

# 船舶の波浪中主機応答予測のための実験的手法及び計算手法

北川 泰士\*, ボンダレンコ オレクシー\*\*, 塚田 吉昭\*, 福田 哲吾\*\*

## Experimental and Theoretical Approaches to Predict Response of Ship Propulsion Plant in Waves

by

KITAGAWA Yasushi\*, BONDARENKO Oleksiy\*\*, TSUKADA Yoshiaki\* and FUKUDA Tetsugo\*\*

### Abstract

Reducing the output of the main engine of a ship in service is becoming a common measure to comply with the stringent regulation of the EEXI and the CII set by the IMO. Thus, it is more important than ever to understand the propulsion system behavior in waves to ensure safe operation. This paper presents the progress in experimental and theoretical studies on predicting the dynamic responses of the ship propulsion plant in waves, which were done at the National Maritime Research Institute. In the experimental approach, a Marine Diesel Engine Simulator (MDES) and the experimental methodology using the MDES are introduced, which was previously developed by the authors. The MDES is a self-propulsion device for tank model test. Its rotational speed is managed in real-time, similar to how an actual propulsion system behaves in waves. This is achieved by adopting a mathematical model of the marine diesel engine. This paper briefly introduces the application of the Cycle-Mean Value engine model, which realistically evaluates the engine state variables. Advancements in the experimental methodology have led to the introduction of a Hybrid-CMV model, which simulates the engine combustion cycle in detail. This Hybrid-CMV model was implemented to experimentally assess of the performance of a ship with the Carbon Fiber Reinforced Plastic propeller. The theoretical approach focuses on the effective propeller inflow velocity model in waves to accurately predict the propeller torque in waves. Lastly, an experimental method for identifying a coefficient for the components of the wave orbital motion was devised. The predicted results were validated through comparisons with the measured results.

---

\* 流体性能評価系, \*\* 環境・動力系

原稿受付 令和4年11月2日

審査日 令和4年11月28日

## 目 次

1. まえがき	16
2. 主機特性を模擬する自航装置を用いた水槽試験法の高度化	16
2.1 主機特性自航装置及び開発した試験法の概要	16
2.2 Cycle-Mean Value モデルの適用	17
2.3 Carbon Fiber Reinforced Plastic プロペラ搭載船の波浪中性能評価への適用例	20
3. 波浪中主機応答の予測のための計算手法に関する研究	22
3.1 波浪中船速と主機応答を予測するための計算手法の概要	22
3.2 波浪中プロペラ有効流入速度モデルの高度化	23
3.2.1 船体前後方向法線ベクトルの影響を考慮したストリップ法の開発	23
3.2.2 模型試験による有効波振幅係数の同定手法	24
3.3 主機特性自航装置を用いた規則波中自由航走試験の計測結果との比較	26
4. まとめ	27
謝辞	27
References	27

## 記 号

$C_{F0}$ : 相当平板の摩擦抵抗係数 [-]
$\Delta C_F$ : 粗度修正量 [-]
$D$ : プロペラ直径 [m]
$G_a$ : 主機への空気流量 [kg/s]
$G_c$ : コンプレッサー空気流量 [kg/s]
$G_e$ : タービンを通過する排気流量 [kg/s]
$G_f$ : 燃料流量 [kg/s]
$k$ : 形状影響係数 [-]
$k_e$ : 排気の比熱比 [-]
$k_{f0}, k_{f1}, k_{f2}$ : Hybrid-CMV モデルにおける主機摩擦トルクモデルの係数 [ $J/m^3, J \cdot s/m^3, -$ ]
$k_W$ : 入射波の波数 [1/m]
$K_g$ : 燃焼効率に対する空燃比の感度を表す係数 [-]
$K_Q$ : プロペラトルク係数 [-]
$K_T$ : プロペラ推力係数 [-]
$H_c$ : シリンダから出る燃焼ガスのエネルギー比率 [J/s]
$h_P$ : 燃料投入量ラック位置 [mm]
$I_T$ : 主機の推進軸系の慣性モーメント [ $kg \cdot m^2$ ]
$I_{TC}$ : 過給機軸系の慣性モーメント [ $kg \cdot m^2$ ]
$I_{Padd}$ : プロペラの付加慣性モーメント [ $kg \cdot m^2$ ]
$J$ : プロペラ前進定数 [-]
$m$ : 船の質量 [kg]
$m_x$ : 船の前後方向付加質量 [kg]
$M_e$ : レシーバ内の排気質量 [kg]
$n_e$ : 主機の軸回転数 [rps]
$n_P$ : プロペラ回転数 [rps]
$n_{TC}$ : 過給機の軸回転数 [rps]
$n_x$ : 船体表面法線ベクトルの船体前後方向成分 [-]

$P_e$  : 排気圧 [Pa]  
 $P_f$  : 平均摩擦圧力 [Pa]  
 $P_{i0}$  : 基準状態の平均図示圧力 [Pa]  
 $P_s$  : 掃気圧 [Pa]  
 $P_Z$  : シリンダ内最大圧力 [Pa]  
 $Q_C$  : コンプレッサートルク [ $N \cdot m$ ]  
 $Q_e$  : 主機のエンジントルク [ $N \cdot m$ ]  
 $Q_P$  : プロペラトルク [ $N \cdot m$ ]  
 $Q_T$  : タービントルク [ $N \cdot m$ ]  
 $R_a$  : 空気の気体定数 [ $J/(kg \cdot K)$ ]  
 $R_e$  : レイノルズ数 [-]  
 $R_{ex}$  : 排気の気体定数 [ $J/(kg \cdot K)$ ]  
 $R_T$  : 平水中の船体抵抗 [N]  
 $S_g$  : 燃焼効率に対する空燃比の感度を表す係数 [-]  
 $S_W$  : 船体の浸水表面積 [ $m^2$ ]  
 $t$  : 時間 [s]  
 $t_P$  : プロペラ推力減少率 [-]  
 $T_A$  : 補助推力装置で与える推力 [N]  
 $T_e$  : 排気温度 [K]  
 $T_P$  : プロペラ推力 [N]  
 $T_s$  : 掃気温度 [K]  
 $u$  : 船体の前後方向船速 [m/s]  
 $u_P$  : プロペラ有効流入速度 [m/s]  
 $u_{PW}$  : 波浪中プロペラ有効流入速度モデル中の波粒子運動成分 [m/s]  
 $V_C$  : シリンダ容積 [ $m^3$ ]  
 $V_{er}$  : 排気マニホールド容積 [ $m^3$ ]  
 $V_{s,r}$  : 掃気レシーバ容積 [ $m^3$ ]  
 $w_P$  : プロペラ有効伴流率 [-]  
 $W_i$  : 図示仕事 [ $N \cdot m$ ]  
 $x_P$  : 船体前後方向プロペラ位置 [m]  
 $X_W$  : 波浪中抵抗増加量 [N]  
 $z_C$  : シリンダ数 [-]  
 $z_P$  : プロペラ没水深度 [m]  
 $a_W$  : 有効波振幅係数 [-]  
 $\varepsilon_\zeta$  : 入射波と前後揺れの位相差 [rad]  
 $\zeta_W$  : 入射波振幅 [m]  
 $\eta_C$  : 燃焼効率係数 [-]  
 $\eta_R$  : プロペラ効率比 [-]  
 $\lambda$  : 入射波の波長 [m]  
 $\lambda_0$  : 基準状態の空燃比 [-]  
 $\lambda_{af}$  : 空燃比 [-]  
 $\rho$  : 流体の密度 [ $kg/m^3$ ]  
 $\tau_e$  : 推進軸系の無次元回転運動方程式の時定数 [s]  
 $\tau_{e,r}$  : 排気圧の無次元微分方程式の時定数 [s]  
 $\tau_{s,r}$  : 掃気圧の無次元微分方程式の時定数 [s]  
 $\tau_t$  : 排気温度の無次元微分方程式の時定数 [s]

$\tau_{TC}$  : 過給機軸系の無次元回転運動方程式の時定数 [s]

$\xi_a$  : 前後揺れ振幅 [m]

