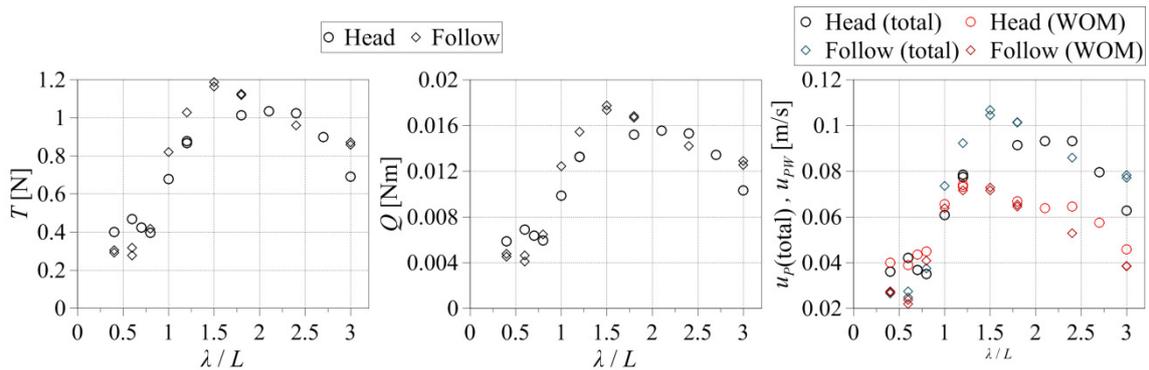


Fig. 3-5 Measured amplitudes of the propeller thrust, torque and the propeller effective inflow velocity at encounter wave frequency from the self-propulsion test in regular waves.

次に，Fig. 3-5 に示した波粒子運動成分の変動振幅から同定した有効波振幅係数について議論する。Fig. 3-6 は解析した有効波振幅係数と，抽出した有効流入速度中の波粒子運動成分の流速の時系列と波高計から計測した入射波から推定したプロペラ位置における波の円運動による前後方向流速の時系列の初期位相の差，を示している。初期位相はフーリエ解析により計算している。また，有効波振幅係数の図には 中村・上野モデルによる計算結果も参考のため表示している。解析に用いた入射波の振幅及び時系列は，向波条件は波高計{1}，追波条件では波高計{2}による計測値を用いており，船体動揺によるラディエーション波とスキタリング波の影響がない波高計位置のものを選定している。

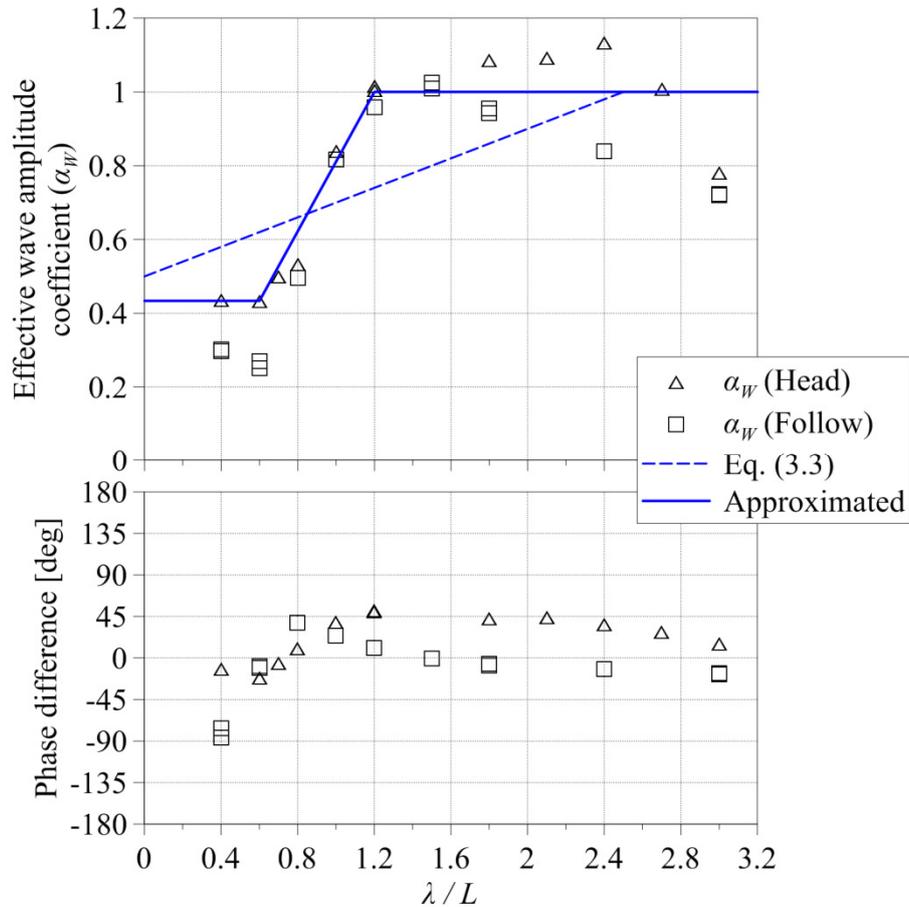


Fig. 3-6 Experimentally identified effective wave amplitude coefficient (upper) and difference of initial phase of the u_{PW} between obtained by the thrust identification method and predicted from the wave gauge (lower), from the self-propulsion model test in regular waves.

最初に解析した有効波振幅係数について検証する。まず、向波中及び追波中においても波長船長比の変化につれて値が滑らかに変化しており、中村・上野モデルの値と異なる挙動を見せている。特に短波長域では、追波中においてさえも、中村・上野のモデルの値より実験値が低く得られている。緒論の研究目的の中で波向きによる影響について触れたが、追波中においても（おそらく斜め追波中でも）入射波振幅の減衰効果は考慮されるべきであることが示されたと言えよう。一方で、向波中の長波長域では幾つかの実験点で値が1.0を超えている。入射波の振幅が大きくなることは現実的には考えにくいので、この要因は波浪中のプロペラ伴流場が Heave 及び Pitch 運動の影響により波振幅の相対的な増加として代表させられたことによるものと考えられる。次に位相差について検証する。まず大凡の点で値は0度近くに位置していることが確認できる。この位相差が0度であることは、プロペラ有効流入速度が波高計によって検出された水面変動によって推定されたプロペラ位置における波の円運動による流速と同じ位相で変動していることを示す。つまり、位相差の解析結果はプロペラ推力を通して得られた流速変動から入射波の円運動が大凡観察され

ており、解析された有効波振幅係数が入射波に起因する現象であることを物理的に裏付けていると言えよう。一方で、追波中の波長船長比 0.4 の点では値が-90 度となり、向波中の波長船長比 1.0~2.4 の領域では値が 45 度付近となっている。これらの差は(3.2)式による流入速度変動の推定に際してはそれほど有意ではないと考えられるが、有効波振幅係数の値が 1.0 を超えていたのもこの向波条件であり、前述の通りプロペラの波浪中伴流場が複雑な影響を受けたことによるものと考えられる。

ここで、本解析においてはプロペラ有効伴流係数を一定と見なして取り扱っているが、例えば Wu ら⁹⁾はプロペラ付近の伴流場が波浪中の船体運動に伴って変化する様子を詳細に検証しており、有効伴流係数の時間変化を考慮した推定手法の導入もより精度良い推定のために検討されるべきであろう。本研究ではこの課題については取り扱わないが、プロペラ有効流入速度推定に関する将来の研究の発展の一つとして期待する。

ここで、次章においては 2 章で提案した新しいストリップ法と本章で取得した有効波振幅係数の同定結果を用いて、波浪中自由航走状態のトルク変動等を推定して実験結果との検証を行う。そこで、Fig. 3-6 で示した有効波振幅係数から推定計算で用いるための近似式を導入する。検証用の実験は向波条件で実施したため、向波条件の結果を基にして(3.8)式の通り近似式を作成した。

$$\alpha_w = \begin{cases} 0.434, & \text{for } \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} \leq 0.6 \\ 0.944 \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} - 0.133, & \text{for } 0.6 < \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} \leq 1.2 \\ 1.0, & \text{for } 1.2 < \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} \end{cases} \quad (3.8)$$

Fig. 3-6 においても本近似式を示す。(図中, "Approximated") 近似式は値を波長船長比 1.2 以上では値を 1.0 に設定し、実験結果と違い上限を与えている。これは、有効波振幅係数が本来は入射波振幅の減衰を考慮するために導入されたことを意図した設定である。

第4章 規則波中自由航走試験結果との比較による検証

4.1 概要

波浪中プロペラ有効流入速度モデルの高度化のための研究として、第2章では n_x 影響項を考慮したストリップ法を提案し、第3章では波粒子運動成分中の有効波振幅係数を規則波中模型試験結果から同定する手法を提案した。本章ではこれら提案手法をベースに規則波中プロペラ有効流入速度を計算して規則波中プロペラトルク変動を推定し、規則波中自由航走試験による変動振幅の結果と比較して提案手法の妥当性を検証する。また、規則波中プロペラ有効流入速度の計算においては、有効波振幅係数の取り扱いを本研究で提案した実験的同定手法によって取得した係数のみでなく、中村・上野モデルによる係数値や、係数値を1.0として影響を無視した計算により波粒子運動成分が変動全体に及ぼす影響について議論する。

そして、波浪中主機負荷変動の評価の一環として、プロペラ回転数を一定速として取り扱うのみでなく、波浪中主機負荷変動に応じてプロペラ回転数が変動している状況下におけるプロペラトルク変動の推定に関する検証を行う。具体的には、著者が過去に開発した主機応答特性を模擬する模型船自航装置（以降、主機特性自航装置）を用いた水槽試験法²⁷⁾によって計測した波浪中主機回転数変動及びトルク変動を比較対象として、ディーゼル主機の負荷に対する応答特性を表す主機特性数学モデルと波浪中プロペラトルクモデルの連成計算により計算した波浪中回転数変動及びトルク変動の検証を行う。本検証は、主機特性数学モデルは基本的に実験と計算で同じモデルを用いるため、3章で示した波浪中プロペラ有効流入速度モデルによるプロペラ単独特性ベースの波浪中プロペラトルク計算手法が回転数変動下に於いても適用可能かどうかを確認するものである。

最初に著者が開発した主機特性自航装置を用いた水槽試験法について説明し、主機特性自航装置に実装されている主機特性数学モデルについて解説した後、本研究の対象船であるPXBC用に設定した対象主機について説明する。そして、提案手法による各計算のための諸条件について説明し、その前段として比較検証用の主機特性自航装置を用いた波浪中自由航走試験に関する試験条件等を説明し、最後に試験結果及び計算結果から解析した極値間振幅を比較することで提案手法の有効性について述べる。

