

メガコンテナ船プロペラの流体力学上の問題

輸送高度化研究領域 * 右近良孝

1. はじめに

現在、中国を始めとして東アジアの目覚ましい経済成長に伴って、各種製品の生産量増大による海上輸送物流が格段に増大し、コンテナ貨物の荷動き量が急激に増加している。日本を含む東アジアでのコンテナの港湾取扱量は 95 年～2000 年で年平均 10% 近く、2000 年から 05 年まで 8.4% の伸び率と 50% 近いシェアが予測されている[1]。

このような経済動向はコンテナ船の船腹需要と、これによる建造の増加をもたらしている。新造船建造量は、今後も 500～600 千 TEU の高いレベルで推移すると予測されている。また、経済スケール・メリットを目的としたコンテナ船の大型化は、特にこの数年間で急激であり、8,500TEU コンテナ船の就航や 9,500TEU 超級のコンテナ船の発注が話題となっている[2]。また、将来のメガコンテナ船の出現に対応すべく横浜港の南本牧埠頭では水深を 16m とし、アウトリーチが 63m の大型コンテナ・クレーン 5 基を整備し、更に拡張工事が予定されている。

一方、この数年に渡ってメガコンテナ船（10,000TEU 以上）の実現の可能性や問題点について調査研究が種々行われ、発表されている。このうち、コンテナ船の超大型化に伴って推進方式や軸数など推進システムと船型の組み合わせに関心が集まっており、実験データなどを活用した幾つかの試設計が行われている[3,4,5]。

特に第 24 期国際水槽試験委員会（24th International Towing Tank Committee, ITTC）のプロパルジョン技術委員会では、タスク 6 でメガコンテナ船用大型プロペラの設計上の問題点に関して調査を行っている。これに対応して、海上技術安全研究所（以下、海技研）においても、指定研究「高馬力プロペラを装着した高速船の推進性能向上の研究」（H15 年～H17 年度）を立ち上げ、メ

ガコンテナ船のプロペラを例に、高馬力超大型プロペラの流体力学上の問題の解明や、最適プロペラ設計法、性能解析法、性能評価法などのプロペラ設計技術の向上などを目標に研究に取り組んでいる。ここでは初年度実施した研究成果の一部と今後研究の進め方について述べる。

2. 研究対象船の選択

メガコンテナ船プロペラの流体力学の問題を考える時、どの様な大きさの、どの様な形式のコンテナ船を対象とするかが問題となる。まず、プロペラの軸数であるが、二軸船とするとエンジンやプロペラに関して設計上の問題が殆どなくなる反面、建造や運航コストの観点から船主の関心が薄くなり、プロペラなどではなく港湾のインフラやコンテナ強度の方が問題となる。

これに対して、一軸船は経済メリットが大きい。公表された幾つかの調査研究での試設計での結論では、設計速力 25 ノット（20% シーマージン）の在来型一軸プロペラ船とした場合は 8,500～9,000TEU が限界と言われている。また、二軸反転プロペラやハイブリッド型二重反転ポッドプロペラとすることで、10,260TEU や 12,000TEU コンテナ船が可能との発表がなされている。

本指定研では、現在不可能と言われている 12,000TEU コンテナ船を一軸船とした時、どの様な流体力学の問題が生じ、船型とプロペラを大幅に改良し、12,000TEU コンテナ船を一軸船として成立させる上で必要な設計ツールや評価ツールを研究することを目標としている。

3. 原船型とプロペラの決定

12,000TEU コンテナ船の主要寸法はメガコンテナ船に関しての最近の文献調査の結果[3,4,5]を元に検討した。まず、Suez Max 型コンテナ船[3]をベ

ースに船型改良を行った。次に、水深などの港湾の事情などを調べ、少なくともメガコンテナ船の吃水は 14.5m 以下であることが必要であることから、吃水は 14.49m とした。決定した主要目を表 - 1 に示す。

表 - 1 メガコンテナ船の船型主要目

Proto Type		Full Scale
		12,000TEU
Length between P.P.	L_{pp} [m]	344.00
Length at Load Water Line	L_{WL} [m]	354.00
Breadth	B [m]	56.30
Draft	d [m]	14.49
Depth	D [m]	29.00
Wetted Area w/o Rudder	S_w [m ²]	22,305
Propeller Shaft Height	Hsc [m]	5.30