$\chi$  : 入射波と船体の出会い角 [rad]

$\omega$  : 入射波の円周波数 [rad/s]

$\omega_e$  : 出会い波の円周波数 [rad/s]

## 1. まえがき

海上技術安全研究所では流体性能評価系と環境・動力系の横断的研究により、主機特性数学モデルを用いて波浪中プロペラトルク変動による主機負荷変動を含めた主機状態評価方法に関する研究を行ってきた。これは、EEDI 規制に伴う段階的な CO<sub>2</sub> 削減要求に関連し、船舶に搭載される主機の低出力化の予見やこれに伴う実海域航行の安全性に関する議論を見据え、主機特性を含めて実海域推進性能を高度に評価するための技術開発が必要と考えたためである。著者らはこれまで、ディーゼル主機の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）の開発、主機特性自航装置を用いた実船性能を直接評価する自由航走模型試験法の開発、波浪中プロペラトルク変動を予測するための理論計算手法に関する研究、を進めてきた<sup>1)</sup>。本報では、これらの発展研究について現在までの研究成果の概要を紹介する。

## 2. 主機特性自航装置を用いた水槽試験法の高度化

本章では最初に主機特性自航装置を用いた水槽試験法に関する概要を説明する。そして、その発展研究として、主機特性数学モデルとして Cycle-Mean Value モデルを適用した場合の模型尺度用計算手法の開発、及び Carbon Fiber Reinforced Plastic プロペラを搭載した船舶の波浪中性能評価への適用例、について説明する。

### 2.1 主機特性自航装置及び開発した試験法の概要

主機特性自航装置は、模型試験で計測される時々刻々のプロペラトルクと回転数を入力として、リアルタイムで計算される主機特性数学モデルによる軸回転数の出力値通りに回転数を制御する模型船用の自航モーターである<sup>2)</sup>。これにより、波浪中の主機回転数変動の再現を行うことが狙いの一つである。装置構成はサーボモーター、自航動力計、サーボモーター制御装置、主機特性数学モデル計算及び信号入出力を行う演算機、である。著者らの研究では 400W の AC サーボモーター1 体型の自航動力計を適用している。演算機は一般的な処理能力及びメモリ容量を持つデスクトップ PC を選定し、計測信号及び制御信号の送受信のための PCI ボードを別途装填した。

主機特性自航装置内で適用される主機特性数学モデルは、波浪中のプロペラ負荷変動によって生じるディーゼル主機の負荷変動を再現できて、模型尺度におけるリアルタイム計算が可能な程度に計算処理が少ないモデルを選定する必要がある。前報<sup>1),2)</sup>で適用した主機特性数学モデルは、(2.1)式の推進軸の回転運動方程式、(2.2)式のエンジントルク発生モデル、回転数调速機構であるガバナーのモデル、3 種のモデルで構成されている。

$$2\pi(I_T + I_{Padd}) \frac{dn_e}{dt} = Q_e - Q_P \quad (2.1)$$

$$Q_e = f(n_e, h_P) \quad (2.2)$$

推進軸の回転運動方程式の左辺は推進軸の慣性モーメントやプロペラ付加慣性モーメントから構成される慣性項で、右辺はエンジントルクと負荷であるプロペラトルクから構成される外力項である。水槽試験においてはこのプロペラトルクは計測値を与えるが、回転数変動下における計測値にはプロペラ付加慣性モーメントに基づくトルク成分が検出されるため、本研究においては主機特性自航装置への適用時には付加慣性モーメントは除いて

定式化している。エンジントルク発生モデルは燃料の燃焼によるエンジントルクの発生を表現するモデルであり、(2.2)式は主機回転数や燃料投入量ラック位置の関数であることを端的に示しているのみである。前報では著者らの一人が開発した回帰式<sup>3)</sup>を用いていた。後節で示すが、エンジントルクは燃焼室の掃気/排気やそれら状況による燃料燃焼を経て生じるものであり、主機の多様な状態項目を評価するためにはエンジントルク発生モデルをより実現現象に即してモデル化することが必要である。ガバナーモデルは前報では機械式ガバナーのモデルを適用したが、対象主機が電子ガバナーの場合はこれに即したモデル化が重要である。

本研究で対象とする水槽試験法は自由航走試験をベースにして構築している。これは、自由航走試験だと操舵の影響や波浪中保針性能の直接評価が行い易く、主機特性を考慮したプロペラ回転数の応答が考慮できれば水槽模型試験でフルード相似則に於いて実船と相似な波浪中船速を直接評価できるものと考えたためである。自由航走試験ベースでの構築に当たっては、まず実船と模型船間の流体力学的尺度影響の解決のための研究開発に取り組んだ。最初に、Model-pointの自由航走では主機特性自航装置に入力するプロペラトルク及び回転数が実船相当から大きく乖離するため、Ship-pointでの自由航走を可能にするための補助推力装置<sup>4)</sup>を開発した。補助推力装置はダクトファンによって自由航走中模型船の運動状態に応じた任意の補助推力を発生させる装置である。補助推力量の制御はダクトファン下に設置した検力計による検出値を用いたPID制御によって行われている。与える補助推力量はShip-pointでの自由航走を行うことを意図して摩擦修正量 (Skin Friction Correction) を設定する。本研究では、(2.3)式に示す通り、ITTC 推奨式を用いることにした。なお、本研究で与える補助推力量は実船の上部構造物に作用する自走による空気抵抗は考慮していない。

$$\begin{cases} T_A = \frac{1}{2} \rho S_W u^2 \{ (1+k) C_{F0} (R_{eM}) - (1+k) C_{F0} (R_{eS}) - \Delta C_F \} \\ C_{F0} = \frac{0.075}{(\log_{10} R_e - 2)^2} \end{cases} \quad (2.3)$$

ここで、添字の M 及び S はそれぞれ模型尺度、実船尺度であることを示す。

一方、補助推力装置によって Ship-point 条件のプロペラ作動で自由航走が行えたとしても、プロペラ有効伴流係数に代表される船尾周りの流場特性は依然として尺度影響があり、模型試験においてこの尺度影響を直接的に解消することは極めて困難である。よって、主機特性自航装置に実船相似のプロペラトルク及び回転数を与える手法として、模型船から計測される船速等を用いて時々刻々で実船馬力推定法に沿った計算を行い、ship-point 条件で航走する模型船の実船相似なプロペラトルクと回転数を求め、模型試験で計測される変動するプロペラトルク及び回転数の平均値を実船相似な値と差し替えることで、実船相似のプロペラトルク及び回転数を主機特性自航装置内のモデルに与える手法を開発した。これにより回転数含む主機応答の計算が実船相当下で行えるようになるため、模型船のプロペラ回転数が流体力学的相似則や主機特性を考慮した上で与えられるようになり、自由航走模型試験で実船の波浪中船速が直接評価できることになる。

以上が前報<sup>1),2)</sup>までに開発した主機特性自航装置を適用した水槽試験法の概要であり、以降の節ではこの発展研究について論じる。

## 2.2 Cycle-Mean Value モデルの適用

前報で対象としていた主機特性数学モデルにおいて、主機状態を表す変数は主機回転数、燃料投入量ラック位置及びエンジントルクであり、主機作動における多様な状態項目が変数として含まれている訳ではない。本試験法では模型尺度におけるリアルタイム計算を行う都合から、モデル内の次元を有する係数 (時定数や定数) はフルード相似則で模型尺度に変換されている。ここで、燃料投入から燃焼室内での燃焼によるエンジントルク発生を計算する手法としては filling-emptying 手法<sup>5)</sup>や Cycle-Mean Value<sup>6)</sup>モデル (以降、CMV モデル) が挙げられるが、これらは熱力学上の問題を含んだ計算となり、フルード相似則に基づく単純な尺度変換では模型尺度における係数値は得られない。一方で、CMV モデルは主要な主機状態が変数として考慮されている上、各シリンダの応答を計算する filling-emptying 手法と異なり全シリンダの平均的な応答が対象であるため、計算処理数が少ないことから本水槽試験法で前提となるリアルタイム計算において有望である。以上より、本研究では主機特性自航装置に用いる主機特性数学モデルに CMV モデルを適用するための計算手法について検討した。

