

# CFD を活用した船型設計支援システムの開発

## 参考論文

2023 年 2 月

石川 暁

CFD を活用した船型設計支援システムの開発  
参考論文

目次

1. Application of CFD to Estimation of Ship's Viscous Resistance -A Series of Full Hull Forms  
The West-Japan Society of Naval Architects, Vol.87, pp.81-94, 1994.3
2. Calculation of Incompressible Fluid Flows for Two Tanker Models  
Proceedings of CFD Workshop TOKYO, Vol.1, pp.294-303, 1994.3
3. CFD による船体周りの流場ならびに推進性能の尺度影響に関する検討  
西部造船会会報第 91 号, pp.1-14, 1996.3
4. CFD による流場解析の船舶への応用  
三菱重工技報 Vol.34, No.5, pp.342-345, 1997.9  
共著者：安川 宏紀、永松 哲郎
5. 解強制置換法を用いた船体周りの流場計算法  
日本造船学会論文集第 186 号, pp.185-192, 1999.12  
共著者：川北 千春、佐々木 壮一、林 秀千人
6. 粘性の影響を考慮した自由表面流れの計算  
三菱重工技報 Vol.37, No.5, 2000.9  
共著者：高田 憲尚

7. 自航状態にある舵付き実用船型周りの造波流場計算  
日本造船学会論文集第 192 号, pp.63-70, 2002.12  
共著者：高田 憲尚、星野 徹二、檜垣 祥市
  
8. CFD を用いた船型改良技術について ―造波抵抗低減と推進性能の向上―  
三菱重工技報 Vol. 44, No.3, pp.48-51, 2007.9  
共著者：西垣 亮、佐藤 圭
  
9. 最新 CFD 技術の省エネ船型開発への活用  
三菱重工技報 Vol. 50, No.2, pp.50-53, 2013.6  
共著者：西垣 亮、川淵 信
  
10. 造波影響およびプロペラの回転影響を考慮した大規模非定常 CFD による船体周りの流場推定  
三菱重工技報 Vol. 53, No.2, pp.50-53, 2016.6  
共著者：川淵 信、窪田 雅也
  
11. 船尾波の尺度影響を考慮した最適船尾形状について  
長崎総合科学大学新技術創成研究所所報第 15 号, pp.299-304, 2021.3  
共著者：皆川大地
  
12. 肥大船における船体 FIN の省エネ効果の CFD による検証  
日本船舶工学会講演論文集第 34 号, pp.299-304, 2021.3  
共著者：樫 蓮
  
13. 船体 FIN の船尾流れおよび性能改善に与える影響の数値解析  
日本船舶海洋工学会論文集第 37 号 2023.6(予定)



# Application of CFD to Estimation of Ship's Viscous Resistance — A Series of Full Hull Forms —

by Satoru ISHIKAWA\*, *Member*

## Summary

This paper describes the capabilities of the Computational Fluid Dynamics (CFD) method to predict ship's viscous resistance and the nominal wake fraction. A grid sensitivity study is first performed to determine the appropriate number of grids and minimum grid spacing. The method is then applied to a series of full hull forms with the same forebody and different aftbodies. It is confirmed that the CFD method employed here can fairly estimate the difference of the resistance and wake fractions due to the difference of the hull forms, as was found in the experiments.

---

## 1. Introduction

A prediction of the flow around a ship or ship's viscous resistance is an important subject in ship design. Boundary layer theory has been applied to this problem, but stern and wake flows can not be adequately predicted by that method [1].

Recently, Computational Fluid Dynamics (CFD) based on numerical solution of the Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations has experienced great advances due to improvements in both computational algorithms and computer hardware. The conclusion of the 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop indicates that the CFD method for ship viscous flow have succeeded in predicting the gross features of the wake flow, although the bilge vortex has been predicted weaker [2]. In the previous study of the present author, almost similar conclusions have been obtained [3].

In order to overcome the difficulty of predicting the viscous resistance accurately by numerical computation, Kodama have developed a CFD method that satisfy the global conservation, and showed that the predicted resistance of Series 60 ( $C_b=0.6$ ) ship model agrees well with measured values [4].

In the initial design stage of hull forms, it is required to find the best hull form satisfying the design condition as quickly as possible. If the CFD method is to be used in that stage, it must be able to rank the hulls, even if the absolute value of the predicted quantities is not correct.

This paper deals with the capability of the CFD method to the estimation of the viscous resistance and nominal wake fractions in such a design stage. A grid sensitivity study is first performed and accuracy of the predictions is discussed. The method is then applied to a series of full hull forms. From these results, the capability of the CFD method to rank the hull form from the viewpoint of viscous resistance and nominal wake fraction, is discussed.

---

\*Nagasaki Experimental Tank, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

## 2. Outline of the Calculation Method and its Application

The numerical method employed here has been developed by Kodama (at the Ship Research Institute)[4]. It solves the equation of continuity that include pseudo-compressibility term with a positive constant  $\beta$ , and the three momentum equations for three-dimensional incompressible turbulent flows. These equations are discretized in space using a cell-centered finite volume formulation and in time using the Euler implicit method. The inviscid fluxes are evaluated using 3rd-order upwind scheme (MUSCL) with the flux difference-splitting method, and the viscous flux are determined in a central differencing manner. The algebraic turbulence model of Baldwin and Lomax [5] is employed.

Applying the above method for the computation of viscous flow around full hull forms, free surface is assumed to be flat. Therefore, we may calculate the flow around the double model. The flow is also assumed to be symmetrical with respect to the hull center plane, only the port side of the hull is considered.

In the calculations and results to be presented, a right-hand coordinates system  $(x, y, z)$ , that is normalized by the ship length  $L$ , is adopted in which  $x$ -,  $y$ -,  $z$ -axes are in the direction of uniform flow, starboard side of the hull, and upward, respectively. The origin of the coordinates system is fixed at midships on the undisturbed water plane. The velocity components  $(u, v, w)$  in  $(x, y, z)$  directions, respectively, are nondimensionalized by the ship speed  $U_0$ . The pressure  $(p)$  is normalized by the ship speed and fluid density. The resistance coefficients are defined in the conventional form, using wetted-surface area of the hull as a reference area.

## 3. Grid Generation and CFD Validation

The grid sensitivity study is performed to determine the appropriate number of grid points and minimum grid spacing. The practical hull form, the ore carrier SR107, is chosen for this study. Fig. 1 shows the body plan and bow and stern profiles of SR107. The measurements of resistance and flow field near the stern of SR107 have been carried out by Nagamatsu [6] using a scaled model at the Nagasaki Experimental Tank, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. The length, breadth and draught of the ship model are 8.0m, 1.17m and 0.45m, respectively, and the block coefficient is 0.826. The flow measurements have been carried out at Reynolds number ( $Re$ ) of  $1.2 \times 10^7$ .

As shown in Fig. 2, the H-O type grid system is generated using the implicit geometrical method [7]. Grid lines are clustered toward bow and stern profiles

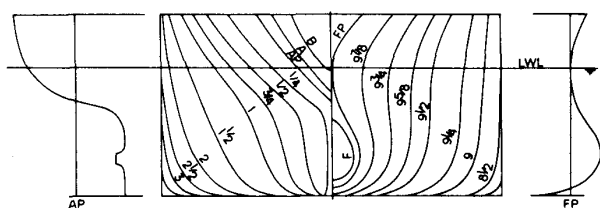


Fig. 1 Body plan and bow and stern profiles of SR107

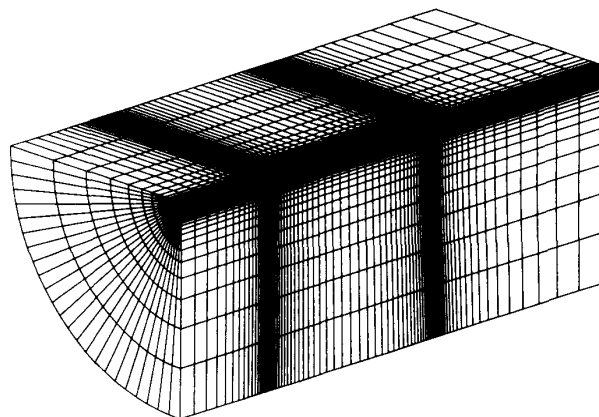
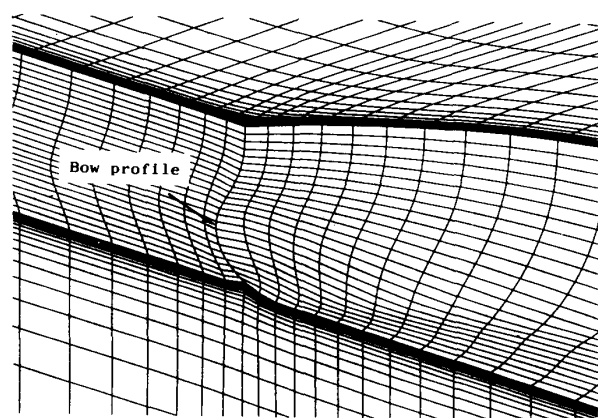


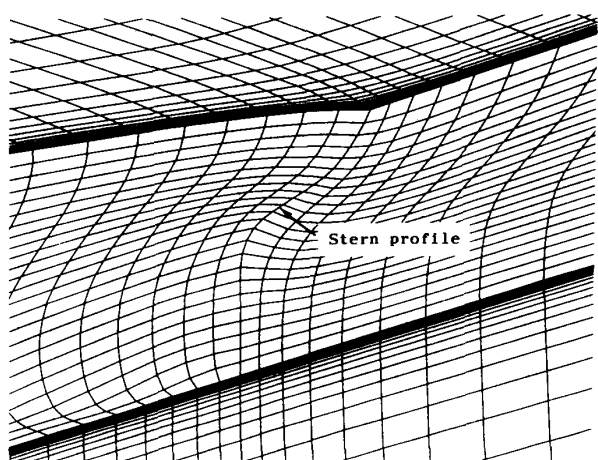
Fig. 2 Grid distribution and computational domain

in streamwise direction, and toward hull surface in the radial direction. Figs. 3 (a) and (b) show the grid near the bow and stern. As shown in these figures, bow and stern profiles have been followed by the vertical grid lines. The horizontal grid lines are approximately orthogonal to the vertical grid lines, and also to both the bow and stern profiles.

Before examining the grid dependency, the convergence property of the calculation have been investigated. Fig. 4 shows the typical convergence history of residual and resistance components. It is seen that rms of residuals ( $\Delta q_{ave}/\Delta t$ ) exhibit a little cyclic behavior after it has dropped down about the order of  $10^{-4}$  around at non-dimensional time of 5. This behavior is attributed to unsteadiness in the region of wake flow with longitudinal vortex. Since this unsteadiness have no effect on the resistance coefficient, as shown in Fig. 4 (b), the solution are considered to be converged from a practical point of view. In Fig. 4 (b), frictional ( $C_f$ ), viscous pressure ( $C_p$ ) and total viscous resistance ( $C_{v\_bottom}$ ) are obtained by integrating the flux at ship hull. The resistance is also obtained by integrating the flux at outer boundary ( $C_{v\_top}$ ). In Fig. 4(b), resistance by inner integration converge fast, while the value by outer integration converge slowly, even when the residual dropped to the small value. But at around non-dimensional time of 10,  $C_{v\_top}$  almost converge and agreement with the  $C_{v\_bottom}$  is excellent. This means that the obtained results satisfy the conservation property in the computed domain (i. e. global conservation).



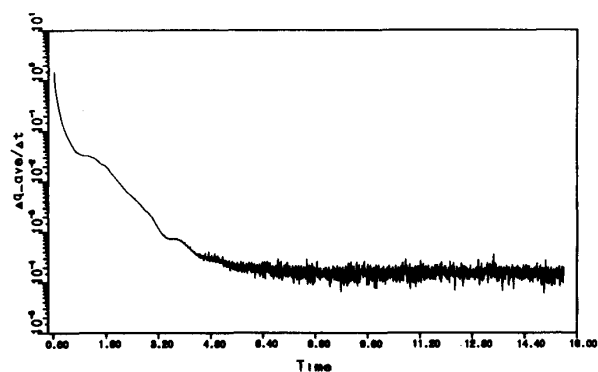
(a) Bow



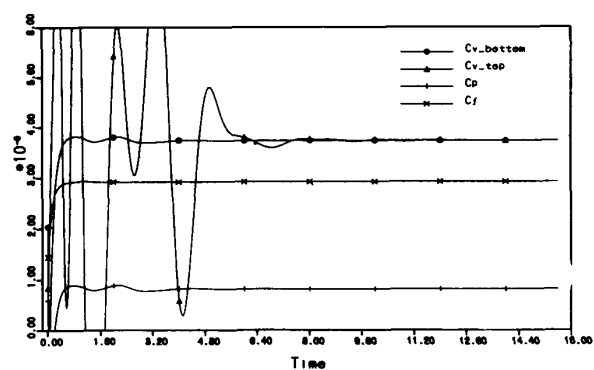
(b) Stern

Fig. 3 Grids near the bow and stern

In the study on grid sensitivity, the number of grid points in radial direction (KM) and minimum



(a) Residuals



(b) Resistance components

Fig. 4 Convergence history

**Table 1** Summary of grid sensitivity study  
 Parameters: IM=81, JM=25,  
 $R_{outer}=1.0$ ,  $X_{up}=-0.5$ ,  $X_{down}=1.5$   
 $Re=1.2 \times 10^7$

Case	KM	$\Delta_{min}$	$\alpha$	$C_v \times 10^2$	$C_f \times 10^2$	$C_p \times 10^2$
1	31	$1.4 \times 10^{-6}$	0.005	0.3782	0.2913	0.0869
2	41	$1.4 \times 10^{-6}$	0.005	0.3726	0.2908	0.0818
3	51	$1.4 \times 10^{-6}$	0.005	0.3693	0.2890	0.0803
4	61	$1.4 \times 10^{-6}$	0.005	0.3682	0.2885	0.0798
5	41	$2.8 \times 10^{-6}$	0.010	0.3732	0.2919	0.0813
6	41	$5.6 \times 10^{-6}$	0.020	0.3760	0.2948	0.0812
7	41	$1.4 \times 10^{-5}$	0.050	0.3957	0.3126	0.0830
Exp.	-	-	-	0.3562	-	-

grid spacing adjacent to the hull surface ( $\Delta_{min}$ ) have been changed, because it is considered that these factors greatly affect the degree of the resolution of the boundary layer near the hull, and then the results of the predicted viscous resistance. Table 1 shows the variation of number of grid points, minimum grid spacing and the results of calculations. The number of grid points in radial direction have been varied from 31 to 61, and minimum grid spacing from  $1.4 \times 10^{-6}$  to  $1.4 \times 10^{-5}$ . All the calculations have been performed with Reynolds number ( $Re$ ) of  $1.2 \times 10^7$ , corresponding to the condition of the flow measurements. Therefore, the parameter ( $\alpha$ ) for the minimum grid spacing, which is defined by the following equation, have been varied from 0.005 to 0.05.

$$\Delta_{min} = \frac{\alpha}{\sqrt{Re}} \quad (1)$$

On the other hand, the number of the grid points in the streamwise direction (IM) and in the circumferential direction (JM) are fixed to be 81 and 25, respectively, in all the case of calculations. The location of boundaries are also fixed as follows. The upstream boundary is located at  $x_{up} = -0.5$  (i. e. half ship length ahead of bow), and downstream boundary at  $x_{down} = 1.5$  (i. e. one ship length behind the stern). The radial outer boundary is at  $R_{outer} = 1.0$ .

Fig. 5 shows the influence of the KM on the resistance components. In these calculations,  $\Delta_{min}$  is fixed to be  $1.4 \times 10^{-6}$  (i. e.  $\alpha = 0.005$ ). The experimental value of viscous resistance ( $C_v$ ), which has been estimated from the towing-tank tests by using form factor method with Scheonherr's friction line (i. e. wave resistance components has been excluded), is also shown in Fig. 5. Both curves of  $C_p$  and  $C_f$  converge with increase of the number of the grid points. The predicted viscous resistance  $C_v (=C_f + C_p)$ , therefore, shows convergent behavior, and fine grid solutions of  $C_v$  (KM=51, or 61) are only about 3-4% greater than experimental value.

The influence of the minimum grid spacing is shown in Fig. 6, while the number of the grid points KM is fixed to be 41. The calculated resistance coefficients also show the convergence behavior with decrease of the minimum grid spacing, and it is recognized that  $\alpha$  should be taken less than 0.01.

Fig. 7 show the comparisons of the velocity distribution between experiments and computational results at the S. S. 1, 1/2, and the propeller position. In the cases of S. S. 1 and 1/2, predicted velocity distribution agree well with the experimental results, especially the initiation of vortex at midgirth is captured. But at



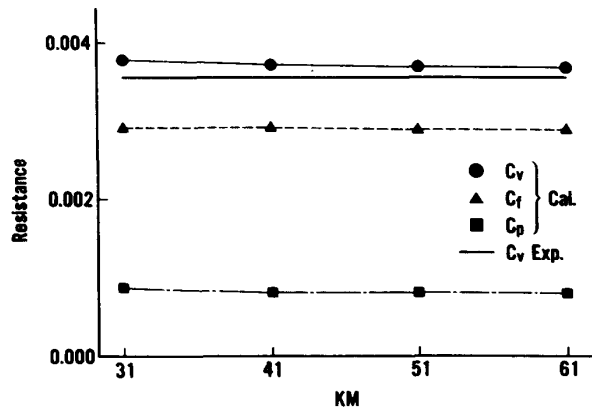


Fig. 5 Effect of the number of grid points  
[KM: number of the grid points in the radial direction]

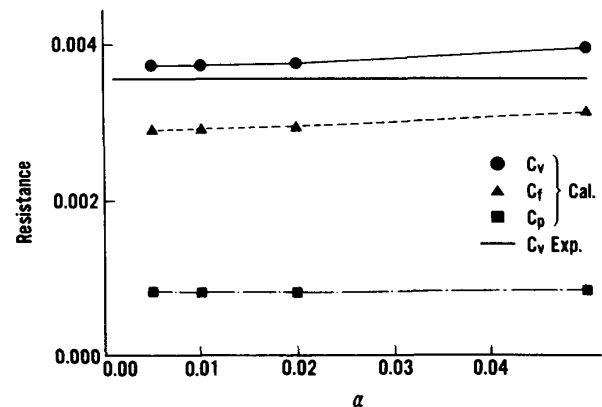


Fig. 6 Effect of minimum grid spacing  
[ $\alpha$ : parameter defined by Eq. (1)]

the propeller position, the strength of the calculated vortex seems to be weaker than that in the experiment, and the low axial velocity region near the center of the vortex could not be captured. These trends have been also seen in our previous study [3]. There are two possible explanations for these differences between calculations and experiments. The one is that the grid configuration adopted here does not resolve the local geometry in sufficiently fine detail to predict the secondary motions. A more refined treatment for the grid configuration, especially more grid points in circumferential direction, may be necessary to improve the predictions. The second and much more likely possibility is inaccuracy of turbulence modelling as described by Deng et al [8]. They have already shown that a local deduction of eddy viscosity in the core of the longitudinal vortex improves the solution of wake distribution. Therefore, some improvement or modification of turbulence modelling may be also necessary.

#### 4. Numerical Calculations for a Series of Hull Forms

The CFD method described above is applied to a series of full hull forms to investigate that such a method is able to estimate the difference of viscous resistance due to the small modification of hull form. 5 full hull forms selected have the same forebody but different aftbodies. Feature of the frame lines of these aftbodies are shown in Fig. 8. The Ship M is moderate one, the Ship U trends to be more U-shaped, and the Ship V is more V-shaped, as shown in Fig. 8 (a). The other variation is aftbody fullness, as shown in Fig. 8 (b). In these cases, the tendency of the frame lines is the same, while the fullness of the aftbody increases in the order, Ship S, M, F.

For these hull forms, the measurements of resistance and wake distribution at the propeller plane have been also carried out at the Nagasaki Experimental Tank, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. The 7.0m length scaled models with plate studs mounted at  $S.S. 9\frac{1}{2}$  as turbulence stimulators have been used for the measurements. The flow measurements have been carried out at the Reynolds number of  $7.2-8.9 \times 10^6$ .

The calculations are carried out with the Reynolds number of  $7.8 \times 10^6$ , that is the average value of flow measurements. The minimum grid spacing is determined by eq. (1) with  $\alpha=0.01$ , and KM is 41. The values of the other parameters are taken to be the same ones as shown in Table 1.

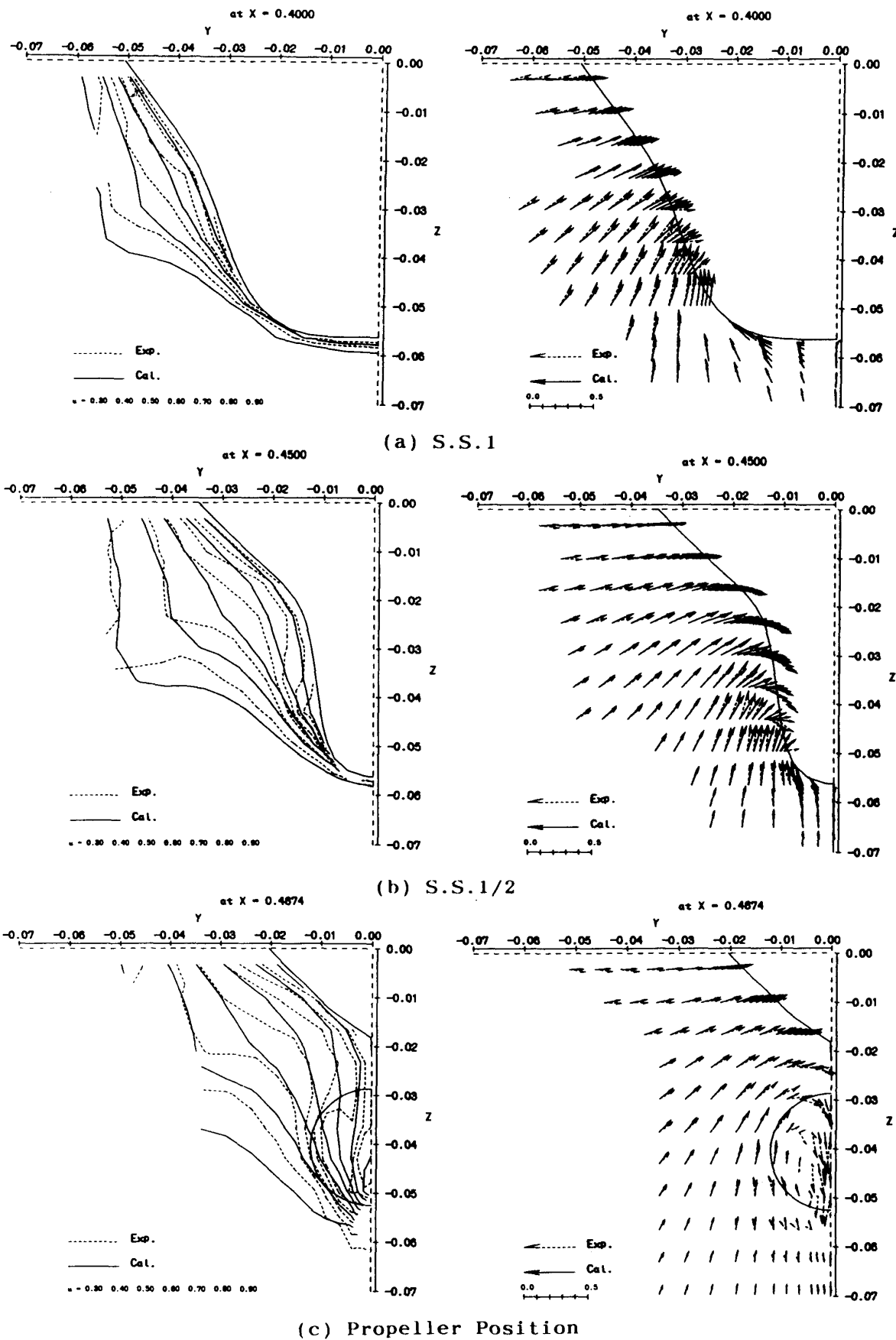
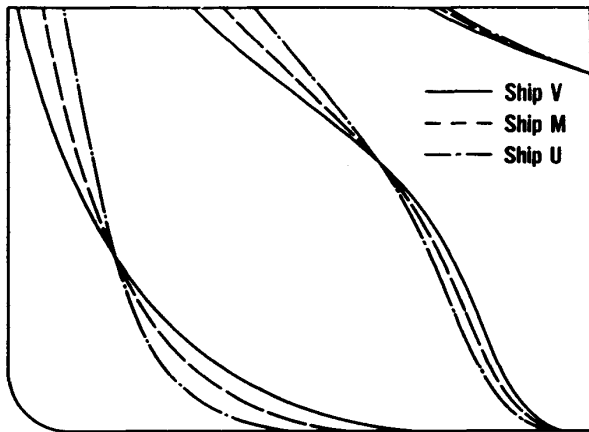
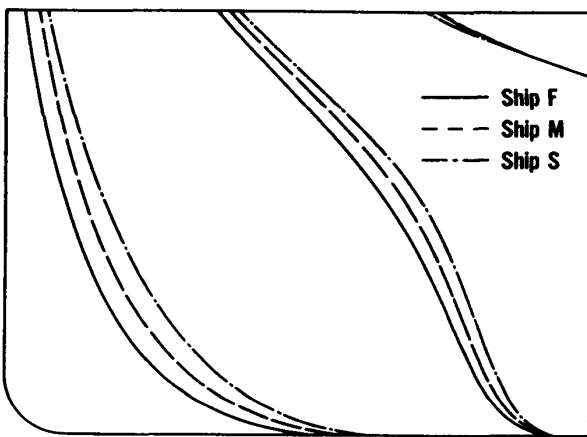


Fig. 7 Comparison of velocity distribution  
[SR107:  $Re=1.2 \times 10^7$ ]



(a) Variation of the trend of frame lines



(b) Variation of aftbody fullness

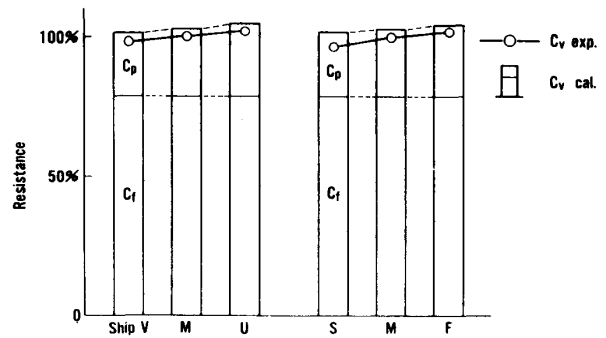
**Fig. 8** Comparison of aftbody geometry

results described above that, the CFD method employed here can estimate the difference of resistance due to the changing of aftbody shape and the predicted viscous resistance seems to be accurate sufficiently from the practical point of view.

## (2) Pressure distribution on the hull

In this section, pressure distributions on each hull surface will be compared each other to investigate the reason of the difference of viscous pressure resistance among such a series of full hull forms. It has been firstly confirmed that the all of the calculated pressure distributions on each forebodies, not shown in figures, are almost the same, therefore the comparison on aftbody surface will be made in the followings.

Fig. 10 (a) shows the comparison of predicted pressure distribution on the hull between Ship U and Ship V. It is observed that the feature of the pressure contours correspond to the shape of frame lines, i. e. Ship U has the U-shaped pressure contours and Ship V has V-shaped ones. In the bilge region ahead of the stern line, negative pressure region, that may be relate to the strength of longitudinal vortex, is observed and it is stronger for Ship U. On the other hand, in the region of aftshoulder at the end of the parallel part of midbody, Ship V has the lower pressure near the load waterline. Among these properties, Ship V shows the

**Fig. 9** Resistance of a series of full hull forms

## (1) Resistance

Fig. 9 shows the comparison of resistance coefficients between the calculations and experiments. As is generally known, the measured values of  $C_v$  show the tendency to increase as the frame lines change form V-shaped to U-shaped or as the fullness of the aftbody increase. This ranking is predicted correctly by the CFD method, and the values of the computed  $C_v$  is only a few percentage greater than those of measurements. It is also observed that the differences of the predicted viscous resistance due to the changing of the aftbody shape are mainly caused by the differences of viscous pressure resistance component and frictional resistance component is insensitive to the aftbody shape. It is concluded from the

more rapid pressure recovery near the water plane and weaker negative pressure at bilge region, and it is considered that these properties greatly contribute to make  $C_p$  smaller.

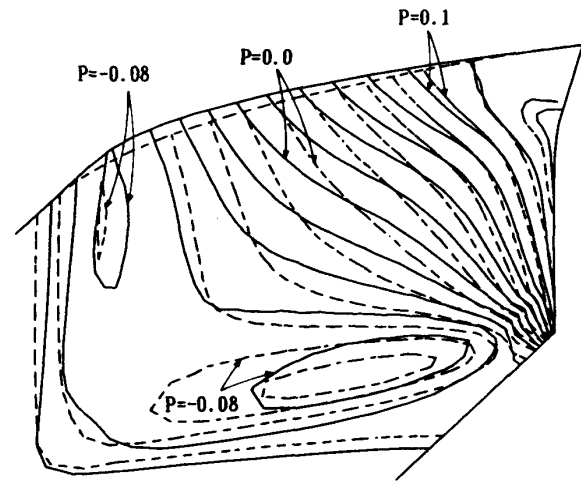
In the case of the fullness variation, gross feature of the contour lines are almost similar, as shown in Fig. 10 (b), because both hull have the similar trend of frame lines. And it is also observed that the pressure of Ship F near the aft-shoulder is lower (i. e. negative pressure is stronger), but at near the stern is greater than those of Ship S. The former contributes to increase  $C_p$ , while the latter to decrease  $C_p$ , and it is considered that the former contribution is greater, and then the  $C_p$  of Ship U is larger than that of Ship S.

### (3) Wake distribution

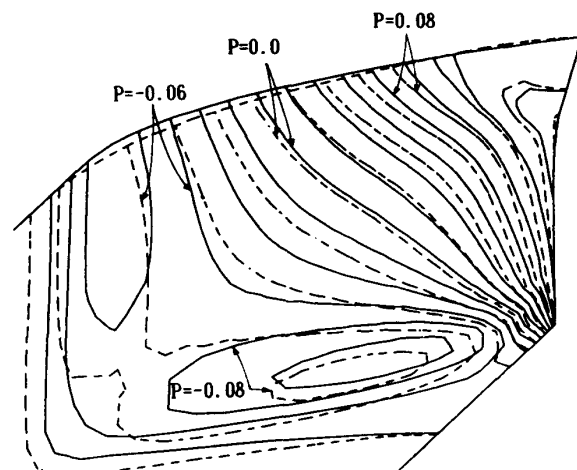
The velocity distributions at the plane of propeller position are shown in Figs. 11 and 12, and the contours of the longitudinal component of the calculated vorticity ( $\omega_x$ ) at the same plane are shown in Fig. 13. From Fig. 11 (a), the contours of the axial velocity change from V-shaped to U-shaped, according to the change of frame line. Therefore, in the propeller disk, the position of center lines of Ship U are located outer than those of Ship V. This trend is also observed in the results of experiments. In Fig. 11 (b), it is observed that the strength of the longitudinal vortex in the case of Ship U is greater than that of Ship V, in both calculated and experimental results. It is also observed that the position of the core of the vortex in the case of Ship U is outer than that of ship V. This tendency is also observed clearly in comparison of  $\omega_x$ , as shown in Fig. 13 (a).

In the case of the fullness variation, the position of the contours of the axial velocity are only shifted outer, with increase of aftbody fullness, as shown in Fig. 12 (a). This trend is also observed in both the results of computation and measurements. In this case, difference of vortex strength is a little, and the position of the vortex core of Ship F is a little outer than that of Ship S [Figs. 12 (b) and 13 (b)].

Fig. 14 shows the comparison of the nominal wake fractions. The results obtained from the calculations are 10-20% smaller than those of experiment. The reason of these differences may be caused by the inaccuracy of the prediction of the longitudinal vortex and then axial velocity distribution, as mentioned



(a) Comparison between Ship V and Ship U  
Solid lines : Ship V  
Broken lines : Ship U



(b) Comparison between Ship F and Ship S  
Solid lines : Ship F  
Broken lines : Ship S

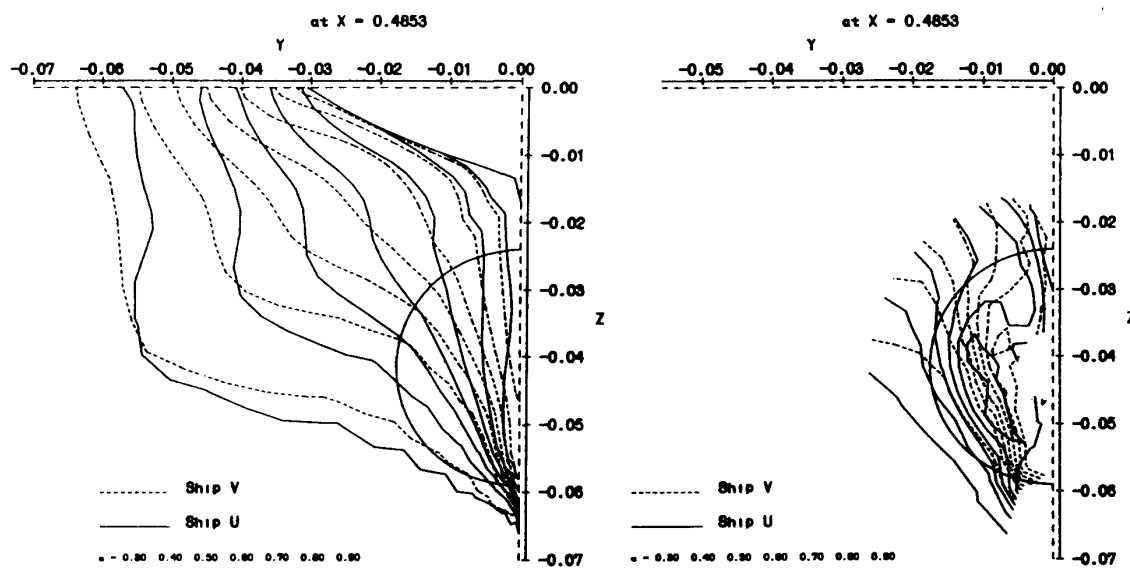
Fig. 10 Pressure distribution ( $\Delta p=0.02$ )

earlier. But the tendency of the change of nominal wakes due to the difference of aftbody shapes is captured correctly.

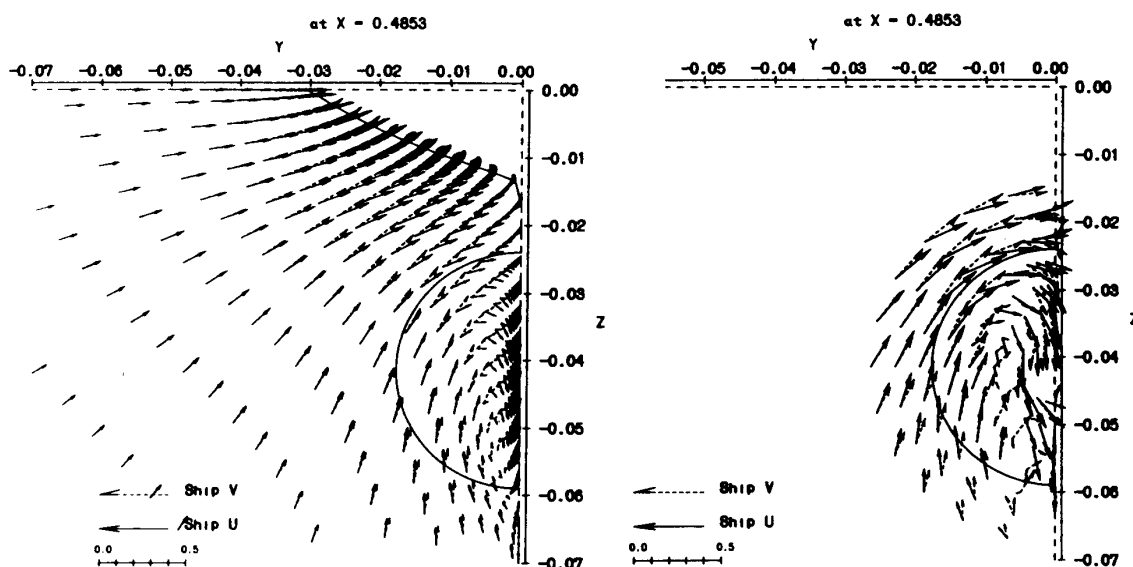
### 5. Concluding Remarks

The results of the viscous flow calculation about a series of full hull forms with different aftbodies by using CFD method have been presented.

From the comparisons between computational and experimental results, it is confirmed that the CFD



(a) Axial velocity contours

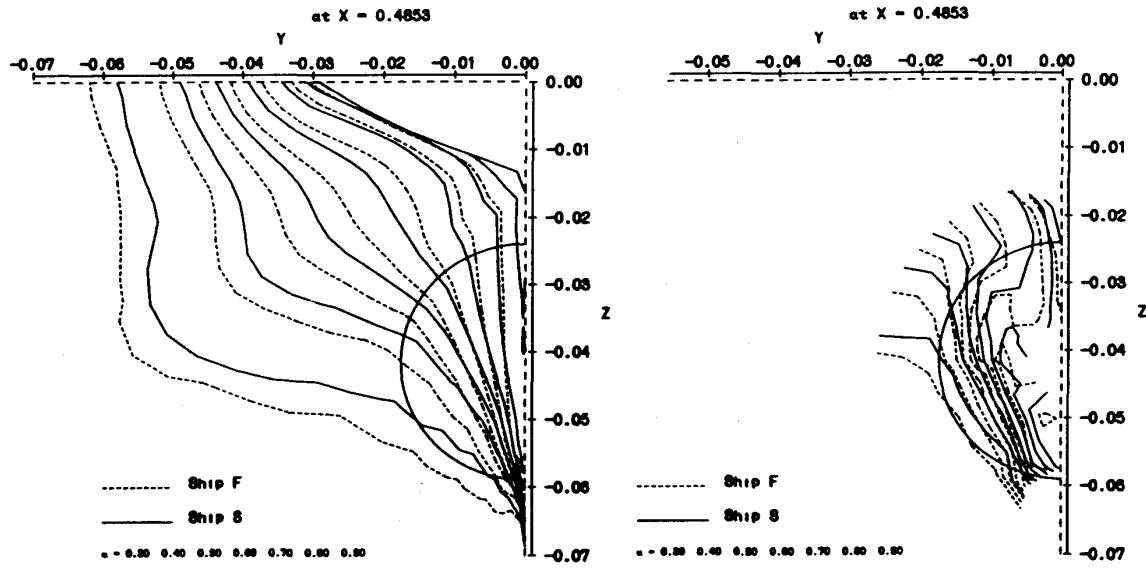


(b) Crossplane velocity vectors

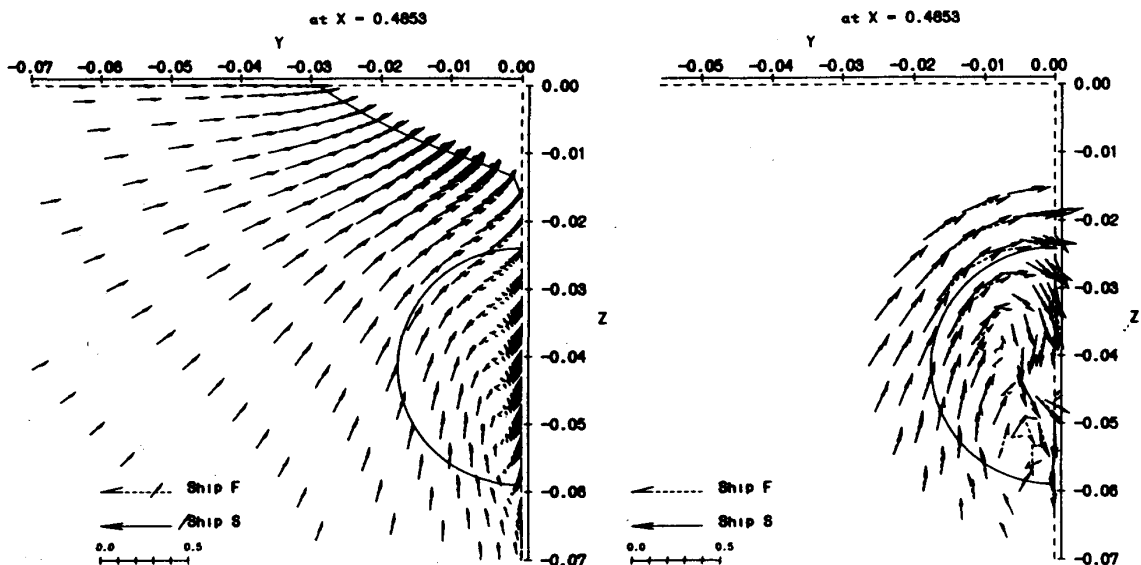
Fig. 11 Velocity distribution [Ship V and Ship U]  
[Left : Calculations, Right : Experiments]

method employed here is possible to predict ship's viscous resistance with enough accuracy for practical use. And the difference of viscous resistance due to the change of hull shape is also predicted well. The results of calculations also suggest that the difference of viscous resistance among these hull forms is mainly caused by the difference of viscous pressure resistance component, and frictional resistance component is insensitive to the hull shape. It is concluded that the CFD method employed here is possible to use for the comparative assessment of different hull forms from the viewpoint of the viscous resistance.

It is also confirmed that the trend of the change in the nominal wake fractions can be predicted rightly.



(a) Axial velocity contours



(b) Crossplane velocity vectors

Fig. 12 Velocity distribution [Ship F and Ship S]  
[Left : Calculations, Right : Experiments]

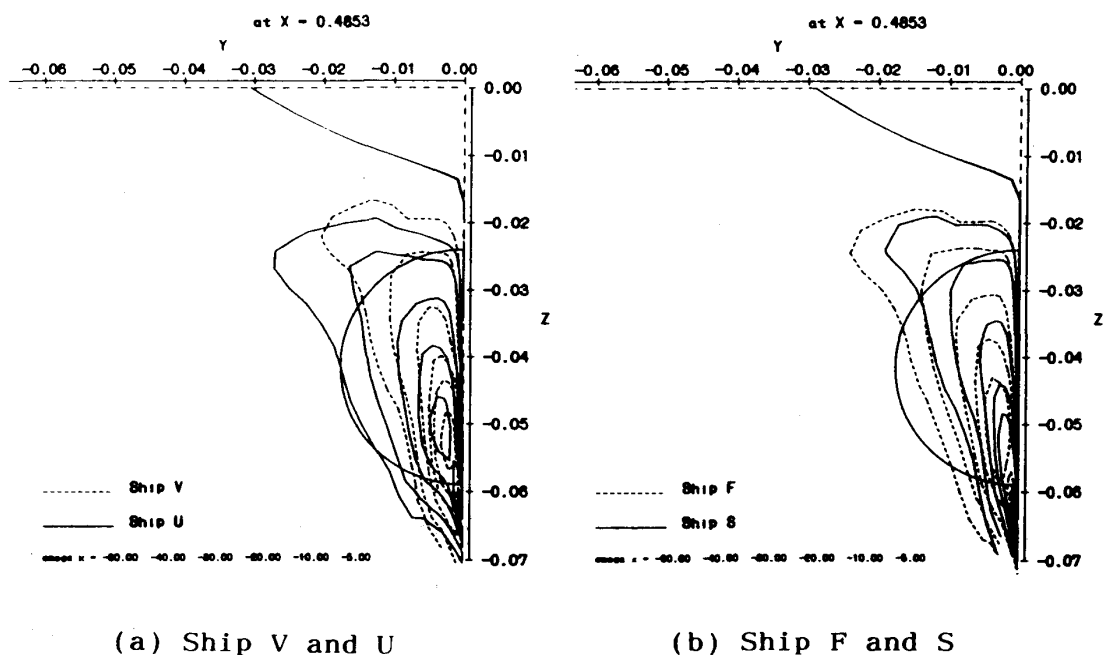


Fig. 13 Contours of longitudinal vorticity

But predicted values are 10-20% less than experiments. The method employed here requires further grid refinement or improvement of the turbulence model to improve the quality of nominal wake predictions.

#### Acknowledgement

The calculations were carried out by using the CFD method developed by Dr. Kodama of Ship Research Institute of Japan. Here, the author would like to express his appreciation to Dr. Kodama for his helpful guidance and advice. The author also wishes to thank Dr. Nagamatsu of the Ship and Ocean Engineering Laboratory of Nagasaki Research and Development Center, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd for his helpful suggestions and discussions.

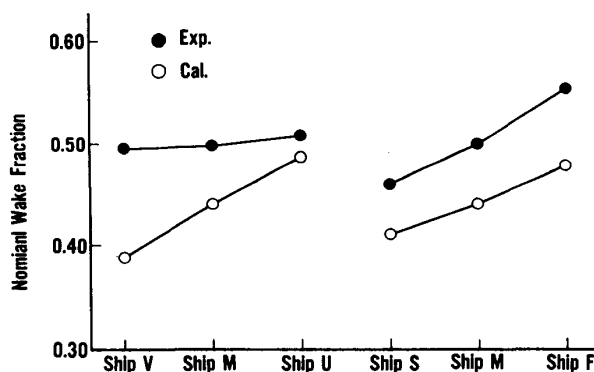


Fig. 14 Nominal wake fractions

#### References

- [ 1 ] Patel, V. C., : Ship Stern and Wake Flows: Status of Experiment and Theory, Proc. 17th ONR Sym. Naval Hydrodyn., (1988).
- [ 2 ] Larsson, L., Patel, V. C. and Dyne, G. (editors), : Ship Viscous Flow, Proceeding of 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop, (1991), Flowtech International AB.
- [ 3 ] Ishikawa, S., Patel, V. C., : Numerical Simulation of Stern and Wake Flow of a Full Ship at High Reynolds Number, J. West Japan Soc. Nav. Arch., No. 79, (1990).
- [ 4 ] Kodama, Y., : Computation of Ship's Resistance Using a NS Solver with Global Conservation-Flat

Plate and Series 60 ( $C_b=0.6$ ) Hull-, J. of the Soc. Naval Architects of Japan, Vol. 172, (1992).

- [5] Baldwin, B. S. and Lomax, H.,: Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows, AIAA Paper No. 78-257, (1978).
- [6] Nagamatsu, T.,: Measurements of Flow Field near the Stern of a Ship Model with High Block Coefficient, J. West Japan Soc. Nav. Arch., No. 61, (1981).
- [7] Kodama, Y.,: Grid Generation around a Practical Ship Hull Form Using the Implicit Geometrical Method, J. of Society of Naval Architects of Japan, Vol. 169, (1991).
- [8] Deng, G. B., Queutey, P., and Visonneau M.,: Navier-Stokes Computations of Ship Stern Flows: A Detailed Comparative Study of Turbulence Models and Discretization Schemes, Proc. 6th Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, (1993).

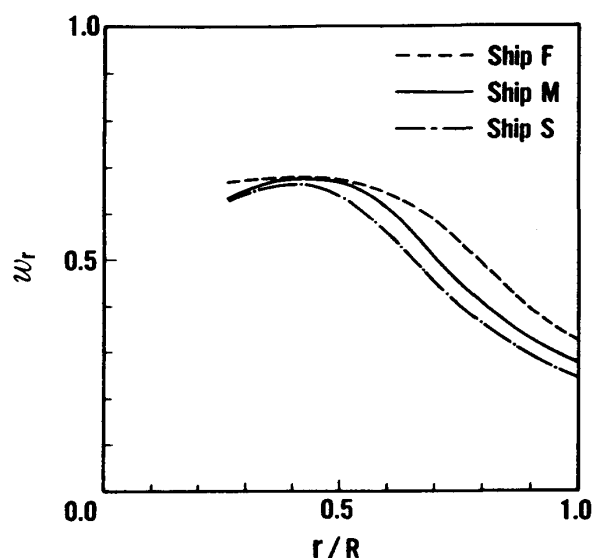
## 討 論

質問者 荻原誠功 (石川島播磨重工業株)

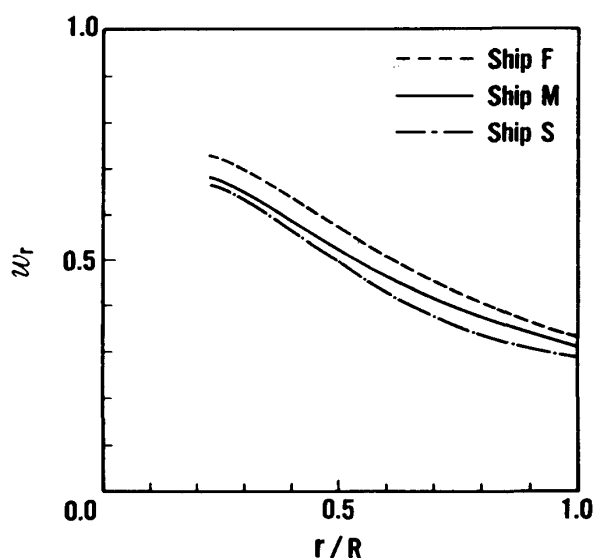
船尾フレームラインがU型からV型になるにしたがって、抵抗や nominal wake が減少する傾向はよく知られ、本研究の実験でも同様の結果が示されています。本計算コードによる計算によって同様の傾向を示されたことに敬意を表します。本計算コードでは(乱流モデルが一因していると思いますが)縦渦が実験より弱いので、nominal wake の小さいV型の方が計算との一致が良いはずと考えていましたが、計算と実験との一致度はwake の大きいU型の方が良いのはどんな理由によるものでしょうか。ご教示下さい。

## 回 答

Fig. A1, 2 に各プロペラ半径位置での伴流率  $w_r$  (円周方向平均値) の分布を示します。船尾肥大度を変えた Ship S, M, F の場合、船型差による  $w_r$  の差異は計算と試験結果でよく一致しています。このため、これを半径方向に積分して得られる伴流率も Fig. 14 に示すように、その推定精度は定量的には不十分ながらも船型差による相違が計算でも良く推定されています。これは、Fig. 12 に示したように、Ship S, M, F シリーズの場合、面内流速ベクトル(縦渦の強さ)の相違が Ship V, M, U シリーズに比べあまり顕著でないためと考えております。なお、試験結果では  $r/R=0.4\sim 0.5$  ( $R$ : プロペラ半径) 付近に  $w_r$  のピークが見られますが、これはプロペラ・ディスク内の縦渦の領域で主流方向の流速が低下しているためです。一方、計算では縦渦が弱く計算されるためこのような低速域がとらえられず、したがって、 $w_r$  の分布にも



(a) Experiments



(b) Calculations

Fig. A1 Mean wake distribution on  $r/R$  [Ship F, M, and S]



ピークが現れておりません。

これに対し、Ship V, M, U シリーズの場合の  $w_r$  の分布状況は、試験結果を見ると船型の差によって大幅に相違しています。すなわち、U 型傾向になるほど  $w_r$  のピーク位置が大きき外側に移っています。これは Fig. 11 に示したように Ship U の縦渦がかなり強く、その中心位置が外側へと移動しているためです。ところが、計算では、 $r/R > 0.7$  において試験結果とほぼ対応する  $w_r$  が得られているものの、 $r/R < 0.7$  の領域では縦渦がうまく計算されていないため試験結果と全く異なった傾向となっています。即ち、Fig. 14 に示した Ship U の伴流率は試験結果と結果的には近い値が得られていますが、流場はこのように試験結果と全く異なっています。

討論者のご指摘のとおり現状の計算法では船尾の縦渦が弱く計算されるため、伴流率の計算と試験結果との定量的な一致度を議論する段階には達していないと考えております。船型の差による伴流率の差異の定性的な傾向の推定についても船尾肥大度変更シリーズのように船型間で縦渦の構造の変化の小さい場合に本手法は有効であると考えられますが、UV 度変更シリーズの様に渦構造が大きく異なる場合は注意を要するものと考えております。

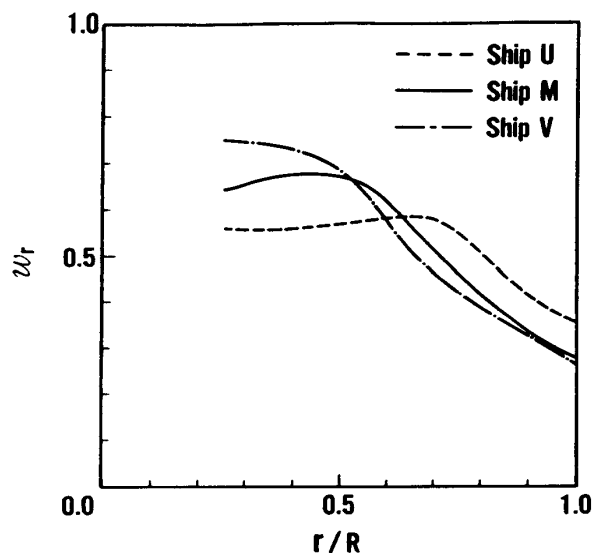
**質問者** 笠原良和(NHKエンジニアリング研究所(津))

現状の CFD コードを実用肥大船型に適用され、CFD コードの解明度について報告いただきありがとうございます。以下 3 つの質問をさせていただきます。

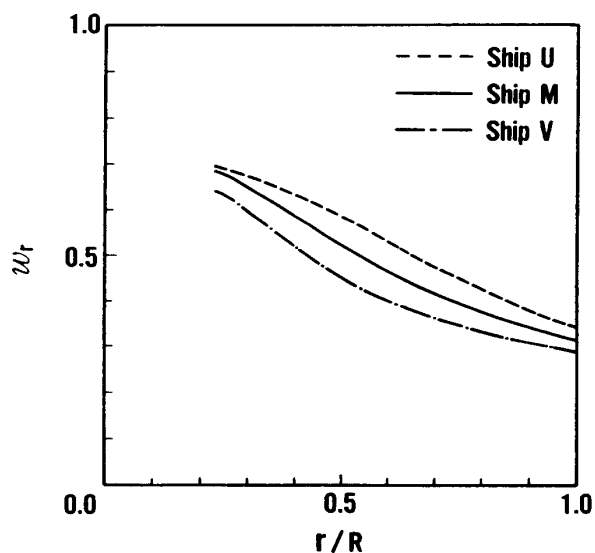
- 1) 4 シリーズ船型の  $C_B$  はいくらですか。よろしければお教え下さい。
- 2) Fig. 8 について

Nominal wake fraction の実験値と計算値の差が U 型船型よりも V 型船型の方がその開き大きい理由をお教え下さい。現状の CFD コードでは、船尾部で剥離が顕著でなければ計算と実験は良好な一致を示します。船尾ビルジ部の剥離渦の強さは、U 型になるほど強くなるために計算との違いも大きくなると予想されますが、Fig. 8 は逆の結果となっています。

- 3) 今回は CFD 計算結果の検証として表面圧力、剪断応力のそれぞれの積分量である圧力抵抗、摩擦抵抗そして流速の積分量である Nominal wake fraction というように、水槽試験における力の計測と同様の処理が行われています。このような積分量では船型との関係を把握することが難しいと思われま。今後の CFD 計算結果の利用の方法など方針がうかがえれば幸いです。



(a) Experiments



(b) Calculations

**Fig. A2** Mean wake distribution on  $r/R$  [Ship U, M, and V]

## 回 答

- 1) Ship V, M, U は肥大度が同一で  $C_b \approx 0.83$ , Ship S は約 0.82, Ship F は約 0.84 です。
- 2) 荻原氏に対する回答をご参照下さい。
- 3) 従来の CFD の計算結果の報告は流場や圧力分布を試験結果と比較した例が主体でした。しかしながら、抵抗値あるいは伴流率等の積分量を評価した例は少ないようです。一方、実際の船舶設計の現場で CFD を有効な Tool として適用していくためには船型の差によるこのような積分量の差異の推定精度も重要であり、これを評価するために本研究を実施した次第です。  
ご指摘のとおり船型とこれら積分量の関係を把握するためには、本文の Fig. 10~13 に示したような圧力分布、流速分布等の流場のデータを詳細に比較検討することが重要となります。さらに、将来的には船型の最適化問題に CFD を適用したいと考えております。

## 質問者 塩谷茂明 (長崎大学)

- 1) 計算と試験の粘性抵抗はよく一致しているが、プロペラ面における流速分布と公称伴流率において差が見られるのは渦動粘性係数を過大に評価する乱流モデルによると考えておられますが、その根拠についてお教え下さい。
- 2) 試験は自由表面があり、計算は double model ですが、自由表面のある計算をもし行なったとした場合、上記の事と何か関連があるのでしょうか。あればお教え下さい。

## 回 答

- 1) 本研究ではゼロ方程式モデルを使用しておりますが、そのモデル定数は比較的単純な薄い 2 次元境界層での速度分布の計測値に基づいて決められているようです。したがって、船尾端のような縦渦を伴う厚い境界層についてはそのままの形で適用するのは問題が多いと考えられます。一方、高度なモデルを適用すると計算機に対する負荷が大きくなるという問題が生じます。したがって、比較的単純でしかも船尾の複雑な流れ場にも適用可能な乱流モデルの開発が望まれますが、十分な検討を実施しておりません。本論でも述べたように、Deng [8] らにより縦渦の領域で渦動粘性係数を小さくすると試験結果と対応する縦渦が計算されることが報告されており、著者の最近の検討でも同様な傾向を示す結果が得られております。これらについては、成果のまとまった時点で改めて報告させていただきたいと考えております。
- 2) 水面付近の流速には自由表面影響が含まれるはずと考えられますが、プロペラ面内への流れは Fig. A3 に示すように船底からビルジ部を巻き上がる流れが主体となっており、自由表面影響はほとんどないと考えております。

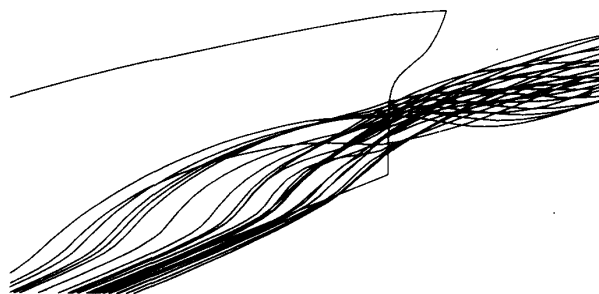


Fig. A3 Stream lines through the propeller disk



# Calculations of Incompressible Fluid Flows for Two Tanker Models

Satoru ISHIKAWA\*

## SUMMARY

This paper describes the calculations of viscous flow for two tanker models under the double model flow assumption at Reynolds number of  $5.0 \times 10^6$ . The Computational Fluid Dynamics(CFD) method used in the present calculations has been originally developed by Kodama[1]. Two modifications to the turbulence model based on Sung's method[2] are applied for the improvement of stern flow prediction of the ship. The modified turbulence models provide the better bilge vortex predictions than that by original Baldwin-Lomax turbulence model.

