

船用プロペラ研究会 200 回の歩みから見た プロペラとキャビテーションの研究

右近 良孝*

Marine Propeller and Cavitation Research Activities
through 200 meetings of the Marine Propeller Seminar

by

UKON Yoshitaka

Abstract

The 200th Marine Propeller Seminar was held on April 15, 2023, where the author, the third chairman of the seminar, gave a lecture on the marine propeller and cavitation research activities presented at 199 meetings of the seminar with a focus on hydrodynamics. The seminar consisted of lectures and presentations on topics related to marine propeller technology, with participants engaging in question and answer sessions and active discussions with the presenter and other participants. This report describes the contents of the lecture, emphasizing the prior activities of marine propeller researchers in Japan, especially those of the National Maritime Research Institute including the Ship Research Institute and the Transportation Technical Research Institute, and reviews the papers presented at the seminars including the related ones in more detail.

* 元海上技術安全研究所

原稿受付 令和5年7月27日

審査日 令和5年9月7日

目 次

1. まえがき.....	89
2. 船用プロペラ研究会発足当時の時代背景と研究の流れ.....	90
2.1 造船界の動き.....	90
2.2 プロペラ損傷事故.....	90
2.3 造船研究協会の設立 SR とプロペラ関係プロジェクト.....	91
2.4 通信省船舶試験所及び運輸技術研究所におけるプロペラ研究活動.....	92
2.5 通信省船舶試験所及び運輸技術研究所におけるキャビテーション研究活動.....	93
2.6 研究関係組織の変遷.....	96
2.7 国際試験水槽会議 ITTC との関係.....	96
2.8 プロペラ性能解析法と理論設計法の開発状況.....	97
2.9 当時のキャビテーション研究とその課題.....	98
3. 船用プロペラ研究会の発足と参加メーカー沿革.....	99
4. 船用プロペラ研究会の第 1 期（第 1 回から第 50 回，1963 年～1972 年）の研究活動.....	100
4.1 MAU プロペラ設計図表.....	101
4.2 先端を切り詰めたプロペラの性能推定.....	102
4.3 定常プロペラ揚力面理論計算法とプログラムコードの公開.....	102
4.4 BSRA 論文概要集.....	104
4.5 第 11 期 ITTC キャビテーション技術委員会によるキャビテーション初生の比較試験.....	104
5. 船用プロペラ研究会第 2 期（第 51 回から第 101 回，1973 年～1983 年）の活動.....	105
5.1 船舶技術研究所の大型キャビテーション試験水槽の建設.....	106
5.2 第 14 期 ITTC キャビテーション初生研究のレビュー.....	107
5.3 大型キャビテーション試験水槽でのキャビテーション初生試験.....	108
5.4 大型キャビテーション試験水槽でのプロペラキャビテーション試験法の模索.....	110
5.5 大型キャビテーション試験水槽でのプロペラキャビテーション試験法の開発.....	112
5.6 非定常プロペラ揚力面理論計算法の開発とプログラムコードの公開.....	113
6. 船用プロペラ研究会第 3 期（第 102 回から第 153 回，1984 年～1997 年）の活動.....	115
6.1 ITTC の実船対応の模型船尾変動圧力の比較試験.....	116
6.2 最適プロペラの設計.....	121
6.3 模型と実船プロペラ翼面圧力計測.....	122
6.4 高速船艇用プロペラの開発.....	124
6.5 高効率プロペラの開発.....	126
6.6 高次船尾変動圧力問題.....	129
7. 船用プロペラ研究会第 4 期（第 154 回から第 199 回，1998 年～2022 年）の活動.....	130
7.1 高速高馬力船用トランスキャビテーティングプロペラの開発.....	131
7.2 ポッドプロパルサの実用化.....	132
7.3 メガコンテナ船.....	133
7.4 プロペラキャビテーションの数値計算予測.....	136
7.5 新形式プロペラの開発と設計.....	140
7.6 新しい実船計測.....	143
7.7 地球温暖化問題とゼロエミッションシップ.....	144
7.8 残った課題.....	146
8. まとめ.....	149
9. 終わりに.....	150
謝 辞.....	151
References.....	152

1. まえがき

本報告は、1963年（昭和38年）に創立された船用プロペラ研究会が2023年（令和5年）4月15日に第200回を迎えた。第200回の研究会において、著者が「船用プロペラ研究会200回の歩み－流体力学の観点から－」なる表題で特別講演を行ったが、これを文章化したものである。

船用プロペラ研究会は、プロペラメーカーの技術者と学識経験者が共同してプロペラに関する技術上の諸問題について相互に研鑽する目的で設立された。この研究会の事業としては、船用プロペラに関する内外文献の収集及び紹介解説、会員及び内外学識経験者による講演と討論、関連する諸問題に関する調査研究が主なものである。

研究会の運営は、プロペラメーカーから輪番制で世話人を置いて会場設営準備等を行うとともに、学識経験者から座長を依頼して、研究会会合の進行を行ってきた。初代座長は運輸技術研究所（以下、運研と略す。後に、船舶技術研究所から造船技術センター等で勤務。以下、船研、造技セと略す）の矢崎敦生博士であり、2代目座長は東京大学工学部の加藤洋治（現在、名誉教授。以下、東大と略す）教授であり、3代目座長は船舶技術研究所（後に、海上技術安全研究所、以下、海技研と略す）の筆者である。4代目座長として、国立極地研究所の山口一特任教授（前東京大学教授）が予定されている。参加するプロペラメーカーは、時代とともに変化し、第200回を迎えた現在は、かもめプロペラ、ナカシマプロペラ、三河プロペラの3社が輪番制で世話役となっている。この研究会の座長と参加プロペラメーカーの変遷を図1.1に示す。

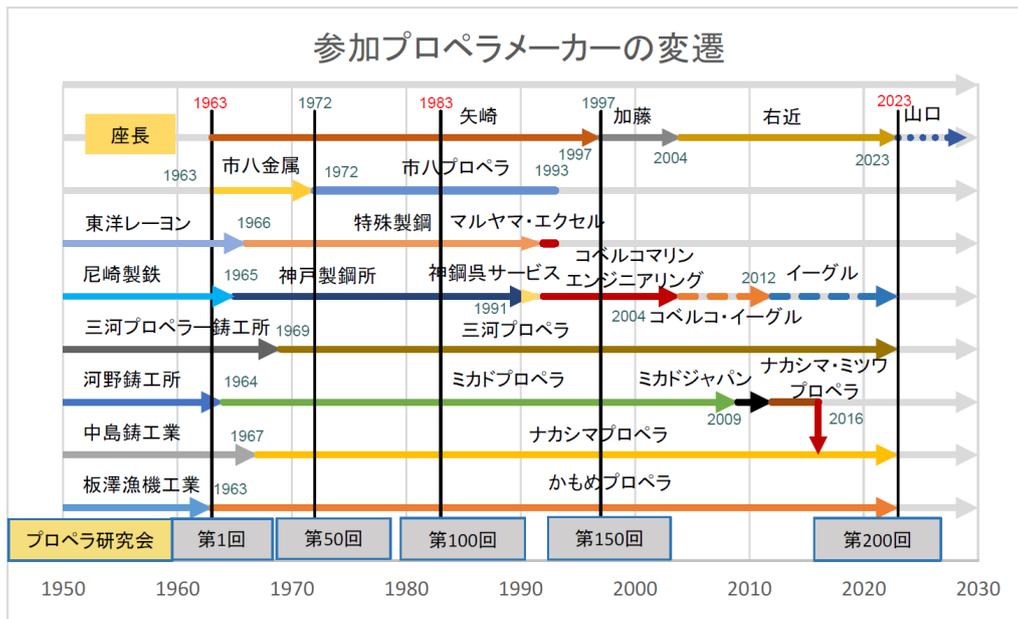


図 1.1 プロペラ研究会座長とプロペラメーカーの変遷

本報告では、まず、船用プロペラ研究会が発足する当時の社会状況や船用プロペラ研究の進捗状況などの背景について触れる。次に、海技研やプロペラメーカー各社に保存されていて、入手できた研究会資料を基に、研究会の発足当初の様子について述べる。更に、プロペラ研究会で取り上げられた講演などのトピックスを中心に、船用プロペラに関係する研究の進展を各約50回の四つの期間に分けて、それぞれの時期において顕著な研究について取り上げ、その意義について解説する。これにより、我が国の、とりわけ、海技研のプロペラとキャピテーションの主な研究の発展の歴史についてを紹介することができるものと期待する。このため、客観的に見て歴史的に顕著な研究成果であっても、研究会で発表されていない場合には大きく取り扱われていないことがあることをご容赦願いたい。

2. 船用プロペラ研究会発足当時の時代背景と研究の流れ

本章では、研究会が発足する当時及びそれまでの船用プロペラ関係する造船業界及び研究機関の変遷と研究の進捗状況と造船、とりわけ、船用プロペラ関係する機関の発展などの時代背景をトピック的に述べる。

2.1 造船界の動き

終戦直後は、船舶の建造は連合軍司令部の管理下に置かれ、厳しく制限された。しかし、船舶整備公団が設立されるとともに「計画建造」が開始された。1950年には建造規制が撤廃され、朝鮮戦争の勃発による「特需」も追い風となり、造船業が活況を呈した。その後、1956年には建造進水量が英国を抜き、世界一となった。ところが同年、第2次中東戦争でスエズ運河が封鎖されたため、長距離を大量輸送できるマンモスタンカーや高速貨物船のニーズが高まった。特にタンカーは大きさ制限（吃水や載貨重量など）がなくなり、船型設計の自由度は高まった。これにより、各造船会社では、巨大タンカーの建造が行なわれ、1960年には載荷重量10万トン越えタンカーのユニバース・アポロ号（載荷重量114,400ton、プロペラ直径は7.6m、5翼で外国製）が建造され、研究会が発足する1963年には、図2.1に示す載荷重量13万トンタンカーの日章丸（載荷重量132,300ton、船首バルブ付、L/Bが6.4の幅広船型）が建造されるまでになってきた¹⁾。



図 2.1 日章丸¹⁾

2.2 プロペラ損傷事故

プロペラ研究会の設立当時は、一体型プロペラ翼の折損や曲損ばかりでなく、組立型プロペラの取付部ボルトにも折損事故が発生し、搭載されたプロペラの20%~30%のプロペラで損傷事故が発生するという、驚くべき状況であった²⁾。これは、輸送量を増大させるために船体の大型化、肥大化が急速に図られたため、船尾形状が劣悪化し、船尾伴流の不均一度が一層強まったことが挙げられる。また、高速化の要求に対応して、船用機関の高出力化が進んだこともその要因の一つと考えられる。これがプロペラシャフトフォースを増大させ、発生したキャビテーションがより現象を複雑化させたと考えられる。

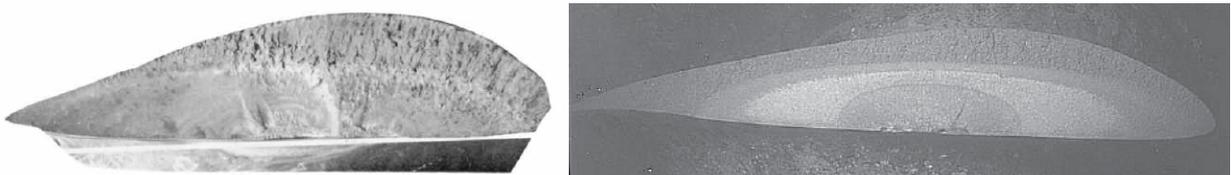


図 2.2 折損したプロペラ翼根部での破断面^{3,4)}

具体的には、プロペラ翼根部の正面側のR止まりの最大翼厚位置付近を起点として、繰り返し変動応力によって折損が生じたと考えられた^{3,4)}。これは、図2.2に示すプロペラ翼の破断面に年輪状の模様が見られることから結論づけられた。この位置に存在する鑄巣や不要な溶接補修による熱残留応力等が「初期がん」的な役割をなしたとの指摘が久米宏によってなされている。また、当時のプロペラ材料や鑄造技術が未だ発展途上にあったことも、その一因であったことは否めない。

当時は、組立型プロペラが造られていて、翼とボスを繋ぐスタッドボルトが腐食するとともに、大きな変動応力が加わり、図2.3の左図に示すように全ての取付ボルトが破断した事例があった。これに加えて、劣悪な船尾伴流と高荷重によって翼面には非定常キャビテーションが発生したことにより、図2.3の右図に示す様に翼端近傍の翼が正面側に曲損したり、翼面があばた上になることが頻発した。強度設計や鑄造技術とともに、非定常キャビテーションに対するプロペラ設計技術が不十分であったことが原因であった。

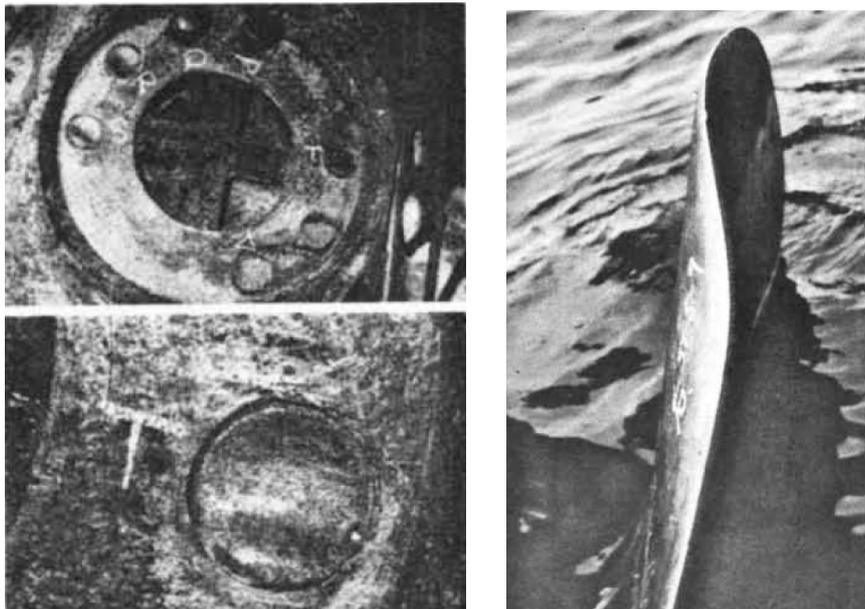


図2.3 スタッドボルトの破断と曲損したプロペラ翼端部²⁾

2.3 造船研究協会の設立 SR とプロペラ関係プロジェクト

官学民が一体となって個別研究機関などでは実施が難しい研究プロジェクトを支援する団体として、造船技術研究開発に大きな役割をなす造船研究協会が1951年(昭和26年)に設立された。造船研究協会の発足に続き、推進性能関係の研究プロジェクトとして、次の様なプロジェクトが実施された。

1952年には、「SR1 日聖丸実船試験成績と模型試験成績との比較研究」(菅四郎委員長, 土田陽委員, 伊藤達郎委員他)が行われた。模型水槽試験と実船試験との相関に関する研究が行われた。1956年には、「SR4 船体及び推進器の汚損が推進性能に及ぼす影響に関する研究」(山縣昌夫委員長, 菅委員, 土田委員, 横尾委員, 志波委員他)が開始され、特に、実船曳航試験と実船伴流計測が行われたことは特筆すべきことである。

1957年には、「SR7 推進器の空洞現象及び潰食防止に関する研究」⁵⁾(鬼頭史城委員長, 伊藤達郎委員, 菅委員, 土田委員他)において、実船プロペラの損傷の実例調査とその解析, キャビテーション性能計測, 不均一流中での試験を含む模型キャビテーション試験法の開発とともに、翼断面の違いによるキャビテーション状況の違いの調査, プロペラ材質についての調査が行われている。

1959年には、「SR30 推進器翼強度の実測に関する研究」(山縣昌夫委員長, 矢崎委員, 土田委員, 横尾委員, 鬼頭委員他)において、プロペラ翼応力推定法の開発のため、東京商船大学の汐路丸で翼応力, スラストなどの実船計測, 模型船を用いた抵抗自航試験・伴流計測が行われている。1960年には、「SR31 プロペラ軸の亀裂発生防止対策の研究」(原三郎委員長, 植田委員, 星野委員他)が行われた。

更に、1966年には、「SR81 船体性能の向上に関する研究（プロペラキャビテーションに関する調査研究）」⁶⁾（土田陽委員長、伊藤達郎委員、伊藤一男委員、久米宏委員、高橋通雄委員他）が行われ、プロペラ翼の損傷事故と設計条件（キャビテーション発生限界）に関する現状調査が行われた。

以上のようにプロペラに関連する研究プロジェクトが多数行われていて、プロペラ関係の損傷事故が如何に深刻な状況であったことが窺い知れる。

2.4 逓信省船舶試験所及び運輸技術研究所におけるプロペラ研究活動

1916年（大正5年）に発足した逓信省管船局船用品検査所は、1925年（大正14年）に長さ140mの曳航水槽である第一試験水槽が竣工した^{7,8,9)}が、給水施設を整備し、水槽を満水とするのに時間がかかり、1927年（昭和2）年に逓信省船舶試験所と改称し、一般試験や委託試験業務がようやく開始された⁷⁾。プロペラの試験業務が行われたのは1930年（昭和5年）であった⁷⁾。1933年には第1期国際試験水槽会議 ITTC に逓信省船舶試験所が水槽試験法に関して寄稿（ベルリン駐在の海軍武官が代読）を行い、翌年には山縣自身が渡欧し、自航試験に関して発表を行っている^{10,11)}。1940年には、菅が「四翼推進器の単独試験」¹²⁾という論文を発表している。

太平洋戦争が始まった1941年（昭和16年）には、曳航水槽は大型化（60m長）されるとともに、第二（高速）試験水槽と小型空洞（キャビテーション）水槽が建設された^{7,8,9)}。戦争中、逓信省の一部は運輸省に改組され、更に1945年（昭和20年）に運輸省船舶試験所と改称された。戦後、曳航水槽施設の復旧に時間が割かれ、1948年に土田が「三翼推進器の単独試験」¹³⁾を発表しているが、プロペラ関係の研究で公表されたものはこれだけである。

1950年の運輸技術研究所への改組の後の1953年には、菅が「二翼推進器の単独試験」¹⁴⁾と「翼を損傷した推進器の性能に関する模型試験」¹⁵⁾を発表している。この時までには、プロペラに関する研究としては、曳航水槽での単独性能試験と自航試験に留まっている。

1955年には、菅と倉持が「使用簡易な新様式の推進器設計図表」¹⁶⁾を発表し、プロペラ設計図表を用いた設計法の先駆的な研究成果を発表した。U型プロペラ翼断面を持つプロペラの単独性能試験結果を活用したものである。その後、運研は尼崎製鉄（その後、神戸製鋼所）と共同で新しい翼型から成るプロペラの改良に取り組み、両者の頭文字を採ったAUプロペラを開発した¹⁷⁾。土田等は、1958年に「AU型5翼推進器について」¹⁸⁾、矢崎等は1960年と1961年にそれぞれ、「AU型6翼推進器の系統的単独試験」¹⁹⁾と「AU型4翼推進器の系統的単独試験」²⁰⁾を発表している。これらの成果をまとめて、1961年に「AU型プロペラ設計法に関する研究」²¹⁾を発表し、設計図表を用いたプロペラ設計法を完成させた。

矢崎が設計図表を作成した時に単独性能試験で用いたプロペラ模型はAU型プロペラであったが、高橋肇の正面キャビテーション防止の研究²²⁾からの知見で、AU型翼型は正面キャビテーションに対しては、他の翼型と比べて十分な余裕があったことから、正面キャビテーション防止ばかりでなく、背面キャビテーション軽減のためにも有効な前縁形状とした翼型を見出した。このプロペラ翼断面はMAU（Modified AU）型プロペラ翼断面と呼ばれ、図2.4に示す様にAU型とはかなり異なる翼断面オフセットである²³⁾。