まず CMV モデルでは、エンジントルク計算に至る過程において、過給機回転数、掃気圧、排気圧、排気温度、の4つの状態変数の時間発展を微分方程式で計算する。これらモデルに必要な係数や定数は対象主機の仕様や運転データ及び大気圧・大気温度に基づいて決定されるが、当然ながら実船尺度における設定値である。しかし、これら状態変数や係数は MCR 状態における各状態の代表値や各気体定数等を用いることで無次元化することが可能であり、微分方程式全体で見れば左辺は無次元化された状態変数の時間微分と時定数の積で表すことができる。つまり、(2.4)式から(2.8)式の通りである。(2.9)式には CMV モデルにおけるエンジントルク計算式も示す。

$$\tau_e \frac{d\overline{n_e}}{dt} = \overline{Q_e} - \overline{Q_p} \therefore \tau_e = \frac{2\pi I_T n_{e(\text{MCR})}}{Q_{e(\text{MCR})}} \quad (2.4)$$

$$\tau_{TC} \frac{d\overline{n_{TC}}}{dt} = \overline{Q_T} - \overline{Q_C} \therefore \tau_{TC} = \frac{2\pi I_{TC} n_{TC(\text{MCR})}}{Q_{C(\text{MCR})}} \quad (2.5)$$

$$\tau_{s,r} \frac{d\overline{P_s}}{dt} = \overline{G_c} - \overline{G_a} \therefore \tau_{s,r} = \frac{V_{s,r} P_{s(\text{MCR})}}{T_s R_a G_{a(\text{MCR})}} \quad (2.6)$$

$$\tau_{e,r} \frac{d\overline{P_e}}{dt} = \frac{G_a + G_f}{G_{e(\text{MCR})}} - \overline{G_e} \therefore \tau_{e,r} = \frac{V_{e,r} P_{e(\text{MCR})}}{T_e R_{ex} G_{e(\text{MCR})}} \quad (2.7)$$

$$\tau_t \frac{d\overline{T_e}}{dt} = \overline{H_c} - \overline{T_e G_e} - \frac{\overline{T_e}}{k_e} \left( \frac{G_a + G_f}{G_{e(\text{MCR})}} - \overline{G_e} \right) \therefore \tau_t = \frac{M_e}{k_e G_{e(\text{MCR})}} \quad (2.8)$$

$$Q_e = z_c \frac{V_c P_{i0}}{2\pi} \{ \eta_c \overline{h_p} - \overline{P_f}(\overline{n_e}, \overline{h_p}) \} \quad (2.9)$$

ここで、変数の上に付く線はその変数が無次元化されていることを表し、括弧書きの MCR が付いている係数及び定数は MCR 状態における値であることを示す。

これらの微分方程式において、外力項は基本的に実船尺度値をベースにした無次元化がなされ、左辺は無次元化された状態変数の時間微分と単位が[s]である時定数 $\tau$ の積で表されている。主機状態応答を求めるためには微分方程式を解いて得られた無次元状態変数に有次元化を施せばよい。本水槽試験法において主機特性自航装置に入力されるのは前述の通り実船尺度相当に補正されたプロペラトルクと回転数であり、これら CMV モデルにおいても同様の無次元化を施して入力すればよい。そのため、時間的応答の振る舞いは時定数によって決定されることになる。このため、時定数をフルード相似則に応じて模型尺度に変換して本試験法の主機特性数学モデルとして適用すれば、模型船の航行状態に応じた実船相当の主機応答を得ることが可能となる。時定数の無次元化パラメータは $\sqrt{L/g}$ であり、実船尺度値で無次元化してから模型尺度値で有次元化すれば模型尺度における時定数が得られる。

以上が CMV モデルを本試験法に適用するための手法であり、著者らはこの手法を用いて自由航走試験を行うことで主機応答の挙動を検証した<sup>7)</sup>。本試験ならびに本研究の供試船はパナマックスサイズのバルクキャリアである。船型は海上技術安全研究所で設計され、満載時の計画速力は90%MCRで14.5ktである。表1に実船及び模型船尺度の主要目を示し、図1に模型船及び自由航走試験用のセッティングを施した様子を示す。

表1 対象船の各尺度の主要目

Item	Model	Full
Ship length between P, $L$ [m]	4.59	217.0
Breadth, $B$ [m]	0.682	32.3
Draft, $d$ [m]	0.258	12.2
Block coefficient, $C_b$	0.840	
Wet surface area, $S_W$ [m <sup>2</sup> ]	4.91	11000.0
Propeller diameter, $D$ [m]	0.150	7.10



図1 対象船模型の自由航走試験用セッティング

対象船は実船の建造が無く、設計段階で対象主機が具体的に選定された訳ではない。このため、本研究における対象主機は抵抗試験や自航試験の解析結果に基づいて実船馬力推定により要求出力及び回転数を求め、主機特性数学モデルの構築用のデータの有無等も考慮してとある実在のディーゼル主機から選定してモデルを構築した。対象主機は9065kWで6気筒2ストローク型である。表2に対象主機の要目及びMCR時の性能値を示す。一部のパラメータは参考に模型尺度値も示す。

表2 対象主機の主要目とMCR状態における性能値

Item	Principal parameter			Performance value in MCR condition				
	$z_C$	$V_C$ [m <sup>3</sup> ]	$I_T$ [kgm <sup>2</sup> ]	$n_e$ [rps]	$n_{TC}$ [rps]	$Q_e$ [kNm]	$Q_T, Q_C$ [kNm]	SFOC [g/kWh]
Full	6	0.492	$8.59 \times 10^3$	1.47	287.0	984.0	2.18	168.0
Model			$3.52 \times 10^{-4}$	10.1				

