

船体・船外機統合型推進性能評価手法の構築

正員 片山 徹* 正員 金子 武史**
正員 堀 由 司***

Development of Estimation Method of Running Performance for Planing Craft with Outboard Engine

by Toru Katayama, *Member* Takeshi Kaneko, *Member*
Yuji Hori, *Member*

Summary

In this paper, an estimation method of running performance for high-speed planing craft with outboard engine is proposed. The estimation method is constructed by the running attitude & resistance simulation with towing tank test data, propeller open water test results and engine performance curves, those are respectively independent. And some factors, those is caused by interaction between hull and outboard engine, connect them, some of the factors are called self-propulsion factor in naval architecture. The characteristics of these factors are also investigated experimentally in model and real scale. The estimation method of hydrodynamic forces acting on lower hull of outboard engine is proposed, and the estimated running attitudes and resistance are improved at the range of high forward speed especially. Moreover, the maximum speed and fuel consumption are estimated by the proposed method, and it is confirmed that the estimated results are agreement with the measured results in full scale tests.

1. 緒 言

船外機型滑走艇においては、船体と船外機は個別に開発されるのが一般的で、各々の抵抗性能と推力特性は単独でのみ評価されている。顧客においては、船体と船外機を幾つもの中から選択し、組み合わせることが可能であるが、実際には顧客の要望に合った組み合わせを選ぶことは容易ではなく、実艇試験が実施された限られたものの中から選択するのが一般的である。

そこで本研究では、個々の性能評価結果を基として、任意の船体と船外機を組み合わせた時のトータルでの推進性能および燃費性能を評価できる手法を、船舶工学で培われた手法¹⁾をベースに構築することとした。本論文では、本評価手法について説明すると共に、本評価手法により実艇の燃費および最高速度を推定し、実艇試験結果と比較することでその妥当性を検討した結果について報告する。

2. 船体・船外機統合型推進性能評価手法

本評価手法のフローチャートを Fig.1 に示す。本評価手法は、図中①で準備された滑走艇に働く流体力のデータベースを入力とし、図中②の航走姿勢&抵抗シミュレーション、図中③のプロペラ単独性能試験結果、図中④の船外機のエンジン性能曲線を基礎とし、これらを結びつける要素から構成される。

さて、燃料消費量計算および最高速度計算の手順を、Fig.1 のフローチャート中の番号と共に示すこととする。まず、①対象とする船体（付加物および船外機 lower hull を含む）に働く流体力データ（揚力、抵抗、トリムモーメント）を水槽試験ならびに各種推定式により用意し、必要に応じて実艇の流体力に換算すると共に、船体後方での推進器の動作による影響を考慮する。②では、これら流体力のデータベースを用いて、船体に働く上下方向および縦方向の力の釣合式を解き、実艇における各前進速度 U での航走姿勢ならびに抵抗 R （または推力 T ）を算出するとともに、前進速度 U と航走姿勢からプロペラ流入速度 V_a を算出する。③では、②で得られた抵抗 R およびプロペラ流入速度 V_a から、プロペラ単独性能試験結果にプロペラへの不均一流の流入影響を考慮して、プロペラ軸トルク Q_p と軸回転数 N_p を算出する。最後に④では、

* 大阪府立大学大学院工学研究科

** ユニバーサル造船株式会社（研究当時 大阪府立大学大学院工学研究科博士前期課程 在籍）

*** ヤマハマリン株式会社

③で得られたプロペラ軸トルク Q_p と軸回転数 N_p をエンジントルク Q_e およびエンジン回転数 N_e に換算した後に、エンジン性能曲線により燃料消費量 f および最高速度 U_{max} を求める。

しかし、前述のフローチャートにおいて、船外機 lower hull に働く流体力、船体後方で推進器が動作することによる船体および船外機 lower hull に働く流体力の変化、前進速度&航走姿勢とプロペラ流入速度の関係、船体および船外機 lower hull によって乱された流れの中にあるプロペラの効率への影響などについては明らかではない。本研究において数隻の艇を対象に、水槽試験および実艇試験を実施し、これら未知の要素の特性を調査するとともに、その値を決定した。その詳細については次章で述べる。

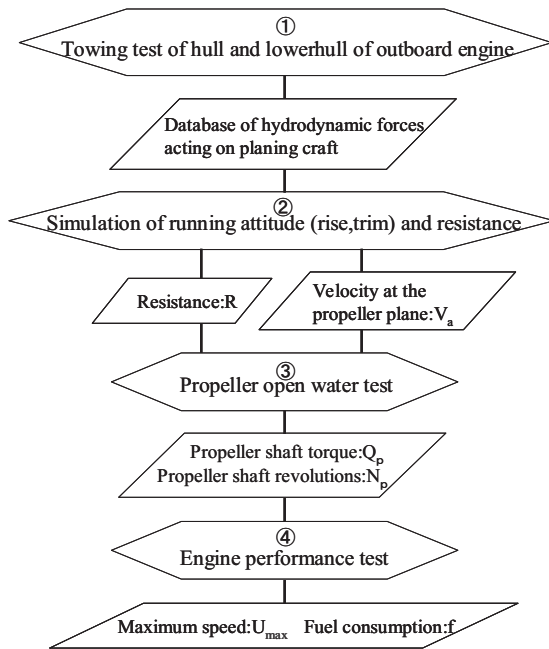


Fig.1 Flow chart of the proposed estimation method.