## 1. INTRODUCTION

Recently, Computational Fluid Dynamics(CFD) based on numerical solution of the Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations has experienced great advances due to improvements of both computational algorithms and computer hardware. The 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop have concluded that the CFD method for ship viscous flow have succeeded in predicting the gross features of the wake flow, although the bilge vortex has been predicted weaker[1]. It have been also difficult to predict viscous resistance accurately by the CFD method. In order to overcome this difficulty, Kodama have developed a new CFD method that satisfy the global conservation, and showed that the predicted resistance of Series 60( $C_b=0.6$ ) ship model agrees well with measured ones[2]. So, in order to examine the practical applicability to ship hull form design, the method is applied to a series of practical full hull forms with the same forebody and different aftbodies by the author, and it is confirmed that the method can fairly estimate the difference of viscous resistance due to the difference of hull forms, as was found in the experiments. It is also indicated that the gross features of the predicted wake distribution agree well with experimental results, although the strength of the predicted bilge vortex is weaker than that in the experiments[3].

In order to improve the accuracy of wake flow prediction, a detailed analysis of several numerical approach and turbulence models has been carried out by G.B. Deng *et al*[4]. They indicated that discretization schemes, grid refinement have a little effect on the

---

\* Nagasaki Experimental Tank, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Nagasaki, Japan

quality of the solution in the wake, however hook-shaped isowake contours is captured by the local reduction of the degree of the eddy viscosity in the core of the longitudinal vortex. On the other hand, Sung *et al.* indicated that the correction for the turbulence length scale based on the experimental data of Huang *et al.*[5] provide better predictions of the stern flow for two axisymmetric bodies[6]. These corrections also result in the reduction of the degree of eddy viscosity near the stern region. In this paper, therefore, two modified Baldwin-Lomax turbulence models with the Sung's correction factor are applied to the calculations of stern flow for two tanker models.

## 2. OUTLINE OF THE CALCULATION METHOD AND ITS APPLICATION

The numerical method employed here has been developed originally by Kodama[1]. It solves the equation of continuity that includes pseudo-compressibility term with a positive constant  $\beta$ , and the three momentum equations for three-dimensional incompressible turbulent flows. These equations are discretized in space using a cell-centered finite volume formulation and in time using the Euler implicit method. The inviscid fluxes are evaluated using 3rd-order upwind scheme(MUSCL) with the flux difference-splitting method, and the viscous flux are determined in a central differencing manner. The algebraic turbulence model of Baldwin and Lomax[7] is employed.

Applying the above method for the computation of viscous flow for two tankers, free surface is assumed to be flat. Therefore, we may calculate the flow around the double model. The flow is also assumed to be symmetrical with respect to the hull center plane, only the port side of the hull is considered.

In the calculations and results to be presented, the right-hand coordinates system  $(x,y,z)$ , that is normalized by a ship length  $L$ , is adopted, in which  $x$ -,  $y$ - and  $z$ -axes are in the direction of uniform flow, starboard side of the hull, and upward, respectively. The origin of the coordinates system is fixed at midships on the undisturbed water plane. The velocity components  $(u,v,w)$  in  $(x,y,z)$  directions, respectively, are nondimensionalized by the ship speed  $(U_0)$ .

## 3. TURBULENCE MODEL MODIFICATIONS

Sung *et al.* indicate that the original Baldwin-Lomax turbulence model(BL model) overpredicts the value of turbulent shear stress in the thick boundary layer near the stern region of axisymmetric bodies[6]. They also show that two modifications to the BL model based on the experimental data of Huang *et al.*[5] provide better predictions of the stern flows for two axisymmetric bodies. In the present calculations, therefore, simple modifications to the BL model based on the Sung's method is made for the calculation of

ship's stern flow.

The inner eddy viscosity remain the same with original BL model, and given by

$$\nu_{t,inner} = l^2 |\omega| \quad (1)$$

where  $|\omega|$  is the magnitude of vorticity and

$$l = \kappa y \{ 1 - \exp(-y^+/A^+) \}, \quad \kappa = 0.4, \quad A^+ = 26, \quad y^+ = y u_w / \nu$$

$y$  : the nominal distance from the wall

$u_w$  : friction velocity,  $\nu$  : kinematic viscosity of the fluid.

The outer eddy viscosity of original BL model is given by

$$\nu_{t,outer} = K C_{cp} F_{wake} F_{kleb}(y) \quad (2)$$

where  $K$  is the Clauser constant (=0.0168) and  $C_{cp}=1.6$ . For the attached wall boundary,  $F_{wake}=y_{max} F_{max}$ , and quantities  $y_{max}$  and  $F_{max}$  are determined from the function  $F(y) = y |\omega| \{ 1 - \exp(-y^+/A^+) \}$ . The function  $F_{kleb}(y)$  is the Klebanoff intermittency factor given by

$$F_{kleb}(y) = \left( 1 + 5.5 \left( \frac{C_{kleb} y}{y_{max}} \right) \right)^{-1} \quad (3)$$

In the present calculations, two modifications to the outer eddy viscosity for the attached wall boundary are made based on the Sung's correlation factors, as follows.

$$[\nu_{t,outer}]_G = [\nu_{t,outer}]_{BL} \hat{G}^2 \quad (4)$$

and

$$[\nu_{t,outer}]_{GP} = [\nu_{t,outer}]_{BL} \hat{G} \hat{P} \quad (5)$$

where

$$\hat{G} \begin{cases} = \sqrt{\frac{(C_h y_{max} + r_0)^2 - r_0^2}{11(C_h y_{max})^2}} & \text{for } \frac{C_h y_{max}}{r_0} \geq 0.2 \\ = 1.0 & \text{for } \frac{C_h y_{max}}{r_0} < 0.2 \end{cases} \quad (6)$$

$$\hat{P} = \left( \frac{1}{3} + \frac{2}{3} e^{-C_\beta \hat{\beta}} \right) \quad (7)$$

$$\hat{\beta} = \frac{y_{max}}{\tau_w} \frac{1}{2} (\hat{u} \nabla p + |\hat{u} \nabla p|) \quad (8)$$

The modified turbulence model in equations (4) and (5) will be referred to as BL-G, and BL-GP, respectively. The letters G indicate the modification based on the flow geometry that is the so-called thick boundary layer on the stern where the cross sectional area of the

hull approaches zero rapidly. This modification is applied in the stern region where the boundary layer thickness ( $\delta=C_h y_{\max}$ ,  $C_h=1.55$ ) is greater than 20% of local radius  $r_0$ . In the present calculations,  $r_0$  is defined simply, as follows.

$$r_0 = \sqrt{\frac{A(x)}{\pi}} \quad (9)$$

where  $A(x)$  is the sectional area of the hull. The letters GP indicate the modification based on the pressure gradient, and in the present calculations, pressure gradient in the streamwise direction is considered (here,  $\hat{u}$  is the unit streamwise mean velocity). This modification is applied in the stern region where the pressure gradient is positive(adverse). Further more, the constants are modified to  $C_{k_{leb}}=0.65$  and  $C_{cp}=1.2$  which are the same values used in Sung's calculations.

Finally, the eddy viscosity is calculated by a blending relation of inner and outer eddy viscosity, as follows.

$$v_t = [v_{t,outer}]_{G \text{ or } GP} \tanh\left(\frac{v_{t,inner}}{[v_{t,outer}]_{G \text{ or } GP}}\right) \quad (10)$$

#### 4. NUMERICAL CALCULATIONS FOR TWO TANKER MODELS

The CFD method described above is applied to two tanker models *i.e.* HSVA tanker and Mystery hull of the SSPA-CTH-IIHR Workshop. The calculations are carried out with the Reynolds number of  $5.0 \times 10^6$ . As shown in Fig.1, the H-O type grid system is generated using the implicit geometrical method[8]. The upstream and downstream boundary is located at  $x=-0.5$  (*i.e.* half ship length ahead of bow), and  $x=1.5$  (*i.e.* one ship length behind the stern), respectively. The radial outer boundary is placed at  $R_{outer}=1.0$ . Grid lines are clustered toward bow and stern profiles in streamwise direction, and toward hull surface in the radial direction. Figs.2 (a) and (b) show the grid near the bow and stern. As shown in these figures, bow and stern profiles have been followed by the vertical grid lines. The horizontal grid lines are approximately orthogonal to the vertical grid lines, and also to both the bow and stern profiles. In the previous study of the present author, the investigation of the grid sensitivity is already performed to determine the appropriate number of grid points and minimum grid spacing. In this study, therefore, the same parameters for the grid generation are used as follows. The number of grid points is  $81 \times 25 \times 41$  in the streamwise, circumferential and radial directions respectively. This gives a total number of 83,025 grid points. The parameter ( $\alpha$ ) is a criterion used to determine the minimum grid spacing adjacent to the hull surface ( $\Delta_{min}$ ), which is defined by the following equation, and  $\alpha=0.01$  (*i.e.*  $\Delta_{min}=4.5 \times 10^{-6}$ ) is used in the present calculations.

$$\Delta_{\min} = \frac{\alpha}{\sqrt{Re}} \quad (11)$$

The effect of the modification of turbulence model on the solutions are shown in Figs 3–8. Figures 3 and 4 show the results by using original BL model at the propeller plane. The gross feature of the wake flow is predicted well, although the bilge vortex is predicted weaker and hook-shaped isowake contour is not captured.

Figures 5 and 6 show the results by BL-G and BL-GP model for HSVA tanker. It is clearly that the values of the eddy viscosity given by both modified turbulence models are reduced than those by original BL model, while the results of eddy viscosity given by both modified models are similar to each other. And the degree of downward velocity near the center plane becomes greater and the contour line at  $u=0.3$  is expanded.

Figures 7 and 8 show the results by BL-G and BL-GP model for Mystery hull. In these case, hook-shaped isowake contour is captured, and is similar to the measured ones.

## 5. CONCLUDING REMARKS

The finite-volume method that developed for calculating general three-dimensional, turbulent, incompressible flows with satisfying the global conservation is applied to the viscous flow around two tankers with double model flow assumption at Reynolds number of  $5.0 \times 10^6$ . Two simple modifications based on the Sung's method to the original Baldwin-Lomax turbulence model are applied to the stern flow. It is confirmed that the CFD method with modified turbulence model provides better solutions of wake distributions. However, the modified turbulence model employed here is an interim, therefore further examinations about a turbulence model is necessary.

## ACKNOWLEDGEMENT

The calculations were carried out by using the CFD method developed by Dr.Kodama of Ship Research Institute of Japan. Here, the author would like to express his appreciation to Dr.Kodama for his helpful guidance and advice. The author also wishes to thanks Dr.Toda of Kobe University of Mercantile Marine for his valuable suggestions.

## REFERENCES

- [1] Larsson,L., Patel, V.C. and Dyne,G.(editor), : Ship Viscous Flow, Proceeding of 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop, (1991), Flowtech International AB.
- [2] Kodama, Y., : Computation of Ship's Resistance Using a NS Solver with Global Conservation - Flat Plate and Series 60( $C_b=0.6$ ) Hull - , J. of the Soc. Naval



- Architects of Japan, Vol.172, (1992).
- [3] Ishikawa,S., : Application of CFD to Estimation of Ship's Viscous Resistance – A Series of Full Hull Forms – , J. of West Japan Soc. Nav. Arch., No.87, (1994).
  - [4] Deng, G.B., Queutey, P., and Visonneau, M., : Navier–Stokes Computations of Ship Stern Flows: A Detailed Comparative Study of Turbulence Models and Discretization Schemes, Paper presented at the 6th International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, (1993).
  - [5] Huang, T. T., Santelli, N. and Belt,G., : Stern Boundary–Layer Flow on Axisymmetric Bodies, Paper presented at 12th Symposium on Naval Hydrodynamics, Wash. D.C., (1978)
  - [6] Sung, C.H., Tsai, J. F., Huang, T. T., and Smith, W. E., : Effects of Turbulence Models on Axisymmetric Stern Flows Computed by an Incompressible Viscous Flow Solver, Paper presented at the 6th International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, (1993).
  - [7] Baldwin, B.S. and Lomax, H., : Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows, AIAA Paper No.78–257, (1978).
  - [8] Kodama, Y., : Grid Generation around a Practical Ship Hull Form Using the Implicit Geometrical Method, J. of Society of Naval Architects of Japan, Vol.169, (1991).

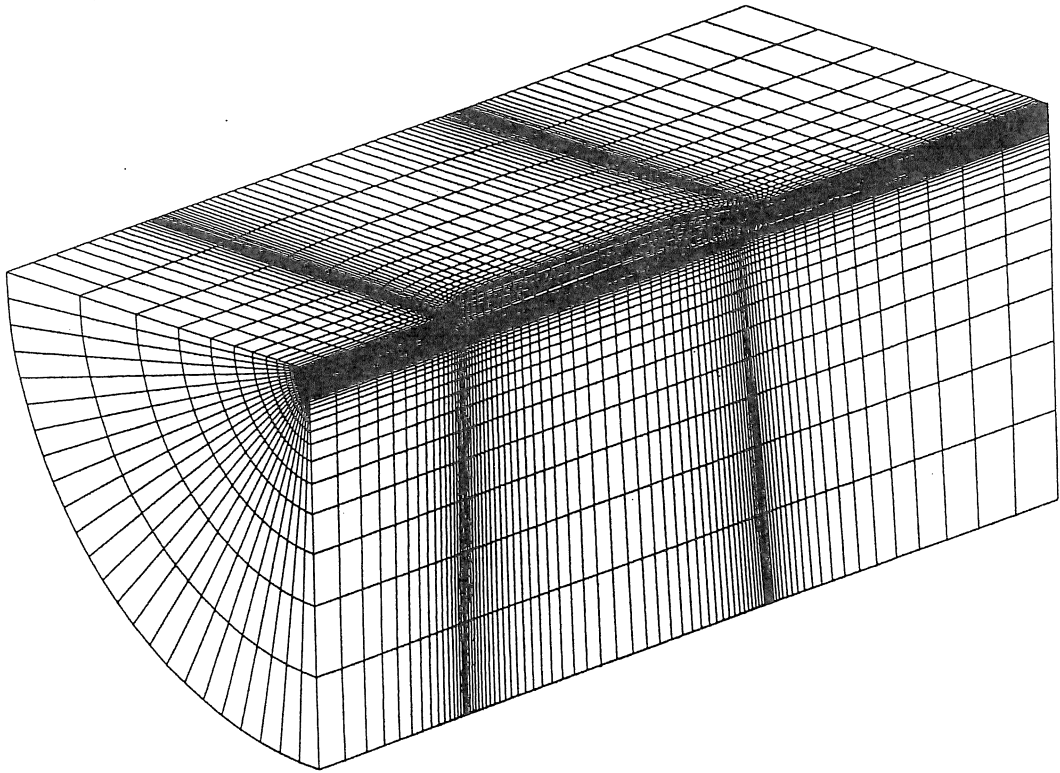


Fig.1 Grid distribution and computational domain

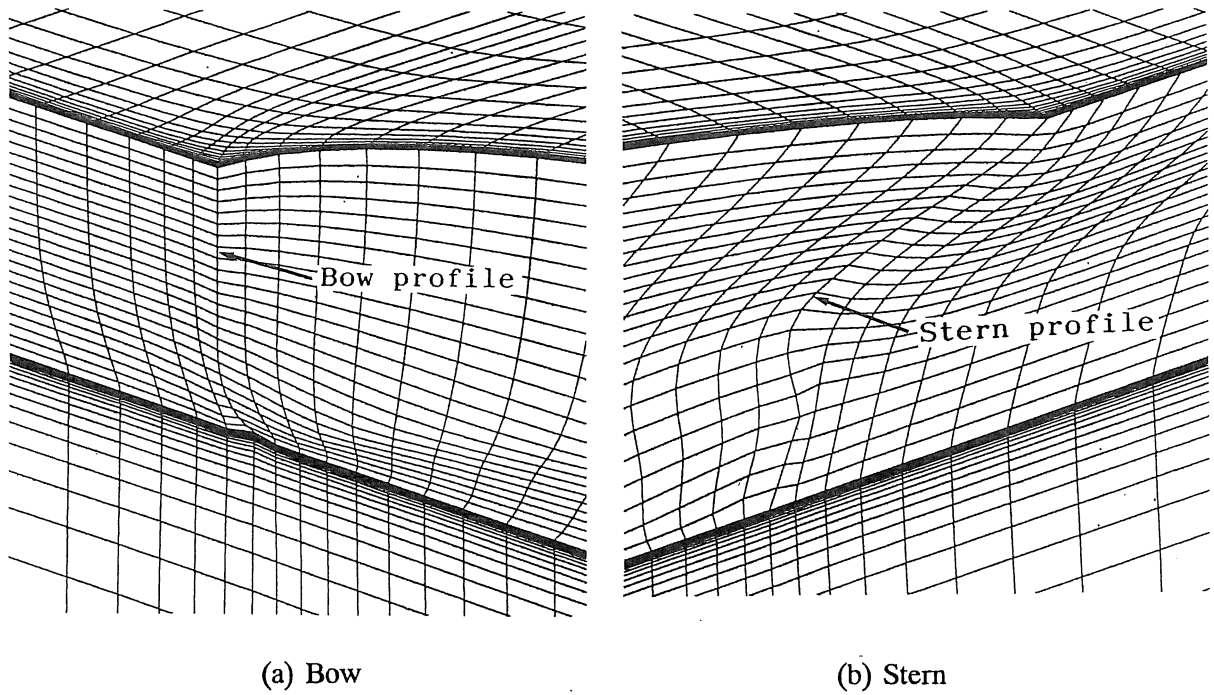


Fig.2 Grids near the bow and stern

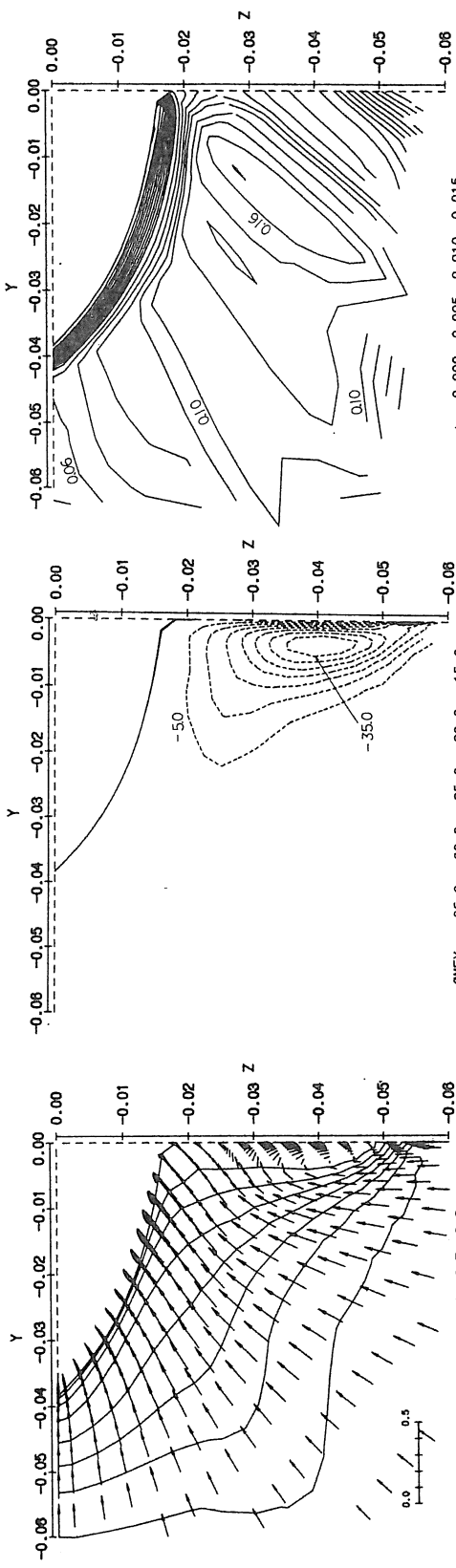


Fig.3 Results about HSVA tanker given by original BL model  
[ At the propeller plane]

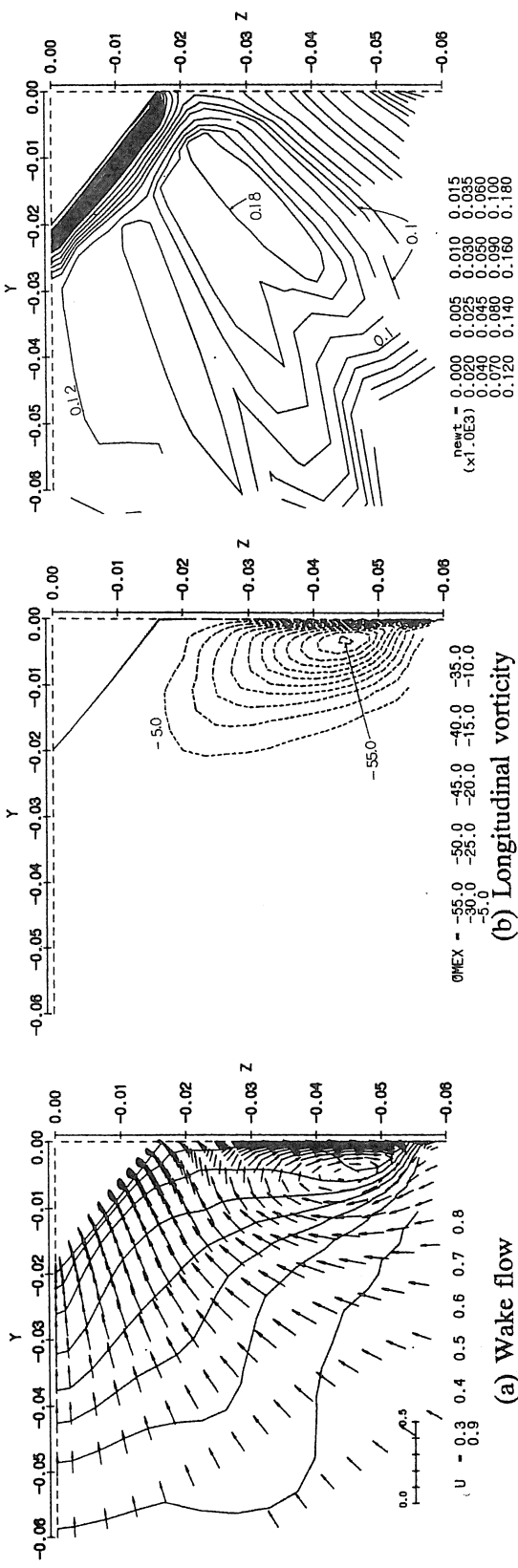


Fig.4 Results about MYSTERY hull given by original BL model  
[ At the propeller plane]

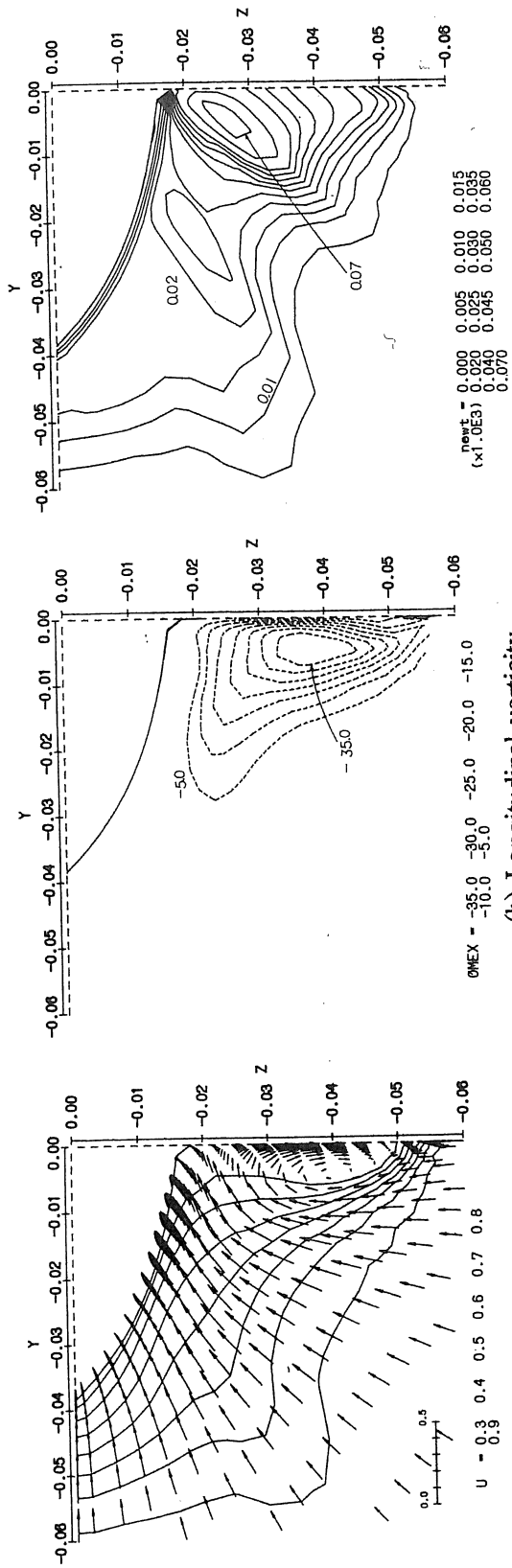


Fig.5 Results about HSVA tanker with BL-G model  
[ At the propeller plane]

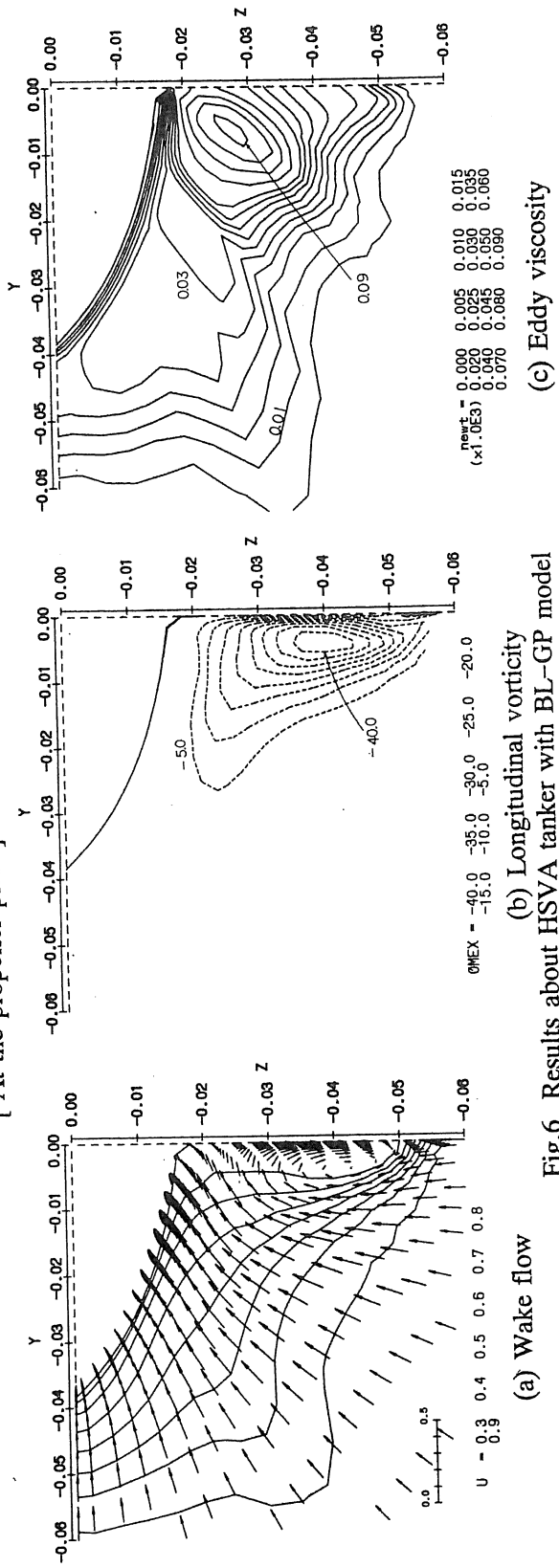


Fig.6 Results about HSVA tanker with BL-GP model  
[ At the propeller plane]

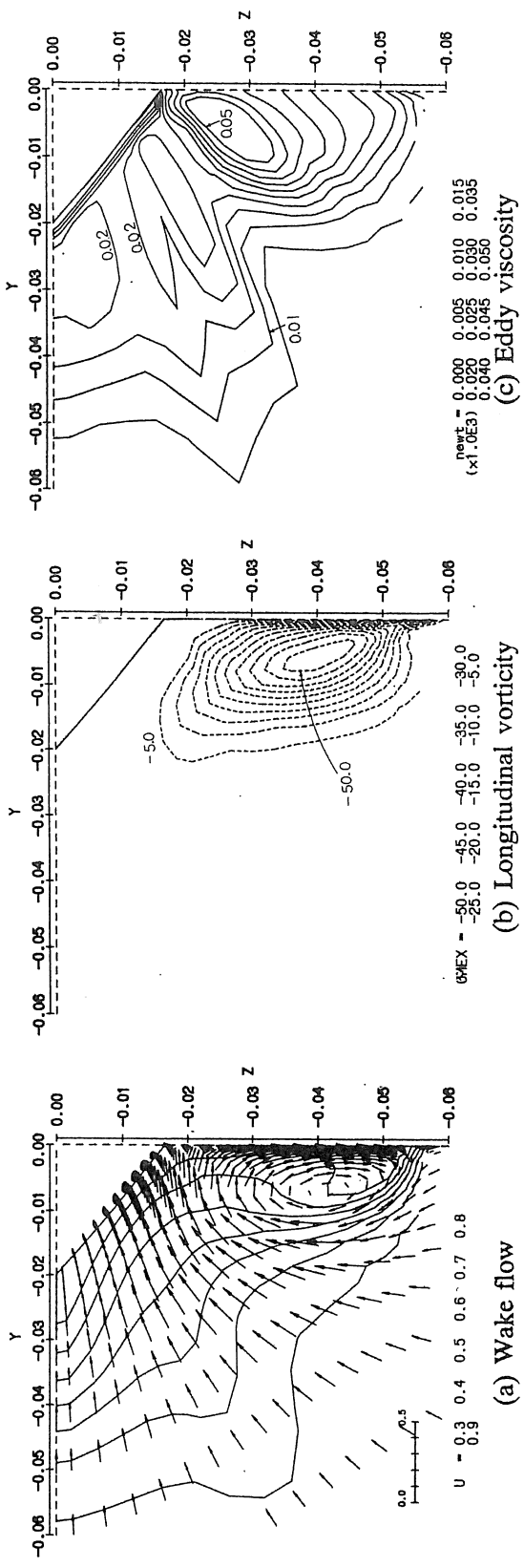


Fig.7 Results about MYSTERY hull with BL-G model  
[ At the propeller plane]

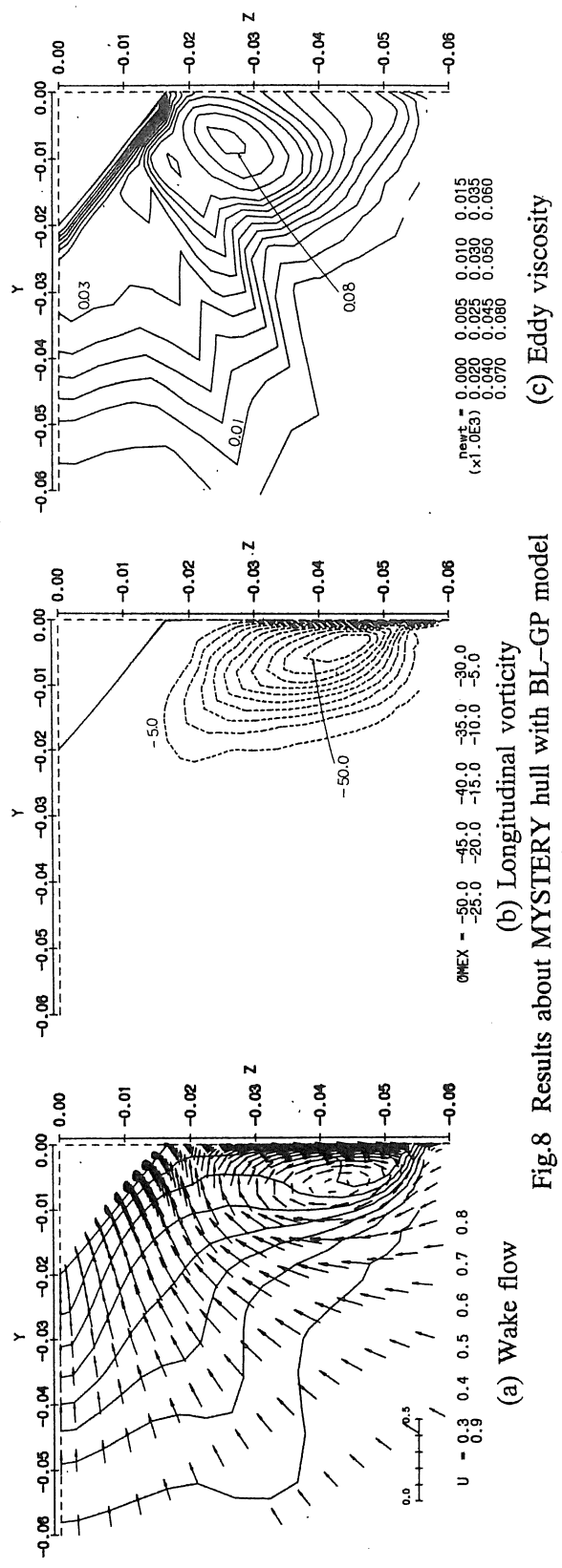


Fig.8 Results about MYSTERY hull with BL-GP model  
[ At the propeller plane]



## CFD による船体周りの流場ならびに推進性能の尺度影響に関する検討

正員 石川 暁\*

## Study on Scale Effect on Viscous Flow around Hull and on Propulsive Performance of a Ship by Using CFD

by Satoru ISHIKAWA, Member

## Summary

This paper describes the calculation of viscous flow around the tanker (Ryuko-maru) under the double model flow assumption at model scale and full scale Reynolds Numbers, in both towing and self-propulsion conditions. The CFD method used here has been originally developed by Kodama and Hinatu. As a result, difference of wake distribution between model and full scale ships is predicted well. The form factor and the thrust deduction predicted by CFD method are not depend on the Reynolds number, but effective wake fraction decreases with increase of Reynolds number. Scale effect predicted by CFD described above is basically agree with the knowledge that is used in the stage of prediction of full scale ship performance from tank test results.

## 1. 緒 言

Navier-stokes 方程式を数値的に解くことによって船体周りの粘性流場を推定する手法 [CFD(Computational Fluid Dynamics)] の進展には、めざましいものがある。特に、近年では、流場のみならず抵抗あるいは自航要素についても推定が可能となってきた。例えば、Kodama はグローバルな保存性が保証された計算法を提案し、同手法を用いることにより、試験結果と良く一致する粘性抵抗の推定が可能であることを示した [1]。Ishikawa は同手法の乱流モデルを修正することで、船型の相違による抵抗ならびに伴流率の差異が実用上十分な精度で推定可能であることを示した [2, 3]。また、日夏は、プロペラの影響を無限翼数プロペラ理論 [4] を用いて評価し、得られたプロペラ力を RANS 方程式の外力項として付加することにより、船体・プロペラ・舵の干渉問題 (自航状態の計算) が取り扱えるよう同手法の拡張を図った [5]。

上記はいずれも模型船相当のレイノルズ数における計算を実施したものだが、一方、実船相当のレイノルズ数についても、その流場の計算が試みられている [6, 7]。実船と模型船では、その寸法差に起因するレイノルズ数の相違によって船体周りの粘性流場が異なり、これに伴い模型と実船で抵抗や推進効率に差が生じる。しかしながら、模型試験と実船試験結果を比較することによって得られる尺度影響に関する相関係数は、通常、粗度修正  $\Delta C_f$  と伴流率の相関係数  $e_1$  の 2 種類である。したがって、模型試験の結果から実船の性能を推定する場合、その他の要素については、いくつかの流体力学的な仮定と、模型と実船試験結果の比較に基づく経験的係数を考慮することで尺度影響を評価している。そこで、本論では、近年めざましい進展をとげた CFD を用い、実船および模型船の流場、抵抗および自航要素を直接計算で求め、これらの尺度影響について、従来の知見と比較検討を行った。このため、幾

\*三菱重工業(株)長崎研究所

何学的に相似で長さの異なる3船型 ( $L_{pp}=300, 30, 7\text{m}$ ) について、CFDによる曳航ならびに自航状態の計算を実施した。また、実船レベルの高レイノルズ数における計算を実施するに先立ち、CFDの計算精度の検証を行うために、2次元平板問題の計算を併せて実施した。

## 2. 計算方法の概要

本研究で用いたCFDの計算法は、グローバルな保存性を満足することで高精度な粘性抵抗の推定を可能としたNICE法と呼ばれる手法であり、その基本コードはKodama [1]により開発された。支配方程式は、正のパラメータ $\beta$ を含む擬似圧縮性項を加えた連続の式とReynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) 方程式である。これらの方程式に対し、空間方向はセル中心に変数を配置した有限体積法を、時間方向はEuler陰解法を用いた離散化を採用する。また、RANSの非粘性項は、セル界面での流速を3次精度のMUSCL法で評価し、上流化にはFlux Difference Splitting法で、さらに粘性項は、Gaussの積分定理を用いて、2次精度の中心差分的に評価する。ここでは、本手法を曳航状態の計算に適用した。ここで、水面および船体中心面で流れが上下および左右対称であるとして、船体左舷側のみの計算を行った。舵などの副部は考慮していない。格子の例として、実船の計算で用いた船体表面格子をFig. 1に示す。乱流モデルは、Baldwin-Lomax [7]モデルとした。

自航状態の計算は、上記NICE法のRANS方程式の外力項に、無限翼数プロペラ理論 [4]を用いて評価したプロペラ力を体積力として付加することによって解く日夏により提案された方法 [5]を用いた。この場合、自航要素に与える舵の影響が無視できないため、上記、曳航計算の場合と異なり舵を考慮した計算を行った。Fig. 2に示すように船尾端付近の格子のトポロジーや配置が曳航状態の場合と若干異なる。また、プロペラの旋回流の影響を考慮するために左右両舷の格子を用い計算を行った。なお、自航計算では、NSの計算とプロペラ計算を以下の手順で繰り返し実施して自航点を探索する手法を用いた。

- 1) 曳航状態の計算を行う。
- 2) プロペラ面の伴流分布を求めプロペラへの流入速度とする。
- 3) 船体抵抗を必要推力とする。ただし、模型船の場合は、抵抗値から摩擦修正量を差し引いた値を必要推力とする。

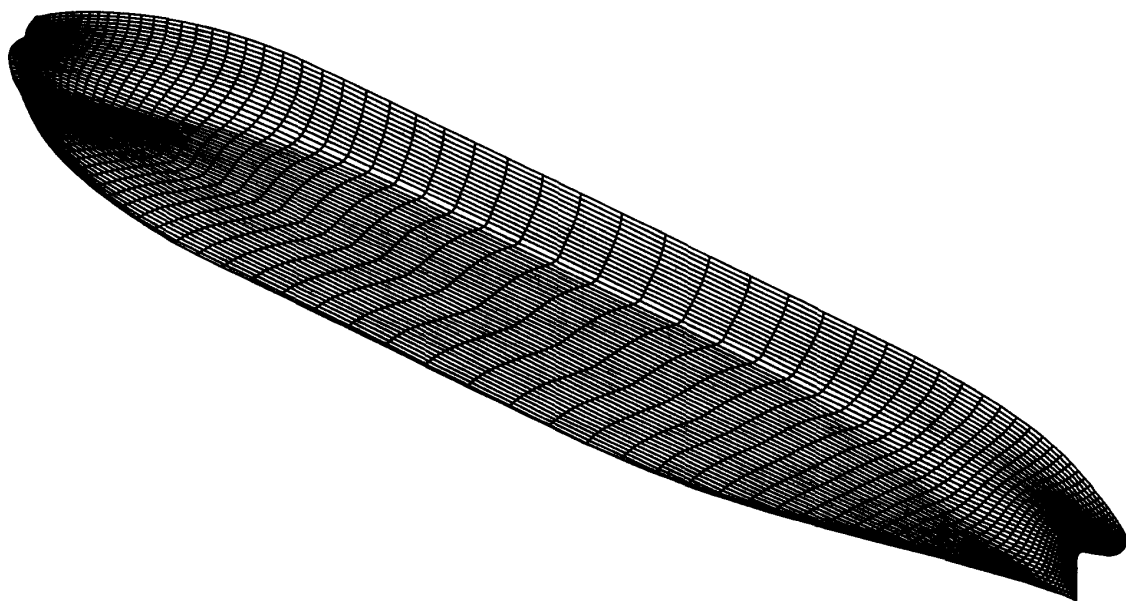


Fig. 1 Hull surface grid for full scale ship



- 4) 流入速度を与えてプロペラ計算を行い、必要推力を発生するプロペラ回転数およびプロペラ力分布（推力成分と回転力成分）を求める。
- 5) 4)で求めたプロペラ力を NS 方程式の右辺の体積力の項に代入して NS 計算を行う。
- 6) 船体抵抗（模型船の場合は摩擦修正を考慮）と推力が釣り合えば計算を終了する。一致しない場合は、伴流分布からプロペラ誘導速度を差し引いたものを流入速度として 3)へ戻る。

なお、自航計算の場合の乱流モデルは、文献 [5] にしたがって、修正 Baldwin-Lomax モデルを採用した。

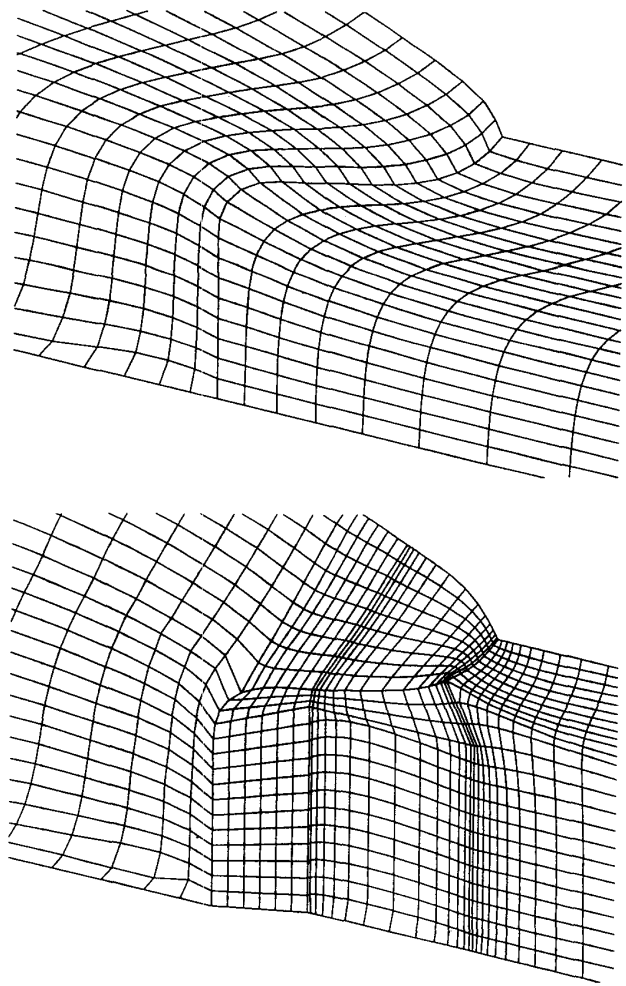
### 3. 格子分割法の検討

数値計算結果を実現象の計測値と比較する際には、計算結果自身の持つ数値誤差について十分吟味しておく必要がある。その手法の一つとして、格子分割法を変え、その違いが解に与える程度を調べる感度解析的手法がある。著者は、以前 SR107 船型まわりの粘性流れを解く際に、壁から垂直方向の格子分割法を適切に選択することが重要であること、ならびに、その具体的な分割方法を示した [2]。ただし、これらは模型船レベルのレイノルズ数 ( $Re=1.2 \times 10^7$ ) での検討であった。そこで、実船レベルのレイノルズ数における計算を実施するに先立ち、Fig. 3 に概要を示すような単純な 2 次元平板問題を例題に、同様の手法で CFD の計算精度の検証を行った。座標系は図中に示したとおりとし、原点を平板の先端に置いた。計算領域の広さは、平板の長さを 1.0 として前方に 0.5 ( $X_{min} = -0.5$ ), 後方に 1.0 ( $X_{max} = 2.0$ ), 壁から垂直方向に 1.0 ( $Y_{max} = 1.0$ ) とした。レイノルズ数 ( $Re$ ) は以下の 4 種とした。

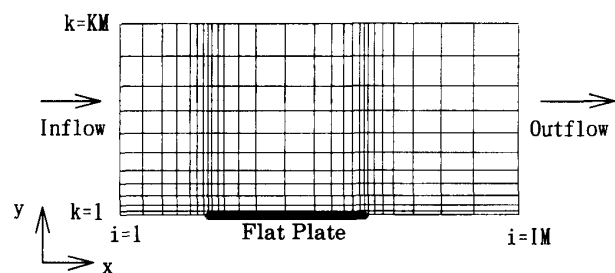
$$Re = 5.0 \times 10^6, 5.0 \times 10^7, 5.0 \times 10^8, 5.0 \times 10^9$$

計算格子は、主流方向の格子分割法を固定し、壁から法線方向について、壁近傍の最小格子間隔 ( $\Delta_{min}$ ) を変更し、同時に同方向の格子分割数 (KM) を Table 1 に示すように  $\Delta_{min}$  を減じるに従って増加させた。なお、主流方向の格子数 (IM) は 131 とし、平板上に 77 個の格子点を配置した。

計算で得られた平均摩擦抵抗係数 ( $C_f$ ) を比較して Fig. 4 に示す。同一レイノルズ数の計算でも、最小格子間隔が大きいと（格子数が少ないと）抵抗係数が大きく計算される。しかし、最小格子間隔がある値以下になると、それ以上小さくしても計算結果はほとんど変わっていない。このように、壁面近傍の格子間隔を十分小さくすること



**Fig. 2** Computational grid near the stern  
Top: for towing condition  
Bottom: for self-propulsion condition



**Fig. 3** Computational grid for a flat plate

により、格子依存性のほとんど無い解が得られる。ここでは、各レイノルズ数において、それぞれ Table 1 の Case 3, 8, 13 および 18 に示す格子分割法の結果を採用することとした。

次に、上記採用格子の計算結果から、平板の前後端および中央付近における壁から垂直方向の速度分布を求めて Fig. 5 に、局所摩擦係数 (cf) の比較を Fig. 6 に示す。ここで、参考のため、速度分布については壁法則の値を、cf については Schoenherr 式による値を併せて示した。レイノルズ数が  $5.0 \times 10^6$ ,  $5.0 \times 10^9$ , いずれの場合も、計算結果は壁法則および Schoenherr 式と良く一致している。最後に、摩擦抵抗係数 (Cf) の計算結果を種々の Friction Line と比較して Fig. 7 に示す。CFD による計算結果は Prandtl-Schlichting, ITTC'57 および Schoenherr Line とほぼ一致していることが分かる。

Table 1 Summary of grid sensitivity study

$IM = 131, x_{min} = -0.5, x_{max} = 2.0, y_{max} = 1.0$

Case	Re	$\Delta_{min}$	km
1	$5.0 \times 10^6$	$2.84 \times 10^{-7}$	49
2		$7.57 \times 10^{-7}$	46
3		$2.84 \times 10^{-6}$	41
4		$7.57 \times 10^{-6}$	38
5		$2.84 \times 10^{-5}$	33
6	$5.0 \times 10^7$	$5.05 \times 10^{-8}$	55
7		$1.35 \times 10^{-7}$	52
8		$5.05 \times 10^{-7}$	47
9		$1.35 \times 10^{-6}$	44
10		$5.05 \times 10^{-6}$	39
11	$5.0 \times 10^8$	$8.97 \times 10^{-9}$	61
12		$2.39 \times 10^{-8}$	58
13		$8.97 \times 10^{-8}$	53
14		$2.39 \times 10^{-7}$	50
15		$8.97 \times 10^{-7}$	45
16	$5.0 \times 10^9$	$1.60 \times 10^{-9}$	67
17		$4.26 \times 10^{-9}$	64
18		$1.60 \times 10^{-8}$	59
19		$4.26 \times 10^{-8}$	56
20		$1.60 \times 10^{-7}$	51

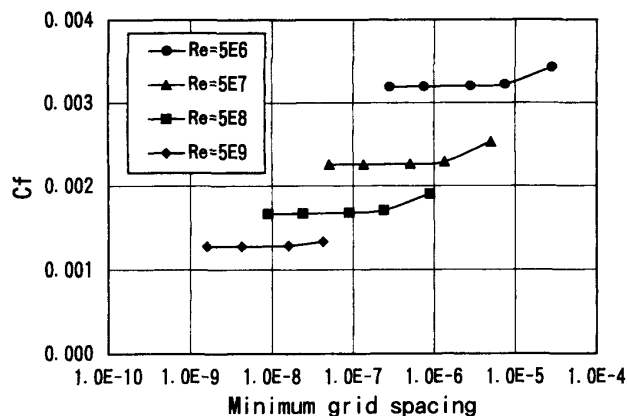


Fig. 4 Minimum grid spacing and skin friction coefficient (Flat plate)

以上の検討から、格子分割法を適切に定めれば、レイノルズ数が  $5 \times 10^9$  までの高レイノルズ数の平板周りの流れについて、速度分布、局所摩擦係数および摩擦抵抗係数ともに試験結果と一致する計算結果が得られることが分かった。

#### 4. 曳航状態の計算

CFD で流れや推進性能の尺度影響の検討を行うためには、実際に建造され、海上試験の実施された船型を選

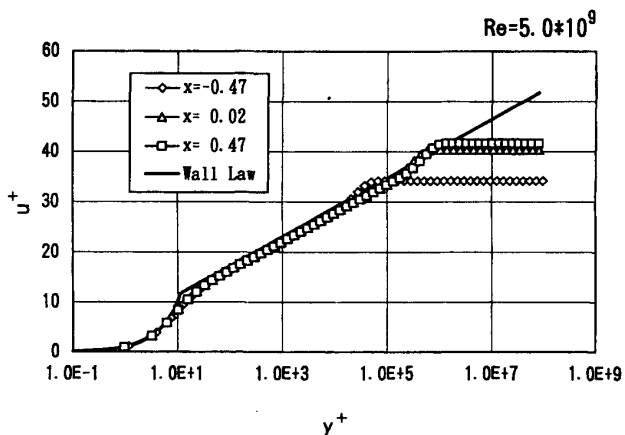
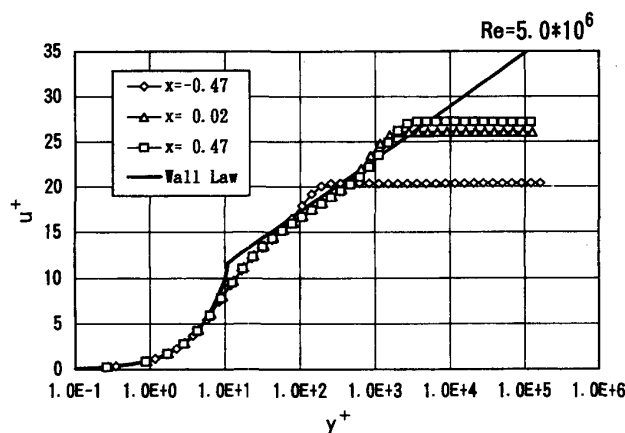


Fig. 5 Velocity distribution on a flat plate  
Top:  $Re=5 \times 10^6$ , Bottom:  $Re=5 \times 10^9$