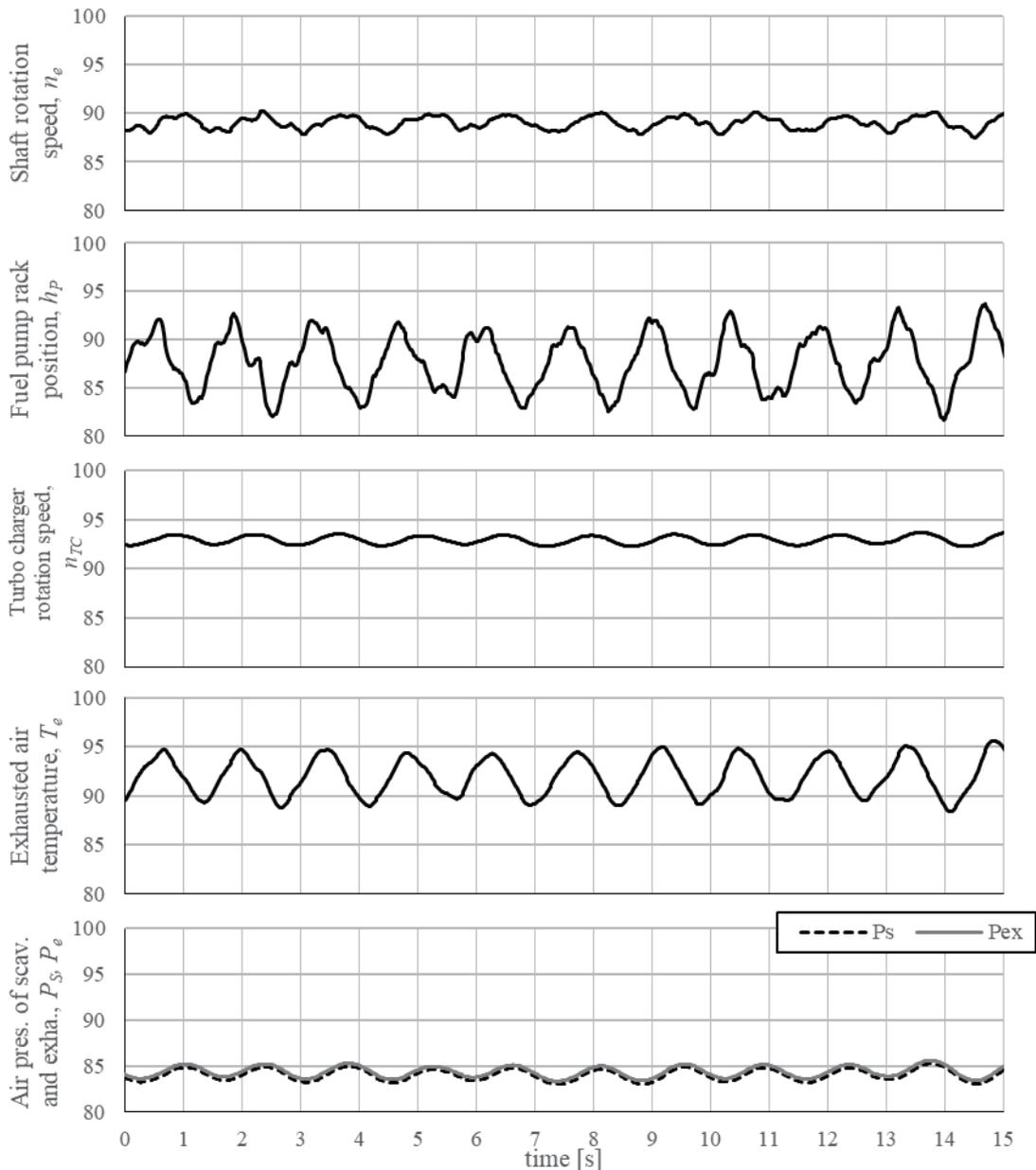


図2 規則波向波中自由航走時の主機応答時系列の計測例

図2に規則波中自由航走試験で取得した計測時系列の例を示す。試験時の波条件は、波向き：向波、波振幅：2.11cm（実船尺度で1.0m）、波長船長比1.2（模型尺度で波長5.5m）、である。主機特性自航装置に設定する指令回転数は平水中で計画速度相当になる回転数を与えた。示している時系列はそれぞれ、主機回転数、燃料投入量ラック位置、過給機回転数、排気温度、掃気圧及び排気圧、であり、MCR状態を基準とした%表示で示している。まず、それぞれは1.4秒程度の基本周期で変動しているが、これは前述の通り模型尺度の時定数で振舞っているものであり、フルード相似則に沿って実船尺度に換算すれば9.7秒程度で変動していることになる。次に、各主機状態は凡そ正弦的に変動しているが、主機回転数や燃料投入量には約2倍の周波数成分の変動成分が含まれていることが見て取れる。これらの要因は、ガバナーによる燃料投入量の応答は回転数増減による復原力的応答も含むため主機系全体として固有周期成分が生じたこと、計測プロペラトルク及び回転数の平均値を実船相当値に差し替える試験法フローにおける平均処理の時間設定に問題があり出会い波周期と別の変動周期を与えてしまっている可能性、等が挙げられる。なお、本試験ではこの平均処理の時間設定は出会い波周期の3倍程度の時間を与えているが、航走前に事前設定しているため実値とリアルタイムに完全に一致させている訳ではない。

以上の通り計測時系列の挙動の例を説明した。著者らはこの他にも、試験で取得したCMVモデルによる規則波中応答と前報で用いていたエンジントルク回帰分析モデルによる規則波中応答の比較、3章の波浪中プロペラトルク予測手法による実船尺度における規則波中航走状態の主機応答の計算と試験結果との比較、等を検証した<sup>7)</sup>。特に、計算による規則波中主機応答は平均値及び変動振幅の両方で一定の精度で試験結果を再現できており、試験結果と計算結果の差を解消するための計算手法の高精度化に関する研究は今後の課題であるものの、提案されたCMVモデルの本試験法への適用自体は問題なく行われていることが確認できた。

### 2.3 Carbon Fiber Reinforced Plastic プロペラ搭載船の波浪中性能評価への適用例

前節では主機特性数学モデルとしてCycle-Mean Valueモデルを適用する方法を開発したが、これは水槽試験法の拡張により水槽模型試験において多様な主機状態とその波浪中応答を評価できるようになったことを意味する。本節では、ナカシマプロペラ株式会社との共同研究の一環で実施した、Carbon Fiber Reinforced Plastic（以降、CFRP）プロペラ<sup>8)</sup>搭載船の波浪中推進性能評価のために本試験法を適用した研究例<sup>9)</sup>の概要を説明する。

CFRPプロペラは炭素強化繊維プラスチックで形成され、作用する負荷に応じて翼が弾性変形することが特徴である。この特徴により、プロペラ前進定数が低い高負荷の条件では弾性変形が大きくなり、プロペラ単独特性において、推力係数及びトルク係数の特性曲線の勾配は金属プロペラと比較すると緩くなるように設計することが可能となる。この流体力学的特徴により、CFRPプロペラを搭載した船舶は、金属プロペラと比較すると同じプロペラ推力を出すために高い主機回転数を与えることが可能となる。そして、波浪中のプロペラ流入速度変動に対するプロペラトルク変動の抑制及び主機負荷変動の抑制への効果も期待され、主機負荷変動の抑制による安定的な主機作動によって燃料消費性能の向上にも期待できる。本共同研究ではこれらの性能向上効果を水槽模型実験で検証するため、主機特性自航装置を用いた水槽試験法により主機特性を陽に考慮した波浪中推進性能評価を行った。

本研究においては主機の燃料消費を精度よく評価することを念頭に置き、CMVモデルベースでありながら燃料燃焼プロセスを陽に考慮できるHybrid-CMVモデル<sup>10)</sup>を適用した。Hybrid-CMVモデルの主な特徴として、1サイクルにおける図示仕事を計算する際の燃焼サイクルを時間ベースで評価すること、図示仕事を計算する際の燃焼効率係数の評価に空燃比を導入して燃料の不完全燃焼による影響を陽に考慮できるようにしたこと、が挙げられる。(2.10)式にHybrid-CMVモデルにおけるエンジントルク、(2.11)式に燃焼効率係数、の計算式を示す。燃焼効率係数は定義を考慮して実計算時は値が1.0を超えないよう制限する。

$$Q_e = \frac{z_c}{2\pi} \{W_i(\eta_c) - V_c(k_{f0} + k_{f1}n_e + k_{f2}P_z)\} \quad (2.10)$$

$$\eta_c = \lambda_0^{1/\lambda_0} K_g \lambda_{af}^{S_g/\lambda_{af}} \quad (2.11)$$

本共同研究においても対象船及び対象主機は前節と同じパナマックスバルクキャリアとその選定主機であり、Hybrid-CMVモデルは対象主機の仕様や運転データ及び各種公表データを用いて構築した。

対象とするプロペラはCFRPプロペラと従来の金属製プロペラの2種を設計した。プロペラ設計時の基本的な前提は以下の通りである。

- A) 設計点であるプロペラ前進定数  $J=0.6$  において、両プロペラの単独特性の推力係数及びトルク係数は対象船用に当初に設計された MAU プロペラの値と同じになること。
- B) 金属プロペラの翼形状はプロペラ前進定数  $J=0.6$  において弾性変形している CFRP プロペラの翼形状と同じとすること。
- C) 常用範囲であるプロペラ前進定数  $J=0.3$  から  $0.9$  において、CFRP プロペラのトルク係数の最大値と最小値の幅が金属プロペラよりも 20%程度減ること。

模型試験のため、両プロペラの模型が共同研究者のナカシマプロペラにより製作された。金属プロペラの模型はアルミニウム製であり、CFRP プロペラの模型は想定する弾性変形やプロペラ単独特性を再現することを念頭に置いて塩化ビニル樹脂で製作した。製作した模型プロペラはプロペラ単独試験により単独特性値を取得し、両プロペラ共に設計方針を満足する単独特性が得られている。

それぞれのプロペラの搭載船の波浪中推進性能評価のため、Hybrid-CMV モデルを主機特性数学モデルとした主機特性自航装置を用いて規則波中速力試験を実施した。波条件は、波向き：向波、波振幅：実船相当で 1.0m、であり、主機特性自航装置に与える指令回転数は両プロペラ共に平水中で計画速力相当となる値を平水中速力模型試験から求めた。