3. 未知の要素の決定

3.1 船外機 lower hull に働く流体力

現行の航走姿勢&抵抗シミュレーション²⁾において船外機 lower hull に働く流体力を考慮するためには、船外機 lower hull 付き模型船に働く流体力を水槽試験によってデータベース化し、航走姿勢および抵抗を算出する必要がある。しかしながら、船外機 lower hull に働く流体力の縮尺影響と船体に働く流体力の縮尺影響を一度に扱うことが出来ない可能性がある。そこで、本研究では船外機 lower hull の小型縮尺模型および実機スケール模型による水槽試験を実施し、船外機 lower hull に働く流体力特性を調査するとともにその縮尺影響を明らかにし、実機スケールの船外機 lower hull に働く

流体力を推定する方法を構築した。

本研究で対象とした船外機 lower hull および供試船を小型縮尺模型のスケールで Fig.2~4 に示す。

length over all (m)	1
draft (m)	0.056
scale	0.139

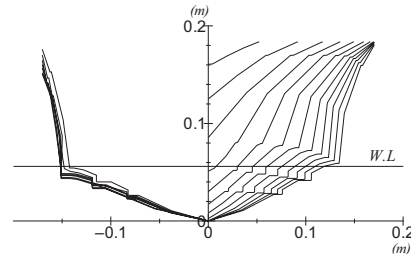


Fig.2 Body plan and principle particulars of GW in model scale.

length over all (m)	0.7
draft (m)	0.035
scale	0.119

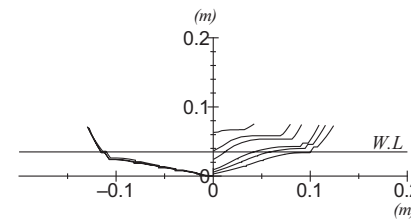


Fig.3 Body plan and principle particulars of SK in model scale.

scale	0.139
length of boss section: L_{bs} (m)	0.053

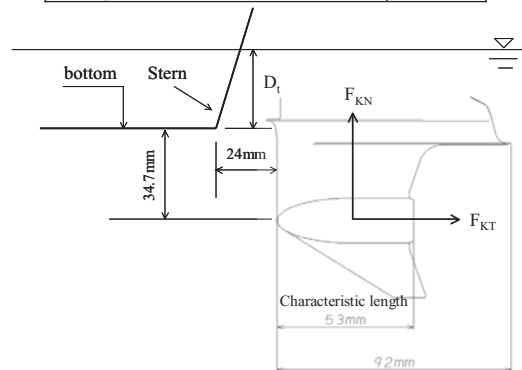


Fig.4 Side view of the lower hull model of outboard engine which is attached after hulls in model scale, and its principle particulars.

3.1.1 流体力の特性

まず、船外機 lower hull に働く抵抗の、船体のみにも働く抵抗に占める割合について、Fig.2 の模型船と Fig.4 の船外機 lower hull 模型を対象に調査した。なお、船外機 lower hull に働く流体力は、完全拘束曳航試験によって得られた船外機 lower hull 付き船体の結果から、船体のみを用いた同試験結

果を差し引いて求めた。Fig.5 にその一例を示す。同図から、低速($U=1.0\text{m/sec}$)で船体の浮上量が大きい($D_i=0.006\text{m}$)の場合には、船体に働く流体力が小さくなるため、相対的にその割合は大きくなり、約 40%に達することがわかる。しかしながら、実際にはこのような速度で大きく浮上して航走するとは考えられない。そこで、実艇の航走姿勢計測結果を参考に、Table 1 に示す実際の航走姿勢に近い状態での割合を同図中に●と破線で示した。この結果を見ると、その割合は全速度域で 1 割~1 割 5 分程度であり、この割合は船体と船外機 lower hull の組み合わせによっては多少変化するものと予想されるが、船外機 lower hull に働く抵抗は必ずしも無視できないと考えられる。

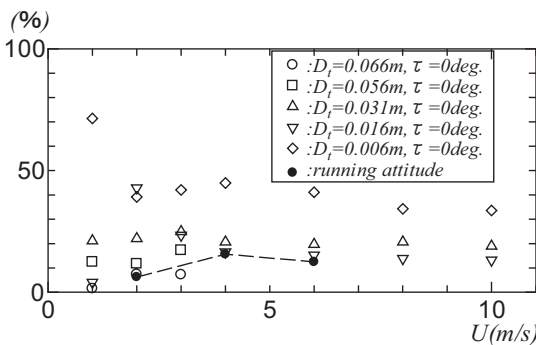


Fig.5 Ratio of resistance acting on the lower hull model (shown in Fig.2) of outboard engine to one acting on the hull model (shown in Fig.4) obtained by fully captive model test for various attitudes (D_i ; aft-draft, τ ; trim angle).