択する必要がある。本研究では第21期国際水槽会議 (ITTC) から実船の流場計測結果等のデータが CFD Validation Data として提供されている大型タンカー龍光丸を対象船型として採用した。本船は、実船 ( $Re=2.43 \times 10^9$ )、およびこれと幾何学的に相似な実験船 ( $Re=6.59 \times 10^7$ ) ならびに水槽試験用模型船 ( $Re=7.40 \times 10^6$ ) について、プロペラが作動している状態での船尾流場計測結果、および模型船については抵抗試験結果などが公表されている [9]。本船の主要目を Table 2 に、正面線図および船首尾端形状を Fig. 8 に示す。また、流場計測の計測断面を Fig. 9 に、その際の試験条件を Table 3 に示す。

曳航状態の計算のための格子生成は、Implicit geometrical method [10] を用いて行い、水面および船体中心面で流れが上下および左右対称であるとして、左舷側のみ

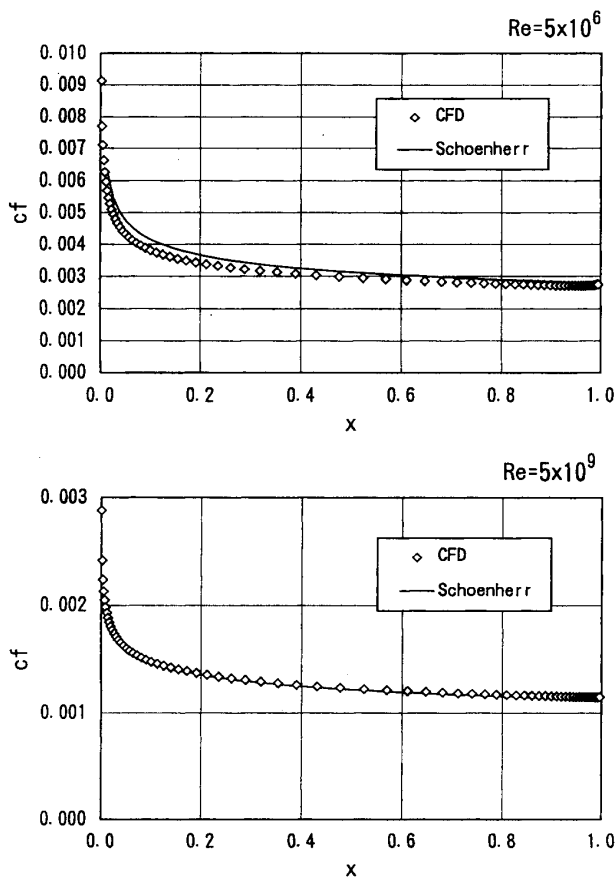


Fig. 6 Local skin friction coefficients  
Top:  $Re=5 \times 10^6$ , Bottom:  $Re=5 \times 10^9$

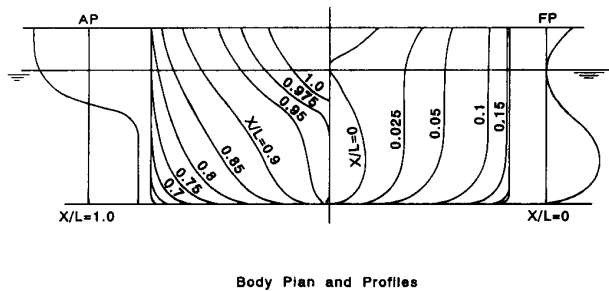


Fig. 8 Body plan and stem and stern profiles of Ryuko-maru

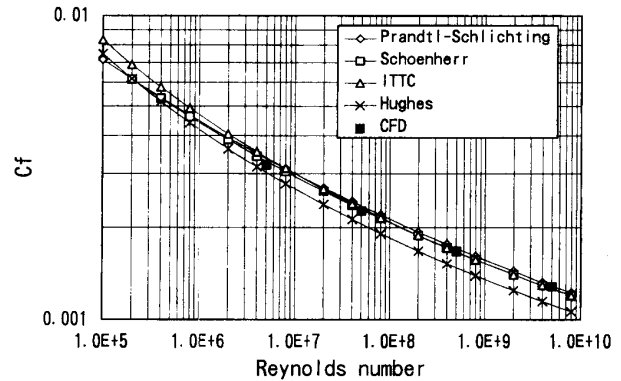


Fig. 7 Skin friction coefficients for flat plate

Table 2 Principal Particulars of Ships

	Model Ship	Experimental Ship	Full Scale Ship
Lpp(m)	7.000	30.0	300.0
B(m)	1.167	5.0	50.0
da(m)	0.443	1.912	18.86
df(m)	0.443	1.912	18.86
dm(m)	0.443	1.912	18.86
Cb	0.830	0.830	0.829
Dp(m)	0.21	0.92	9.20
Boss R.	0.18	0.16	0.16

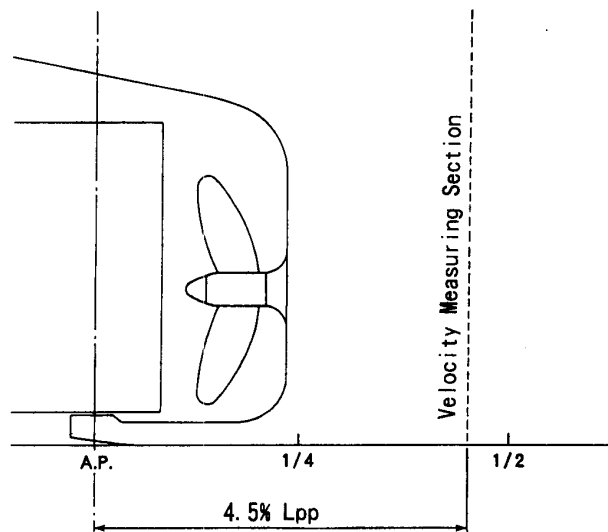


Fig. 9 Measuring section

1/4円筒状のH-O格子を生成した。(x, y, z)座標は船長で無次元化し、水線面の船体中心を原点にとり、下流側にx軸、右舷外向きにy軸、鉛直上向きにz軸を定義した。格子領域広さは、船首端から1/2船長前方に上流端( $x_{up}=-1.0$ )を、船尾端から1船長後方に下流端( $x_{down}=1.5$ )、さらに半径方向に1船長( $R_{out}=1.0$ )とした。

まず、高レイノルズ数における計算精度の検証を行うために、平板の計算の場合と同様、格子数および最小格子間隔を変えた計算を行った。Fig. 10に半径方向の最小格子間隔を変更した際の実験船および実船の粘性抵抗係数( $C_v$ )およびその摩擦成分( $C_f$ )、粘性圧力抵抗成分( $C_p$ )を示す。なお、各種抵抗係数は、浸水表面積で無次元化したものである。平板の場合とほぼ同等の最小格子間隔を与えることにより、それ以上最小格子間隔を小さくした場合と変わらない抵抗値が得られることが分かる。

これらの検討から、曳航状態の計算格子はTable 4示すものを採用した。以下では、この採用格子の計算結果について示す。なお、流場については実船の曳航状態の計測値が無いため、次の自航状態の計算の節で述べる。

Fig. 11に模型船、実験船ならびに実船の抵抗係数の計算結果を示す。図中の破線はSchoenherrの平板摩擦抵抗係数( $C_{f0, sch}$ )、実線は模型船の抵抗試験から3次元外挿法で推定した抵抗曲線 $[(1+K)C_{f0, sch}]$ である。さらに、CFDで求めた相当平板の摩擦抵抗係数( $C_{f0, CFD}$ )も併せて示した。ここで、船まわりと平板周りで同一の格子分割法(最小格子間隔および格子数を同一とする)を採用した。これらを比較すると、まず相当平板の摩擦抵抗係数( $C_{f0, CFD}$ )は、前述の通りSchoenherr Lineとほぼ一致している。しかし、レイノルズ数に対する変化は僅かに異なり、低レイノルズ数でSchoenherr Lineより若干小さく、逆に高レイノルズ数ではやや大きい。船体

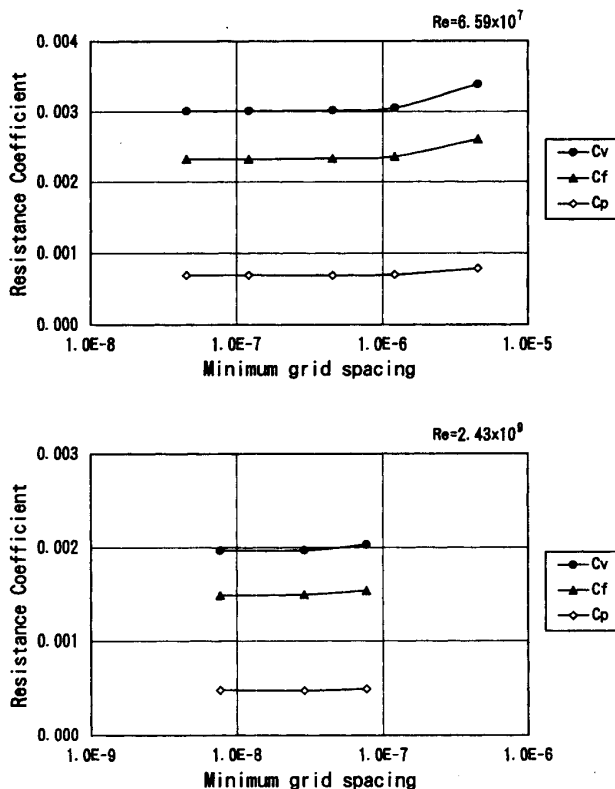


Fig. 10 Computed resistance coefficients  
Top: Experimental ship ( $L_{pp}=30m$ )  
Bottom: Full scale ship ( $L_{pp}=300m$ )

Table 3 Test Condition of Wake Measurement

	Model Ship	Experimental Ship	Full Scale Ship
$V_0(m/s)$	1.27	2.63	8.33
Prop.R.	8.52rps	-	80rpm
Re No.	$7.40 \times 10^6$	$6.59 \times 10^7$	$2.43 \times 10^9$

Table 4 Summary of grid points (towing condition)

$x_{up} = -1.0, x_{down} = 1.5, R_{out} = 1.0$			
	Model Ship	Experimental Ship	Full Scale Ship
IM	81	101	131
JM	25	31	35
KM	41	47	64
Total grid	83,025	147,157	293,440
$\Delta_{min}$	$3.7 \times 10^{-6}$	$4.1 \times 10^{-7}$	$2.7 \times 10^{-8}$

IM, JM, KM: Number of grid points in the streamwise, circumferential and radial directions, respectively  
 $\Delta_{min}$ : Minimum grid spacing (in radial direction)

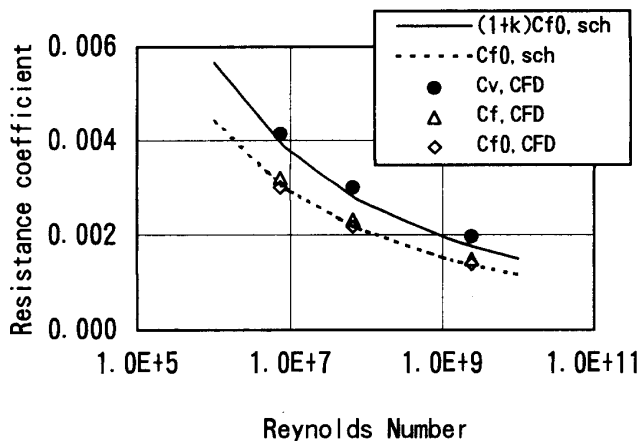


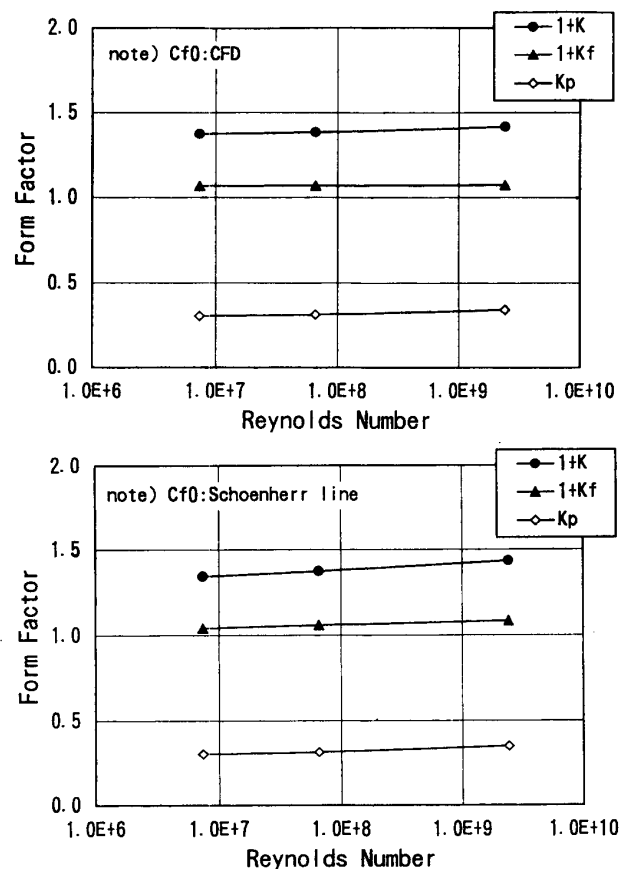
Fig. 11 Reynolds Number and Resistance coefficients

摩擦抵抗係数 ( $C_{f, CFD}$ ) は、平板の値より僅かに大きい。粘性抵抗係数  $C_{V, CFD}$  は、水槽試験結果に比べやや大きいものの、レイノルズ数依存性については従来から知られている3次元外挿法とほぼ同じ傾向を示す。この粘性抵抗係数の尺度影響について、さらに定量的に評価するために、形状影響係数 ( $1+K$ ) を次式で求めて Fig. 12 に示す。

$$\begin{aligned}(1+K) &= C_{V, CFD} / C_{f_0} \\ &= C_{f, CFD} / C_{f_0} + C_{p, CFD} / C_{f_0} \\ &\equiv (1+K_f) + K_p\end{aligned}$$

ここで、 $K$  は Form Factor を、 $C_{p, CFD}$  は粘性圧力抵抗係数を表す。また、 $C_{f_0}$  は相当平板の摩擦抵抗係数で、ここでは CFD による計算結果 ( $C_{f_0, CFD}$ ) と Schoenherr friction line から求めた値 ( $C_{f_0, sch}$ ) の2種類を用いて ( $1+K$ ) を算定した。これは、前述のとおり、 $C_{f_0, CFD}$  と  $C_{f_0, sch}$  のレイノルズ数に対する変化が僅かに異なるためである。ただし、CFD による計算結果から形状係数を算定する際、分母の  $C_{f_0}$  についても船まわりと同一の格子分割法を用いて計算した  $C_{f_0, CFD}$  を採用することで計算誤差が緩和されることから、前者の算出方法がより合理的であると考えられる。同図によると、 $C_{f_0, sch}$  に基づく形状影響係数はレイノルズ数の増加に伴い増加する傾向を示すが、 $C_{f_0, CFD}$  に基づく形状影響係数はレイノルズ数に依存せずほぼ一定である。また、その成分を見ると、 $C_{f_0, CFD}$  に基づく  $K_p$  は、実船でわずかに増加しているものの、( $1+K$ ) の大部分を占める  $1+K_f$  は船のレイノルズ数に依存せずほぼ一定である。したがって、( $1+K$ ) は  $K_p$  にもない増加するが、その増加率は僅かである。このように、CFD で推定した龍光丸の ( $1+K$ ) には尺度影響はほとんど見られなかった。これは、水槽試験結果から実船の抵抗を推定する際に使用している粘性抵抗係数の尺度影響に関する仮定と一致する。

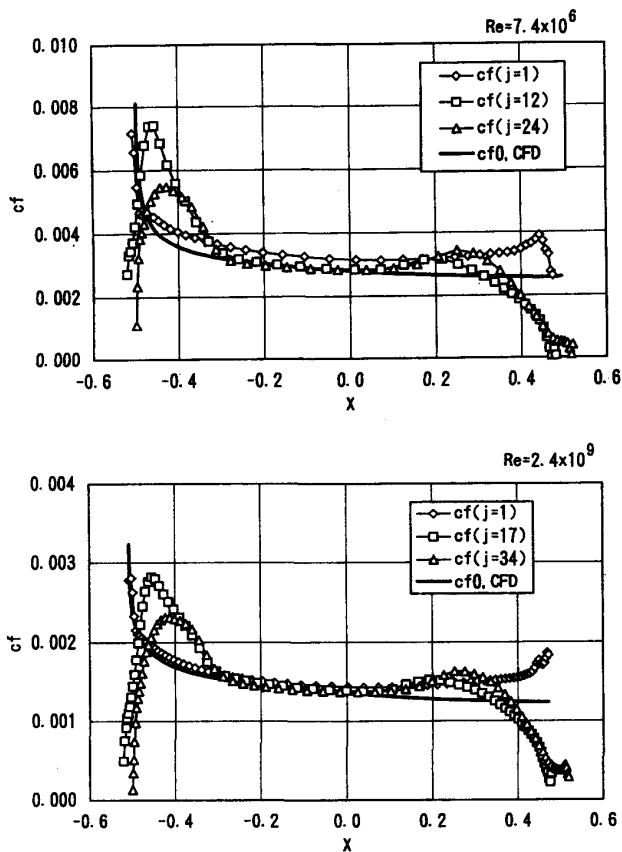
次に、船体表面の局所摩擦係数 ( $cf$ )、および圧力係数 ( $cp$ ) を Fig. 13~Fig. 16 に示す。Fig. 13 および 14 は、水面、キールおよびガウス中央の  $cf$  および  $cp$  の長手方向分布を、Fig. 15, 16 は船首尾端付近の表面分布を示したものである。なお、Fig. 13 には、相当平板の CFD による局所摩擦係数 ( $cf_{0, CFD}$ ) を併せて示した。船体表面の  $cf$  は、中央付近の広い領域において相当平板の  $cf_{0, CFD}$  とほぼ一致する。一方、船首側では肩付近のビルジ部から水面にかけて相当平板の値よりも大きくなり、逆に船尾側では小さくなる。このような全体的傾向は、基本的には模型船および実船いずれにも共通する。ただし、詳細に比較すると、例えば船尾端付近では、模型船の  $cf$  はゼロ近くまで低下するのに対し、実船の  $cf$  はゼロまで低下していない。これは、後述するように模型船では船尾剝離線が現れるが、実船では顕著な剝離線が見られないことに対応している。しかしながら、このような  $cf$  分布の相違は局所的であり、船体表面の  $cf$  は、そのほとんどの領域で  $cf_{0, CFD}$  のレイノルズ数の相違による変化に対応している。このため、( $1+K_f$ ) に尺度影響が見られなかったと考えられる。一方、実船と模型船の  $cp$  の分布を比較



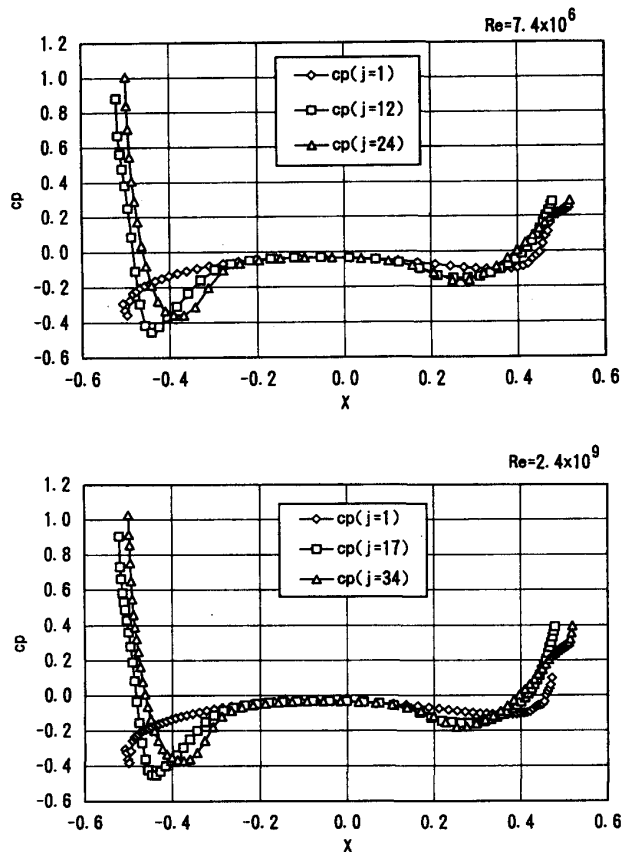
**Fig. 12** Scale effect on form factors  
Top: Based on the  $C_{f_0}$  calculated by using CFD method  
Bottom: Based on the Schoenherr friction line

すると、船尾端の圧力回復領域を除いて両者はほぼ一致している。このことから、実船の粘性圧力抵抗係数  $C_p$  が模型船のそれより小さいのは、船尾端付近の圧力分布の相違によって生じると言える。

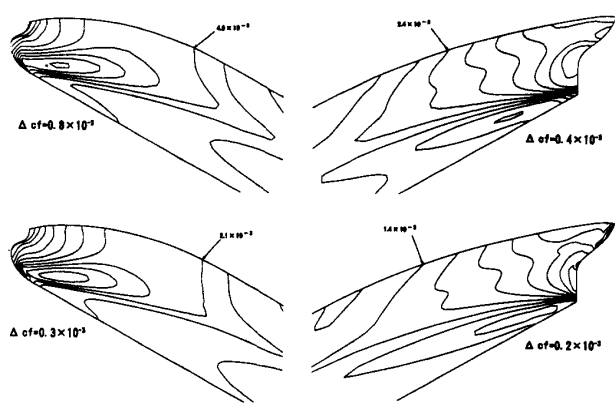
最後に、Fig. 17 に実船と模型船の船体表面の限界流線の計算結果を比較して示す。S. S. 1 付近までは両者はほぼ一致している。しかし、それより船尾端側では、模型の場合、限界流線が下向きとなり剥離線を形成するが、実船



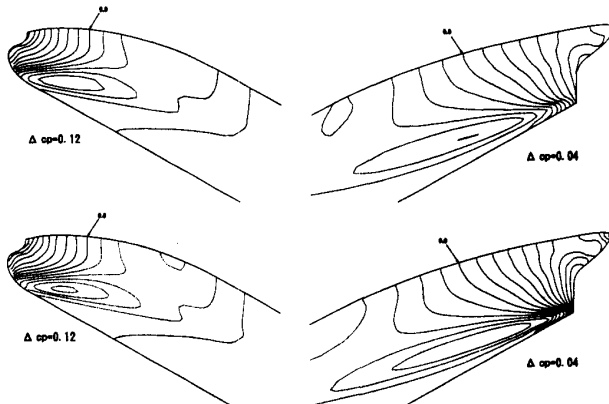
**Fig. 13** Longitudinal distribution of local skin friction ( $c_f$ )  
 Top : Model ( $Re=7.40 \times 10^6$ ),  
 Bottom : Full scale ship ( $Re=2.43 \times 10^9$ )



**Fig. 14** Longitudinal distribution of local viscous pressure resistance ( $c_p$ )  
 Top : Model ( $Re=7.40 \times 10^6$ ),  
 Bottom : Full scale ship ( $Re=2.43 \times 10^9$ )



**Fig. 15** Distribution of local skin friction ( $c_f$ )  
 Top : Model ( $Re=7.40 \times 10^6$ ), Bottom :  
 Full scale ship ( $Re=2.43 \times 10^9$ )



**Fig. 16** Distribution of local viscous pressure resistance ( $c_p$ )  
 Top : Model ( $Re=7.40 \times 10^6$ ), Bottom :  
 Full scale ship ( $Re=2.43 \times 10^9$ )

ではこのような剥離線が見られず限界流線は比較的なめらかに後方へ流れている。すなわち、模型と実船の船体近傍の流れ場は、その大部分の領域ではほぼ相似であるが、船尾端付近では大きく異なっている。

## 5. 自航状態の計算

自航計算における計算格子は、基本的には曳航計算の場合と同様であるが、プロペラが旋回流を発生するために流れが左右対称とならず、したがって、左右両舷の格子を用いた。さらに、プロペラ後方に位置する舵の自航要素に与える影響が大きいことから、舵を考慮した格子生成を行った。Fig. 2 に船尾付近の格子分割図を既に示した。計算は、模型船スケールおよび実船のレイノルズ数で実施した。Table 5 に採用した計算格子の格子数などを示す。片舷計算の曳航状態と比較して、コンピュータの容量の関係から実船の計算で長手方向の格子数 (IM) をやや少なくした。

模型船および実船のプロペラが作動している状態での船尾流場 (AP より 4.5%Lpp 前方) を比較して Fig. 18 に示す。実船では模型船と比べ境界層が相対的に薄くなり、主流方向流速 ( $u$ ) の等値線の位置が船体表面近傍へ縮む。本船の場合は、例えば、実船試験で得られた  $u=0.8$  の等値線は模型試験結果の  $u=0.6$  の等値線の位置とほぼ一致している。一方、計算でもこのような尺度影響による  $u$  の等値線の縮みが得られており、その縮み幅についても試験結果と良く一致している。さらに、流速の同面内ベクトルの尺度影響に関しても、試験結果では、模型船の縦渦領域が境界層の厚さ方向に広く分布するのに対し、実船の縦渦領域は船体のごく近傍の範囲に限られる様子が見られるが、計算でもその傾向が捉えられている。なお、船体のごく近傍における  $u$  の等値線が、試験と計算結果でやや異なるのは、同領域で生じる縦渦がやや弱く計算されるためである。

自航要素に与える尺度影響を Fig. 19 に示す。まず、模型船の計算結果を試験結果と比較すると、推進器効率比がかなり大きく計算されたものの、有効伴流率は試験結果と良く一致し、推力減少率はやや高いものの試験結果と近い値が得られた。換言すれば、本計算では、自航点 (プロペラ作動点) および推力に関しては試験結果とほぼ一致する値が得られたが、自航状態におけるプロペラのトルクを小さく評価したために、推進器効率比の計算精度の計算精度が不十分であった。これらの計算精度向上は、今後の課題としたい。次に、模型船と実船の計算結果を比較すると、推力減少率は、模型と実船で変わらず、有効伴流率は実船の値が小さくなった。推進器効率比については、上述のように計算精度に問題があるため尺度影響の検討対象から除外すれば、模型試験結果から実船の性能を推定する際に用いる自航要素の尺度影響に関する仮定と定性的に一致する結果が CFD の計算で得られた。

曳航状態および自航状態の船体および舵抵抗を比較して Fig. 20 に示す。模型船および実船の計算いずれの場合も、全抵抗の大半を占める船体摩擦抵抗係数 ( $C_f$ \_hull) は抵抗・自航状態でほとんど変わらない。プロペラの作動

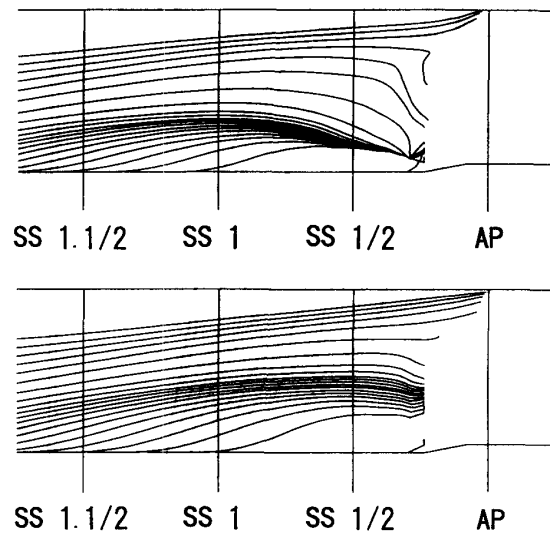


Fig. 17 Comparison of limiting stream lines  
Top: Model ( $Re=7.40 \times 10^6$ ),  
Bottom: Full scale ship ( $Re=2.43 \times 10^9$ )

Table 5 Summary of grid points (Self-propulsion condition)

$x_{up} = -1.0, x_{down} = 1.5, R_{out} = 1.0$		
	Model Ship	Full Scale Ship
IM	99	99
JM	49	49
KM	51	61
Total grid	247,401	295,991
$\Delta_{min}$	$3.7 \times 10^{-6}$	$2.7 \times 10^{-8}$

IM, JM, KM : Number of grid points in the streamwise, circumferential and radial directions, respectively  
 $\Delta_{min}$  : Minimum grid spacing (in radial direction)

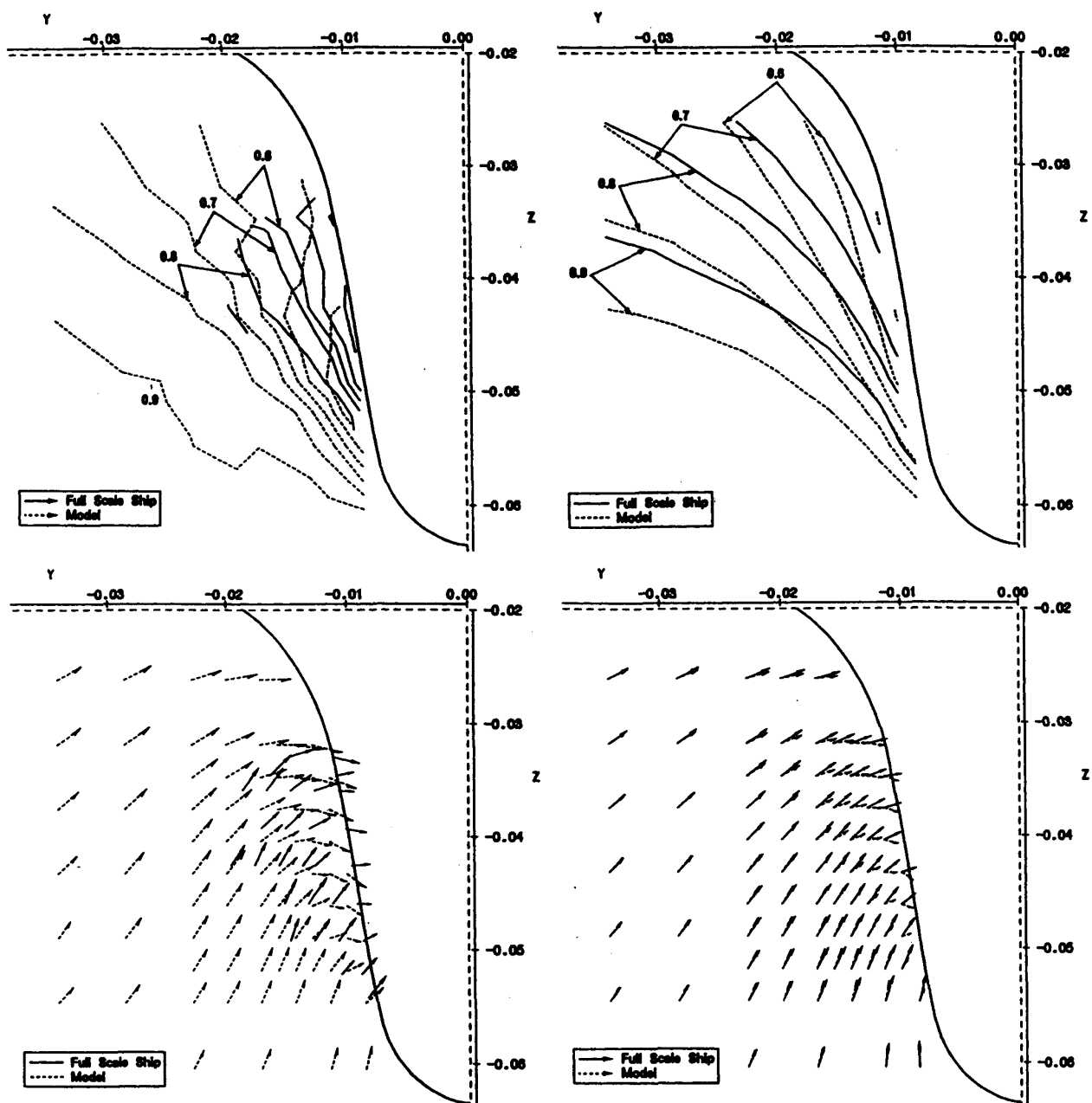


Fig. 18 Velocity distribution in self-propulsion condition ( $x=0.455$ )

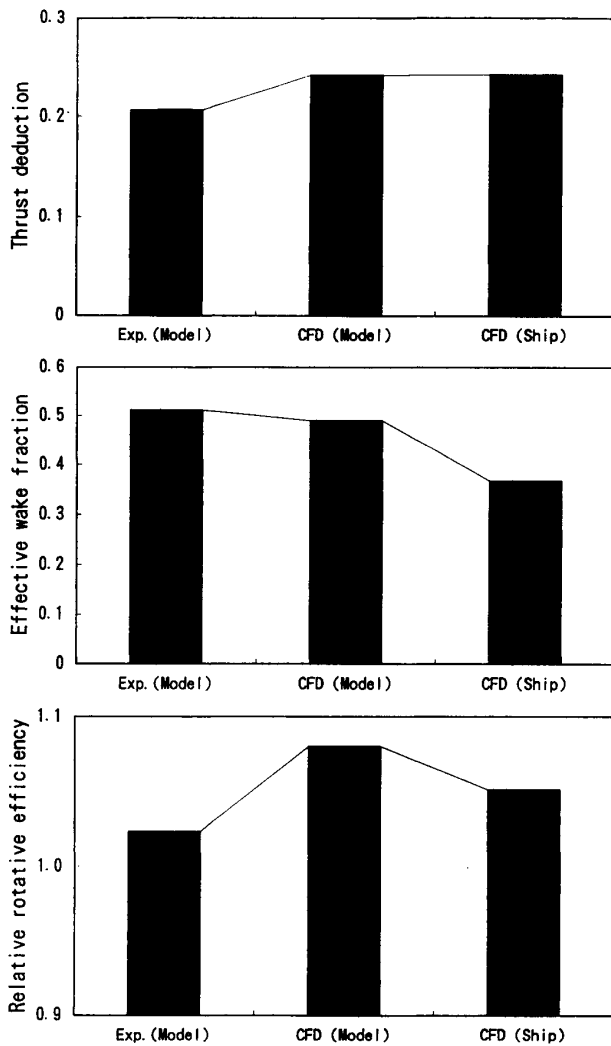
Top: Axial velocity, Bottom: Velocity ( $v, w$ )

Left: Experiment, Right: Calculation

(Model:  $Re=7.40 \times 10^6$ , Full scale ship:  $Re=2.43 \times 10^9$ )

に伴う全抵抗の増加は、船体および舵の粘性圧力抵抗 ( $Cp_{hull}$ ,  $Cp_{rudder}$ ) の増加によるものである。舵の摩擦抵抗係数 ( $Cf_{rudder}$ ) もプロペラの加速流の影響でやや増加するものの、値が小さく、プロペラが作動することによる全抵抗の増加に与える影響は少ない。次に、曳航と自航状態の船体表面の圧力差分布を Fig. 21 に示す。模型船と実船で圧力差分布はほぼ一致している。この圧力差分布はプロペラの吸い込みなし/ありに起因するものであり尺度影響が少ないと考えられるが、CFD でそれを裏付ける計算結果が得られた。したがって、この圧力変化による成分がそのほとんどを占める推力減少率についても尺度影響が見られない。



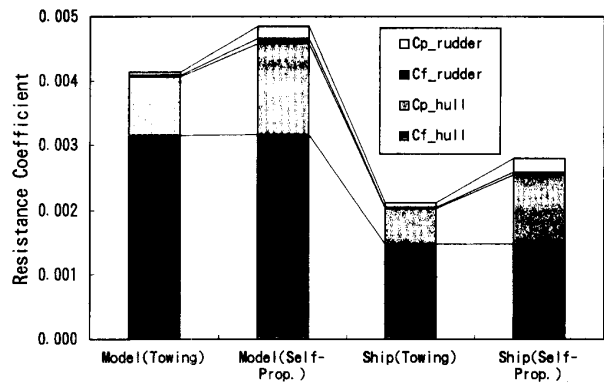


**Fig. 19** Self-propulsion factors  
 Top: Thrust deduction,  
 Middle: Effective wake fraction  
 Bottom: Relative rotative efficiency

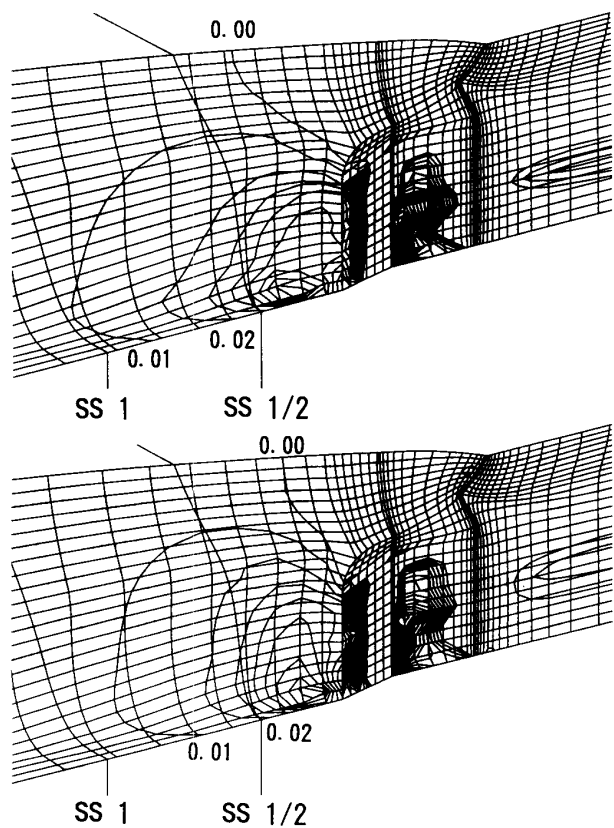
## 6. 結 言

龍光丸の曳航および自航状態の船体周りの粘性流計算を模型ならびに実船相当のレイノルズ数 ( $Re=7.40 \times 10^6$  および  $2.43 \times 10^9$ ) において実施し、流場、抵抗および自航要素の尺度影響について検討した。その結果、流場は、

実船では模型船と比べ境界層が相対的に薄くなり、主流方向流速 ( $u$ ) の等値線の位置が船体表面近傍へ縮むが、計算でもこのような尺度影響による  $u$  の等値線の縮みが得られており、その縮み幅についても試験結果と良く一致した。さらに、流速の面内ベクトルの尺度影響に関しても、試験結果では、模型船の縦渦領域が境界層の厚さ方向に広く分布するのに対し、実船の縦渦領域は船体のごく近傍の範囲に限られる様子が見られるが、計算でもその傾向が捉えられた。次に、形状影響係数については、レイノルズ数が大きくなるにつれやや増すが、その増加量は小さく尺度影響はほとんど見られない。自航要素については、推力減少率は模型船と実船で変わらず、有効伴流率は実船で小さな値となった。以上、計算で得られたレイノルズ数の相違による船尾流場、抵抗および自航要素の相違は従来の知見とほぼ一致しており、CFD でこれら尺度影響の定性的な傾向が把握できることが分かった。残された課



**Fig. 20** Resistance coefficients in towing and self-propulsion condition



**Fig. 21** Distribution of pressure deference on hull surface

題として、今後、各要素の計算精度向上のための研究が必要である。また、本研究では、龍光丸を対象とした尺度影響の検討を実施したが、他の船型についても検討していきたい。

## 謝 辞

本研究を実施するに当たり、種々の御示唆を頂いた児玉良明氏、日夏宗彦氏(船舶技術研究所)、中武一明教授(九州大学)に厚く御礼申し上げます。また、荻原誠功氏(石川島播磨重工業株)には、船型や試験結果の詳細データの提供などで多大なご協力を得た。ここに記して感謝いたします。

## 参 考 文 献

- [1] Kodama, Y.,: Computation of Ship's Resistance Using an NS Solver with Global Conservation -Flat Plate and Series 60 (CB=0.6) Hull -, J. Soc. Nav. Archi. Japan, Vol. 172, (1992). pp. 147-155
- [2] Ishikawa S.,: Application of CFD to Estimation of Ship's Viscous Resistance -A Series of Full Hull Form -, J. West Japan Soc. Nav. Archi., No. 87, (1994). pp. 81-94
- [3] Ishikawa, S.,: Application of CFD to the Design of the Ship's Hull Form, 3rd World Congress on Computational Mechanics, (1994). pp. 1111-1112
- [4] 中武一明: 自航推進性能の計算方法, 船型設計のための抵抗・推進理論シンポジウム, 日本造船学会, (1979). pp. 239-257
- [5] 日夏, 日野, 児玉, 藤沢, 安藤, 自航状態における舵付き船体周り流れの数値シミュレーション, 西部造船会々報, 第90号, (1995).
- [6] Ju, S. and Patel, V.C.,: Stern Flows at Full-Scale Reynolds Number, J. of Ship Research, Vol. 35, No. 2, (1991). pp. 101-113
- [7] Shirose, Y., and Masuko, A.,: Numerical Calculation of Viscous Flow around a Full Scale VLCC and Its Geosim Models, 2nd Osaka International Colloquium, (1991). pp. 271-290
- [8] Baldwin, B. S. and Lomax, H., Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows, AIAA paper 78-257, (1978).
- [9] Resistance and Flow committee, 20th ITTC, (1993). pp. 17-66
- [10] 児玉, Implicit Geometrical Method による実船型まわりの格子生成法, 日本造船学会論文集, 第169号, (1991), pp. 27-38

## 討 論

質問者 荻原誠功 (石川島播磨重工業株)

RANS 方程式の数値解により実船レイノルズ数の流れ計算の可能性を検討されましたことに敬意を表します。実船レイノルズ数で推進性能が計算できるようになると、抵抗成分, form factor, 自航要素などの分析的概念を用いることなく、プロペラ回転数, トルク等により直接実船馬力と速力が求まることにもなります。本船(龍光丸)の速力試験結果によりますと、本計算と同じ喫水で、主機馬力(SHP)=33,000ps, プロペラ回転数=82rpm で速力=16.4kn であります。今回の実船レイノルズ数の計算から、直接馬力を推定するとどのくらいになるか調査いただければ大いに今後の参考となります。

速力あるいはレイノルズ数が公試結果と計算で必ずしも厳密に一致しない場合もあると思いますが、両結果から馬力 $\propto V^3$ の線を引くと、どの程度一致するのか、しないのかお示しいただければ幸いです。

Table A1

	<i>Trial</i>	<i>CFD</i>
Vs(kn)	16.4	16.2
N(rpm)	82	83.0
Power	33,000 (SHP)	29,415 (DHP)

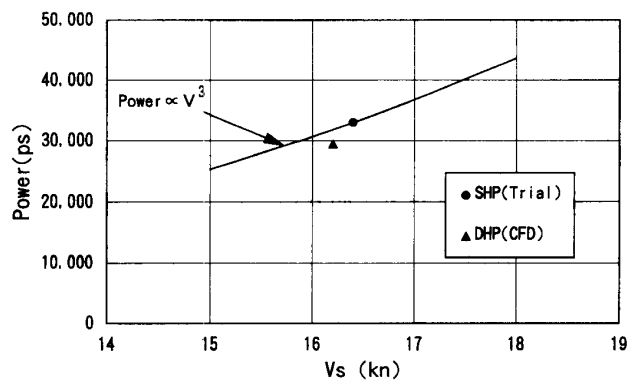


Fig. A1

## 回答

ご討論を戴き、また、貴重な実船試験結果をお示しいただき、有り難うございました。実船の自航計算で得られたプロペラ回転数とトルクから馬力を算出しますと、Table A1 および Fig. A1 の通りとなります。公試と計算の船速の差を補正するために、公試馬力 $\propto V^3$ と仮定して船速を一致させて両者を比較しますと、計算による推定馬力が公試に比べ約8%小さい値となります。ただし、CFDでは1) 造波抵抗、2) 空気抵抗、3) Stern tube loss、などが考慮されておらず、プロペラ特性は模型プロペラの特性で代用しております。これらのうち、1) は水槽試験結果から推定すると、Fig. A2 に示すように馬力にして約4%、さらに、これに2) 3) の影響が数%あると考えられ、これらを考慮すると、良い精度で馬力推定がなされているようです。ただし、本論でも述べましたとおり、form factor、自航要素などの個々の値の推定精度はまちまちであり、今後も計算精度向上の必要があると考えております。

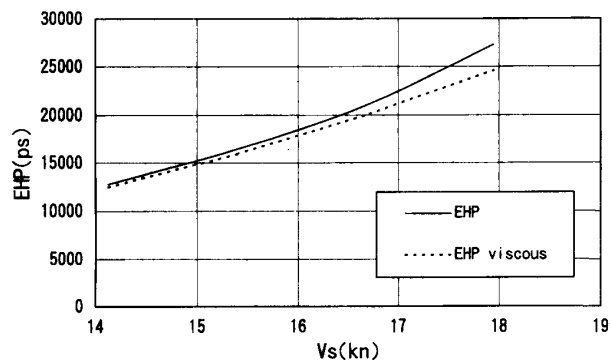


Fig. A2

## 質問者 田原裕介 (大阪府大学)

RaNS 方程式法の実船レベル Re における可能性を示していただきありがとうございます。今後の私の研究にも大いに役立つものと思われま。以下はコメントです。実船レベルほど高い Re では壁近傍の計算格子を極めて小さくする必要がありますが、その場合 Wall function を使用する事により計算格子数が大幅に削減できます。模型レベルではやや精度に不満がある Wall function ですが [A1]、高 Re では計算格子が一般に壁近傍で小さいですから、うまく機能する可能性があると思われま。以上ご参考になれば幸いです。

## 参考文献

- [A1] Tahara, Y., An application of Two-Layer k- $\epsilon$  Model to Ship Flow Computation, 日本造船学会論文集第177号, (1995), pp. 161-176

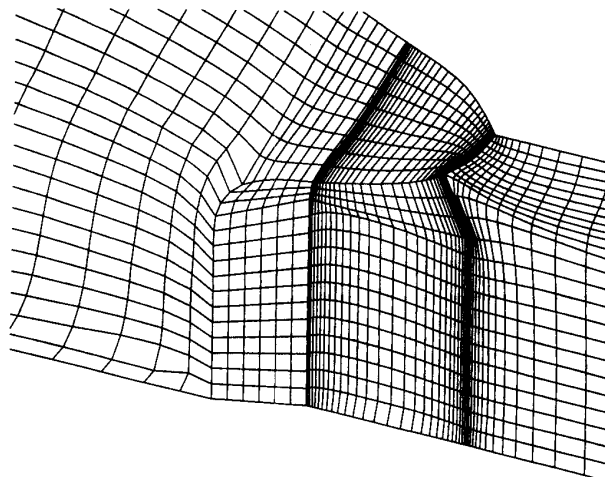
## 回答

ご討論ありがとうございました。実船の計算では壁近傍の格子間隔を密にする必要から格子数が多くなり、多大な計算時間を必要とします。ちなみに、本研究で実施した実船の曳航状態の計算は、EWS (HP 9000 Series 750) で約2週間を要しました。今後は、演算処理能力の一桁高い計算機を使用するか、または、計算法の改良等で計算量を削減する必要があると考えています。後者の場合、ご指摘の Wall function を用いた計算法が計算時間削減の

ための有効な手法の一つであると考えます。

**質問者** 中武一明 (九州大学)

難しい問題に CFD を適用されたことに敬意を表します。舵の CFD に関する取り扱いが図から判断すると精度良く行われていないように思われます。討論者の経験によりますと、舵断面形状が正しく入力され、特に前縁の断面形状を表すような格子が必要だと思います。今後の改良を期待します。



**Fig. A3**

**回答**

ご討論を戴き、ありがとうございます。自航要素を精度良く計算するためには、ご指摘のとおり、舵表面の格子分割法に十分な配慮が必要と思われます。Fig. 2 に示した格子の舵表面における格子数は、模型および実船とも13 (スパン方向)×15 (コード方向) です。これに対し、本論では示しませんでした。模型船のレイノルズ数において、コード方向の格子数を約2倍の29に増やした計算 (Fig. A3) も実施しましたが、計算結果はほとんど変わりませんでした。今後は、舵前縁付近のより厳密な取り扱い法の検討、船体後端付近およびプロペラ位置付近の格子分割法の検討などを実施する必要があると考えます。

**質問者** 田村欣也 (長崎総合科学大学)

著者は CFD を適用して Form Factor の Reynolds 数影響についてご検討になり、模型船と実船との間で影響は無視して良いという簡明な結論を出されました。これは、「模型船と実船の相関」の問題を取り扱っている者にとっては、大変有り難い結論で、今後大いに活用させていただく所存です。

Form factor を取り扱う場合のもう一つの問題は、低速域の抵抗試験結果から得られた値をそのまま常用速力付近の解析に適用して良いかということです。この場合、船の姿勢や沈下量の変化も関係してくるかと思いますが、これらを含めた Froude 数影響についても CFD によって検討していただければと思います。この点について著者のご見解をお聞かせ下さい。

**回答**

水面が平坦であると仮定した現状の計算方法においても、水槽試験等によって船の姿勢 (トリム) や沈下量が既知の場合、これを用いた計算を実施することは可能です。しかしながら、船の姿勢や沈下量の Form factor に与える影響はあまり大きくないと考えていたため、これらを系統的に変えた計算を実施した経験はございません。また、航走時の姿勢あるいは沈下量を含めて計算で推定しようとした場合は、自由表面付きの計算を行う必要があります。これらを含めて、今後の課題とさせていただきます。



# CFD による流場解析の船舶への応用

## Application of Flow Analysis by CFD to Ship Design

技術本部 石川 暁\*<sup>1</sup> 安川 宏紀\*<sup>2</sup>  
永松 哲郎\*<sup>3</sup>

これまでの船型開発は水槽実験を主体に実施してきたが、最近では、数値流体力学 (CFD: Computational Fluid Dynamics) による船舶性能の予測技術が向上し、船型設計の有力なツールとして活用されるようになってきた。本報では、当社の船型開発に活用している CFD の概要について紹介する。船型開発への適用例として、船首バルブによる造波抵抗の減少や船尾形状の違いによる粘性抵抗や自航要素の変化を CFD により精度良く推定できることを示す。また、CFD により船型改善のための有益な指針が得られることを示し、CFD による流場解析法が船型開発に有用であることを確認した。

An outline of various methods for numerical flow analysis around a ship using CFD (Computational Fluid Dynamics) is described. First, the Rankine source method, a kind of boundary element method, is used to evaluate the effect of the bulbous bow on the wave-making resistance. Next, a finite volume method as the Navier-Stokes solver, is used to evaluate the viscous resistance and self-propulsion factors of three different hull forms. As a result, it is shown that these numerical analysis methods can predict ship resistance and self-propulsion factors very well, and can give us important information for improving the form of ship's hull. It can be said, therefore, that these methods are useful tools for developing superior hull forms.