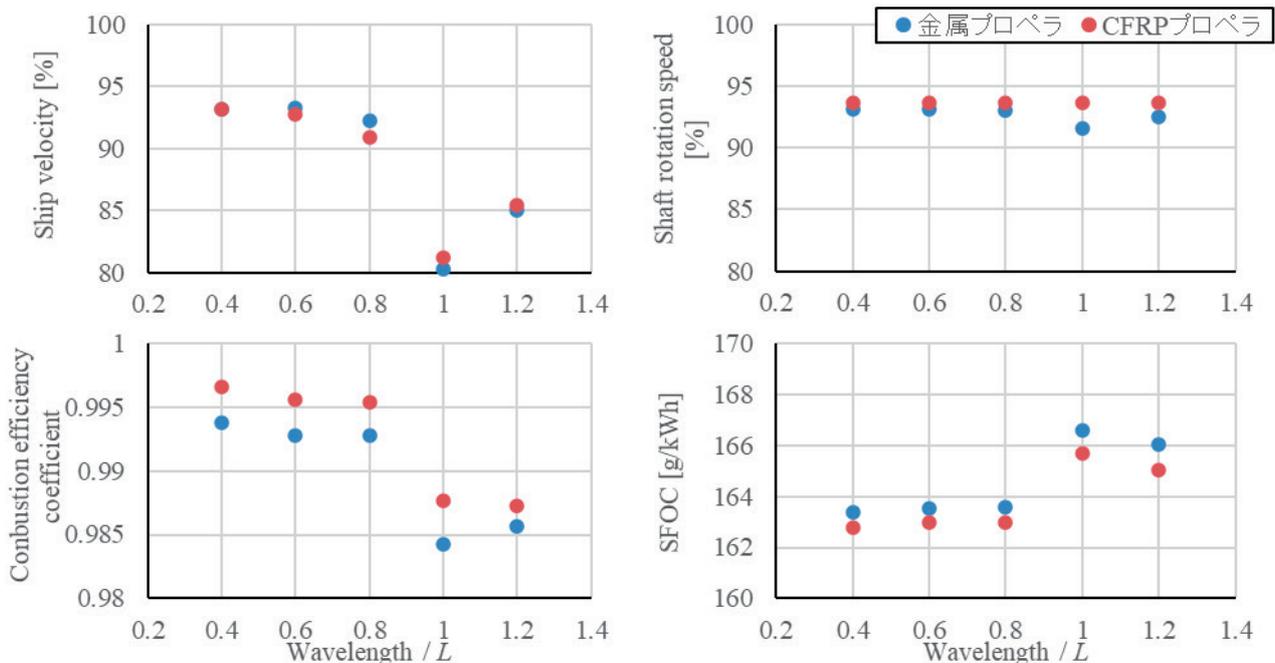


図3 規則波向波中速力試験で取得した船速及び主機状態の平均値解析結果

取得した計測時系列について平均値を解析した結果を図3に示す。上段はそれぞれ計測船速と計画速力の比、MCR 状態を基準とした主機回転数、下段は燃焼効率係数と Specific Fuel Oil Consumption (SFOC) を表す。まず船速は、波長船長比 0.4 から 0.8 まではやや CFRP プロペラ搭載船が低めに計測され、波長船長比 1.0 から 1.2 では金属プロペラ搭載船の方がやや低めとなっている。波長船長比 0.4 から 0.8 で CFRP プロペラ搭載船の船速が低いのは波浪中抵抗増加による船速低下に伴ってプロペラ前進定数が設計点より低くなり CFRP プロペラの方が低い推力係数で作動したことが要因と考えられる。波長船長比 1.0 から 1.2 で金属プロペラ搭載船の船速が低いことは、直接的には図に示される通り主機回転数が低くなったことが要因であるが、この回転数低下はガバナーからの燃料投入量を抑制するトルクリミット機構の作動によるものであり、CFRP プロペラは相対的に高回転数で作動できることからトルクリミット機構の作動時間が金属プロペラよりも短くできるためにこの差が生じている<sup>9)</sup>。次に、主機の燃料消費性能を表す燃焼効率係数と SFOC について、燃焼効率係数は CFRP プロペラ搭載船

の方が若干高く、SFOCはCFRPプロペラ搭載船が若干低いため、CFRPプロペラ搭載船の方が燃料消費性能は改善傾向であることが確認できる。

以上のように、金属プロペラ搭載船とCFRPプロペラ搭載船の主機特性を含めた波浪中推進性能を水槽模型試験結果のみから比較できた。これらは主機特性自航装置を用いた水槽試験法の有効な活用例と言える。一方で、搭載装置の違いによる推進性能比較は同じ船速で行うことが基本的な前提であるため、図3に示される通り、若干であっても船速に差がある場合は直接的な推進性能比較としては不十分である。この水槽試験法をベースにして同一船速での性能比較を行う場合は、指令回転数を逐次変更しながら計測を繰り返し、得られた解析結果と計測船速のカーブとして整理し、対象船速で内挿計算して性能値を求めることで両プロペラの性能比較を行う手法が挙げられる。一方で、このアプローチでは多くの計測回数を要するため、著者らは実用的な観点から、波浪中船速及び主機応答を理論計算による予測する手法を提案し、理論計算をベースにしてCFRPプロペラ搭載船と金属プロペラ搭載船の波浪中推進性能を同一船速において比較した<sup>9)</sup>。なお、この理論計算手法は後章で詳細を説明するが、模型試験結果と予測計算結果の比較を経て計算手法の妥当性は検証されている。この波浪中推進性能比較によりCFRPプロペラ搭載船は、波浪中で到達可能な船速が金属プロペラ搭載船より高くなる、金属プロペラ搭載船より定性的に燃料消費性能が改善する、という結果が得られており、CFRPプロペラは波浪中推進性能を定性的に改善させる可能性があることが陽に示された。

### 3. 波浪中主機応答の予測のための計算手法に関する研究

前章では波浪中を航走する実船の船速や主機応答を水槽模型試験結果から直接的に評価できる実験的手法に関する研究の進展について述べた。本章では同じ評価を行うための計算手法に関する研究の進展について説明する。

#### 3.1 波浪中船速と主機応答を予測するための計算手法の概要

実海域を航走する船舶の波浪中船速を計算で予測する場合、平水中船体抵抗・プロペラ有効推力・波浪中抵抗増加や風圧抵抗などの外乱影響、を考慮した船体前後方向の釣り合い方程式や運動方程式を解いて船速を求める方法が主流である。主機特性を考慮したプロペラ回転数を与える場合は波浪中プロペラトルクと主機特性を考慮した定式化によって回転数応答を評価し、その結果をプロペラ推力モデルに逐次反映させればよい。一方で、波浪中の主機負荷変動を同時に評価する場合、出会い波周期で変動するプロペラトルクを含めた定式化が必要である。波浪中プロペラトルクの実用的かつ主流な計算手法は、平水中のプロペラ単独特性を用いつつ、波浪中プロペラ有効流入速度モデルを適用して波浪中の時系列変動を評価する手法である。波浪中プロペラ有効流入速度モデルは、プロペラへの流入流速の主方向である、船体前後運動成分とプロペラ位置での波粒子運動成分で構成される。船体前後運動成分はプロペラ有効伴流係数と前後方向船速の積で表される。前後方向船速は、外力項に波浪強制力を考慮して慣性項にラディエーション流体力を考慮した船体前後方向運動方程式を解くことで得られた船速を直接入力することも選択肢だが、予測精度上で有意な差は無い前後揺れ応答関数を用いて与える手法が実用的な観点から多く採られている。