Table 1 Measured running attitude by full scale test for the real craft shown in Fig.2 & 4.

forward speed: $U(\text{m/s})$	aft-draft: $D_i(\text{m})$	trim: $\tau(\text{deg})$
5.7	0.586	5.4
11.3	0.293	4.2
18.8	0.186	2.3

次に、船外機 lower hull の前方にある船体が、船外機 lower hull に働く流体力に与える影響を調査した。Fig.2、3 の異なる 2 隻の模型船の後方に、Fig.4 の船外機 lower hull 模型を取りつけた完全拘束曳航試験結果から、船体のみを用いた同試験結果を差し引き、これらと比較した結果を Fig.6 に示す。なお、実験では水平方向および鉛直方向の力を計測しているが、ここでは Fig.4 に示す船外機に対して平行な力 F_{KT} と垂直な力 F_{KN} に換算し、その没水状態を同図中船外機前方にある船体の平水面に対する船尾喫水 D_i で整理して示している。Fig.6 では、両者に多少の差異があるものの、Fig.5 の結果を考慮すれば、船体および船外機に働く全流体力に占めるこの差異の割合は小さくなるため、対象とした船外機 lower hull 模型においては異なる船体が船外機 lower hull に働く流体力

に与える影響は無視できるものと考えられる。

さらに、Fig.6 に示す流体力から揚抗比 F_{KN}/F_{KT} を算出し、その特性を調べた。Fig.7 に全実験データから得られた F_{KN}/F_{KT} を、横軸を前進速度で整理した結果を示す。同図より、揚抗比 F_{KN}/F_{KT} は、前進速度が増加すると一定値に収束し、対象とした船外機 lower hull 模型の場合はほぼ 2 に収束する結果となった。

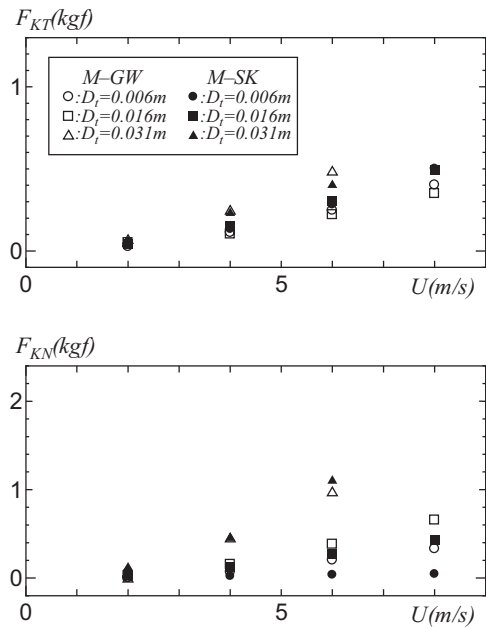


Fig.6 Measured forces acting on the lower hull model of outboard engine (shown in Fig.4), which is attached to two different hull models (shown in Fig.2 & 3).

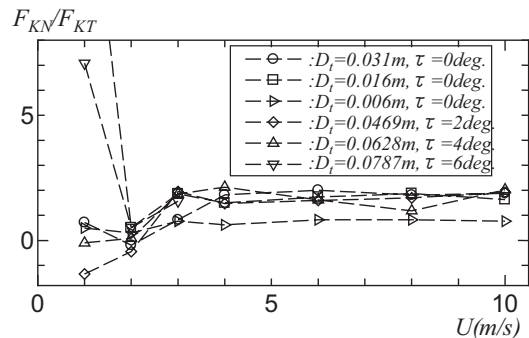


Fig.7 Lift-drag ratio of the lower hull model of outboard engine shown in Fig.4 for various running attitudes.

最後に、船外機 lower hull に働く流体力の縮尺影響を調べるために、船外機 lower hull の実機スケールの模型と小型縮尺模型に働く流体力の計測を行った。なお、スケールの異なる模型に働く流体力の比較においては、船外機 lower hull に働く流体力 F_{KT} を水面下の前方投影面積 S を用いて

$$C_D = \frac{F_{KT}}{0.5\rho S U^2} \quad (1)$$

により無次元化した。まず Fig.8 に、Fig.4 中 boss section の長さを代表長さとしたフルード数 Fn_{lh}

$$Fn_{lh} = \frac{U}{\sqrt{gL_{bs}}} \quad (L_{bs} \text{ は boss section の長さ}) \quad (2)$$

で整理した結果を示す。同図より、縮尺が異なる場合、同フルード数であっても値が大きく異なり、両者の間には縮尺による影響があることが分かった。そこで、前述と同じ代表長さ (Fig.4 中 boss section の長さ) を用いたレイノルズ数 Rn_{lh}

$$Rn_{lh} = \frac{UL_{bs}}{\nu} \quad (3)$$

で整理した結果を Fig.9 に示す。同図から、レイノルズ数の増加に伴い流体力係数は徐々に減少し、 $Rn_{lh}=5.0 \times 10^5$ 付近で急激に減少した後、さらにレイノルズ数が増加すると次第に一定値に近づく結果が得られた。同図中 $Rn_{lh}=5.0 \times 10^5$ 付近で見られる流体力係数の急激な減少が、例えば Fig.10 に示す円柱の抗力係数がレイノルズ数影響による乱流遷移に伴って減少するのと同様の現象であると考え、複雑な形状をした船外機 lower hull に働く流体力を全てのレイノルズ数域にわたって巧く推定することは難しく、概ね $Rn_{lh} > 5.0 \times 10^5$ の領域となる実機スケールでの船外機 lower hull に働く流体力を推定する方法を考えることとした。

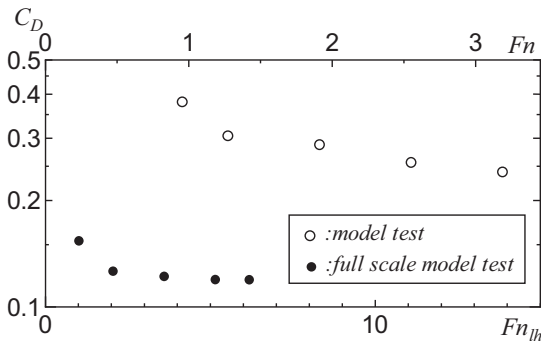


Fig.8 Measured drag coefficients C_D (expressed by Eq.1) acting on the two different scaled lower hull models of outboard engine shown in Fig.4 versus Fn_{lh} .