4.2 主機特性自航装置を用いた自由航走模型試験法

主機特性自航装置²⁸⁾とは実船に搭載される主機の負荷に対する応答特性を模型試験で再現するために開発された自航装置であり、装置内に実装された主機特性数学モデルの計算結果に基づいて回転数制御が実時間で行われる。主機特性自航装置への入力情報は自走中のプロペラトルクと回転数であり、主機特性数学モデルの計算に利用され、モデル計算による回転数応答の通りにモーター回転数を调速される。この自航装置を用いることで、水槽模型試験であっても波浪中主機負荷変動の評価が可能となり、波浪中の複雑な船尾流場変動が物理的に陽に考慮できる模型試験の利点が生かされている。主機特性数学モデルは

後節に詳述するが、リアルタイム計算が十分実行可能な Cycle Mean Value 方式のモデル（以降、CMV モデル）を採用している。開発した主機特性自航装置のハードウェア構成は、400W 交流サーボモーター・自航動力計・演算機であり、モーター容量や計算負荷を考慮して実時間での回転数制御を可能にする仕様品を選定している。なお、主機特性数学モデルの応答特性及び出力特性を表す係数及び定数について、次元を有するものは実船尺度から模型尺度へフルード相似則に基づいて変換し模型尺度の特性を再現している。

一方、模型船と実船の間には主として流体の粘性に基づく尺度影響が存在し、これが模型試験結果から実船の流体力特性を評価する上での永年の課題であることは船舶流体力学に携わる者には周知であろう。主機特性自航装置は実船主機の特性をフルード相似則に基づいて模型尺度で再現しているため、フルード相似則に即して実船尺度と相似性の高い評価を行うためにはこれらの尺度影響を考慮した水槽試験法を開発する必要があり、著者らは自由航走試験を主な対象としてこの開発に取り組んできた。

まず平水中船体抵抗について、模型尺度の粘性抵抗は実船尺度のそれより相対的に高いため、実船尺度で想定した船速に模型尺度で到達するためには相対的に高いプロペラ推力、ひいてはプロペラ回転数が要求される。この粘性抵抗の差は自航試験において摩擦修正量²⁹⁾として知られるところであり、曳航模型試験においては粘性抵抗の尺度影響が考慮された実船性能評価手法が体系化されている²³⁾。前述の通り、主機特性自航装置の出力特性は実船尺度からフルード相似則で模型尺度に変換されているため、本装置の入出力情報であるプロペラトルク及び回転数の相似性はこのままでは満足されない。この解決のため、著者らは自由航走模型試験を前提とした実験装置である補助推力装置³⁰⁾を開発した。本装置の構成はダクトファン、検力計、ファンのコントローラー及び演算機であり、検力計はダクトファンの下に設置されファンによる推力を計測できる。補助推力装置はファンによる空力的な推力によって模型船のプロペラ荷重度を自在に調整することが可能であり、目標推力として摩擦修正量を与えればプロペラ荷重度が実船尺度と一致する Ship-point 状態での自由航走が可能となる。補助推力装置は前後方向船速を入力できるため、船速に応じて変化する摩擦修正量を目標推力として設定できる。なお、ファンの回転数は検力計で検出される力が目標推力となるように PI 制御で調整される。

一方で、補助推力装置によって Ship-point 状態の自由航走が可能であっても、実船では同船速及び同プロペラ荷重度においても船尾伴流の流速が相対的に速いため、主機特性自航装置に入力されるプロペラトルクが実船相当になることは保証されていない。この課題を実用的に解決するため、著者らは主機特性自航装置に入力するプロペラトルクと回転数を実船相当に数値的に補正する手法を提案した。この補正手法は、Ship-point 状態で自由航走する模型船の計測値を用いて同じフルード数で航走する実船のプロペラトルクと回転数を実船馬力推定法²³⁾によりリアルタイムで計算し、そのプロペラトルクと回転数をフルード相似則で模型尺度に換算し、主機特性自航装置に入力する計測トルク及び回転数の平均値を差し替える、がポイントであり一連の流れである。詳細は参考文献²⁷⁾に委ねるが、この

補正により主機特性自航装置による回転数応答が実船と相似になり、Ship-point 状態ではプロペラ推力が実船相似であることから、模型船のフルード数が実船と同値になる状況を自由航走状態で合理的に作り出せることとなる。

以上より、実船主機の負荷に対する応答特性を再現する主機特性自航装置、補助推力装置で付与する摩擦修正量による Ship-point 状態での自由航走、主機特性自航装置への入力情報を実船相当に補正する手法、これら 3 要素により自由航走する模型船の船速を実船相当にすることが可能となり、主機の波浪中作動状態をより実際に即した状況で評価することが可能となる。著者らはこの水槽試験法の適用により、波条件に応じた波浪中船速低下の評価や²⁷⁾、負荷変動を抑制するため主機ガバナー設計の検証³¹⁾、斜航状態においても相似性を保証するための試験法拡張³²⁾、等の研究を実施してきた。

ここで、主機特性自航装置内の主機特性数学モデルのリアルタイム計算について具体的に述べておく。本研究で採用した CMV モデルは後節の通りだが、主機特性自航装置内に組み込む CMV モデルと実船馬力推定法による計測トルク及び回転数の補正ルーチンは MathWorks 社が提供する MATLAB と Simulink³³⁾によってコーディングした。Fig. 4-1 に Simulink によるブロックダイアグラムの例を示す。Simulink でコーディングしたプログラムは同じく MathWorks 社が提供する MATLAB Coder と Simulink Coder を介してリアルタイム制御実行用の C 言語に変換され、Simulink Real-Time を用いて整備したリアルタイム計算実行環境において回転数制御が実行されることになる。なお、本研究では自由航走試験のために本制御プログラムを使用するが、各種計測情報の格納や直進航走させるための舵のオートパイロット機能も本プログラムにて備えていることを補足しておく。

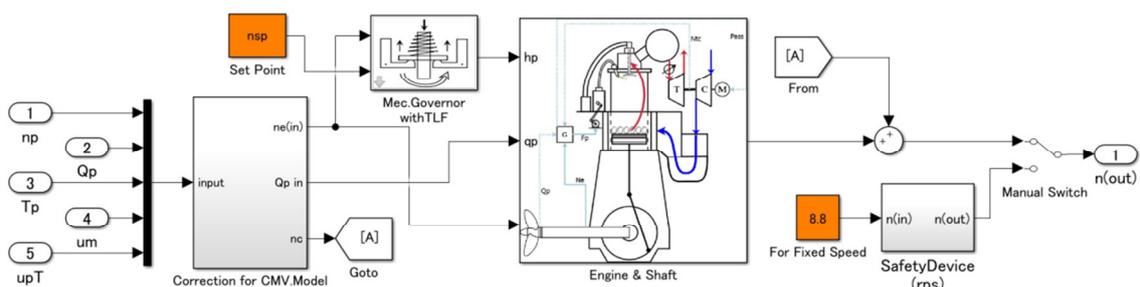


Fig. 4-1 An example of block diagram based programs for calculation of the CMV model and numerical correction calculation in the MDES coded in the Simulink.

4.3 主機特性数学モデルと対象主機

主機状態を表現するための数学モデル及び状態推定のための計算手法は研究例が多く、主として燃料燃焼による圧力発生及びエンジントルク発生に焦点が置かれているようである。"filling-emptying"方式³⁴⁾の計算では、シリンダへの空気の吸入及び排出、そして燃焼室内での燃料燃焼による圧力発生といった熱力学系計算を各シリンダにて計算され、

各シリンダの圧力を基に主機のエンジントルクを計算する。一方、燃焼室内の熱力学系のミクロレベル計算に CFD が用いられる例もある³⁵⁾。しかし、CFD では殊更であるが、これらの計算方式では一般的に計算負荷が大きく、本研究で対象とする模型試験におけるリアルタイム主機応答計算には不向きである。

CMV 方式による計算はモデル中の主機状態変数を各シリンダの 1 サイクルにおける平均値で評価する³⁶⁾。熱力学系計算の精度は filling-emptying 方式や CFD の方が高いとされているが、波浪中主機負荷変動を評価の対象とする場合、出会い波周波数は基本的には主機回転数より 1 オーダー程度低いため、波浪中主機負荷変動の評価を対象としている研究では CMV モデルの適用は実用上十分とされている。

本研究で採用した CMV モデルは著者らが過去に主機設計の検証時³¹⁾に使用したモデルとした。本モデルは船舶のディーゼル主機の応答特性を表現するための 3 つのモデルで構成されている。以降、モデルについて詳細を示していくが、オーバーバーは基本的には Maximum Continuous Rating (MCR) 状態での値で無次元化されていることを表す。

最初に推進軸の運動方程式を(4.1)式に示す。 Q は負荷トルクであり、主機の軸回転への抵抗となるトルクを指す。本研究では、計算時にはプロペラトルク、水槽試験時には平均値を実船相当に補正したプロペラトルク計測値を入力している。

$$2\pi\bar{I}_e \frac{d\bar{n}_e}{dt} = \bar{Q}_e(t) - \bar{Q}(t) \quad (4.1)$$

ここで、 I_e : 軸系（主機、推進軸、プロペラ）の慣性モーメント、 n_e : 主機の軸回転数、 Q_e : エンジントルク、を示す。

エンジントルクは(4.2)式の通りターボチャージャー系による応答遅れを陽に表した一次遅れ系で計算する。

$$\tau_{TC} \frac{d\bar{Q}_e(t)}{dt} = \bar{Q}_{e0}(\bar{n}_e, \bar{h}_p) - \bar{Q}_e(t) \quad (4.2)$$

ここで、 τ_{TC} [s] : ターボチャージャーによる応答を表す時定数、 Q_{e0} : 定常エンジントルク、 h_p : 燃料投入量の指示値、を示す。なお、定常エンジントルクは所定の軸回転数及び燃料投入量において発生する定常作動状態におけるエンジントルクを指し、そのモデル化は対象主機に応じてここに設定するため詳細は後述する。

回転数の调速機構であるガバナーのモデルは、エンジントルク計算のための燃料投入量指示値を計算するものであり、(4.3)式から(4.9)式に示す通り機械式ガバナーのモデルを使用する。(4.3)式はパワーピストンモデル、(4.4)式は不感帯機構モデル、(4.5)式はサメンションユニットモデル、(4.6)は指令回転数と実回転数の差を検出するセンサーモデル、(4.7)及び

(4.8)式は積分系及び比例系のフィードバック機構モデル, (4.9)式はトルクリミット機構の応答に対するアンチwindアップ機構のモデル, をそれぞれ表している.