### 1. ま え が き

約 110 年前に、英国のウィリアム・フルードが船型試験水槽を使った模型実験を始めて以来、船体抵抗の相似則や流れの物理現象の理解、系統的な船型試験による性能と船体形状の相関把握及び船舶性能に優れた船の開発は水槽実験が主体であった。しかし、最近ではコンピュータ性能の格段の進歩と数値計算技術の高度化により、数値流体力学 (CFD: Computational Fluid Dynamics) による船型設計が実用化の段階に到達しつつある。

数値流体力学 (CFD) は、船体周りの流れを記述する運動方程式をできるだけ少ない近似により数値計算するもので、水槽実験に比べると定量的な精度は劣るものの、費用や期間の面では圧倒的に優れている。また、単に抵抗値だけでなく船体周りの流れの状態や船体表面の圧力分布など、船舶性能に関連する詳細な情報が得られるため、船型改善のための知見が得られやすい。

本報では、船の推進性能を評価するための造波抵抗、粘性抵抗及び自航要素のそれぞれについて、CFD による推定法の概要と適用例を紹介する。また、CFD による実船の推進馬力の推定を試みた例についても紹介し、今後の課題などを示す。

### 2. 造波抵抗の計算

船体抵抗は、造波抵抗と粘性抵抗の二つの成分から成っている。このうち、造波抵抗は船が水面に波を造るのに消費するエネルギーに相当するものである。

造波抵抗の理論計算をする場合は、粘性を無視したポテンシャル流を基礎理論とするのが一般的で、船体の幅が薄く、波高が小さいとした線形理論が J.H. Michell や T.H. Havelock によって確立された。その後、ランキンソース法と呼ばれる船体形状を正確に考慮した造波抵抗の計算法が開発された<sup>(1)</sup>。本法では、船体及び自由表面を多数の微小パネルで表し、そのパネル上に、境界条件からその強さが決定されるソースを分布させ、このソース強さから船体周りの流速、圧力、波高及び造波抵抗を算出する。

次に本計算法による計算例を示す。対象船はタンカー船型で、

図 1 に示すように船首形状のみを変更した A, B, C 船である<sup>(2)</sup>。

造波抵抗の計算結果を実験結果と比較して、満載状態について図 2 (a) に、バラスト状態について図 2 (b) に示す。それぞれ縦軸は無次元の造波抵抗係数  $C_w$  で、横軸は速度の無次元数であるフルード数  $F_n$  である。

ここで、

$$C_w = R_w / \left( \frac{1}{2} \rho V^2 l^{2/3} \right) \quad (1)$$

$R_w$ : 造波抵抗

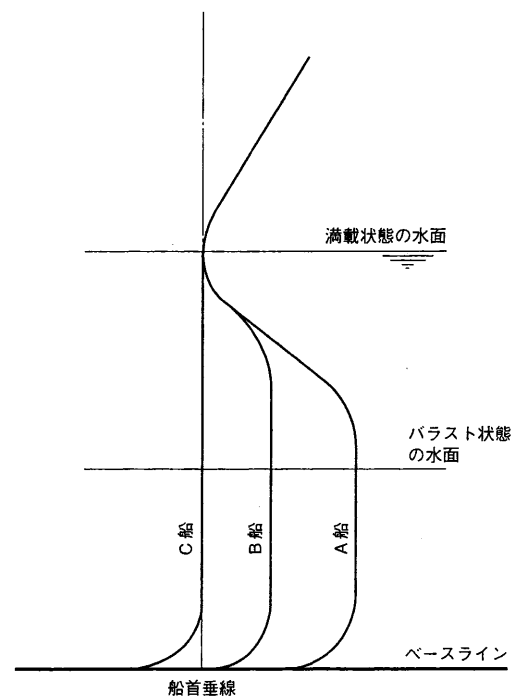


図 1 タンカーの船首バルブ形状の比較 船首バルブの突出量を変えたタンカーの船首形状の比較を示す。  
Comparison of bulbous bows of tanker

\*1 長崎研究所船舶・海洋研究推進室

\*2 長崎研究所船舶・海洋研究推進室 工博

\*3 長崎研究所船舶・海洋研究推進室主査 工博

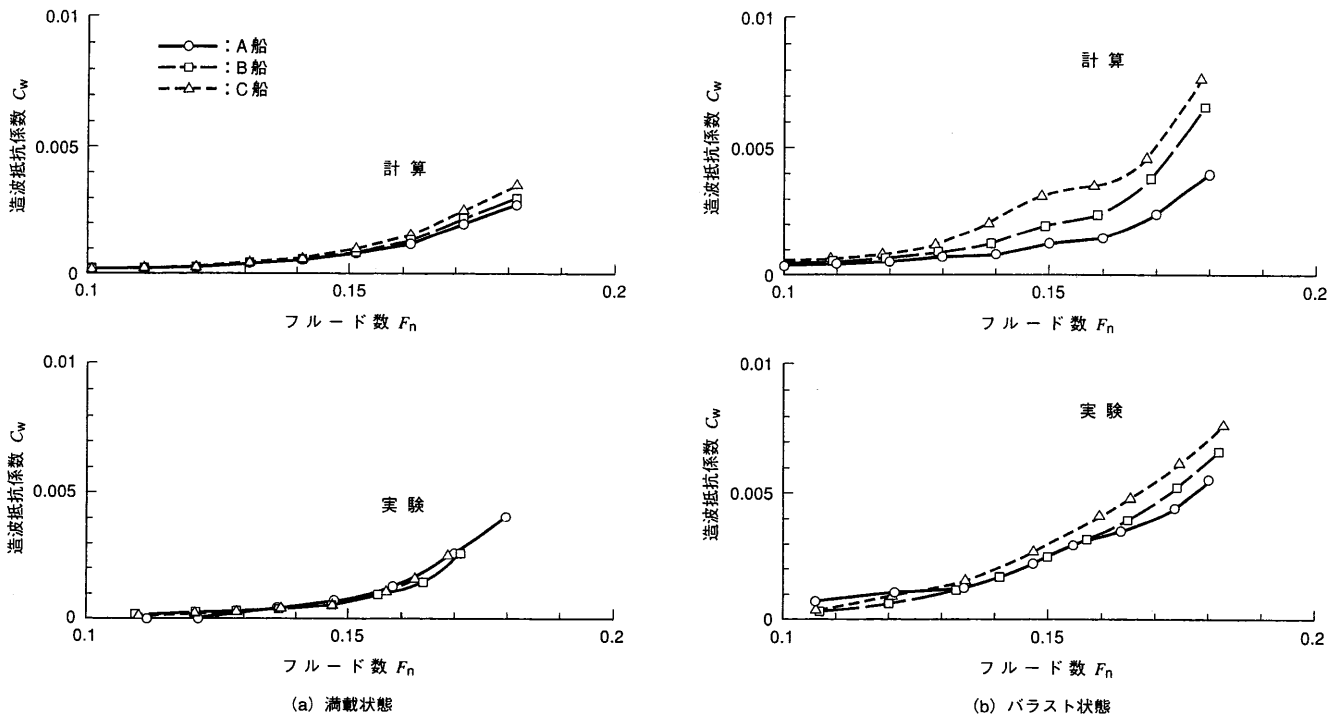


図2 満載状態及びバラスト状態における造波抵抗の比較 計算と実験による満載状態及びバラスト状態における造波抵抗の比較を示す。満載状態では、船首バルブの違いによる造波抵抗の差異は小さく、バラスト状態では突出量の大きい船が造波抵抗が小さいことが計算と実験で一致している。 Comparison of wave-making resistance for full load and ballast conditions

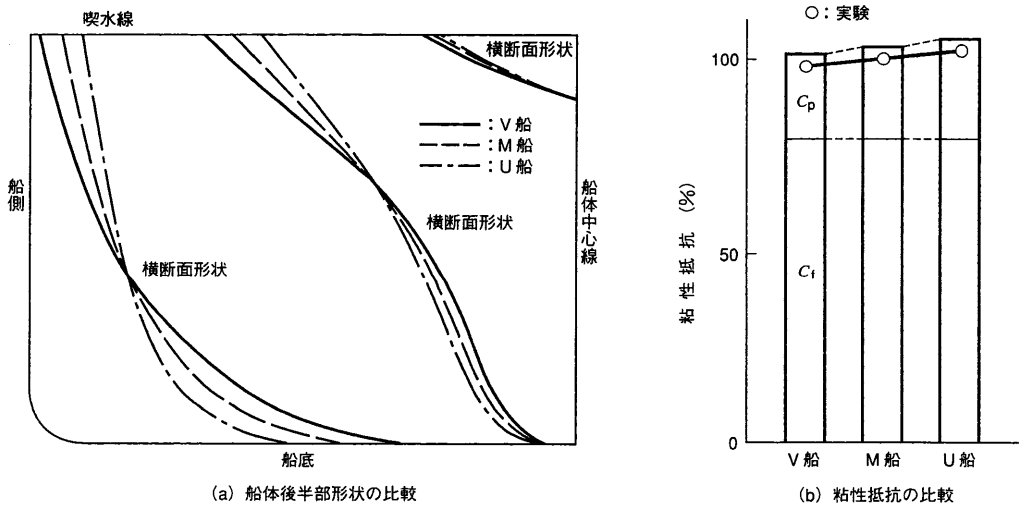


図3 船体後半部形状及び粘性抵抗の比較 バルクキャリアの船体後半部の代表的な3箇所の横断面形状の比較と粘性抵抗の比較を示す。計算と実験は良く一致している。 Comparison of sectional forms of after-body and viscous resistance

- $\rho$ : 流体密度
- $V$ : 船速
- $\nabla$ : 船の排水容積

また、

$$F_n = V / \sqrt{gL} \quad (2)$$

$g$ : 重力の加速度

$L$ : 船長

満載状態では、実験結果も計算結果も、A, B, C 船間でほとんど有意な差がないが、バラスト状態では船首バルブの突出量が高い順に造波抵抗が小さくなっている。このような傾向は計算結果でも良く捕えられている。このように、ランキンソース法による造波抵抗の計算は船首形状の違いを良く推定することができる

ので、よりの確な船首形状の計画に有効に活用されている。

### 3. 粘性抵抗の計算

粘性抵抗は水の粘性に起因する抵抗で、摩擦抵抗と粘性圧力抵抗から成っている。タンカーなどの肥大船では、全抵抗の80~90%が粘性抵抗である。粘性抵抗は、水面に波がない状態について、粘性流体の支配方程式であるナビエ・ストークス方程式を数値的に解いて求める。ここで用いた計算法はNICE法<sup>(3)</sup>をベースとしたもので、擬似圧縮性を導入した保存系のナビエ・ストークス方程式をグローバルな保存則を満足するよう有限体積法を用いて解く手法である。

計算対象船型としてバルクキャリア船型を選び、粘性抵抗との

相関が強い船体後半部のみを変えた3種の船型について計算をした<sup>(4)</sup>。図3(a)は3船型の代表的な3箇所の横断面形状の比較を示しているが、V船はV型フレームラインと呼ばれ、船体横断面形状が水面付近での幅が広く船底部での幅が小さい形状となっている。U船はU型フレームラインと呼ばれ、V型フレームラインと逆の傾向を持った横断面形状である。M船はU船とV船の中間的なフレームライン形状である。船は左右対称であるから、計算は左舷(げん)側のみについて行った。

レイノルズ数は模型船に相当する $7.8 \times 10^6$ である。まず、粘性抵抗の計算結果を図3(b)に実験結果と比較して示す。V、M、U船の順に粘性抵抗が増えるが、計算結果は実験結果と定量的にも良く一致している。また、同図で $C_f$ は粘性抵抗の摩擦抵抗成分を、 $C_p$ は粘性圧力抵抗成分を示しているが、 $C_f$ は3船型でほとん

ど変わらず、 $C_p$ が船体形状により変化していることが分かる。そこで、V船とU船の船尾付近の圧力分布を比較して図4に示す。船底付近に無次元圧力係数 $k = -0.08$ の等圧線が現れているが、U船の方が領域が大きい。また、水面付近では、U船の方がV船よりも圧力は低い。このような圧力分布の差異が前述の $C_p$ の差となっている。

次にプロペラ位置における流速分布の比較を図5に示す。プロペラ円付近では、U船の等速度線がV船の等速度線より船体中心から概して遠くにあるという傾向が計算でも得られている。

以上のように、船体後半部の違いによる粘性抵抗や流速分布の違いは本計算法により良く推定できている。また、粘性抵抗の違いが船体表面の圧力分布に起因していること等、通常の水槽実験では得られない情報が得られ、船体形状の改善に関する有益な指針が得られることが分かる。

#### 4. 自航要素の計算

船は船尾に付けられているスクリュプロペラ(単にプロペラという)によって推進している。すなわち、プロペラは船体の乱れた後流(wake)の中で作動しているため、一様な流場で作動している場合とは特性が異なる。また、プロペラが作動すると非作動の状態と比べ船尾周りの流れの様子が変化し、船体抵抗が増加する。このような船体とプロペラの流体力学的な相互干渉を評価する無次元係数が自航要素で、有効伴流率 $w$ 、推力減少率 $t$ 及び推進器効率比 $er$ の三つがある。 $w$ 、 $er$ が大きく $t$ が小さい方が推進性能は良い。一般に、船の造波現象が自航要素に及ぼす影響は小さいので、船がプロペラを装備して航走(自航という)している状態の計算は、粘性抵抗の計算法においてナビエ・ストークス方程式の外力項にプロペラの推力やトルクに相当する力を体積力として付加する方法で行った<sup>(5)</sup>。自航状態の計算のフローチャートを図6に示す。

図3(a)に示す3船型について自航状態の計算を実施し、自航要素を求めた。計算結果を実験結果と比較して図7に示す。 $t$ 及び $w$

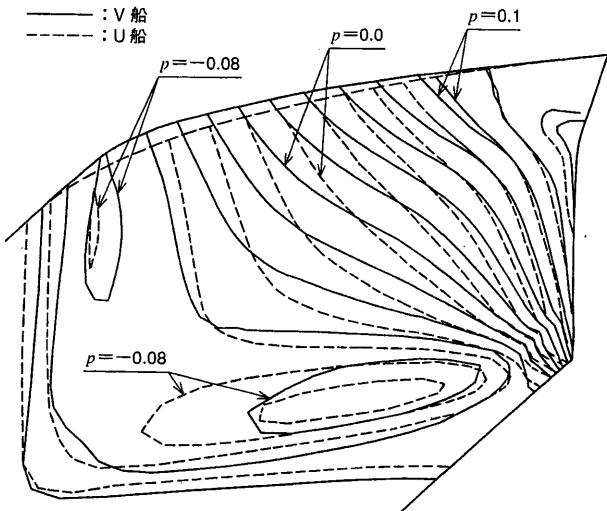


図4 船体表面の圧力分布の比較 2船型の船体後半部船体表面の圧力分布の計算結果の比較を示す。U船の方が低圧力の領域が広く、粘性抵抗が大きくなる原因となっている。  
Comparison of pressure distribution on ship hull surface

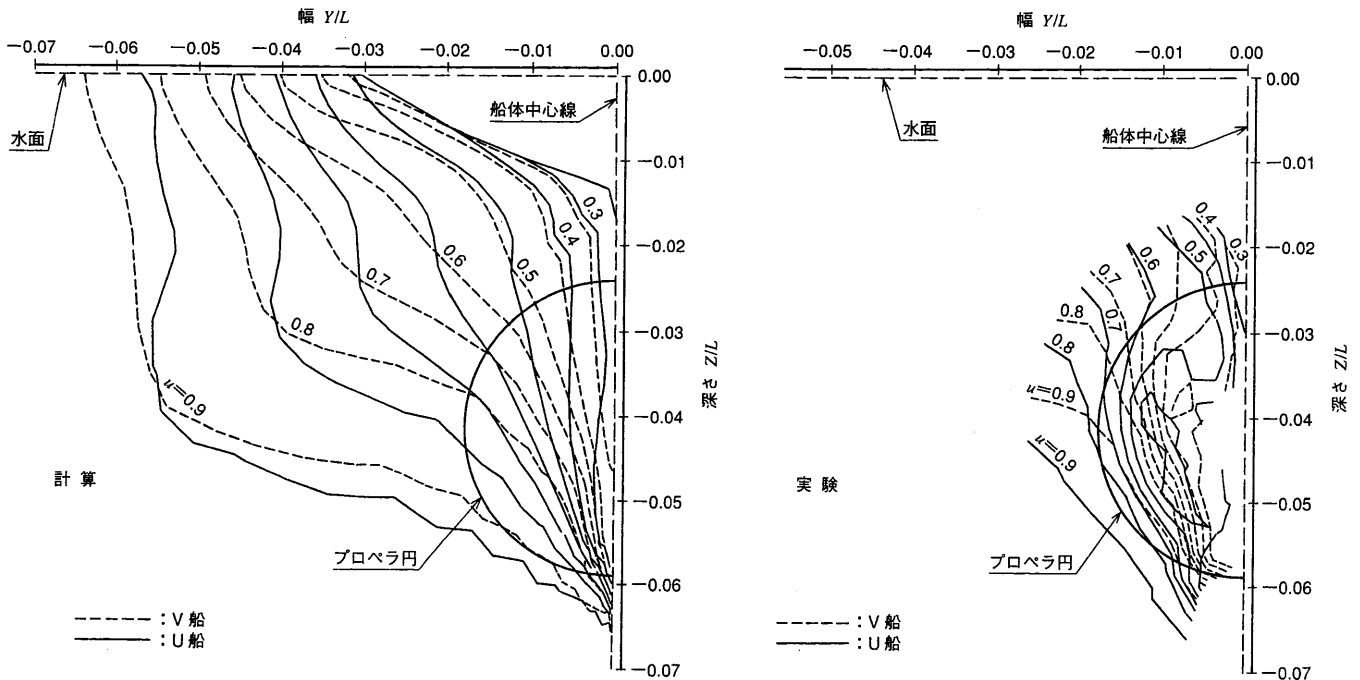


図5 プロペラ位置の流速分布の比較 2船型のプロペラ位置における等速度線を示す(左舷側のみを示す)。U船の方が等速度線が船体中心から離れる方向にあって、この傾向は計算と実験で一致している。  
Comparison of velocity distribution at propeller position



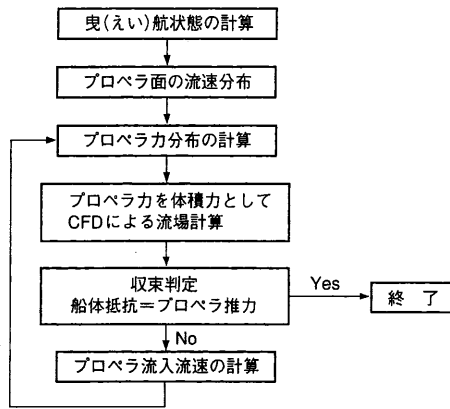


図6 自航状態の計算のフロー 計算で自航状態をシミュレートするフローを示す。 Flow chart of calculation for self propelled condition

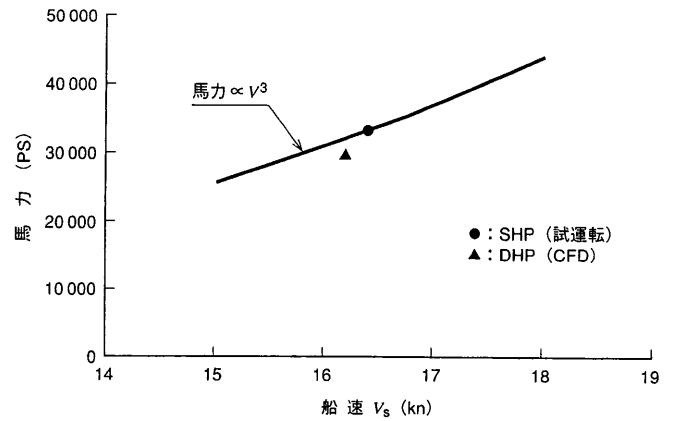


図8 実船馬力の比較 CFDによるタンカーの実船馬力の予測結果と試運転結果の比較を示す。両者はほぼ一致している。 Comparison of propulsive power of tanker between CFD results and sea trial data

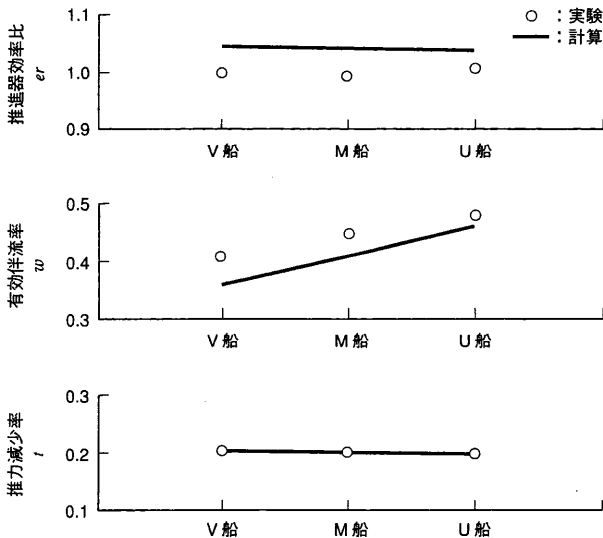


図7 自航要素の比較 3船型に対する自航要素の計算と実験の比較を示す。計算と実験は定性的な傾向は良く一致している。 Comparison of self-propulsion factors between calculated results and experimental ones

共に計算結果は実験結果よりもやや小さいが、 $t$ や $er$ は船型による差異が小さく、 $w$ はV, M, U船の順に大きくなるという傾向は良く一致している。このように、自航要素についても船型間の差異を定性的に正しく推定することができ、船型改善の有効なツールとして活用している。

### 5. 実船の性能推定

実船の推進性能は、模型船の水槽試験結果から主として尺度影響に関する修正を行って推定されている。CFDにより実船相当のレイノルズ数で推進性能の計算が可能ならば、尺度影響についての修正は不要となる。そこで、尺度影響に関して模型船から実船について詳細な実験がされた大型タンカー龍光丸<sup>(6)</sup>を対象船として、実船相当のレイノルズ数 $2.4 \times 10^9$ の計算を実施した。

自航状態の計算から得られた推進馬力を実船の計測結果と比較すると図8のようになり、ほぼ近い値が得られた。

今回は一つの試みとしてCFDによる実船の性能推定を行ったが、実用的なレベルに達するためには、造波抵抗、粘性抵抗及び自航要素の更なる計算精度向上はもちろん、実際の船にある溶接ビードなどの表面粗度影響、プロペラ特性の推定精度向上など今後に残された課題も多い。

### 6. まとめ

最近、著しく発展してきた数値流体力学 (CFD) による流場解析技術の船舶性能予測の現状について概説した。船型設計する上で最も重要な船型改善の方向を探るのに、これらの計算法が非常に有用であることを示した。今後、更にCFDによる性能推定の精度向上を図るとともに、船の操縦性能や波の中の性能予測など適用範囲の拡大に取り組んでいるところである。

### 参考文献

- (1) Yasukawa, H., A Rankine Panel Method to Calculate Steady Wave-Making Resistance of a Ship Taking the Effect of Sinkage and Trim into Account, 西部造船会会報 第86号 (1993)
- (2) 安川宏紀, 境界要素法による船の造波抵抗と自由表面流れの計算, 三菱重工技報 Vol.25 No.3 (1988) p.280
- (3) Kodama, Y., Computation of Ship's Resistance Using an NS Solver with Global Conservation—Flat Plate and Series 60 (CB=0.6) Hull一, 日本造船学会論文集 Vol.172 (1992) p.147
- (4) Ishikawa, S., Application of CFD to Estimation of Ship's Viscous Resistance—A Series of Full Hull Forms一, 西部造船会会報 第87号 (1994) p.81
- (5) 石川 暁, CFDによる船体周りの流場ならびに推進性能の尺度影響に関する検討, 西部造船会会報 第91号 (1996) p.1
- (6) Resistance and Flow Committee, 20th ITTC (1993) p.17 ~66



# 解強制置換法を用いた船体周りの流場計算法

正員 川北千春\*      正員 石川 暁\*  
 佐々木 壮一\*\*      林 秀千人\*\*

Application of Fortified Solution Algorithm to Ship Flow

by Chiharu Kawakita, *Member*      Satoru Ishikawa, *Member*  
 Souichi Sasaki      Hidechito Hayashi

## Summary

This paper describes a numerical method to calculate viscous ship flow with the overset composite grid approach based on fortified solution algorithm concept. Communication among the grids is achieved by interpolation based on small volume elements. In the present computation, the composite grid consists of three component grids. The primary grid is constructed with respect to the ship hull, and the subsidiary grids are generated about propeller and rudder. Propeller effect is considered using equivalent body force distribution in propeller grid. The individual grids overset and, once combined, cover the entire computational domain. This feature allows computational grids to be generated quickly and easily. The hydrodynamic force characteristics on a tanker [ESSO OSAKA], moving with constant rudder angle, agree well with the model experiments. It is shown that the present method can be an effective CFD tool for complex body configurations.

## 1. 緒 言

現在船舶の分野で使用している数値流体力学 (CFD) 技術は、計算空間を一つの計算領域として構造格子を用いる手法 (以下、単一格子) が主流であり、船体のみの計算や、船体・プロペラ・舵の 3 者間干渉計算が実施されている<sup>1)</sup>。一方、実用船舶周りの流場解析へ CFD の援用を行う場合、舵角を取った状態、及びシャフトブラケットなどの船体付加物付きの複雑な形状を計算対象とする必要があるが、形状が複雑になればなるほど、格子生成に要する労力は増大し、格子生成が現実的には不可能な場合もある。

\* 三菱重工業株式会社 長崎研究所

\*\* 長崎大学 工学部

原稿受理 平成 11 年 7 月 9 日

秋季講演会において講演 平成 11 年 11 月 18, 19 日

このような複雑形状まわりの格子生成に関する問題点を解決するためのアプローチは複合格子<sup>2)</sup>と非構造格子<sup>3)</sup>に大別される。複合格子は計算領域をいくつかの領域に分割し、それぞれ独立した構造格子を生成することで複雑形状を表現する方法であり、領域の重なりを許さない接合格子と重なりを許す重合格子という、大きく分けて 2 つの分類が存在する。接合格子は単一の格子群を張り合わせて流れ場を格子で覆うやり方で、代表的な手法としてマルチブロック法<sup>4)</sup>が知られている。接合格子では境界における接続法の取り扱いの工夫によっては保存則を維持することが可能であるが、形状の複雑性が高まると格子分割は必ずしも容易でない。それに対し重合格子は格子同士の重複を許し自由度を高めたもので、各々の格子は独立に分布できるため、かなり複雑な形状に対しても適用可能である。重合格子は一般に内挿を伴うため保存則を満足しないこと、また、内挿による計算時間の増加を伴う点が問題点とされている。

本論文では複雑形状に対する格子生成の自由度の高い重合格子により格子生成を行い、格子間の流場情報の交換に解強制置換法 (FSA: Fortified Solution Algorithm) を用いた船体周りの流場計算法について述べる。本計算法を船体・プロペラ・舵の干渉計算に適用し、その有効性を示す。

## 2. 重合格子を用いた解強制置換法

解強制置換法は領域分割を用いて複雑な物体形状を取り扱ったり、局所的に格子を配することで物理現象の大切な部分のみ格子分解能を向上させる一方法である。基本的な概念は、Navier-Stokes 方程式 (以下、N-S 方程式) の解法を改善することを目的として Van-Dalsem と Steger<sup>5),6)</sup>により提案された。重合格子を用いた解法として良く知られている Chimera 法<sup>7)</sup>を発展させたものと考えられる。Fujii ら<sup>8)</sup>は解強制置換法を重合格子へ適用したいくつかの例を示し、複雑な物体周りの流れに対して有効な数値計算法であること、適用を誤らなければ内挿による保存則を満足しない弊害はあまり感じられないことを述べている。

重合格子を用いた解強制置換法では、対象とする形状毎に適した単一格子を生成し、それらの格子間で交互に N-S 方程式を解き、解強制置換法により格子間の情報伝達を行いながら、全体の流れ場を求める。このため、単一格子に用いていた計算プログラムに、格子間の位置情報を検索する機能及び格子間の特性量を補間する機能を追加するだけで、比較的容易に計算プログラムの拡張が可能である。

### 2.1 解強制置換法の基礎式

解強制置換法に重合格子を用いる場合は、格子の重ね合わせ部分で異なる格子同士の流れ場の特性量について適合を行う必要がある。この場合、解強制置換法の支配方程式は N-S 方程式の右辺に強制項を加えた式(1)のように表現される。

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial F_v}{\partial x} + \frac{\partial G_v}{\partial y} + \frac{\partial H_v}{\partial z} = \chi(q_f - q) \quad (1)$$

ただし

$$q = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} u^2 + p \\ uv \\ uw \\ \beta u \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} vu \\ v^2 + p \\ vw \\ \beta v \end{bmatrix}, H = \begin{bmatrix} wu \\ vw \\ w^2 + p \\ \beta w \end{bmatrix}, \\ F_v = -v \begin{bmatrix} \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ 0 \end{bmatrix}, G_v = -v \begin{bmatrix} \tau_{xy} \\ \tau_{yy} \\ \tau_{yz} \\ 0 \end{bmatrix}, H_v = -v \begin{bmatrix} \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zz} \\ 0 \end{bmatrix}$$

ここで、基礎方程式はベクトル形の保存形で表示されて

いる。 $q$  は非定常項、 $F, G, H$  は慣性項と外力項、 $F_v, G_v, H_v$  は粘性項である。各ベクトルの第 4 行目は擬似圧縮パラメータ  $\beta$  を考慮した連続の式である。右辺は強制項であり  $\chi$  は強制パラメータ、 $q_f$  は他の格子系から強制的にあてはめる特性量である。この強制パラメータ  $\chi$  を格子の適合条件に応じて分布させることにより、重合格子の適切な解析を行うことができる。

本論文における流れ場の数値計算には、Kodama<sup>9)</sup>により提案された有限体積法のスキーム (NICE 法: NS-Solver using Implicit Cell-Centered Formulation) を用いた。各微小要素  $V$  について式(1)を積分し、左辺第 1 項と右辺を要素中心で近似すると式(2)を得る。

$$V \frac{\partial q}{\partial t} + \iiint_V \left( \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial F_v}{\partial x} + \frac{\partial G_v}{\partial y} + \frac{\partial H_v}{\partial z} \right) dV \\ = V \cdot \chi(q_f - q) \quad (2)$$

式(2)の時間微分を Pade の時間差分で近似すると、式(3)のように変形できる。

$$\Delta q(1 + \theta \Delta t \cdot \chi) + \\ \Delta t \frac{1 + \theta \Delta}{V} \iiint_V \left( \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial F_v}{\partial x} + \frac{\partial G_v}{\partial y} + \frac{\partial H_v}{\partial z} \right) dV \\ = \Delta t \chi(q_f - q) \quad (3)$$

ここで、 $\Delta$  は差分演算子である。また、 $\theta$  は演算パラメータで 1 のとき陰解法、0 のとき陽解法となる。以上より、式(3)の流れの特性量の時間増分  $\Delta q$  について解く。ここで、 $\chi$  が十分大きいならば  $q_f - q = 0$  となり、特性量が強制値へ置き換えられる。格子内部の流れ場の計算を行うところは  $\chi = 0$  として、ここでは通常の N-S 方程式を解くことになる。また、両者のつなぎの要素には  $\chi$  を中程度に設定することで、強制解から N-S 方程式の解へと両者の連続性が保たれる。

### 2.2 強制項の設定

平板を対象に重合格子の構成例を Fig.1 に示す。重合格子は、流れ場の全体を捉える全体格子 (Global grid) と局所的な流れを計算する部分格子 (Local grid) からなる。全体格子においては、部分格子と重複しない部分を  $\chi = 0$  として N-S 方程式を解く。また、全体格子が部分格子と重複する境界部分 A の要素に  $\chi$  を分布させる。大きな  $\chi$  の要素では式(3)の右辺が支配的となり、流れの特性量は強制置換量  $q_f$  に置き換えられる。この場合、強制置換量は部分格子の計算から得られる特性量で定める。一方、部分格子では外端に境界条件が必要である。この境界条件は全体格子の計算から得られる特性量から補間して定める。

Fig.2 は Fig.1 における A 部の拡大図であり、全体格

子と部分格子の重複領域の境界部分を示している。本解法には 2 要素分の境界条件が必要である。そこで部分格子の端から 2 要素はこれを境界条件として与え (図中の○印)、それに続く 2 要素 (△印) に中程度の大きさの強制パラメータ  $\chi$  を分布させた。さらにその内側の格子 (□印) は  $\chi=0$  とおく計算領域である。また、全体格子は部分格子の流れ場の計算する要素と重複する部分 (×印) に非常に大きな  $\chi$  を与え、それに続く 2 要素 (△印) には中程度の大きさの  $\chi$  の分布を持たせた。その他は  $\chi=0$  として計算を行う領域としている。

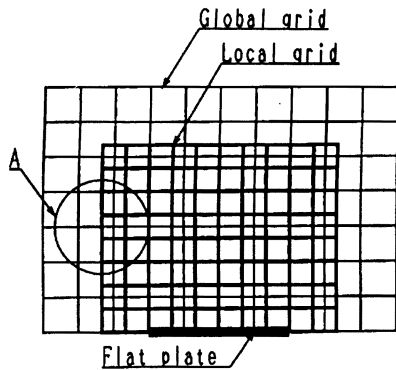


Fig. 1 Schematic view of overset grids

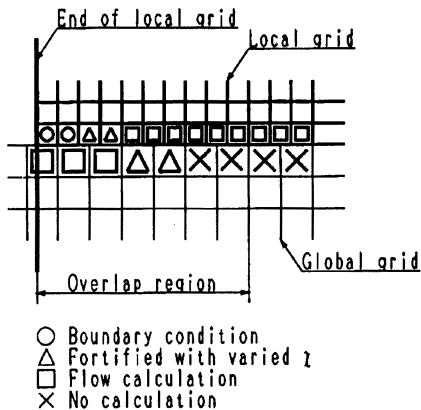


Fig. 2 Overlap region of overset grids

### 2.3 格子間位置情報の検索

重合格子では、上述の強制パラメータ  $\chi$  の分布を与えることや流れ場の特性量を補間するために、全体格子のうち部分格子に関係する領域を明確にする必要がある。Fig. 3 は全体格子のうち部分格子に関係する領域を見つけ出す様子を示したものである。Fig. 3(a)のように部分格子の内部に基準点 R を取り、その点と全体格子の任意の点 P とを線分で結ぶ。この線分が部分格子の境界面と

交点を持つならば、点 P は部分格子の外側にあることになる。全体格子の各要素の境界面を多数の微小な三角形 (A,B,C) に分割して、交点の有無を調べる。Fig. 3 (b) は点 R から点 P への線分と境界面の一部として三角形 (A,B,C) で指定される平面との関係を示している。基準点 R から点 P へのベクトル  $\vec{P}$  は、3 頂点までのベクトル  $\vec{A}, \vec{B}, \vec{C}$  を用いて式(4)で表される。

$$\vec{P} = s \cdot \vec{A} + t \cdot \vec{B} + u \cdot \vec{C} \quad (4)$$

ただし、 $s, t, u$  は任意の係数である。ここで、点 P が三角形 (A,B,C) と交点を持つときは、これらのパラメータは式 (5) を満足する。

$$s > 0, t > 0, u > 0, s + t + u \geq 1 \quad (5)$$

これを全体格子の全ての要素について調べ、部分格子との対応を取る。

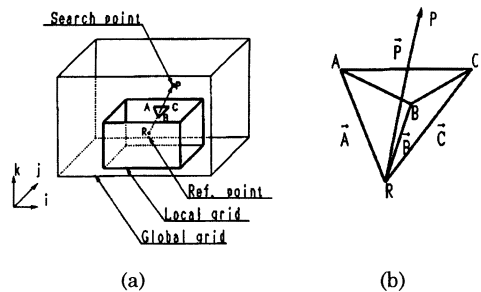


Fig. 3 Relation of boundary surface and search point

(a) Global grid and local grid

(b) Small triangle ABC and examined vector RP

### 2.4 微小体積要素を用いた特性量の補間

重合格子では異なる格子間における流れの特性量の置換が、両格子の重なる境界部分でスムーズに行われなければならない。差分法では格子点での特性量が求められるために、関数近似による補間によって比較的精度良く境界部分の特性量のやり取りができる。一方、有限体積法では格子の節点ではなく要素を代表する特性量が求められるために、関数近似による補間では精度の良い特性量を見積もることが困難と考えられる。従って、本計算法では重複する格子要素について以下に示す微小体積要素を用いた特性量の補間を行った。

二次元の場合を例にした全体格子と部分格子の重なりの様子を Fig. 4 に示す。格子 A の要素と格子 B の要素が重複する割合を調べるために、格子 A の要素を微小に分割する。この微小に分割した各部分が格子 B のどの要素に属するのかを調べることで、格子 A と格子 B の関係を知ることができる。図の例では、格子 A の要素  $(i, j)$  を微小に分割すると、微小部分 P は格子 B の要素  $(I, J)$  に属し

Q は  $(I+1, J)$  に属することが分かる。このようにして格子 A の要素  $(i, j)$  を微小に分割した全ての部分について、それが格子 B のどの要素に属するかを検出する。

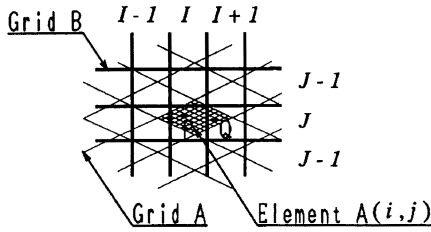


Fig. 4 Relationship of a segment of element in grid A to element in grid B

三次元の場合について上述のような微小の分割の方法を示した図を Fig.5 に示す。三次元の場合、要素は六面体をしている。Fig.5(a) で示すように、物理座標系では各要素のそれぞれの面は曲面で形成されている。そこで要素を適確に分割するために、Fig.5(b) のように六面体要素を単位寸法の立方体に写像する。そこで要素を等分割して再び逆写像することにより微小部分の任意の位置を求めることにした。この時、六面体要素内の任意の位置  $(x, y, z)$  と写像した立方体の座標の関係は式(6)となる。

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^8 \begin{pmatrix} \frac{1}{8}(1+\xi_0)(1+\eta_0)(1+\zeta_0) \cdot x_i \\ \frac{1}{8}(1+\xi_0)(1+\eta_0)(1+\zeta_0) \cdot y_i \\ \frac{1}{8}(1+\xi_0)(1+\eta_0)(1+\zeta_0) \cdot z_i \end{pmatrix} \begin{matrix} \xi_0 = \xi \cdot \xi_i \\ \eta_0 = \eta \cdot \eta_i \\ \zeta_0 = \zeta \cdot \zeta_i \end{matrix} \quad (6)$$

ここで、 $x_i, y_i, z_i$  は 6 面体の各頂点の座標である。 $\xi, \eta, \zeta, \xi_0, \eta_0, \zeta_0$  は写像した立方体の頂点の座標である。 $\xi, \eta, \zeta$  はそれぞれ -1 から +1 で変化し、この立方体を分割することによって六面体の微小部分が式(6)から求まる。ここでは、微小部分の座標はその中心座標 P で代表させた。また、この微小部分の体積は写像関数のヤコビアンを取る事で求まる。

次に、中心座標 P によって代表される微小部分が格子 B のいずれの要素に属するかを調べる。微小部分 P とそれを含む格子 B の一つの要素との関係を Fig.6 に示す。格子 B の要素の頂点 1 から 8 の内 4 つの頂点を取り、Fig.6(b) の四面体を 6 つ作る。この場合も、微小部分へのベクトル  $\vec{P}$  は辺ベクトル  $\vec{A}, \vec{B}, \vec{C}$  を用いて式(4)で表わされる。その時パラメーターが式(7)を満たすならば微小部分が四面体に属していることになる。

$$s > 0, t > 0, u > 0, s + t + u \leq 1 \quad (7)$$

この時、格子 B の 6 個の四面体の内一つでも式(7)の条件を満足すれば、微小部分は格子 B の要素に存在することになる。これを格子 A の 1 つの要素の微小部分全てにつ

いて行ない、格子 B の各要素にそれぞれ対応する微小部分の数  $n_i$  を全微小部分数で割り、重複割合を式(8)から算出する。

$$r_i = \frac{n_i}{20 \times 20 \times 20} \quad (8)$$

ここで、 $r_i$  は格子 A の格子 B の要素 I への重複割合を示す影響係数である。本論文では、要素の微小分割は  $\xi, \eta, \zeta$  方向にそれぞれ 20 分割し全部で 8000 分割した。格子 A の流れの特性量  $q_A$  から格子 B の流れの特性量  $q_B$  を式(9)から算出した。

$$q_B = \sum_{i=1}^{overlap} r_i \cdot (q_A)_i \quad (9)$$

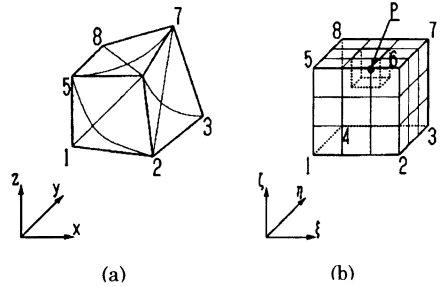


Fig.5 Schematic view of transformation of coordinates

- (a) Physical coordinates
- (b) Computational coordinates

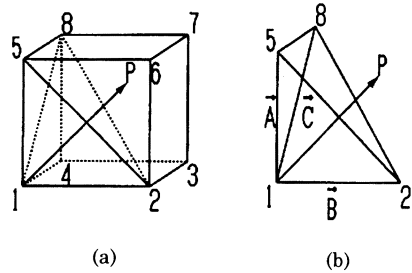


Fig.6 Relation of point P and an element in grid B

- (a) Hexahedral element
- (b) Tetrahedral part

### 3. 平板周りの流れ

#### 3.1 計算条件

平板周りの流れを対象に本計算法の精度検証を行った。計算に用いた単一格子及び重合格子を Fig.7(a)と(b)に示す。いずれの格子も、平板は  $z/C=0$  において  $x$  方向の座標が  $x/C=0$  から  $x/C=1.0$  の間に位置している。Fig.7(b) の重合格子では、流れ場の全体を囲む全体格子と平板近

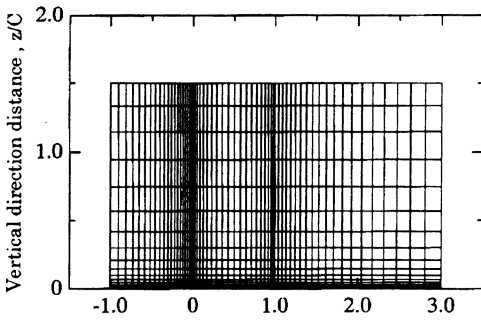
傍の詳細な解析を必要とする部分格子を設けている。単一格子及び重合格子における全体格子と部分格子の節点数と最小格子間隔 $\Delta_{min}$ を Table 1 に示す。部分格子はより詳細に流れの解析ができるように細かな格子形成となっており、部分格子の流れの変化が大きい平板の前縁と後縁近傍を密にしている。垂直方向の最小格子間隔は、 $\Delta_{min}=10^{-5}$ 程度とし、境界層内部の速度分布を解析できるように設定した。

3.2 計算結果

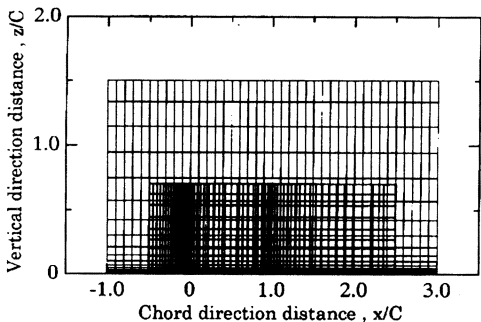
平板上に発達する層流境界層の流速分布を比較して Fig.8 に示す。レイノルズ数(Re)は  $10^4$  として計算した。いずれの結果も平板中心付近 ( $x/C \approx 0.5$ ) の速度分布を示している。図中の実線は Blasius の厳密解<sup>10)</sup>である。

Table 1 Number of cell-node and a minimum grid space

Grid	Global grid			Local grid		
	im	jm	km	im	jm	km
Single grid	61	5	31			
Overset grids	41	5	31	61	5	31
	$\Delta_{min} \times 10^{-5}$			$\Delta_{min} \times 10^{-5}$		
Single grid	1.507					
Overset grids				0.703		



(a) Single grid



(b) Overset grids

Fig. 7 Computational Grid for a Flat Plate

計算の結果は、全ての格子で流速分布が厳密解に一致する。これは重合格子を用いた数値計算の解が高精度に得られることを示している。さらに、図中には重合格子について強制パラメータ $\chi$ の分布が異なる場合を示している。格子の境界( $\chi=10^7$ または $\chi=10^5$ )から計算領域( $\chi=0$ )へ減少するような $\chi$ の分布を与えたが、その差は速度分布に見られない。平板周りの流れのように流れ場の変化がそれほど急激に変化しない場合は、 $\chi$ の分布について大きな注意を払わなくても安定して計算出来ることが分かった。

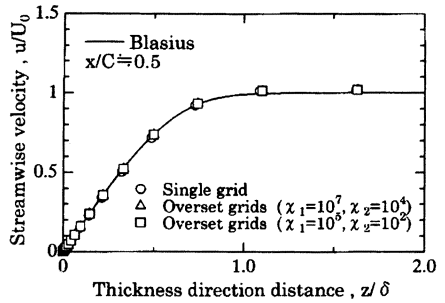


Fig. 8 Velocity distribution of laminar boundary layer

平板の壁面摩擦抵抗係数  $C_f$  を Schoenherr 式と比較した結果を Fig.9 に示す。乱流モデルには Baldwin-Lomax モデル<sup>11)</sup>を使用し、遷移条件は考慮せずに全て乱流計算とした。本計算結果は、Schoenherr 式よりも若干高めに計算されているが、概ね良く一致している。最小格子間隔がレイノルズ数に対して大きかったために壁面摩擦抵抗係数が高めに計算されたものと考えられる<sup>12)</sup>。重合格子を用いた本計算法で、レイノルズ数変化による壁面摩擦抵抗係数の変化を精度良く推定できることが分かった。

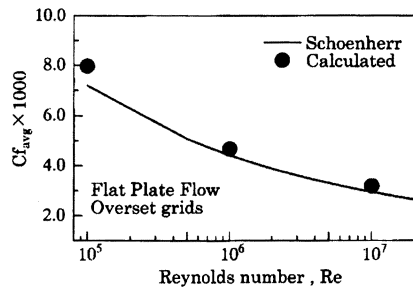


Fig. 9 Skin friction coefficients for a flat plate

レイノルズ数が  $10^6$  における平板上の後縁近く ( $x/C=0.877$ ) の乱流境界層の流速分布について本計算結果と壁法則の値を比較して Fig.10 に示す。縦軸、横軸ともに、粘性底層の流速分布  $u^+ = y^+$  の関係より壁面近傍

での速度をもとに求めた局所摩擦係数  $C_f$  に基づく壁面せん断応力  $\tau_0$  を用いて無次元化している。計算結果を基にした乱流境界層内の速度分布は、粘性底層と内層壁法則に非常に良くあっていることが分かる。

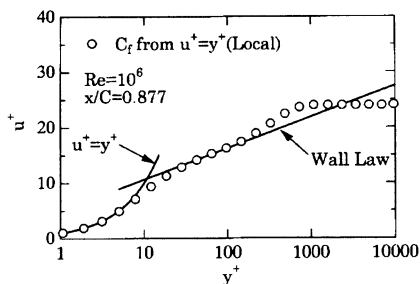


Fig. 10 Velocity distribution of turbulent boundary layer

#### 4. 船体・プロペラ・舵の干渉計算

##### 4.1 計算法概要

解強制置換法を用いた船体・プロペラ・舵の相互干渉計算の流れを Fig.11 に示す。計算領域は、船体、プロペラ及び舵の 3 ブロックに分割し、それぞれの計算ブロックに適した格子分割を行う。船体格子には H-H 型格子を、プロペラ格子には H-O 型格子を、舵格子には C-H 型格子を用いた。相互干渉計算の初期流場には、船体ブロックに対する計算結果を用いた。船体ブロックから補間されたプロペラ面位置における流速分布をもとに、無限翼数プロペラ理論で評価された等価な体積力をプロペラブロック中のプロペラ面に与えることにより、プロペラによる流れの加速・旋回影響を流場に与えた<sup>1)</sup>。船体+舵の抵抗がプロペラの発生する推力と釣り合うまで、3 ブロック間の繰り返し計算を行った。本計算では、プロペラ回転数は一定として計算を行った。

##### 4.2 計算条件

計算の対象とした船型は、舵角を取った際の船体、プロペラ及び舵に作用する流体力に関する豊富な模型試験結果のある 278,000DWT タンカー「ESSO OSAKA」とした。計算レイノルズ数は模型試験に相当する  $Re=2.5 \times 10^6$  とした。重合格子を用いた船体+プロペラ+舵の全体格子図を Fig.12 に、プロペラ及び舵ブロックと船体との位置関係を Fig.13 に示す。舵角  $0^\circ$  及び  $35^\circ$  の場合の船体格子と舵格子のオーバーラップの様子を舵の半高さ位置における水平断面図として Fig.14 に示す。重合格子の特徴として、舵角を取った計算を実施する場合、計算格子を再度生成し直す必要がない。船体、プロペラ及び舵ブロックの計算格子数には以下の値を用いた。

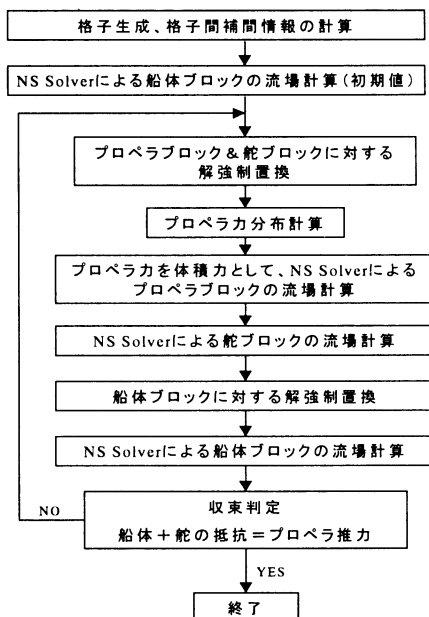


Fig. 11 Flow chart for calculation

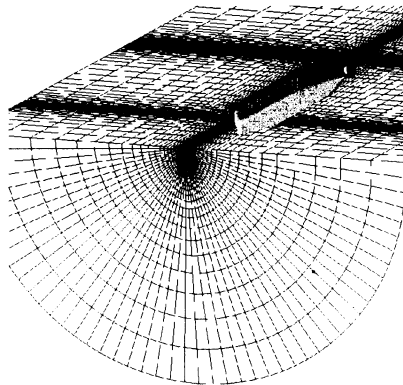


Fig. 12 Global Grid for Hull, Propeller and Rudder

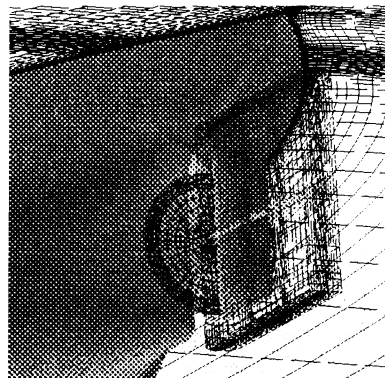


Fig. 13 Local Grid for Propeller and Rudder



- ・船体ブロック格子数

船長方向×幅方向×周方向=120×49×31

- ・プロペラブロック格子数

船長方向×周方向×半径方向=21×37×18

- ・舵部ブロック格子数

周方向×幅方向×高さ方向=107×29×31

船体、プロペラ、舵に作用する前後方向流体力  $X$  及び横方向流体力  $Y$  は、次式に示す前後力係数  $X'$  及び横力係数  $Y'$  で表した。

$$X' = \frac{X}{\frac{1}{2}\rho L d V^2}, \quad Y' = \frac{Y}{\frac{1}{2}\rho L d V^2}$$

ここで、 $\rho$  は流体密度、 $L$  は船長、 $d$  は喫水、 $V$  は船速である。その他の計算条件は、当社で実施した舵角変更試験に対応する条件にて計算を行った。

#### 4.3 計算結果

プロペラブロック及び舵ブロックで計算した流場情報が、船体ブロックの境界条件として適切に強制置換されているかどうかを検証するために、舵角  $0^\circ$  におけるプロペラ前方及びプロペラ後方横断面における速度ベクトルを比較して Fig.15、16 に示す。プロペラ前方流場において、船体ブロックで計算された船体後流の速度ベクトル（図中点線矢印）は、プロペラブロックにおける速度ベクトル（図中実線矢印）と方向・大きさともほぼ一致している。プロペラ後方流場（プロペラと舵の間）において、プロペラブロックで計算された速度ベクトルは、プロペラの影響で回転流（図中実線矢印）となり、その影響が適切に補間され船体ブロックにプロペラ回転流の影響（図中点線矢印）が表れている。この結果、解強制置換は適切に行われている（境界条件が適切に与えられている）と考えられる。

舵角を取った際に船体、プロペラ、舵に発生する前後力及び横力の計算結果を実験結果と比較して Fig.17、18 に示す。船体及びプロペラに作用する前後力及び横力は、舵角を大きくとっても定量的に良い一致を示している。また、舵角が  $10^\circ$  までは、舵に作用する流体力も精度良く計算されており、単一格子では計算が困難な舵角を取った際の船体・プロペラ・舵の相互干渉流体力を本計算法により精度良く推定可能であることが分かる。

ただし、舵に作用する前後力及び横力は、舵角が大きくなるほど舵力の計算精度が悪化している。横力は、舵角の増加に比例して計算精度が悪化しているように見える。この原因として、プロペラの影響による回転流場中で舵角を大きく取った際の計算には、本論文で使用した Baldwin-Lomax 乱流モデルでは現象を精度良くとらえることが出来ないこと、及び舵角を大きく取ると船体格子の粗い領域に舵部の重なり領域が発生するため、格子

間の補間精度が悪化することが計算精度悪化の一因と思われる。

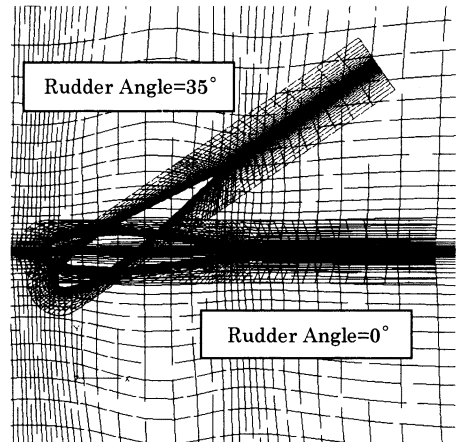


Fig.14 Local Grid for Rudder

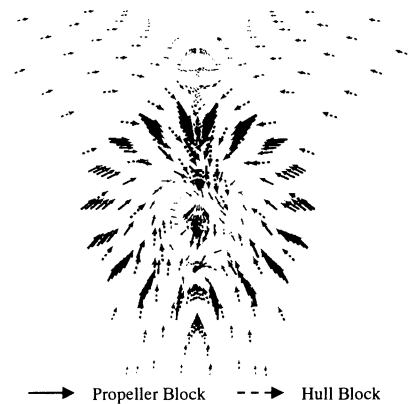


Fig.15 Comparison of velocity vector before propeller

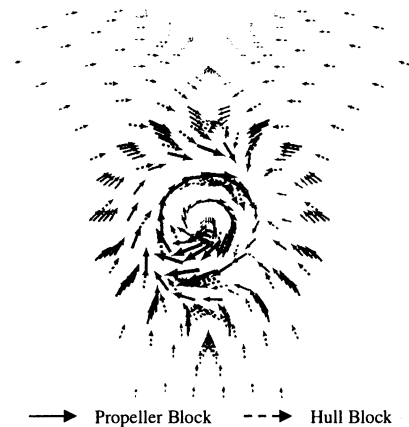


Fig.16 Comparison of velocity vector behind propeller

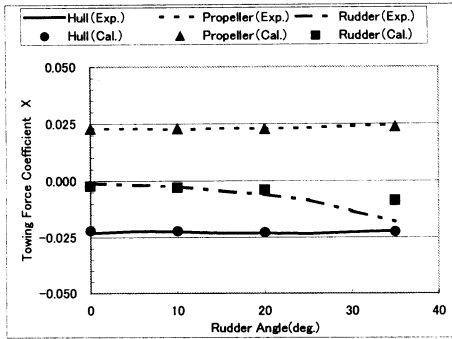


Fig.17 Comparison of towing force coefficient X

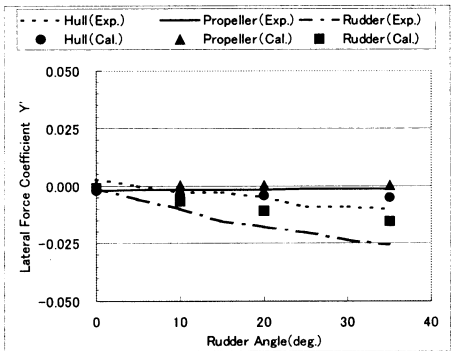


Fig.18 Comparison of lateral force coefficient Y

## 5. 結 言

実用船舶周りの流場解析へ CFD を援用することを目的に、複雑形状に対する格子生成の自由度の高い重合格子により格子生成を行い、格子間の流場情報の交換に解強制置換法を用いた船体周りの流場計算法の開発を行い、以下の成果を得た。

- (1) 重合格子を用いた解強制置換法により、単一格子に比べ格子生成時間の大幅な短縮が可能となった。また、本計算法で開発した微小体積要素を用いた特性量の補間方法は、実用上問題なく色々な計算格子の組み合わせに対応できることが分かった。
- (2) 平板周りの流れでは、速度分布、局所摩擦抵抗係数及び摩擦抵抗係数とも精度の良い解が得られることが分かった。
- (3) 本論文で示した船体・プロペラ・舵の相互干渉計算法は、単一格子では計算が困難である舵角を大きく取った場合の計算が簡便に実施可能であり、本計算法が複雑な計算対象に対し有効であることが分かった。舵角の小さい場合は、船体・プロペラ・舵に作用する流体力を精度良く推定可能である。しかし、舵角を 35° 程度に大きくした場合、計算精度が悪化

する傾向のあることが分かった。精度悪化の原因と考えられる乱流モデルの改良、及び格子の重なり領域における実用上問題とならない格子サイズの把握が今後の課題である。

## 謝 辞

計算プログラムの作成に関し、長菱エンジニアリング株式会社 錦戸祐子殿に尽力頂いた。ここに記し、感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

- 1) 例えば、日夏宗彦他、自航状態における舵付き船体周りの流れの数値シミュレーション、西部造船会々報、第 88 号、(1994)。
- 2) 例えば、増子章、船舶粘性流計算における複合格子法の応用 (第 2 報 船尾水平フィン付き船体周りの粘性流シミュレーション)、日本造船学会論文集、第 180 号、(1996)。
- 3) 例えば、Hino, T., A 3D Unstructured Grid Method for Incompressible Viscous Flow, Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol.182, (December 1997), pp.9-15.
- 4) 例えば、児玉良明、船首尾バルブ付き船型のマルチブロック格子表現法、関西造船協会誌、第 226 号、(1996)。
- 5) Van Dalsem, W. R. and Steger, J. L., Using the Boundary-Layer equations in Three-Dimensional Viscous Flow Simulations, Proc. AGARD Fluid Dynamics Panel Symposium on Application of CFD in Aeronautics, (1986).
- 6) Van Dalsem, W. R. and Steger, J. L., Study of VSTOL Flows Using the Fortified Navier-Stokes Approach, AIAA paper 87-2279, (1987).
- 7) Benek, J.A., Buning, P.G. and Steger, J.L., A 3-D Chimera Grid Embedding Technique, AIAA Paper, No.85-1523, (1985).
- 8) Fujii, K., Tamura, Y. and Kuroda, S., Unified Zonal Method Based on the Fortified Navier-Stokes Concept, AIAA paper 91-1558-CP, (1991).
- 9) Kodama, Y., A Cell-centered, Finite-Volume Upwind Scheme with Global Conservation, J. of the Society of Naval Architects of Japan, vol. 168, (December 1990), pp. 21-30.
- 10) H. Blasius, Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung. Z. Math. u. Phys. 56, 1-37(1908). Engl. transl. in NACA TM 1256.
- 11) Baldwin, B.S. and Lomax, H., Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows, AIAA paper 78-257, (1978).
- 12) 石川 暁、CFD による船体周りの流場ならびに推進性能の尺度影響に関する検討、西部造船学会々報、第 91 号、(1996)。



# 粘性の影響を考慮した自由表面流れの計算

## CFD Simulation for Viscous Flow with Free-surface of Ship

技術本部 石川 暁\*<sup>1</sup> 高田 憲 尚\*<sup>1</sup>

近年、数値流体力学 (CFD) による船舶性能の予測技術が向上し、船型設計の有効なツールとして活用されるようになってきている。本報では、これら最新の CFD 技術の一つである粘性の影響を考慮した自由表面流れ計算法の実用コンテナ船への適用例を紹介する。まず、コンテナ船周りの流場・波高分布並びに抵抗係数を水槽試験結果と対比し、これらが精度良く推定可能であることを示す。次に、船体形状の相違による抵抗性能の差違を正しく推定することが可能であることを確認し、CFD による流場解析法が船型開発に有用であることを示す。

Computational fluid dynamics (CFD) have greatly improved the accuracy of ship performance prediction, and therefore, CFD is now used in the initial stage of hull design. Among the various CFD method one of the latest method to simulate free surface viscous flow are taken into account, in the present paper. At first, calculated wave and flow distribution and ship resistance of a practical container ship were compared with measurements. Next, the method is applied to two container ships with different forebody shapes. We confirmed that CFD predicts the flow field and ship resistance very well, and estimates differences in resistance due to differences of hull form, as was found in experiments. This analysis is thus useful in developing superior hull forms.