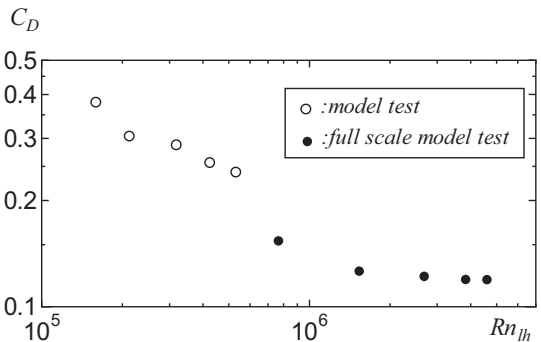


Fig.9 Measured drag coefficients C_D (expressed by Eq.1) acting on the two different scaled lower hull models of outboard engine shown in Fig.4 versus Rn_{lh} .

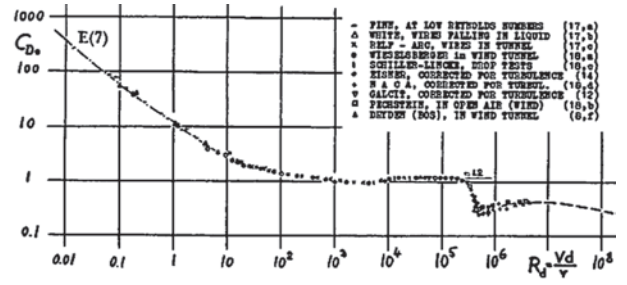


Fig.10 Drag coefficient of the circular cylinders³⁾.

3.1.2 流体力の推定モデル

以上の結果を踏まえて、実機スケールでの船外機 lower hull に働く流体力を推定するモデルを構築した。船外機 lower hull を Fig.11 に示す①～④のセクションに分けて、各セクションの抵抗を算出することとした。

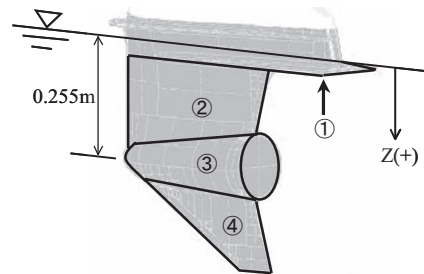


Fig.11 Sections of lower hull of outboard engine to estimate total drag of it. Solid line shows its common water level at planing condition in full scale.

図中①の cavitation plate はほぼ平板であり、全抵抗に占める摩擦抵抗が支配的であると考えられる。そこで、

$$C_f = \frac{0.074}{Rn^{1/5}} - \frac{1700}{Rn} \quad (Rn = 5 \times 10^5 \sim 10^7) \quad (4)$$

で表わされる平板摩擦抵抗係数⁴⁾を用いる事とした。

図中②の wing section は、Fig.12 に示す3次元翼断面の実験値³⁾のフィッティングラインを用いて、レイノルズ数に応じた抵抗係数を算出する事とした。

図中③の boss section は、実機ではプロペラを挟んで boss cap が取り付けられている。そこで、流線形回転体³⁾の抵抗係数算出式

$$C_D = \left(\frac{3l}{d} + 4.5 \sqrt{\frac{d}{l}} + 21 \left(\frac{d}{l} \right)^2 \right) \times C_f \quad (5)$$

を用いる事とした。ここで、 l は boss section の長さ、 d はその最大幅である。なお、同式中 C_f には(4)式を用いる。

図中④の plate section もまた、薄い平板であると仮定し、その抵抗成分の殆どが摩擦抵抗と考えられる。そこで cavitation plate と同様に(4)式を用いて算出する事とした。

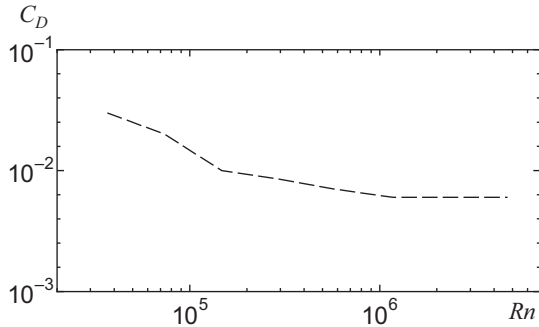


Fig.12 Fitted line of the experimental data of drag coefficient C_D acting on 3D wing section³⁾.

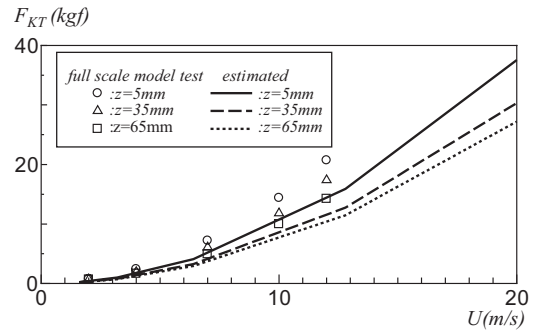


Fig.13 Comparisons between measured and estimated forces acting on the real scaled lower hull model of outboard engine shown in Fig.4.