$$T_{pp} \frac{d\bar{h}_{p0}}{dt} = K_{SU} \bar{Z}_0 \quad (4.3)$$

$$\bar{Z}_0 = \begin{cases} \bar{\psi} - \varepsilon_{D.B}, & \text{if } \bar{\psi} > \varepsilon_{D.B}/2 \\ 0, & \text{if } |\bar{\psi}| \leq \varepsilon_{D.B}/2 \\ \bar{\psi} + \varepsilon_{D.B}, & \text{if } \bar{\psi} < -\varepsilon_{D.B}/2 \end{cases} \quad (4.4)$$

$$\bar{\psi} = \bar{Z}_S - \bar{Z}_{ip} - \bar{Z}_{f.b} + \bar{Z}_{AW} \quad (4.5)$$

$$\bar{Z}_S = K_S (\bar{n}_{sp} - \bar{n}_e) \quad (4.6)$$

$$T_i \frac{d\bar{Z}_{ip}}{dt} + \bar{Z}_{ip} = K_i T_i \frac{d\bar{h}_{p0}}{dt} \quad (4.7)$$

$$\bar{Z}_{f.b} = K_{f.b} \bar{h}_{p0} \quad (4.8)$$

$$\bar{Z}_{AW} = K_{AW} (\bar{h}_p - \bar{h}_{p0}) \quad (4.9)$$

ここで, T_{pp} [s]: パワーピストン応答の時定数, K_{SU} : パワーピストン応答のゲイン係数, $\varepsilon_{D.B}$: 不感帯幅, K_S : センサーユニットのゲイン係数, $n_{s.p}$: 指令回転数, T_i [s]: 積分系フィードバックの時定数, K_i : 積分系フィードバックのゲイン定数, $K_{f.b}$: 比例系フィードバックのゲイン係数, K_{AW} : アンチwindアップ機構のゲイン定数, を示す.

ガバナーモデルから出力されるのは燃料投入量の指示値 h_{p0} である. 一方, 船用ディーゼル主機は基本的にはトルクリミット機構を備えており, 本機構は主機燃焼に過負荷を防止するため回転数に応じて燃料投入量を制限する. よって, 燃焼室への実際の燃料投入量指示値 h_p は(4.10)式に示すトルクリミット機構モデルを通過したものを指す.

$$\bar{h}_p = \begin{cases} \bar{h}_{p0}, & \text{if } \bar{h}_{p(Lim)} \geq \bar{h}_{p0} \\ \bar{h}_{p(Lim)}, & \text{if } \bar{h}_{p(Lim)} < \bar{h}_{p0} \end{cases} \quad (4.10)$$

ここで, 燃料投入量の上限值 $h_{p(Lim)}$ は回転数に応じて設定されるが, 基本的には主機ごとに異なるものである.

以上の通り, 本研究で対象とする主機特性数学モデルについて示してきた. モデル中の係数及び定数は対象とするディーゼル主機の仕様書や陸上運転による計測データ等に基づ

いて実船尺度で求め、次元のある係数及び定数はフルード相似則に基づいて模型尺度に変換する。

本研究の対象船である PXBC は実船が建造されていないため、対象とする主機は著者らで選定を行った。具体的には、計画速力における要求出力を自航試験結果から推定し、主機特性数学モデル中の係数及び定数が同定できるための各種情報が整備されていることを念頭に置き、実在の 6 気筒 2 ストロークタイプのディーゼル主機を選定した。MCR 時の出力は 9350 kW である。Table 4-1 に本主機を対象に同定したモデル中係数と定数を示す。ここで、添字の MCR は MCR 状態の値であることを示し、表中の Operator はフルード相似則における尺度変換を施すための演算子である。

次に定常エンジントルクの計算モデルについて説明する。本研究では対象主機の陸上運転試験データを利用し、ニューラルネットワーク手法に基づく学習計算を行い、(4.11)式に示す通り軸回転数 n_e と燃料投入量指示値 h_p による推定関数を作成した。ここで、関数内のベクトルパラメータは Table 4-2 の通りであり、 P_0 は MCR 状態における出力を示す。

Table 4-1 Constants and coefficients of the CMV model for the subject diesel engine.

Parameter	Full	Operator	Model
$n_{e(\text{MCR})}$ [1/s]	1.52	$(g/L)^{0.5}$	10.4
$Q_{e(\text{MCR})}$ [Nm]	9.81×10^6	$\rho g L^4$	0.191
I_e [kg-m ²]	2.99×10^5	ρL^5	1.23×10^{-3}
τ_{TC} [s]	0.303	$(L/g)^{0.5}$	4.40×10^{-2}
K_S	8.33	--	8.33
T_S [s]	0.5	$(L/g)^{0.5}$	7.27×10^{-2}
K_{SU}	0.85	--	0.85
K_i	2.25	--	2.25
T_i [s]	1.75	$(L/g)^{0.5}$	0.254
K_{fb}	1.18×10^{-2}	--	1.18×10^{-2}
K_{aw}	10.0	--	10.0
$\varepsilon_{D,B}$	1.0×10^{-4}	--	1.0×10^{-4}

$$\begin{cases}
 Q_{e0} = 1.1P_0 \frac{f(\bar{n}_e, \bar{h}_p)}{2\pi n_e} \\
 f(\bar{n}_e, \bar{h}_p) = [1.0 \ W_1^T] W_c \\
 W_1 = [C_1 + \exp(-W_2)]^{-1} \\
 W_2 = W_a \begin{bmatrix} \bar{n}_e \\ \bar{h}_p \end{bmatrix} / 1.1 + W_b \\
 W_a = \begin{bmatrix} w_{11} & w_{12} \\ \vdots & \vdots \\ w_{51} & w_{52} \end{bmatrix}, W_b = \begin{bmatrix} w_{13} \\ \vdots \\ w_{53} \end{bmatrix}, W_c = \begin{bmatrix} w_{14} \\ \vdots \\ w_{64} \end{bmatrix}, C_1 = [11111]^T
 \end{cases} \quad (4.11)$$

Table 4-2 Value table for the matrix W_a and the vectors W_b, W_c for Eq. (4.11).

w_{ij}	$i=1$	$i=2$	$i=3$	$i=4$	$i=5$	$i=6$
$j=1$	1.14	2.68	11.9	8.20	-2.86	
$j=2$	-2.52	1.22	8.57	-19.9	0.306	
$j=3$	2.27	-3.31	-20.4	-0.0903	2.84	
$j=4$	-5.14	1.74	4.37	0.0861	0.0151	3.70

トルクリミット機構の燃料投入量制限値 $h_{p(Lim)}$ についても陸上運転試験結果を解析し、軸回転数 n_e の関数として(4.12)式のように同定した。

$$\bar{h}_{p(Lim)} = \begin{cases} 0.7, & \text{for } \bar{n}_e \leq 0.65 \\ 0.769\bar{n}_e + 0.21, & \text{for } 0.65 < \bar{n}_e \leq 0.80 \\ 1.03\bar{n}_e, & \text{for } 0.80 < \bar{n}_e \leq 0.97 \\ 1.0, & \text{for } 0.97 < \bar{n}_e \leq 1.0 \\ 1.0/\bar{n}_e, & \text{for } 1.0 < \bar{n}_e \end{cases} \quad (4.12)$$

4.4 試験条件及び計算条件

本節では規則波中のプロペラトルク変動及び主機負荷変動を計算するための諸条件、及び検証のための規則波中自由航走模型試験の試験条件について説明する。まず、自由航走模型試験は前章までと同じく海上技術安全研究所の実海域再現水槽で実施した。自由航走には曳航台車の自動追尾システムを利用した。本システムは自由に航走する模型船を台車が自動で追尾する制御システムであり、模型船の甲板上に設置したマーカーを副台車上の CCD カメラで撮影し、画角上のマーカーの移動量に基づいて台車を自動で移動させる仕様である。台車が常に模型船の上方に位置するため、計測信号や模型船内機器への電源供給は有線で行っている。なお、模型船はワイヤークランプシステムを介して台車に接続されており、移動時はバネ付きワイヤーにより弱く拘束されている。計測時は設定した初期速度まで模型船を拘束した状態で台車を加速させ、所定の船速に達したタイミングで拘束を解除してワイヤー系の干渉が無い状態で自由航走させている。Fig. 4-2 に曳航台車にセッティングした模型船の様子を示す。模型船の船尾には補助推力装置を設置している。

自由航走試験は速力試験の形態で実施した。模型船を直進航走させるため、航走中は Yaw 角計測値を入力とした PID 制御による舵の自動操舵を行っている。本試験での計測項目と計測機器を Table 4-3 に示す。

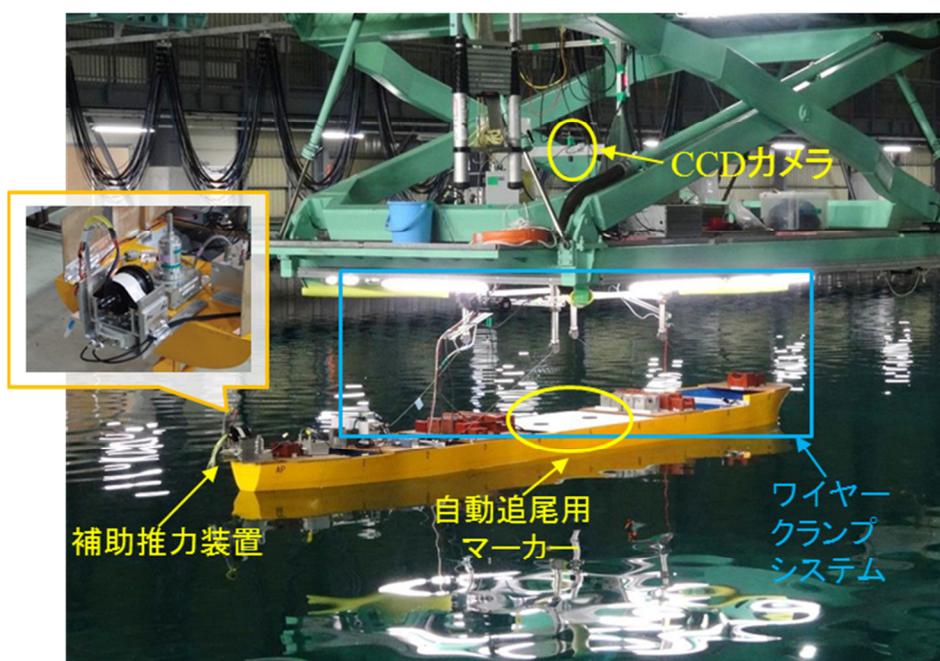


Fig. 4-2 An appearance of experimental settings for the free-running model test in the Actual-sea Model Basin.