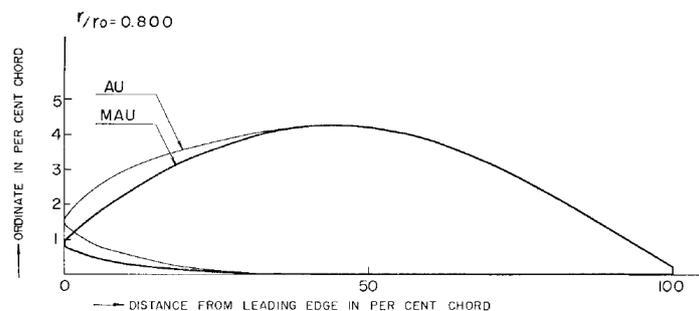


図 2.4 MAU 型と AU 型プロペラ翼断面形状の比較²³⁾

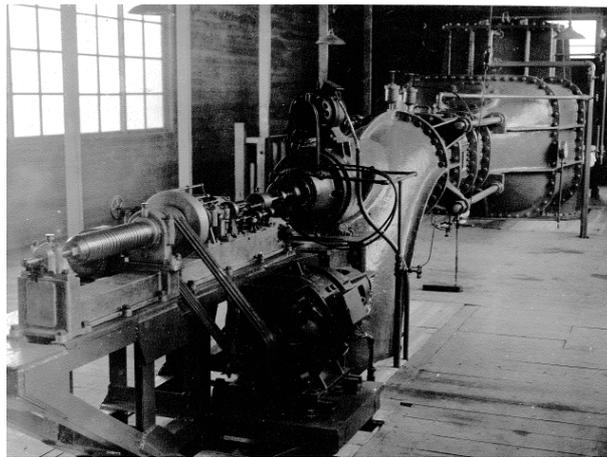
但し、この翼断面を持つプロペラを MAU プロペラと称することとなったが、この MAU 型翼断面からなるプロペラに対しても AU 型プロペラ設計図表は実用上使えると発表している^{21,24)}。この時の設計図表作成時にお

るフェアリング技術や計算器のレベルは現在から見ると低いこともあり、差異を議論できる精度でなかったが、その便利さが優先したと言える。また、設計図表の作成の基となるプロペラ単独性能試験が低いレイノルズ数で行われたこともあり、その後、山崎正三郎等によって設計図表の精度向上が図られている²⁵⁾。

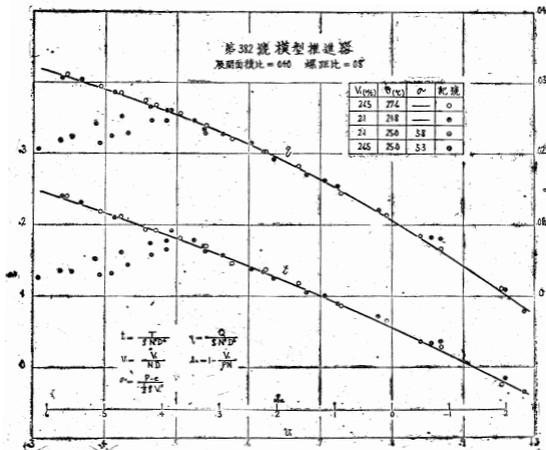
しかしその後、菅井和夫がMAU型プロペラとAU型プロペラ翼断面の違いについて明快な説明をしている²³⁾。菅井の開発した揚力面理論計算でMAU型プロペラとAU型プロペラの性能計算を行い、両プロペラの性能の違いが僅か(大略1%以内)であることを示した。性能差が少なかった理由は、前縁位置の高さWashbackを下げることで、流入迎角は小さくなる反面、キャンバーが大きくなったので、揚力が殆ど変わらなかったためである。これはMAU型系プロペラの翼断面の生成法がNACA型翼断面と異なり、正面形状基準で行われることによる。

2.5 逋信省船舶試験所及び運輸技術研究所におけるキャビテーション研究活動

前述のように、1941年に図2.5の上図に示す小型の空洞(物理学的に正しい名前はキャビテーションであるので、以下、キャビテーション水槽と表記する)試験水槽が建設され、志波が「船舶試験所空洞試験水槽について」²⁶⁾を公表した。この報告では、当該水槽の仕様と試運転結果(図2.5の下図に示す、均一流中でのキャビテーション特性計測の一例)について報告している。このキャビテーション水槽のプロペラ動力計は下流側に設置された型式のものである。当時は均一流中で、プロペラの推力とトルクを計測し、効率低下を評価するとともに、キャビテーションの発生範囲を把握することで翼展開面積比の妥当性を確認し、危険回転数を²³⁾決定するのが目的となる。しかしながら、戦時中はこのキャビテーション水槽は高速水槽と電源設備が共用であったためと戦争による研究所員の動員とで、水槽が運転されることは少なかったようである。



(a) 旧小型キャビテーション試験水槽



(b) 単独プロペラのキャビテーション特性試験結果の一例

図2.5 船舶試験所小型空洞(キャビテーション)水槽と均一流中キャビテーション性能計測結果の一例²⁶⁾

戦後になって、1954年に再稼働のための整備がなされ、小型キャビテーション水槽専用の電源設備が確保され、水槽特性の調査がなされた。1955年には伊藤達郎が「4翼推進器の空洞試験」²⁷⁾を発表した。1957年にはSR7⁵⁾との共同研究が行われ、伊藤等は翼断面形状がキャビテーションに与える影響の調査と不均一流中でのキャビテーション試験法の開発に取り組んだ。図2.6はその時に試みられた不均一流発生装置のセットアップとキャビテーション観測の配置を図示したものである。図2.6に示す様な厚板を模型プロペラの前方に配置することで不均一流を発生させることを試みた。この状態で行ったキャビテーション試験では非定常キャビテーションが発生し、より厳密な伴流シミュレーションをした流場でのキャビテーション試験の必要性が確認された。

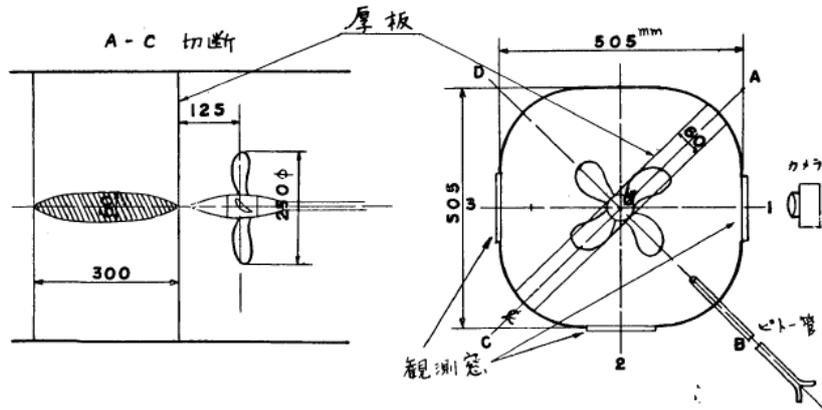


図 2.6 厚翼による簡易不均一流発生法⁵⁾

1959年には、高橋肇は一つのプロペラの各翼がAU型またはU型の他、各種プロペラ翼断面をもつ特殊なプロペラ模型2個(MPNo.1106とMPNo.1184)を用いて、正面キャビテーション防止のための研究を行った²²⁾。図2.7に示すキャビテーションの発生限界の計測を行い、その結果、正面キャビテーション防止上、余裕の大きかったU型やAU型プロペラ翼断面の前縁高さWashbackを下げることで、正面キャビテーションが発生する前進率が若干早くなるものの、背面キャビテーションの発生が少なくなる翼断面形状RU型プロペラの方が有効であることを見出し、この成果がMAU型プロペラの翼断面形状の開発に繋がった。しかし、高橋肇の研究は正面キャビテーションの防止の研究と言うよりは、むしろキャビテーションバケットの最適化の研究であったと言うべきである。

尚その後、MAUプロペラを創ったのは誰か(設計図表を作った矢崎か、キャビテーション性能を向上させた高橋か、不均一キャビテーション試験を可能にした伊藤か)ということが、長年、職場の語り草となっていた。

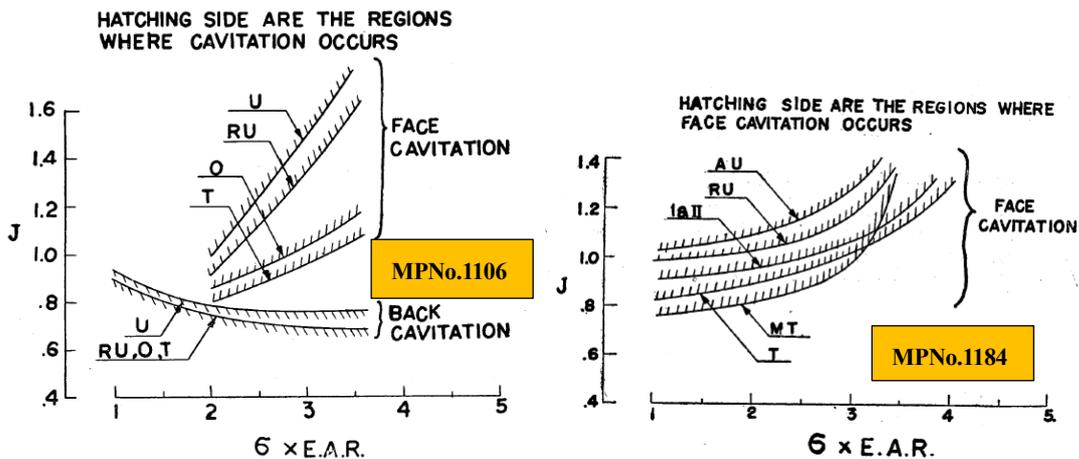


図 2.7 各種プロペラのキャビテーション発生限界線²²⁾

1960年当時、プロペラ翼の折損も多数発生しており、この原因究明のため、矢崎等は小型キャビテーション水槽で、直径270mmの5種類のプロペラの0.3Rでの翼応力の計測を行い、船の伴流分布と計測応力との関係を調査し、その後のプロペラ翼の折損事故防止に貢献した²⁸⁾。

必要不可欠となった不均一流中での試験を小型キャビテーション水槽で可能とするため、1960年(昭和35年)から1962年(昭和37年)にかけて、図2.8の右図に示すキャビテーション水槽本体の計測部を改造して、実際の船尾部の流れに相似な不均一流を金網の組み合わせで発生する装置を付加するとともに、キャビテーション観測上不適当な狭さであった既存の観測窓も拡大(600mm×250mm, 4面)した。その他、プロペラ動力計の新替、水槽内の静圧、流速の自動制御装置、供試プロペラの回転数自動制御装置の新設等、各種の改善が加えられている^{8,9)}。この他、キャビテーション水槽内の遊離空気泡を除去するドームを改造することにより、遊離空気泡の除去が良好になり、キャビテーション観測と写真撮影が容易になり、試験精度を向上させたとしている。

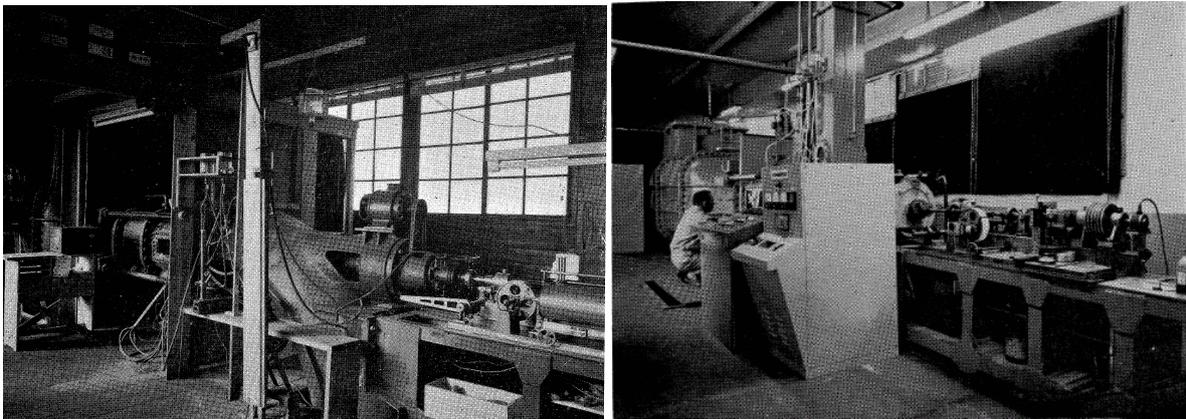


図2.8 旧小型キャビテーション水槽の写真(左; 改造前, 右; 改造後)

この後、この不均一流を発生させることができる計測部を用いた研究が精力的に行われた。図2.9は小型キャビテーション試験水槽での不均一流中キャビテーション試験の一例⁹⁾であり、タンカー用5翼プロペラに関する試験であり、激しいクラウドキャビテーションが発生している。この水槽では、模型プロペラ、プロペラ軸は舵を突き抜けて出た、下流側に設置された動力計で駆動され、不均一流はダミー船尾とワイヤーメッシュで生成されている。この試験では非正常キャビテーションを観測し、プロペラの各角度位置でのキャビテーション観測結果に基づき、有害なキャビテーションの発生状況に関する研究を行っている。



図2.9 不均一流中におけるキャビテーション試験の一例⁹⁾

1965年には、船舶技術研究所はSR81⁶⁾との共同研究において、プロペラエロージョン回避の調査研究の基礎資料とするため、実船プロペラの翼の損傷の種類、様相並びにその発生頻度について調査し、とりまとめた。プロペラ翼の損傷原因の究明のため、バリルのキャビテーション図表^{24,29)}に基づく調査が行われ、設計装着されたプ

プロペラ翼展開面積が適切であったかの評価が行われた。その結果、プロペラ翼損傷の原因としては、プロペラ荷重度に対するプロペラ翼面積の不足が原因であると結論づけられた。この小型キャビテーション水槽で行われた均一流中キャビテーション性能計測結果により、所謂バリの図表における船研推奨ライン²⁹⁾が作成され、提案されたものと思われる。

2.6 研究関係組織の変遷

以上に述べたことをまとめると、研究会発足までの背景のうち、プロペラに関する研究関係組織は次のように整理される。戦後の科学技術重視の流れに沿って、1950年に運輸省船舶試験所が改組され、運輸技術研究所(以下、運研と呼ぶ)の一部として発足し、目白水槽において模型を用いた水槽試験業務が再開された。1954年には運研の小型キャビテーション水槽の整備(専用の電源装置の確保など)が行われるとともに、運転が開始された。

1960年にはキャビテーション水槽の計測部が、不均一流中におけるプロペラキャビテーション試験が行える様に大幅な改造がなされた。研究会が発足した1963年には、運輸技術研究所が改組され、船舶技術研究所(船研)が発足し、目白水槽に加えて超大型の曳航水槽が三鷹に建設された。1966年には船舶技術研究所三鷹第2試験水槽(400m水槽)が竣工し、お披露目として第11期国際試験水槽会議 11th ITTCが東京で開催された。その後、造船技術センターは目白において分離独立をし、商業水槽試験に専念することになる。

プロペラ研究会には、立ち上げに係わった造船研究協会の他に、プロペラを設計する上で不可欠な船の必要馬力を算出する必要があり、対象は一般商船ばかりでなく、漁船も対象となる。このため、当初から、農林省漁船研究室(現水産庁)からは当初から横山信立室長が参加し、後には小林務室長が参加する。本プロペラ研究会の開催経過と並べて、造船学会を始めとする学会とともに、研究関連機関と関係学会の変遷を図2.10に示す。

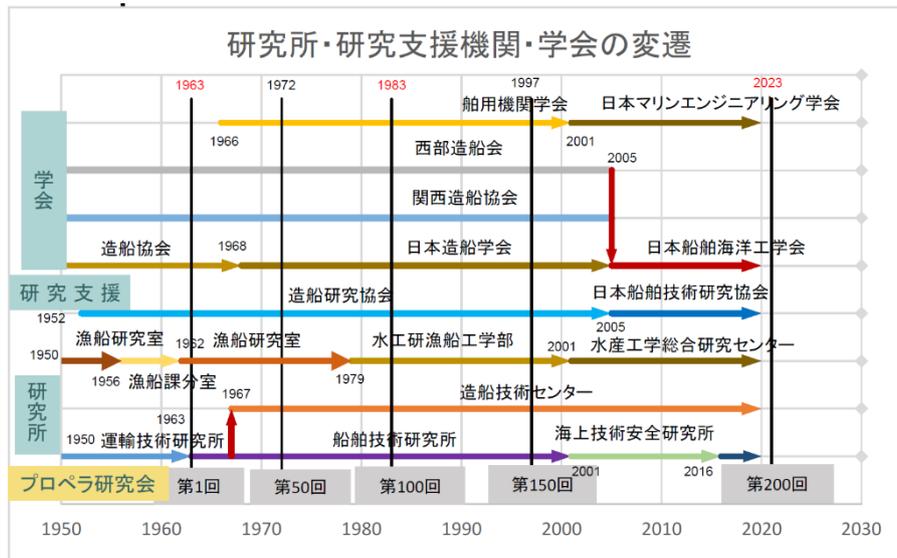


図 2.10 研究関係機関の沿革

2.7 国際試験水槽会議 ITTC との関係

船の馬力等の性能は 19 世紀末から模型を用いた水槽試験によって予測されている。この試験水槽の責任者が一同に集まって、情報交換とともに共通の表現整理方法を共有することを目的とした会合である International Conference of Tank Superintendents が 1933 年に設立された。この集まりは、その後、第 8 期から国際試験水槽会議 International Towing Tank Conference, ITTC と呼ばれるようになり、現在まで変わりが無い³⁰⁾。第 1 期(1933 年, den Haag) 会議はオランダの den Haag で開催され、我が国からは、ベルリン駐在の海軍武官が参加し、船舶試験所の山縣が提出した水槽試験法に関する論文を代読したことが会議録 Proceedings に記載されている。第 2 期会議(1934 年, London) には平賀譲と山縣昌夫他が参加し、その後は、我が国から船舶試験所や三菱長崎試験場などから数名が参加していたが、第 4 期会議(1937 年, Berlin) 以降は戦争で中断し、戦後の 1948 年に第 5 期会議

(London) が開催されたが、我が国からは参加できず、第6期会議 (1951年, Washington) から参加するようになった。研究会が発足した1968年に開催された第10期会議 (1963年, Teddington) では、現在も受け継がれている技術委員会 Technical Committee 方式が発足している。1963年には、船舶技術研究所において建設されていた三鷹第2試験水槽 (通称, 400m 水槽) の竣工に合わせて、第11期国際試験水槽会議 11th ITTC がアジアで初めて東京で開催された。この会議のそれまでの歴史や東京開催に関する経緯などについて、菅四郎が学会誌に寄稿している³⁰⁾。