Fig.13 に、船外機 lower hull に働く抵抗の推定結果と実機スケールの模型に働く計測結果との比較を示す。同図中の z は、Fig.11 に示す水平面からの船外機 lower hull の浮上量(異なる船外機の喫水での結果)を表している。同図より、ここで提案する方法により、実機スケールの船外機 lower hull 模型に働く抵抗を、概略推定できることが確認できた。

一方、船外機 lower hull に働く揚力 F_{KN} は、Fig.7 の結果に従い

$$\frac{F_{KN}}{F_{KT}} = 2 \quad (6)$$

で算出し、トリムモーメントは船外機 lower hull の体積中心に F_{KT} および F_{FN} が作用するものとして算出することとした。

船外機 lower hull の流体力推定モデルの有効性を評価するため、Fig.2 および 4 に示す船体と船外機を対象として、船外機 lower hull の流体力推定モデルを組み込んだ航走姿勢&抵抗シミュレーション、船外機 lower hull 付き模型船の流体力計測結果を用いた従来の航走姿勢&抵抗シミュレーション、実艇試験の結果(抵抗, トリム角, 浮上量)の比較を Fig.14 および 15 に示す。なお、同図中実艇試験は、実艇の船体と船外機の間働く力(船体のみ働く力)を油圧シリンダーにより計測した結果に、実機スケールの船外機 lower hull 模型に働く抵抗計測値を付加している。また航走姿勢は、同実艇試験において RTK-GPS で計測した。Fig.14 に示す抵抗では、2種類のシミュレーション結果は低速域(概ね半滑走域以下)では殆ど変わらないが、高速域(滑走域)では差異が見られ、船外機 lower hull の流体力推定モデルを組み込んだシミュレーション結果は実艇試験結果に近づいている。一方 Fig.15 に示す航走姿勢では、船外機 lower hull の流体力推定モデルを組み込んだシミュレーション結果が若干大きなトリム角を示すものの殆ど差がない結果となった。

以上の結果から、船外機 lower hull の流体力推定モデルを組み込んだ航走姿勢&抵抗シミュレーションによって、実艇の抵抗を推定できることが確認できた。

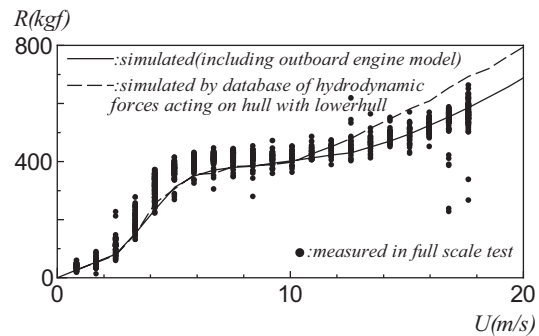


Fig.14 Comparisons between measured and simulated resistance acting on the hull & lower hull of outboard engine (shown in Fig.2 & 4) of the real craft in full scale.

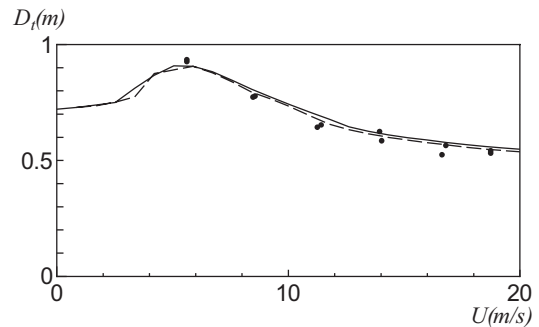
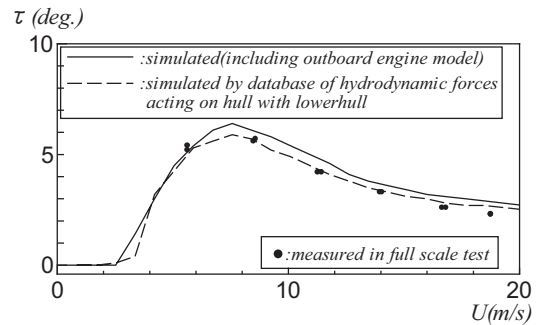


Fig.15 Comparisons between measured and simulated running attitudes for the real craft with outboard engine (shown in Fig.2 & 4) in full scale.

3.2 プロペラ流入速度について

前進速度および航走姿勢とプロペラ流入速度の関係を調査するために、まず Fig.2 に示す模型を用いた公称伴流の計測を行った。模型船の姿勢を完全に拘束し、トリム角および喫水を系統的に変化させた状態で一定速度で曳航し、その時の前進速度および実艇プロペラ設置位置での流速 V_a を翼車式流速計で計測した。流速計の取り付け位置を Fig.16 に示す。計測した流速 V_a を前進速度 U で割ることで無次元化し、横軸には

$$F_t = \frac{U}{\sqrt{gD_t}} \quad (D_t \text{は水平面に対する船尾喫水}) \quad (7)$$

で得られる船尾喫水フルード数で整理した結果を Fig.17 に示す。また、同図中にはキールに沿った流れを等ポテンシャルであると仮定して算出した船尾端での流速

$$V_a = \sqrt{2gD_t + U^2} \quad (g \text{は重力加速度}) \quad (8)$$

の結果も示している。異なる姿勢および速度での実験結果は、同図に見られるように2つのラインに分かれ、実験における船尾の流れの観察によると Photo 1 の上の写真に示すように船尾で水が完全に切れる場合は同図中右側のライン、Photo 1 の下側の写真のように船尾で水が切れない場合にはもう一方のラインに纏る結果が得られた。また、船尾で水が完全に切れる場合の流速 V_a は(8)式の結果とほぼ一致する結果となった。