Table 4-3 Measuring items and their instruments for the speed trial test in regular waves.

計測項目	計測機器
プロペラ推力, トルク及び回転数	AC サーボモーター一体型自航動力計
6自由度船体動揺	ファイバーオプティカルジャイロ
模型船船速	自動追尾システム (曳航台車)
出会い波高 (重心位置から 4.71 m 前方)	サーボ機構式波高計 (曳航台車に設置)

補助推力装置で与える推力量 T_A の目標値は摩擦修正量とした. 本試験では(4.13)式で示す計算式により, 計測船速 u_m に応じた摩擦修正量を模型船に付与している. よって, 模型船は自由航走状態でありながら Ship-point 状態となり, プロペラ荷重度は同じフルード数で航走する実船相当となっている.

$$\begin{cases} T_A = \frac{1}{2} \rho_M S_{WM} u_m^2 \left[(1+k) \{ C_{F0}(R_{eM}) - C_{F0}(R_{eS}) \} - \Delta C_F \right] \\ C_{F0}(R_e) = \frac{0.075}{\{ \log_{10}(R_e) - 2 \}^2} \\ R_e = \frac{uL}{\nu} \end{cases} \quad (4.13)$$

ここで、 k : 形状影響係数、 ΔC_{F0} : 粗度修正量、 R_e : レイノルズ数、 ν : 動粘性係数、を示す。また、添字の M , S はそれぞれ模型尺度、実船尺度における値であることを示す。

摩擦修正量及び平板の摩擦抵抗係数 C_{F0} の計算式は ITTC の推奨²⁹⁾に則っている。形状影響係数 k は抵抗試験の結果より 0.150 と同定し、粗度修正量 ΔC_{F0} は ITTC の推奨式²³⁾により 2.88×10^{-4} と求めた。

本試験における波条件及びプロペラ回転数設定を Table 4-4 に示す。波条件は規則波向波 ($\chi=180$ [deg]) であり、波振幅は 0.02 m と 0.03m の 2 通りとした。プロペラ回転数は回転数一定 (Case {1})、主機特性自航装置を用いた制御 (Case {2}) の 2 通りとした。概要節で述べた通り、主機特性自航装置の使用は波浪中主機負荷変動の検証の一環であるが、回転数一定制御は前章迄で提案した規則波中プロペラ有効流入速度モデルの高度化について基礎的な検証を行うためである。回転数設定は平水中で計画速力相当となる値を平水中速力試験の結果に基づいて決定した。なお、Case {2} の設定値は Case {1} と異なるが、Case [2] の値は主機特性自航装置中のガバナーモデルに与える指令回転数 $n_{s,p}$ の設定値であり、実際に本回転数でプロペラが作動している訳ではないことを述べておく。

Table 4-4 Experimental conditions for the speed trial test in regular heading waves.

項目	Case {1}	Case {2}
プロペラ回転数制御	一定速	主機特性自航装置
軸回転数設定値, n [1/s]	8.93	9.10 ($n_{s,p}$)
入射波の振幅, ζ_w [m]	0.02, 0.03	
波長船長比, λ / L	0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2	

次に規則波中プロペラトルク変動及び主機負荷変動の計算条件について述べる。プロペラ回転数設定と波条件については基本的に Table 4-4 で示す通り試験条件に準じ、Case {2} においては主機特性数学モデルを用いてトルクとプロペラ回転数の波浪中応答を主機負荷変動として評価する。(3.2)式の規則波中プロペラ有効流入速度を計算するためには Surge 動揺振幅 ζ_a と位相差 ε_ζ を与える必要があり、本計算では 2 章で提案した Nx-MWMx を用いて与える。そして、プロペラ有効流入速度と Nx-MWMx の計算には平均船速 u_0 を与える必要があるが、これは試験で計測した平均船速をそのまま用いた。平均船速は波浪中抵抗増加やプロペラ推力を併せて評価することで完全に計算ベースで与えることも選択肢であるが、本研究では変動成分の検証を対象としているため、船速の誤差に起因する変動成分の推定誤差の議論を回避するためこの措置を取った。なお、以降の示す計算結果には実験点が無い条件も含まれているが、当該条件の平均船速は実験値の内挿で求めている。次に、計算に必要な各種自航要素は(4.14)式の通り、見かけのプロペラ前進定数 J_H またはフルード数 F_n の近似式として与えた。これらの内、プロペラ有効伴流率 w_p 及びプロペラ効率比 η_R は本規則波中速力試験の計測平均値から解析して作成し、推力減少率 t_p は平水中自航試験の結

果から作成した.

$$\begin{cases} w_p = -0.132J_H + 0.420 \\ \eta_R = 0.0304J_H + 1.016 \\ t_p = -0.0949F_n + 0.151 \\ J_H = \frac{u_0}{nD}, F_n = \frac{u_0}{\sqrt{gL}} \end{cases} \quad (4.14)$$

なお、推力減少率はプロペラ推力及びトルクの計算には直接関係しないが、前述の通り主機特性自航装置を用いる水槽試験法では模型船プロペラトルク及び回転数の平均値を実船相当に補正する計算過程が含まれており、Case {2}の計算でも対応した補正計算が必要であり、推力減少率はその過程で必要であるため示している。具体的には、実船尺度のプロペラ有効伴流率の計算、及び実船尺度のプロペラ推力と船体への全抵抗の釣り合い計算の過程で使用されている²⁷⁾。

プロペラ付加慣性モーメント I_{padd} は模型試験により実験的に求め、値を 1.32×10^{-5} とした。具体的には、3章の規則波中曳航模型試験で示した試験状態において、模型プロペラを装着した状態で平水中条件においてプロペラ回転数を正弦波状に周期的に変動させてプロペラトルクを計測し、プロペラ単独特性に基づく定常成分を計測値から差し引き、その剰余成分にフーリエ解析を施して得られた振幅値から水中における全慣性モーメントを解析した。そして、同じ要領の計測を空中でも実施し、その結果から同じ要領で解析した慣性モーメントをプロペラ軸系の機械的な慣性モーメントと見なし、これを水中で計測した全慣性モーメントから差し引いて水中での付加慣性モーメントを求めている。なお、本研究ではプロペラ付加慣性モーメントは(3.1)式で示したようにプロペラトルクの一部として計算しているが、主機特性を考慮した計算においては(4.1)式に示す軸系運動方程式の慣性項に含めて考慮されることが多い。計算において両取り扱いは等価であるが、回転数の時間微分という慣性項に当たる成分を外力項の中で取り扱う場合、時系列計算が不安定になりやすいという実際上の問題がある。一方で、主機特性自航装置を用いた水槽試験では回転数変動に基づく付加慣性モーメントによるトルク成分がプロペラトルク計測値の中に陽に含まれるため、本計算では整合性を保つため付加慣性モーメントによる成分はプロペラトルクの一部として取り扱っている。なお、試験航走時に主機特性自航装置に入力するプロペラトルクは、計測値から前述の軸系の機械的な慣性モーメントによるトルク成分を除去していることを補足しておく。

4.5 試験結果と計算結果の比較

計算及び試験で取得した規則波向波中のプロペラトルクと主機回転数の変動時系列について、極値間振幅を解析した結果を Fig. 4-3 に示す。上段の結果がプロペラ回転数を一定速 (Case {1})、下段が主機特性数学モデルと波浪中プロペラトルクモデルの連成計算による

結果である。概要節で述べた通り、本検討では規則波中プロペラ有効流入速度モデルにて計算される有効波振幅係数の取り扱いを、3章で示した実験的同定手法によって対象船用に取得した(3.8)式 (Case [A]), (3.3)式の中村・上野モデル (Case [B]), $\alpha_H=1.0$ として入射波振幅の影響を無視 (Case [C]), の3通りとした。点は計測値, 線は3通りそれぞれの計算結果である。

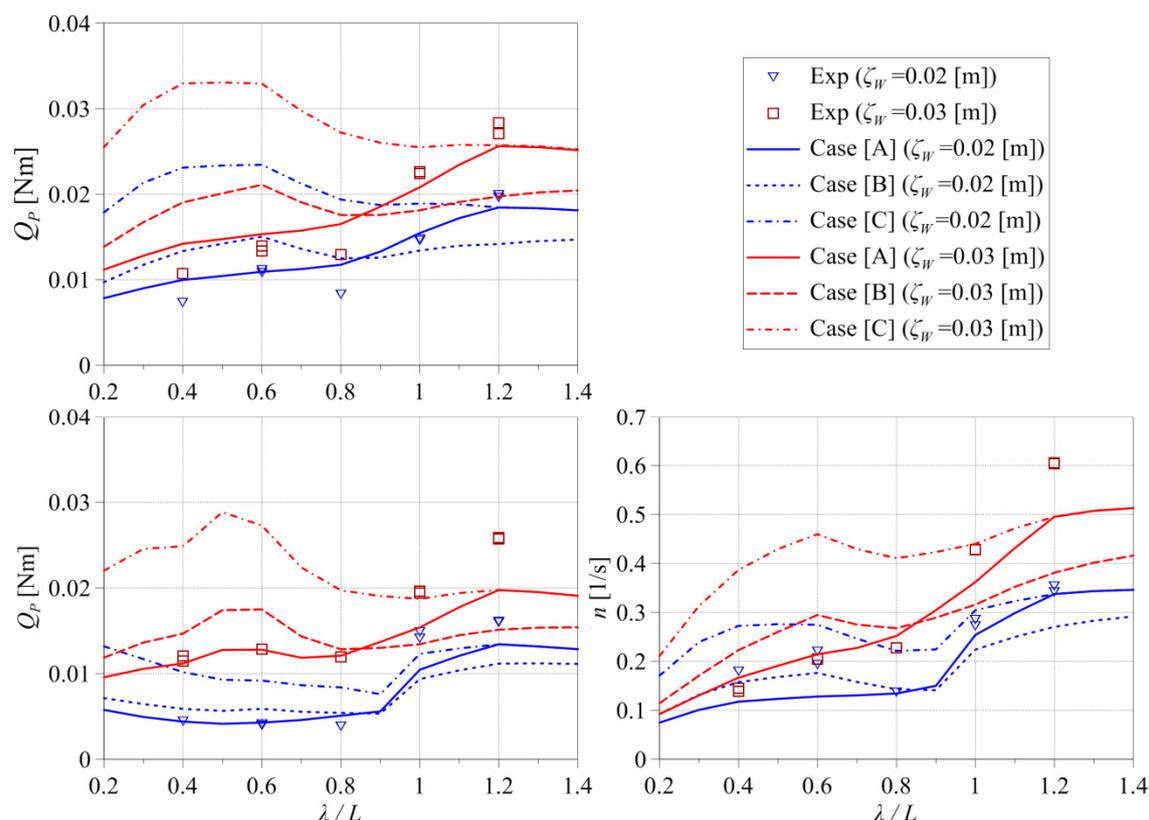


Fig. 4-3 Peak to peak amplitude of the propeller torque and the rotation speed in regular heading waves (upper: Case {1}, lower: Case {2}).