2.8 プロペラ性能解析法と理論設計法の開発状況

船用プロペラはプロペラ翼 (羽根) が広幅であり、航空機のプロペラのような高アスペクト比ではないので、航空工学で発達したプロペラ理論がそのままでは使えない。ちなみに、翼面積比は、航空機用プロペラでは、0.1程度であるものの、船用プロペラでは0.4を中心に0.3から0.7までの広い範囲にあり、かつ、面積比が大きい³¹⁾。航空用プロペラ理論としては、1929年に発表されたGoldsteinの揚力線理論³²⁾があり、船用プロペラ用として1955年にLerbsの揚力線理論³³⁾が発表されている。しかしながら、これらの理論は、図2.11に示す様に、スラストやトルクなどの力の計算に使えるものの、プロペラ翼の幾何学形状を生成する設計には使えない。プロペラ設計のためには、翼弦方向での誘導速度分布を考慮する揚力面補正法 (曲がり流れに対する修正^{31,34,35)}) が必要であるが、当時はまだ、計算ツールが充分でないこともあり、これらの理論は開発途上であった。

プロペラの理論設計法としては、EckhardtとMorganが1965年に発表したプロペラ理論設計法³⁶⁾の出現を待つ必要がある。この方法では、Goldsteinの揚力線理論と、図2.12に示すLudwig-Ginzelの揚力面補正法³⁴⁾を用いているものの、その効果としては理想迎角で作動する円弧キャンバ翼から成るプロペラに適する設計法にとどまっていて、対キャビテーション設計は試みているが適切になされていない。

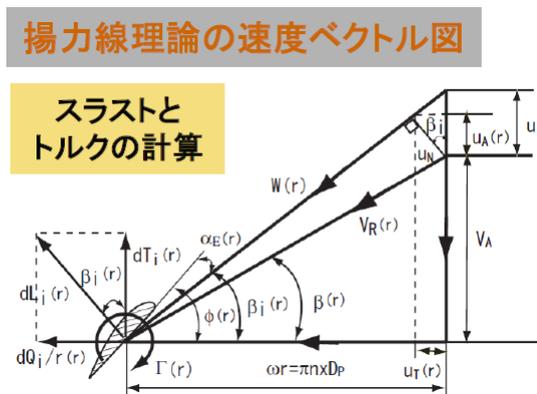


図 2.11 揚力線理論での速度ベクトル図

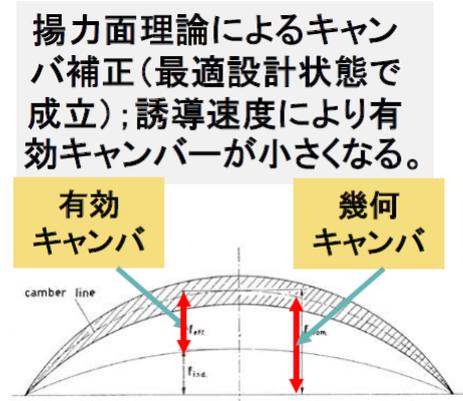


図 2.12 Ludwig-Ginzel 法による揚力面補正³⁵⁾

我が国では、当時、定常船用プロペラ揚力面理論の研究が学会で競って発表された。1960年には中島康吉³⁷⁾がWeissingerの考え方を取り入れて、1961年には西山哲男³¹⁾がFalknerの渦格子法の考え方をを用いて、1/4弦長に束縛渦を置き、3/4弦長で境界条件を満たす簡易揚力面理論を発表している。図2.13は中島が提案した渦系のモデルであり、従来の簡易プロペラ揚力面理論の欠陥を修正しているが、発展途上の報告と言える。一方、図2.14は西山が提唱したプロペラ揚力面の前縁から1/4弦長位置に置かれた特異点 (束縛渦系) と境界条件を満たす3/4翼弦長位置を示した揚力面モデルを示す³¹⁾。このモデルではスキューバックとレーキを無視すると3/4翼弦長はプロペラ軸に直角な直線になると仮定している。西山は渦格子法の考え方にに基づき、翼弦方向の一つで、プロペラ半径方向に幾つかの螺旋平板渦格子に分割し、各格子では一定の循環の値となると仮定して解法する手法を発表している。この論文ではモデルの可能性と計算が簡単化できることを示しただけであったが、その後、笹島孝夫との共著で、Scholzの手法に基づき翼弦方向の格子数を複数とすることで、実験と線型理論の範囲内で一致する結果を得ている³⁸⁾。

また、非定常プロペラ揚力面理論に関しては、1962年には花岡達郎³⁹⁾が、1966年には山崎隆介⁴⁰⁾が先駆的研究を行っている。

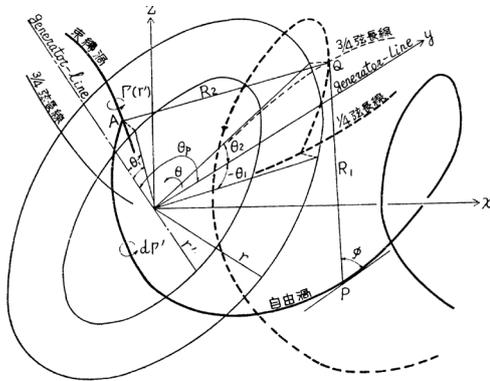


図 2.13 中島の簡易揚力面理論モデル³⁶⁾

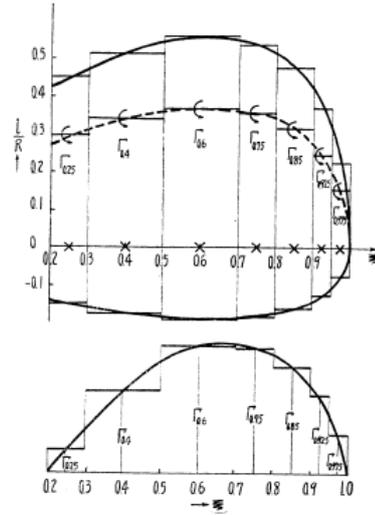


図 2.14 西山の簡易揚力面理論モデル³⁰⁾

2.9 当時のキャビテーション研究とその課題

旧小型キャビテーション水槽の計測部の改造を行った結果、不均一流中での実船対応模型キャビテーション試験が行えるようになると期待された。一方、実船でのキャビテーションエロージョンは、各国で深刻な問題となっていて、キャビテーションに関する実船と模型との相関に関心が集まっていた。

このために、実船プロペラのキャビテーション観測が我が国でも行われるようになった^{41,42,43,44)}。実船の船尾の右舷側のプロペラ直上よりやや前方の外板にストロボ照明用と観測用の窓穴を開け、強化ガラスをはめる方法が採用され、ガラスの内側にはアクリル製プリズムが置かれた。観測窓、照明装置、カメラの配置図を図 2.15 の左図に示す。当時の実船キャビテーション観測は大型のストロボスコープの光で観測するので、真夜中に試験を行なわざるを得なかったのが、大変きつい仕事であった。現在は昼間でも可能なので、自由度が増えている。

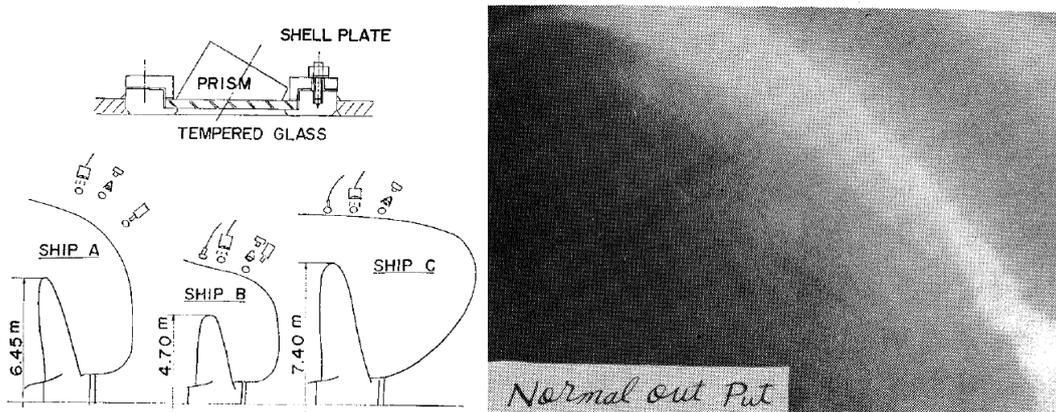


図 2.15 実船キャビテーション観測用の配置⁴¹⁾と実船プロペラキャビテーション (Ship A)⁴²⁾

1967年に、我が国で初めて商船の実船プロペラのキャビテーション観測が大型タンカー、Ship A (75,000DWT, $L \times B \times d = 236.0\text{m} \times 38.0\text{m} \times 12.05\text{m}$, $C_B = 0.811$, $L/B = 6.21$, $B/d = 3.17$, $D_F = 6.45\text{m}$, $Z = 5$, Engine 20,700BHP \times 119rpm) について佐多岬沖で行われた^{41,42,44)}。図 2.15 の右図に実船計測で撮影された写真を示す。プロペラの作動条件は常用出力 NOR で、プロペラ回転数は 115.8rpm であった。

次いで、超高速貨物船, Ship B^{41,43)} ($L \times B \times d = 132.0\text{m} \times 18.5\text{m} \times 11.4\text{m}$, $C_B = 0.538$, $L/B = 7.13$, $D_F = 4.70\text{m}$, $Z = 5$, Engine 12,600BHP \times 150rpm) について実船プロペラのキャビテーション観測が行われた。観測窓の設置位置を深く設定

しなかったため、望ましい吃水での実船キャビテーション観測ができず、予定していた計測が十分にできなかった。その後、実船対応模型試験を行った結果、実船観測で得られたキャビテーションの発生範囲は模型船伴流と笹島の方法⁴⁵⁾による実船推定伴流中で行って得られた模型プロペラキャビテーションの発生範囲の中間となり、実船伴流の推定に問題があると、伊藤等は考察した。

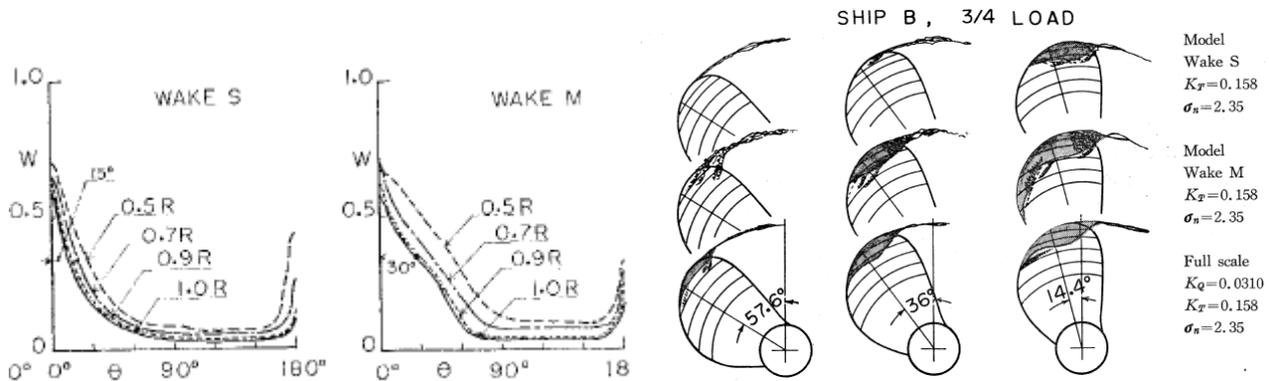


図 2.16 超高速貨物船の2種類の再生伴流分布と模型プロペラキャビテーション試験結果

伊藤と門井等は、上述の2隻を含む3隻について、3造船所と共同で、大型ストロボスコープを用いたプロペラキャビテーションの実船観測とその実船対応模型試験を実施し、キャビテーションとエロージョンの相関を調査した^{41,42,43)}。図2.16は3隻のうちの1隻についての比較である。船速22.5knotsの超高速貨物船(Ship B)に関する不均一流中でのキャビテーション試験結果で、実船計測と模型試験結果とを比較し、両者の対応を調べている。その結果、この船に関しては、模型船伴流中ではキャビテーションの発生範囲は実船計測より大きく、実船推定船伴流中ではキャビテーションの発生範囲は実船観測より小さくなっていて、不満の残る結果となっている。この原因は、現在の知見から考察すると、当時の推定実船伴流分布は細すぎる伴流分布を与えていたことと、この水槽ではキャビテーションの発生に有効な気泡核が不足していたことが考えられる。実船対応模型試験に関しては課題山積の状態であったが、幾つかの知見が得られている。

3. 船用プロペラ研究会の発足と参加メーカー沿革

海運や造船の急激な発展の結果、プロペラ損傷事故の多発という事態になり、造船所やプロペラメーカーは事故対応と原因究明が喫緊の課題となった。このため、プロペラメーカーはプロペラの設計技術ばかりでなく、製造技術も含めた技術向上と問題解決のための研究の必要性が認識される状況となった。このため、プロペラメーカーが一同に集合し、まずはプロペラ設計に有効な知識レベルを向上するとともに、情報共有を図るために集結したと言われている。また、この研究会の設立には、運輸省の強い後押しがあったとのことである。

1963年(昭和38年)2月に第1回研究会の会合がもたれ、研究会が発足した。発起人は板澤魚機工業(現かもめプロペラ)であった。第1回は、研究会の立ち上げのための会合で、打ち合わせ内容は、会の名称、目的、事業内容、会員資格、運営方法(世話人、会費)などの枠組みを議論したと言われている。このため、この会合での配布資料も議事録もないので、正確なことは不明である。

第2回以降については、初期の研究会を除いて、資料が各社に概ね残っており、また、発足当初には議事録が作られていて、現存している。存在する資料によると、当初の参加メーカーは、板澤魚機工業、中島鋳工業(現ナカシマプロペラ)、河野鋳工業(後に、ミカドプロペラからナカシマプロペラへ)、三河プロペラ鋳工業(現三河プロペラ)、尼崎製鉄(現神戸製鋼所)、東洋レーヨンの6社であった。有識者として、鬼頭史城(慶応義塾大学)、菅四郎(元船舶技術研究所、当時造研)、久津間(運輸省船舶局検査官)、矢崎敦生(船研)、横山信立(漁研)、川村(人事院)が名を連ねている。大学、国立研究所などの研究者の他、運輸省などの政府機関の官僚が参加しているのが時代を反映していることが窺い知れる。人事院の役人が参加しているのは不思議と思われるが、

矢崎が東京大学工学部卒業後、一時期人事院で働いていたことが関係するものと推察される。また、第1代座長である矢崎敦生は、1963年3月末まで運輸技術研究所、4月からは船舶技術研究所の所属となっている。1967年の組織分離後、造船技術センター所属となっている。

第2回の議事内容は、矢崎が「船用プロペラ設計法の概要」と「小型客船の所要馬力概算法」について講演をした。また、川村（人事院）が「中小企業における生産管理と職務給」という講演を行っていることがユニークである。配布資料はマリンプロペラ（増補改訂版）²⁴⁾、AU型プロペラ設計法に関する研究（運研報告）²¹⁾、船用プロペラ設計資料、AU型プロペラ簡易設計図表⁴⁶⁾、小型客船の所要馬力概算法等であった。

第3回は同年6月に名古屋で開催され、世話人は三河プロペラ鑄工業と東洋レーヨンであった。久米宏（日本海事協会）が「プロペラの不釣り合い重量の考え方」、矢崎が「プロペラの理論的設計法概要」と「プロペラの設計資料（第2集）⁴⁶⁾について」、伊藤一男が「 $SHP/\Delta\sqrt{L}$ 型式の馬力係数について」の講演をしている。プロペラに関する議事が行われた他、東洋レーヨンのプラスチック研究所の見学が行われている。配布資料としては、O'Brienの理論的スクリュープロペラの設計法の抜粋、プロペラの設計資料（第2集）⁴⁶⁾、プロペラの不釣り合い重量がプロペラ軸曲げ応力におよぼす影響について、EHPの便利な算出法、 $SHP/\Delta\sqrt{L}$ 型式の馬力係数について、小型船の試運転成績解析と推進性能の予測法であった。

第4回では、議事として、矢崎が「可変ピッチプロペラ装備船の水槽試験」と「可変ピッチプロペラの設計図表」について、久米が「AB（アメリカ船級協会）のプロペラ翼強度の改正について」の講演を行った。配布資料としては、3翼CPP設計図表、4翼CPP設計図表、可変節推進器を装備した2艘曳機底曳網漁船の研究等の他、プロペラ翼厚に関するNK, ABS規則の比較、船用プロペラの翼強度算定式の改定⁴⁷⁾などであった。

その後、同様の会合が行われていくが、その間に参加メーカーが増加したり、減少したりして、研究会が継続された。研究会と参加メーカーとの関係を図1.1に示す。本研究会の開催経過とともに、メーカーが合併したり、神戸製鋼所などのようにプロペラ製造から撤退したりするなど、参加したメーカーの名称も色々と変化している。

また、この図1.1中には、座長の在任期間も明示されていて、矢崎座長の在任期間が200回のうちの3/4を占めている。また、第1回から第100回までに丁度20年かかり、第101回から200回まで丁度40年かかっていることが奇遇である。2019年秋に始まったコロナ感染症のパンデミックによって研究会の開催が度々延びたことによる。

ここからは、200回にわたる本研究会の配付資料やそのリストを基に、開催された研究会を1/4（大略50回開催毎）に分割し、その各期における重要と思われる流体力学的トピックスを取り上げて紹介する。また、船用プロペラ研究会で取り上げられなかったトピックスでもプロペラやキャビテーション研究史上、取り上げるべきと思われる研究についても記述した。

船用プロペラ研究関係者やプロペラ設計者の多くが参加している本研究会の活動を述べることは、我が国、とりわけ、通信省船舶試験所から始まる海上技術安全研究所、更にはわが国の船用プロペラ及びキャビテーション研究の歴史について解説することにも通じる。

4. 船用プロペラ研究会の第1期（第1回から第50回、1963年～1972年）の研究活動

第1回から第4回までの研究会については、前章で述べたが、一部重複して解説する。矢崎はプロペラメーカーの技術者が自身の完成した実用的で信頼性のある設計法を活用するために、AU型プロペラ設計図表に基づく設計法や初期の理論設計法を議題として取り上げている。この他に、矢崎は可変ピッチプロペラCPPの設計図表についても発表を行っている（第4回）。また、プロペラを設計するに当たって不可欠な商船や漁船の馬力を概算法について議論が行われている。特に、漁船に関しては、漁研の横山信立や小林務が高速漁業取り締まり船を含む漁船の水槽試験結果や試運転結果についての講演を度々行なっている（第14回、第16回、第19回、第22回、第27回、第32回、第33回）。

当時大きな問題となっていたキャビテーションによるエロージョンについては、「SR7 推進器の空洞現象及び潰食防止に関する研究」⁵⁾の報告書が第5回会合で、「SR81 船体性能の向上に関する調査、プロペラキャビテーションに関する調査研究」⁶⁾が第21回で取り上げられている。また、船尾振動についても、高橋肇が模型試験の

必要性とその計測の難しさについて発表を行っている (第27回, 第50回)。第7回会合では第10期 ITTC, 第21回会合では第11期 ITTC についての報告が行われているが, その中で特に注目に値するのは第11期のキャビテーションの初生比較試験であり, その後のキャビテーションの発生メカニズムの解明に繋がった。

新しいプロペラとして, 繊維強化プラスチックプロペラ (FRPプロペラ, 第3回, 第9回, 第15回, 第23回), 二重反転プロペラ (第15回, 第30回, 第47回), 低回転大直径プロペラ (第27回), ノズル (ダクト) プロペラなどについての紹介や研究結果の報告がなされている。更に, 可変ピッチプロペラ CPP について度々取り上げられている (第4回, 第6回, 第12回, 第14回, 第18回, 第20回, 第26回, 第30回, 第33回, 第40回)。