### 1. ま え が き

近年の数値流体力学 (CFD) 技術の発展により、船体周りの流れや船体抵抗を数値解析によって精度良く推定することが可能となりつつある。

船舶が航行するときに船体に作用する抵抗は、主に造波抵抗と粘性抵抗の2成分から成っている。前者は水面に波を造るのに消費するエネルギーに相当する。

このような自由表面流れを CFD で計算する場合、粘性を無視した理想流体の仮定に基づくランキン・ソース法<sup>(1)</sup>などが用いられることが多い。

一方、後者は水の粘性に起因する抵抗で、これを推定するためには境界層流れやはく離流れなどの粘性流れを扱える計算法が必要となり、Reynolds Averaged Navier-Stokes Solver (RANS 法) が用いられる<sup>(2)</sup>。

ただし、このような計算では、波がない状態に相当する水面が平坦であるという仮定が用いられる場合が多い。

しかしながら、実際の流場では自由表面流れと粘性流れが相互に干渉するため、船体周りの流場や船体抵抗の推定精度の向上を図るためには、これらが同時に取扱える計算法が必要となる。

このような背景の下、近年 RANS 法による自由表面流れの計算法の開発が活発に行われている。

そこで、本報では、これら最新の解析法の一つである船舶技術研究所で開発された NEPTUNE 法<sup>(3)</sup>を実用船型周りの流場解析へ適用し、水槽試験結果と対比して波高分布・流場や船体抵抗の計算精度の検証を行う。また、設計への応用例として、船体形状の異なるコンテナ船への適用例を示し、本計算法の有用性を検証する。

### 2. 計算法の概要

#### 2.1 支配方程式及び境界条件

座標系は、図1に示すように、静止水面上に  $x$  軸をとり、鉛直上向きに  $z$  軸をとる。船体は  $x$  軸方向の一様流れ  $U$  の中に固定されていると考え、船体の中央に座標原点をとる。船体周りの流場を重力が作用する定常非圧縮粘性流場と考えれば、この流場の支配方程式は式(1)で示される。

$$\frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_m} (\mathbf{F}_m + \mathbf{F}_{vm}) = 0 \quad (m=1, 2, 3)$$

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ p \end{bmatrix}, \mathbf{F}_m = \begin{bmatrix} u_m u_1 + p \delta_{m1} \\ u_m u_2 + p \delta_{m2} \\ u_m u_3 + p \delta_{m3} \\ u_m \beta \end{bmatrix}, \mathbf{F}_{vm} = -\nu \begin{bmatrix} \frac{\partial u_m}{\partial x_1} + \frac{\partial u_1}{\partial x_m} \\ \frac{\partial u_m}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_m} \\ \frac{\partial u_m}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_m} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\nu = \frac{1}{Re} + \nu_t$$

$$p = p_r + \frac{z}{F_n^2}$$

ここで、

$(u_1, u_2, u_3)$ :  $(x, y, z)$  方向の流速

$p_r$ : 実圧力

$p$ : 重力項を含んだ圧力

$F_n$ : フルード数

$Re$ : レイノルズ数

$\nu_t$ : 渦動粘性係数

$\delta_{mn}$ : Kronecker の delta

\*<sup>1</sup> 長崎研究所船舶・海洋研究推進室

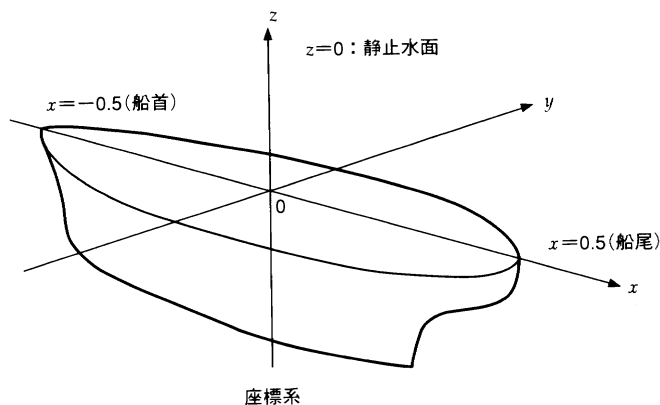


図1 座標系 本計算で用いた座標系を示す。  
Coordinate system

$F_m$  : 非粘性項

$F_{vm}$  : 粘性項

式(1)の第3列までが運動量保存則を、第4列が質量保存則(連続の式)を表す。ただし、連続の式に擬似圧縮性の概念を導入しており、時間微分項 $\partial p/\partial t$ 及び擬似圧縮性のパラメータ $\beta$ が付加されている(定常状態に達すれば $\partial p/\partial t = 0$ となり、連続の式そのものとなる)。自由表面の境界条件は、次の動力学的条件と運動学的条件の2つである。

- (1) 動力学的条件は水と空気の間での応力の連続性を課すものである。すなわち、自由表面に働く応力の法線成分は空気の圧力 $p_{air} (= 0)$ と釣り合い、接線成分(2方向)は0であるという条件である。
- (2) 運動学的条件は、ある時刻に自由表面上に存在する流体粒子は、ずっと自由表面上にとどまるという条件で、式(2)で表される。

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u_1 \frac{\partial h}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial h}{\partial x_2} = u_3 \quad (2)$$

その他の境界条件として、流入境界に一樣流の条件を、流出境界では0こう配条件を、物体表面にはnon-slip条件を与える。

### 2.2 数値解法

数値計算には、平田らの開発したNEPTUNE法を用いた。その詳細は文献(3)に譲り、ここではその概要を以下に示す。

- (1) 支配方程式は、変数 $(u, v, w, p)$ をセルセンタに配置し、有限体積法を用いて離散化する。
- (2) 支配方程式を離散化の際、セル界面での非粘性流束は、3次精度風上差分である。さらに、流束差分分離法(Flux Difference Splitting)を採用し、数値安定性の向上を図る。粘性項はGaussの積分定理を用いて2次精度の中心差分的に評価する。
- (3) 時間微分は1次後退差分で近似し、準Newton法を用いて解を求める。
- (4) 乱流モデルには、Baldwin-Lomax Model(0方程式系モデル)を用いる。
- (5) 局所時間刻み法及びマルチグリッド法による収束加速を行う。
- (6) 流れの左右対称性を考慮して船体の片舷側に1/4円筒状

のH-Oタイプと称されるトポロジーを有する格子を生成して計算を実施する。

- (7) (6)で述べた格子を参照格子とし、計算格子は自由表面の変形に追従して移動させる。

### 3. 計算結果及び考察

本計算法の計算精度を検証するために、抵抗特性に加えて波高及び流場計測が実施されている船首バルブ付き実用コンテナ船を対象に計算を実施した。さらに、設計への応用例として、船首フレームライン形状がU型・V型と異なる実用コンテナ船の計算を行い、船体抵抗特性に与える船型の影響を調査した。

#### 3.1 計算精度の検証

図2に示すコンテナ船(以下、Ship Aと称す)について計算を実施した。計算に用いた計算格子の格子点数は、長手方向137点、円周方向に37点、半径方向に69点で、合計で約35万点である。図3にフルード数 $F_n = 0.254$ 、レイノルズ数 $Re = 1.54 \times 10^7$ における船体周りの波高分布計算結果と試験結

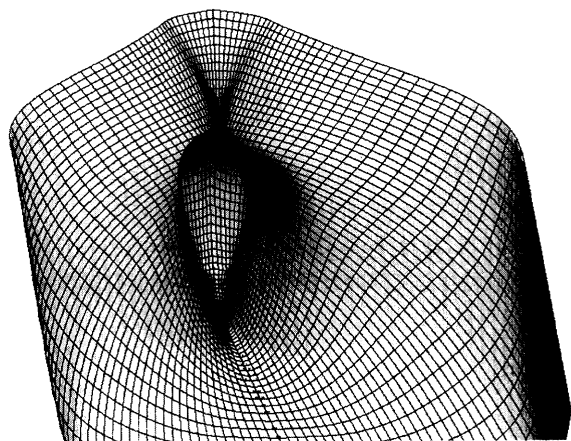


図2 コンテナ船(Ship A) コンテナ船(Ship A)の形状を示す。  
Arrangement of hull surface panels of Ship A

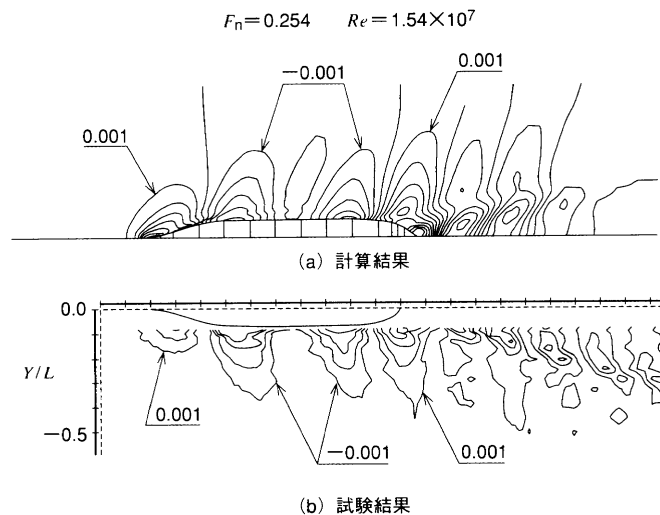


図3 波紋の比較 船体周りの波紋の様子が試験結果と良く一致している。(a)に計算結果、(b)に試験結果を示す。  
Comparison of wave contours

果を比較して示す。ここで、波高  $h$  は船長  $L$  で無次元化されている。なお、水槽試験では船の最大幅から外側の領域のみで波高計測が実施されており、船首尾端の船体近傍の波高分布は不明である。図3より、船体から広がる波の様子、すなわち波の山・谷のパターンやその位置が計算でも良く捕えられていることが分かる。次に、もう少し密な比較を行うため、図3の  $y=0.1$  及び  $0.3$  の位置で長手方向に縦切りして求めた波高を比較して図4に示す。いずれの位置でも計算で得られた波の波高及び位相が試験結果と良く一致していることが分かる。

次に、抵抗の計算結果を図5に示す。ここで、全抵抗  $R_t$ 、摩擦抵抗  $R_f$  及び造波抵抗  $R_w$  は式(3)のように無次元化した。

$$\begin{aligned} C_t &= \frac{R_t}{\frac{1}{2} \rho U^2 \nabla^{2/3}} \\ C_f &= \frac{R_f}{\frac{1}{2} \rho U^2 \nabla^{2/3}} \\ C_w &= \frac{R_w}{\frac{1}{2} \rho U^2 \nabla^{2/3}} \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、

- $\rho$  : 流体密度
- $U$  : 船速
- $\nabla$  : 排水容積

また、 $C_f$  の試験結果は式(4)で示される Prandtl-Schlichting の算式を使用して求めた相当平板の摩擦抵抗係数  $C_f$  (PS) である。

$$C_f(\text{PS}) = \frac{0.455}{(\log Re)^{2.58}} \cdot \frac{S}{\nabla^{2/3}} \quad (4)$$

ここで、

- $S$  : 浸水面積

造波抵抗係数  $C_w$  は、Hughes の方法<sup>(4)</sup>に従い、形状影響係

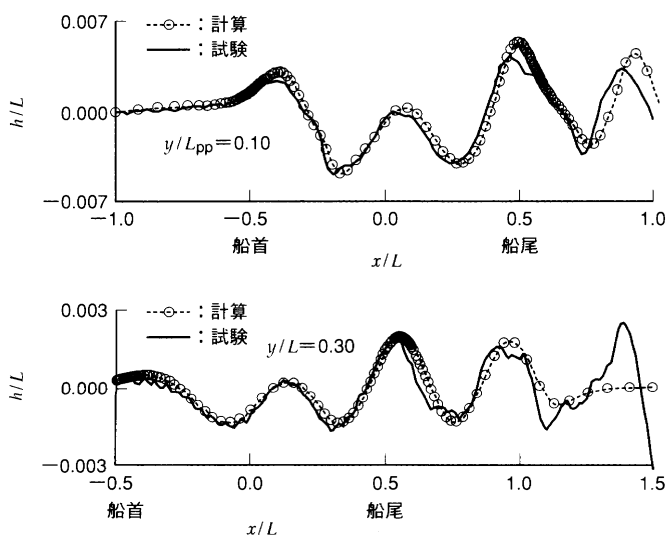
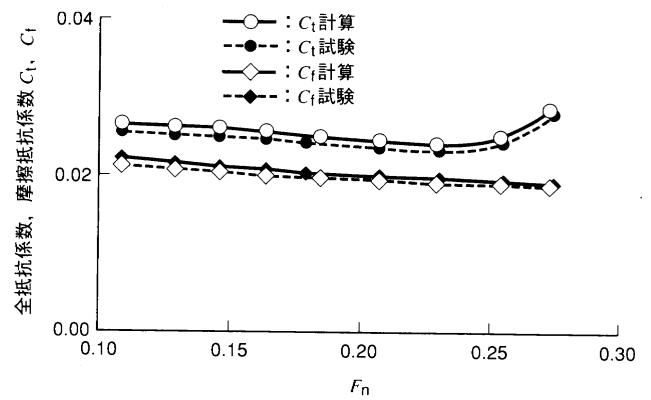
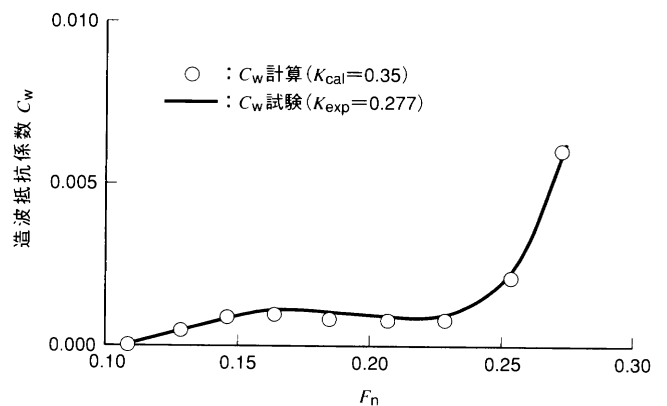


図4 縦切り波形の比較 船長方向に縦切りした波形を比較して示す。計算の波高分布は試験結果と定量的に良く一致している。  
Comparison of longitudinal wave profile



(a) 全抵抗、摩擦抵抗



(b) 造波抵抗

図5 抵抗係数の比較 フルード数の変化による抵抗係数の違いが試験結果と良く一致している。(a)に全抵抗係数及び摩擦抵抗係数、(b)に造波抵抗係数を示す。  
Comparison of resistance coefficients

数  $K$  を造波抵抗がほとんど見られない低速点で  $C_w = 0$  と仮定して決定し、式(5)を用いて算出した。

$$\begin{aligned} C_w &= C_t - (1 + K) C_{th} \\ C_{th} &= \frac{0.066}{(\log Re - 2.03)^2} \cdot \frac{S}{\nabla^{2/3}} \end{aligned} \quad (5)$$

ここで、

- $C_{th}$  : Hughes による相当平板の摩擦抵抗係数

各種抵抗係数とフルード数の関係は、計算と試験結果で良く一致している。特に、フルード数の増加に伴う造波抵抗の変化の様子が定性的のみならず定量的にも試験結果と良く一致している。なお、詳細に比較すると全抵抗係数が試験結果よりやや大きく、摩擦抵抗係数が逆にやや小さい。その結果、形状影響係数は試験結果よりもやや大きく推定されている。

最後にプロペラ面における伴流分布を比較して図6に示す。図6の等値線は式(6)で定義される  $W_x$  を、ベクトルはプロペラ面内流速成分  $(u_2, u_3)$  ベクトルを表す。

$$W_x = 1 - u_1 \quad (6)$$

等値線の位置や面内流速ベクトルの全体的な傾向は計算でおおむね捕えられている。ただし、試験で見られるプロペラ円内の渦及びこれに伴う  $W_x$  等値線のくびれは計算では捕えられていない。これは、船尾のはく離渦の計算精度が不十分な

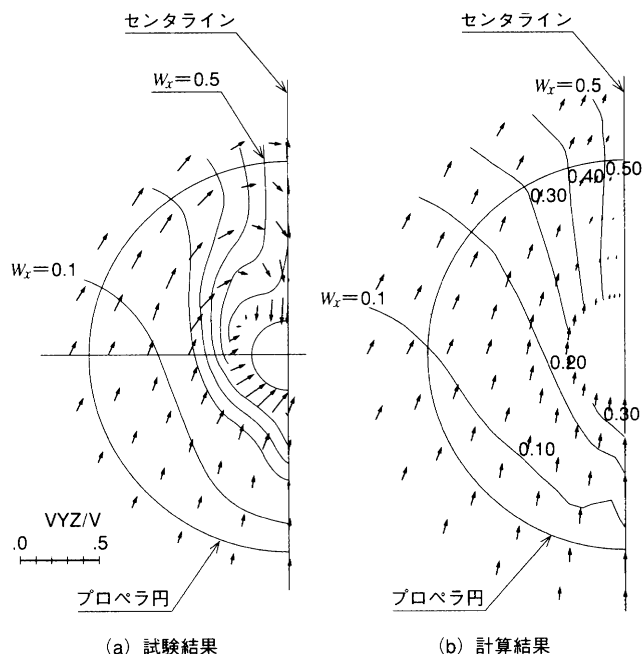


図6 プロペラ面における伴流分布の比較  $W_x$ 等値線の形状や位置が試験結果と良く一致している。(a)に試験結果、(b)に計算結果を示す。  
Wake distribution at propeller plane [(a) experiment, (b) calculation]

ためと考えられる。

### 3.2 設計への応用例

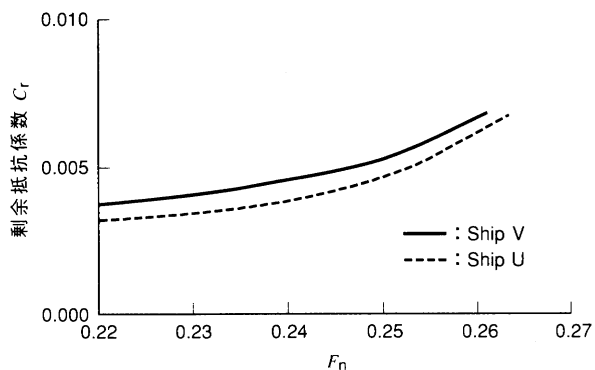
設計への応用例として、主要目が同一で船首フレームライン形状がU型・V型と異なる2隻のコンテナ船の計算を実施した(以下Ship U及びShip Vと称す)。計算結果から式(7)で定まる剰余抵抗係数を求めて図7に示す。

$$C_r = C_t - C_f \text{ (PS)} \tag{7}$$

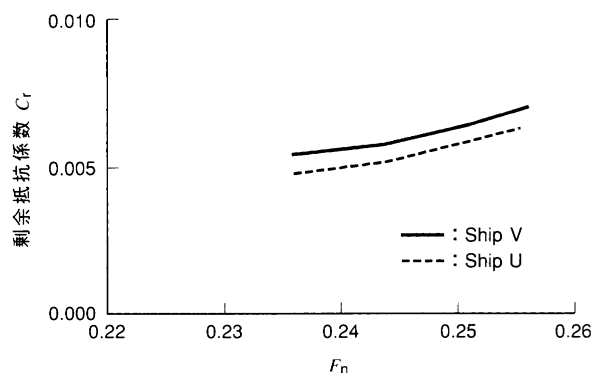
剰余抵抗係数は造波抵抗と粘性圧力抵抗の双方の抵抗成分が含まれる抵抗係数で、船舶の抵抗性能の優劣を評価する指標の一つである。さらに、これら2成分を同時に計算することができる本手法の計算精度を評価する上でも好都合な係数である。図7に示すように、船首形状がV型からU型へ変わると剰余抵抗係数が減少するが、計算でもこの傾向を良く捕えている。このように、本手法は船型間の船体抵抗の差を正しく推定することができることから、船型の優劣の判断や船型改善の検討に有効なツールとして活用している。

### 4. おわりに

以上の検討により、本手法で求めた船体周りの波高分布や流場並びに船体抵抗は、水槽試験結果と大略一致することが確認された。特に造波抵抗について高精度の推定が可能であることが確認された。さらに、本手法は船体形状の違いによる船体抵抗の相違も精度良く推定することが可能である。し



(a) 試験結果



(b) 計算結果

図7 Ship UとShip Vの剰余抵抗係数 U型フレームラインのShip UがV型のShip Vに比べて剰余抵抗係数が小さくなる傾向を、計算も精度良く推定している。(a)に試験結果、(b)に計算結果を示す。  
Comparison of residual resistance coefficient between Ship U and Ship V [(a) experiment, (b) calculation]

たがって、本手法は船舶の初期計画あるいは船型改良を実施する際に、有効に活用することができる。

### 参考文献

- (1) Yasukawa, H., A Rankine Source Kochin-Function Method to Remove the Negative Ship Wave Resistance, Schiffstechnik Bd 45/ Ship Technology Research Vol.45 (1998)
- (2) 石川, CFDによる船体周りの流場ならびに推進性能の尺度影響に関する検討, 西部造船会会報第91号 (1996)
- (3) Hirata, N. et al., An Efficient Algorithm for Simulating Free-Surface Turbulent Flows around an Advancing Ship, Journal of the Society of Naval Architects of Japan Vol.185 (1999)
- (4) Hughes, G., Frictional and Form Resistance in Turbulent Flow, and a Proposed Formulation for Use in Model and Ship Correlation, TINA Vol.96 (1954)





# 自航状態にある舵付き実用船型周りの造波流場計算

正員 高田 憲 尚\*      正員 星 野 徹 二\*\*  
正員 石 川 暁\*\*      檜 垣 祥 市\*\*

Simulation of free-surface viscous flow around practical hull and rudder with propeller effects

by Noritaka Takada, *Member* Tetsuji Hoshino, *Member*  
Satoru Ishikawa, *Member* Shoichi Higaki

## Summary

The simulation method of free-surface flow around hull and rudder with propeller effects on the basis of RANS equations solver has been developed. The problem of complex geometry is solved by using multi-block grid technique. Propeller effects are included in RANS equations by the body forces equivalent to mean forces acting on propeller blades calculated by UQCM on the basis of the lifting surface theory.

The present method is applied to computation of free-surface viscous flow around KCS container ship for without/with propeller condition and it is confirmed that it can accurately predict flow fields of stern region through comparison with the experimental results. Moreover, it is applied to calculate the flow around modern full ship hull and rudder without/with propeller. Consequently, its resistance and self-propulsion factors are accurately estimated. And, the difference of wake fraction due to that of propeller diameter is discussed through the analysis of the computed flow fields.

## 1. 緒言

良好な推進性能を有する船舶を得るためには、船体抵抗を低減するのみならず、船体とプロペラの干渉による自航性能を良くする必要がある。自航性能は船尾形状と密接に関係するため、船型設計においてその最適化が図られる。従来は水槽試験による性能評価と船型変更の繰り返しによって船型の最適化が行われてきたが、最近で

はCFD (Computational Fluid Dynamics) を数値水槽として利用し、設計期間の短縮と低コスト化が進められている。CFDでは、具体的な船体形状を計算格子であらわし、Navier-Stokes方程式を数値的に解いてその周りの流場を求めるため、船型差による性能差を良好な精度で推定可能である。

CFDを自航性能推定法として応用した先駆的な研究として日夏らが開発したNICE法<sup>1,2)</sup>がある。NICE法は、舵付きの船体周りの流場を求めるRANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) ソルバー<sup>3)</sup>に無限翼数理論によるプロペラ簡易計算法<sup>4)</sup>を組み込むことによってプロペラ作動影響を考慮した手法である。本手法は肥大船の自航要素を概ね良好な精度で推定可能であり、肥大船船型の設計に用いられている。しかし、単一構造格子を

\* 三菱重工業 (株) 長崎造船所

\*\* 三菱重工業 (株) 長崎研究所

原稿受理 平成 14 年 7 月 10 日

秋季講演会において講演 平成 14 年 11 月 14, 15 日

採用しているため複雑な形状を扱えず、船型によっては船尾形状を簡略化して計算しなければならないといった問題がある。また、自由表面を扱えないため、タンカー船型などの極低速肥大船に適用が限られ、プロペラについては具体的な形状を考慮できない簡易計算法であるため、精度が若干劣り実用上は単独試験結果を用いた修正が必要となるという課題がある。

これらの課題について最近の研究をレビューする。最初の複雑形状に関する問題はマルチブロック格子法や非構造格子法で解決可能であり、これらを適用したコードが多数開発されている。自由表面を考慮したプロペラ作動流場計算についてはNICE法と同種のプロペラ計算法を使用したTahara et alの研究<sup>5)</sup>があり、主船体のみであるがコンテナ船のプロペラ作動流場を良好な精度で推定している。最後のプロペラ計算法については、プロペラと船体一体で格子を作成してRANS法で直接計算する取り組みがなされており、Abdel-Maksoud, M. et al<sup>6)</sup>はダブルモデルフローではあるがコンテナ船型を対象にした計算を行っている。しかし、本手法は必然的に非定常計算となるため計算量が膨大となるし、格子の作成に多大な時間を費やす必要が有るため、実際の船型設計の現場で使用するには時機尚早と考えられる。

そこで本研究では上記の課題の解決を目的として、自航状態にある舵付きの実用船型周りの造波流場計算法を開発し、実用的な計算時間と精度で計算可能な自航性能推定法を構築する。具体的には、プロペラ計算法としてUQCM (Unsteady Quasi-Continuous Method)<sup>7)</sup>を採用し、著者らの一人が開発したマルチブロック格子法を適用した造波粘性流場計算コード”FS-MINTS”<sup>8)</sup>にボディフォース法でカップリングすることとした。UQCMはプロペラ形状をより詳細に扱ったモデル(平均キャンバー面)であり、計算法単体の計算精度も良好であることから、RANSソルバーとカップリングした際の自航流場の推定精度も良好であることが期待される。また、最適船体形状設計のみならず、船体とマッチングしたプロペラ的设计へ活用できる可能性もある。

本論文の構成は以下のとおりである。まず、開発した計算コードの数値計算法について説明する。次に、コンテナ船型(主船体のみ)に適用しプロペラ作動流場の推定精度の検証を行った後、舵付き船体周りの計算法(計算格子)について検討を行う。最後に、肥大船を対象に自航要素の推定精度(船速影響及びプロペラ直径の相違)について検証した結果について報告する。

## 2. 数値計算法

今回開発したプロペラ作動流場計算法のベースコード(FS-MINTS)はマルチブロック格子法(ブロック間の

格子点は連続)を適用した造波粘性流場計算コードであり、トランサム船尾流れなどの複雑形状への適用性に優れている。各ブロックにおける計算の基本アルゴリズムはHirata et al<sup>9)</sup>が開発したNEPTUNEと同種の手法を採用しており、RANS方程式と擬似圧縮を導入した連続の式を有限体積法で離散化し、準ニュートン法を用いて解いている。自由表面は境界適合格子を用いて非線型自由表面条件の下に計算される。収束加速法として局所時間刻み法およびマルチグリッド法を導入している。また、各ブロック間の情報交換法にはBJ-SGS法<sup>10)</sup>を採用している。計算手法の詳細は文献<sup>8)</sup>を参照されたい。

プロペラ計算法として採用したUQCMは非圧縮ポテンシャル流中にある揚力面の計算手法の一種であるQCMを著者らの一人が非定常プロペラ問題に拡張した手法である。Fig.1に示す揚力面モデルを使用して、不均一流中で回転するプロペラ(平均キャンバー面)に作用する流体力を高精度に推定可能である。計算手法の詳細は文献<sup>7)</sup>を参照されたい。

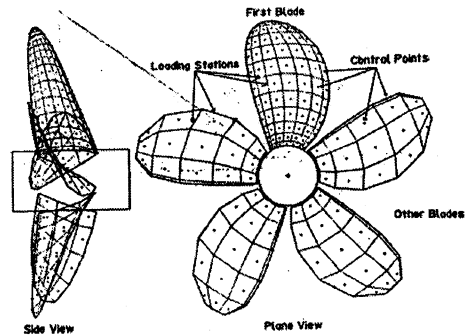


Fig. 1 Propeller surface panel for UQCM

プロペラ作動流場といっても時々刻々の流場の変化を追うのではなく、プロペラが一定回転しているときの平均流場を対象とする。自航性能の推定にはこれで十分である。そのため、具体的な計算手順は以下のとおりとなる。

1. RANSソルバーのある計算ステップにおける流場からプロペラへ流入する流場を補間して求める。
2. 上記流入速度分布(インフローパネル、定義は後述)からプロペラによる誘導速度(UQCMの1ステップ前の計算で求めておく)を差し引いた流速分布(有効伴流)を流入条件としてUQCMによるプロペラ計算を行う。
3. プロペラが1回転するときプロペラ面(=ボディフォースパネル、定義は後述)内の各点に

作用する流体力の平均値を求め、ボディフォース(体積力)として RANS ソルバーの各セルに分布させる。

4. 得られた体積力分布を基に RANS 方程式を解き、1. に戻る。

1. ~ 4. を繰り返すことによってプロペラ一定回転中の平均流場が得られる。ここで、ボディフォースパネル(BFP)とインフローパネル(IFP)について説明する。

BFP とは、プロペラブレードの各半径位置の(前縁から)1/4 弦長点を半径方向に結んだ曲線をプロペラ軸周りに1回転して生成されるスweep面をパネル分割したものである。パネル分割図を Fig.2 に示す。半径方向の分割数はブレードの半径方向分割数(Fig.1)と同一であり、周方向の分割数は  $2\pi/\Delta\theta$  である。 $\Delta\theta$  は UQCM 計算における回転角刻みである。IFP は BFP をプロペラ軸に沿って、プロペラセンターから  $\Delta xI$  前方(流入側)に移動したものである。通常、 $\Delta xI = 0.2R$  ( $R$  = プロペラ半径)としている。計算格子と IFP・BFP との補間は、補間点とその周りの変数定義点との距離で重み付けした関数を使用している。

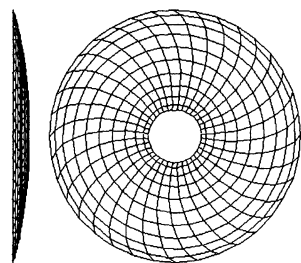


Fig. 2 Body Force Panel (BFP)

RANS ソルバーと UQCM では使用する座標系が異なる。前者は船体を基準として  $x$  軸を静止水面上の船体中心線と一致させ(船尾方向を正)、ミッドシップ位置を原点とする。 $z$  軸を鉛直上方に選び、 $y$  軸は右手系となるように取る。また、座標系は船長( $L_{PP}$ )で無次元化されている。一方、UQCM ではプロペラを基準としており、プロペラ半径で無次元化されている。 $x$  軸をプロペラ軸と一致させ(主流方向を正)、 $z$  軸を鉛直上方に選び、右手系になるように  $y$  軸を取っている。2つの座標系間で情報のやり取りをしなければならないが、必要な情報は BFP と IFP が全て保持しているの、これらをそれぞれの座標系へ相互に座標変換して行うことにした。こうすることで、RANS ソルバー、UQCM ともにオリジナルプログラムにほとんど手を入れる必要が無

くなる。また、座標変換に関する情報をプロペラの属性情報として持たせておけば、プロペラを複数基装備する場合も容易に計算可能である。但し、プロペラ間の干渉は考慮されないの、十分離れた位置に装備する場合のみ有効である。BFP と IFP の RANS ソルバー座標系(計算格子)への配置状況を Fig.3 に示す。

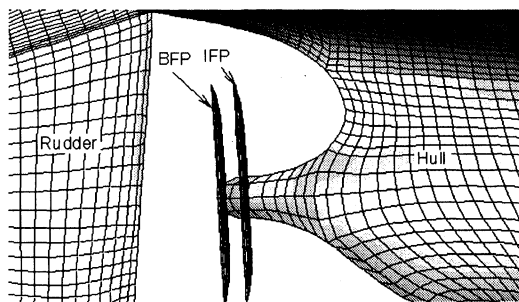


Fig. 3 Arrangement of BFP and IFP

### 3. 船尾流場推定精度の検証

#### 3.1 供試船型及び計算条件

はじめにプロペラ作動・非作動状態の船尾近傍詳細流場の推定精度について検証する。供試船型として KRISO にて計画されたコンテナ船型 KCS を選択する。本船型については同所及び海上技術安全研究所で水槽試験<sup>11)</sup>が実施され、プロペラ作動・非作動状態のウェイク計測および船尾圧力計測結果がインターネット上<sup>12)</sup>で公開されており、推定精度の検証に用いた。要目及び試験(計算)条件を Table 1, Fig.4 に示す。

Table 1 Condition of computation

Model	KCS
$L_{PP}(m)$	7.2786
$Fn$	0.26
$Re$	$1.4 \times 10^7$
$np(rps)$	9.5

計算対象は船体のみとし、直進曳航状態及びプロペラ作動状態の造波流場計算を実施している。乱流モデルには両ケースとも SR222 修正 Baldwin-Lomax モデル<sup>13)</sup>を使用している(これ以降の計算も同様)。

計算格子は片舷で約 40 万格子点としている(プロペラ作動状態の計算では両舷計算となるので2倍となる)。

#### 3.2 計算結果

計算結果を試験結果と比較して推定精度の検証を行う。Fig.5,6にそれぞれ、プロペラ非作動・作動時のプロペラ後方の横断面内における流速分布の試験結果と計算

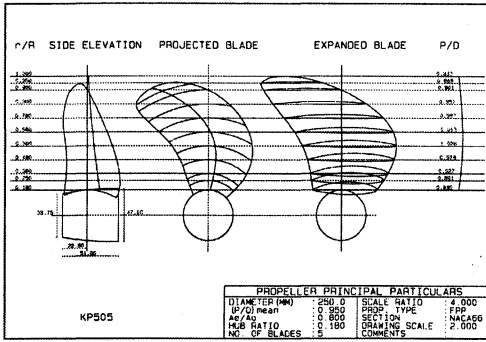


Fig. 4 Propeller drawing

結果の比較を示す。プロペラ非作動・作動ともに、計算による軸方向流速分布（コンター線）及びクロスフロー（ベクトル）は良好に試験結果と一致している。同面内における  $z/L = -0.03$  の線上における流速を Fig.7 に示す。プロペラ非作動時の計算結果は試験結果とほぼ一致している。プロペラ作動時の計算結果はプロペラセンター付近 ( $y/L = 0$ ) で試験結果と相違が現れている。これは、計算においてプロペラボスの回転の影響が考慮されていないことが一因ではないかと考えられる。Fig.6 を見ると判るとおり、中心付近における回転流が計算では小さく推定されている。

次に、Fig.8 にプロペラ作動・非作動状態の圧力差（船尾表面）である  $\Delta C_p$  分布の比較を示す。プロペラ作動によるプロペラ近傍船尾表面の圧力減少が計算で再現されており、その定量的な精度も良好であることがわかる。また、計算ではプロペラ直上後方寄りの船底面においてプロペラ作動による圧力上昇が確認される。計測点が無いため、実現象がどうなっているかは不明であるが、推力減少率を下げる方向に働くため、この付近の船底傾斜角との関係を調査すると興味深い結果が得られるかもしれない。本現象のメカニズムとしてはプロペラ吸い込み影響による流速低下が考えられる。Fig.9 に船尾近傍の船体中心面における進行方向流速分布を示す。実際に当該域に流速低下が起こっているのが確認される。また、プロペラ後方の流速増加によるトランサム後方の波の隆起が確認される。Fig.10 に船尾近傍の波高分布についてプロペラ作動・非作動の計算結果を比較して示す。Fig.6 に示したようにプロペラ後方の軸方向流速が右舷側の方が大きいため、右舷側の波高が高くなっている。

#### 4. 舵付き船周りの流場計算

自航性能には舵の影響が無視できないので、舵を考慮した流場計算を行う必要がある。これまでに船体と舵一体で造波計算を行った例は無いため、まずこれを可能とする計算格子の条件について検討した。ここでは、計算

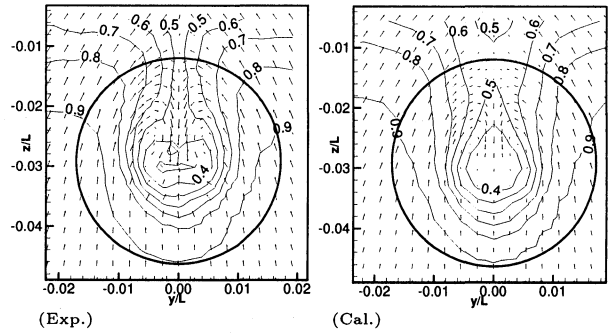


Fig. 5 Axial-velocity contours and cross plane vectors at  $x/L = 0.4911$ , without propeller,  $Fn=0.26$ ,  $Re=1.4 \times 10^7$

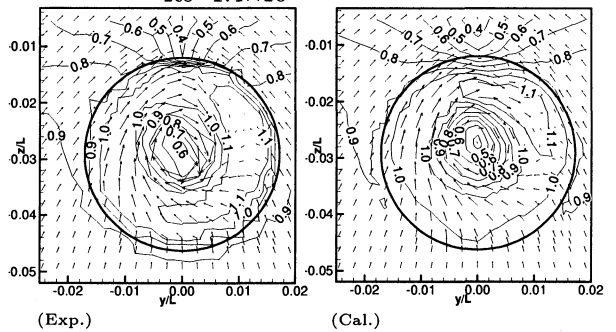


Fig. 6 Axial-velocity contours and cross plane vectors at  $x/L=0.4911$ , with propeller,  $Fn=0.26$ ,  $Re=1.4 \times 10^7$

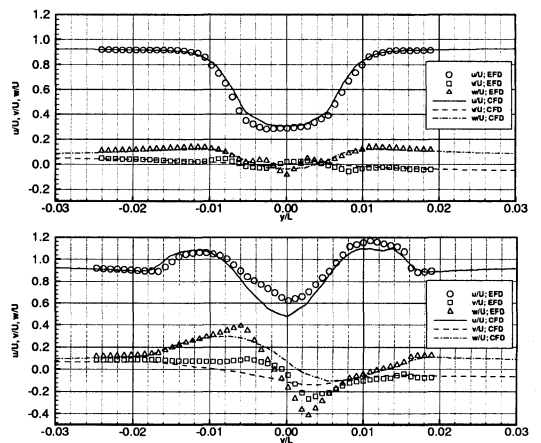


Fig. 7 Comparison of velocity components for the computations and measurements at  $x/L = 0.4911$  along  $z/L = -0.03$ , without (above) and with (below) propeller,  $Fn=0.26$ ,  $Re=1.4 \times 10^7$ .

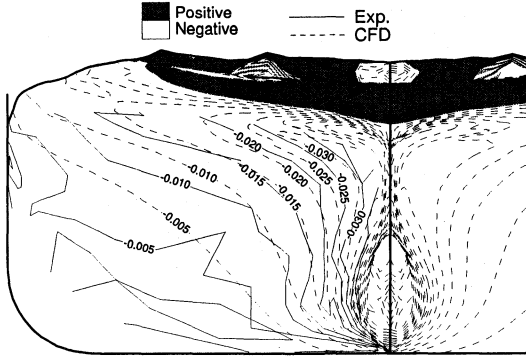


Fig. 8 Contours of hull surface pressure difference between with and without propeller for measured (solid line) and computed (dotted line),  $Fn=0.26, Re=1.4 \times 10^7$

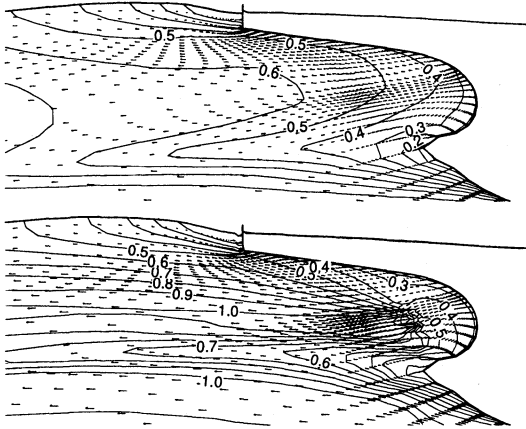


Fig. 9 Comparison of computed velocity field contours and vectors on center plane between without propeller (above) and with propeller (below),  $Fn=0.26, Re=1.4 \times 10^7$

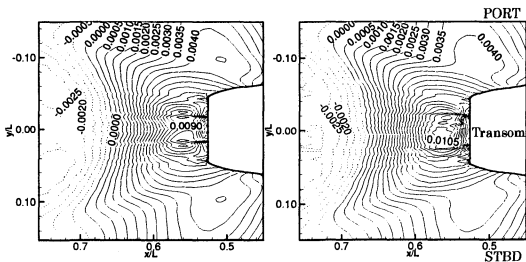


Fig. 10 Comparison of computed wave elevation contours in the vicinity of transom between without propeller (left) and with propeller (right),  $Fn=0.26, Re=1.4 \times 10^7$

格子を作成する上で最も幾何学的要件が厳しいと考えられる幅広のトランサムを有するコンテナ船型を対象にした。本船型で計算可能となれば、他の船種についても1軸1舵であれば同様の格子条件で問題なく計算できると推察される。

主に船尾周りについて格子トポロジーやブロック分割方法について検討した結果採用した計算格子(参照格子)の船尾近傍の状況を Fig.11に示す。まず、非没水ブロックと没水ブロックに上下に分割している。非没水となるトップとトランサムブロックは自由表面に適合した格子に再配置されて計算される。没水ブロックについてはプロペラを完全に含むようなブロックを作成し、その前後をボトムと舵ブロックに分割している。こうすることで、プロペラ作動状態の計算における補間ルーチン(流入速度場や体積力分布を求める)がプロペラブロックだけで済むため、計算時間が短縮されるメリットが得られる。結局、造波計算に使用される計算格子は片舷で7ブロック、約40万格子点で構成されている。ただし、今回考案した格子トポロジーで造波計算を行う場合には幾何形状に次の制約が課せられる。

- 舵の上端が船体に完全に接合していること
- 舵の前縁と船体との接合点が航走時に没水すること

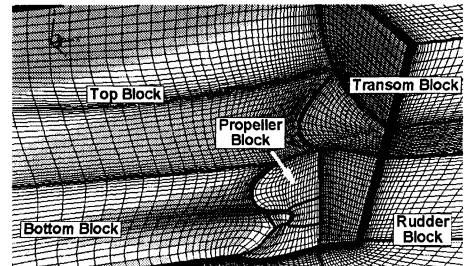


Fig. 11 Reference grid for wide transom hull and rudder

作成した計算格子を用いて計算された曳航状態と自航状態の船尾圧力分布の比較 Fig.12, Fig.13に示す。プロペラ前方の船体表面の相当広い範囲において圧力の低下が見られる。一方、プロペラ直上の船底面においては圧力が上昇している。舵については、プロペラによる増速流が当たるため相当異なる圧力分布となっている。

## 5. 肥大船の自航性能推定精度検証

### 5.1 供試船型及び計算条件

開発した計算法の自航要素の推定精度について検証する。自航性能が全体に占める割合の大きな低速肥大船型

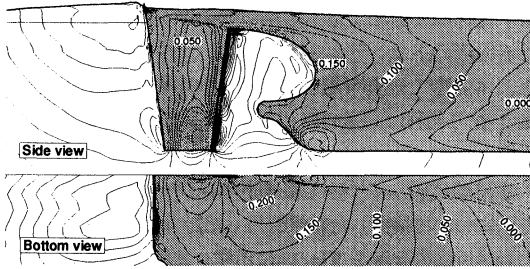


Fig. 12 Computed pressure contours for wide transom hull and rudder without propeller

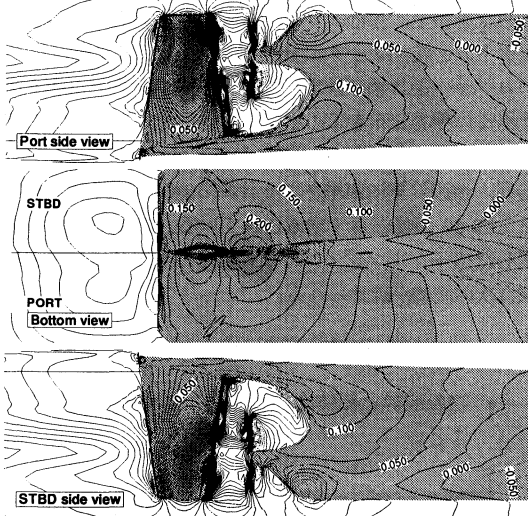


Fig. 13 Computed pressure contours for wide transom hull and rudder with propeller

を対象とすることにした。供試船型は船長 7.3m の大型模型を用いて三菱重工業株式会社の長崎研究所にて水槽試験が実施されている肥大船型とし、4 船速（フルード数=0.16,0.18,0.20,0.22）について曳航・自航流場計算を実施した。フルード数 0.18 のケースについてはプロペラ直径が 240mm(Prop-A) と 250mm(Prop-B) と異なる 2 種類で計算を行い、自航要素に与える影響についても併せて調査した。なお、自航状態の計算において航走姿勢は抵抗試験結果と同様とし、プロペラ回転数は自航試験結果を採用している。計算に使用した参照格子（船尾近傍）を Fig.14 に示す。

5.2 計算結果

Fig.15 に曳航計算から得られる剰余抵抗係数の計算結果と試験結果の比較を示す。計算は船速による抵抗の変化を良好に推定しており、何れの船速でも 5% 以内の差となっている。

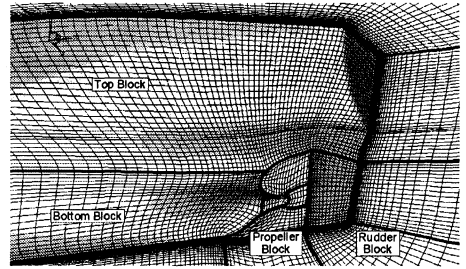


Fig. 14 Reference grid for full ship

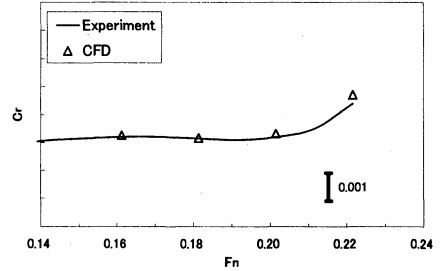


Fig. 15 Comparison of measured and computed residual resistance coefficient

Fig.16,17,18 に自航要素 ( $t, w_m, \eta_r$ ) の計算結果と試験結果の比較を示す。なお、伴流率  $w_m$  及びプロペラ効率率比  $\eta_r$  の算出に必要なプロペラ単独特性は UQCM で別途計算した結果を使用している。 $w_m$  は推力一致法によるものである。

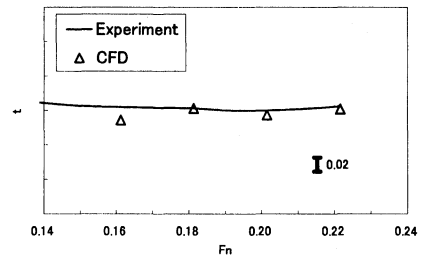


Fig. 16 Comparison of measured and computed thrust deduction factor

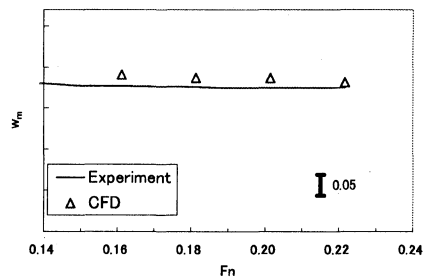


Fig. 17 Comparison of measured and computed wake fraction coefficient

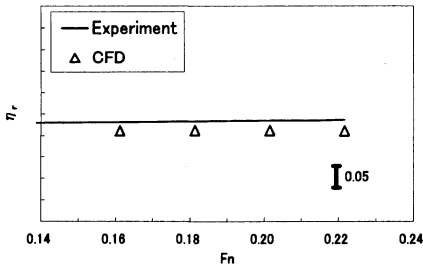


Fig. 18 Comparison of measured and computed relative rotative efficiency

自航要素の計算結果は良好に試験結果と一致しており推定誤差は何れも 10%以内となっている。肥大船の満載状態を対象としたため、船速の影響は顕著に現れていないが、実験では船速が増加するに従わずかに  $w_m$  が減少しており、計算結果にもその傾向が現れている。

次に、大直径の Prop-B について計算を行い自航要素に与える影響について調査した。Fig.19,20,21にそれぞれ  $t$ ,  $w_m$ ,  $\eta_r$  について Prop-A の試験結果との比をとって比較したグラフを示す。

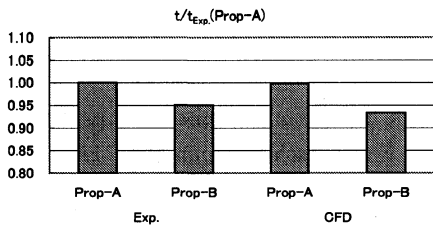


Fig. 19 Comparison of thrust deduction factor

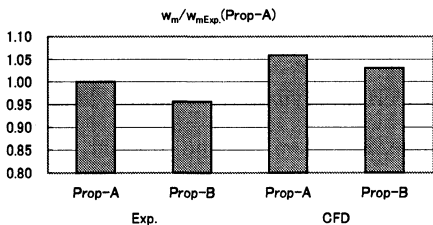


Fig. 20 Comparison of wake fraction coefficient

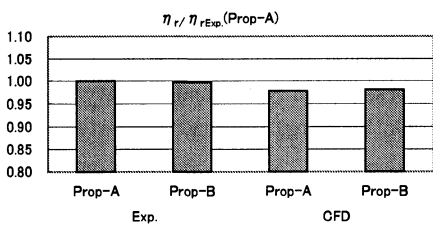


Fig. 21 Comparison of relative rotative efficiency

プロペラの相違について分析すると、 $t$  の推定値は大直径ペラ (Prop-B) の方が若干小さくなっている。 $w_m$

は大直径ペラの方が試験結果、計算結果ともに小さくなっている。計算結果は全体的に高めとなっているが、プロペラ差については概ね試験結果と一致している。 $\eta_r$  については試験、計算結果ともに直径による差は無い。

Fig.22に有効伴流分布図を示す。これは、流速分布 (IFP) から、同位置における誘導速度分布を UQCM で求め、差し引いたものである。自航計算においてはこ

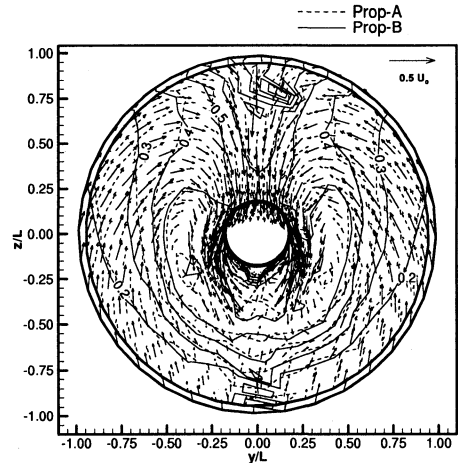


Fig. 22 Comparison of computed effective wake contours and cross plane vectors

の流入速度分布を基に UQCM によるプロペラ特性計算が行われる。分布のパターンとしては概ね一致しているため、直径の違いによって  $w_m$  に相違が現れるものと考えられる。定量的に評価するために、軸方向流速分布から面積加重平均によって求められる平均ウエイク値 ( $w_{xmean}$ ) と  $w_m$  との比較を Fig.23に示す。 $w_{xmean}$  と  $w_m$  はほぼ一致しており、 $w_m$  が流場と直接には関係なく算出されるにもかかわらずプロペラへの流入場の特徴を正しく表していることがわかる。また、従来からプロペラ直径を大きくすると伴流域が拡大するため  $w_m$  が小さくなるとの見解があったが、流場の分析からも裏付けられたといえる。

## 6. 結言

本研究では、揚力面理論に基づくプロペラ計算法である UQCM をマルチブロック格子法を適用した RANS ソルバーにボディフォース法を用いて導入することによって、プロペラ作動を考慮した造波粘性流場計算を可能とした。これにより、低速船から高速船まで網羅した多様な船型について抵抗および自航性能を評価可能となるため、船型設計における有力な支援ツールとなると考えられる。

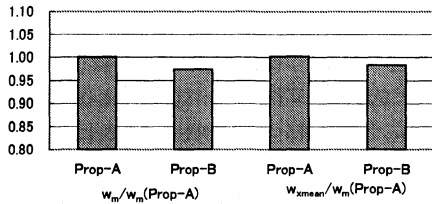


Fig. 23 Wake fraction coefficient and mean effective wake

本手法をコンテナ船型に適用した結果、自航性能に密接に関係するプロペラ近傍流場および船尾表面圧力分布を高精度に推定できた。船体と舵一体で計算可能な格子を考案し、肥大船型に適用した結果、抵抗のみならず自航要素についても良好な精度で推定できた。また、プロペラ直径を大きくすると伴流係数  $w_m$  が小さくなる現象が計算でも捉えられ、流場の分析から伴流域が拡大するためであることが裏付けられた。