最初に回転数を一定とした Case {1} について分析する。全体的には長波長側になるにつれて変動振幅量が大きくなっている。そして、明らかに確認できる通り、実験的に取得した有効波振幅係数を用いた Case [A] による結果は両波振幅条件において実験値と総合的に最も良く一致している。一方で、中村・上野モデルによる Case [B] の結果は波長船長比 0.8 より長波長側で実験値より値が低くなっており、この要因は Fig. 3-6 で示されるように中村・上野モデルによる有効波振幅係数の計算値が実験値よりも低いことがそのまま影響したものと推測される。また、Case [C] による計算結果は波長船長比 1.2 を除いて他の計算結果より過大評価気味であり、基本的には実験点よりも過大に高い振幅量となっている。これは、本来は考慮されるべき入射波振幅の減衰を無視しているためある程度必然の結果ではある

ものの、Case [B]による計算結果も含めて結論付けると、波浪中プロペラトルク変動の精度良い推定には有効波振幅係数及び波粒子運動成分の精度良い推定が重要であることを示すものである。

次に主機特性を考慮した回転数応答が反映された Case {2}について分析する。まず、波長条件に応じたトルク変動の変化傾向は Case {1}と基本的に同様であることがわかる。これは負荷に対する主機応答が考慮されたとしても、入射波によって誘起される流速変動は同じためである。そして、Case [A]による計算結果は、部分的には他の計算条件がより一致している波条件もあるが、総合的には最も実験値と一致しているといえる。このため、回転数が増えている状況下においても本研究で提案した計算手法は適用可能であることは示されたと言えよう。一方で、波長船長比が 1.0~1.2 において、どの計算条件においてもトルクと回転数の計算値は実験値より低い。これは、この領域では有効波振幅係数は Case[A]と[C]では計算値が 1.0 に近いので、波粒子運動成分の影響というより、Surge 動揺振幅が実験値よりやや低く計算されたことが要因であり、Fig. 3-3 の向波中のプロペラ流速変動振幅の結果からも示されるところである。よって、この改善のためには Surge 動揺のより精度良い推定が求められる。

以上より、Nx-MWMx による Surge 動揺の推定も含め、本研究で提案したプロペラ有効流入速度変動の推定精度向上のための各種提案により、規則波向波中を航走する船のプロペラトルク変動は基本的に精度良く推定できることが示された。実際上の問題として、一般商船が実海象で出会う波浪は短波長であることが多いので、主機作動の安全性を査定するためには、特に短波長域における波粒子運動成分の取り扱いに留意すべきことが実例を以て示せたことは有義であったと言える。

ここで、本研究で焦点を当てた波浪中プロペラ有効流入速度モデルや、波浪中主機負荷変動に関する将来の研究課題について私見を述べる。3章で取得し、(3.8)式で示した有効波振幅係数の関数について、これは同様の肥大船型には適用できる可能性はあるが、基本的には対象船ごとにその特性を取得されることが望ましい。また、横波や斜め波中の有効波振幅係数の挙動については十分に検証できたわけではない。これより、汎用性向上のための将来の研究課題として、様々な船型及び波条件で水槽試験を実施して有効波振幅係数を取得する、水槽試験を適用せずに有効波振幅係数を同定する手法の開発、が期待される。なお、著者は 3次元耐航性理論に基づいてプロペラ近傍の速度ポテンシャルを求解し、その挙動の評価により波浪中プロペラ面の流場変動メカニズムを解明するための研究を開始しており、これらの研究成果によるプロペラ有効流入速度モデル自体の高度化についても将来的に取り組む所存である。また、実海象における主機負荷変動を評価するためには不規則波中のプロペラ有効流入速度及びトルクの変動を評価する必要がある。短期予測を前提とするなら本研究で扱った規則波中プロペラ有効流入速度モデルを線形重ね合わせ法で不規則波中計算のために拡張してプロペラトルク変動を評価する手法が検討され、著者も過去に基礎的研究としてコンテナ船型を対象に不規則波中速力試験で計測したトルク変動

と線形重ね合わせ法ベースのアプローチで計算したトルク変動の比較を行っている³⁷⁾。そして本検証によって、不規則波中の負荷変動推定は線形重ね合わせ法ベースでも一定の精度で予測が可能であることを示した。一方で、不規則波中の主機負荷変動推定手法が確立するためには更なる研究が必要であることは変わりなく、将来の研究課題として今後も検討されるべきであり、著者も引き続き研究開発を進めていく所存である。

第5章 結論

本研究では波浪中を航走する船舶の主機負荷変動を評価する手法の開発の一環として、プロペラ単独特性と波浪中プロペラ有効流入速度モデルを用いた波浪中プロペラトルク変動の推定手法を前提とし、波浪中プロペラ有効流入速度モデルによる推定精度の高度化のための研究を行った。その取り組みとして、2章では船体の波浪中 Surge 動揺の推定精度向上を主な目的として船体表面法線ベクトルの長手方向成分である n_x の影響を厳密に考慮したストリップ法を新たに提案し、3章では波粒子運動成分における有効波振幅係数を規則波中模型試験の計測値から直接同定する手法を提案した。そして4章では、これら提案の総合的な検証として、ディーゼル主機の応答特性を再現する模型船自航装置を用いた規則波中自由航走試験を実施し、計測したプロペラトルクと回転数の変動成分を計算値と比較して提案手法の妥当性を示した。以降、本研究で実施した内容とその検証結果の詳細を記す。

- i. 従来のストリップ法において無視されていた n_x の影響を厳密に考慮した新しい定式化を検討し、スキヤタリング流体力の定式化を NSM, STFM, 溝口・渡邊法と EUT に準じた物体表面境界条件をベースとした4通りとすることで、Nx-NSM, Nx-STFM, Nx-MWM, Nx-MWMx と称する4通りのストリップ法を新たに提案した。そして、modified Wigley model 及びパナマックスサイズのバルクキャリア (PXBC) を供試船とした模型試験による縦運動の計測結果を対象に、提案したストリップ法による計算結果を検証した。
- ii. Modified Wigley model を供試船とした検証では、ラディエーション流体力については Pitch 方向の付加慣性モーメントや造波減衰係数の推定精度改善が確認され、波浪強制力と船体動揺については、Surge 方向成分は実験値との精度良い一致が確認され、Heave 及び Pitch 方向成分については従来の STF 法と同等の精度で推定できることを確認した。
- iii. PXBC を供試船とした検証では、検証用の波条件として波向きを向波、追波、斜め追波、横波、斜め向波と多様に選択し、Surge モードについては n_x を陽に用いないフルードクリロフ力の近似計算法を適用した従来手法による計算結果も比較対象とした。検証の結果、Heave 及び Pitch 方向の動揺は従来の STF 法と同等の精度で推定できることを確認した。Surge 方向の動揺については基本的には良好な精度で推定が可能であるが、 n_x 影響を陽に考慮しない近似計算手法に対しては縦波中では必ずしも精度向上が確認できる訳ではなかった。一方で斜波や横波中では推定精度の向上が確認され、それが従来手法では理論的な厳密さが欠けていることの明示であることを示した。
- iv. 新しく提案したストリップ法によって推定した Surge 動揺を用いて規則波中プロペラ流入速度変動を評価し、フルードクリロフ力の近似計算手法による推定値を用いた流入速度変動との比較により、ストリップ法における n_x 影響項が流入速度変動に与える影響について検証した。結果、斜め向波及び横波中では n_x 影響項による精度向上が見込まれるが、向波中では必ずしも精度向上に貢献する訳ではないことを示した。

- v. 基礎的な検証として、規則波中プロペラ有効流入速度モデルにおける Surge 運動成分と波粒子運動成分の変動振幅について、PXBC を供試船として試算してそれぞれの寄与について検証した。その結果、波粒子運動成分による変動振幅は Surge 運動成分よりも大きく、特に短波長域では顕著であり、かつ有効波振幅係数による影響も大きいことを示した。
- vi. 規則波中模型試験で計測したプロペラ推力（あるいはトルク）の計測値に基づいて、推力一致法を適用して波浪中プロペラ有効流入速度の時系列を直接取得して、その流入速度時系列から波粒子運動成分の有効波振幅係数を同定する手法を提案した。
- vii. 提案した有効波振幅係数の実験的同定手法を検証するため、PXBC の模型船を対象に規則波中曳航試験を実施してプロペラ推力を計測して実際に有効波振幅係数を解析し、従来モデルである中村・上野モデルによる計算値と比較することでその挙動を検証した。その結果、中村・上野モデルとある程度違いのある係数の挙動が確認され、入射波による水位変動の計測値による初期位相の分析結果から、プロペラ位置における入射波による流速変動はプロペラ推力を通して評価した流速変動として確認できることを示した。
- viii. 本研究で提案したストリップ法による Surge 運動成分と実験的に取得した波粒子運動成分中の有効波振幅係数を用いて推定した規則波中プロペラ有効流入速度変動とこれによるプロペラトルク変動の推定精度の検証のため、PXBC の模型船を対象に規則波向波中速力試験を実施してプロペラトルク変動を計測した。そして、波浪中主機負荷変動の検証の一環として、著者らが過去に開発した主機応答特性を再現する模型船自航装置を用いた水槽試験法を適用した規則波向波中速力試験を実施し、主機応答としてプロペラトルク変動及び回転数変動を計測した。
- ix. 本研究で提案した手法によって計算されたプロペラトルク変動及び回転数の変動量は実験で取得した変動量と精度良く一致することが確認された。また、有効波振幅係数を従来のモデルである中村・上野モデルによって計算した変動量の結果と、係数による影響を無視して値を 1.0 とした結果も検証の一環として比較したところ、それぞれ長波長側と短波長側で実験値との一致が悪く、有効波振幅係数の取り扱いがプロペラトルク変動の推定にとって重要であることを示した。