この主要目に対応するコンテナ積載量を計算し、12,350TEU であることを確認した。また、船速は調査研究[5]を元に、設計速力 V_s を 25.0kt、シーマージンを 20.0%として、船型設計をした。

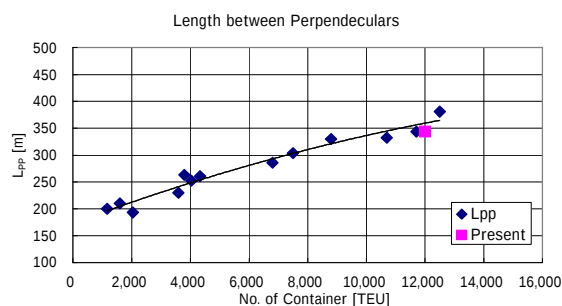


図 - 1 メガコンテナ船の船長傾向

図 - 1 に示す大型コンテナ船の船長のコンテナ積載量に対する変化を参考に船長 L_{pp} を 344m とした。L/B は 6.11、B/d は 3.9 としたが、調査[5]で得られた大型コンテナ船の傾向である L/B=6 ~ 7.2、B/d=3.2 ~ 4.1 の範囲内である。また、 C_B も 0.58 ~ 0.68 の範囲内にある。

次に、装着されるプロペラについての検討をした。プロペラ直径はプロペラ・レーシングなどを考慮し、設計吃水の 70%が目安となっていることから 10m とした。プロペラ翼数は 6 翼とした。

以上の検討に基づき線図設計[6]を行い。この船型を原船型として模型船を作成し、図 - 2 に示す様に三鷹第 2 試験水槽（400m 水槽）で抵抗・自航試験と伴流計測を実施した。



図 - 2 抵抗・自航試験状態(26 ノット相当)

この試験データに基づき、MAU 設計チャートとバ ril のチャートを用い、常用出力状態、船速 26kt でプロペラを設計した。なお、ここではプロペラの設計を当初の設計速力 25 ノットから 26 ノットに変更して行うこととした。これはメガコンテナ船は大型化することによって荷役等の港湾での所要時間が増加することから、航海速力を増加させる必要があるためである[7]。得られたプロペラ主要目を表 - 2 に示す。

表 - 2 メガコンテナ船のプロペラ主要目

			Full Scale
Diameter	D_p [m]		10.00
Boss Ratio	x_B [-]		0.180
Pitch Ratio	P [-]		0.930
Expanded Area Ratio	a_E [-]		0.770
Rake Angle	k [deg]		5
Number of Blade	Z [-]		6
Blade Section		-	MAU-MESK

4. プロペラの流力的問題

プロペラの設計の難しさを表す指標として幾つかのものが提案されている[5,8]。これらのうち、スラスト荷重係数 Thrust Loading Coefficient C_T をコンテナ積載数 (TEU) に対してプロットしたものを図 - 3 に示す。

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V_A^2 A}$$

ここで、T はスラスト、 ρ は海水の密度、 V_A はプロペラ前進速度、A はプロペラ・ディスク面積である。

図 - 3 に示す様に、10,000TEU までは C_T は 1 前後であるが、これ以上になると急激に増加する。しかしながら、今回設計した原船型プロペラの C_T

は直径が大きいことから船速 26.0kt でも 0.98 であり、それほど大きくならない。

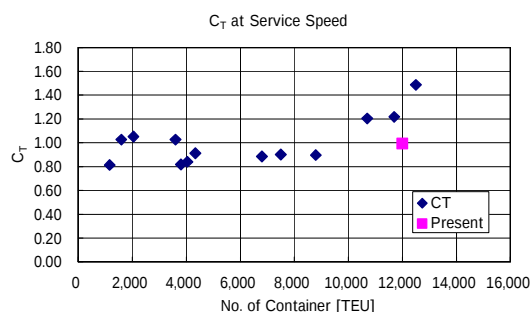


図 - 3 プロペラ推力荷重係数

第 2 3 期 ITTC で提案された高速高荷重プロペラの設計の難しさを表す設計難度係数 Difficulty Index DI をコンテナ積載数ベースにプロットしたものを図 - 4 に示す。DI は以下の式で与えられる。

$$DI = T \cdot N^2 \cdot \Delta w^5 \cdot \nabla^{\frac{3}{4}} \left\{ 5 \cdot 10^7 \cdot Z \cdot a_E \cdot \sqrt{C} \right\}$$