今後は、さらに船型設計に有効に活用していくために、回転数を調整し、自動的に自航点を探索するような機能を追加する予定である。また、多様な船型への適用性の検討として、多軸船やポッド推進方式船等についても取り組んでいきたい。

### 謝 辞

三菱重工株式会社 長崎研究所 大住知子氏には UQCM プログラムの改良にご協力いただきました。ここに記して感謝申し上げます。

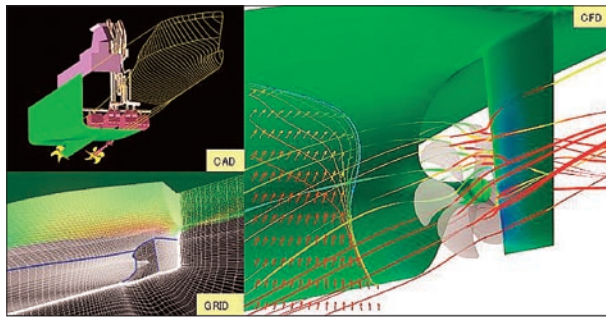
### 参 考 文 献

- 1) 日夏 宗彦, 児玉 良明, 藤沢 純一, 安東 潤, 「プロペラ影響を考慮した船体まわり流れの数値シミュレーション」, 西部造船会々報, 第 88 号, 1994.
- 2) 日夏 宗彦, 日野 孝則, 児玉 良明, 藤沢 純一, 安東 潤, 「自航状態における舵付き船体周り流れの数値シミュレーション」, 西部造船会々報, 第 90 号, 1995.
- 3) Kodama Y., "Computation of 3-D Incompressible Navier-Stokes equations for flow around a ship hull using an implicit factored method", Osaka International Colloquium on Ship Viscous Flow, Osaka, 1985.
- 4) 中武 一明, 「自航推進性能の計算法」, 船型設計のための抵抗推進理論シンポジウム, 日本造船学会, 1979.
- 5) Tahara, Y. and Ando, J., "Comparison of CFD and EFD for KCS Container Ship in Without/With-Propeller Conditions", A Workshop on Numerical Ship Hydrodynamics, Preprints, Gothenburg, Sweden, 2000.
- 6) Abdel-Maksoud, M., Rieck, K. and Menter, F., R., "Unsteady Numerical Investigation of the Turbulent Flow Around the Container Ship Model (KCS) with and without Propeller", A Workshop on Numerical Ship Hydrodynamics, Preprints, Gothenburg, Sweden, 2000.
- 7) Hoshino T., "Application of Quasi-Continuous Method to Unsteady Propeller Lifting-Surface Problems", J. of the Soc. Naval Archit. Japan, Vol. 158, pp.51-70, 1985
- 8) 高田 憲尚, 「マルチブロック格子法によるトランスム船尾周りの造波粘性流場計算」, 日本造船学会, 第 190 号, 2001
- 9) Hirata N. and Hino T., "An Efficient Algorithm for Simulating Free-Surface Turbulent Flows around an Advancing Ship", J. of the Soc. Naval Archit. Japan, Vol. 185, pp. 1-8, 1999.
- 10) Beddhu M., Pankajakshan R., Jiang M., Remotigue M., Sheng C., Taylor L.K., Briley W. and Whitfield D.L., "Computation of Nonlinear Turbulent Free Surface Flows Using the Parallel Uncle Code", 23rd Symposium on Naval Hydrodynamics, Preprints, 2000.
- 11) Kume, K., Ukon, Y. and Takeshi, H., "Measurements of Surface Pressure and Local Velocity Field around a KCS Model and Uncertainty Analysis", A Workshop on Numerical Ship Hydrodynamics, Preprints, Gothenburg, Sweden, 2000.
- 12) <http://www.iuhr.uiowa.edu/gothenburg2000/>, A Workshop on Numerical Ship Hydrodynamics, Gothenburg, Sweden, 2000.
- 13) 日本造船研究協会, 第 222 研究部会, 「大型肥大船船尾流場推定法の高度化」報告書 (第 3 年度), 1996





## 特集論文

CFD を用いた船型改良技術について  
—造波抵抗低減と推進効率の向上—Ship Design Technology with CFD  
-Improvement of Propulsive Performance-

西垣 亮\*<sup>1</sup> 佐藤 圭\*<sup>1</sup>  
Makoto Nishigaki Kei Sato  
石川 暁\*<sup>2</sup>  
Satoru Ishikawa

数値流体力学 (CFD) の進歩に伴い、船型設計にも CFD が性能予測ツールとして活用されるようになってきた。特に、自由表面を精度良くとらえることのできる計算コードに、マルチブロック格子法を組み合わせることで、複雑な船尾形状を有する船舶の推進性能をより高精度で推定可能となってきた。当社では、この CFD 技術を、CAD 並びに模型試験や実船試験のデータベースと統合し、“よりよい設計”を実現する船型設計支援システムを構築した。本報では、その概要並びに適用例を報告する。また、船尾の複雑な形状への CFD 適用の試みとして、複合推進器と性能向上デバイスの検討例も併せて紹介する。

## 1. はじめに

数値流体力学 (CFD) 技術の進展により、自動車、航空機、ロケットなどと同様、船舶の推進性能予測の分野においても、水槽試験や実船試験結果のデータベースと組み合わせることで実用上十分な精度が確保できるようになり、船舶の初期設計のステージにおいて性能評価に活用されるようになってきた。一方、船舶の設計用の CAD 技術が整備され、船体形状の生成・変更が短時間で実現可能となってきた。また、並列計算機が整備され大量の計算を効率的に実施できる環境が整備されつつある。そこで、当社では、これら3つの技術、すなわち、CFD・CAD・並列計算技術を統合することで、系統的に形状を変更した多数の船型の中から短時間に効率的に性能の優れた船型を抽出することができる船型設計支援システムを構築した。以下、当社の船型設計の現場における同システムの適用例について説明する。

## 2. CFD 技術の船型開発への適用

## 2.1 船型設計支援システム

当社では、図1に示すような CAD 技術と CFD 技術を組み合わせた船型設計支援システムを構築した。まず、要求仕様に基づき、初期計画として、データベースから適切な母船型を抽出し、これを元に船型 CAD による船体形状設計を行う。続いて、設計戦略に基づく系統的な形状変更を実施し、多数の船型を創出する。

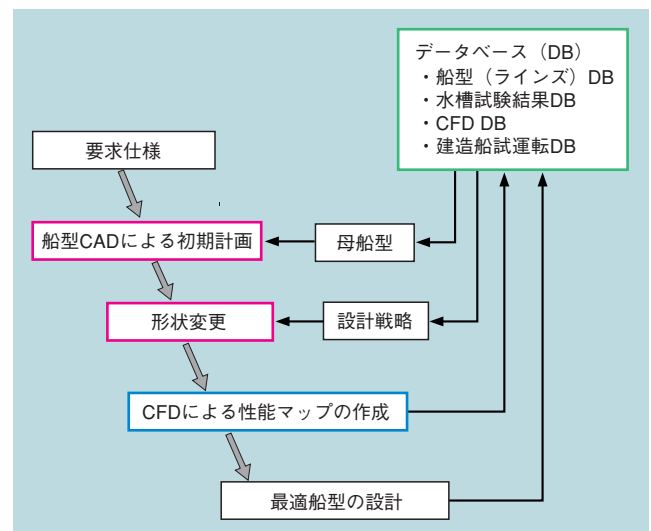


図1 船型 CAD/CFD による設計支援システム  
船型 CAD と CFD をデータベースと組み合わせ、性能の優れた船型を抽出する。

これらに対し、並列計算機を用いて CFD 解析を行い、その結果を性能評価マップとして整理する。設計者は、このマップに基づき、最適船型の設計を進めていくことになる。これら各プロセスは、船型、水槽試験、CFD、建造船試運転結果のデータベースと連結されており、母船型の選定や設計戦略の立案、性能評価における精度確保などを容易なものとしている。このような船型設計支援システムを用いることで、性能の優れた船型を効率的に抽出可能となり、船型開発期間の大幅短縮を実現した。

\*<sup>1</sup> 技術本部長崎研究所船舶・海洋研究室

\*<sup>2</sup> 技術本部長崎研究所船舶・海洋研究室主席

## 2.2 CFD 計算法

CFD 計算法は、物体の周囲に生成した計算格子を用いて Navier-Stokes 方程式を数値的に解く手法で、物体周りの流場や物体に作用する流体力などを計算することが出来る。船舶の CFD では、自由表面の造波現象、並びに船尾に配置されるプロペラの影響を考慮する必要がある。このような手法として、当社では、マルチブロック格子法を用いて RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) 方程式を解く計算コード、FS-MINTS (Flow Solver of Mitsubishi Numerical Tank System) を開発した<sup>(1)(2)</sup>。

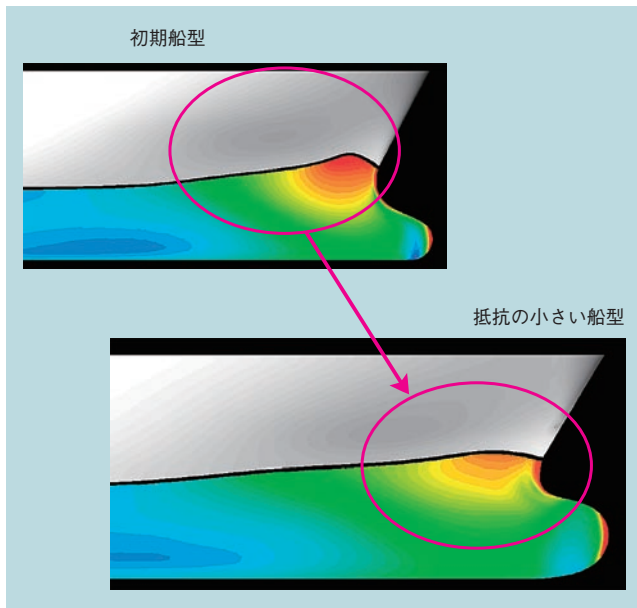


図2 抵抗の小さい船型への改良  
CFD 計算を用いて、船首の波が穏やかな、ひいては造波抵抗が小さくなるような船型へ改良する。

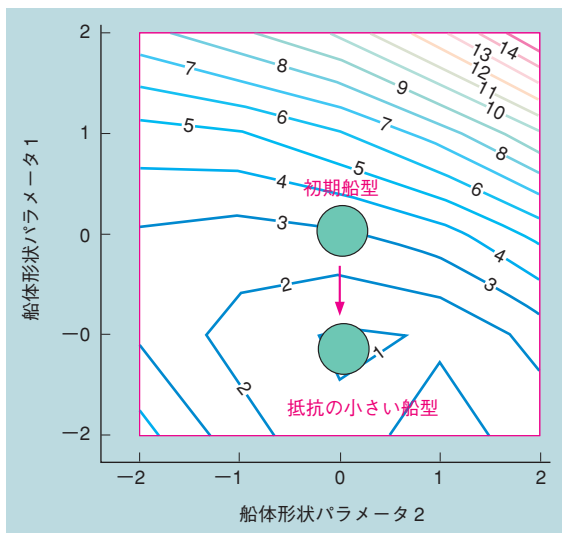


図3 性能評価マップ  
船体形状パラメータを網羅的に変更した計算結果をマップに整理し、船型改良の方向性を評価する。

## 2.3 造波抵抗が低減する船型の探索

船舶の推進性能を決める要素は、通常、船体抵抗と推進効率に分けて整理される。このうち、船体抵抗の低減に関しては、図2のように、船体から発生する波の凹凸や船体表面の圧力分布の場所による変化に注目し、これらが小さくなるような船型の探索を行う。実際には、船体抵抗に影響する船型パラメータを抽出し、これらを網羅的に変更した CFD 計算を行うことで、図3のような性能評価マップを作成し、船型改良の方向性を評価している。その際、図4のような船型並びにその周囲の格子を自動的に変更する機能を開発し、これを活用することで、効率的な船型の探索を実現した。このような手法によって、多くの船型を効率的に評価しながら、船体抵抗の小さい船型を設計できるようになった。

## 2.4 推進効率が向上する船型の探索

船舶の推進性能を決めるもう一つの要素である推進効率は、図5のように、自航状態にある（プロペラを考慮した）舵付きの船体周りの流場計算を行って評価する。推進効率を考慮し、必要馬力の小さくなる船型を探索した例を図6に示す。A, B, C, Dの4船型は、船尾形状を変更したものである。抵抗が最も小さいの

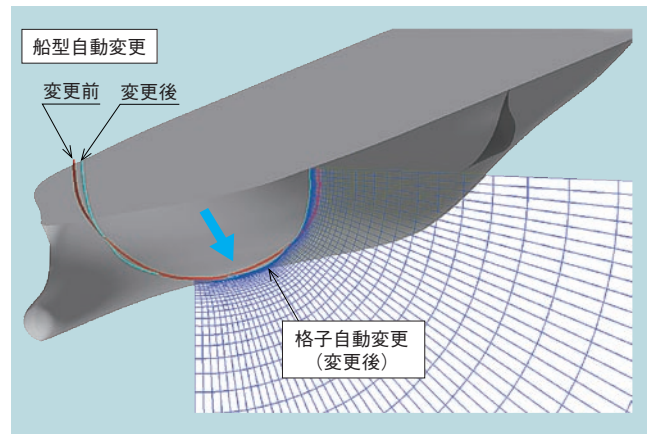


図4 船型自動変更機能のイメージ  
船型変更に応じて周囲の計算格子を変形させる。

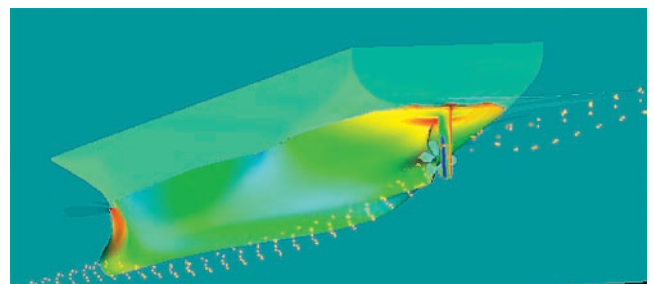


図5 自航状態にある舵付き船体周りの流場計算  
プロペラを動作させて推力が抵抗とバランスする状態、すなわち自航している状態の計算を示す。

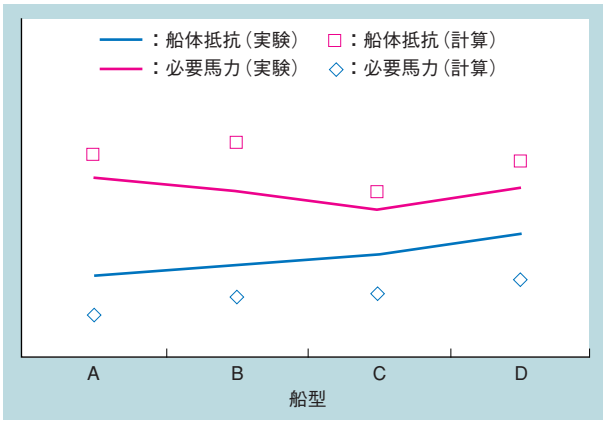


図6 必要馬力の推定結果比較  
抵抗は船型 A が、必要馬力は船型 C が最も小さい。  
この傾向を計算でも正しく評価できている。

は A 船型であるが、推進効率まで考慮すると、必要馬力が最も小さいのは C 船型となる。すなわち、抵抗最小船型が必ずしも必要馬力最小の船型とはならないので問題が複雑である。これらの傾向は CFD で精度良く推定できている。すなわち、設計の初期ステージにおいて、CFD で多数の船型の抵抗性能・推進効率を実用的な推定精度で効率的に評価しながら、必要馬力の小さい船型が設計できるようになったといえる。

### 3. 船尾の複雑形状への適用の試み

#### 3.1 複合推進器 CRP POD 推進の性能評価

マルチブロック格子法により、船尾の複雑形状を正確に表現して CFD 計算を行うことが可能である。一例として、CRP POD 推進システムの性能推定に CFD を用いた状況<sup>(3)</sup>について述べる。

図7のように、主船体と POD 本体とを考慮したマルチブロック計算格子を作成し、ここに主プロペラと POD プロペラが2重反転状態で作動する状況を、BFP (Body Force Panel) として与えて計算を実施

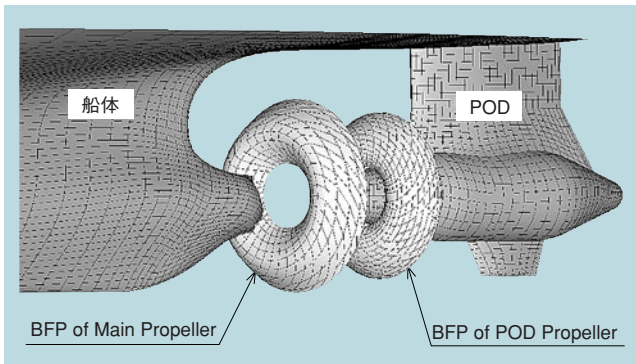


図7 CRP POD 推進システムの CFD 計算モデル  
主及び POD プロペラが2重反転状態で作動して自航する様子を計算する。

した。

主及び POD プロペラの推力係数  $K_T$ 、トルク係数  $K_Q$  を実験と比較して図8に示す。主プロペラについては、計算と実験が良い一致を示している。POD プロペラについては計算値がやや小さいが、水槽試験結果との差を用いた修正を施せば、本船のプロペラ設計に適用する上で十分な精度を有している。つまり、本手法によりこのような複合推進器を採用した船舶の性能評価にも対応できることが確認できた。

#### 3.2 リアクションフィンへの適用

リアクションフィンとは、プロペラ前方に設置され、回転流を回収して推進効率の向上を図る装置である。これを対象に、図9のように、リアクションフィンの形状や取付角を正確に考慮した格子を作成して CFD 計算を行った。図10に、フィン有り及び無しの場合にプロペラ面に入る流れを示す。フィンによって、プロペラ回転方向と逆方向の流れが作られている。さらに、必要馬力を図11に比較して示す。リアクション

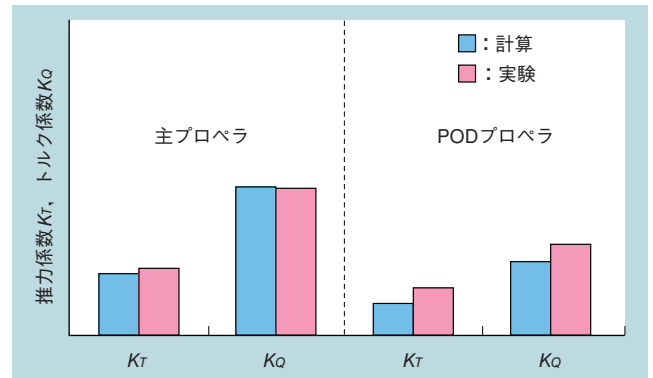


図8 主及び POD プロペラの推力・トルク係数の推定精度  
特に主プロペラで、計算が実験を精度良く推定できている。

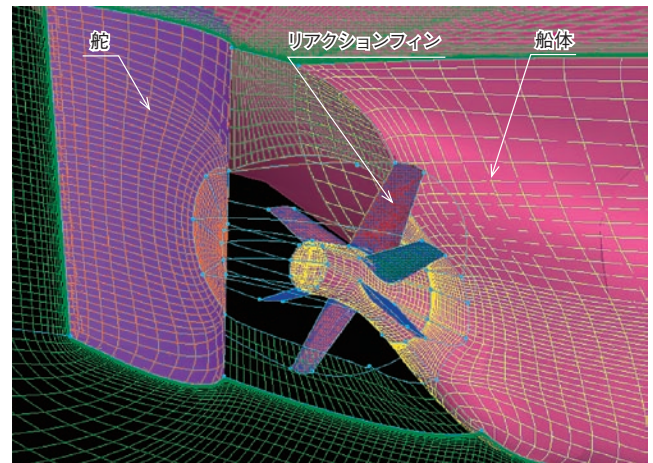
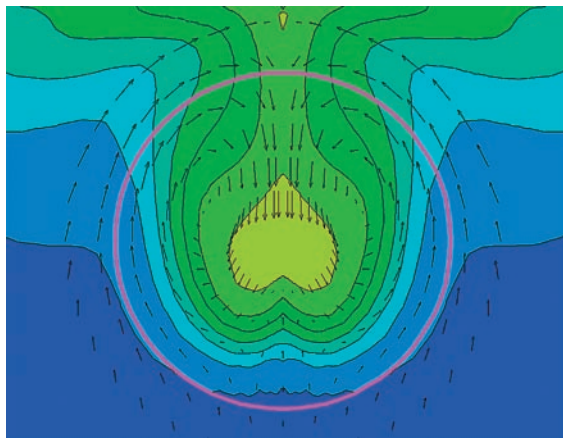
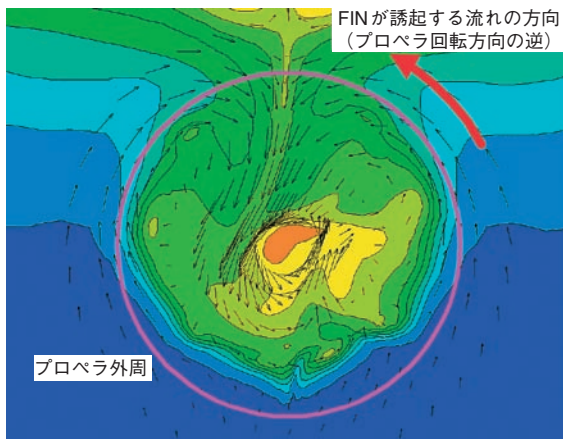


図9 リアクションフィン付き計算格子  
マルチブロック法を駆使することでフィン形状や取付角を正確にモデル化することができる。



リアクションフィン無し



リアクションフィン有り

図 10 リアクションフィン有無によるプロペラ面流入流場の違いの推定  
リアクションフィンによりプロペラの回転（右回り）と逆方向の回転流が与えられている。

フィンを装着することで推進馬力が低減する様子が計算でも捉えられている。以上から、このような形状が複雑な性能向上デバイスによる性能改善の評価にも本手法を適用できると考えられる。

#### 4. ま と め

以上述べたように、当社では、船体抵抗ならびに推進効率に優れた、すなわち必要馬力の小さい船型を、網羅的かつ効率的に探索できる、CFDをベースとした設計支援システムを構築した。本手法は、初期設計のステージにおける船型計画に適用する上で十分な精

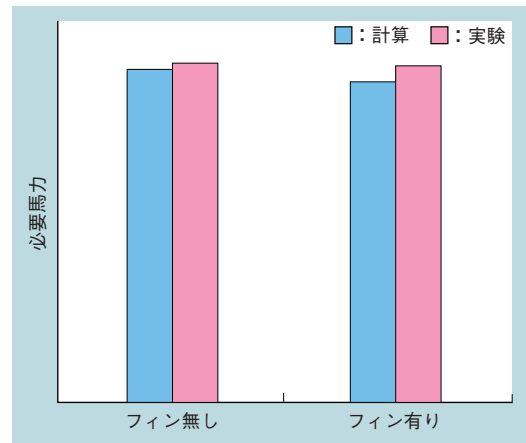


図 11 リアクションフィン付き自航計算による推定必要馬力の実験との比較  
リアクションフィンによる必要馬力低減傾向を CFD でも評価できている。

度と計算効率を有しており、推進性能の優れた船型の設計に積極的に活用されている。さらに、CRP POD推進システムやリアクションフィンなどによる性能改善の検討にも CFD の適用範囲を拡大した。このような船尾複雑形状を対象とした計算の実用化に向け、今後、更なる精度向上の努力を行っていく。

#### 参 考 文 献

- (1) 高田憲尚, マルチブロック格子法によるトランサム船尾周りの造波粘性流場計算, 日本造船学会論文集第 190 号 (2001) p.13
- (2) 高田憲尚ほか, 自航状態にある舵付き実用船型周りの造波流場計算, 日本造船学会論文集第 192 号 (2002) p.63
- (3) 大島明ほか, ハイブリッド型 CRP ボッド推進高速フェリー, 日本造船学会講演会論文集第 5 号 (2005)



西垣亮



佐藤圭

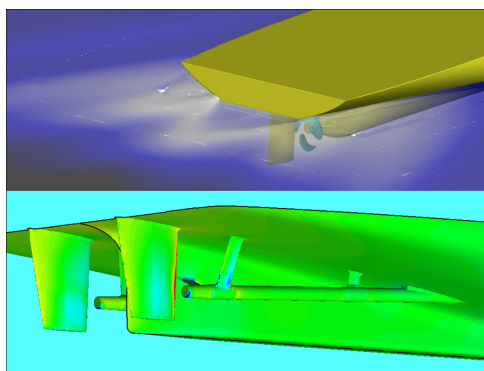


石川暁



# 最新 CFD 技術の省エネ船型開発への活用

## Application of Advanced CFD Technology to Energy-Saving Hull form Development



西垣 亮\*<sup>1</sup>  
Makoto Nishigaki

川淵 信\*<sup>2</sup>  
Makoto Kawabuchi

石川 暁\*<sup>3</sup>  
Satoru Ishikawa

CFD 技術の進展により、船型開発における多くの問題に CFD で対応できるようになってきた。当社では、複雑形状の船体や付加物に対する自由表面を考慮した造波計算や、プロペラを考慮した自航計算に高精度、高速かつロバストに対応できる最新の CFD 技術を活用し、船体抵抗や推進効率を評価するとともに、船体を作る波の状況や船体周りの流れの状況などの情報を活用し、船型や付加物形状の改良案を抽出している。今後もこれらの技術を活用し、船舶の省エネ性能の更なる向上を図っていく。

### 1. はじめに

CFD 技術の進展には目覚ましいものがあるが、省エネ性能に優れた船型開発に有効活用していくためには、改良案の抽出に必要な推定精度を有することに加え、特に実船の複雑形状の性能評価が可能となるよう、短時間で格子作成できること、自由表面を含む解析にロバストに対応できること、大規模格子・多数の計算に高速に対応できることも重要な要素となってくる。当社では、これらを実現する最新の CFD ソフト及び大規模並列計算機を用いて、造波及び自航の計算を実施し、省エネ性能に優れた船型開発を推進しており、本稿にて事例とともに紹介する。

### 2. 計算法

#### 2.1 造波計算

船尾端付近の形状の選択は、船尾造波特性、ひいては船の推進性能に与える影響が大きく、その形状最適化は省エネ船型の開発に必須であるが、従来の、構造格子及び移動格子による自由表面流れの CFD 計算法(水面の変化に伴って格子を変形させる方法)では、格子作成に要するノウハウ・時間や、計算のロバスト性の面で限界があり、船尾端形状の実設計において CFD は十分活用できていなかった。そこで、当社では、よりロバストな計算法の確立をめざし非構造格子及び界面捕獲法(固定格子で、密度関数により自由表面を解析する方法)への移行を進めてきた。このうち、格子については、非構造のヘキサ(六面体)格子の技術が進展し、複雑形状に対し、短時間で品質の良い格子を作成できるめどが立った。また、界面捕獲法についても、汎用 CFD コードの技術が進展し、ロバスト、かつ高精度の波高分布取得にめどが立った。

格子数については、従来は、計算機能力の限界から、船体から離れたところの格子は粗くし、船体近傍のみ格子を細分化して、主に船側波形を評価指標として、船首を中心とする縦波(八字波)による造波抵抗の低減を図ってきた。しかしながら、より高精度の計算を行うためには、格

\*1 技術統括本部長崎研究所 主席研究員  
\*3 技術統括本部長崎研究所 主幹研究員

\*2 技術統括本部長崎研究所

子の細分化範囲を広げることが望ましく、特に船尾形状の検討では、船体後方の横波状況も重要となってくるため、船体後方においても自由表面付近の格子細分化範囲を大幅に拡大した。また、非構造格子の生成にはオートメシヤを使うので、構造格子のように、比較する2船型間で、対応する箇所の格子数などが完全には固定されない。そこで、計算結果に対する格子影響を回避するため、構造格子の場合よりも格子分割数をより多くする必要がある。

これらを考慮し、格子数は、従来法の数十万レベルから、数百万～1千万レベルに増加させた。表1は従来CFDと最新CFDの計算手法の比較、図1は船尾付近の計算格子の比較例、図2は、計算結果の比較例である。最新CFDでは船尾形状を忠実に考慮するとともに、格子数を大幅に増加させ、広範囲の造波状況をとらえられていることが分かる。図3は、最新CFDによる波高分布の計算結果の実験との比較例で、縦波、横波の位置及び波高が実験とCFDではほぼ一致している。図4は船尾付近の局所的な造波状況を写真と比較して示したもので、船尾端の側端部での造波の形状が、CFDと実験で一致している。

表1 従来CFDと最新CFDの手法の比較

	従来CFD	最新CFD
船尾形状の取扱方法	計算安定性確保のため変更・簡略化	複雑形状を忠実に考慮
格子タイプ	構造格子	非構造ヘキサ格子
造波計算における自由表面取扱法	移動格子による方法 <sup>1)</sup>	界面捕獲法 <sup>2)</sup> (VOF <sup>3)</sup> )
格子数	数十万	数百万～1千万
自航計算におけるプロペラモデル	UQCM <sup>4)</sup> によるボディーフォースモデル	UQCM <sup>4)</sup> によるボディーフォースモデル
乱流モデル	SR222 修正 Baldwin Lomax model (0方程式)	SST k- $\omega$ (2方程式)
並列計算CPU数	1	16～64

- 1) 自由表面の変形に応じて格子を変形させる方法
- 2) 界面捕獲法：固定格子で、密度関数により自由表面を解析する方法
- 3) VOF: Volume of Fluid      4) UQCM: Unsteady Quasi-Continuous Method

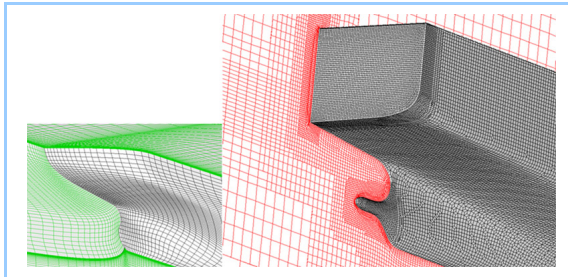


図1 従来CFD(左)と最新CFD(右)の造波計算格子の比較(RoRo船)

従来CFDは構造格子を用い、計算の安定性確保のため、トランサムを延長し、スタンチューブを丸めていたが、最新CFDは非構造のヘキサ(六面体)格子を用い、船尾形状を忠実に考慮するとともに、格子数を大幅に増加させている。

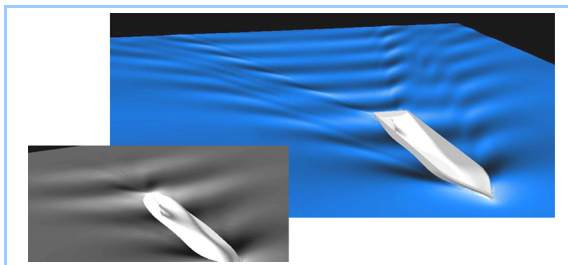


図2 従来CFD(左)と最新CFD(右)の造波計算結果の比較(KRISOコンテナ船)

最新CFDでは、船首及び船尾から斜め後方に波が伸びる様子を広範囲でとらえられている。

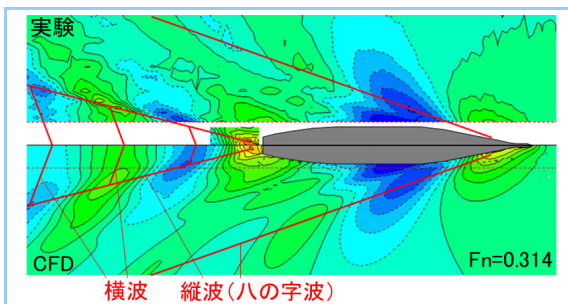


図3 波高分布の実験とCFDとの比較(フェリー)

波高コンターは、赤が高く青が低いことを示す。縦波(八の字波)、横波の位置及び波高が、実験とCFDではほぼ一致していることを示す。



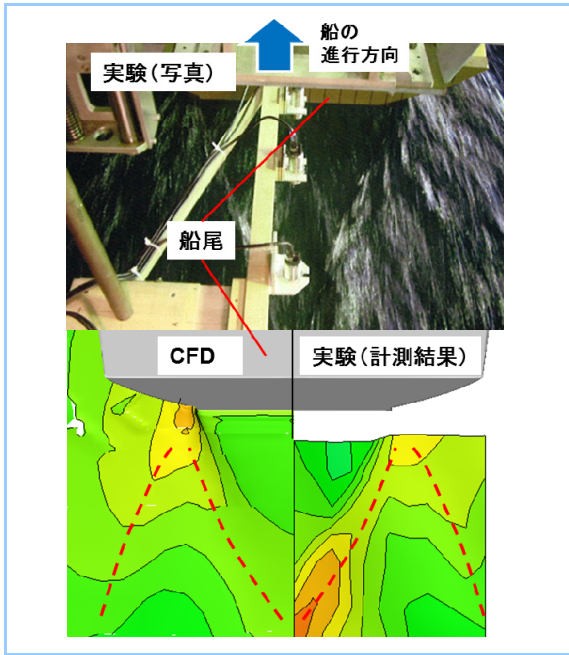


図4 船尾付近の造波状況の実験写真との比較(フェリー)

フェリーの船尾後方の局所的な波の状況について、CFD(左下)と、模型試験(上:写真, 右下:計測結果)の比較を示す。

船尾端側端部から後方に造られる波の形状が、CFDと実験で一致しており(下図赤点線)、実験写真でもこの部分が白っぽく見えている。

## 2.2 自航計算

当社では、従来 CFD にプロペラ計算法 UQCM (Unsteady Quasi-Continuous Method) をボディーフォースプロペラモデルとして組み込んでプロペラ吸い込み流れの影響を評価してきた<sup>(1)</sup>が、これと同じ手法を汎用 CFD コードに組み込んで自航計算を実施している。

なお、この自航計算は、現状では、計算の安定性と計算時間の問題から、自由表面を考慮しない(上下対称の)条件で計算を実施している。従って、計算格子は、造波計算とは異なる格子としている。ただし、造波計算と同様に、非構造のヘキサ格子を使用し、プロペラ前後の複雑形状を忠実に考慮している。また、このプロペラ前後の空間領域には、発達した境界層流れが流入するため、この部分を従来格子よりも細分化することで、高精度化を図っている。格子数は数百万レベルと、従来より1桁大きくし、汎用コードによる並列計算で対応している。

上記自航計算法による、自航要素(推力減少率 $t$ 及び伴流係数  $w_m$ )の推定精度を図5に示す。CFD で求めた  $w_m$  が水槽実験に対し全体的に低い値を示すなど、推定精度には課題が残っており、現状は、常に実験結果と比較しながら自航性能を推定している。引き続き手法のブラッシュアップを進めながら、自航性能の優れた船尾形状の改良に活用していく。

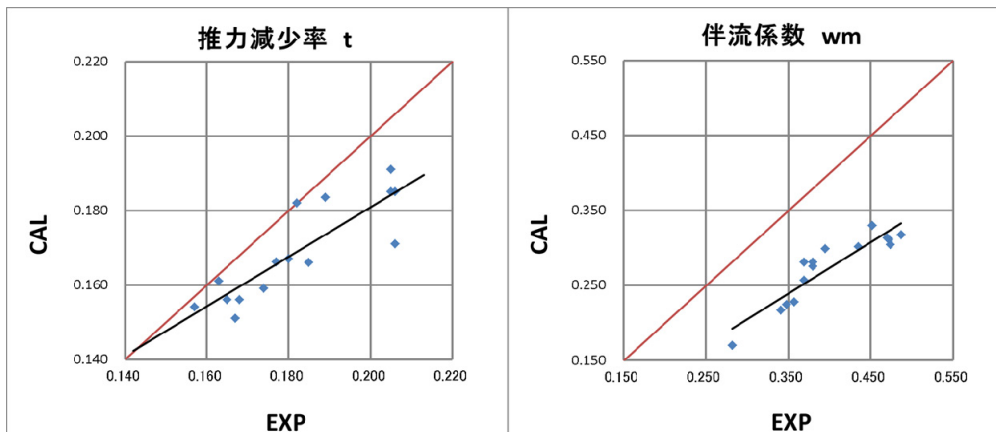


図5 ボディーフォースプロペラモデルを用いた自航計算の推定精度

自航要素である推力減少率 $t$ 、及び伴流係数  $w_m$  が、実験と CFD で良い相関を示している。

$w_m$  が実験より小さめに評価されるなど、課題は残るが、常に実験結果と比較しながら推定している。

### 3. 計算事例

上記計算手法を用いて省エネ船型開発を行っていくには、船体周りの流れの分析が重要である。本章では、これまでの CFD 計算法では評価が難しかった、船尾波高の評価による船尾端形状の改良検討、ツインスケグ船型の流場の評価、シャフトブラケット後方のプロペラ面流場の評価の3つの事例で、流れの評価精度について説明する。

#### 3.1 船尾波高の評価

図6は、高速船の船尾形状改良前後の船型に対する CFD による波高分布のコンター図(等高線図)である。船型改良により、船尾端直後及びその後方で波高の低減が見られる。図7は、この2船型に対する実験及び CFD の剰余抵抗の比較であり、船型改良により剰余抵抗の低減が得られていることを、CFD でも精度良く評価できていることが分かる。

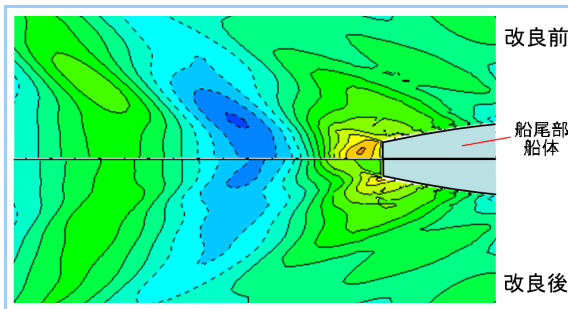


図6 CFD による船尾形状の改良前後の船尾波高の比較(フェリー)

船尾形状の改良により、船尾後方の波高が低減できていることを示す。

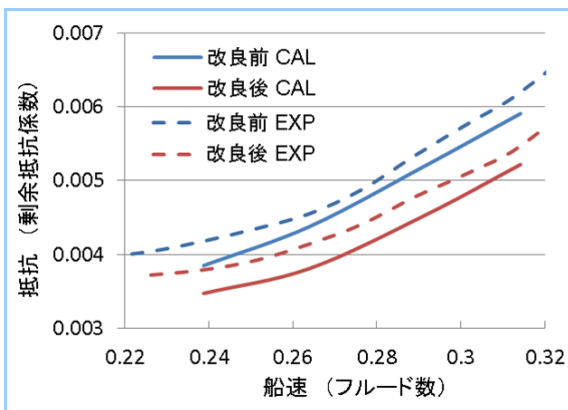


図7 船尾端形状の変更による抵抗低減例 (フェリー)

船尾端形状の改良により、広い速度範囲にわたって抵抗低減が得られていることを、CFD でもとらえられていることを示す。

#### 3.2 ツインスケグ船型の流場の評価

図8に示すようなツインスケグ船型の開発においては、スケグの内・外側の流場の非対称性の評価が重要となる。同図に、ペイント試験と CFD によるスケグ内側面の流線の比較も示すが、共に流れの剥離が起こっており、剥離線の位置、形状は近いものとなっている。

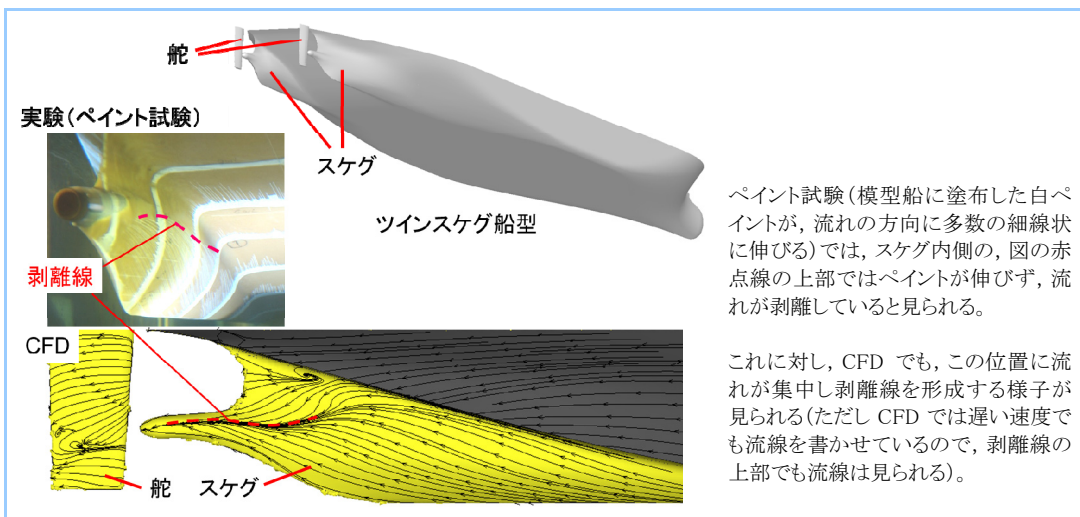
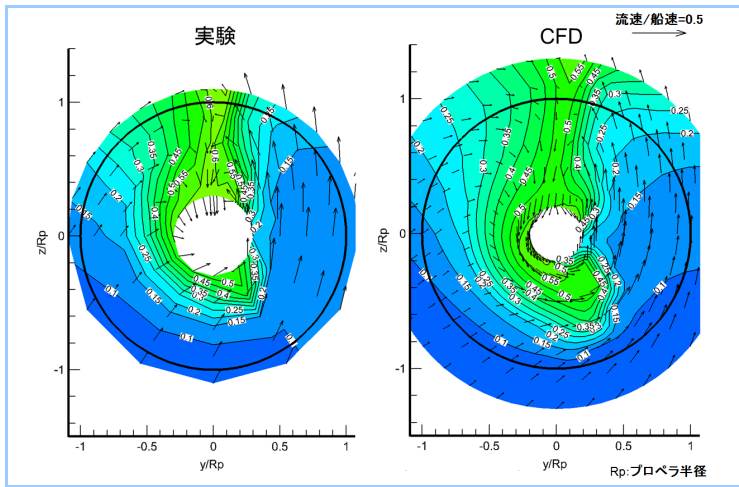


図8 ツインスケグ船型とそのスケグ内側の流れ

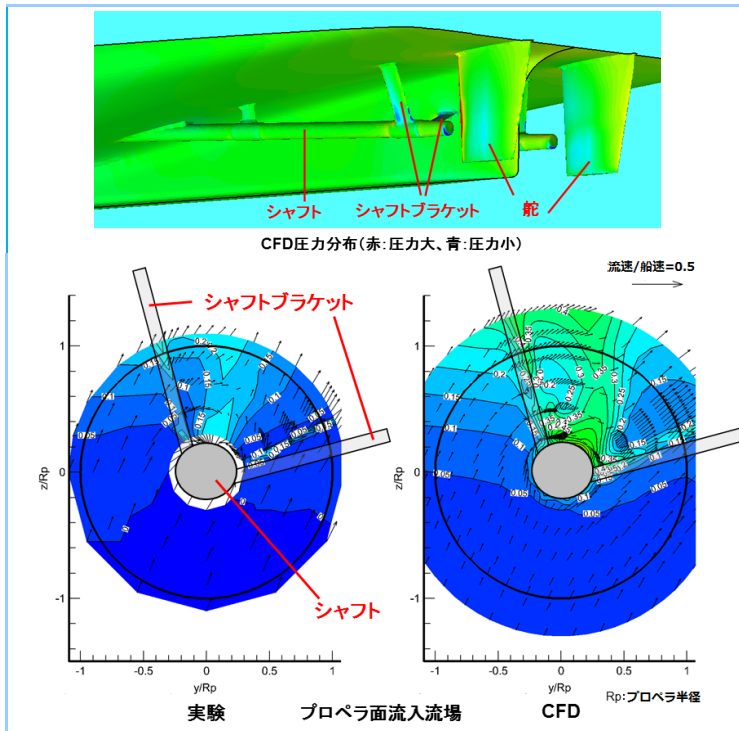
さらに、**図9**に左舷側プロペラ面における流場の比較を示す。スケグ内側に強い上昇流が確認できるとともに、下方で外から内に向かう流れが生じており、これによってスケグ下端のウェークが内側に流れている。これらの特徴的な流れの傾向を CFD でもとらえられている。このように、ツインスケグのような複雑な船尾形状に対して、本 CFD で、効率的に、詳細な流場状況を評価でき、これらの流場情報を参考に船型改良が実施される。



**図9 ツインスケグ船型のプロペラ面流入流場(左プロペラ)**  
 コンターは青色に近いほど船体に対する相対流速が速いことを示す。スケグ内側で上昇流が強くなっている。また、下方に見られる外から内に向かう流れによって、スケグ後方の速度の遅い領域が内側に流れている。これらの状況を CFD でもとらえられている。

### 3.3 シャフトブラケット後方のプロペラ面流場の評価

**図 10** に、シャフトブラケット付き船型の圧力分布と、同シャフトブラケット後方のプロペラ面流場を示す。同面内の流場には、2本のブラケットのウェークの間にシャフト自身のウェークが見られ、計3つのウェークが存在しているが、このような流場の特性が計算でもとらえられている。



**図 10 シャフトブラケット付き船型の圧力分布とプロペラ面流入流場(左プロペラ)**

プロペラ面流入流場のベクトルに見られる、斜め上・内向きの流れにより、シャフト自身と2本のシャフトブラケットの、それぞれの下流で、計3つの、相対速度の遅い領域が生じる状況を、CFD でもとらえられている。

## 4. まとめ

当社では、最新の CFD 技術の活用、すなわち、格子数数百万～1千万レベルの大規模な非構造格子（ヘキサ格子）、ロバストな自由表面解析と並列計算機による高速演算が可能な CFD 技術の活用で、省エネ船型の開発に重要となる、船尾付近の複雑な船体形状あるいは付加物形状がその性能や流場に与える影響をより忠実に評価可能な実用的 CFD 手法を構築した。本手法を、これまでは評価が難しかった船尾波高の評価、ツインステグ船型の流場の評価、シャフトブラケット後方のプロペラ面流場の評価等に活用し、流場情報をもとに改良案を抽出することで、省エネ性能の向上に結び付けている。今後は実海域性能にも注目し、スケール影響や、波浪中抵抗などを考慮した設計手法の確立を進めていく。

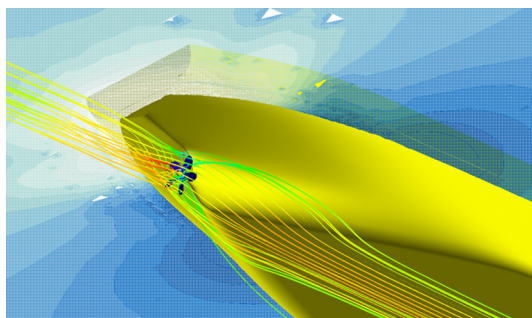
## 参考文献

- (1) 高田憲尚ほか、自航状態にある舵付き実用船型周りの造波流場計算、日本造船学会論文集 第 192 号 (2002)p.63



# 造波影響及びプロペラの回転影響を考慮した 大規模非定常 CFD による船体周りの流場の推定

## Development of Estimation Technique of Flow Field around Ship Hull Considering Wave Making and Propeller Rotating Effect



川淵 信\*<sup>1</sup>  
Makoto Kawabuchi

窪田 雅也\*<sup>1</sup>  
Masaya Kubota

石川 暁\*<sup>2</sup>  
Satoru Ishikawa

近年、商船の設計段階において、“エネルギー効率設計指標 (Energy Efficiency Design Index, EEDI)”に関連する規定が適用されるなど、推進性能向上に対するニーズや関心がますます高まっている。当社では、CFD を用いて効率的かつ高精度に船型開発を実施しており、同時に CFD 技術の高度化にも取り組んでいる。できる限りモデルの簡略化を廃して、実現に近い状態を再現することにより、船体周りの流場の推定精度の向上につながった。本稿では、開発した CFD ツールとその製品開発への適用事例について説明する。

## 1. はじめに

商船の推進性能は、船体抵抗、船体とプロペラとの干渉影響である自航要素、プロペラ単独特性に分解して考えることが一般的なプラクティスとなっており、それぞれ、抵抗試験、自航試験、プロペラ単独特性試験と呼ばれる水槽試験を実施して求めることができる。これら性能パラメータは船体や付加物形状、プロペラ形状の変更にもよって、互いに影響し合いながら変化するため、省エネ性能に優れた船型の開発のためには、抵抗、自航要素、プロペラ特性を精度良く評価し、性能の良し悪しを見極めていく必要がある。

推進性能にかかわる数値パラメータの推定精度を向上させるためには、流場の推定精度を向上させていくことが必須である。そのため、当社では超高速メッシュジェネレータ<sup>(1)</sup>を活用し、解析対象の形状を忠実に再現するとともに、船体の周辺で起こる現象についても忠実に再現するために必要十分な格子密度の計算メッシュを用いた大規模解析技術を開発している。

従来の解析手法<sup>(2)</sup>に対し、特に自航試験に対応した自航解析の手法を改良し、より汎用性が高く、かつ流場の推定精度が高い解析手法を開発した。

## 2. 解析手法の整備

### 2.1 従来手法の概要

従来の解析手法は主に解析時間と安定性を高めた手法であり、とりわけ自航要素の推定においては、表1に示すように、自由表面影響とプロペラ回転影響の2つの現象について、解析モデルの簡略化を図っている。具体的には、自由表面影響を微小と仮定して、静止水面に相当する境界に上下対称の条件を与える二重模型流れ (Double Model Flow) による解析手法を採用している。また、プロペラモデルは計算領域内に定義したディスク領域に UQCM (Unsteady Quasi-Continuous Method) により計算したプロペラ回転と吸込み流れの影響をボディフォースとして与えることでプロペラが発生する流れを模擬している。

\*1 総合研究所 流体研究部

\*2 総合研究所 主幹プロジェクト統括

表1 解析手法の比較

	従来 CFD	最新 CFD
船尾形状の取扱方法	複雑形状を忠実に考慮	複雑形状を忠実に考慮
格子タイプ	非構造ヘキサ格子	非構造ヘキサ格子
格子数	数百万～1千万	2千5百万～5千万
自航計算におけるプロペラモデル	UQCM によるボディフォースモデル	実形状プロペラによるスライディングメッシュ
自航計算における自由表面取扱法	固定水面	界面捕獲法 (VOF)
乱流モデル	SST k- $\omega$ (2方程式)	SST k- $\omega$ (2方程式)
並列 CPU 数	16～64	64～256

2.2 解析手法の改良

従来手法で簡略化している現象を忠実にモデル化することにより解析精度の改善を図った。すなわち、自航解析においても自由表面をVOF (Volume of Fluid) モデルにより解析し、プロペラはブレード形状を忠実に再現し、スライディングメッシュ法によりプロペラ形状を回転させるモデルを採用した。船型と水槽試験結果が公開されているバルクキャリア船型である Japan Bulk Carrier (以後、JBC) を対象とした解析格子のプロペラ近傍のメッシュアレンジメントを図1に示す。バルクキャリアのような肥大船の船尾では、3次元的な剥離渦が発生することが知られているが、この剥離渦の初生を捉え、かつ渦の減衰を抑えるよう、メッシュを細分化している。長手方向は、船体中央部 (Midship) から船尾端付近まで、幅方向は船幅の半幅程度、高さ方向は船の Base Line から静止水面までの距離を包括する領域に対しメッシュリファインメントを施している。

図2に速度勾配テンソルの2次不変量の等値面<sup>(3)</sup>を示す。メッシュを細分化した領域で渦の初生を捉えており、渦が減衰することなくプロペラ面に流れ込んでいく様子を捉えている。

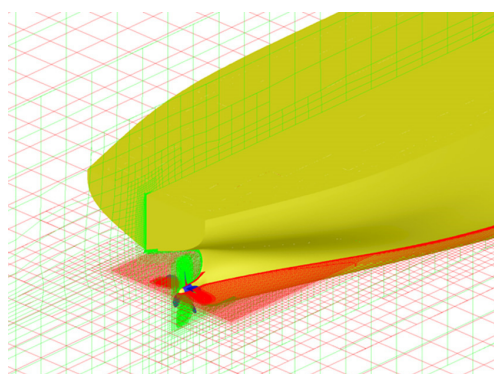


図1 JBC の船尾周辺のメッシュアレンジメント

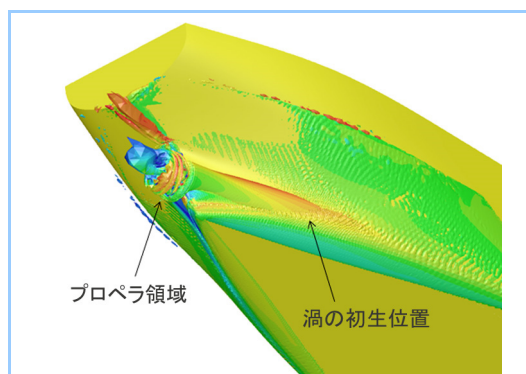


図2 JBC の船尾における速度勾配テンソルの2次不変量の等値面

図3は JBC を対象として、プロペラが無い状態におけるプロペラ面への流入流場について、PIV (Particle Image Velocimetry ; 粒子画像流速測定法) による流場計測結果、従来解析手法、改良した解析手法の主流方向の流速コンタを比較している。幅方向座標-0.01, 高さ方向座標-0.04 付近に見られる低速域の分布形状, 幅方向座標-0.01~0, 高さ方向-0.05~-0.04 に見られる低速領域の分布など、従来解析の結果に比べ、改良後の解析結果が実験値とよく一致していることがわかる。

また図4に JBC を対象にした解析の自航要素推定結果の比較を示す。自航要素を示すパラメータとして  $1-t$  ( $t$  は推力減少率<sup>(注1)</sup>),  $1-wm$  ( $wm$  は伴流係数<sup>(注2)</sup>),  $er$  (プロペラ効率比<sup>(注3)</sup>) の実験値との比を比較している。流場の推定精度の向上とプロペラモデルの高度化により従来の手法に比べ、自航要素の推定精度が大幅に向上したことがわかる。

(注1) 船がある速度で自航している場合の推力と、それと同じ速度で船を曳引した場合の船体抵抗の差分を、推力との比で表した値  
 (注2) プロペラに流入する流速と船の前進速度の流速差を、船の前進速度との比で表した値  
 (注3) プロペラが均一な流れの中で単独で作動するときのプロペラ単独効率と、船尾の不均一な流場における船後プロペラ効率の比