船尾で水が完全に切れる航走状態であるかどうかを判別する方法として Kevin J.Maki⁹⁾らによって提案された

$$F_t \geq \begin{cases} 4.95 - 1.2 \frac{B_T}{D_t} & \text{for } \frac{B_T}{D_t} \leq 2.5 \\ 1.95 & \text{for } \frac{B_T}{D_t} \geq 2.5 \end{cases} \quad (9)$$

がある。前述の様に船尾で水が完全に切れる状態であれば流速 V_a は(8)式でおおむね推定可能であるので、(9)式の適用可能性について検討した。(9)式中の、 B_T は航走時の船尾の浸水幅である。なお、同式においては、航走時の船尾浸水幅喫水比に応じて、船尾喫水フルード数 F_t がある値以上になると船尾で水が完全に切れることを示す。Fig.17 中の丸で囲まれている実験点は、(9)式によって船尾で水が完全に切れていないと判断された状態である。(9)式の結果と実験結果の間に若干の差異はあるものの、この差は船尾から水が完全に切れるかどうかの境界付近での不一致であった。

以上の結果から、次章に示す評価法においては、船尾で水が完全に切れるか否かを(9)式で判断し、その時の公称伴流を(8)式により計算することとした。

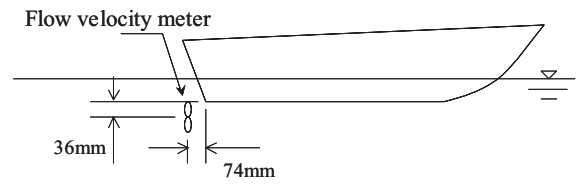


Fig.16 Position of flow velocity meter at the propeller plane in model scale.

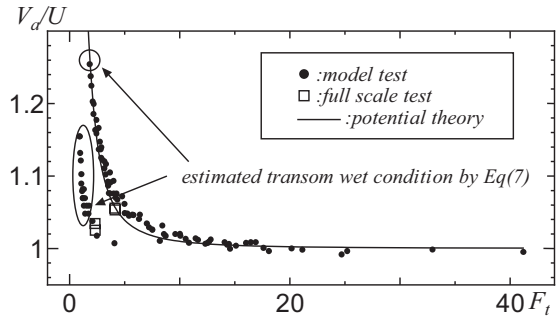


Fig.17 Measured flow velocity at the propeller plane shown in Fig.16, calculated flow velocity at transom stern by potential theory and measured flow velocity at the position shown in Fig.18.

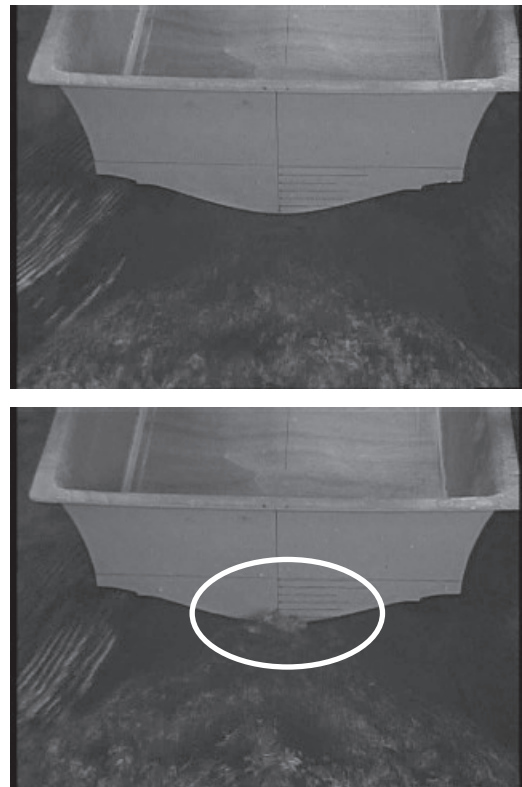


Photo 1 Observation of the flow around transom stern at fully captive model test.

次に、同船型の実艇試験により航走中の有効伴流の計測を試みた。しかしながら、実艇においてプロペラ前面に翼車式流速計を取り付けることができなかつたため、Fig.18 の位置に取り付けることとした。Fig.17 中に、船尾で水が完全に切れる状態と切れない状態についての実艇試験結果を□で示している。船尾で水が完全に切れる状態での実艇試験では、流速計測位置の右後方に非常に大きな推力 (Fig.21 の約 8.3m/s に相当し、推力/船体重量 ≈ 0.25) が作用しているにもかかわらず、その値は水槽試験結果とほぼ同じ値を示す結果となった。このような結果となった理由としては、実艇試験における流速の計測位置がプロペラ直前位置とはいえプロペラの suction の影響が無視できる位置であり、プロペラの影響がほとんど表れなかつた可能性がある。ここでは、Fig.17 の実験結果を基にして次章に示す評価法中の計算においては公称伴流と有効伴流は等しくなると仮定することとした。

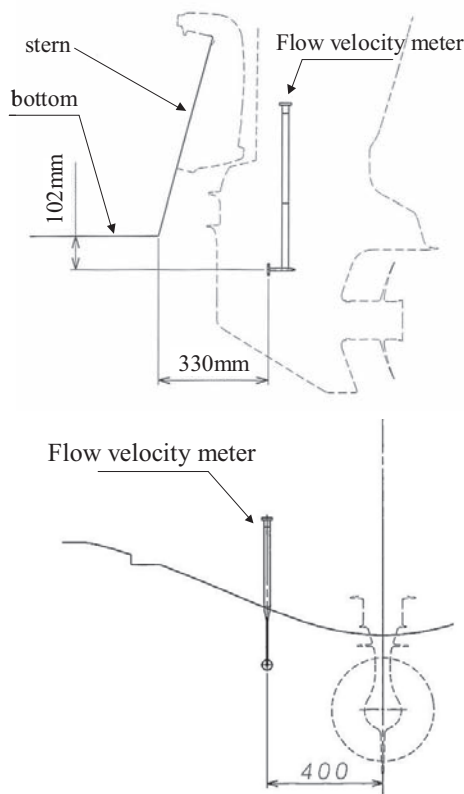


Fig.18 Position of flow velocity meter in full scale test.