一方, 翼強度に関しては, 当時, プロペラ翼の損傷事故が多数発生していることもあり, 久米宏が前述の様に翼強度規則の改正 (第4回) や損傷事故の原因 (第20回) について講義をしている。また, プロペラ軸系やブラケットにも亀裂や損傷が発生する事故や船尾管軸のシールにも問題が生じるなどのことがあり, 軸の曲げ応力 (第15回, 第16回, 第19回, 第26回, 第30回, 第31回), バランシング及びプロペラの補修 (第10回, 第21回), プロペラ金属材料 (第6回, 第8回, 第10回, 第24回, 第25回, 第28回), プロペラの押し込み (第36回), 船尾管シール (第47回, 第48回), キーレスプロペラ (第48回) についても, この時期の研究会で取り上げられている。電気防蝕 (第8回) について, メーカーに講演依頼 (第43回, 第44回) をしている。

この他に, 菅四郎は最新の海外技術情報を安定して入手するため, 英国船舶技術協会 British Ship Research Association, BSRA が発行している論文概要集を定期的に入手し, 勉強会的に翻訳をし, 会員間で議論している (第10回, 第12~20回, 第22回, 第23回, 第25~29回, 第31~42回, 第45~47回)。

以下に, 第1期間で研究会において取り上げられたトピックスのうち, 興味深い発表について述べる。

4.1 MAU プロペラ設計図表

矢崎は自身の確立した AU 型プロペラ設計法において, 図4.1に示す簡易設計図表⁴⁶⁾を横尾とともに提案した。与えられた伝達馬力 P_D から求められる, プロペラが仮想的に単独で作動している時に発生する馬力, プロペラ馬力 P [PS] (矢崎は「単独状態のプロペラ設計に用いられる伝達馬力」と表現している) と前進速度 V_A [knots]から最適直径 D_o [m]を求め, この直径から直径係数 δ_o を求める。直径係数 δ_o は $\delta_o = ND_o/V_A$ で与えられる。これから更に, 最適効率 η_o とピッチ比 H/D_o を簡単に求める図表を作成し, この図表について講演をしている。即ち, 馬力係数 BP は $B_p = NP^{0.5}/V_A^{2.5}$ と定義されるが, ここで P はプロペラ馬力[PS]であり, 伝達馬力 P_D [PS]とは $P = \eta_R P_D$ なる関係にある。主機の馬力を SHP[PS]とすると, 伝達馬力は $P_D = \eta_T SHP$ で与えられる。なお, N はプロペラ回転数[rpm]であり, V_A はプロペラ前進速度[knots]である。

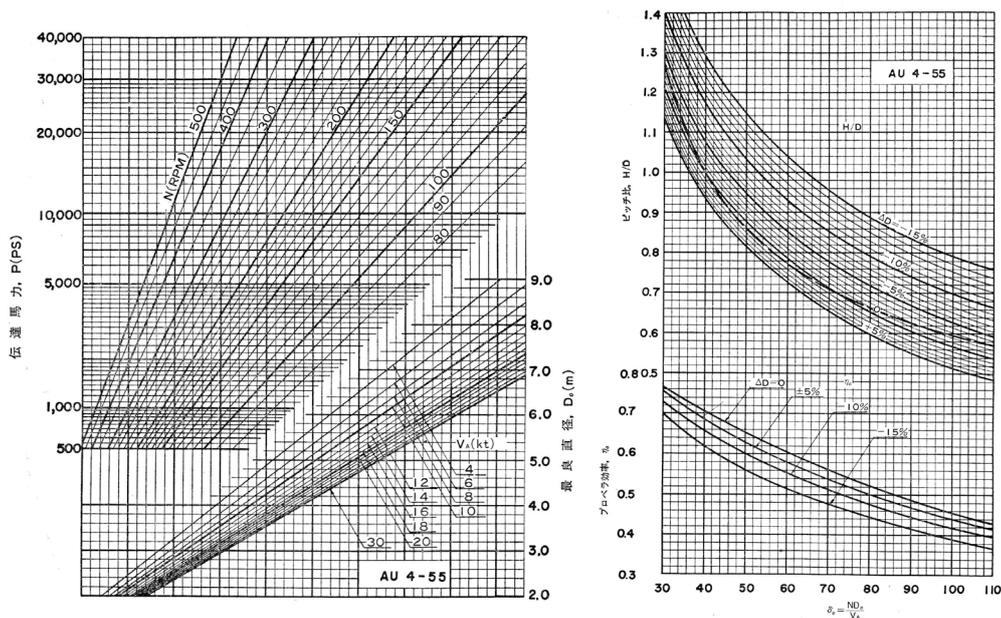


図 4.1 簡易設計図表 (左図; 最良直径算出簡易図表, 右図; プロペラ効率とピッチ比算出簡易図表)

4.2 先端を切り詰めたプロペラの性能推定

矢崎敦生は、また、プロペラの直径を切り詰めた場合のプロペラの性能について模型試験を元にして得た研究成果を発表している⁴⁸⁾。図 4.2 の左図の様に、既存のプロペラの翼端を切り落とすと、プロペラ直径は減少し、ピッチ比、展開面積比、ボス比、直径翼厚比は増大する。この場合、同一吸収馬力に対して、プロペラは回転数が増加し、「プロペラは軽くなる」という状態になる。この様な状況はプロペラ翼が折損した時に当てはまり、菅等がこの問題を取り扱っている⁴⁹⁾。この他に、プロペラ翼面の汚損が進んだり、プロペラの設計を間違えて、プロペラが所定の回転数まで廻らない、「プロペラが重たい」時や船尾振動が激しい時にプロペラを新しく設計する代わりにこの様な方法が用いられることもある。この様なことをすると、図 4.2 の右図に示す様に、プロペラ回転数は上がり、船速は低下し、プロペラ効率は低下する。また、切り詰めた直径で新たに通常通りに設計したプロペラと比較すると、プロペラ効率の低下は大きく、キャビテーションの観点からも展開面積比が小さくなり、望ましくなく、この手法は窮余の策との位置づけになる。

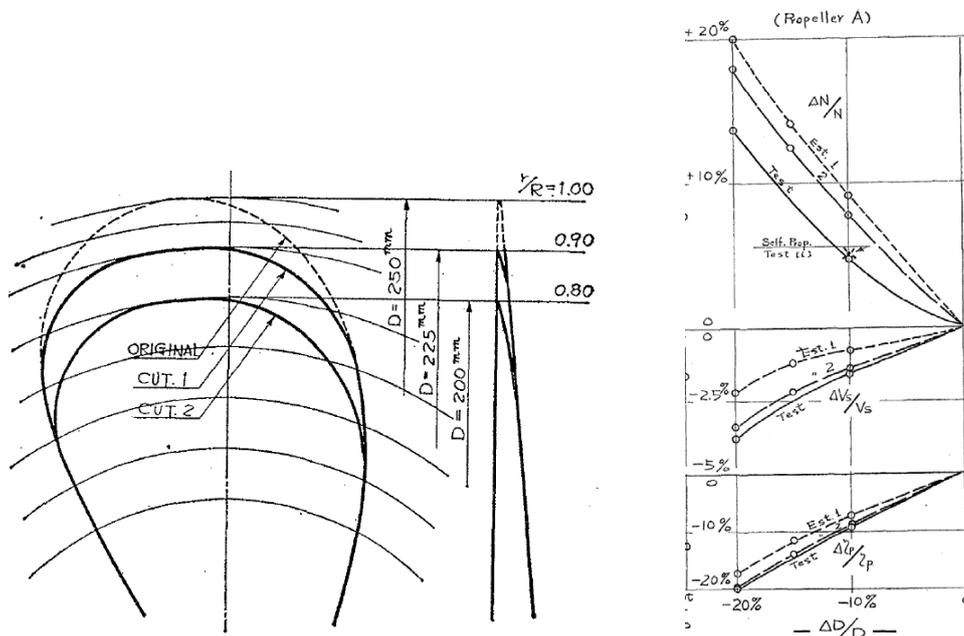


図 4.2 切断されたプロペラ模型 (A Propeller) の形状 (左図) と切り取り量と性能変化の関係 (右図)⁴⁹⁾

4.3 定常プロペラ揚力面理論計算法とプログラムコードの公開

この時期、大型コンピュータが大学や研究所で使えるようになってきたことで、菅井和夫が定常プロペラ揚力面理論⁵⁰⁾を展開するとともに、プロペラ特性ばかりでなく、「相当二次元翼」(各半径位置でプロペラの3次元渦分布を持つ二次元翼の等価なキャンバーを求め、翼厚を重ね合わせて得られる翼型)の概念に基づく手法²³⁾で翼面圧力分布も計算できる解析法を確立させた。この解析法を電子計算機プログラムとして作成した。このプログラムコード (FORTRAN 言語) を造船関係者に昭和 48 年 6 月に公開したことから、我が国のプロペラメーカーばかりでなく、造船所なども設計支援ツールを手に入れることができたことは画期的なことであった。

このプロペラ性能解析法は、有限幅翼用の揚力面理論で広く使われていた、Multhopp が開発した最適評点法⁵¹⁾をプロペラ性能解析に適用している。この計算法の最大の問題は対数特異点の処理であったが、Manglar & Spencer の方法⁵²⁾で解決した。サンプルプロペラについてのこのプロペラ揚力面理論による計算結果を図 4.3 の左図に示す。揚力係数勾配の修正、定ピッチ非線型境界条件の導入、翼断面厚みの影響の算入を行って、実験結果と良好な一致を得ている。また、図 4.3 の右図はハイピッチ大展開面積比のプロペラ MAU 型プロペラの単独特性計算結果と計測結果を比較した。最適作動点では、スラストは殆ど良く一致するが、トルクはやや低め目出ている、効率は約 2% 高めに出ている。この傾向は、ピッチ比 1.4 のトルースト型プロペラ B4-55 でも見られているが、画期的な成果と言える。

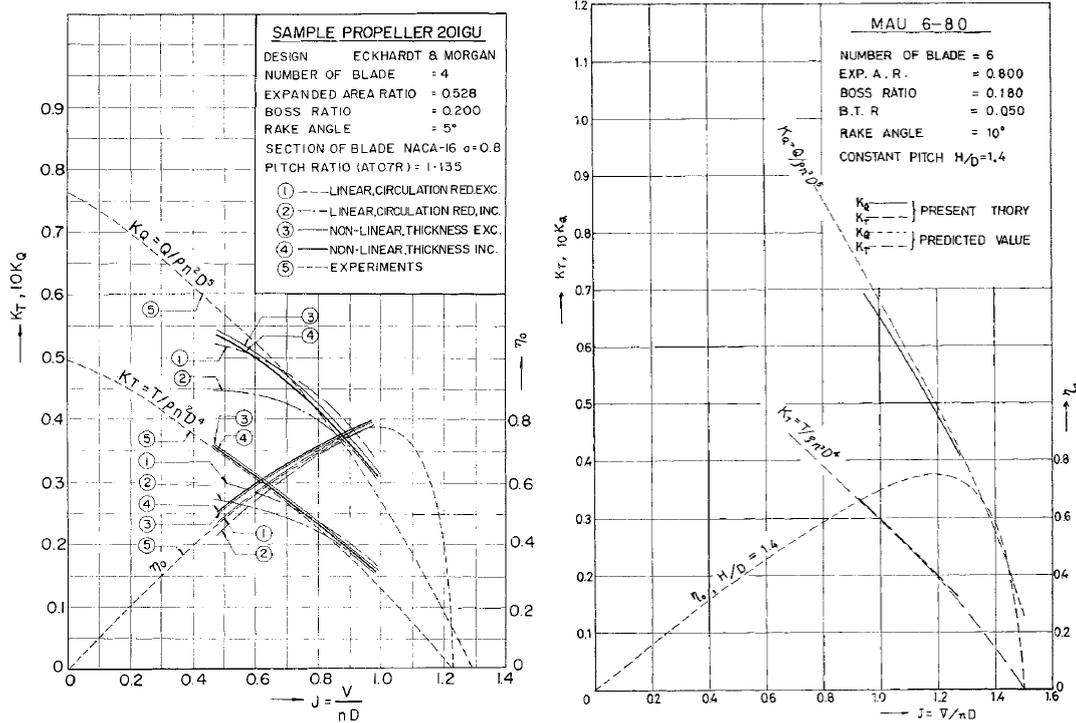


図 4.3 菅井の理論によるプロペラ特性の計算結果^{23, 50)}

伊藤達郎等は、我が国で広く使われていた MAU 型プロペラの翼断面圧力分布がどのようなものか不明であったので、船舶技術研究所のゲッチンゲン型風洞を用いて 2 次元翼断面圧力分布の計測を行った⁵³⁾。プロペラ設計をする際、圧力分布の性格が不明であると、キャビテーションの発生に関して適切な判定が難しかった。MAU 型プロペラの 0.8R の翼断面（翼厚比 $t/l = 0.05$ ）を取り出して作成された 2 次元翼型の翼面圧力計測結果を図 4.4 に示す。同図中に守屋の任意翼面圧力計算法⁵⁶⁾で計算結果と比較をしている。迎角が 0.1deg の時、両者が良く一致しているが、迎角が付くと前縁側で計算と一致せず、前縁剥離を起こして、MAU 型プロペラの翼断面が好ましい圧力分布の翼断面形状であるとは言い難いことが分かる。

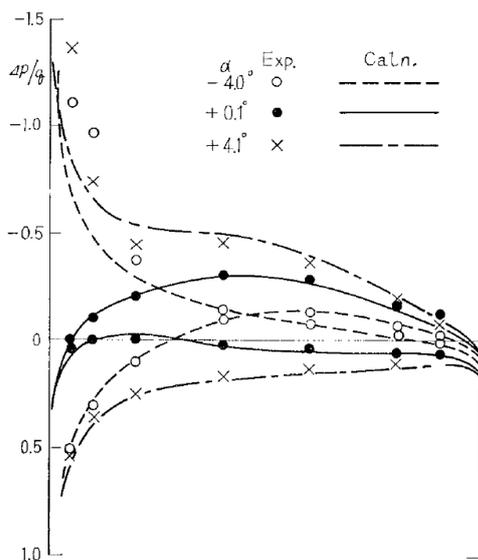


図 4.4 2次元 MAU 翼型の圧力分布 (0.8R)

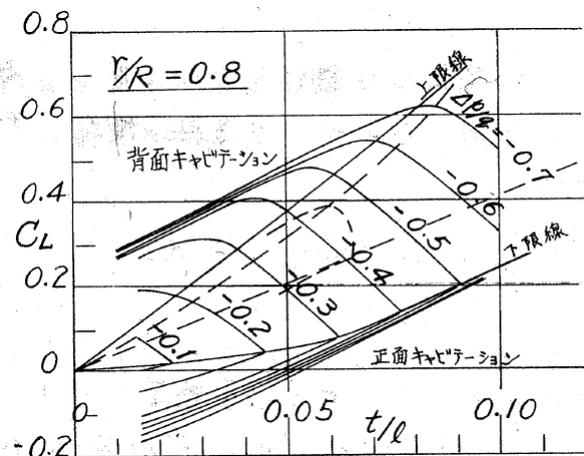


図 4.5 キャビテーション判定図表 (Schoenherr の判定法に準拠している)

断面揚力係数 C_L と最大圧力低下係数 $\Delta p/q$ から、図 4.5 に示すキャビテーション判定図表が作成できる。上限線より上方は背面キャビテーションが発生しやすく、下限線より下方は正面キャビテーションが発生しやすい範囲を示す。プロペラを設計する際には、 $\Delta p/q < \sigma$ となる様に設計点を選定することになる。この図中にトルースト型プロペラ翼断面の上下限線が記入されているが、MAU 型プロペラ翼断面の上下限線より狭く、特に正面キャビテーションが発生しやすいことを示している。

4.4 BSRA 論文概要集

この他に、造研の菅が中心となって、プロペラやキャビテーションに関する外国の技術情報を入手するため、英国造船研究協会 BSRA が発行している論文概要集（当時の欧米の代表的公表論文の概要）⁵⁴⁾を各会員が分担して、発表していた。この勉強は、毎回、熱心に行われていたことが配付資料から窺い知れる。この活動は第 10 回会合から始まり、第 46 回まで続いた。図 4.6 はその一例であり、粘性抵抗と造波抵抗の分離及び全ての船型に対して全抵抗係数を算出法に関する、Hughes の英国造船学会の論文集である Trans. RINA 中の論文の概要である。

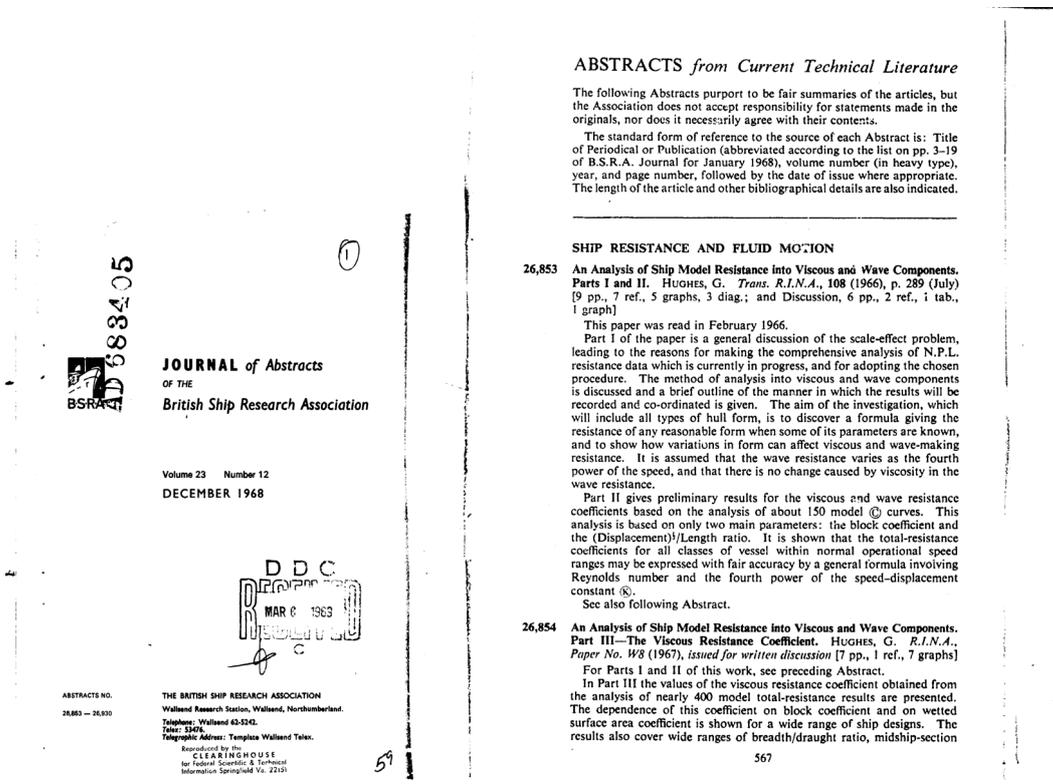
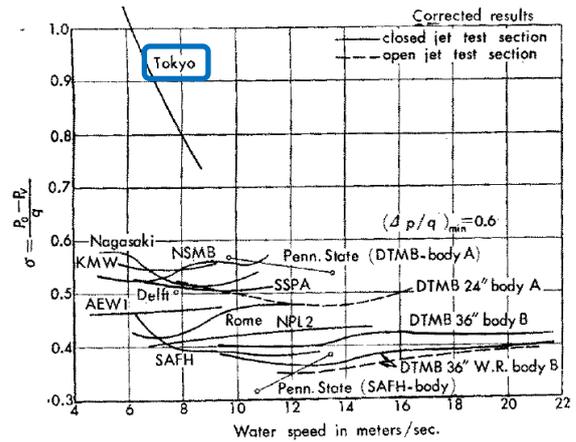
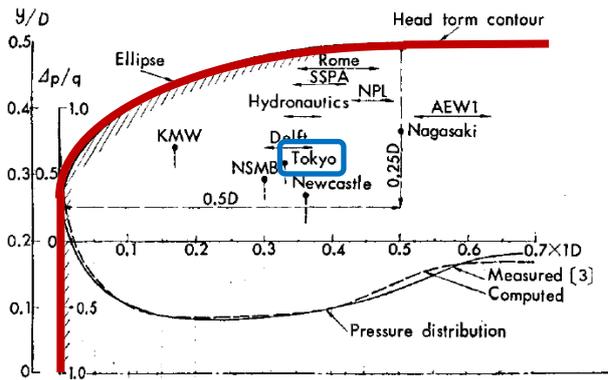