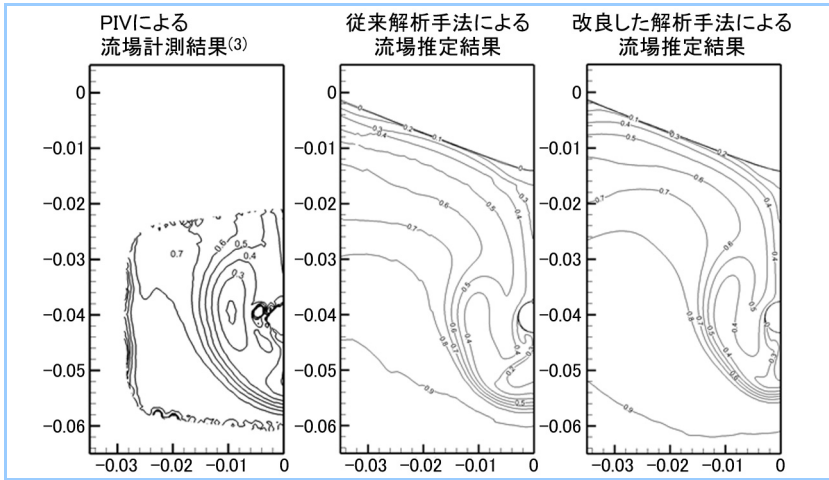


図3 プロペラ面における主流方向流速の比較

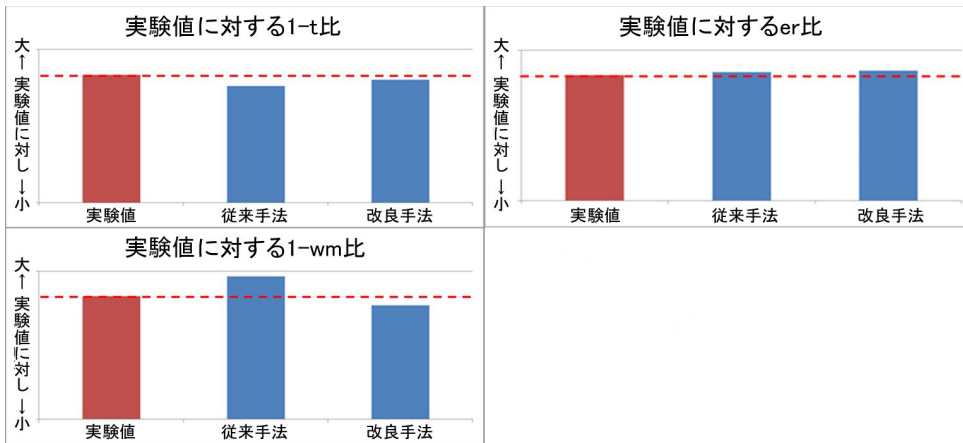


図4 新旧モデルの実験値との自航要素の比較

### 3. 解析手法の適用事例

従来よりも自航要素解析精度を向上した手法を活用し、船体形状やプロペラ近傍の付加物の開発に役立っている。ここでは、2つの事例について紹介する。

#### 3.1 舵・プロペラ・省エネデバイス形状の改良

高精度な流場推定結果を用いて、プロペラならびに、プロペラが作る流れの影響を強く受ける舵や省エネデバイスの形状改良に新しい解析手法を適用し、舵・省エネデバイスの断面形状やデバイス取付角度等の設計に活用している。

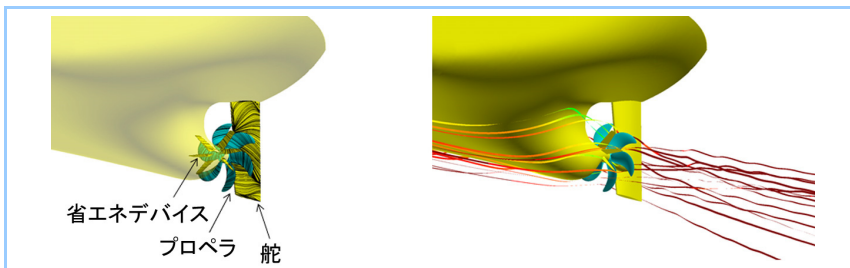


図5 舵・省エネデバイス・プロペラの一体解析状況

左図: 省エネデバイス・プロペラ・舵の配置状況と物体表面の限界流線

右図: 船尾の空間内流線を表示し、省エネデバイスによる流場改善効果などを確認

図5は舵・省エネデバイス・プロペラの形状を再現した非定常一体解析の状況を示している。船体からの伴流、及び省エネデバイス・プロペラ・舵それぞれの流れの干渉を精度良く解析し、それぞれの効果を最大化する個別最適ではなく、船体・デバイス・プロペラ・舵を含む推進系全体の最適化を狙った開発を実施している。改良の一例として、省エネデバイスの翼の取付角度を変更



した解析の事例を図6に示す。改良前は翼の負圧面(Suction side)で剥離が見られ、これによりデバイスの固有抵抗が高くなることが想定されるが、改良後は翼の負圧面でも正圧面(Pressure side)でも剥離が無くなっており、固有抵抗が少なくデバイス効果としても高くなると考えられる。

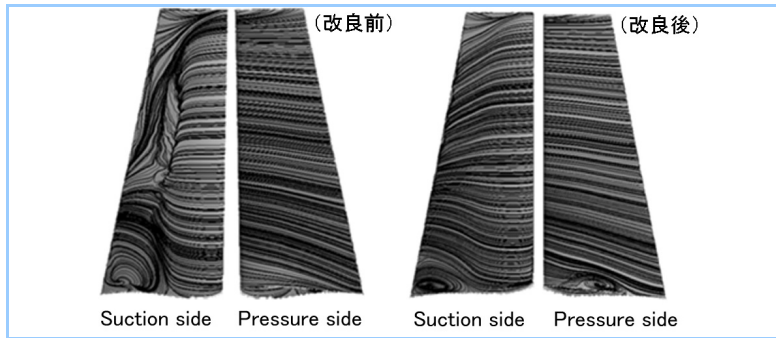


図6 翼の取付角度変更による省エネデバイス翼面上の流れの比較

### 3.2 船尾端没水度の検討

船尾形状を忠実に再現し、かつ自由表面付近の格子解像度を高めることにより、船体抵抗を低減する上で重要な、船尾造波の改善にCFD解析が活用できるようになっている。

コンテナ船など比較的高速で高い復原性能が求められる船種では、復原性能確保のために水線面積を広げる必要がある。図7は船尾端高さを下げることにより、船尾造波を改善した事例を示している。改良後は船尾端を低い位置に設定しているため、船尾端直後の波の盛り上がりが低減され、かつ水線面積が確保できている。これにより復原性能確保と推進性能改善を両立することができている。

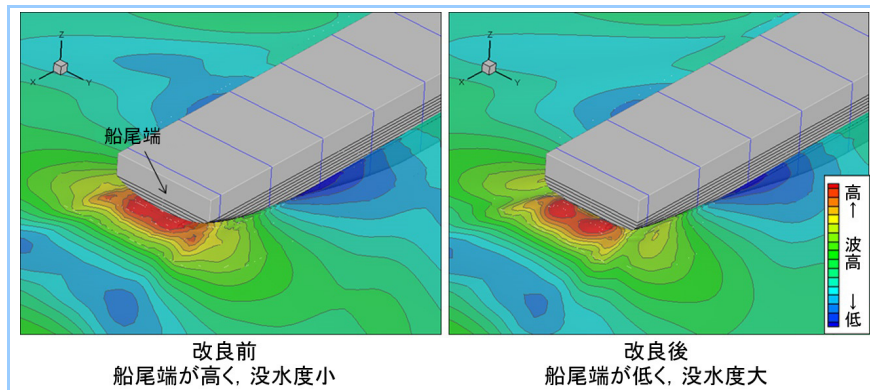


図7 船尾端の高さ変更による波高変化

船尾端の下端高さ(没水度)及び輪郭形状の調整により船尾波高を制御できる。

## 4. まとめ

船の自航解析において、自由表面影響とプロペラ回転影響について、従来モデルよりも現象に忠実なモデリングによる解析を実施することで、解析精度を向上させた。実際の流場を高精度に再現した解析モデルを用いることで、船体そのものの最適設計の精度を向上させるだけでなく、プロペラ周辺の舵や省エネデバイスのような付加物形状の改良が効率的に実施できるようになり、試作回数の低減につながっている。プロペラ回転による非定常性を考慮することも可能になっており、今後は、流場変動に対するロバスト性という観点も加えた、より省エネ効果の高いデバイスや舵の開発に役立てていく。

## 参考文献

- (1) 田中守ほか, 数値シミュレーションを活用し, 生産性を向上させるものづくり革新, 三菱重工技報, Vol.48 No.1 (2011), P.61~64
- (2) 西垣亮ほか, 最新CFD技術の省エネ船型開発への活用, 三菱重工技報, Vol.50 No.2 (2013), P.71~76
- (3) Hino, T. et al, FLOW SIMULATIONS OF JAPAN BULK CARRIER USING OVERSET GRID APPROACH, Tokyo 2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, Proceedings, Volume III, (2015), P. III-443~III-447



# 船尾波の尺度影響を考慮した最適船尾形状について

皆川 大地\*<sup>1</sup>, 石川 暁\*<sup>2</sup>

## The Stern Shape Optimization Considering Scale Effect of Stern Waves

Minagawa Daichi and Ishikawa Satoru

### Summary

This paper describes the relations of scale effect of stern wave and most suitable stern shape. The CFD method used here has been originally developed by Hirata, N. and Hino, T. The result of the CFD calculation of the series 60 showed that a big difference was seen in the stern wave height between model and a full scale ship. The most suitable displacement distribution of the full scale ship was found to move the displacement distribution of the model ship a little ahead.

**Keywords :** ( Hull Form, Stern Wave, CFD, Scale Effect, Shape Optimization )

### 1. 緒言

水槽試験は、実船とフルード数が一致する条件で行うので自由表面流れ(造波現象)は相似になるとされている。しかしながら、レイノルズ数は実船の条件と一致しないので、粘性に起因する境界層流れなどは相似とならず、尺度影響が現れる。このような尺度影響に関する研究は、その影響が強く表れる船尾の境界層流れ、粘性抵抗や自航要素、船尾付近に設置される性能向上デバイスの省エネ効果などについて、これまでに多くの研究がなされている<sup>1)~4)</sup>。一方で、フルード則に従うとされている造波現象においても、境界層が厚くなる船尾付近の波高においては実船と相似にならないことが知られているが、この船尾波に対する尺度影響を論じた論文はあまりない。

そこで、本論文では、シリーズ 60 船型を対象に船尾波の尺度影響を CFD で評価することとした。あわせて、船尾形状と船尾造波、ならびに抵抗特性との関係を調べ、船尾波の尺度影響が最適船尾形状にどのような影響を与えるかについて検討した。

### 2. 数値計算法

本研究で用いた船体まわりの流れシミュレーション法は、海上技術安全研究所で開発された NEPTUNE (Newton-Relaxation scheme for Pseudo-compressibility based Turbulent Navier-Stokes Equations) と呼ばれるコード<sup>5)</sup>で、船体抵抗、伴流分布、自航性能等の計算が可能である。その主な特徴を以下に示す。

- ・ 3次元次元非圧縮性レイノルズ平均ナビエ・ストークス(以下: NS)方程式を用い、擬圧縮性を導入して定常解を求める計算コードである。
- ・ 二重模型流れおよび非線形自由表面条件による自由表面流れを計算できる。
- ・ 自由表面計算では、界面適合型(Tracking)、界面捕獲型(Level-Set)が選択できる。
- ・ 4種類の乱流モデルがサポートされている。
- ・ 局所時間刻み、マルチグリットを収束加速に使用。
- ・ 無限翼数プロペラ理論に基づいた簡易プロペラ理論が組み込まれている。

\*<sup>1</sup> 工学部 工学科 船舶工学コース 学生 (論文作成当時)

\*<sup>2</sup> 工学部 工学科 船舶工学コース 教授

本研究は長崎総合科学大学戦略的研究予算の助成を受けたものです。

### 3. 実船と模型船の船尾波

シリーズ 60 船型<sup>6)</sup>を対象に、模型船および実船相当の条件で船体周りの自由表面流れの計算を実施した。自由表面の取り扱い方法には界面適合型を、乱流モデルには Spalart-Allmaras Model を採用した。計算条件として設定したフルード数  $Fn$  およびレイノルズ数  $Re$ 、格子数、境界層厚さ方向の最小格子間隔  $\Delta min$  等を Table 1 に、計算格子を Fig.1 に示す。流場の対称性を考慮して計算領域は左舷側のみとし、その広さは NEPTUNE の推奨値を参考に船首より前方に 1 船長、後方の 2 船長、半径方向に 1.5 船長とした。格子のトポロジーには H-O 型の構造格子を採用、船長方向(I 方向)、周方向(J 方向)および半径方向(K)方向の格子数はそれぞれ Table1 に記載したとおりとした。なお、ここで採用した格子数は、後述する船尾波高の計算結果への影響を考慮し、船尾付近の格子が密になるよう決定したものである。壁近傍の境界層厚さ方向の最小格子間隔も、NEPTUNE の推奨値を参考に決定した。境界条件は、上流の入口条件に一樣流条件、その他の開境界にはゼロ勾配条件が採用されている。座標系を Fig.2 に示す。船の長さ方向に  $x$  軸 (船首(FP)で  $x/L = -0.5$ , 船尾(AP)で  $x/L=0.5$   $L$ :船長)、右舷方向に  $y$  軸、鉛直上向きに  $z$  軸を定義した。また、本論では波高を  $h$  で表す。

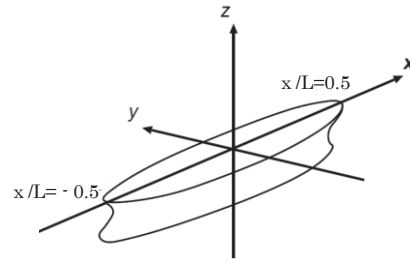


Fig.2 Coordinate System

Fig.3 に船側波高の計算結果を、Fig.4 に計算で得られた船尾端付近の波高等高線図 (左舷側のみ) を表示した。Fig.3 の波形を見ると、船尾より前では、波の山と谷で実船の波高が若干大きい程度である。しかし、船尾端では両者の乖離がおおきく、実船で大きな波が発生していることが分かる。Fig.4 の船尾付近の波紋を見ると、船尾端

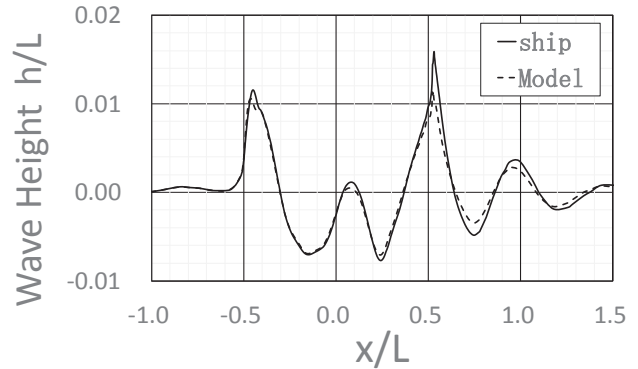


Fig.3 Wave Profile  
Solid Line : Ship, Broken Line : Model

Table 1 Computational Conditions

	Model	Ship
$Fn$	0.268	
$Re$	$2.50 \times 10^6$	$9.52 \times 10^8$
$I \times J \times K$	$224 \times 48 \times 80$	$224 \times 48 \times 112$
$\Delta min$	$5 \times 10^{-6}$	$5 \times 10^{-8}$

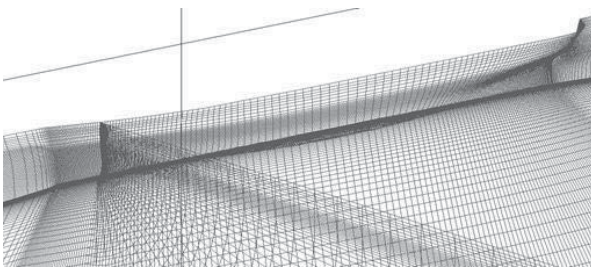


Fig.1 Grid System

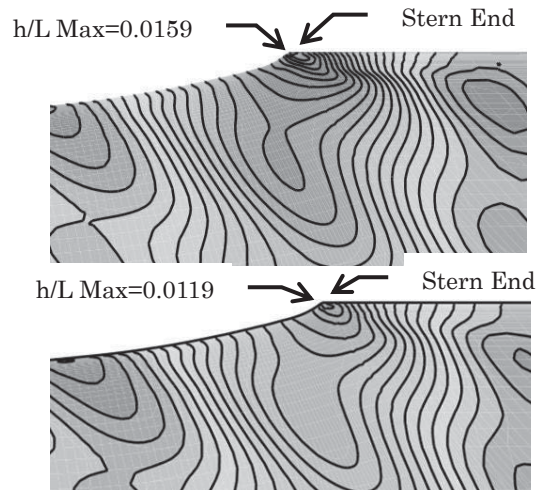


Fig.4 Contour map of the wave pattern around the stern end ( $\Delta h/L=0.001$ )  
Top : Ship Bottom : Model

付近における実船の最大波高  $h/L$  Max は 0.0159 で、模型船の 0.0119 に対し約 3 割大きい。実船は模型船に対しレイノルズ数が 2 桁大きく、粘性影響が小さくなるため、船尾端の波高にこのような大きな違いが生じたものと考えられる。

### 4. 最適船尾形状

#### 4.1 船尾形状の変更要領

実船と模型船で船尾付近の波高が異なることが分かった。そこで、この波高分布の相違が実船と模型船の最適船尾形状にどのような影響を与えるかを調べることにした。船尾形状の変更は、横断面積分布 (Cp カーブ)、すなわち排水量の長手方向の分布を変更することで行った。具体的には、Fig.5 に示すように形状パラメータ  $a$  を導入し、ベースの Cp カーブ ( $a=0.0$ ) に対し、Cp カーブの形状を  $a>0$  のときは排水量を船体中央よりに寄せた形状 (いわゆる肩張り傾向)、 $a<0$  は逆に船尾付近の面積を増した形状 (いわゆる肩落ち傾向) となるよう Cp カーブを変更した。Cp カーブの変更は船尾側のみとし、船首側は変更していない。なお、各船型とも Cp カーブを変更する際、排水量がベース船型と同一となる条件を課した。

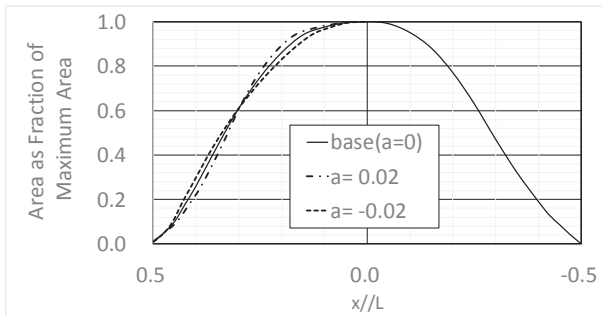


Fig.5 Prismatic Curve (Cp curve)

#### 4.2 計算条件

ベース船型並びに Cp カーブを変更した計 9 船型 (Base 船型、肩張り型 3 ケース、肩落ち型 5 ケース) を対象とし、それぞれ実船および模型船相当の自由表面流れ (Free-Surface Flow) の計算を実施した。その際、自由表面を平坦と仮定した、いわゆる二重模型流れ (Double Model Flow) の計算も併せて実施した。後者の計算結果

から船体の粘性抵抗 (Cv) を算出する。Table 2 に計算条件を示す。

Table 2 Computational Condition

	Free-Surface Flow		Double Model Flow	
	Ship	Model	Ship	Model
Re	9.52E+08	2.50E+06	3.55E+08	9.33E+05
Fn	0.268	0.268	0	0

#### 4.3 抵抗特性

自由表面流れの計算で得られた全抵抗係数 (Ct) ならびに二重模型流れの計算で得られた粘性抵抗係数 (Cv) を Fig.6 に示す。実船の全抵抗係数は、排水量を中央付近へ寄せた (Cp カーブの形状パラメータ  $a$  が大の場合、逆に船尾に寄せた ( $a$  が小の場合、いずれも増大する傾向が見られ、両者の間に全抵抗が最小となる最適な  $a$  が存

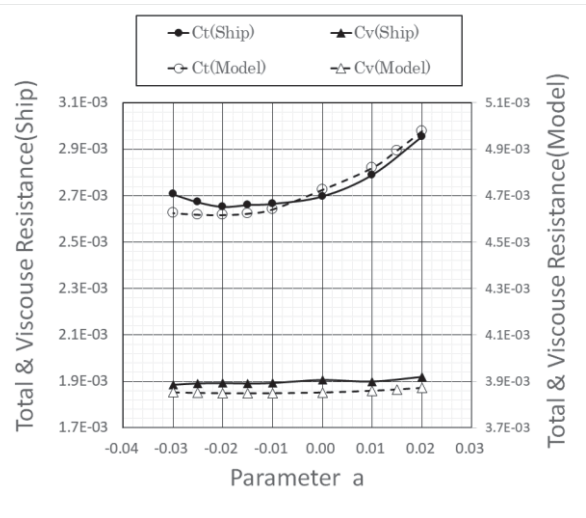


Fig.6 Total and Viscous Resistance

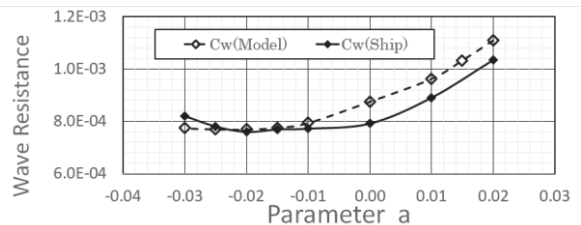


Fig.7 Wave Resistance

在する。模型船でも同様な傾向が見られるが、船尾に排

水量を寄せた場合の抵抗の増加が小さく、同領域において実船と異なる傾向が見られる。

一方、粘性抵抗係数(Cv)は、同図に示されているように、実船および模型船ともに a に対してほとんど変化せず同じ値となる。したがって、全抵抗係数 Ct の相違は、Fig.7 に示した全抵抗係数から粘性抵抗係数を減じて求まる造波抵抗(Cw)の違いによるものと言える。同図を見ると、実船の造波抵抗曲線は、模型船のそれと比べ右へ少しシフトしている。すなわち、模型船に対し実船では、排水量を少し前方に移動した船型が抵抗特性の観点からは有利となっている。

4.4 造波特性

4.3 節で述べた抵抗特性と船体周りの造波特性との関連性について検討する。まず、実船および模型船の船側波を比較して Fig.8 に示す。模型船の船側波形は実船とほぼ同じだが、船尾の波高は模型船がやや低い。船型影響に着目すると、船体の前半形状は同一なので船体中央直後の波までには変化が見られないが、船尾 Cp カーブの肩部の後方に位置する船体中央～船尾(AP) の波の谷、ならびに船尾端の波などに相違がはっきり現れる。そこで、船体中央直後の波の波高を  $h_a$ 、船体中央～船尾間の波の谷を  $h_b$ 、船尾後ろの波を  $h_c$  とする。

Fig.8 で定義した波高  $h_a$ 、 $h_b$ 、 $h_c$  の a に対する変化の様子を Fig.9 に示す。a が大きい時、すなわち排水量が船体中央に寄せたとき波高  $h_b$  の負の値が大きくなる。a を小さくして排水量を船尾に寄せると  $h_b$  の負の値は小さくなり、逆に船尾実船波の波高  $h_c$  が大きくなる。模型船でも  $h_b$  については、実船とほぼ同じ特性を示す。ところが、船尾端の波高  $h_c$  は、排水量を船尾に寄せても実船ほどの波高の増大が見られない。そもそも模型船の船尾波の波高は、実船と比べて粘性影響のため低くなっている。船尾へ排水量を寄せても波高の増大があまり見られないのは、この粘性影響のためではないかと考えられる。

Fig.8 および 9 にて船体表面の波高分布について評価してきたが、さらに船尾船体周りの水面領域における波高分布の特徴を確認するため、波高等高線図(Wave

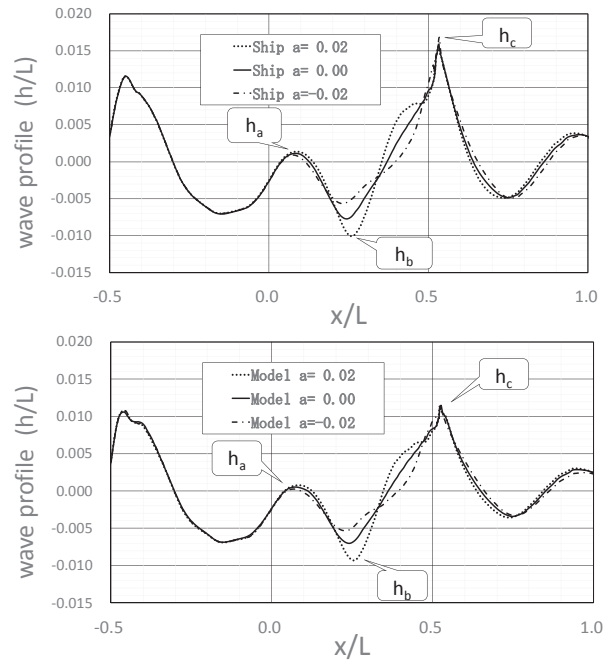


Fig 8 Wave Profile  
Top : Ship Bottom : Model

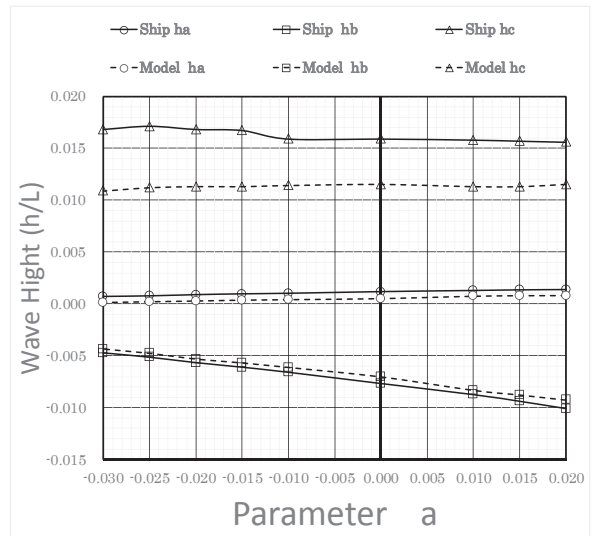


Fig. 9 Wave Height

Contour)を Fig.10 に示した。同図を見ると船尾付近の水面領域においても、Fig.9 の Wave Height と同様、実船の場合は排水量が船尾に寄るほど船尾端における最大波高(h/L Max)が大きくなり、a=-0.01 と a=-0.03 の最大波高の差は明確である。一方、模型船の場合は、排水量が船尾に寄せても最大波高はあまり変化していない。

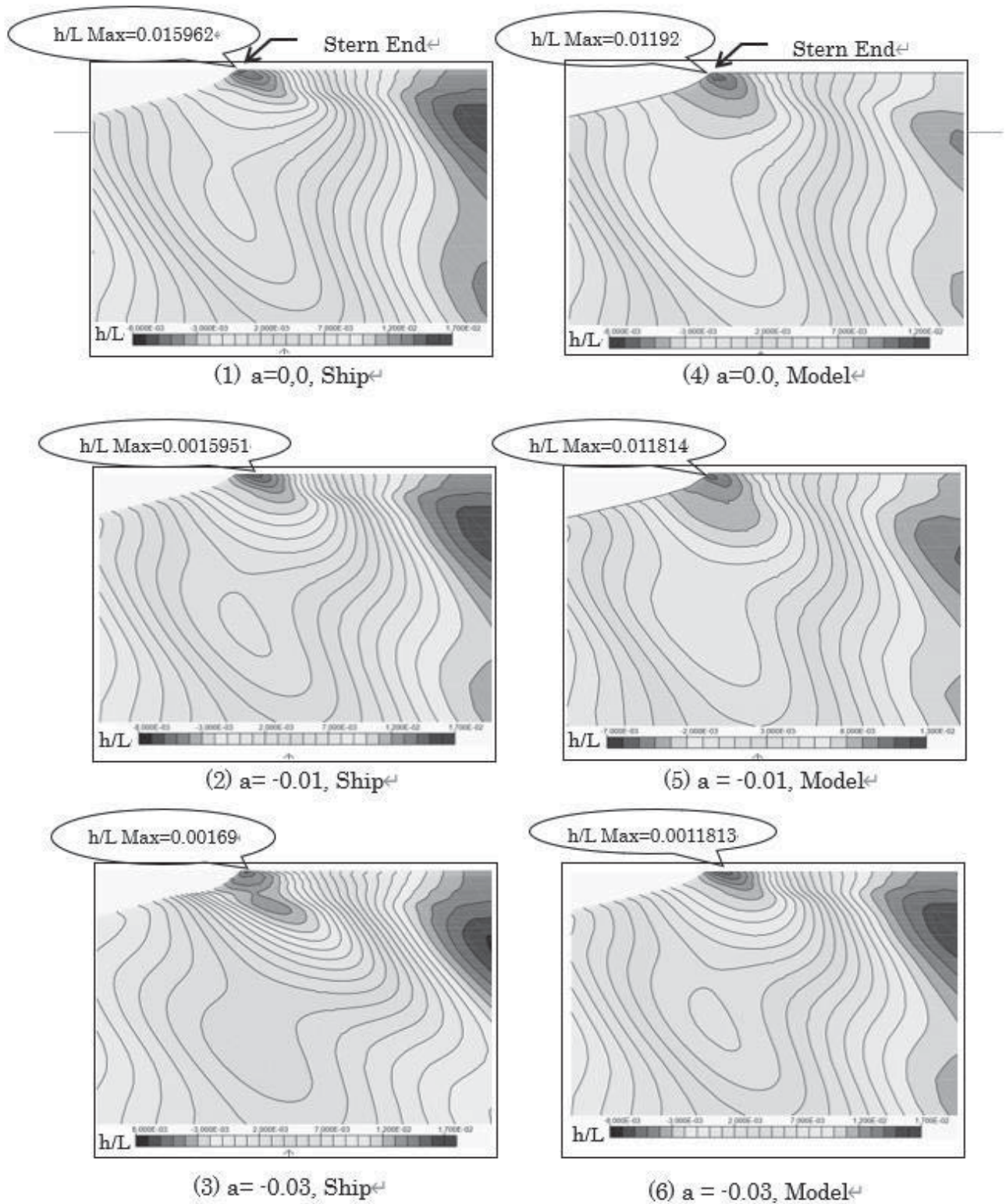


Fig. 10 Wave Contour  
 Left-hand side Ship Reight-hand side Model  
 Top :  $a=0.0$  Middle :  $a=-0.01$  Bottom :  $a=-0.03$

#### 4.5 考察

4.3, 4.4 節で示された抵抗特性と造波特性をまとめると、Fig.6 に示した排水量を船尾に寄せた際の実船と模型船の全抵抗  $C_t$  の変化の様子の違いは、Fig.9 に示した船尾波の違いに起因するものと推察される。すなわち、実船では、排水量を船体中央に寄せると波高  $h_b$  が増大、船尾に寄せると  $h_c$  が増大するので、その中間の両者のバランスの良いところに抵抗最小となる最適船型が存在する。一方で、模型船の場合、 $h_b$  の傾向は実船とほぼ同様であるものの、船尾波高は実船よりも低く、かつ排水量を船尾へ寄せた際の波高の増大が実船に比べて微小の範囲にとどまっている。このため、船尾へ排水量を寄せた際の造波抵抗の増大が小さく、全抵抗が小さくなるパラメータ  $a$  の範囲が船尾端方向に広がっている。

このように、排水量を船尾方向へ移動しても、粘性の影響が大きい模型船の場合は船尾波の変化が小さく、従って造波抵抗の増大も軽微である。これに対し粘性の影響が小さく船尾波が大きくなる実船では、船尾に排水量を移動すると船尾波が大きくなり抵抗の悪化が大きい。上記を踏まえ、模型船で抵抗低減が得られている船尾形状においても、実船では抵抗増大の領域に入っている可能性があると言える。したがって、船型計画の際は、実船は模型船に対しやや前方に排水量を移動した船型が有利である点に注意を払う必要がある。

#### 5. 結言

本論文では、船尾波の尺度影響が最適船尾形状にどのような影響を与えるかについて検討し、以下の知見を得た。

- ・ 同一フルード数における実船と模型船の船体周りの波高分布はおおむね一致するが、船尾端の波高に相違、すなわち尺度影響が見られる。今回、検証計算に用いたシリーズ 60 では、模型船の船尾波高が実船に比べて約 30%低くなった。
- ・ 排水量の長手方向分布の形状と造波抵抗には顕著な相関が見られるが、上述のとおり船尾波に尺度影響が見られるため、模型船と実船で排水量を船尾に寄せたときの抵抗特性に相違が見られる。
- ・ 実船は模型船に対しやや前方に排水量を移動した船型

が全抵抗の観点からは有利と言える。

#### 謝辞

本研究を進めるにあたり、海技研の大橋様には、CFD コードの導入、取り扱い方法に関するご指導などで大変お世話になりました。ここに記して感謝の意を表します。

#### 参考文献

- (1) 石川暁:CFDによる船体周りの流場ならびに推進性能の尺度影響に関する検討,西部造船会々報,91号(1995) pp,1-14.
- (2) 大森拓也:実船流場の数値的推定法に関する研究,日本船舶海洋工学会講演会論文集,第3号(2006) pp.271-274
- (3) 川村隆文,大森拓也:プロペラ単独性能に対するレイノルズ影響,日本船舶海洋工学会論文集,第10号(2009) pp.29-36
- (4) 荒木元輝,大橋訓英,平田信行:省エネ付加物に関する形状最適化とその尺度影響に関する一考察,日本船舶海洋工学会講演会論文集,第20号(2015) pp.411-414
- (5) Hirata,N., Hino,T.: "An Efficient Algorithm for Simulating Free-Surface Turbulent Flows around an Advancing ship", Journal of the Society of Naval Architects of Japan,Vol.185, pp.1-8, 1999
- (6) Todd, F.H.: Some Further Experiments on Single-Screw Merchant Ship Form = Series 60, Vol. 61, Trans.SNAME, pp.517-189. 1953





# 肥大船における船体 FIN の省エネ効果の CFD による検証

正会員 石川 暁\* 楳 蓮\*\*

Verification of Energy-Saving Effect of Fin-Type Device on Full Ship by CFD

by Satoru Ishikawa, Member Ren Yuzuriha

**Key Words:** Energy Saving Device, CFD, Japan Bulk Carrier, Fin

## 1. 緒 言

地球温暖化ガスの削減が世界的に急務となっているなか、船舶分野においても代替燃料によるゼロエミッション船の実用化に向けた取り組みが着目されている。このようなカーボンフリーを志向した将来船舶においても、代替燃料のコストそのものが増大するのであれば、省エネの取り組みは今まで以上に重要なものとなるのは論をまたない。

このような省エネ技術への取り組みは古くから行われてきた。多くの省エネデバイスが造船所や研究機関で開発され、また、それら技術の総括を述べたものも多くある<sup>1,2,3</sup>。しかし、省エネ効果のメカニズムについては十分な説明がなされていないものが多く、実際の開発の際は、水槽試験あるいは計算を活用した試行錯誤的な取り組みが行われているケースが多いようである。

船体に FIN を装着するタイプの省エネデバイスは、その構造がシンプルであることから多くの船舶で採用されている。それらのうち、プロペラから前方へ離して設置する船体 FIN については、山下ら<sup>4,5</sup>が Japan Bulk Carrier (JBC) 船型を対象に CFD と PIV を用いた詳細な調査を行っている。特に、左右舷の船体 FIN の船殻効率の改善に与える影響の相違について、船尾流場の視点からそのメカニズムの解明が試みられている。このような船体 FIN は、小型な構造でも効果が得られるという利点があるが、一方でその配置設計は難しいと言われている。そこで、本研究では、船体 FIN の配置の違いが与える流場への影響が省エネ効果にどのように作用するかについて CFD で評価し、今後の設計に役立つ知見を得ることを目的として実施した。

一方、CFD の精度検証については、例えば 2015 年に開催された CFD Workshop Tokyo にて、多くの参加者が共通の計算対象、計算条件にて実施した計算結果を実験結果と詳細に比較する取り組みがなされている。同 Workshop では、JBC の抵抗・自航性能の推定精度について参加者の計算結果のばらつきが概略 -10%~+5% に範囲内であることが報告された。加えて、安定して±4%の精度内を確保するためには 1000 万セル程度まで計算格子を細かく

する必要があることも示された<sup>6,7</sup>。しかし、格子点数は、計算時間や記憶容量に大きな影響を与え、計算環境の制約を強く受ける。したがって、実設計の現場では、少ない格子数で省エネ効果の推定に必要な精度を維持できる効率的な計算法が望まれる。一方で、プロペラから遠く離れた位置に船体 FIN が装備されている場合、FIN とプロペラ間の空間にも多くの格子を集中的に配置することが必要になる。そこで、本研究では、このような問題でも効率的な格子生成が可能な重合格子法を採用することとし、同手法の機能を有する海上技術研究所(以下 NMRI と称す)の CFD Solver NAGISA<sup>8,9</sup> の適用性を検討することとした。

## 2. 船型と船体 FIN

対象船型は Japan Bulk Carrier(JBC)船型(Lpp x B x d(m)=280.0 x 45.0 x 16.5, Cb=0.858)とした。省エネデバイスである船体 FIN は、山下の検討にならない Length x Width x Thickness (m) = 7.0 x 1.4 x 0.108 とし<sup>4,5</sup>、後述する位置に船体の Base Line に水平に取り付けた。プロペラは NMRI の自航試験で用いられた直径 203mm、ボス比 0.18 の 5 翼 MAU 型ストックプロペラ<sup>6</sup>とした。なお、ダクトは考慮していない。

## 3. 計算法

本研究における船体 FIN を装備した肥大船の抵抗自航計算は、NMRI にて開発された NAGISA<sup>8,9</sup> を用いて実施した。船体 FIN の効果を推定する為には、同 FIN の翼端渦がプロペラ面へと流れる様子を把握する必要がある。この翼端渦が流れる経路に十分な格子を効率的に配置する方法として NAGISA の重合格子法を適用した。さらに、この重合格子法には、船体 FIN の位置や組み合わせの変更するとき、FIN の格子ブロックの配置を変更することで用意に計算格子を構成することが出来るメリットもある。加えて、FIN 位置を変更しても格子形状そのものは変わらないので、FIN 位置の影響を評価する上で、格子の違いが計算結果に与える影響を最小限に抑えることも出来る。

その他、自由表面流れの取り扱いには二重模型流れ近似を、乱流モデルには EASM モデル (Explicit Algebraic Stress Model) を用いた。壁面には non-slip 条件を課した。プロペラモデルは、無限翼数理論に基づく体積力モデルを採用した。

\* 長崎総合科学大学大学院工学研究科

\*\* 長崎総合科学大学大学院工学研究科 (研究当時)

原稿受付 令和 4 年 3 月 4 日

公開日 令和 4 年 5 月 19 日

春季講演会において講演 令和 4 年 5 月 26, 27 日

©日本船舶海洋工学会

## 4. 計算結果

### 4.1 裸殻船体の計算

まず、基本となる裸殻状態の抵抗・自航計算を行い、その計算精度の検証を行った。舵および省エネ装置は装着していない。計算格子は、Fig.1に示すように重合格子の機能を用いて船尾付近のみ解像度を高くしつつ、総格子数は260万点に抑えた。レイノルズ数  $Re$  は、NMRIで実施された7mの模型船を用いた抵抗・自航試験<sup>6)</sup>に対応する  $7.46 \times 10^6$  とした。粘性低層の格子解像度を確保するため、船長で無次元化された最小格子間隔は推奨値  $(=0.01/\sqrt{Re})$  より小さい  $1.0 \times 10^{-6}$  とした。

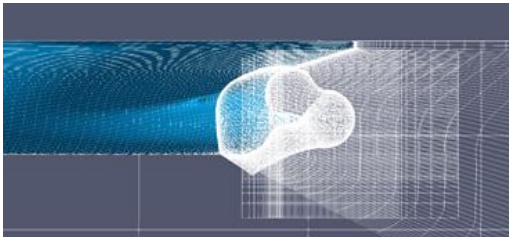


Fig.1 CFD grid on aft hull.

計算結果を Table 1 に示す。形状影響係数  $1+K$ 、全抵抗係数  $C_t$ 、推力係数  $K_T$ 、推力減少係数  $1-t$  およびプロペラ効率比  $\eta_r$  は誤差 4%以内と十分な精度が得られた。トルク係数  $K_Q$  および伴流係数  $1-w_T$  の誤差がやや大きいですが、CFD Workshop Tokyo で示された各参加機関の誤差  $-10\% \sim +5\%$  の範囲内<sup>6,7)</sup> には入っている。これらから、260万点と同 Workshop で推奨されている1000万点よりも少ない格子点数ではあるが、許容範囲内の推定精度が得られたと評価した。プロペラ面の伴流分布を Fig.2 に示す。同図右側の CFD 図内に示した円はプロペラの外端位置を表している。肥大船特有の主流方向流速  $V_x$  の等値線に見られる大きなフック形状が計算でも再現された。

Table 1 CFD results. (Naked condition)

	EFD(NMRI)	CFD	Error
$1+K$	1.314	1.308	-0.5%
$C_t$	$4.29 \times 10^{-3}$	$4.13 \times 10^{-3}$	-3.7%
$K_T$	0.217	0.210	-3.2%
$K_Q$	0.0279	0.0263	-5.7%
$1-t$	0.804	0.804	0.0%
$1-w_T$	0.552	0.498	-9.8%
$\eta_r$	1.015	1.012	+0.5%

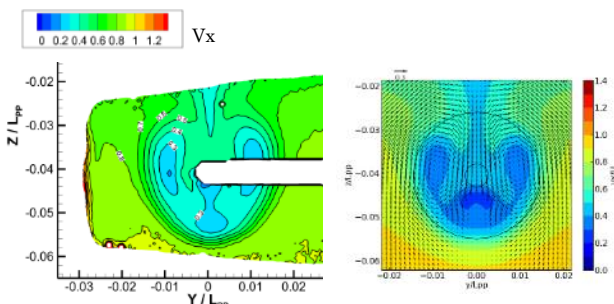


Fig.2 Wake distribution at propeller plane.  
(left : EFD[NMRI], right : CFD)

### 4.2 船体 FIN の省エネ効果

山下らは、長さ 2.586m の JBC 模型船に船体 FIN を装着して回流水槽で抵抗・自航試験を実施し、船殻効率の最も優れる FIN の取り付け位置は SS2 にて Base Line から喫水の 20% の高さの場合であることを示した。さらに、この最適位置で片舷ずつ船体 FIN を装着したところ、左舷のみの場合に船殻効率が改善、右舷のみでは悪化と、その効果に非対称性が見られたことも報告している<sup>4,5)</sup>。ただし、同模型船に舵は装着されていない。

そこで、本章では、Fig.3 に示す山下らと同じ船体 FIN を対象に、CFD による FIN が船殻効率に与える影響とそのメカニズムの検討を行った。計算格子は Fig.4 に示すように重合格子を用い、FIN 周りおよび FIN からプロペラまでの空間の格子解像度を上げながらも総数 340 万点と少ない格子数とした。計算レイノルズ数  $Re$  は、NMRI の 7m 模型船の水槽試験相当の  $7.46 \times 10^6$  としたため、山下らの試験条件 ( $Re=1.9 \times 10^6$ ) とはやや異なる。



Fig.3 FIN position.  
(at SS2, 20% draft from Base Line)

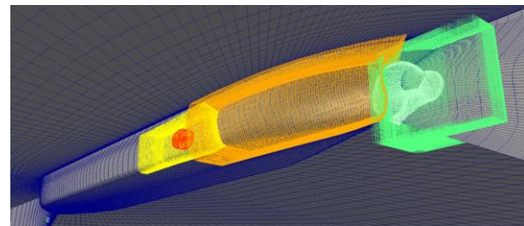


Fig.4 Overset grid around hull with FIN.  
(blue : around hull, yellow and red : FIN, orange : FIN~propeller, white : around stern tube, green : stern region)

船殻効率  $\eta_H$  と自航要素を比較して Fig.5 に示す。山下らの小型模型船の試験では、左舷に船体 FIN を設置した場合(図中の Port)に船殻効率が FIN なし(同 W/O)よりも改善、右舷のみに設置した場合(同 Stb)は悪化している。これは、主に伴流係数  $(1-w_T)$  の違いによる。推力減少率の相違は小さい。本計算でも、山下らの検討と同様の FIN 配置による船殻効率の違いが再現された。ただし、計算レイノルズ数を NMRI の大型模型船対応としたため  $(1-w_T)$  の値そのものは山下らの結果と異なる。また FIN 配置の船殻効率への影響も小さく評価されている。

次に、左舷のみに船体 FIN を装着した場合の船体まわりの流場を Fig.6 に示す。SS2 の左舷側に FIN を設置したので、その後流の主流方向流速の等値線に翼端渦によるフック型の形状が見られる。また、その位置は船尾へ進むに従い船体に沿って上昇している。船尾付近の SS3/8 の図からは、この翼端渦の存在ははっきりしない。しかし、その下方に存在する同じ回転方向の船尾縦渦は、翼端渦からの干渉影響を受けて境界層流れを下降流として引き込みながら船体の外側の方向へと移動し、その渦領域が拡大している。この船体 FIN による流場への影響はわず

かではあるが、船体 FIN のない逆舷側の船尾縦渦と比較することでその影響を理解することが出来る。Fig.7 のプロペラ面においても船体 FIN の翼端渦の影響は同様で、船尾縦渦はその渦領域の拡げながら横方向にプロペラ外端側に向かって中心線から離れる方向へ移動する。このとき渦中心部の流速に増速する様子が見られる。

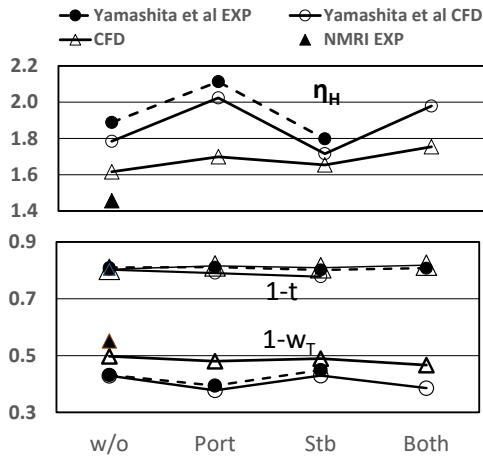


Fig.5 Self-propulsion factor.

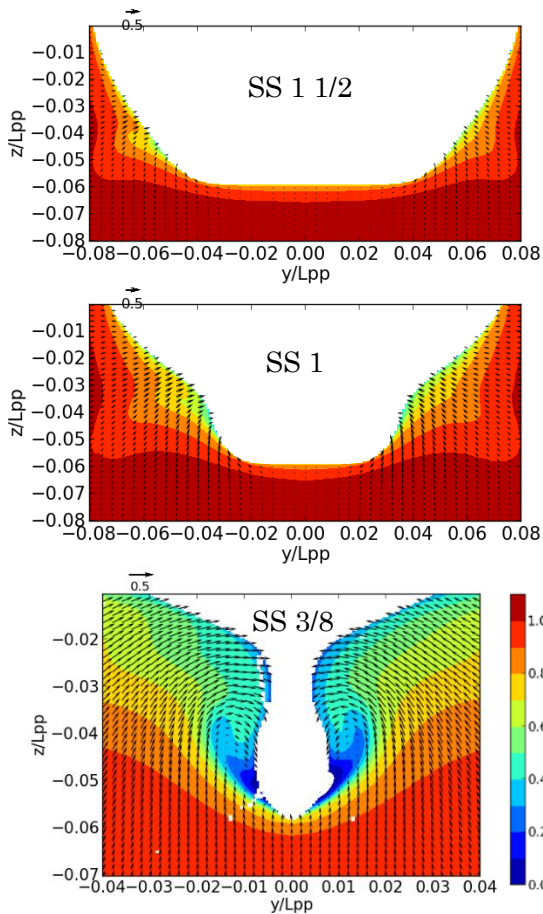


Fig.6 Wake distribution around hull.  
(FIN : Port side, 20%*d* from B.L.)  
(upper : SS1 1/2, middle : SS1, lower : SS 3/8)

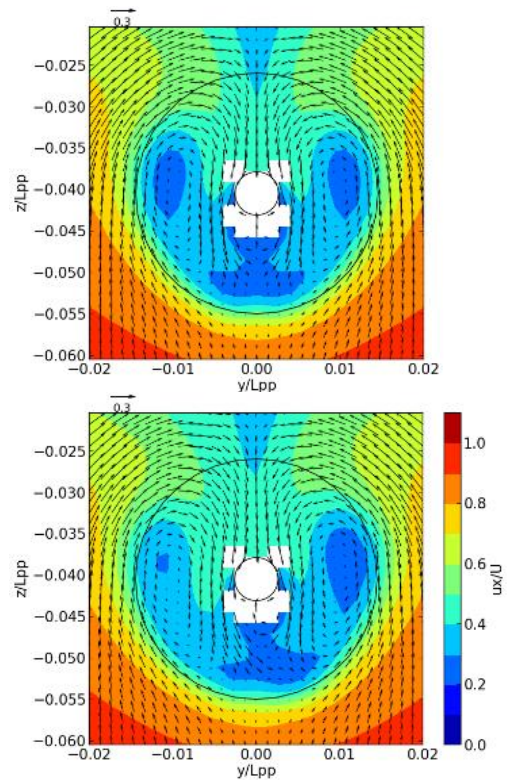


Fig.7 Wake distribution at propeller plane.  
(upper : without FIN, lower : with FIN only on port side)

次に、左舷 FIN の場合のプロペラ各半径位置における主流方向流速  $V_x$  および周方向流速  $V_\theta$  (時計回りを正とする) をプロペラ位相角  $\theta$  を横軸に Fig.8 に示す。ここで、 $\theta$  は鉛直上向きをゼロ、時計まわりに正とする。したがって、 $\theta = 180 \sim 360^\circ$  が左舷側に相当する。前述のとおり FIN を装着すると船尾縦渦がプロペラ外端方向へ移動するが、これによって外端付近で  $V_x$ 、 $V_\theta$  が共に減少する。FIN ありから FIN なしの流速を差し引いて求めた誘導速度を Fig.9 に示す。左舷側の周方向の誘導速度  $\Delta V_\theta$  は負の値、すなわちプロペラの回転方向に対抗する方向となる。したがって、この  $\Delta V_\theta$  も伴流利得の改善に寄与する。ただし、右舷側に船体 FIN 方向を装着した場合、 $\Delta V_\theta$  はプロペラ回転方向と一致するため、逆に伴流利得を悪化させる方向に作用することになる。

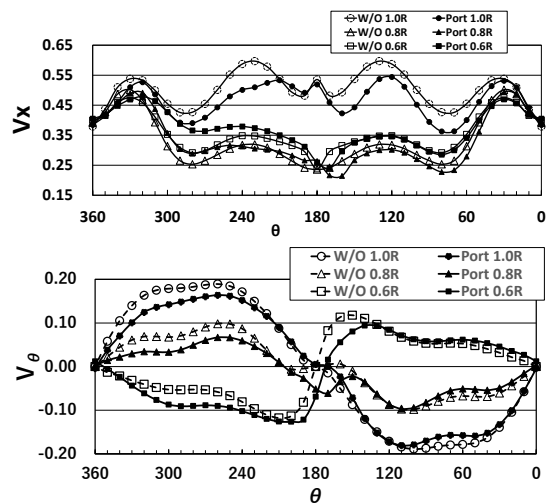


Fig.8 Comparison of velocity  $V_x$  or  $V_\theta$  at Propeller Plane.

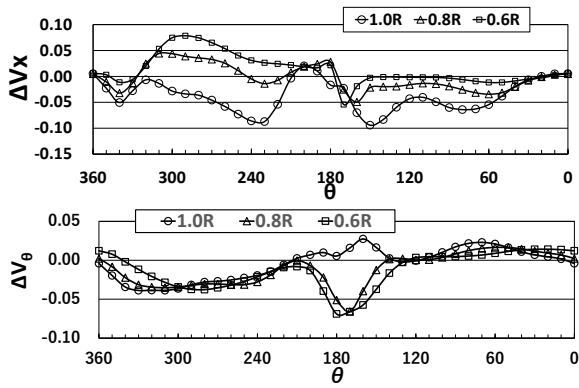


Fig.9 Induced velocity at propeller plane.  
(induced velocity)  
= (velocity with FIN) – (velocity without FIN)

最後に、両舷に船体 FIN を装着した場合のプロペラ面伴流分布を左舷のみに装着した場合と比較して Fig.10 に示す。両舷に装着すると、船尾縦渦領域が横方向に加え、両舷の渦の干渉効果から下方へも拡大する。これによって、Fig.5 に示したように、伴流利得ならびに船殻効率のさらなる改善が得られた。

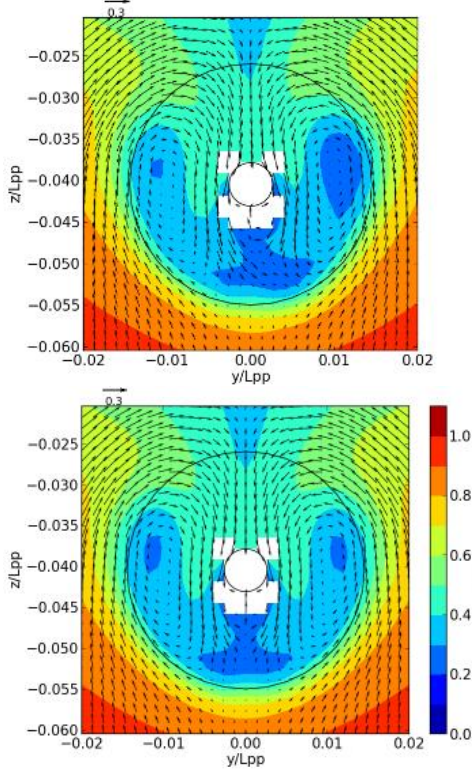


Fig.10 Wake distribution at propeller plane.  
(upper : FIN only on port side, lower : FINs on both sides)

以上、本章では、船体 FIN による船殻効率の改善効果とそのメカニズムに関し、流場の視点からの説明を試みた。その結果、船体 FIN の翼端渦により船尾縦渦の領域が拡大しその位置がプロペラ外端方向へ移動すること、このような流れ場の変化で伴流利得が大きくなることを把握することが出来た。これらから、今回採用した計算方法は、比較的少ない格子数の計算ではあるものの、船体 FIN 性能の評価とそのメカニズムの検討に十分適用可能であると言える。

### 4.3 舵の影響

舵がプロペラ後流の旋回エネルギーを回収することで推進効率向上に寄与していることは良く知られている。そこで、ここでは船体 FIN の省エネ効果の舵との関係を検討した。舵あり・なしの計算結果から次式で定義されるパワー常数  $k_p$  およびスラスト常数  $k_t$  を求めて Fig.10 に、推進効率  $\eta_{all}$  を Fig.11 に示す。舵の装着でスラスト常数に大きな違いは見られないが、パワー常数の低減は FIN よりも大きく、いずれのケースも 3~4 ポイント改善している。これは、Fig.12,13 に示すように、主に舵のせき止め効果で伴流係数が改善したためである。

$$k_p = \frac{2\pi n Q}{\frac{1}{2}\rho v^3 \nabla^{2/3}} \quad (1)$$

$$k_t = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho v^2 \nabla^{2/3}} \quad (2)$$

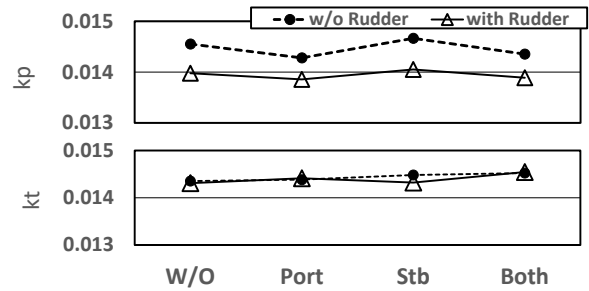


Fig.10 Power coefficient and thrust coefficient.