3.3 推進器の動作が船体に働く流体力に与える影響

一般商船では、推進器の動作が船体に働く流体力に与える影響は、プロペラによって船体周りの流れが加速されることによって生じる摩擦抵抗増加や船尾部分での圧力低下による圧力抵抗増加を表すスラスト減少係数として扱われ、概ね 0.1~0.2 程度の値を示すことが知られている。一方、滑走艇

の場合は、船体周りの流速が加速された場合、船体や船外機 lower hull に働く抵抗のみならず揚力やトリムモーメントも変化する可能性があると考えられる。しかしながら、次章に示す評価法では、前節の結果からプロペラの動作によって船体周りの流速はほとんど加速されないと大胆に仮定し、さらに船尾船底で水が切れる速度域では船尾圧力抵抗の増加がないと考え、推進器の動作が船体や船外機 lower hull に働く流体力に与える影響を無視することとした。なお、この影響については今後詳細な検討が必要であることを付記する。

3.4 船体による流れの乱れが推進器効率に与える影響

一般商船においては、推進器前方に船体が存在することにより、プロペラ前面での水の流れは一樣流ではなく、その結果プロペラ単独性能試験で得られた推進器効率が悪化すると考えられる。ここで対象とする船外機付き滑走艇の場合、Fig.18 に示すようにプロペラ前面に船外機 lower hull が存在するものの、その断面は流れに対し薄い流線型をしており、またプロペラの位置も船尾船底から後方かつ下方に存在することから、次章に示す評価法においてはプロペラ前面での流れの乱れはそれほど大きくなく、この影響を無視できるものと仮定した。なお、この影響についても今後詳細な検討が必要であることを付記する。

4. 船体・船外機統合型推進性能評価法計算例

本評価法を用いて、船外機型滑走艇の最高速度および燃料消費量を推定するためには、プロペラ単独試験結果および船外機のエンジン性能曲線が必要となる。Fig.19 および Fig.20 にそれぞれの一例を示す。なお、ここに示す船外機のエンジン性能曲線は、船外機のプロペラ軸トルク、プロペラ軸回転数、燃料流量を計測し、伝達ロスを含んだままエンジントルクに換算しエンジン回転数で整理した結果である。また、高速艇においては超高速域での性能評価においては、プロペラキャビテーション発生有無によるプロペラ単独性能変化を、厳密に取り扱う必要があるかと考えるが、ここではキャビテーションが発生しない状態でのプロペラ単独性能結果を用いている。

Fig.21 に、本評価手法による計算例を示す。対象とした実艇は、Fig.2 に示す船体と Fig.4 に示す船外機 lower hull である。同図には、エンジン性能曲線 (船外機のエンジントルク、エンジン回転数、燃料流量) とプロペラ性能曲線 (プロペラ軸トルク、推力、プロペラ軸回転数、プロペラ流入速度) から、あるプロペラ流入速度と推力に対する単位プロペラ前進距離あたりの燃料消費量 (等燃料消費曲線 [km/l]) を算出し

た結果を示すとともに、さらに航走姿勢&抵抗シミュレーションの結果と(8)式により、推力(抵抗の推力方向成分)とプロペラ流入速度の関係を描いた結果を示している。また、Fig.22には、航走姿勢&抵抗シミュレーションの結果と(8)式から、前進速度とプロペラ流入速度の関係を示している。最高速度は、シミュレーションによる推力の推定結果と各前進速度での等燃料消費曲線の最大値を繋いだ曲線(最大推力曲線)との交点から、一方各前進速度での燃料消費量は抵抗の推定結果と等燃料消費量曲線との交点から、それぞれFig.22に示す前進速度とプロペラ流入速度の関係を用いて算出される。Table 2および3に、最高速度および燃料消費量の推定結果と実艇試験の結果を示す。最高速度、燃料消費量ともに、推定結果と実艇試験結果は良い一致を示す結果が得られた。さらに、Fig.21を詳細に見ると、例えば最高速度付近で船体に働く抵抗を減少できれば、最高速度を上昇できるとともに、燃費も改善できることがわかる。このような抵抗低減の可能性については、航走姿勢&抵抗シミュレーションにより評価が可能である。つまり本評価法を用いて、船外機と船体の組み合わせた性能をトータルで考えることで、燃料消費性能向上のための有益な情報を得ることが出来る可能性があると考えている。

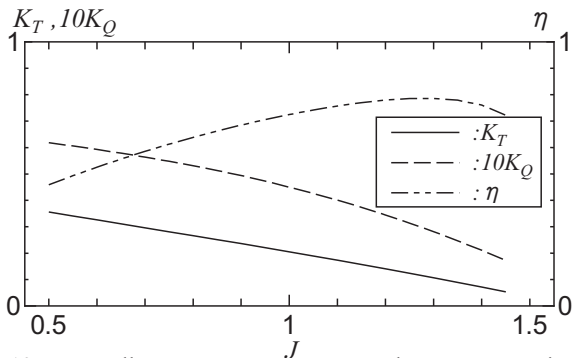


Fig.19 Propeller open water test results at non-cavitation condition.