図 4.6 BSRA の論文概要集の一例⁵⁴⁾

4.5 第 11 期 ITTC キャビテーション技術委員会によるキャビテーション初生の比較試験

この他に、特に、第 11 期国際試験水槽会議 11thITTC のキャビテーション技術員会が提唱して、キャビテーションの初生比較試験（担当は SSPA の Lindgren, H.）が実施された。この試験で用いられた供試体 ITTC Head Form は、図 4.7(a)に示す様な野球のバットの先端の様な軸対称形で、断面形状は横径が 2、縦径が 1 の楕円形 Ellipse から成る、簡単な形状の供試体であった。この結果は図 4.7(b)に示す様に、観測されたキャビテーション初生値が大きくばらついたばかりでなく、観測で得られた発生位置も異なるという驚くべき結果が得られた⁵⁵⁾が、その後のキャビテーション研究を大いに進めることになった画期的な試験結果の公開であった。供試体は試験を実施する各水槽により製作された。船舶技術研究所（高橋肇）は、直径 90mm の耐食アルミニウムに対してアルマイトメッキをした供試体を製作し、プロペラ動力計のシャフトに取り付けて、キャビテーション初生観測を行っている。



(a) ITTC Head Form の形状, 圧力分布と初生観測位置 (b) 初生計測結果の比較 (空気含有率 α/α_s ; 0.2)
 図 4.7 ITTC Head Form を用いたキャビテーション初生比較試験結果 (11 期 ITTC) ⁵⁵⁾

図 4.7(a)は、上部に形状図の他に、下部に圧力分布の計算値と計測値、上部に各水槽で観測されたキャビテーションの初生位置（供試体の直径で無次元化した座標で表示）が記されている。図 4.7(b)には、空気含有率が 20% の時の各水槽で得られたキャビテーション初生値を示す。各水槽で得られた観測値は大いにばらついている。この供試体の最小圧力係数の計算値 $(\Delta p/q)_{min}$ は 0.60 であり、当時の知見ではキャビテーション初生値はこの水槽でも側壁影響を補正すれば、0.6 になると考えられていたので、その驚きは半端ではなかったと想像される。特に、Tokyo と記されている船舶技術研究所の旧小型キャビテーション水槽で得られた計測値は最小圧力係数の 0.6 より遙かに大きく、空気含有率が 60% の時の計測も同様で、Newcastle 大学も同じ様な計測値（空気含有率が 0.6 における）を得ていた ⁵⁵⁾。一方、他の水槽での計測値は 0.6 よりも小さく、0.4 より小さな計測値が多数存在している。この原因の一つとして、圧力分布が流れ方向に長く平坦であり、キャビテーションの初生の定義がされておらず、また、初生観測の際に観測されたキャビテーションの種類やパターン ^{56,57)}も厳密に規定されていないことが関係しているが、当時は誰もが説明できない結果が得られた。これを契機に世界各国の流体力学研究者によってキャビテーション初生の研究が行われ、その結果、後述のようにキャビテーション初生機構の解明がなされ、キャビテーションの研究は大幅に進捗した。

5. 船用プロペラ研究会第 2 期（第 51 回から第 101 回、1973 年～1983 年）の活動

この時期は、プロペラ性能やキャビテーション特性の理論的そして実験的予測ツールが色々と開発整備された時代で、種々の研究で色々なことが分かってきたが特徴として挙げられる。目白の造船技術センターにキャビテーション水槽が 1974 年（昭和 49 年）9 月に建設された（第 56 回）のを皮切りに、三鷹の船舶技術研究所に大型キャビテーション試験水槽（第 56 回）が 1975 年（昭和 50 年）3 月に竣工し、東京大学（第 82 回）、石川島播磨重工業、三井造船昭島研究所に新しいキャビテーション水槽が相次いで建設された。

キャビテーション初生に関して新しい知見が諸外国で得られたことから、第 14 期 ITTC のキャビテーション技術委員会のタスクで、高橋肇が担当となり、キャビテーション初生に関するレビューレポートを作成した。このレポートの作成に携わった著者が第 62 回研究会で講演を行った。

実験的研究としては、キャビテーションエロージョンに関して、その信頼性のある危険性の予測法やエロージョンの量的予測法が研究の対象となっていて、話題として取り上げられた（第 65 回、第 66 回、第 81 回、第 84 回、第 85 回）。また、キャビテーションが引き起こす有害な作用のうちの一つである船尾振動に関しては、キャビテーションが発生した時の船尾変動圧力は信頼できる精度で計測ができていなかった（第 65 回、第 76 回）。この当時までは、船尾変動圧力はワイヤーメッシュで再現した伴流中でプロペラを作動し、平板に取り付けた圧力計で計測をしていた。計測結果は疑問を呈する結果しか得られていなかったが、第 17 期と第 18 期 ITTC での比較試験を引き継いで、第 19 期と 20 期 ITTC でのわが国における比較計測で船尾変動圧力計測法が確立された。

一方、この時期の理論的な研究として第一に挙げられるのが、小山の非定常揚力面理論の実用化であり、このプログラムコードも造船所やプロペラメーカーばかりでなく、大学などの多くの方に公開されたので、その後、キャビテーションの予測（第 83 回，第 89 回）、プロペラ設計（第 71 回）、シャフトフォースの推（第 71 回）定などに広く使われ、造船界の研究に大いに裨益した。プロペラ設計に関しては、厳しい不均一流中ではエロージョンを誘発する圧力分布となる MAU プロペラに対して、脱 MAU プロペラの動きが起こり、門井が SRI-a（第 76 回）や SRI-b プロペラ（第 84 回）が開発され、更には、各機関で NACA プロペラの開発が行われ始められるようになったが、この非定常プロペラ揚力面プログラムが果たした役割は大きい。

この他には、SR174 で取り上げられた低回転大直径プロペラについての講演がなされた（第 87 回）。ハイリースキュードプロペラが採用され始め出した（第 58 回，第 91 回）が、船尾振動の低減（第 90 回，第 93～95 回）が期待される半面、プロペラ翼の切損（第 97 回）が問題となっていたので、採用に不安があった。そこで、既存の練習船青雲丸のプロペラをハイリースキュードプロペラに換装して、キャビテーション観測や船尾変動圧力計測などの実船計測が SR183 の最終年度に行われた。

昭和 53 年のプロペラ翼強度規則改正（第 80 回）、プロペラ軸の損傷や亀裂事故の問題（第 69 回，第 74 回）ばかりでなく、採用され始めていたキーレスプロペラ（第 59 回，第 73 回，第 85 回）についても取り上げられた。また、砕氷艦「ふじ」のステンレスプロペラの損傷事故（第 57 回）についての講演が行われている。

この他に、この期（第 51 回から第 101 回まで）のプロペラ研究会では、第 1 期での研究会で行われた話題の外国文献を抄訳し、紹介をする勉強会が引き続き行われているが、BSRA の論文概要集の代わりに、各期の ITTC の総会の開催に合わせて、ITTC の報告書や外国のプロペラ関係のシンポジウムへの参加報告が多く取り上げられるようになってきている。

以下に、第 2 期間のプロペラ研究会で取り上げられたトピックスのうち、興味深いテーマについて述べる。

5.1 船舶技術研究所の大型キャビテーション試験水槽の建設

まず、三鷹の船舶技術研究所に大型キャビテーション試験水槽のうち、本体と第 1 計測部が 1974 年に建設され、第 2 計測部が 1975 年に納入された⁵⁸⁾。この水槽は、均一流中の単独プロペラおよび二重反転プロペラ等の性能計測や従来方式のワイヤーメッシュで不均一流を生成してプロペラキャビテーションを観測したり、エロージョン試験や平板を用いた変動圧力計測が可能な第 1 計測部と長さ 6m 程度の模型船を装着して各種キャビテーション試験が可能な第 2 計測部から成る水槽で、その後、種々の研究プロジェクトで用いられた。この水槽の配置図を図 5.1 に示す。但し、この図は、1995 年の大改修後の水槽形状を示していて、図中の脱気装置 De-aerator は設置されていない。また、第 1 計測部では精度の良い翼型圧力分布計測が可能である。

この水槽の設計は、ドイツ（当時、西ドイツ）のハンブルク市にあった Kempf & Remmers 社によるもので、スウェーデンの SSPA のキャビテーション水槽を基本モデルとして、予算や第 1 次オイルショックの影響で水槽本体は変形・小型化せざるを得ず、三菱重工業（株）によって製造された。主要な動力計は Kempf & Remmers 社製であり、その他の計測機器は日本製である。この水槽や付属装置等の当初の詳しい仕様と著者が整理した試運転結果は船舶技術研究所報告（船研報告）⁵⁸⁾に記載されている。

建設後の改修の後、現在の水槽の形態、仕様となっている。改修部分で大きいところは、第 2 計測部の下流端と水槽本体とのつながり部分で角度が付き、水槽流速を大きくした時に、つなぎ目の下半分からキャビテーションが発生するので、水中騒音計測ができない問題があった。第 2 計測部の一部の観測窓は、SSPA にならって、二つの丸窓を繋げて、LDV 等の可視化計測や観測を念頭に大きな四角い観測窓に変更した。

なお、船舶技術研究所発足時に目白から三鷹に移設された旧小型キャビテーション試験水槽は、ワイヤーメッシュでの不均一流中での実船対応キャビテーション試験などで活躍したが、大型キャビテーション試験水槽の建設前には、電気設備の故障などで運転不能となっていた。また、キャビテーション水槽本体の内側内部が鉄製であり、年に何回かの錆止め塗装が必要であり、更に、水槽全体の圧力保持がパッキンでなされているため、圧力保持機能に難点があるなど、水槽施設として使いにくさがあった。一方、大型キャビテーション試験水槽の水槽試験法が模索の段階であった。この水槽は、何年かにわたってまったく使用していないこと、電気施設などの改修の見通しもないことから、船研での保持をあきらめ、1982 年（昭和 57 年）に西日本流体技研に払い下げられた。

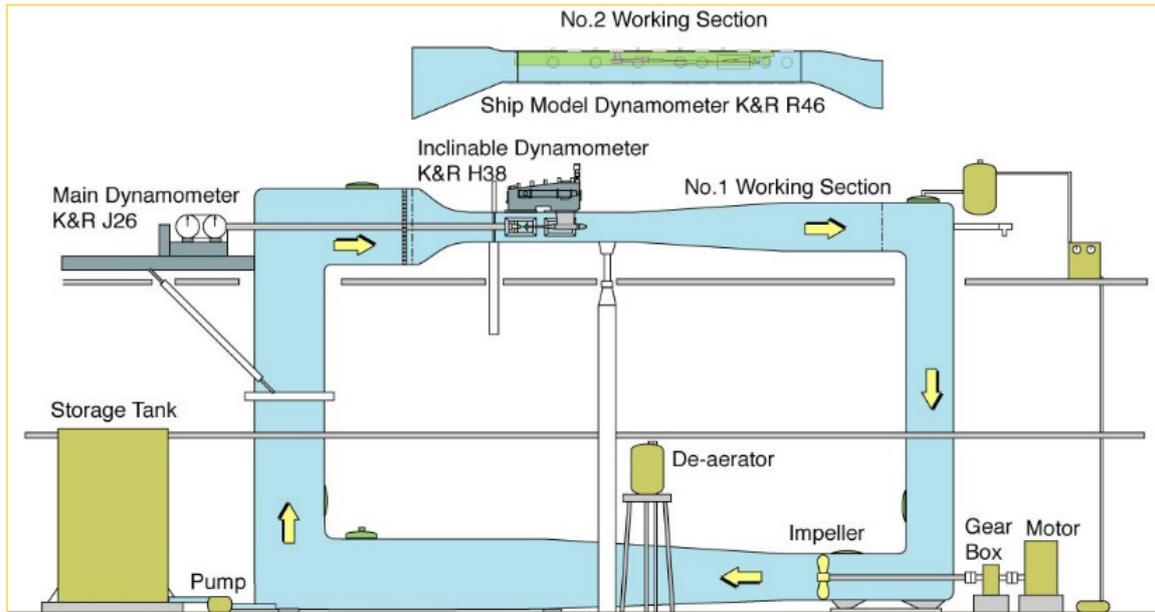
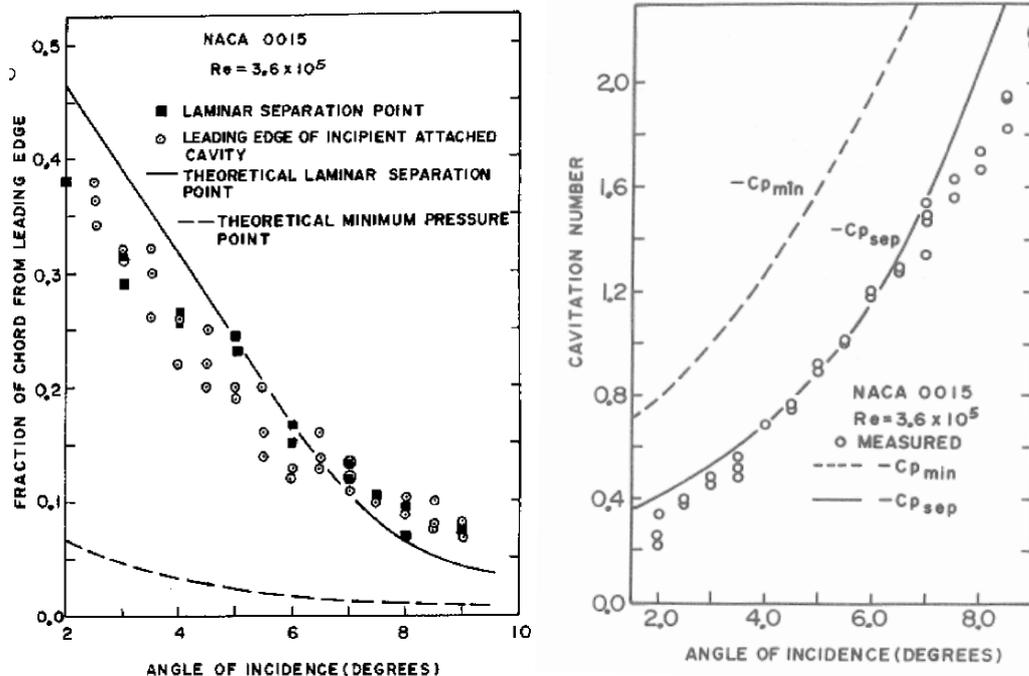


図 5.1 船舶技術研究所の大型キャビテーション試験水槽

5.2 第14期 ITTC キャビテーション初生研究のレビュー

前述の様に、第11期 ITTC では、ITTC Head Form を用いたキャビテーションの初生の比較試験が各国のキャビテーション水槽間で行われたが、観測された初生値ばかりでなく、発生位置が水槽毎大きくばらついたことが報告された⁵⁵⁾。その解明が造船界ばかりでなく、世界中のキャビテーション研究者の解明すべき問題として、取り上げられた。その研究成果から、キャビテーションの発生には、低圧で、かつ気泡核がある時間停留できる層流剥離泡や乱流遷移点などの場所が必要なこと、およびキャビテーションが発生するのに有効な気泡核が必要なが見出された。この当時のキャビテーション初生関係の研究成果の文献調査した結果が第14期 ITTC の報告書にまとめられた⁵⁹⁾。

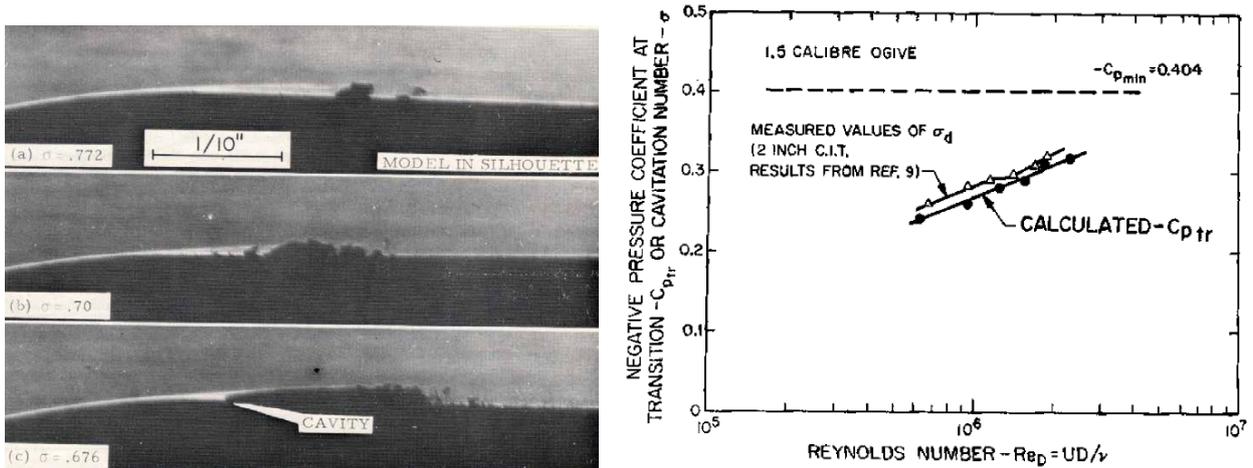


(a) 層流剥離位置と初生位置の関係 (b) 層流剥離点の圧力係数と初生キャビテーション数の関係

図 5.2 層流剥離とキャビテーション初生の関係⁶⁰⁾

その報告書において、画期的な初生実験として次の二つの発見を取り上げた。先ず、Oxford 大学の Casey, M.V. は、2次元翼型についてキャビテーション初生計測を行い、シートキャビテーションの初生位置が層流剥離位置と一致し、最小圧力点より低い圧力である、層流剥離点での圧力が蒸気圧以下となると初生することを発見した⁶⁰⁾ことが挙げられる。この計測結果を図 5.2 に示す。供試翼型は NACA0015 の他、NACA4412 であった。

また、カリフォルニア工科大学 CIT の Arakeri, V.H. が、キャビテーション水槽で軸対称体 1.5 Caliber Ogive を用いてキャビテーション初生計測を行うとともに、図 5.3(a) に示すシュリーレン法で粘性流場を可視化観測し、図 5.3(b) に示す様に初生点と乱流遷移点とが密接な関係があることを見出した⁶¹⁾。この他、キャビテーションの発生には気泡核が不可欠であるが、各種気泡核計測法の開発が試みられていることをレビューしている。