そして、本研究で取り組んだ波浪中プロペラトルク変動及び主機負荷変動の評価に関して、将来の研究課題についても以下の通り纏める。

- a. 本研究で提案した n_x 影響項を陽に考慮したストリップ法の定式化は縦運動モードのみを対象とした。一方で、横運動モードについても、 n_x 影響項を考慮した定式化は Yaw 方向の法線ベクトルに現れる n_x 影響を厳密に考慮することで可能となるため、横運動モードに関しても拡張した定式化とその有効性の検証は取り組むべき価値のある研究

と言えよう。

- b. 本研究では有効波振幅係数を模型試験結果から直接同定する実験的手法を提案し、この手法に基づいた波浪中プロペラトルク変動推定は良好な推定精度を示していたが、実際に実験的に得られた有効波振幅係数は縦運動の影響と推察される複雑な挙動も散見される等、これらの挙動に関する詳細な研究は行われるべきである。
- c. 本研究では PXBC を対象に有効波振幅係数を実験的に同定したが、他の船型への適用性は保証される訳ではないため、汎用性の観点からは、他の船型による模型試験結果の蓄積や、水槽試験実施を必要としない手法の開発も検討されるべきである。
- d. 実海象を航走する船舶の波浪中プロペラトルク変動及び主機負荷変動を評価する場合は不規則波中におけるプロペラトルク変動を推定する必要があるが、その推定手法に関する研究は規則波中の研究例に対して僅かである。著者らの過去の研究により、波浪中プロペラ有効流入速度モデルを適用する場合は線形重ね合わせ法によるアプローチがある程度は適用可能であると考えられるが、更なる検証は必須であり、今後も多くの基礎的研究を積み重ねる必要がある。

謝辞

本研究の遂行及び本論文の執筆に当たり、お世話になった皆様方に御礼申し上げます。

大阪大学の柏木教授には指導教官として本研究について多くのご指導を頂戴しました。社会人としての私の自主性を重んじてくださりつつ、特に英語論文執筆の執筆において、時には厳しく指導を受けました。また、研究室ミーティングにおける指導方針や研究に関する考え方など、研究者としてこれから生きていく上で大事なことを教えていただきました。箕浦准教授には社会人学生として大学生活を送る上での環境を整えてくださり、とてもお世話になりました。研究に関する助言や励ましを頂戴すると共に、研究講演会や研究会に参加の折には楽しい話を聞かせていただくなど、支えていただいた範囲は研究面に留まらなかったと思っています。飯田助教は博士課程に進学した時期は同じであり、年は程々に離れていますが、気軽にお話をさせていただき社会人学生生活の支えになりました。これからもその優秀さとアクティブさに前に進まれることを期待します。戸田教授及び日夏教授からは本研究におけるプロペラ有効流入速度モデルの取扱いについて、粘性流体力学の観点から鋭い御指摘と助言を頂戴しました。また、内藤名誉教授には、研究講演会等で主に主機特性の取り扱いについて積極的に討論をしてくださり、時に激励のお言葉を頂戴しました。先生のようにいつまでも熱意を持って研究を進めていきます。研究室に在籍している学生の皆様、特に歴代ミーティング幹事の関さん、堀内さん、馬詰さんにはお世話になりました。柏木研は他の研究室より厳しいことは既に承知されていると思いますが、単立つ皆さんは相当な実力を備えて旅立つこととなります。是非、卒業まで頑張ってください。その他、飯島教授を始めとして大学内外を問わず気さくに話しかけてくださった先生方、修士まで指導教官として研究指導を頂戴した長谷川名誉教授、船舶海洋コースの事務室の皆様、多くの方に支えていただいたことに感謝いたします。

次に、海上技術安全研究所の関係者各位に謝意を伝えます。まず、本研究の切欠となる研究テーマを私に任せてくださり、研究者として生きていくための考え方や心構えを教えてくださいました谷澤研究統括監に感謝いたします。未だ半人前ですが、これからも将来を見据えた新しい研究を進めていけるよう精進します。上野主幹には、本論文の提案手法の前提となる知見のみならず、新しい手法を提案するときの理論展開や研究の進め方に関する考え方など、多くを学ばせていただきました。また、私が社会人博士課程に在籍するに当たり、業務上で多くの配慮をいただきありがとうございました。同研究グループの塚田さん、宮崎さん、鈴木君にも感謝いたします。塚田さんには本研究に関する全ての水槽実験を共に実施していただき、厚く御礼申し上げます。塚田さん無しでは本研究は完成しませんでした。私が持ってくる実験は厄介な内容が多かったと思いますが、これからも何卒よろしくお願い致します。宮崎さんにはグループ内生活や実験の補助等でお世話になりました。その面倒見の良さに多くの場面で救われたと思っています。鈴木君には実験の片づけや水面掃除を手伝ってもらいました。インフルエンザで自宅謹慎になった際は代わりに請負実験を担当してもらい、申し訳なかったです。そちらも社会人博士ライフを頑張っ

てください。非常勤職員の加藤さんと伊藤さんには実験や事務手続きの補助等でお世話になりました。CFD 研究グループの大橋さんには本研究で提案したストリップ法の計算に当たり、PXBC の船体表面法線ベクトルの用意に関して補助をしていただきました。また、Applied Ocean Research への論文投稿の際は様々な助言を頂戴しました。気さくに応じていただき、有難く思います。環境・動力系の福田さんとボンダレンコさんには本研究で取り扱っている主機特性数学モデルに関して多くの貢献を頂戴しました。これからも革新的な研究の実施とその社会実装を目指して頑張りましょう。

そして、家庭の中で私を支えてくれた、愛する妻の紗代にも御礼の気持ちを伝えます。これからもお互いに支えあい、幸せな人生を過ごしていきましょう。

最後になりますが、本研究の一部は日本学術振興会の科研費（課題番号 JP16H06137）の助成を受けています。また、本研究は海上技術安全研究所の重点研究課題の中で実施されたものであり、所内の社会人博士課程支援制度の下、移動旅費等で支援があったことを記します。

末筆ながら、本研究が以上に述べた方々を含む多くの皆様方の協力の下で完成したことに改めて謝意を感じつつ、その中で筆を置けることを幸せに思います。

付録

付録 A プロペラ推力計測値に含まれる軸力の推定法

本研究ではプロペラ推力及びトルクを通して得られる波浪中プロペラ有効流入速度から有効波振幅係数を同定する手法を提案しており，そのためには計測される力及びモーメントはプロペラ翼の回転による純粋な流体力である必要がある．そこで，波浪中プロペラ推力及びトルクの計測に関する基礎的な検証として，翼付きのプロペラ模型ではなくダミーボスを装着して規則波中曳航試験を実施して軸力及び軸トルクの計測を実施した．実施形態と波条件は 3 章と基本的に同じであり，ダミーボスではあるものの翼付きと同じ回転数を与えた．

計測した軸力と軸トルクを出会い波周波数における変動振幅を解析した結果を Fig. A-1 に示す．(図中，”w/o Prop.”) 翼付きプロペラ模型による結果も併せて示している．(図中，”Prop.”) 結果を分析すると，軸トルクは翼付きの振幅に対して有意な振幅は計測されていないが，軸力の振幅は翼付きに対して無視できない程度の振幅が計測されている．

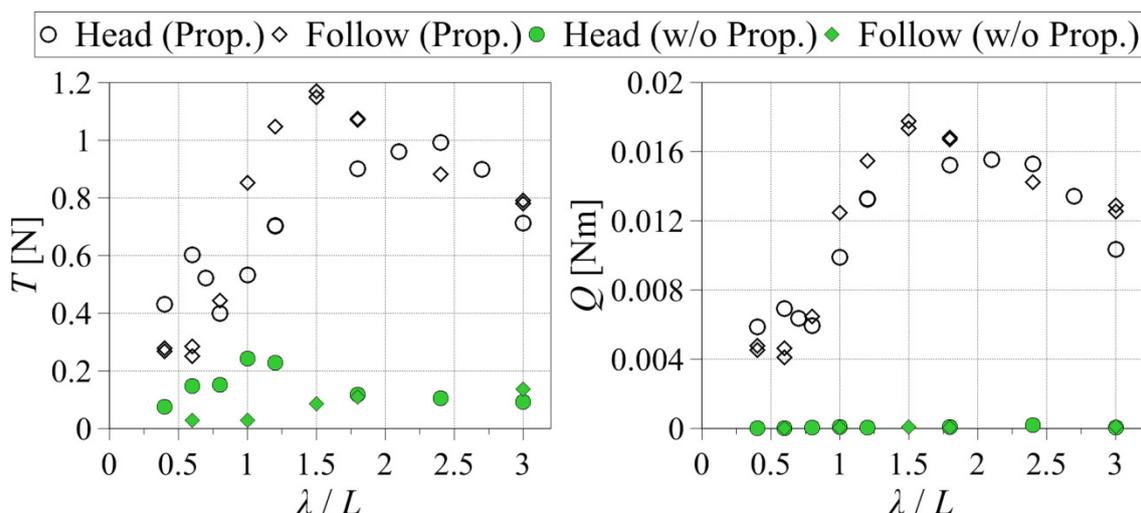


Fig. A-1 Measured amplitudes at encounter wave frequency of the propeller thrust and the torque in regular waves according to the installation of the propeller wing model.

よって，有効波振幅係数の実験的同定のためには，プロペラ軸系に作用する軸力を推定して翼付きの結果から取り除く必要がある．ここで，軸トルクには有意な変動振幅が確認されなかったことと，軸力の作用する方向が船体長手方向であることから，この余分な軸力は波浪中船体運動によって誘起される縦傾斜や慣性力による影響であると推測できる．以上より，余分な軸力 T_o を(A.1)式の通り重力成分 T_G と慣性力成分 T_I の線形重ね合わせで表現できると見なして推定を試みる．なお，以降の推定式は Fig.3-2 の座標系に則って導出している．

$$T_o = T_G + T_I \quad (\text{A.1})$$

まず、重力成分は Pitch 方向の傾斜によって生じる重力の軸方向成分として(A.2)式の通り表す。なお、中村ら⁵⁾もこの重力成分の補正について言及している。

$$T_G = -m_o g \sin \theta \quad (\text{A.2})$$

ここで、 m_o : 対象とする軸系の質量, g : 重力加速度, を示す。

次に、船体の縦運動によって誘起される慣性力は(A.3)式の通りに表せる。これはプロペラ軸系の重心位置を Fig. 3-2 の座標系で求め、時間微分して加速度を求め、それを自航動力計の計測軸方向に分解して導出した。

$$T_I = -m_o (\ddot{x} \cos \theta - \ddot{z} \sin \theta - x_o \dot{\theta}^2 + z_o \ddot{\theta}) \quad (\text{A.3})$$