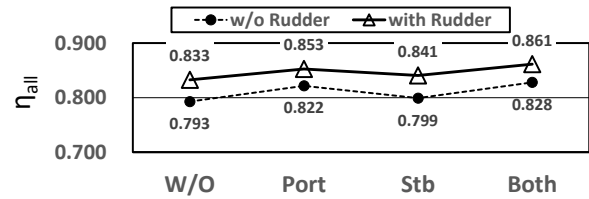


Fig.11 Propulsive efficiency.  $\eta_{all} (= \frac{RV}{2\pi n Q})$

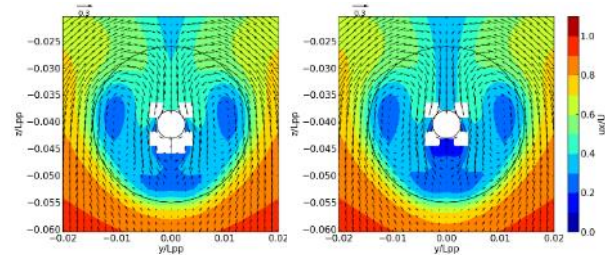


Fig.12 Wake distribution at propeller plane.  
(left : without rudder, right : with rudder)

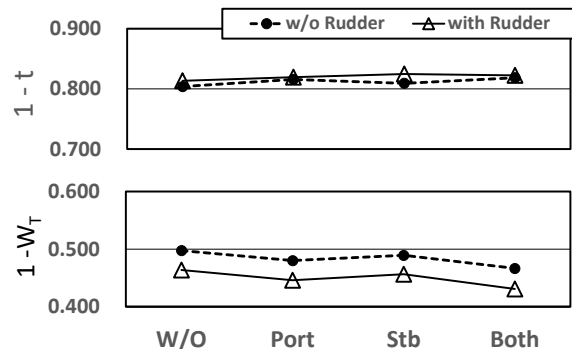


Fig.13 Rudder effect on self-propulsion factor.

ここで、Fig.11の推進効率 $\eta_{all}$ を詳細に見ると、右舷のみと左舷のみの $\eta_{all}$ の違いは、舵なしのときの2ポイントから舵付きで1ポイントに低下している。これは、舵により推力減少係数 $1-t$ が改善、スラスト常数 $kt$ が減少したためである。推力減少率 $t$ の成分を見ると、Fig.14に示すように右舷側にFINを装着した場合(図中のStb)に舵成分が大きく減少している。そこで、船体側から見た舵正面における抵抗状態と自航状態の圧力差の分布をFig.15に示した。寒色は自航状態で圧力が低下していることを示す。右舷にFINを設置した場合、プロペラ軸の上方で圧力差が負となる領域が増大し、これが $1-t$ の改善につながっている。右舷FINは、前述の通りプロペラと同方向の旋回流を誘導するため、プロペラ後流に放出される旋回流も強くなるが、舵がこの旋回流のエネルギーを回収している様子がこの圧力差分布からうかがうことが出来る。すなわち、右舷FINは、プロペラが放出する旋回エネルギーの回収という観点からは悪化要因となるが、その一部を舵が回収していることが分かる。

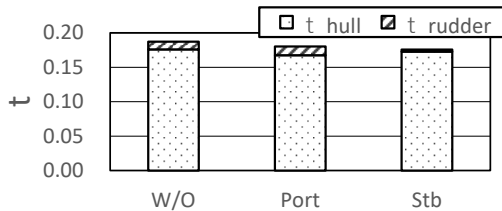


Fig.14 Component of thrust deduction factor.

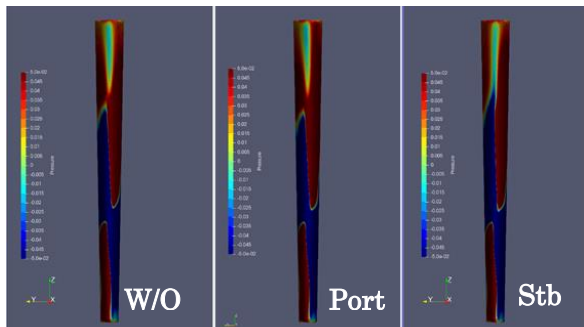


Fig.15 Pressure difference distribution on rudder surface. (pressure difference) = (pressure during self-propulsion test) - (pressure during resistance test)

#### 4.4 FIN 配置の影響

前述の通り、舵なしの状態では片舷ずつ船体FINを装着した場合、左舷側に装着したときに船殻効率の改善が得られた。そこで左舷のみに船体FINを設置することとし、その前後あるいは上下方向の取り付け位置が省エネ効果に与える影響について検討した。具体的には、前後位置をSS2 1/2, 2, 1 1/2, 上下方向をBase Lineから喫水の20%, 30%, 40%高さを変更した9通りの組み合わせについてCFDにて模型船の伝達馬力の評価を行った。なお、計算レイノルズ数は、前節と同様、NMRIの大型模型船に対応する $7.46 \times 10^6$ とした。

Fig.16に模型船のパワー常数等を示す。船体FINの位置によってパワー常数が変化し、FINなしの状態に比べて悪化するケースも見られる。前後位置がSS2であればFIN高さが喫水の20%~30%、SS1 1/2であれば40%の位置が最適で、FINなしに対しいずれも2%のパワー常数低減が得られた。これに対し、SS1 1/2で高さを20%、

30%とした場合、船殻効率に悪化は無いがスラスト常数が増大し、パワー常数が悪化した。

このときのプロペラ面の伴流分布を比較してFig.17に示す。パワー常数の低減が見られたFINがSS2 20%dおよびSS1 1/2 40%dの場合、左舷側の船尾縦渦領域が他の場合と比べてプロペラ外端方向へシフトしているのが分かる。船体FINによる船尾縦渦位置のこのようなコントロールが船殻効率の改善、ひいてはパワー常数の低減につながっている。

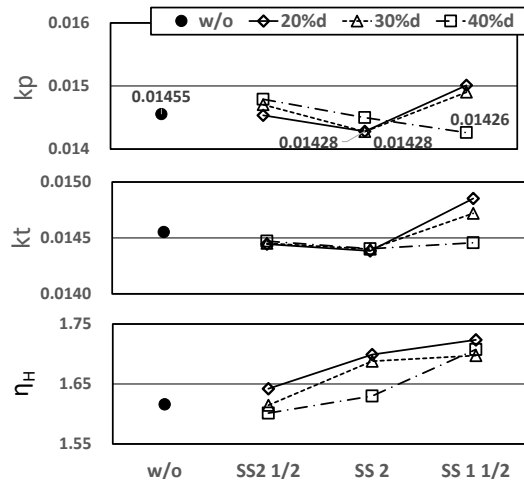


Fig.16 Propulsive performance. (upper : power coefficient, middle : thrust coefficient, lower : hull efficiency)

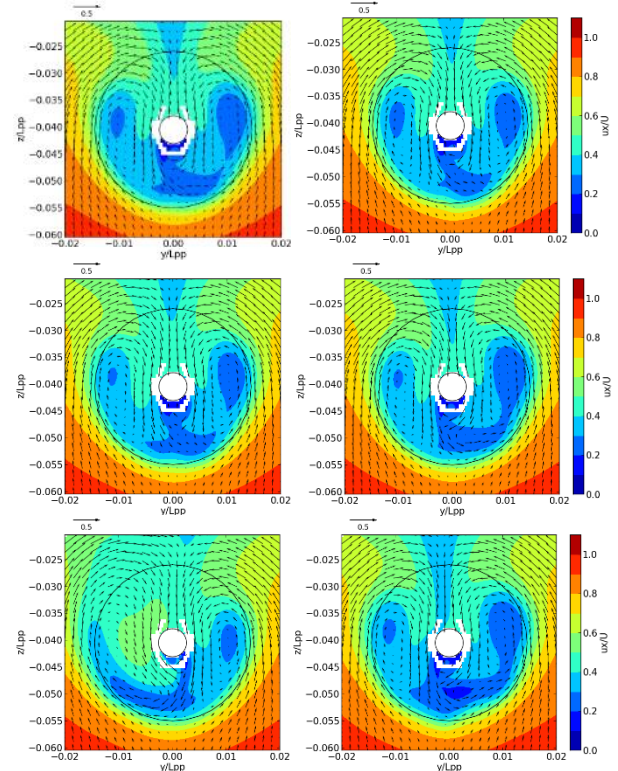


Fig.17 Wake distribution at propeller plane. (upper : FIN at SS2 1/2, middle : at SS2, lower : SS1 1/2) (left : 20% d from B.L., right : 40% d from B.L.)

これに対し、SS1 1/2の20%dにFINを取り付けた場合、プロペラ面内の伴流分布が大きく崩れた。このときの船体まわりの流場をFig.18に示す。Fig.6に示したFIN位

置が SS2 20%d 場合よりも大きな翼端渦が発生し、その干渉影響でプロペラ面の伴流分布の様相も他と大きく異なっている。このケースも船殻効率には改善は見られたが、大きな翼端渦発生に伴う FIN 抵抗、あるいは推力増大の影響の方が大きく、パワー常数は悪化した。

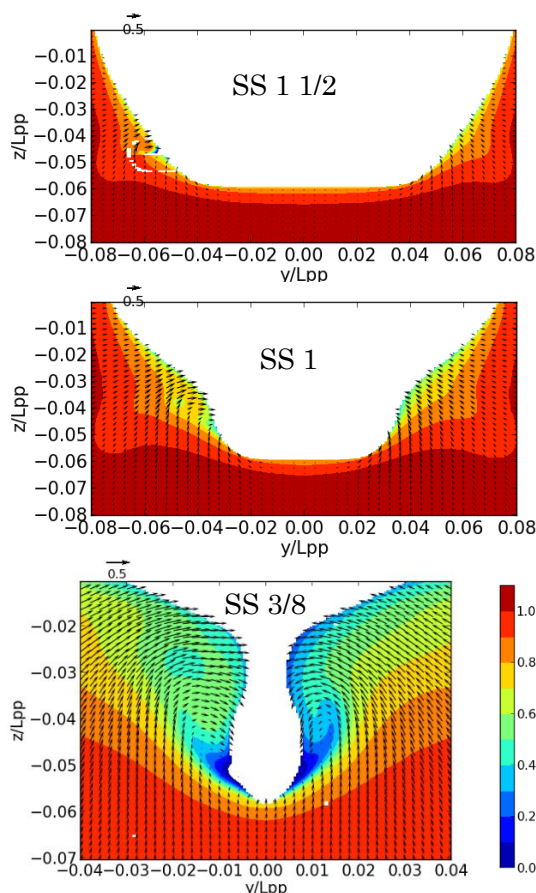


Fig.18 Wake distribution around hull.  
(upper : SS1 1/2, middle : SS1, lower : SS 3/8)  
(FIN position : Port side, SS 1 1/2, 20%dfrom B.L.)

このように、船体 FIN による省エネ効果は、FIN による船殻効率の改善と FIN の固有抵抗のバランスにより決まり、それらの違いは FIN の取り付け位置の影響を大きく受ける。今回の CFD でもその様子を捉えることが出来た。また、その原因となるメカニズム、すなわち船体まわりの流れ場、特に渦流れの状況も把握することができた。すなわち、本検討で、限られた格子数での計算ではあったが船体 FIN の省エネ効果やそのメカニズムが CFD で評価可能であることが示された。これらから、比較的小規模な計算環境においても、このような省エネデバイスの配置設計に CFD の活用が有効であること示唆された。

## 5. 結言

本研究では、低速肥大船型である JBC 船型に設置した FIN 型省エネ装置の省エネ効果について CFD を用いた評価を行い、以下の知見を得た。

- 1) JBC 船型の抵抗・自航性能の推定精度は、トルク係数  $K_Q$  および伴流係数  $1 - w_T$  の誤差がやや大きいですが、許容範囲内の推定精度が得られた。また、船体 FIN の性能改善は、船尾縦渦に位置にプロペラ外周側へ移動させることで伴流利得を改善につながったことが

主な理由であることが今回の CFD でも捉えられた。これらから、今回用いた重合格子法による計算は、比較的少ない格子数ではあるが、性能向上デバイスの検討に必要な計算精度を有し、そのメカニズムの理解にも有効であることが示された。

- 2) 今回用いた重合格子法による CFD により、舵の有無および船体 FIN の配置が模型船の伝達馬力に与える影響の評価が可能であること、またその性能の違いが生じるメカニズムについても CFD で得られた流場情報から理解することが可能であることが示された。
- 3) これらから、重合格子法を活用することで、比較的小規模な計算環境においても、このような省エネデバイスの設計への CFD の活用が有効であることが示唆された。

## 謝 辞

本研究を進めるにあたり、海技研の大橋様、小林様には、CFD コードの導入、取り扱い方法、計算の進め方などに関し多くのアドバイスをいただきました。ここに記して感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) 伊東真一郎：プロペラまわりの流れの制御，日本造船学会 推進性能研究会 第3回シンポジウム，pp.321 - 350, 1988.7.
- 2) 金丸崇，日夏宗彦：省エネ技術，GHG 排出量ゼロに向けた船舶流体力学の現状と展望，日本船舶海洋工学会 推進・運動性能研究会シンポジウム pp.194-221, 2020.1.
- 3) 川北千春，高島怜子，佐藤圭：省エネデバイスを考慮した船用プロペラまわりのキャビテーション数値解析，三菱重工技報 Vol.49 No.1 pp.64 - pp.68, 2012.
- 4) 山下力蔵，戸田保幸，安藤潤：JBC における船体 FIN 効果および流場の実験及び数値解析，日本船舶海洋工学会講演会論文集 第29号, 2019.11.
- 5) 山下力蔵：船体後半部に取り付けられた小型フィンによる推進性能向上に関する基礎的研究，大阪大学博士学位論文. 2019.12.
- 6) NMRI(2015) : Tokyo2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics.
- 7) Takanori Hino, Frederick Stern, Lars Larsson, Michel Visonneau, Nobuyuki Hirata, Jin Kim : Numerical Ship Hydrodynamics, An assessment of the Tokyo 2015: An Assessment of the Tokyo 2015 Workshop (Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics Vol. 94), Springer, 2020.
- 8) 平田信行，田原祐介，大橋訓英，小林寛，宮崎英樹，荒木元輝，児玉良明，小野寺直幸：次世代 CFD を用いた実海域省エネ性能評価に関する研究，海上技術安全研究所報告 第17巻 第1号, 2017.
- 9) Kunihide Ohashi, Takanori Hino, Hiroshi Kobayashi, Naoyuki Onodera, Nobuaki Sakamoto : Development of a structured overset Navier-Stokes solver including a moving grid with a full multigrid method, Journal of Marine Science and Technology, Vol.24, pp.884-901, 2019.





# 船体 FIN の船尾流れおよび性能改善に与える影響の数値解析

正会員 石川 暁\*

Numerical Simulation of the the effect of hull FIN on stern flow and the improvement of propulsion performance

by Satoru Ishikawa, Member

## Summary

In this study, the applicability of CFD to the design of the optimal arrangement of hull FIN, which is one of the energy-saving devices, was investigated. Considering the calculation environment at the design site of a shipyard, CFD with overset grid approach was applied because it is possible to maintain the accuracy for estimating the energy-saving effect with a small number of grids. The hull FIN is attached to the JBC hull form, and the effect of the installation position in the front/rear and vertical directions on the energy-saving effect was investigated. As a result, it was found that the main reason for the performance improvement by the hull FIN was the wake gain by moving the position of the stern vortex to the outer circumference of the propeller circle. From this, it was also shown that this method is effective for understanding the performance improvement mechanism of energy-saving devices.

## 1. 緒言

地球温暖化ガスの削減が世界的に急務となっているなか、船舶分野においても代替燃料によるゼロエミッション船の実用化に向けた取り組みが着目されている。このようなカーボンフリーを志向した将来船舶においても、代替燃料のコストそのものが増大するのであれば、省エネの取り組みは今まで以上に重要なものとなるのは論をまたない。

このような省エネ技術への取り組みは古くから行われてきた。多くの省エネデバイスが造船所や研究機関で開発され、また、それら技術の総括を述べたものも多くある<sup>1,2,3)</sup>。しかし、省エネ効果のメカニズムについては十分な説明がなされていないものが多く、実際の開発の際は、水槽試験あるいは計算を活用した試行錯誤的な取り組みが行われているケースが多いようである。

船体に FIN を装着するタイプの省エネデバイスは、その構造がシンプルであることから多くの船舶で採用されている。それらのうち、配置設計は難しいと言われているプロペラから前方へ離して設置する船体 FIN については、山下ら<sup>4,5)</sup>が Japan Bulk Carrier (JBC) 船型を対象に CFD と PIV を用いた詳細な調査を行っている。特に、船体 FIN の船殻効率の改善について、船尾流れの視点からそのメカニズムの説明を行うとともに、同効率の最も優れる船体 FIN の最適な配置を実験的に見いだしている。しかしながら、その位置が

なぜ最適となったかについての流体力学的なメカニズムの説明はなされていない。そこで、本研究では、船体 FIN の配置によって船尾流れと省エネ効果の関係がどのように変化するかを CFD で評価し、船体 FIN によるどのような流れのコントロールが推進性能改善に効果的であるかを明らかにすることとした。さらに、山下らの実験で考慮されていない舵の船体 FIN 効果へ与える影響も併せて調査した。

CFD の精度検証については、2015 年の CFD Workshop Tokyo にて、共通の計算対象、計算条件にて実施された計算結果を実験結果と詳細に比較する取り組みが実施された。その結果、現状の CFD による抵抗・自航性能の推定精度は、概略 -10%~+5% の範囲内にあることが報告された。加えて、安定して±4%の精度内を確保するためには 1000 万セル程度まで計算格子を細かくする必要があることも示された<sup>6,7)</sup>。特に、本研究で対象とするようなプロペラから前方に離れた位置に船体 FIN が装備される場合、FIN とプロペラ間の空間に多くの格子を配置することが必要になる。しかし、格子点数の増大は計算時間や記憶容量に大きな影響を与え、計算環境の制約を強く受ける。したがって、実設計の現場では、少ない格子数で省エネ効果の推定に必要な精度を維持できる効率的な計算法が望まれる。そこで、本研究では、このような問題でも効率的な格子生成が可能な CFD 計算法として重合格子法を採用することとし、同手法の機能を有する海上技術安全研究所(以下 NMRI と称す)の CFD Solver NAGISA<sup>8,9)</sup> の適用性を併せて検討することとした。

\* 長崎総合科学大学大学院工学研究科

## 2. 船型と船体 FIN

45.0 x 16.5(m),  $C_b=0.858$ , 以下 JBC と称す)とした。省エネデバイスである船体 FIN は、山下らにならない、長さ x 幅 x 厚さ = 7.0 x 1.4 x 0.108(m)とし、後述する位置に Base Line に水平に取り付けた<sup>4,5)</sup>。プロペラは NMRI での 7m 模型船を用いた自航試験で採用された直径 203mm, ボス比 0.18 の 5 翼 MAU 型プロペラ<sup>6)</sup>とした。なお、ダクトは考慮していない。

### 3. 計算方法

CFD Solver に NMRI にて開発された NAGISA<sup>8,9)</sup>を用い、船体 FIN を装備した JBC 船型の抵抗自航計算を実施した。船体 FIN の効果を推定する為には、その翼端渦がプロペラ面へと流れる様子を把握する必要がある。この翼端渦が流れる経路に十分な格子を配置する方法として NAGISA の重合格子法の機能を適用した。また、重合格子法を用いると、船体 FIN の位置や組み合わせの変更が用意に実施できる。自由表面流れの取り扱いには二重模型流れ近似を、乱流モデルには EASM モデル (Explicit Algebraic Stress Model) を用いた。壁面には non-slip 条件を課した。プロペラモデルは、無限翼数理論に基づく体積力モデルを採用した。

### 4. 計算結果

#### 4.1 裸殻船体の計算

まず基本となる裸殻船体の抵抗・自航計算を行い、その計算精度の検証を行った。舵および船体 FIN は装着していない。計算格子は、Fig.1 に示すように重合格子を用いて船尾付近の解像度を高くしつつ総格子数は 260 万点とした。レイノルズ数は、NMRI で実施された 7m の模型船を用いた抵抗・自航試験<sup>6)</sup>に対応する  $7.46 \times 10^6$ とした。粘性低層の格子解像度を確保するため、船長で無次元化された最小格子間隔は推奨値(=  $0.01/\sqrt{Re}$ )より小さい  $1.0 \times 10^{-6}$ とした。

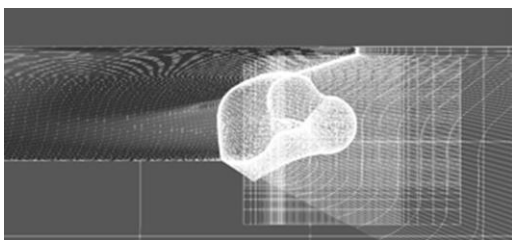


Fig.1 CFD grid on aft hull.

計算結果を Table 1 に示す。形状影響係数  $1+K$ , 全抵抗係数  $C_t$ , 推力係数  $K_T$ , 推力減少係数  $1-t$  およびプロペラ効率比  $\eta_r$  は誤差 4% 以内と十分な精度が得られた。トルク係数  $K_Q$  および伴流係数  $1-w_T$  の誤差はやや大きいが、CFD Workshop Tokyo で示された各参加機関の誤差 -10% ~ +5% の範囲内<sup>6,7)</sup>には入っているため、許容範囲内の計算精度が得られたと考えた。

Table 1 CFD results. (Naked condition)

	EFD(NMRI) <sup>9)</sup>	CFD	Error
$1+K$	1.314	1.308	-0.5%
$C_t$	$4.29 \times 10^{-3}$	$4.13 \times 10^{-3}$	-3.7%
$K_T$	0.217	0.210	-3.2%
$K_Q$	0.0279	0.0263	-5.7%
$1-t$	0.804	0.804	0.0%
$1-w_T$	0.552	0.498	-9.8%
$\eta_r$	1.015	1.012	+0.5%

プロペラ面の伴流分布を試験結果と比較して Fig.2 に示す。右側の CFD の結果の図内に示した円はプロペラの外端位置を表している。肥大船特有の主流方向流速  $V_x$  の等値線に見られる大きなフック形状が計算でも再現されている。

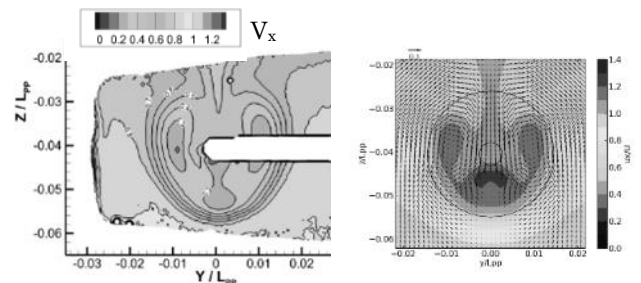


Fig.2 Wake distribution at propeller plane.

(left : EFD[NMRI]<sup>9)</sup>, right : CFD)

#### 4.2 船体 FIN の省エネ効果

山下らは、長さ 2.586m の JBC 模型船に船体 FIN を装着して回流水槽で抵抗・自航試験を実施し、船殻効率の最も優れた船体 FIN の位置はスクエアステーション(以下 SS と称す) 2 にて Base Line から喫水の 20% の高さの場合であることを示した。さらに、この最適位置で片舷のみに船体 FIN を装着したところ、左舷のみに場合に船殻効率が改善、右舷のみでは悪化と、その効果に非対称性が見られたことも報告している<sup>4,5)</sup>。ただし、同模型船には舵は装着されていない。



Fig.3 FIN position (at SS2, 20% draft from Base Line)

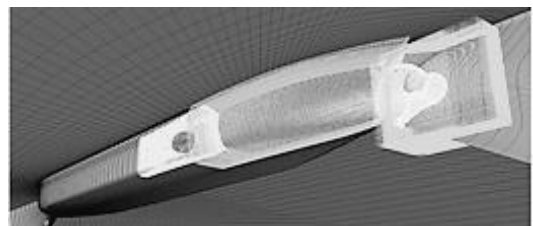


Fig.4 Overset Grid around hull with FIN.

(Hull Grid with Fin Grid, FIN-Propeller Grid and Stern Grid)

そこで、本節では、Fig.3 に示す山下らと同じ配置に船体 FIN を装着し、同 FIN が船尾流場に与える影響と省エネ効果の関係を検討した。計算格子は Fig.4 のような重合格子を用いて FIN 周りおよび FIN からプロペラまでの空間の格子解像度を上げ、総格子数は 340 万点とした。ただし、計算レイノルズ数は、NMRI の 7m 模型船の水槽試験相当の  $7.46 \times 10^6$  とした。山下らは、船体 FIN による性能改善は伴流係数の改善によることを小型模型試験の結果から示しているが、この伴流係数は、後述するように大型模型船の試験結果との間に差が見られた。そこで、本研究では大型模型船の流場で船体 FIN の効果の評価を行うこととした。

船殻効率  $\eta_H$  と自航要素の計算結果を山下らの試験結果と比較して Fig.5 に示す。試験結果の  $\eta_H$  を見ると、左舷のみに船体 FIN を設置した場合(図中の Port)に FIN なし(同 W/O)よりも改善、右舷のみに設置した場合(同 Stb)は悪化している。これは、主に伴流係数( $1-w_T$ )の違いによる。推力減少率の相違は小さい。本計算でも、山下らの検討と同様の FIN 配置による  $\eta_H$  の違いが再現された。ただし、FIN 配置の船殻効率への影響は小さく評価されている。本計算ではレイノルズ数を NMRI の大型模型船対応としたため、 $(1-w_T)$  の値そのものは山下らの結果と異なり、NMRI の試験結果と近い値を示した。

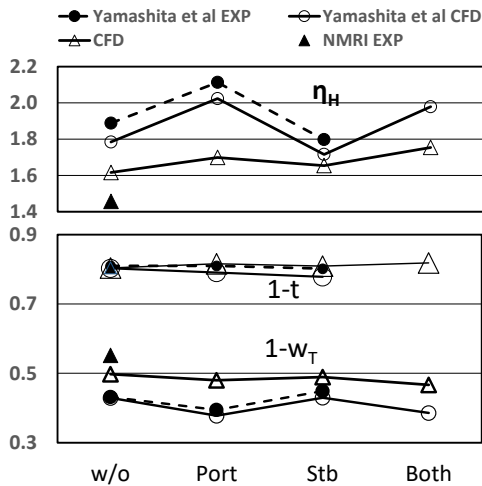


Fig.5 Self-propulsion factor

船体 FIN の船尾流場に与える影響を評価するため、SS 2 の左舷のみに船体 FIN を装着した場合の流場を Fig.6 に示す。SS 1 1/2 では、主流方向流速の等値線に船体 FIN の翼端渦の示すフック形状が見られる。その後方の SS 1 ではフック形状は見られないが、この翼端渦の影響で右舷側と比べて等値線の膨らみが大きくなっており、その位置は SS 1 1/2 よりも上昇している。船尾付近の SS 3/8 では、この翼端渦は弱まりはっきりと見る事が出来ない。しかし、その下方に存在する船尾縦渦の領域は、翼端渦からの干渉影響を受け、船体表面の境界層流れを下降流として引き込みながら船体の外側の方向へと拡大している様子が、船体 FIN の無い逆

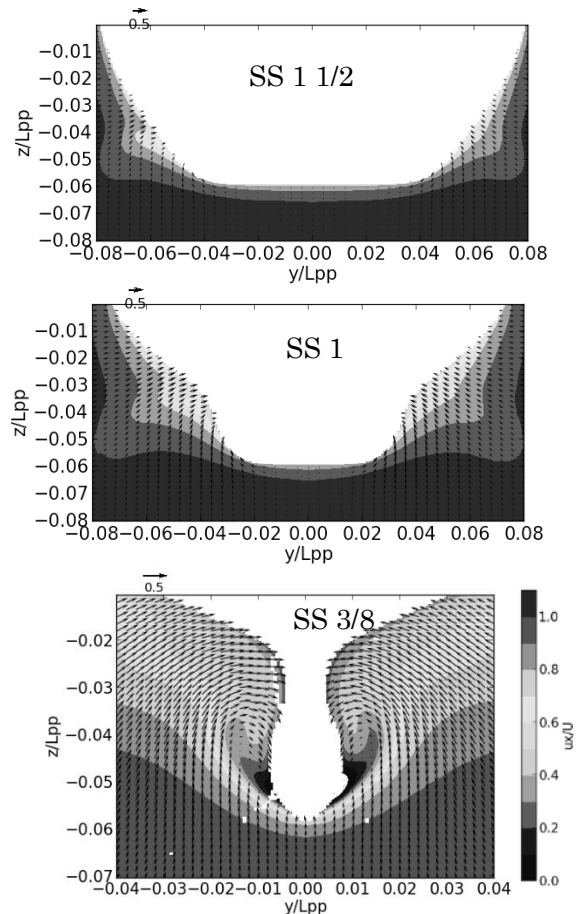


Fig.6 Wake distribution around hull.  
(FIN : Port side, SS2, 20% d from B.L.)  
(upper : SS1 1/2, middle : SS1, lower : SS 3/8)

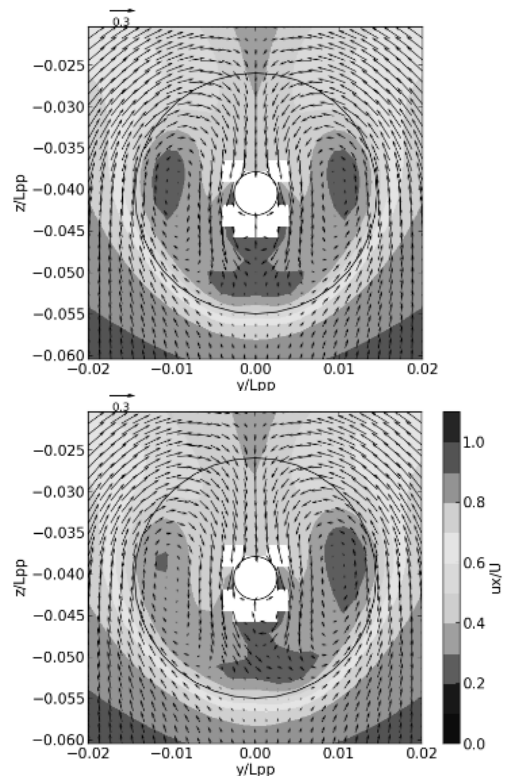


Fig.7 Wake distribution at propeller plane.  
(upper : without FIN, lower : with FIN only on port side)

舷側の流場と比較することで理解することが出来る。Fig.7のプロペラ面伴流分布に対する船体FINの翼端渦の影響も同様で、船尾縦渦の領域は船体付近の境界層流れを下降流としてその内側に引き込みながらプロペラ外端側に向かって船体中心線から離れる方向へ拡大している

Fig.8に左舷FINの場合のプロペラ各半径位置における主流方向流速 $V_x$ および周方向流速 $V_\theta$ (時計回りを正とする)を示す。ここで、横軸はプロペラ位相角 $\theta$ で、鉛直上向きをゼロ、時計まわりに正としている。したがって、 $\theta = 180^\circ \sim 360^\circ$ が左舷側に相当する。前述のとおり、船体FINの翼端渦との干渉効果で船尾縦渦がプロペラ外端方向へ拡大するが、このため外端付近で $V_x$ が減少しプロペラ面伴流分布が均一化する様子を示す。これによって伴流利得が改善する。さらに、FINありからFINなしの流速を減じて求めたFINによる誘導速度をFig.9に示す。左舷側の周方向誘導速度 $\Delta V_\theta$ は負の値であり、プロペラの回転方向に対抗する方向であることを示している。したがって、左舷側にFINを装着した場合、この $\Delta V_\theta$ も伴流利得の改善に寄与する。一方、右舷

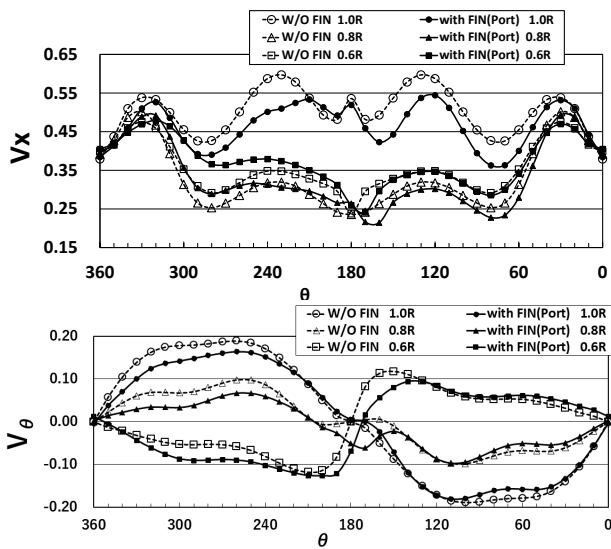


Fig.8 Comparison of Velocity  $V_x$  or  $V_\theta$  at Propeller Plane.

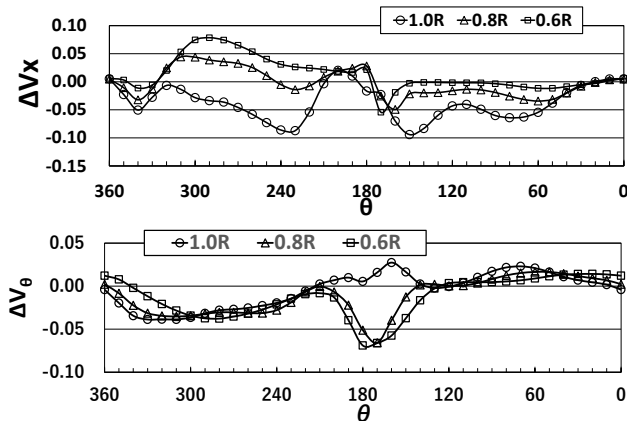


Fig.9 Induced velocity at propeller plane.  
(induced velocity)  
= (velocity with FIN) – (velocity without FIN)

側に船体FINを装着した場合、この $\Delta V_\theta$ の方向はプロペラ回転方向と一致するため、逆に伴流利得を悪化させる作用を及ぼすことになる。このような誘導速度とプロペラ回転方向の関係により、船体FINの効果に左右非対称性が生じることになる。なお、ここで示された船体FINのプロペラ面伴流分布に与える影響は、山下らの小型模型船対応の検討結果<sup>4)</sup>と定性的に一致している。

最後に、両舷に船体FINを装着した場合のプロペラ面伴流分布を左舷のみに装着した場合と比較してFig.10に示す。両舷に装着すると、船尾縦渦領域は横方向に加えて下方へも拡大している。このように両舷にFINを装着した場合の流場の様子は片舷に装着した場合と異なるため、性能改善効果も左右舷それぞれ片舷に装着したときの効果を単純に平均した値とはならない。Fig.5に示したように、今回の計算では、両舷に船体FINを装着した場合、性能改善の大きかった左舷の船体FINの船殻効率と同等以上の改善が得られた。

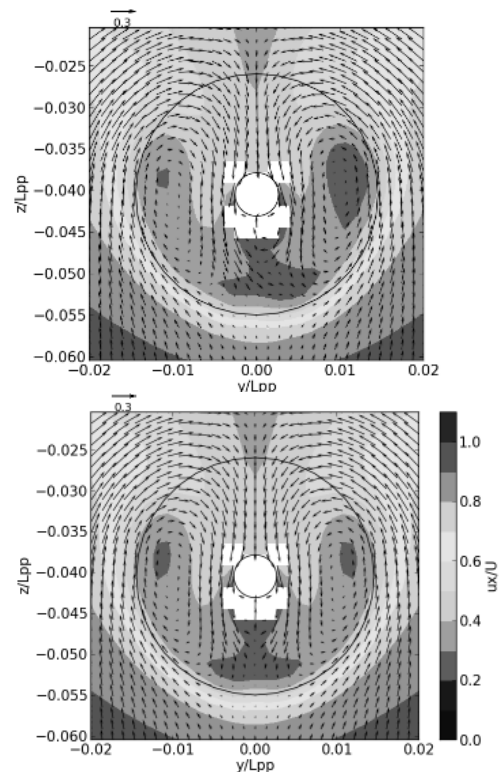


Fig.10 Wake distribution on propeller plane.

(upper : FIN only on port side, lower : FINs on both sides)

以上、本節では、船体FINによる船殻効率の改善効果に関して、船体FINが船尾流場に与える影響の視点からの説明を試みた。その結果、船体FINの翼端渦の干渉影響で船尾縦渦の領域がプロペラ外端方向へ拡大され、これによって伴流分布が均一化されることが伴流利得の改善の主な理由であることが示された。

#### 4.3 舵の影響

舵がプロペラ後流の旋回エネルギーを回収することで推

進効率向上に寄与していることは良く知られている。本節では、船体 FIN の省エネ効果の舵との関係を検討した。舵あり、および無しの場合の結果から、(1)および(2)式で定義されるパワー常数  $k_p$  およびスラスト常数  $k_t$  を求めて Fig.11 に、推進効率  $\eta_{all}$  を Fig.12 に示す。舵の装着でスラスト常数に大きな違いは見られないが、パワー常数が 3~4%、推進効率  $\eta_{all}$  が 4~5% 改善している。Fig.13 に示したプロペラ面の伴流分布には、舵のせき止め効果、すなわちプロペラ面に誘起される舵のポテンシャル伴流の有無が示されている。これによって、舵装着時に Fig.14 に示すような伴流係数の改善が得られ、Fig.12 のように  $\eta_{all}$  が改善した。Fig.12 には、左舷側に船体 FIN を装着すると FIN 無に対して推進効率  $\eta_{all}$  が 4%程度改善していることも示されているが、舵装着による  $\eta_{all}$  の改善量はそれより大きいことが分かる。

$$k_p = \frac{2\pi n Q}{\frac{1}{2}\rho v^3 \nabla^{2/3}} \quad (1)$$

$$k_t = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho v^2 \nabla^{2/3}} \quad (2)$$

ここで、T：プロペラ推力

Q：プロペラへの伝達トルク

n：プロペラの毎秒回転数

$\rho$ ：流体密度、 $v$ ：船速、 $\nabla$ ：排水容積

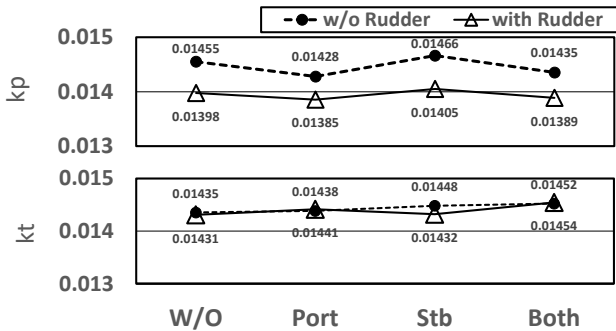


Fig.11 Power coefficient and thrust coefficient.

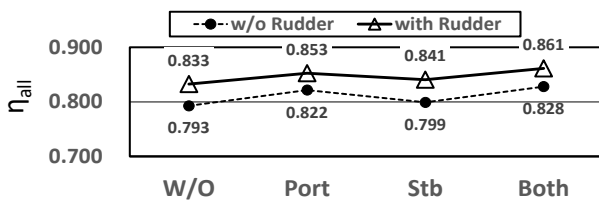


Fig.12 Propulsive efficiency.  $\eta_{all} (= \frac{RV}{2\pi n Q})$

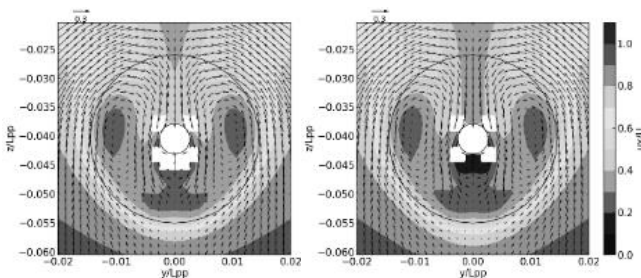


Fig.13 Wake distribution at propeller plane.

(left : without rudder, right : with rudder.)

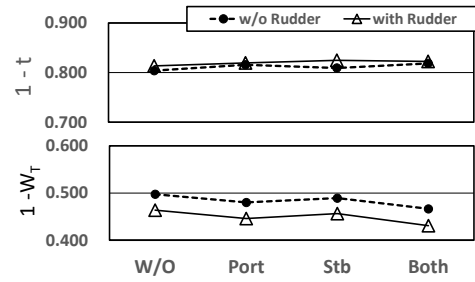


Fig.14 Rudder effect on self-propulsion factor.

ここで、船体 FIN の効果の左右非対称性に対する舵の影響について考察する。Fig.12 から、舵なしのとき、船体 FIN 左舷のみに対する右舷のみのときの  $\eta_{all}$  は 82.2% から 79.9% と 2.8% 悪化している。舵付きでは 85.3% から 84.1% と 1.4% の悪化に留まっている。これは、Fig.14 に示すように、右舷船体 FIN の場合のみ、舵装着で推力減少係数  $1-t$  が改善し、スラスト常数  $k_t$  が Fig.11 に示したとおり、0.01448 から 0.01432 へと約 1%減少したためである。推力減少率  $t$  の船体成分と舵成分を Fig.15 に示す。右舷側に FIN を装着した場合(図中の Stb)の  $t$  が小さいのは、 $t$  の舵成分が小さいためである。船体側から見た舵正面における抵抗状態と自航状態の圧力差の分布を Fig.16 に示す。色の濃い部分は負圧、すなわち抵抗状態より自航状態で圧力が低下していることを示している。右舷に FIN を設置した場合、プロペラ軸の上方で負圧となる領域が増大しており、この領域が推力として寄与していることが示されている。この舵の前縁の負圧領域の増大が右舷 FIN の場合の  $1-t$  の改善、ひいては性能改善につながっている。前述のとおり、船体 FIN は、その誘導速度とプロペラ回転方向の関係から左舷 FIN よりも右舷 FIN の性能改善量が小さくなるが、上述の考察より、この左右非対称性は舵により緩和されることが示されたと言える。

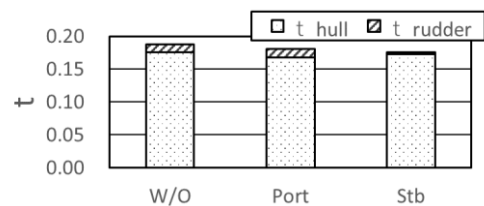


Fig.15 Component of thrust deduction factor.

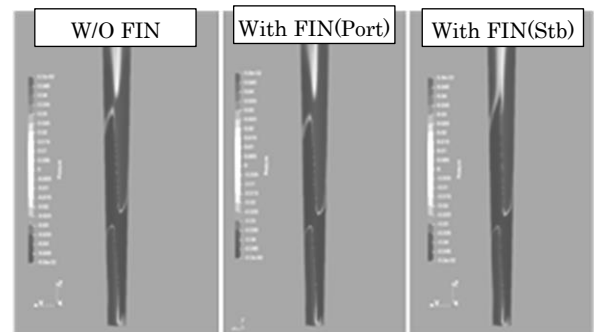


Fig.16 Pressure difference distribution on rudder surface.

(pressure difference) = (pressure during self-propulsion test) - (pressure during resistance test)

#### 4.4 FIN 配置の影響

前述の通り、舵なしの状態では片舷ずつ船体 FIN を装着した場合、左舷側に装着したときに船殻効率の改善が得られた。そこで左舷のみに船体 FIN を装着することとし、その前後あるいは上下方向の取り付け位置が省エネ効果に与える影響について検討した。具体的には、前後位置を SS 2 1/2, 2, および 1 1/2, 上下方向を Base Line から喫水の 20%, 30%, 40% 高さ (以下 20%*d*, 30%*d*, 40%*d* と称す) と変更した 9 通りの組み合わせに対し、模型プロペラへの伝達馬力の評価を行った。計算レイノルズ数は、前節と同様、NMRI の大型模型船に対応する  $7.46 \times 10^6$  とした。

Fig.17 に FIN 取り付け位置とパワー常数  $k_p$  などとの関係を示す。ここで、横軸は船体 FIN の取り付け位置を示す。w/o は船体 FIN なしの状態を示す。船体 FIN の位置によってパワー常数が変化し、FIN なしの状態に比べて増大するケースも見られる。前後位置が SS2 であれば FIN 高さが 20%*d*, 30%*d*, SS 1 1/2 であれば 40%*d* のときに FIN なしに対し 2% のパワー常数低減が得られた。これに対し、SS 1 1/2 で 20%*d*, 30%*d* とした場合、船殻効率に悪化は無いがスラスト常数が増大し、パワー常数は悪化した。

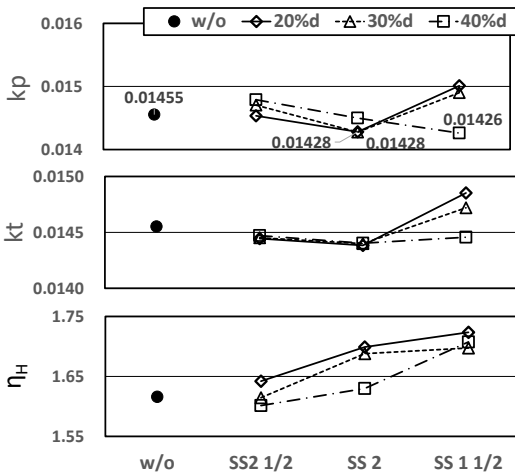


Fig. 17 Propulsive performance. (upper : power coefficient, middle : thrust coefficient, lower : hull efficiency)

これらの場合のプロペラ面の伴流分布を比較して Fig.18 に示す。パワー常数の低減が見られた船体 FIN の位置が SS2 で 20%*d* および SS 1 1/2 で 40%*d* の場合、左舷側の船尾縦渦領域がプロペラ外端方向へ拡大しているのが分かる。すなわち、4.2 節で検討した船体 FIN による船尾縦渦の領域のこのようなコントロールが船殻効率の改善、ひいてはパワー常数の低減につながっている。これに対し、パワー常数が増大した SS1 1/2 の 20%*d* に FIN を取り付けただけの場合、プロペラ面内の船尾縦渦が大きく拡散している。このときの船体まわりの流場は、Fig.19 に示すように、FIN 位置が SS2 20%*d* 場合の Fig.6 よりも大きな翼端渦が発生し、船尾へと流れて行く様子が分かる。このケースも船殻効率には改善は見られたが、

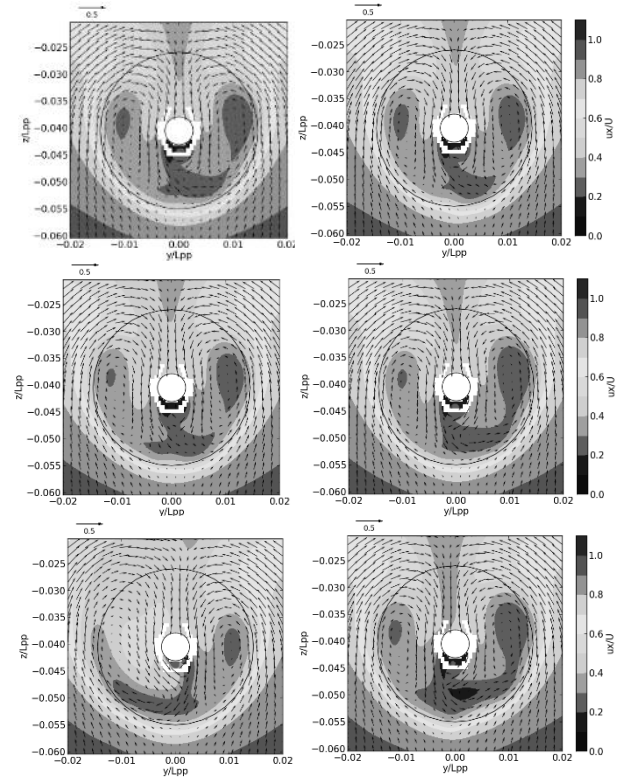


Fig.18 FIN position and wake distribution.  
upper : FIN at SS 2 1/2, middle : at SS2, lower : SS 1 1/2  
left : 20%*d* from B.L., right : 40%*d* from B.L.

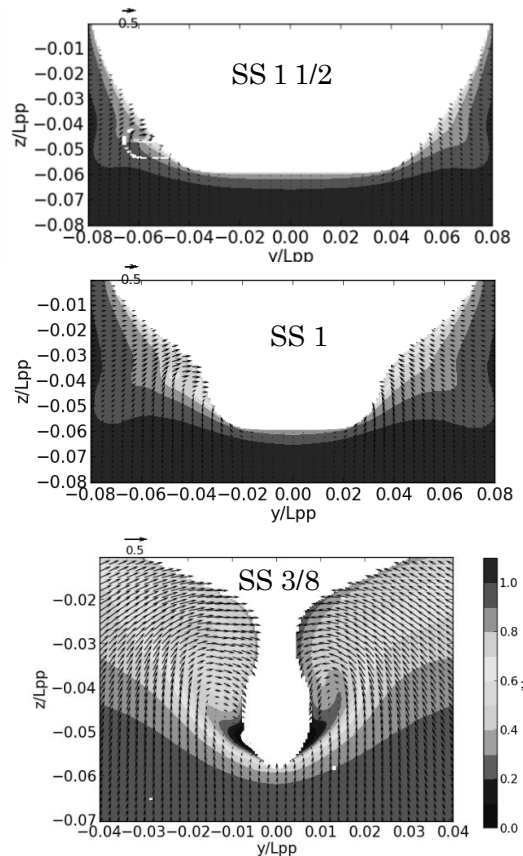


Fig.19 Wake distribution around hull.  
upper : SS1 1/2, middle : SS1, lower : SS 3/8  
(FIN : Port side, SS 1 1/2, 20%*d* from B.L.)

Fig.20 に示すように FIN 抵抗あるいは推力減少率の悪化の影響が大きく、結果としてパワー常数は増大した。

このように、船体 FIN による省エネ効果は、FIN による船殻効率の改善と FIN による抵抗増大のバランスにより決まり、過大な船体 FIN の翼端渦は性能悪化につながる。今回の検討から、船尾縦渦領域をプロペラ外端方向へ拡大させるようなコントロールが性能改善に効果的であり、そのような位置に船体 FIN を配置するのが望ましいことが示された。

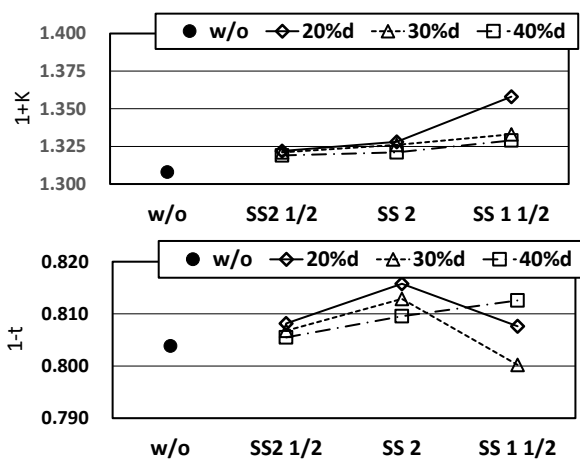


Fig.20 Form factor and thrust reduction coefficient.

## 5. 結言

本研究では、低速肥大船型である JBC 船型に設置した FIN 型省エネ装置の船尾流れに与える影響と省エネ効果について CFD を用いた評価を行い、以下の知見を得た。

- 1) JBC 船型の抵抗・自航性能の推定精度は、概ね 4% 以内と良好であった。トルク係数  $K_Q$  および伴流係数  $1-w_T$  の誤差がやや大きかったものの、これらも許容範囲内の推定精度と考えられた。
- 2) 船体 FIN の翼端渦との干渉効果で船尾縦渦域がプロペラ外周側へ拡大されることでプロペラ面伴流分布が均一化の傾向を示すが、これが船体 FIN による伴流利得改善による推進性能向上の主な理由であることが今回の CFD 結果から説明することが出来た。
- 3) また、このようなプロペラ面内縦渦領域のコントロールが可能な位置に船体 FIN を配置することが、推進効率の改善に最も効果的であることが示された。
- 4) 舵による推進効率の改善は船体 FIN と同等以上であること、舵を装着で船体 FIN そのものの性能の左右非対称性は緩和されることなどが、CFD で得られた流場情報を用いて説明可能であることが示された。
- 5) これらから、重合格子法を用いた CFD は、比較的小規模な計算環境においても、このような省エネデバイスの性能評価に必要な計算精度を有し、かつ性能改善と流場との関係の理解に有効であることが示された。

## 謝 辞

本研究を進めるにあたり、海技研の大橋様、小林様には、CFD コードの導入、取り扱い方法、計算の進め方などに関し多くのアドバイスをいただきました。ここに記して感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) Ito, S., : Flow control method around the marine propeller, 3<sup>rd</sup> JSPC Symposium on Flows and Forces of Ship, Japan Ship Performance Committee, The Society of Naval Architects of Japan, pp.321 – 350, 1989 (in Japanese).
- 2) Kanemaru, T., and Hinatsu M. : Energy Saving Technology, SPRC Symposium, The Society of Naval Architects of Japan, pp.194-221, 2020 (in Japanese).
- 3) Kawakita, C., Takashima, R., and Sato, K.: CFD on Cavitation around Marine Propeller with Energy Saving Device, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 49 No.1, pp.64 - 68, 2012 (in Japanese).
- 4) Yamashita, R., Toda, Y., and Ando, J. : Experimental and Computational Analysis of Effect and Flow Field of FIN on JBC hull, Conference Proceedings of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol.29, pp.181-186, 2019 (in Japanese).
- 5) Yamashita, R. : Fundamental research on improving propulsion performance by small fins attached to the rear part of the hull, Doctoral Dissertation at Osaka University, Osaka University Knowledge Archive, 2019.12(in Japanese). 山下力蔵：船体後半部に取り付けられた小型フィンによる推進性能向上に関する基礎的研究，大阪大学博士学位論文，2019.
- 6) NMRI : Tokyo 2015 A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, <https://www.t2015.nmri.go.jp/>, 2015.
- 7) Hino, T., Stern, T., Larsson, L., Visonneau, M., Hirata, N. and Kim, J. : Numerical Ship Hydrodynamics, An assessment of the Tokyo 2015: An Assessment of the Tokyo 2015 Workshop (Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics Vol. 94), Springer, 2020.
- 8) Hirata, N., Tahara, Y., Ohashi, K., Kobayashi, H., Miyazaki, H., Araki, M., Kodama, Y. and Onodera N. : Study on Evaluation of Energy-Saving Performance at Actual Sea Using Next Generation CFD, Paper of National Maritime Research Institute, Vol.17, No.1, 2017(in Japanese).
- 9) Ohashi, K., Hino, T., Kobayashi, H., Onodera, N., and Sakamoto, N. : Development of a structured overset Navier-Stokes solver including a moving grid with a full multigrid method, Journal of Marine Science and Technology, Vol.24, pp.884-901, 2019.