(a) 境界層内のキャビティ発達の可視化 (b) 乱流遷移点の圧力係数と初生キャビテーション数の関係
図 5.3 乱流遷移とキャビテーションの初生⁶¹⁾

5.3 大型キャビテーション試験水槽でのキャビテーション初生試験

新しく建設された船研の大型キャビテーション試験水槽の試運転の後、水槽機能の確認のため、最初に取り組みられた基礎的研究は、ITTC Head Form でのキャビテーション初生計測であった。小型キャビテーション水槽では、他の水槽とは全く別次元の計測結果が得られているので、新しい水槽でどのような計測結果が得られるか、なぜそのような計測値が得られたかが問われる計測であった。また、上述の粘性境界層と初生の関係がこの水槽での計測で確認できるかにも関心がもたれた。先ず、キャビテーション水槽の供試水の空気含有率を所定の値にするために水槽を最大限減圧し、供試水をゆっくりと回流したが、下げることができた最低空気含有率は 60% が限界であった。

本来は斜流中を作動するプロペラの性能を計測する斜流動力計のプロペラシャフトに ITTC Head Form を取り付け、ストロボスコープ (閃光時間, $1\mu\text{sec}$) を用い、観測を行った。その結果を図 5.4 に示す⁶²⁾。図 5.4 の右図にあるように、大型キャビテーション試験水槽での初生値 (SRI-I と記す) は小型キャビテーション水槽でのそれ (SRI-0 と記す) と大略一致した。供試水中の気泡が多く、気泡流中でのキャビテーション初生観測となり、初生の判定に支障を来す状態であった。

以上のことから、空気含有率の制御の効率向上のため、当初設置されなかった脱気装置を新たに導入した。この装置を用いることで、空気含有率がかなり効率的に制御できるようになった。空気含有率 α/α_s を 20% にするには 10 時間近くの時間が必要であったが、夜間に脱気装置を稼働させることで、朝までには空気含有率を 20% にすることが可能になった。空気含有率が 60% の時、脱気装置を用いた供試水での初生値 (SRI-II と記す) は脱気装置を用いない時よりかなり下がり、図 5.4(a) に示す様に高速域では最小圧力係数に近い計測値となっている。観測されたキャビテーションはバブルキャビテーションで、トラベリングキャビテーションと分類されるもの^{56,57)}である。なお、初生の定義としては、数秒間に一回、供試体のごく近傍に現れたキャビティ泡を観測 (目視さ

れたり、単独気泡崩壊音が聴こえる時) した圧力を初生値としている。このような判定法は、主観的になることは避けられない。

新しい大型キャビテーション試験水槽において、著者は ITTC Head Form を用いたキャビテーション初生計測を行い、層流剥離点や乱流遷移点での圧力から算出される圧力係数と初生キャビテーション数 σ_i とが一致することを確認した。また、旧小型キャビテーション水槽で計測された初生値は、ガスキャビテーションであったことを確認した⁶²⁾。一方、空気含有率が20%の時の計測値を図5.4(b)に示す。観測された初生値は境界層計算で得られた層流剥離点での圧力係数 $-C_{p_sep}$ と一致する結果が得られている。発生したキャビテーションは低速域ではバブルキャビテーションが出現するが、中速域では一列に並んだバンド状のシートキャビテーションが高速域ではパッチ状のシートキャビテーションが発生した⁶²⁾。

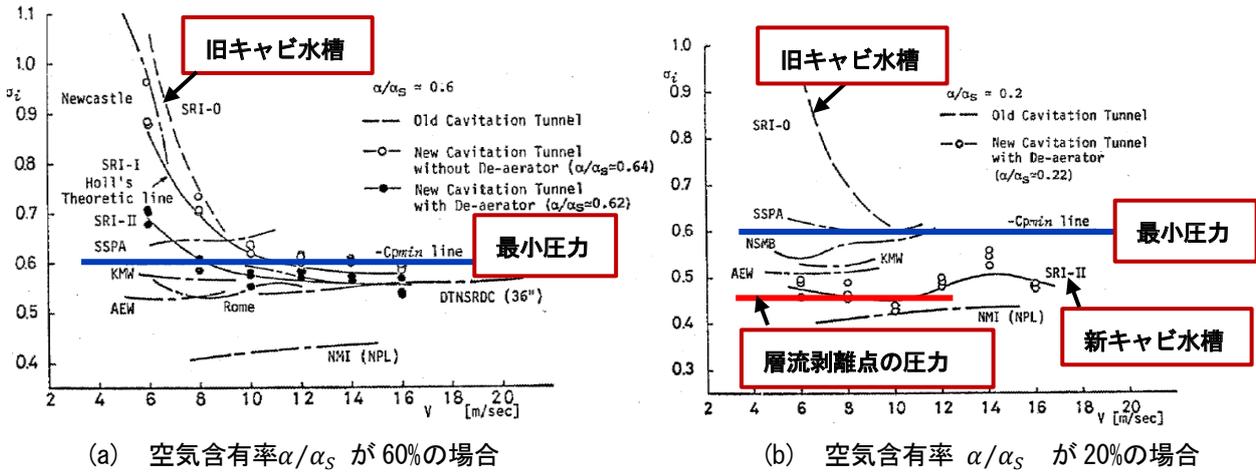


図 5.4 大型キャビテーション試験水槽での初生計測結果⁶²⁾

以上のようなキャビテーションの発生機構の研究結果から、得られた知見として、キャビテーションの発生条件を加藤が整理している⁵⁷⁾。図5.5に示す様に、キャビテーションの発生には次の様な三つの条件が必要であるとして、

- 1) 有効な気泡核が存在すること。
- 2) 圧力場が充分低圧であること。
- 3) 気泡核が成長のために必要な時間が充分確保できること。

を挙げている。これらのうち、一つでも欠けると、キャビテーションが発生しない。よって、層流剥離泡や乱流遷移域が必要とされる。

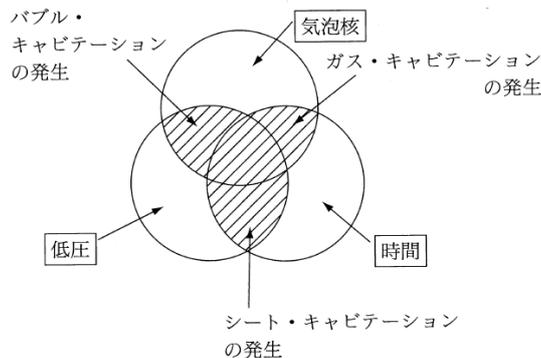


図 5.5 キャビテーションの発生条件⁵⁷⁾

5.4 大型キャビテーション試験水槽でのプロペラキャビテーション試験法の模索

この当時、プロペラに発生するキャビテーションエロージョンと船尾変動圧力の予測法の確立が造船界の喫緊の課題であったことから、試験法の開発が盛んに行われた。また、当時はオイルショックの後であり、省エネルギーのための努力がなされていて、その一つに低回転大直径プロペラがあり、1974年から3年間にわたり、「SR174馬力節減を目的とした1軸中型船の船尾形状の開発に関する研究（部会長は乾崇夫東京大学教授）」が行われた^{63,64,65}。船舶技術研究所の担当は、模型船を用いたプロペラキャビテーション試験（曳航水槽とキャビテーション水槽での伴流計測、キャビテーション観測、船尾変動圧力計測、エロージョンテスト）であった。小山の揚力面理論計算法を用いたシャフトフォースの理論的予測の他、筆者の担当はプロペラキャビテーション発生範囲の予測と伴流適合プロペラの設計であった。更に基礎研究として、2次元翼型を用いたキャビテーション試験を行い、線型キャビティ流れ理論の有効性（筆者担当）とエロージョン試験法の調査（東大担当）も行った。

この研究で最も難儀をしたのは、キャビテーション水槽での伴流シミュレーションとキャビテーション試験であった。曳航水槽で計測された伴流分布は図5.6(a)に示す様な当時の典型的肥大船の伴流分布であった。キャビテーション水槽で計測された伴流分布は図5.6(c)に示す様に曳航水槽でのそれとはまったく異なり、驚くことに左右非対称となった⁶⁶。この原因は、計測部の大きさに比して模型船が大きく、かつ肥大であったことも原因であったが、船尾形状が不安定現象を起こす系統の肥大船型 ($C_B=0.825$) であったことによるもので、驚愕の現象であった。ターゲット伴流分布となった笹島の方法で作成された実船推定伴流を図5.6(b)に示す。

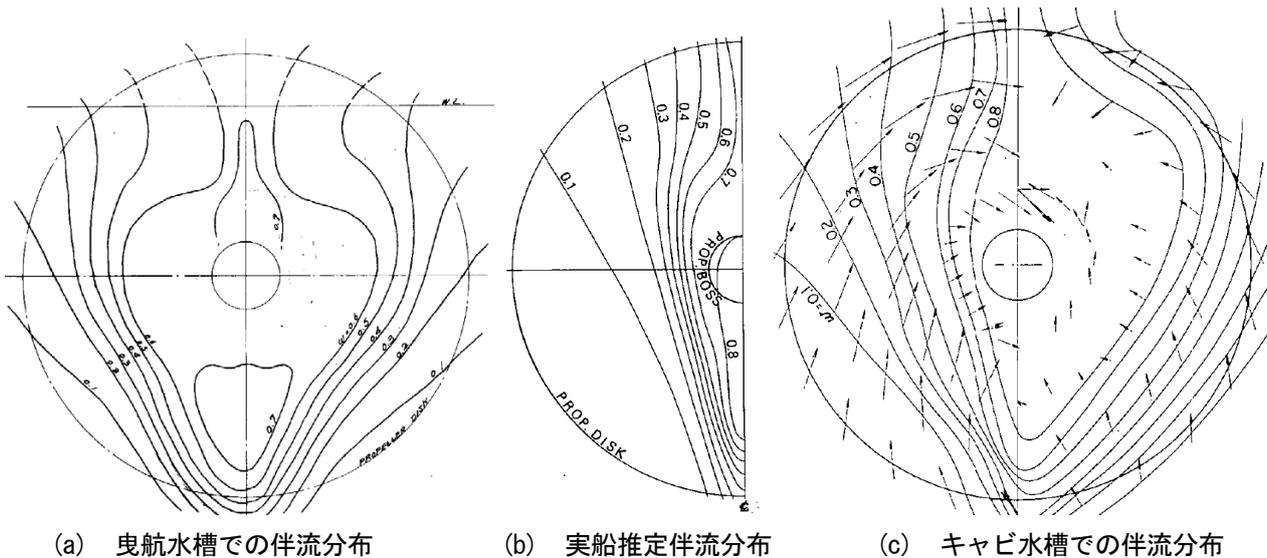


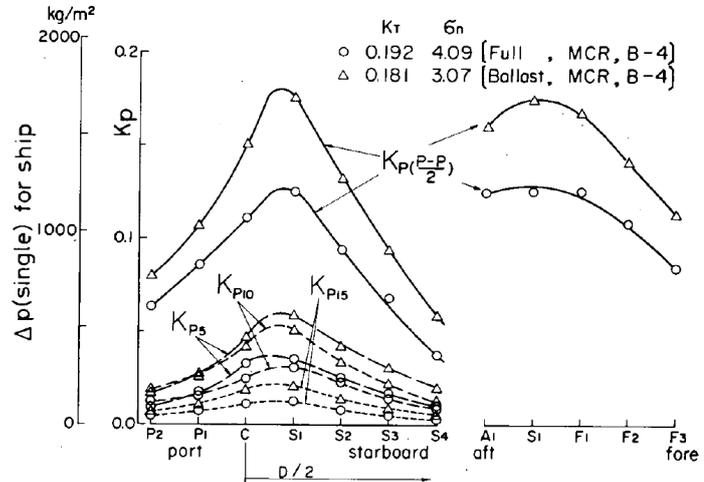
図 5.6 SR74 B4 船型（低回転大直径プロペラ船）の伴流分布⁶⁵

次に、キャビテーション観測を行ったところ、船研の旧キャビ水槽や既存の他機関の小型のキャビテーション水槽と全く異なり、プロペラ翼面上にキャビテーションが間欠的にしか発生しないことも大きな問題となった。大型のキャビテーション水槽では、供試水には回流中に水槽の最低位置に来ると大きな水圧がゆっくりかかり、プロペラにキャビテーションを発生させる上で有効な気泡核が潰れるので、キャビテーションの安定発生に有効な気泡核が不足することが原因と考えられ、大型のキャビテーション水槽の宿命である。

このプロジェクトでの試験では、図5.7の右図に示す様に模型船船尾の一部をアクリルで置き換え、船内からキャビテーションの観測と写真撮影、更に高速度フィルム撮影を行うという、当時としては斬新な試みを行っている^{64,65}。その時のキャビテーションの写真を図5.7(a)に示す。正面から見ると模型プロペラに発生するキャビテーションは透明である。また、当時の写真撮影はフィルム方式カメラで行うので、キャビテーションの発生が極めて間欠的であると、フィルム1本で36枚の撮影のうち、数枚しか写っていなかった。

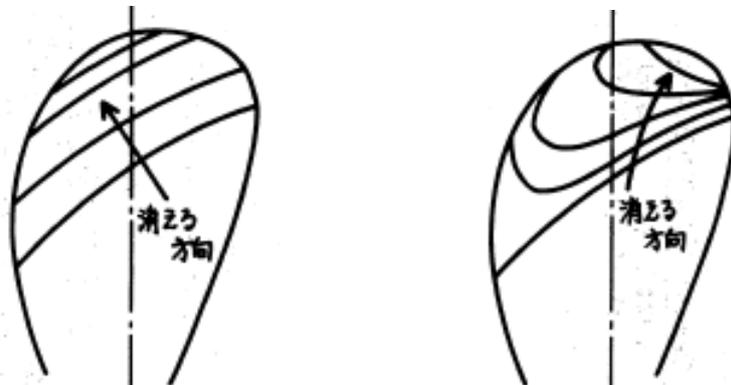
また、キャビテーションの発生が間欠的であったため、船尾変動圧力の信号が不安定で周波数分析の結果がばらつき、生信号から振幅を読み取ったピークツーピークの値も合わせて図に表記する、図5.7(b)の様な、幅のあ

る船尾変動圧力振幅分布として報告せざるを得なかった。この様に、この実験研究では、惨憺たる結果しか得られず、新しいキャビテーション水槽でのキャビテーション試験に関しては、多くの研究課題の残った研究プロジェクトであった。



(a) キャビテーション観測例 (b) 船尾変動圧力計測結果
 図 5.7 SR74 B4 船型 (低回転大直径プロペラ船) のキャビテーション試験結果⁶⁶⁾

なお、エロージョン予測に関して、加藤等はこの研究プロジェクトで得られた成果を造船学会のシンポジウムで講演をしている⁶⁷⁾。加藤は図 5.8 に示すキャビテーション観測法におけるより客観的な判定法を示唆するとともに、ペイント試験の他、柔らかい金属を埋め込み、実際に金属にエロージョンを発生させて、表面粗さの増加から判定する、より定量的な方法も提案している。この研究プロジェクトでは、最終年度には、模型船後方で作動するプロペラでのキャビテーションエロージョン試験も行われた。この試験では、通常型プロペラと低回転大直径プロペラの他に、著者によって伴流適合プロペラ Wake Adapted Propeller を意図して設計された低回転大直径プロペラの 3 種類のプロペラ模型で、SSPA が開発した Stencil Ink や東大が開発した Aotak ペイントなどを用いたエロージョン試験が行われた⁶⁵⁾。この結果、定ピッチの通常型プロペラと低回転大直径プロペラに関しては、エロージョン発生の可能性は少ないと判定されたものの、筆者が設計した伴流適合型プロペラ Wake Adapted Propeller の方がエロージョンの危険性があると判定された。この試験に関しては、その後、キャビテーション試験法が確立した後、再試験を行っていて、興味深い結果が得られている⁶⁸⁾。

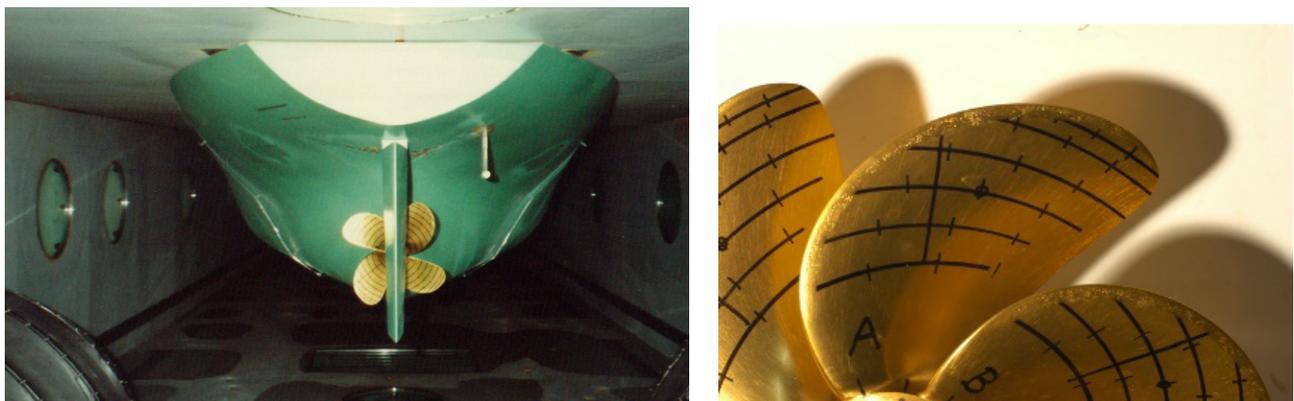


(a) エロージョンが発生しない場合 (b) エロージョンの危険性がある場合
 図 5.8 キャビテーションの消え方の良否判定法⁶⁷⁾

5.5 大型キャビテーション試験水槽でのプロペラキャビテーション試験法の開発

続いて、当時大きな問題となっていた船尾振動の低減のためにハイリースキュードプロペラを採用され始めたので、スキューの船尾変動圧力に対する低減効果を確認するため、「SR183 船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究（部会長は乾崇夫東京大学教授）」プロジェクトが行われた^{69,70,71}。研究対象は広幅浅喫水船型のRo/Ro船 ($C_B=0.604$)で、供試プロペラは通常型 (MP No.1 は 11deg Skew) と2種類のハイリースキュード型 (MP No.2 は 45deg Skew, MP No.3 は 60deg Skew) の可変ピッチプロペラであった。この研究プロジェクトでは、キャビテーション水槽において側壁影響で船尾周りの流場で異常な剥離が生じないようにすることで、曳航水槽で計測されたのと同等の伴流分布が得られる伴流シミュレーションを行うために、フローライナーで側壁影響を軽減する試み⁷²が導入された。その後、安全性や使い勝手が考慮された設計がなされ、現在も使用されているフローライナーを設置した時の模型船まわりの様子の一例を図5.9(a)に示す。

また、大型キャビテーション試験水槽第2計測部に模型船を装着して模型プロペラでキャビテーション試験を行うと、プロペラにキャビテーションが発生せず、計測値がノンキャビテーション状態と差のない結果が得られることがあった。この水槽は、大型のキャビテーション試験水槽であるため、水槽水を空気含有率が30%程度になる様に脱気すると、キャビテーションの発生に寄与する気泡核が少なくなる。このため、人工的に気泡核を供給する必要がある、キャビテーションの安定を図るため、図5.9の左図に示す様に船尾周りに設置した水素気泡発生装置から供給したり⁷³、図5.9(b)に示す様にプロペラ前縁にカーボランダムを塗布することでキャビテーションの発生を安定化させることができ、キャビテーション観測が容易になることが Kuiper, G.によって発表されていて⁷³、これらの気泡核供給法を用いることで、安定した船尾変動圧力信号の入手が可能になることから、これらの手法をキャビテーション試験法に取り入れた。この研究プロジェクトのキャビテーション試験では、これらのキャビテーションの安定発生法と船尾変動圧力計測法の有効性を詳細に調べている⁷⁴。