以上の背景より本研究では、いわゆる2タイムスケール法に沿って波浪中船速及び主機応答を計算するアプローチを採ることとした<sup>7)9)</sup>。即ち、波浪中の船速は外力項の各成分は波浪中航走中の時間平均的応答を与える定式化とした船体前後方向運動方程式を解いて平均船速の時間発展を計算し、波浪中主機応答は平均船速に応じて規則波中応答関数を準定常的に使い分けて、波浪中プロペラ有効流入速度については波浪中プロペラトルクを入力して逐次の時系列を計算するという手法である。(3.1)式に平均船速を対象とした船体前後方向運動方程式、(3.2)式に波浪中プロペラ推力及びトルクの計算式、(3.3)式にプロペラ前進定数の計算式を示す。

$$(m + m_x) \frac{du}{dt} = (1 - t_p) T_p - R_T - X_W \quad (3.1)$$

$$\begin{bmatrix} T_P \\ Q_P \end{bmatrix} = \rho n_P^2 D^4 \begin{bmatrix} K_T(J) \\ DK_Q(J)/\eta_R \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$J = \frac{u_P}{n_P D} \quad (3.3)$$

風圧抵抗も考慮する場合は(3.1)式の外力項に風圧抵抗モデルを加えればよい。前述の通り、波浪中プロペラトルク及びプロペラ推力は平水中のプロペラ単独特性を用いて、波浪中プロペラ有効流入速度が変動することで変動するプロペラ前進定数を介して計算する。一方、前述の(3.1)式の運動方程式は平均船速の時間発展を求めるための定式化であるが、本計算手法ではプロペラ回転数やプロペラ有効流入速度が出会い波に応じて時間変化することが前提であり、プロペラ推力も出会い波に応じて変化する。このため、(3.1)式に入力するプロペラ推力は出会い波周期の整数倍の過去の時間で平均を取った値とした。なお、規則波条件ではこの出会い波周期の整数倍の時間は設定しやすいが、不規則波条件においては長い平均時間を設定すると平均船速の時間発展が遅れることになるため実用性も考慮した平均時間設定を取った方がよい。ここで、計算された波浪中プロペラトルクは、2章で示したように、主機特性数学モデル中の推進軸回転運動方程式の外力項に入力することで波浪中主機応答の計算が行える。

### 3.2 波浪中プロペラ有効流入速度モデルの高度化

前節の波浪中プロペラトルクモデルで波浪中トルク変動を予測する場合、変動成分を与える起点になるのは波浪中プロペラ有効流入速度の変動となる。このため、波浪中プロペラトルク変動については波浪中主機負荷変動を精度よく予測するためには波浪中プロペラ有効流入速度モデルの予測精度が高いことが求められる。(3.4)式に本研究で用いる規則波中プロペラ有効流入速度モデルを示す。モデルの前項は3.1節で述べた船体前後運動成分、後項はプロペラ位置の波粒子運動成分を表す。

$$u_P = (1 - w_P) \{ u - \omega_e \xi_a \sin(\omega_e t - \varepsilon_\xi) \} + \alpha_W \omega \zeta_W e^{-k_W z_P} \cos \chi \cos(\omega_e t - k_W x_P \cos \chi) \quad (3.4)$$

本モデルは中村ら<sup>11)</sup>によって導入され、上野ら<sup>12)</sup>によって波との出会い角を考慮した拡張がなされている。船体前後運動成分中の前後揺れ応答関数 ( $\xi_a, \varepsilon_\xi$ ) は耐航性理論から求めることが一般的である。波粒子運動成分は、深水域における入射波の速度ポテンシャルから解析的に求めた波粒子の前後方向流速と、船尾位置において入射波振幅が減衰する影響を考慮した有効波振幅係数 ( $\alpha_W$ ) との積により表現されている。本研究ではこの規則波中プロペラ有効流入速度モデルの予測精度向上のため、前後揺れ応答の高精度推定のための新しいストリップ法の開発、有効波振幅係数を模型試験結果から同定する手法の開発、に取り組んだ。

#### 3.2.1 船体表面前後方向法線ベクトルの影響を考慮したストリップ法の開発

規則波中前後揺れ応答関数を船舶耐航性理論で推定するに当たり、3次元耐航性理論であれば定式化上でより厳密であることから精度良い推定が期待されるが、計算コード開発の困難さや計算時間の長さを考慮するとストリップ法で代表される2次元理論で推定できれば実用的である。ストリップ法は、船体を細長体とする前提から船体表面の前後方向法線ベクトル ( $n_x$ ) に関連する項を高次項と見なして無視することで、定式化や計算の簡略化と実用上十分な推定精度によって波浪中船体動揺推定手法としての地位が確立されている。一方で、この  $n_x$  影響項を無視した定式化により、ストリップ法の枠内では前後揺れ応答は陽に取り扱われていない。このため、従前の前後揺れ応答は質量と  $n_x$  を陽に用いずに近似計算されるフルードクリロフ力のみを考慮する簡易な定式化で推定されている。

本研究では以上の背景より、2次元理論に基づいて各種流体力を計算するストリップ法の前項の枠内で、 $n_x$  関連項を厳密に考慮したストリップ法を新たに開発した。定式化や計算式の詳細は本論文では参考文献<sup>13)</sup>に委ねるが、その要点は以下の通りである。

- 定式化の起点は6自由度の各運動モードの法線ベクトルにおいて従前の定式化では無視されていた  $n_x$  関連項を考慮することであり、これによってラディエーションポテンシャル及びスキヤタリングポテンシャルの境界条件においてもこの  $n_x$  関連項を定式化に含める。

- 前後揺れモードにおいて、 $n_x$ を定式化に含めたことで計算できるラディエーション流体力やスキヤタリング流体力を含めた運動方程式とすること。
- スキヤタリングポテンシャル及びスキヤタリング流体力の計算において、New Strip Method (NSM), Salvesen-Tuck-Faltinsen Method (STFM), 溝口が提案して渡辺が実用性も含めて改善した溝口-渡辺法 (MWM), の3種の方法に対して  $n_x$  関連項を考慮した定式化を提案した。更に、溝口-渡辺法については、Enhanced Unified Theory (EUT) と同様にスキヤタリングポテンシャル境界条件において  $n_x$  関連項を改めて含める計算手法も提案した。
- 各種流体力を船体重心周り座標系に変換する際は  $n_x$  影響を含めたことで生じる影響項を含めた計算とし、縦揺れモードの復原力係数の変換計算においては前後揺れモード影響項も含める。
- 特に縦運動モードにおいて、 $n_x$  関連項を考慮することにより生じる前後揺れ連成ラディエーション流体力を運動方程式に含める。このため、従来のストリップ法では縦運動の連成は上下揺れと縦揺れのみだったが、新しいストリップ法では前後揺れを含めた縦運動3モードの連成運動方程式を解く。

以上で提案した  $n_x$  関連項を陽に考慮した新しい4種類のストリップ法は、2種の模型船を用いた耐航性試験の計測結果や STFM 等の従来の計算手法による計算結果との比較により妥当性が検証された。その結果、全ての波条件において推定精度改善が達成されたわけではなかったが、そもそも従来手法では横波中の前後揺れ応答値が0と計算されてしまうことに対して計測結果と同様に横波中の前後揺れ応答を精度よく計算できるようになる等、 $n_x$  関連項を考慮した手法により入射波との位相差も含めて前後揺れ応答の推定精度に一定の改善を得ることができた。提案した4手法の中では、溝口-渡辺法のスキヤタリングポテンシャルの境界条件に EUT と同様の  $n_x$  関連項を加えた手法 (Nx-MWMx) の推定精度が総合的に高かった。

### 3.2.2 模型試験による有効波振幅係数の同定手法

有効波振幅係数は、神中による幾何的形狀の船型を対象とした理論的及び実験的検討結果<sup>14)</sup>に基づいて、中村ら<sup>11)</sup>によって初めて導入され上野ら<sup>12)</sup>によって波との出会い角の影響を考慮した拡張がなされた。(3.5)式にその計算モデルを示す。

$$\alpha_w = \begin{cases} 0.2 \frac{\lambda}{L|\cos\chi|} + 0.5, & \text{for } \frac{\lambda}{L|\cos\chi|} \leq 2.5 \\ 1.0, & \text{for } 2.5 < \frac{\lambda}{L|\cos\chi|} \end{cases} \quad (3.5)$$