ここで、 T はスラスト[kN]、 N はプロペラ回転数[rpm]、 Δw は排水体積[m³]、 Δw は伴流の両振幅 Wake Deficit、 Z はプロペラ翼数、 a_E は展開面積比、 C はプロペラ・チップ・クリアランス[m]である。

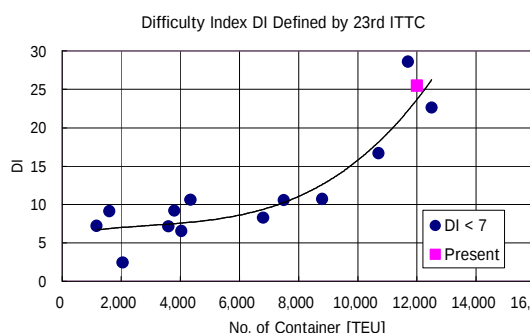


図 - 4 設計難度係数

第 2 3 期 ITTC のプロパルジョン技術委員会では、DI が 7 以下とすることを設計目標として推奨しているが、図 - 4 にある様に 4,000TEU 以上ではこの推奨値を越え、11,000TEU では 20 を越える。原船型のプロペラに対する DI は 25.5 と非常に大きく、この指標によると極めてプロペラ設計が難

しいことが示されている。

この他、Power density PD というプロペラ荷重度を示す指標があり、次の式で定義される。

$$PD = \frac{BHP(MCR)}{(pD_p^2 / 4)}$$

本プロペラに対しては、PD は 887kW/m² であり、文献[7]の予測値より小さい。ここで、 D_p はプロペラ直径である。但し、プロペラ翼端での速度は 53m/s にも達し、チップ・ボルテックス・キャビテーションをはじめとするキャビテーションの発生は避けられないことが分かる。

大型キャビテーション試験水槽の第 2 計測部において大型模型船を用いて船後キャビテーション試験を行い、メガコンテナ船のプロペラに発生するキャビテーションとこれにより誘起される船尾変動圧力やエロージョン発生の可能性を調べた[8]。キャビテーション試験では海技研の標準試験法[9]に基づき、実船推定伴流分布を再現し、キャビテーションと船尾変動圧力を評価した。

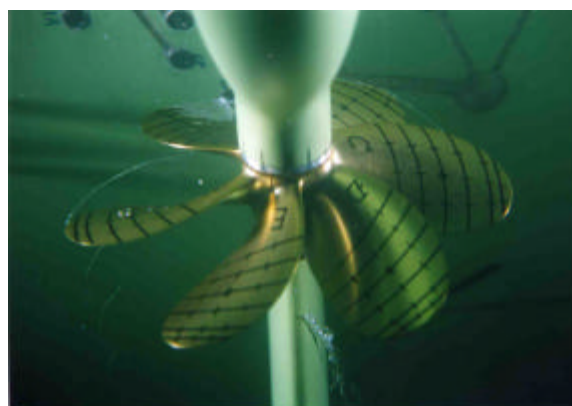


図 - 5 キャビテーション・パターン
(MCR, $\sigma_{n-0.8R}$)

満載状態で出力 MCR 状態でのキャビテーション・パターンの一例（翼角度位置 $\theta=40\text{deg}$ の時）を図 - 5 に示す。キャビテーションの発生量は必ずしも多くないが、翼角度 θ が 30 ~ 50deg の消滅時には、フォーミング・キャビテーション Foaming Cavitation（微小なバブル・キャビテーションが集まってシート状になったもの）が観測され、好ましいキャビテーション・パターンとは言えない。