ここで、 x_o : 対象とする軸系の x 方向重心位置, z_o : 対象とする軸系の z 方向重心位置, を示す。

以上の式から分かる通り、これらの軸力は Surge, Heave, Pitch の計測時系列を用いると計算できる。なお、推定的前提として、プロペラシャフトがスタンチューブ内で水潤滑にて回転していることを想定しており、動摩擦による軸方向の成分は無視している。また、模型プロペラ付きの推力計測値の解析的前提として、計測される軸力の平均値成分（いわゆるアイドル推力）は別途評価して差し引く必要があることを述べておく。軸トルクの平均値成分であるアイドルトルクも同様である。

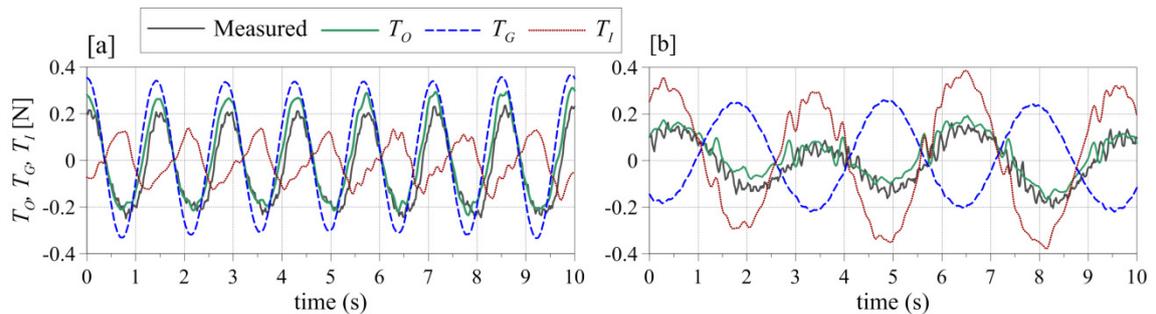


Fig. A-2 Time-series of measured and calculated axial forces without propeller wings in regular waves ([a]: $\zeta_W=0.03$ [m], $\lambda/L=1.2$, $\chi=180$ [deg], [b]: $\zeta_W=0.03$ [m], $\lambda/L=1.8$, $\chi=0$ [deg]).

ダミーボス装着時に計測した軸力の計測時系列（図中，“Measured”）と(A.1), (A.2), (A.3)式によって計算した軸力の計算時系列を Fig. A-2 に示す。計算に必要なパラメータは Table A-1 に示す。本計算で対象としたのは二つの軸系であり、一つはダミーボス（あるいはプロペラ模型）、プロペラシャフト及び自航動力計接続用のユニバーサルジョイントからなるプロペラ軸系、もう一つは自航動力計の検力部から軸側に位置する内部機構である。 Fig. A-2

の計算では Table A-1 中の(a)と(c)の2系を対象とした。図より明確に分かる通り、 T_o の計算時系列は計測時系列と精度良く一致していることが確認できる。

Table A-1 Parameters for calculations of the axial forces given in Eqs. (A.1, A.2, A.3).

対称の軸系	m_o [kg]	x_o [m]	z_o [m]
(a) プロペラ軸系 (ダミーボス)	0.904	-1.95	0.140
(b) プロペラ軸系 (プロペラ模型)	0.952	-1.97	
(c) 自航動力計の検力部より軸側部分	0.760	-1.51	

次に、この縦運動によって生じる軸力がプロペラ推力変動に及ぼす影響について検証する。プロペラ模型装着時に規則波曳航試験にて計測した推力を対象に、計測値そのまま（図中、”Raw (Prop.)”）と(A.1)式で計算した軸力時系列により補正した計測値（図中、”Corr. (Prop.)”），について出会い波周波数での変動振幅を解析した結果を Fig. A-3 に示す。なお、Fig. A-1 で示したダミーボス装着時の軸力変動振幅と(A.1)式による計算時系列による変動振幅の解析値も参考に示す。まず、計算された軸力による振幅は、向波中と追波中の両条件において、ダミーボス装着時の計測振幅と精度よく一致していることが確認できる。これより、Fig. A-2 による時系列比較による分析も併せて、提案した(A.1), (A.2), (A.3)式による推定は妥当であることが示されたと言える。次にプロペラ模型装着時の計測値と補正値による振幅を比較すると、特に向波中において、有意な差があることが確認できる。

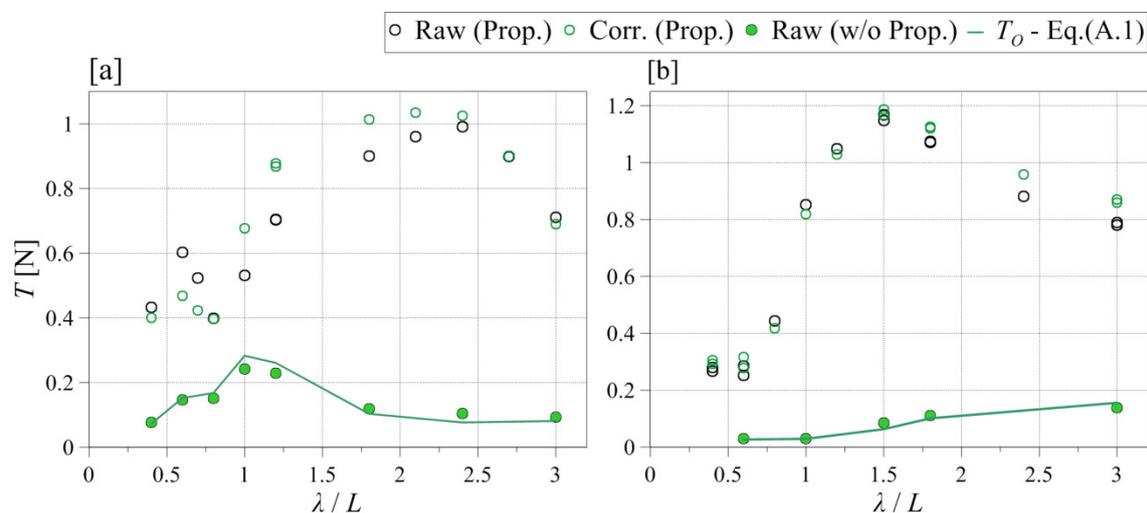


Fig. A-3 Amplitudes at wave encounter frequency of propeller thrust with and without propeller wings in regular waves (“Raw (Prop.)”: Raw measured thrust with propeller wing model, “Corr. (Prop.)”: Corrected thrust by calculated T_o , “Raw (w/o Prop.)”: Raw measured axial force with dummy boss model, “ T_o - Eq.(A.1)”: Calculated T_o from Eq.(A.1), [a]: $\zeta_w=0.03$ [m], $\chi=0$ [deg], [b] $\zeta_w=0.03$ [m], $\chi=180$ [deg]).

付録 B プロペラ付加慣性モーメントの実験的同定方法

本研究ではプロペラ回転数が変動する状況下におけるプロペラトルクの推定を取り扱っており、斯様な状況下では軸回転の回転加速度によって生じるプロペラ付加慣性モーメント I_{padd} による慣性成分を考慮する必要がある。本研究の第 4 章では主機特性自航装置を用いた規則波中トルク変動の計測をしており、計測値には回転数の変化に基づく慣性成分によるトルクが含まれているため、計算値と計測値の比較という観点から(3.1)式の通り付加慣性モーメントによる影響を外力項として定式化した。一方、(4.1)式に示す推進軸系の運動方程式を解いて波浪中主機応答を求める問題の場合、軸運動方程式中の左辺の慣性項にて付加慣性モーメントの影響を考慮することも多く⁶⁾、これは外力項で付加慣性モーメントによる慣性成分トルクを評価することと基本的には等価である。ただし、数値計算で離散的に問題を解く場合、外力項に加速度成分があると計算が不安定化するとされているため、外力項として取り扱う場合は実用上の注意が必要である。いずれにせよ、波浪中主機応答を計算で精度良く推定するためには付加慣性モーメントも精度良く求める必要がある。

著者の調べた限り、プロペラ付加慣性モーメントに関する資料は少なく、船舶基本設計時には慣例的にプロペラ自体の慣性モーメントの 25~30%と見なすことが多い³⁸⁾。波浪中主機応答の精度良い推定のためには船尾中の付加慣性モーメントの推定に関する研究も重要であるが、現時点ではこれは将来の課題と見なし、本研究では模型試験からプロペラ付加慣性モーメントを実験的に求めた値を用いることにした。以下にその手順を示す。

まず、回転数の変動を伴う場合、プロペラトルクは(B.1)式で与えられるものとする。これは、プロペラトルクがプロペラ単独特性に基づく準定常成分 $Q_{Q.S}$ と付加慣性成分 $Q_{A.I}$ の線形和で表されると見なすものであり、(3.1)式と同じ取扱いである。

$$\begin{cases} Q = Q_{Q.S} + Q_{A.I} \\ Q_{Q.S} = \rho n^2 D^5 \cdot K_Q [J] / \eta_R \\ Q_{A.I} = 2\pi I_{padd} \frac{dn}{dt} \end{cases} \quad (\text{B.1})$$

次に(B.2)式の通り、回転数が平均値 n_0 、振幅 n_a 、角周波数 ω_n で正弦的に変動する状態を考え、(B.2)式を(B.1)式中の $Q_{A.I}$ に代入すると(B.3)式が得られる。

$$n(t) = n_0 + n_a \sin \omega_n t \quad (\text{B.2})$$

$$Q_{A.I}(t) = 2\pi I_{padd} \cdot n_a \omega_n \cos \omega_n t \quad (\text{B.3})$$

ここで(B.4)式の通り、回転数が変動している状況下で水中で計測されるプロペラトルク Q_m の時系列から、変動する回転数の計測値から準定常的に計算される $Q_{Q.Sm}$ の時系列を差し引けば、付加慣性成分 $Q_{A.Im}$ の時系列が抽出できる。

$$Q_{A.I|m}(t) = Q_m(t) - Q_{Q.S|m}(t) \quad (\text{B.4})$$

そして、(B.5)式に示す通り、与えた角周波数 ω_n で付加慣性成分 $Q_{A.I|m}$ の時系列をフーリエ変換すれば付加慣性成分の変動振幅 $Q_{A.I|amp}$ が求められる。

$$Q_{A.I|amp} = \left| \int Q_{A.I|m}(t) e^{-\omega_n t} dt \right| \quad (\text{B.5})$$

得られた $Q_{A.I|amp}$ について、水中で計測される慣性成分には計測器である自航動力計や模型プロペラ含むプロペラシャフト系の慣性モーメント I_{Pair} の影響も含まれているため、(B.6)式の通り関係式が成立する筈である。

$$Q_{A.I|amp} = 2\pi (I_{Pair} + I_{Padd}) n_a \omega_n \quad (\text{B.6})$$

よって、角周波数 ω_n や変動振幅 n_a は既知であるため、 I_{Pair} を別途求められれば、(B.7)式の通り付加慣性モーメント I_{Padd} を逆算して同定することが可能となる。

$$I_{Padd} = \frac{Q_{A.I|amp}}{2\pi n_a \omega_n} - I_{Pair} \quad (\text{B.7})$$

なお、 ω_n と n_a は使用するモーターの応答性が低ければ指令通り動作しないことも想定されるため、これらも計測時系列を解析した値を解析に用いる方がよい。

本研究では、水中計測時と同じ計測器配置及び同じ姿勢にて模型船を陸上で設置し、模型プロペラ系を正弦変動にて空中で回転させてトルクを計測し、(B.5)～(B.7)式の要領で慣性成分の変動振幅を解析して I_{Pair} を同定した。なお、空中であるため準定常成分 $Q_{Q.S}$ は微小であるが、本研究では空中で定常回転を与えて空中定常トルクを幾つかの回転数条件で計測し、それらを準定常的に差し引いて空中の慣性成分を抽出することで解析精度向上に努めた。

Table B-1 Set experimental conditions for the self-propulsion test in calm water where propeller rotation speed is sinusoidally varied.