本モデルの前提として、神中の理論的検討に基づき入射波振幅の減衰は向波中において船体による攪乱で生じるものとし、波との出会い角が横波から追波の場合は波振幅の減衰はなく係数値を1.0としている。ここで、計算モデル中の係数値は神中の幾何的形狀船型の模型試験結果等に基づいて中村らによって定められており、検討した船型と形状の近い瘦せ型船における適用は実用的な精度が見込まれる。一方で、肥大船などの異なる船型における有効波振幅係数の検討事例は十分でない。

以上の背景から、本研究では有効波振幅係数を模型試験結果から同定する手法<sup>15)</sup>を開発した。この手法の要点は、中村らはプロペラ位置に設置した波高計にて計測した波振幅の結果を用いてモデル係数を同定したが、波浪中プロペラ推力の計測結果から推力一致法を用いて直接解析したプロペラ有効流入速度を用いてモデル係数を同定することであり、具体的には以下に示す手順である。

- (1) 規則波中自航試験にてプロペラ推力を計測し、(3.6)式に示す通り、推力一致法を用いてプロペラ推力から解析したプロペラ前進定数からプロペラ有効流入速度の時系列を求める。なお、縦運動中に計測されるプロペラ推力には、プロペラシャフト系の縦傾斜成分や慣性力による成分など、プロペラによる流体力以外の力が作用する<sup>15)</sup>ため、それらの力は事前に成分に差し引いておく。

$$u_{Pm}(t) = J_m n_{Pm} D \quad (3.6)$$

以降、添字の  $m$  は計測された値であることを示す。

(2) (3.7)式に示す通り，プロペラ有効流入速度の時系列から船体前後運動成分を差し引いて，波粒子運動成分の時系列を求める．

$$u_{PWm}(t) = u_{Pm}(t) - (1 - w_p)u_m(t) \tag{3.7}$$

(3) (3.8)式に示す通り，得られた波粒子運動成分の時系列を出会い波周波数でフーリエ解析して波粒子運動成分の振幅を求める．

$$u_{PW|amp} = |\int u_{PWm}(t) \exp(-i\omega_{em}t) dt| \tag{3.8}$$

(4) 計算された波粒子運動成分の振幅から(3.9)式の通り逆算して有効波振幅係数を求める．

$$\alpha_{Wm} = \frac{u_{PW|amp}}{\omega_m \zeta_{Wm} \exp(-k_m z_p) |\cos \chi|} \tag{3.9}$$

以上の手順により波条件ごとに有効波振幅係数を解析して波条件に対する傾向をモデル化できれば対象船における有効波振幅係数モデルが同定できる．図4に2章で示した対象船にて，規則波向波中自航試験の結果を解析して取得した規則波中プロペラ有効流入速度の振幅と有効波振幅係数を示す．

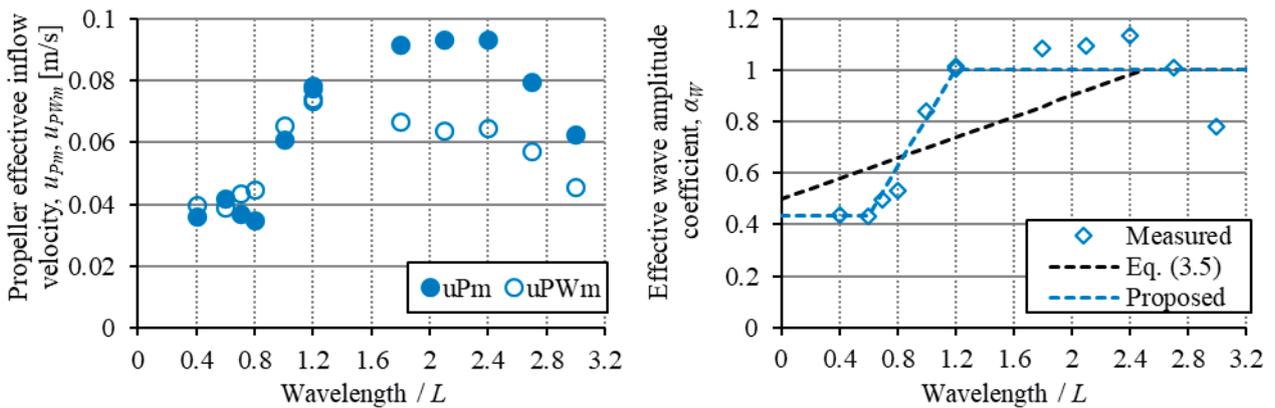


図4 規則波向波中自航試験の解析結果 (左：プロペラ有効流入速度の振幅，右：有効波振幅係数)

まずプロペラ有効流入速度の振幅は，波長船長比1.2付近より高い領域では，全成分 ( $u_{Pm}$ ) に対して波粒子運動成分 ( $u_{PWm}$ ) が低くなっていることが確認できる．これは，波長船長比が高い領域で影響が大きくなる船体前後運動成分が差し引かれたためである．そして，有効波振幅係数の解析結果は(3.9)式の通りに波粒子運動成分の有効流速振幅から解析されたものである．図には中村らが提案した(3.5)式の計算結果 (黒点線) を示しているが，解析結果は挙動が異なっていることが確認できる．これは対象船型の違いが主な要因であると推測される．本研究ではこの解析結果から青点線の通りに有効波振幅係数の計算モデルを定めた．(3.10)式にその計算式を示す．

$$\alpha_W = \begin{cases} 0.434, & \text{for } \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} \leq 0.6 \\ 0.944 \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} - 0.133, & \text{for } 0.6 < \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} \leq 1.2 \\ 1.0, & \text{for } 1.2 < \frac{\lambda}{L|\cos \chi|} \end{cases} \tag{3.10}$$

有効波振幅係数の導入の経緯が船体の存在による攪乱によりプロペラ位置において入射波の波振幅が減衰することを表すためであることから，モデル化においては計算値が1.0を超えないよう定めた．一方，波長船長比1.2より長波長側で解析値が1.0を超えており，前述の定義上，プロペラ位置の波振幅が実際に入射波の波振幅を超

えていると見なすことは現実的ではない。これは、本来複雑な波浪中船尾流場の変動を船体前後運動成分と波粒子運動成分のみで代表させて表現した歪と見なすべきであり、今後の波浪中プロペラ付近の流場変動やそのモデル化に関する発展的な研究による現象解明が期待される。

### 3.3 主機特性自航装置を用いた規則波中自由航走試験の計測結果との比較

前節で提案した規則波中プロペラ有効流入速度の予測精度改善のための手法の検証として、主機特性自航装置を用いた水槽試験法により計測したプロペラトルク及び主機回転数の変動振幅を対象に、開発手法による計算結果と計測値の比較を行った<sup>15)</sup>。解析した変動振幅はフーリエ解析で求めた出会い波周期成分の1次変動振幅である。波条件は、規則波・波向き：向波、波振幅：模型尺度で2.0cm及び3.0cm、である。主機特性自航装置への指令回転数は平水中で計画速力相当となる回転数で、本試験で用いたエンジントルク発生モデルは回帰分析モデルとした。計算条件として、規則波中プロペラ有効流入速度モデルについて、船体前後運動成分の前後揺れ応答関数の推定には3.2.1項にて説明した新しいストリップ法の内推定精度が総合的に高かったNx-MWMxを用いた。波粒子運動成分の有効波振幅係数は、対象船の規則波中自航試験結果から同定した(3.10)式モデルのみでなく、中村らが導入した(3.5)式モデル、入射波振幅の減衰影響を無視する( $\alpha_W=1.0$ とする)、の計3通りの条件とした。計算に入力する平均船速は、本検証では変動振幅に焦点を当てた検証を行うため、試験で得られた平均船速を与えている。なお、前後揺れ応答関数の推定を4手法の内1つのみとしたのは、他の手法では後述の比較検証図において有意な差を見出しにくいことと、別途検討した結果により波粒子運動成分の方が波浪中プロペラ有効流入速度変動に及ぼす影響が大きく、そちらの影響検証に重きを置いたためである。