(a) フローライナーと水素気泡発生装置の一例 (b) 前縁粗さ塗布の一例

図5.9 キャビテーション発生促進のための気泡核供給法

船尾変動圧力の予測は、この当時、キャビテーション水槽においてプロペラの上方に配置した平板に貼り付けられた圧力変換器によって計測して行われていたが、不均一流中で作動するプロペラで非定常に発生するキャビテーションが誘起する変動圧力の計測値の分布は不可解なものとなるばかりで、信頼性のある計測ができていなかった。このため、このプロジェクトでは、模型船で船尾変動圧力を計測するとともに、ワイヤメッシュで伴流分布をシミュレーションし、平板を用いた船尾変動圧力計測を行い、得られた両者の計測値の関係も調べた^{70,74}。

まず、平板に圧力計を取付て行った船幅方向の船尾変動圧力の計測結果を図5.10(a)に示す。船尾変動圧力分布の計測結果を見てみると、スキュー角が大きくなるとそれに比例して船尾変動圧力は低減する結果が得られたが、変動圧力振幅の分布のうち、左舷側でのそれに大きな凹みが生じるという奇妙な分布となった。このような現象は、当時、しばしば発生することが報告されていた^{75,76}。この原因は、プロペラに発生した非定常キャビテーションのエネルギーが大きく、計測平板を含む計測系が共振現象を起こしたことに依るものであり、黒部等によってその補正法が提案されているが、完全な補正にはならなかった⁷⁶。

一方、模型船で計測した船幅方向の船尾変動圧力分布は、図 5.10(b)に示す様に船体中心線より 1/8D 程度右舷側の位置にピークを持ち、スキュー角の増大に比例して船尾変動圧力は低減している合理的な船尾変動圧力分布となっている^{70,74)}。また、模型船での計測では、カーボランダムを塗布しないプロペラ模型を用い、水素気泡を供給して計測することを基本に行ったが、プロペラの前縁に粗さを付けたプロペラ模型を用いた計測で得られた結果は粗さを付けない場合とほぼ同じであり、前縁粗さを付けた場合は水素気泡を供給しなくても、計測結果に差は見られなかった。

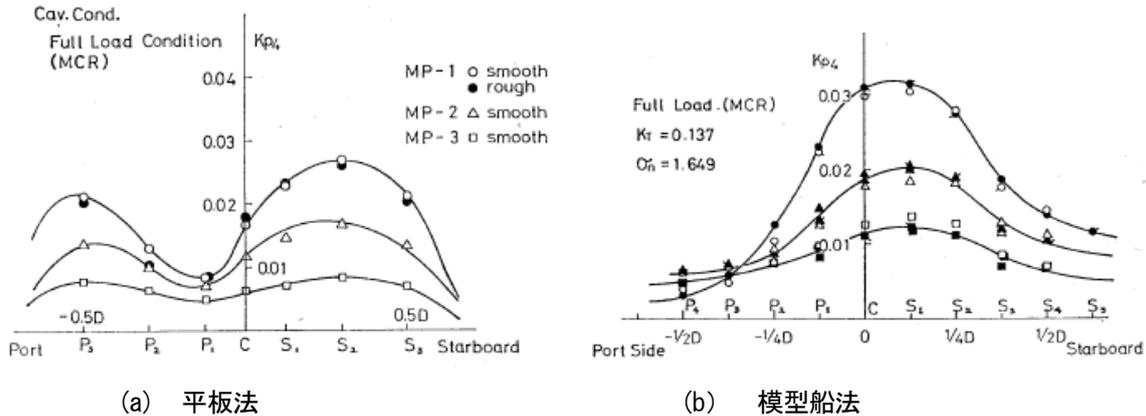


図 5.10 HSP が誘起する船尾変動圧力の計測値⁷⁴⁾

この研究プロジェクトでは、また、模型船船尾で作動する模型プロペラ発生したキャビティ形状を非接触でレーザー光を用いて計測することが行われた。計測方法は著者によって既に開発されていて、大型キャビテーション水槽の第1計測部においてワイヤーメッシュ後方で作動する模型プロペラに発生するキャビティ形状の計測法が開発されていた⁷¹⁾。キャビティ形状の計測は、理論推定法を開発する上での検証データとなるので、数値計算法を開発する研究者にとって貴重な計測データである。

SR183 の最終年度には、急遽、運輸省航海訓練所の練習船青雲丸 I を供試船とし、既に装着されていた通常型プロペラをハイリースキュードプロペラに換装して、換装の前後で、キャビテーション観測、船尾変動圧力計測、プロペラ翼応力計測等の総合的実船計測が行われた⁷¹⁾。ハイリースキュードプロペラの設計は、神戸製鋼所 (当時) の山崎正三郎と東大の加藤洋治によって行われ、プロペラの製造はナカシマプロペラで行われた。なお、ハイリースキュードプロペラの翼断面として、門井が開発した SRI-B プロペラ翼断面⁷⁸⁾を用いて設計されており、脱 MAU プロペラの動きが本格化してきていた。この実船計測では、ビデオカメラを用いたキャビテーション観測、船尾変動圧力計測、水中騒音計測、プロペラ翼歪み計測、スラスト計測、キャビティ形状計測など多種多様な計測がハイリースキュードプロペラばかりでなく、予め、通常型プロペラについても行われた。また、この青雲丸 I の実船対応模型キャビテーション試験は船研の大型キャビテーション試験水槽で模型船を用いて行われた^{71,79)}。これらの試験結果は我が国ばかりでなく、世界の検証データとなることが期待される。

5.6 非定常プロペラ揚力面理論計算法の開発とプログラムコードの公開

菅井の定常プロペラ揚力面理論計算法の開発に続いて、花岡達郎の非定常プロペラ揚力面理論⁸⁰⁾に基づき、小山は非定常プロペラ揚力面理論計算法の一つである、核関数展開法に基づく非定常プロペラ揚力面理論を開発した⁸¹⁾。そのプログラムコードを造船所、プロペラメーカーの他、大学などに 1974 年 (昭和 49 年) 10 月に公開した。当時の船舶技術研究所の大型計算機の能力は高くなく、プログラムコードを四つに分けて、計算結果を磁気テープ MT に入れて、次の計算をするという手間のかかる計算で、一日がかりの計算作業であった。現在では、典型的パーソナルコンピュータで、この計算プログラムコードを走らせると、数秒で計算結果が出てくるので、驚くばかりの違いである。

この計算プログラムでは、伴流中を作動するプロペラが誘起するシャフトフォースの計算が計算できるので、小山は第 13 期 ITTC でのシャフトフォース (当時は、ベアリングフォースと呼んでいた) の比較計算キャンペー

ン⁸²⁾に参加し、実験結果と良好な対応をする計算結果を発表している⁸²⁾。これにより、シャフトフォースの評価をしながら、プロペラ設計とともに船型（とりわけ、船尾形状）、とりわけ船尾形状の設計に有効なツールが入手できたことになる。図 5.11(a)に示す様に、この計算法で得られる、プロペラ回転中のスラスト変動は既存の準定常計算法によるそれと実験結果とも一致する。また、図 5.11(b)に示す様に、伴流中で作動する時のシャフトフォースに及ぼす各伴流成分（ここでは、接線方向伴流成分）の寄与を調べていて、シャフトフォースの低減に役立つ設計ツールとしての機能を持っている。

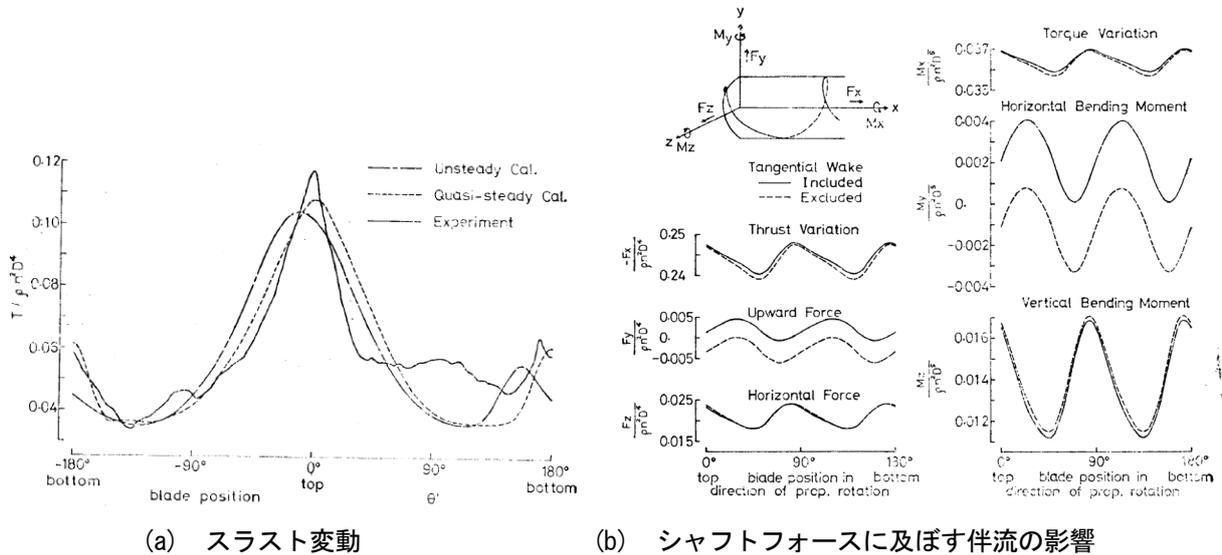


図 5.11 小山の非定常プロペラ揚力面理論計算法によるシャフトフォースの計算結果⁸²⁾

この小山の非定常プロペラ揚力面理論計算法から得られる「相当二次元翼」²³⁾に対して、各半径位置での翼面圧力分布が計算できる。次に2次元キャビティ流れ（空洞）理論や「揚力等価法」（キャビティ長さが翼弦長より短い時、揚力はキャビテーションが発生していない時のそれとほぼ同じであるという経験則）を用いると、プロペラに発生するキャビテーションの発生範囲の予測計算ができる^{67,83)}。

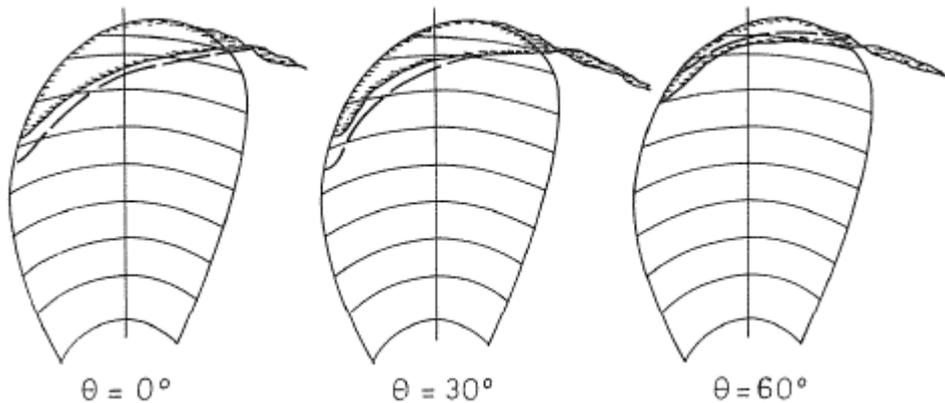


図 5.12 非定常プロペラ揚力面理論計算法を拡張して開発されたキャビテーション発生範囲予測計算結果（実線；スケッチ，破線；予測値）

著者はプロペラ翼の $0.8R$ から先端側には、2次元キャビティ流れ理論^{84,85)}でキャビティ長さを求め、例えば $0.6R$ より内側では揚力等価法でキャビティ長さを求めることでキャビテーションの発生範囲を求め、 $0.7R$ は両計算法で得られたキャビティ長さの平均値とすることで、各半径位置でのキャビティ長さが求める方法を提案している。更に、各半径位置での相当二次元翼に対して、境界層計算⁸⁶⁾を行い、前縁近傍で層流剥離をしない場合は

キャビテーションは発生しない、またはバブルキャビテーションが発生するとした。この開発された予測法を用いて、8万トンの広幅浅吃水タンカーのプロペラのキャビテーションの発生範囲を予測した結果⁸³⁾を図5.12に示す。また、実船計測で観測された写真を図5.13に示す。

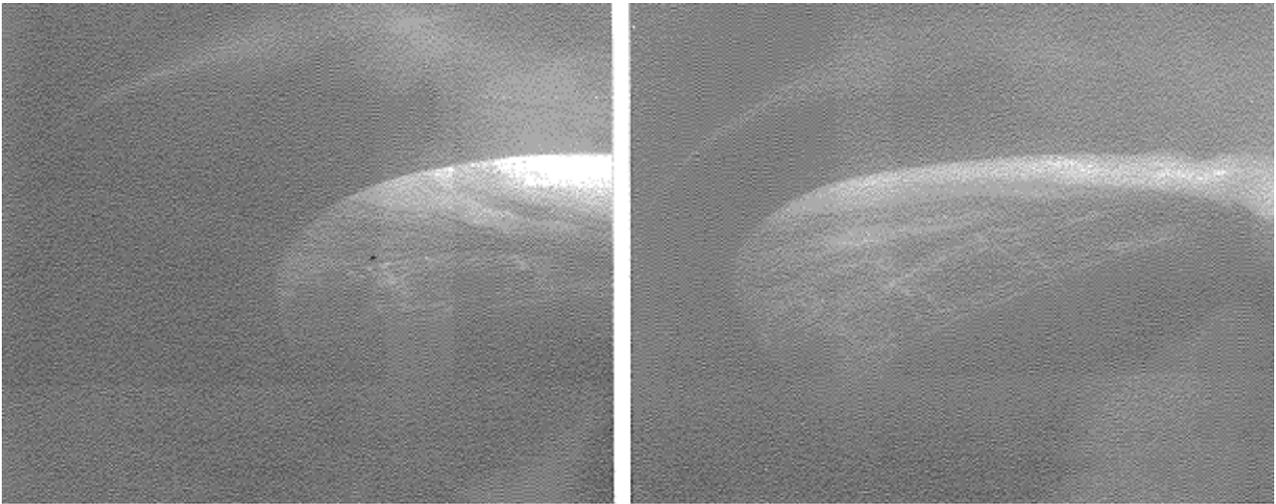


図 5.13 実船プロペラキャビテーションの写真 (左; 翼角度 $\theta = 10^\circ$, 右; 翼角度 $\theta = 30^\circ$)⁸³⁾

6. 船用プロペラ研究会第3期 (第102回から第153回, 1984年~1997年) の活動

この期は、非定常キャビテーションによるエロージョンや船尾振動が深刻な問題となっていて、予測法や評価法の開発並びにキャビテーションによる有害な問題を防止するに大きな関心が払われていた。キャビテーションの問題はわが国ばかりでなく、世界的な問題となっていて、第17期と18期ITTCでエロージョンが、第17期から20期にかけて船尾変動圧力が大きく取り上げられ、船用プロペラ研究会では加藤等によってタイムリーに紹介がなされている (第104回, 第115回, 第125回)。わが国では、船研を先頭に、キャビテーション水槽を保持する機関が共同して船尾変動圧力の比較試験を2回に渡って行い、試験法の精度向上を果たした。

この期には、小山の非定常プロペラ揚力面理論を活用して、脱 MAU プロペラの動きが進み、門井による SRI-b プロペラの紹介があり (第107回, 第121回)、山ローが Eppler の手法を用いて最適圧力分布をもつ翼型そしてこれをプロペラ翼断面として用いる対キャビテーション最適プロペラ設計法を提案している (第109回, 第113回)。佐藤和範も同様の手法を用いて SRC プロペラ設計システムを構築している (第115回, 第122回, 第127回)。SR206 研究プロジェクトでは、青雲丸を供試船とする実船計測が行われた。世界で初めてのプロペラ翼面圧力計測とともに、トレーサーを用いた多点 TV 撮影による流場計測とともに LDV での流場計測が行われ、著者、加藤と久保がそれぞれ報告している (第123回, 第127回, 第128回)。実船翼面圧力計測値と小山の非定常プロペラ揚力面理論計算値は大略良く一致した結果が得られ、安堵したことが思い出される。

高速船艇用プロペラへの関心が高まり、高性能なスーパーキャビテーションプロペラ SCP の開発に関するプロジェクト SR214 が開始され、これに合わせて性能計算法や設計法が開発され、性能の良い SC 翼断面とプロペラが設計され、評価がなされたが、その成果が報告されている (第143回, 第149回)。この成果が競艇用プロペラなどに応用された。

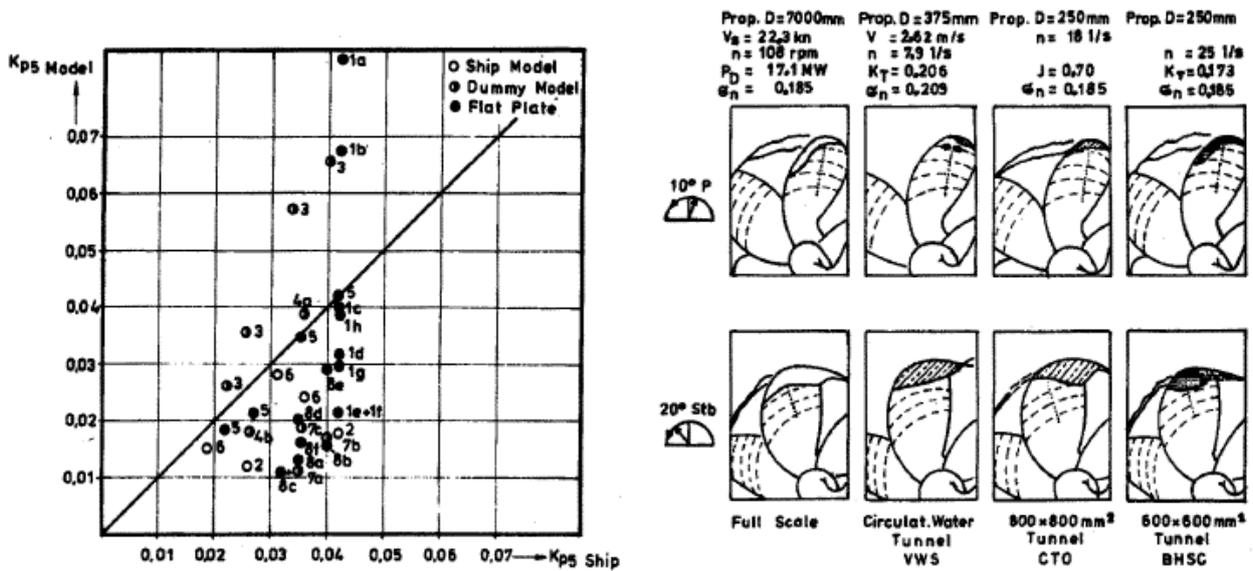
一方、省エネに対する関心は根強く、二重反転プロペラ (第117回, 第143回)、プロペラボスキャップフィン PBCF (第115回, 第142回, 第153回)、ベンホイールプロペラ (第112回) についての紹介がなされている。ハイリースキュードプロペラが実用化され、船尾変動圧力 (一次や二次) の低減のための設計が突き詰められると、逆に高次船尾変動圧力が問題になり始めた。これを解消するため、プロペラ設計技術が見直され、山崎がその設計成果の紹介をしている (第133回, 第139回)。

この時期、キーレスプロペラの採用の増加につれて、キーレスプロペラのスリップ発生の事例があり、その対策について久米宏が講演をしている（第128回）久米はこのほかにも、船尾管軸受の使用限界（第102回）、プロペラ軸検査についての規則改正の説明（第106回）、昭和61年度の翼強度に関する規則改正（第110回）、最近の船尾管軸受（第113回）、ハイリースキュードプロペラの普及と強度上の問題点（第125回）などの講演をして、研究会に貢献している。