項目	値
船速, u_0	0.922 [m/s] (0.137 in F_n)
プロペラ回転数, n_0	8.93 [1/s]
回転数 変動振幅, n_a	0.75, 1.0 [1/s]
回転数 変動角周波数, ω_n	6.28 [rad/s]

以上に述べた手順で、PXBC を対象に付加慣性モーメントを平水中模型船自航試験から求めた。試験条件は Table B-1 に示す通りで、基本的には第 3 章で実施した規則波中自航試験と同様の条件である。

空中でも同様の計測を実施し、得られたトルク計測値から前述の解析を行い、計測軸系の慣性モーメント I_{pair} は 1.25×10^{-4} 、付加慣性モーメント I_{padd} は 1.32×10^{-5} 、という結果を得た。なお、水中のプロペラトルク準定常成分 $Q_{Q,S}$ を計算する際のプロペラ有効伴流係数は得られた計測値の平均値から直接求めた値を用いた。付加慣性モーメントは Table B-1 に示す 2 条件の解析値の平均を取って求めており、2 条件で値に有意な差はなかったことを記しておく。計測軸系の慣性モーメントと比較すると、本模型船及びプロペラ模型の付加慣性モーメントの値は 10 分の 1 程度であった。今回の解析では模型尺度での値を同定しており、本船は実船の建造がないため資料不足によりプロペラ自体の慣性モーメントの実船尺度値との比較は未済であるが、今後の付加慣性モーメントに関する研究において本解析手法及び解析値が一つの参考となれば幸いである。

参考文献

- 1) 例えば, 高崎講二: 総論 - 主機からの CO₂ 排出量削減, *Journal of Jime*, Vol.50 (2), pp.63-66, 2015.
- 2) The public documents in the web site of the SHOPERA. <http://shopera.org/public-documents/>, 2016.
- 3) 安川宏紀: S-12 IMO 最低出力ガイドライン策定方針研究委員会 報告書, <https://www.jasnaoe.or.jp/research/dl/report.S12.pdf>, 2017.
- 4) 中村彰一, 内藤林: 波浪中における船速低下および推進性能について, *関西造船協会誌*, 第 166 号, pp.25-34, 1982.
- 5) 中村彰一, 細田龍介, 内藤林: コンテナ船の波浪中推進性能に関する研究 (第 3 報), *関西造船協会誌*, 第 158 号, pp.37-46, 1975.
- 6) O. Bondarenko, M. Kashiwagi: Ensuring safe operation of ship propulsion plant in extreme sea condition, *Proceedings of the 11th International Marine Design Conference*. Vol.3, pp.83-96, 2012.
- 7) B. Tasker, K. K. Yum, S. Steen, E. Pederson: The effects of waves on engine-propeller dynamics and propulsion performance of ships, *Ocean Engineering*. Vol.122, pp.262-277, 2016.
- 8) E. Tokgoz, P.-C. Wu, S. Takasu, Y. Toda: Computation and experiment of propeller thrust Fluctuation in waves for propeller open water condition, *Journal of Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineering*, Vol.25, pp.55-62, 2017.
- 9) P.-C. Wu, E. Tokgoz, H. Okawa, K. Tamaki, Y. Toda: Computation and experiment of propeller performance and flow field around Self-propelled model ship in regular head waves. *Proceedings of 31st symposium on naval hydrodynamics*, 2016.
- 10) K. Ohashi: Development of numerical method to simulate flows around a ship at propulsion conditions in regular waves coupling with the ship propulsion plant model, *Applied Ocean Research*, Vol.73, pp.141-148, 2018.
- 11) M. Ueno, Y. Tsukada, K. Tanizawa: Estimation and prediction of effective inflow velocity to propeller in waves, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol.18, pp.339-348, 2013.
- 12) 神中竜雄: Periodic Source の計算とその応用例 (続), *造船協会論文集*, 第 108 号, pp.1-4, 1960.
- 13) 柏木正, 岩下英嗣: *船舶海洋工学シリーズ - 船体運動 耐航性能編*, 2012.
- 14) M. Kashiwagi: Prediction of Surge and its Effect on Added Resistance by means of the Enhanced Unified Theory, *Transactions of West-Japan Society of Naval Architects*, Vol.89, pp.77-89, 1995.
- 15) N. Salvesen, E. O. Tuck, O. M. Faltinsen: Ship Motion and Sea Loads, *Transactions of SNAME*, Vol.78, pp.250-287, 1970.
- 16) 溝口純敏: 高速コンテナ船の斜波中波浪強制力について-ストリップ法による波浪強制

- 力計算における周波数のとり方-, 関西造船協会誌, 第 187 号, pp.71-83, 1982.
- 17) J. N. Newman: The Theory of Ship Motions, *Advances in Applied Mechanics*, Vol. 18, pp.221-283, 1978.
 - 18) 渡辺巖: 斜め波中を航走する船体に働く Diffraction Pressure の実用的計算法, 関西造船協会誌, 第 221 号, pp.83-89, 1994.
 - 19) 佐々木紀幸, 辻本勝, 他: 海の 10 モード指標の開発, 海上技術安全研究所報告, 第 9 巻 第 4 号, pp.219-264, 2010.
 - 20) M. Ueno, H. Miyazaki, H. Taguchi, Y. Kitagawa, Y. Tsukada: Model experiment reproducing an incident of fast ferry, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol.18 No.2, pp.192-202, 2013.
 - 21) M. Ueno, T. Nimura, H. Miyazaki, K. Nonaka: On Steady Horizontal Forces and Moment Due to Short Waves Acting on Ships in Maneuvering Motion, *Proceedings of 8th International Symposium on Practical Design of ships and Other Floating Structures*, Vol.2, pp.671-678, 2001.
 - 22) 高石敬史, 黒井昌明: 波浪中船体運動の実用計算法, 第 2 回耐航性に関するシンポジウム, pp.109-133, 1977.
 - 23) ITTC performance committee: REPORT OF PERFORMANCE COMMITTEE, *Proceedings of 15th International Towing Tank Conference*, pp.359-404, 1978.
 - 24) G. Hagesteijn, J. Brouwer: Experimental Investigation of the Effect of Waves, Ventilation and Cavitation in Bollard Pull Conditions, *Proceedings of the ASME 2013 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2013-10814, 2013.
 - 25) M. Ueno, Y. Tsukada: Estimation of full-scale propeller torque and thrust using free-running model ship in waves, *Ocean Engineering*, Vo.120, pp.30-39, 2016.
 - 26) H. Cozijn, J.-W. Choi, Y.-J. You: Thruster-wave Interaction during DP Stationkeeping - Model Tests in Open Water and under a Ship Hull, *Proceedings of the ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2017-62168, 2017.
 - 27) 北川泰士, 谷澤克治, 塚田吉昭, 上野道雄: 実船の波浪中船速低下を直接計測する水槽試験法の開発, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 22 号, pp.21-34, 2015.
 - 28) K. Tanizawa, Y. Kitagawa, T. Takimoto, Y. Tsukada: Development of an experimental methodology for self-propulsion test with a marine diesel engine simulator, *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, Vol.23 pp.197-204, 2013.
 - 29) ITTC Skin Friction and Turbulence Stimulation Committee: SKIN FRICTION AND TURBULANCE STIMULATION COMMITTEE REPORT, *Proceedings of the 8th International Towing Tank Conference*, pp.71-227, 1957.
 - 30) 塚田吉昭, 上野道雄, 谷澤克治, 北川泰士, 宮崎英樹, 鈴木良介: 自由航走模型試験のための補助推力装置の開発, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 20 号, pp.71-79, 2014.

- 31) Y. Kitagawa, O. Bondarenko, Y. Tsukada, T. Fukuda, K. Tanizawa: An Application of the Tank Test with a Model Ship for Design of Ship Propulsion Plant System, Journal of JIME, Vol.53 No.3, 82-88, 2018.
- 32) Y. Kitagawa, Y. Tsukada, O. Bondarenko, T. Fukuda: Development of a Methodology for Tank Test for Direct Assessment of Propulsion and Course-keeping Performance of Diesel Engine Powered Ship in Actual Sea, Proceedings of the 14th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structure, (in press), 2019.
- 33) The website of the MathWorks, Inc. <https://www.mathworks.com/>.
- 34) 例えば, V. Medica, N. Racic, G. Radica: Performance Simulation of Marine Slow-Speed Diesel Propulsion Engine with Turbocharger Under Aggravated Conditions, Journal for Theory and Application in Mechanical Engineering, Vo51 No.3, pp.199-212, 2009.
- 35) 例えば, L. Grekhov, K. Mahkamov, A. Kuleshov: Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-stroke OP Engine Using Innovative Diesel Spray Combustion Model and Fuel Spray Simulation Software, SAE Technical Paper, 2015-01-1859, 2015.
- 36) G. P. Theotokatos: Ship Propulsion Plant Transient Response Investigation using a Mean Value Engine Model, International Journal of ENERGY, Vol.2 No.4, pp.66-74, 2008.
- 37) 北川泰士, 原口富博, 塚田吉昭, 谷澤克治: 波浪中プロペラトルクおよび回転数変動の計算方法に関する基礎的研究, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 22 号, pp.209-214, 2016.
- 38) 例えば, 関西造船協会: 造船設計便覧 (主に第 3 編 基本計画), 海文堂, 1983.