図5に計測時系列及び計算結果を解析して求めた出会い波周期成分の変動振幅を示す。これらは主機のMCR状態におけるそれぞれの性能値に対する%表記としている。結果より、予測精度が総合的に高いのは有効波振幅係数を対象船の規則波中自航試験結果に基づいて定めた(3.10)式モデルを適用した条件であった。特に短波長域においては一致度が良く、入射波振幅の減衰影響を無視した条件では計算結果は過大評価傾向となるため、実用性を考慮すると短波長域における入射波振幅の減衰影響を陽に考慮できる本研究の提案手法は有効であると言える。

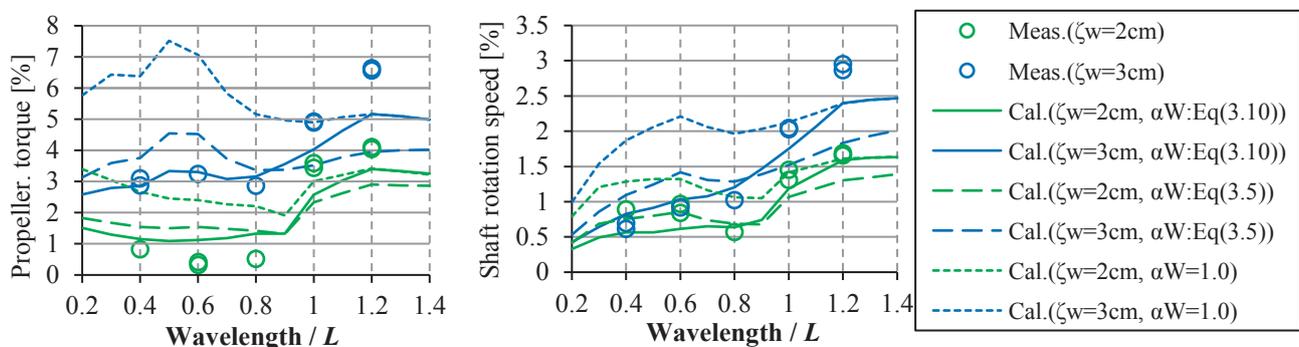


図5 規則波向波中自由航走時のプロペラトルク及び主機回転数の出会い波周期成分変動振幅の比較

以上のように、本研究で提案した波浪中プロペラ有効流入速度モデルの予測精度向上のための手法を適用すれば波浪中主機応答の予測精度向上が期待される。なお、本節の検証では波浪中平均船速の同時予測は行っていないが、前章で述べたCFRPプロペラ搭載船の波浪中推進性能評価の取り組みにおいて、本章で提案した計算手法によって波浪中平均船速と負荷変動を含めた主機応答の同時評価を行っており<sup>9)</sup>、良好な予測精度で実験結果が再現できたことを述べておく。

#### 4. まとめ

本研究では波浪中を航走する船舶の主機を対象に、負荷変動を含めた波浪中主機応答を予測するための手法の研究として、主機特性自航装置を用いた水槽試験法の高度化、波浪中プロペラトルク変動及び主機応答の予測精度向上のため波浪中プロペラ有効流入速度モデルの予測精度の改善、に関する取り組みを行った。

水槽試験法の高度化では、より現実的な主機状態を評価するため、主機特性数学モデルに Cycle-Mean Value モデルを適用して模型尺度で取り扱うための計算手法の提案した。そして、開発した水槽試験法を適用した民間企業との共同研究として、Carbon Fiber Reinforced Plastic プロペラを搭載した船舶の波浪中推進性能評価を行い、この中では燃料消費性能をより現実的に評価できる Hybrid-CMV モデルを主機特性数学モデルとして導入した。

波浪中プロペラ有効流入速度モデルの予測精度改善のための取り組みでは、モデル中の船体前後運動成分と波粒子運動成分のそれぞれの予測精度向上のため、船体表面の前後方向法線ベクトル  $n_x$  を陽に考慮した新しいストリップ法の開発、プロペラ位置の入射波の減衰を表現するための有効波振幅係数の実験的同定手法の開発、を行った。これら手法の開発により、自由航走状態における波浪中プロペラトルク変動等の予測精度が改善された。

#### 謝 辞

本研究の一部はJSPS 科研費 JP16H06137 の助成を受けたものです。また、2章のCFRPプロペラ搭載船の波浪中推進性能評価に関する研究はナカシマプロペラ株式会社と海上技術安全研究所の共同研究の中で実施されました。更に、3章の計算手法に関する研究において、関西設計株式会社の柏木正博士（研究当時、大阪大学大学院教授）から助言を受け、海上技術安全研究所の大橋訓英博士から技術的支援を受けました。関係各位に篤く御礼申し上げます。

#### References

- 1) Tanizawa, K., Kitagawa, Y., Tsukada, Y., Bondarenko, O., Fukuda, T., Ueno, M., Hirata, K., Harumi, K.: Development of an Innovative Tank Model Test Methodology for Measuring Actual Sea Performance of Ships, Papers of National Maritime Research Institute, Vol.16, No. 1, (2016), pp.1-28.
- 2) Kitagawa, Y., Tanizawa, K., Tsukada, Y., Ueno, M.: Development of a Methodology on Tank Model Test Measuring Speed Drop of Actual Ship under Waves, Journal of Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol.22, (2015), pp.21-34.
- 3) Bondarenko, O., Kashiwagi, M., Naito, S.: Dynamics of Diesel Engine in the Framework of Ship Propulsion Plant, Conference proceedings of Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineering, Vol.8, (2009), pp.335-338.
- 4) Tsukada, Y., Ueno, M., Tanizawa, K., Kitagawa, Y., Miyazaki, H., Suzuki, R.: New free-running model ship tests using auxiliary thruster, Papers of National Maritime Research Institute, Vol.15, No. 3, (2015), pp.255-279.
- 5) e.g., Medica, V., Racic, N., and Radica, G.: Performance simulation of marine slow-speed diesel propulsion engine with turbocharger under aggravated conditions, Journal for the Theory and Application in Mechanical Engineering, Vol.51, No. 3, (2009), pp.199-212.
- 6) e.g., Theotokatos, G. P.: Ship propulsion plant transient response investigation using a mean value engine model, International Journal of Energy, Vol. 2, No. 4, (2008), pp.66-74.
- 7) Bondarenko, O., Kitagawa, Y.: Development of detailed engine model for evaluation ship performance in waves by a self-propulsion model test, Journal of Marine Science and Technology, Vol.27, (2022), pp.266-277.
- 8) Yamatogi, T., and Murayama, H.: Status of Research and Development on a Composite Propeller, Journal of JIME, Vol.50, No. 1, (2015), pp.91-96.

- 9) Kitagawa, Y., Bondarenko, O, Tsukada, Y., Fukuda, T., Hasuike, N., Fujimoto, H.: A Fundamental Study on Fuel Consumption Performance in Waves of a Ship Installing a CFRP Propeller, Journal of Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol.35, (2022), pp.13-27.
- 10) Bondarenko, O., and Fukuda, T.: Development of a diesel engine's digital twin for predicting propulsion system dynamics, Energy, Vol.196, (2020).
- 11) Nakamura, S., Hosoda, R., Naito, S.: Propulsive Performance of a Container Ship in Waves (3rd Report), Journal of Kansai Society of Naval Architecture, Vol. 158, (1975), pp.37-46.
- 12) Ueno M, Tsukada Y, Tanizawa K.: Estimation and prediction of effective inflow velocity to propeller in waves, Journal of Marine Science and Technology, Vol.18, (2013), pp.339-348.
- 13) Kitagawa, Y., Kashiwagi, M.: A Strip Method Including  $n_x$ -Related Terms and Its Effects on Propeller Inflow Velocity in Waves, Journal of Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol.29, (2019), pp.39-50.
- 14) Jinnaka, T.: Periodic Sources and its Applications (continued), Journal of Zosen Kyokai, Vol.108, (1960), pp.1-4.
- 15) Kitagawa, Y., Bondarenko, O., Tsukada, Y.: An experimental method to identify a component of wave orbital motion in propeller effective inflow velocity and its effects on load fluctuations of a ship main engine in waves, Applied Ocean Research, Vol. 92, Article 101922, (2019).