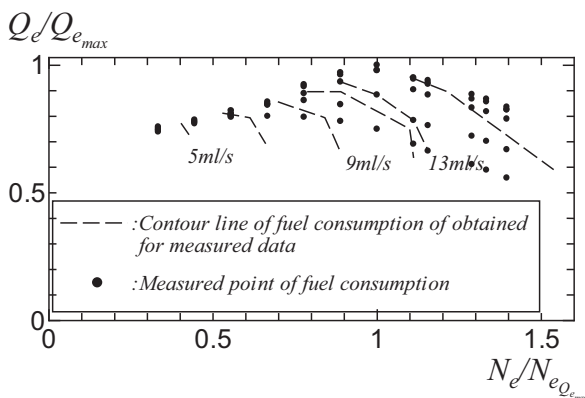


Fig.20 Engine performance test results. Q_e : engine torque, $Q_{e,max}$: maximum engine torque, N_e : engine revolution, $N_{e,Q_{e,max}}$: engine revolution at maximum engine torque.

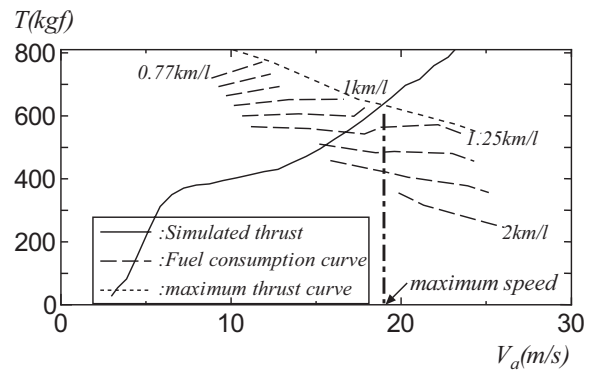


Fig.21 Estimated results of the maximum speed and the fuel consumption by the proposed method for a real planing craft.

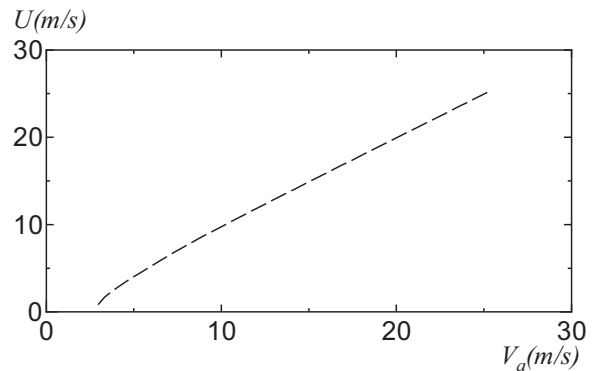


Fig.22 Relation between forward speed of craft and flow velocity at propeller plane obtained by Eq.(8) with the results of the running attitude & resistance simulation.

Table 2 Measured and estimated results of the maximum speed for a real planing craft.

	Full scale test	Estimated
Maximum speed	18.7 m/s	18.4 m/s

Table 3 Measured and estimated results of the fuel consumption for a real planing craft.

Forward speed	Full scale test	Estimated
55 km/h	1.45 km/l	1.43 km/l
60 km/h	1.09 km/l	1.25 km/l

5. 結言

本研究において、船体・船外機統合型推進性能評価手法を提案するとともに構築し、その過程において以下の結論を得た。

- 1) 水槽試験を実施した結果において、船外機 lower hull に働く流体力はその前方にある船体形状に大きな影響を受けることなく、前進速度が増加すると船外機 lower hull の揚抗比は一定値に収束する。
- 2) 船外機 lower hull に働く流体力には縮尺影響が存在し、模型試験により船体および船外機 lower hull に働く流体力を計測する場合、実機性能評価においては船体および船外機 lower hull に働く流体力の縮尺影響をそれぞれ別に補正する必要がある。
- 3) 本研究では、実機スケールの船外機 lower hull に働く流体力の推定モデルを構築し、同モデルを組み込んだ航走姿勢&抵抗シミュレーションと実艇試験結果を比較し、その有効性を示した。
- 4) 船外機のプロペラ流入速度を水槽試験によって実験的に調査し、船尾で水が完全に切れる状態でのプロペラ流入速度を算出する方法を提案した。
- 5) 本手法により最高速度、燃料消費量を推定し、実艇試験結果との比較を行うことで、船体と船外機の性能と統合した性能評価の可能性を確認できた。

本評価法を用いることで、航走時船体抵抗、船外機のプロペラ性能、船外機のエンジン性能の個別の評価結果に基づき、それらの相互影響について検討することが出来る。単独の環境負荷低減のみならず総合的でより効果的な性能改善に貢献できるものと考えている。

6. 参考文献

- 1) 大串雅信：理論船舶工学（下巻），海文堂，1958.
 - 2) 横溝幸治，池田良穂：流体力データベースを使用した高速艇の航走姿勢シミュレーション，関西造船協会誌，第218号，pp.101-110，1992.
 - 3) Sighard F. Hoerner：FLUID-DYNAMIC DRAG，1965.
 - 4) 関西造船協会編：造船設計便覧，1971.
 - 5) Kevin J. Maki：Transom-Stern Flow for High-Speed Craft, Proceedings of FAST2005, St. Petersburg, Russia, 2005.
-