エロージョンの発生が危惧されたのでペイントテストを行った。しかし、ペイントの剥離は見られず、エロージョンが発生する有害なものとは判定できなかった。ハブ・ボルテックス・キャビテーションは比較的太かったが、チップ・ボルテックス・キャビテーションは穏やかであった。

圧力計を船体に取り付けて船尾変動圧力計測を行った。翼数の一次成分の船尾変動圧力振幅 K_{p6} は 0.06 と極めて大きく、実船に換算すると 16kPa にも達する異常な値が予測された。このことに関しては幾つかの理由が指摘できる。プロペラ直径が大きく、プロペラクリアランスが充分でなかったこと、プロペラを MAU 基本形状とし、ピッチ分布、スキュー分布、キャンバー分布などに関しての最適化をしなかったことが挙げられる。

以上のことから、船尾形状を見直し、伴流を改善し、チップ・クリアランスを大きくとれる様にするとともに、プロペラ設計を MAU プロペラからスキューを考慮した NACA 型のキャビテーション抑制型のプロペラとして最適化することで、キャビテーション・パターンの改善と船尾変動の大幅低減を図ることが今後の課題となる。

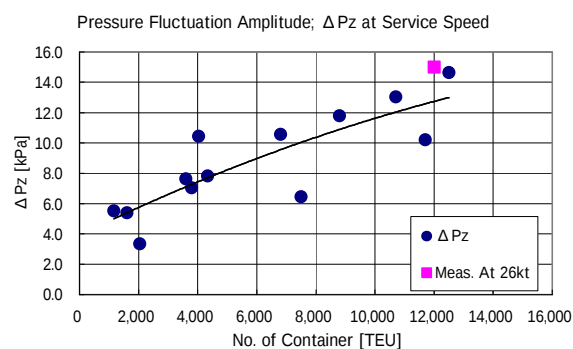


図 - 6 船尾変動圧力振幅

5. おわりに

ここでは12,000TEUのメガコンテナ船を在来型一軸船とした時、どのような流体力学の問題が生じるかをプロペラの試設計などを行い、調べた。次に、具体的に船型設計やプロペラ設計を行い、模型試験を実施し、キャビテーション観測や船尾変動圧力について流体力学的评价を行った。この結果、船尾変動圧力が異常に大きく、エロージョン

発生も危惧された。今後、得られた課題に対応して船型も含めプロペラ改良の研究を進める予定である。

ここに述べたメガコンテナ船の原船型線図は日本造船技術センターの協力により作成した。

参考文献

1. 長塚誠治、コンテナ船の現状と今後の動向、船と海のサイエンス、海上技術研究所 (2003.11)、pp.26-32
2. 池田良穂、コンテナ船大型化の社会的動向、日本航海学会誌、Navigation (特集超大型コンテナ船(メガシップ)、第159号、(2004.3)、pp.5-7
3. Rosello, B.J., et. al, An Efficient Single-Screw 11,000 TEU Containership, The Suez Max SS, Marine Technology, Vol.38, No.4, (2001.10), pp.219-232
4. Carlton, J.S., The Propulsion of Large Container Ships, A Note on the Propulsion Options, Boxship 2001, Annex to Ultra-Large Container Ships, (2001)
5. 造船技術開発協議機構、高速高荷重推進システムの技術研究の調査、基盤的研究課題調査調書、(2003.3)
6. 金井健、ニュートラルネットワークによる船舶の推進性能推定とその船型最適化への応用、西部造船会会報、第99号、(1999.11)、pp.1-11
7. Mewis, F., Very Large Container Ships, Difficulties and Potential from the Hydrodynamic Standpoint, Proc. of International Symposium on Naval Architecture and Ocean Engineering, Shanghai, (2003.9), pp.3-1-19
8. 23rd ITTC Propulsion Committee, The 23rd ITTC Propulsion Committee Report, Proc. of 23rd ITTC, Vol.1, (2002)
9. 久米健一他、メガコンテナ船のキャビテーション試験の一例、第4回海上技術安全研究所研究発表会、(2004.7 発表予定)
10. 右近良孝、船尾変動圧力の推定に関する研究、船舶技術研究所報告、28-4 (1991), pp.19-52