色々な予測法のブラッシュアップとともに、既存の、あるいは新しく開発したプロペラ性能予測法を用いた新しい設計法や省エネ、新形式プロペラが開発された時期であると言える。

6.1 ITTCの実船対応の模型船尾変動圧力の比較試験

当時、模型での船尾変動圧力の計測ではノンキャビテーション状態では満足ができる計測結果が得られていたが、キャビテーションが発生した場合には、前述のように奇妙な結果が得られたり、安定した計測結果が得られず、水槽毎に異なる計測結果が得られるという問題が世界的な課題となっていた。第17期⁸⁷⁾と第18期ITTC⁸⁸⁾では、ハンブルク水槽HSVAのWeitendorf, E. A.が担当となって、HSVAが実船計測を行っていて、船尾変動圧力計測データがある、コンテナ船”Sydney Express”に関して、ヨーロッパの幾つかのキャビテーション水槽で比較試験が行われた^{87,88)}。その結果は図6.1(a)に示すようなものであり、驚くべき計測結果であった⁸⁸⁾。



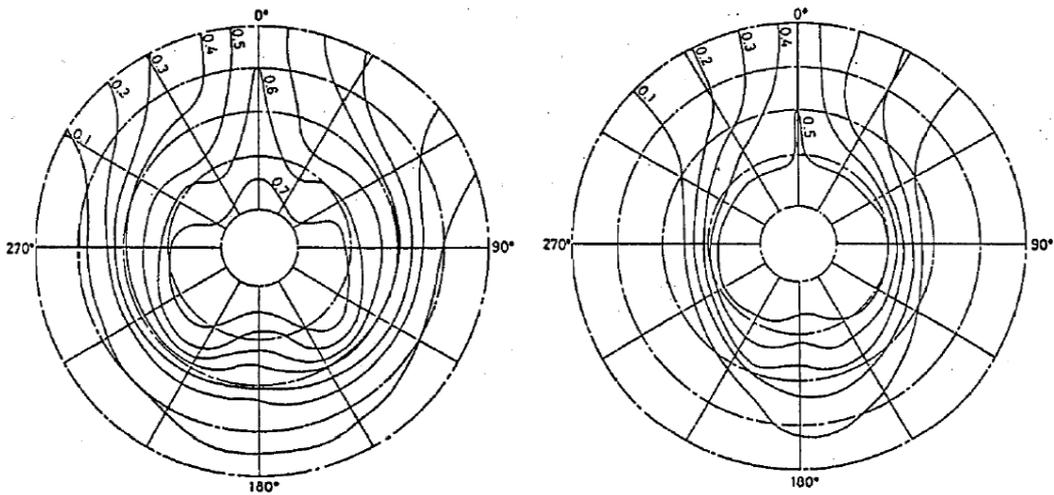
(a) 船尾変動圧力の計測結果 (b) キャビテーションの比較

図 6.1 コンテナ船 ” Sydney Express ” に関する船尾変動圧力比較試験⁸⁸⁾

この計測では、HSVA がワイヤーメッシュ後方で平板に圧力計を取り付けて計測（記号1と5）をし、ダミーモデルに取り付けた圧力計での計測（記号3, 4, 7）をした他、模型船体に圧力計を取り付けた船尾変動圧力計測（記号2と6）がベルリン水槽VWSで行われている。図6.1(a)に示す様に、キャビテーション水槽で行われた模型での計測のうち、特に平板による計測では実船計測データの4倍から1/4にばらつくという散々な結果が得られ、同じコンテナ船プロペラ模型を用いても信頼のできる計測データが得られないということが公にされた。これに対して、ダミーモデルを用いた計測で得られた変動圧力も同様の結果であった。また、模型船を用いた計測結果は実船計測データと比べて、低く計測された。更に、計測条件によって、計測毎、水槽毎に異なる船尾変動圧力計測結果が得られるという問題が世界的に認知されこととなった。また、図6.1(b)に示す様に、キャビテーションパターンも水槽毎に異なり、実船キャビテーション観測とも異なる結果が得られている⁸⁸⁾。

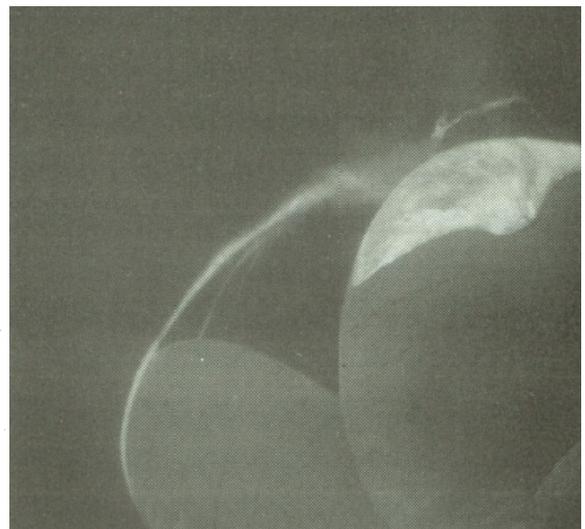
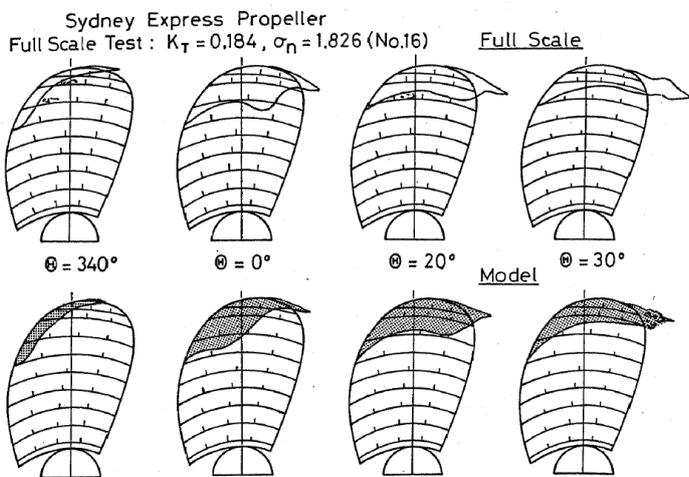
このため、第19期ITTCキャビテーション技術委員会では、筆者が担当となって、これらの問題を解決するために、わが国において比較試験を行うこととなった。先ず、コンテナ船”Sydney Express”の実船対応試験を模型船法で行うこととした。当時、船舶技術研究所はHSVAと日独科学技術協定に基づく共同研究を行っていたので、

船型とプロペラの情報提供を受けることができた。これに基づき、模型船（木材とパラフィン製）を内作り、模型プロペラを外注して、曳航試験とキャビテーション試験を行った。曳航水槽では、プロペラ単独性能試験、抵抗自航試験とともに伴流計測を行い、キャビテーション水槽でシミュレートする実船推定伴流分布を田中の方法⁸⁹⁾で作成された。大型キャビテーション試験水槽で計測された伴流分布を図 6.2 に示す^{90,91)}。この模型船はコンテナ船の船型であるので、図 6.2(a)に示すフローライナーなしでの伴流分布は曳航水槽での計測結果と同等の伴流分布となった。一方、フローライナーを適切に配置すると、図 6.2(b)に示す様な実船推定伴流分布に近い分布が得られた。これはフローライナーを船尾周りだけに配置したため、模型船体前半部では側壁影響で曳航水槽より船体周りの流れが加速され、その流れをフローライナーでそのまま下流に流したため、模型船伴流より細い伴流分布が得られたと考えられる。



(a) フローライナーなしで得られた模型船伴流 (b) フローライナーありで得られた実船推定伴流
 図 6.2 キャビテーション水槽でシミュレートされた” Sydney Express” の伴流分布^{90,91)}

この実船推定伴流分布中で作動するプロペラに発生するキャビテーションパターンと実船観測で得られたキャビテーションのスケッチの比較を図 6.3(a)に示す。同図の上図は HSVA による実船観測結果⁸⁸⁾であり、下図は船研による模型船での観測結果である。翼角度が 0deg の時を除いて、両者は非常に良い対応を示している。



(a) スケッチでの実船と模型船の比較^{91,92)} (b) 実船キャビテーションの写真 (20deg)⁸⁷⁾
 図 6.3 実船のキャビテーションと模型船でシミュレートされたキャビテーションパターンの比較

次に、この作動状態の時に、本キャビテーション水槽で計測された船尾変動圧力の計測結果を図 6.4 に示す。図 6.4(a)には、1 次から 4 次成分の船尾変動圧力振幅を示す。この図には、水素気泡を供給した場合 (w/H₂) としない場合 (N/H₂)、前縁粗さを塗布した時 (Rough) としない場合 (Smooth) について、種々の組み合わせをして計測し、それらの影響を調べている。いずれかの気泡核供給をすると安定した計測結果が得られるが、前縁粗さを付けず、かつ、水素気泡を供給しない時は計測値は半分以下となることが分かる。図 6.4(b)に、第 18 期 ITTC 比較試験結果にこの模型船法で計測された計測結果を赤丸印で示す。船研での模型計測結果が実船計測値と非常に良い相関が得られている。図 6.4(b)中の VWS で模型船で計測された船尾変動圧力は低めに出ているが、この水槽は自由表面付減圧回流水槽であることが関係していると考えられる。

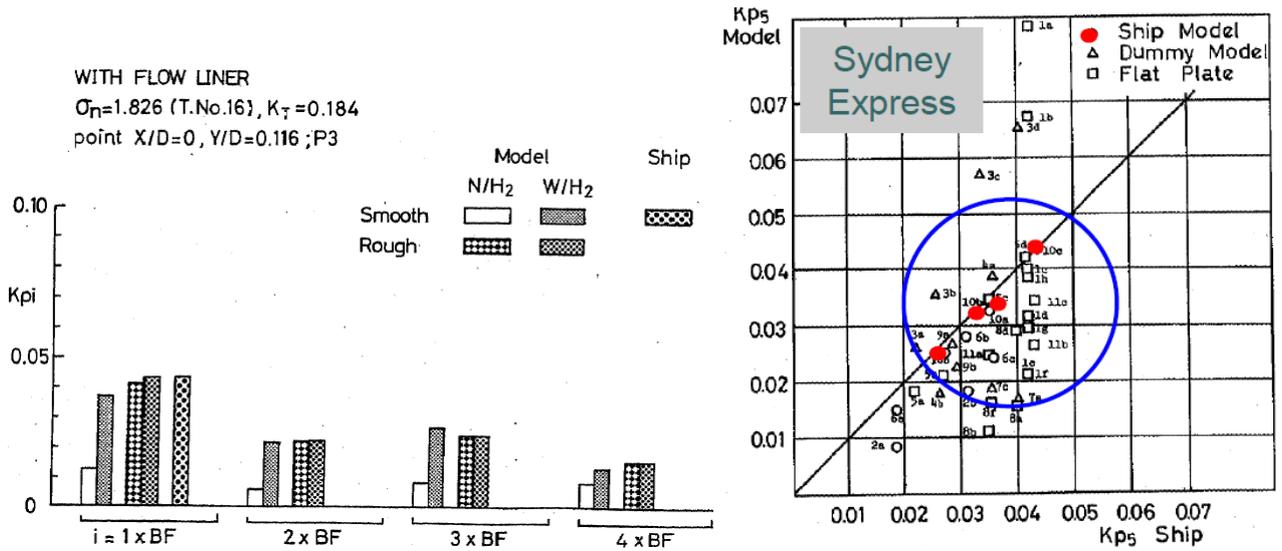


図 6.4 Sydney Express に関する船尾変動圧力の ITTC 比較計測

以上のように、模型船法では実船計測と良好な相関を持つ計測結果が得られたことから、この計測法をベースに平板などを用いた比較試験をわが国で開始した。同一の模型プロペラで、前縁粗さを付けることを基本で試験が行われた。わが国での第 19 期の船尾変動圧力比較計測⁹²⁾には、船研の他、造船技術センター、MHI、東京大学、IHI の 4 水槽が参加した。比較試験の計測結果を図 6.5 に示す。

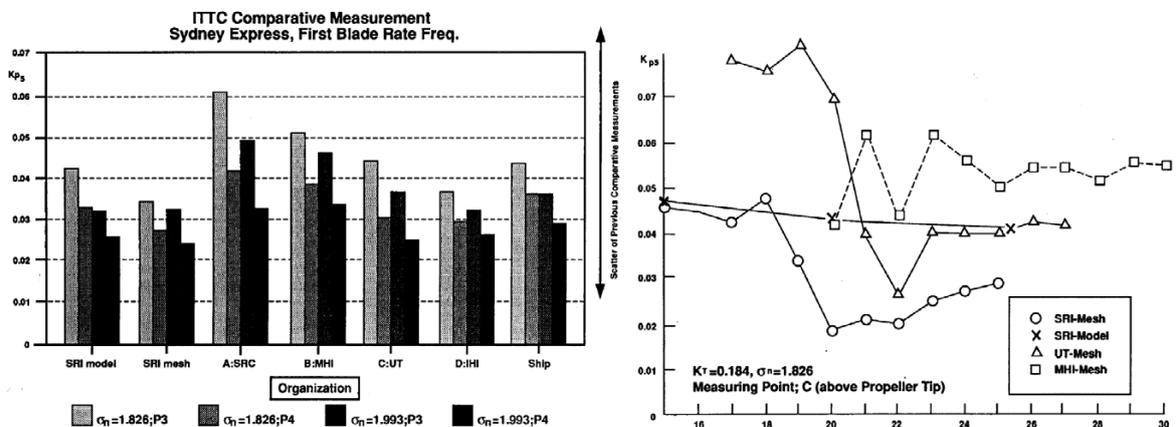
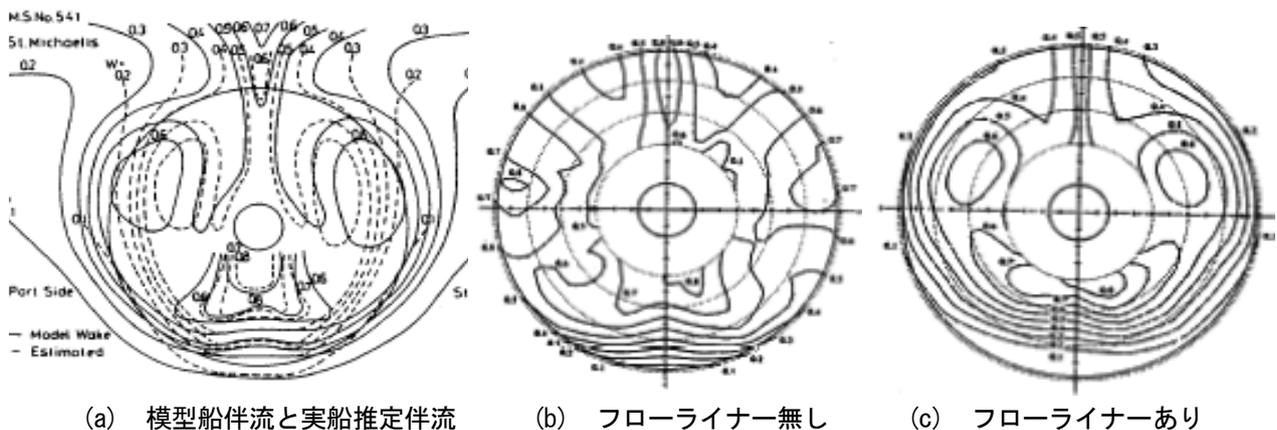


図 6.5 第 19 期 ITTC 船尾変動圧力比較試験結果⁹²⁾

図 6.5(a)には、船研での模型船での計測、平板による計測、造船技術センターでの計測、三菱長研での計測、東大での計測、IHI での計測、最後に HSVA による実船計測結果を横に並べて示す。一部を除き、殆どの水槽で得られた計測値は実船計測値に近い値が得られていて、第 18 期の船尾変動圧力比較計測で見られた大きな計測データのばらつきは見られない。これは、まず、模型プロペラの前縁に粗さを塗布するなどを行うことで、充分気泡核を供給して行ったこと、次に計測装置がプロペラのキャビテーションによる起振力で共振現象に注意を払って計測を行ったことにある。

一方、図 6.5(b)は平板法での計測結果で、供試模型プロペラ回転数を変化させて、計測値がどのように変化するか確かめた計測結果であり、模型船での計測結果はほぼ一定（若干右下がりになっているのレイノルズ数の影響で伴流分布が細くなったことによる影響）であり、一方、平板法での計測では、模型船に無かった共振点が存在し、共振点を避けて計測することが肝要であることが分かる。

第 19 期船尾変動圧力の比較試験では模型計測が実船計測と良い相関が得られたが、これはコンテナ船のような痩せた船型であったからではないかと言うことで、このため第 20 期 ITTC⁹³⁾では、肥大船で行うことになった。供試船として、HSVA で実施された、ドイツの小型タンカー“St. Michaelis”の実船計測データと関連データが HSVA から提供された。船舶技術研究所では模型船（MS No.541）を木製で作成し、伴流計測などの曳航水槽試験を行い、大型キャビテーション試験水槽で伴流シミュレーションを行った。

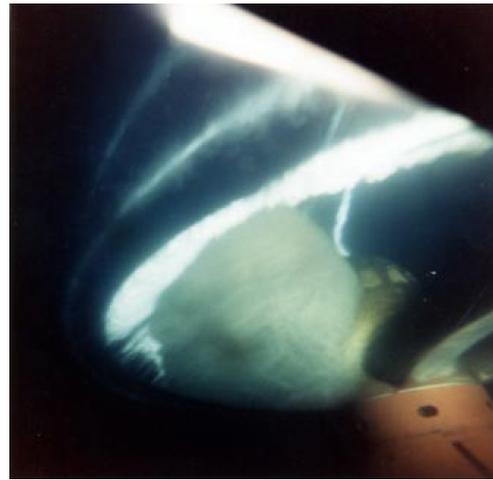
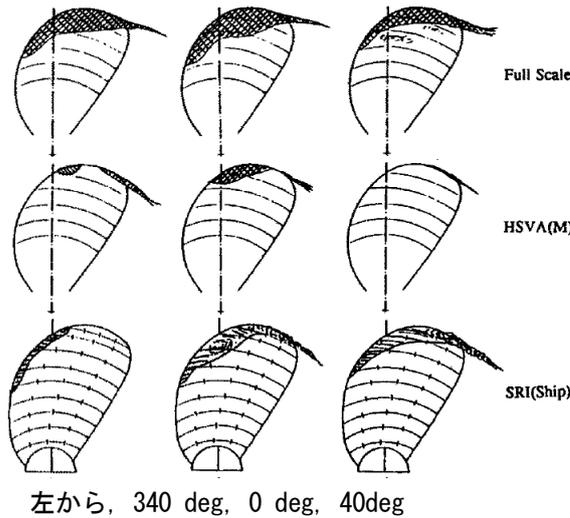


(a) 模型船伴流と実船推定伴流 (b) フローライナー無し (c) フローライナーあり

図 6.6 “St. Michaelis” の伴流分布の比較

図 6.6 に曳航水槽とキャビテーション水槽で得られた伴流分布を示す。図 6.6(b)に示す様にフローライナーなしだと左右非対称にはならなかったものの、曳航水槽の伴流分布とも、また、田中の方法⁸⁹⁾による実船推定伴流分布とは似ても似つかないものとなった。フローライナーを適切に設置すると、図 6.6(c)に示す様に、実船推定伴流分布と似た分布となって、この伴流分布についてキャビテーション試験を行った。

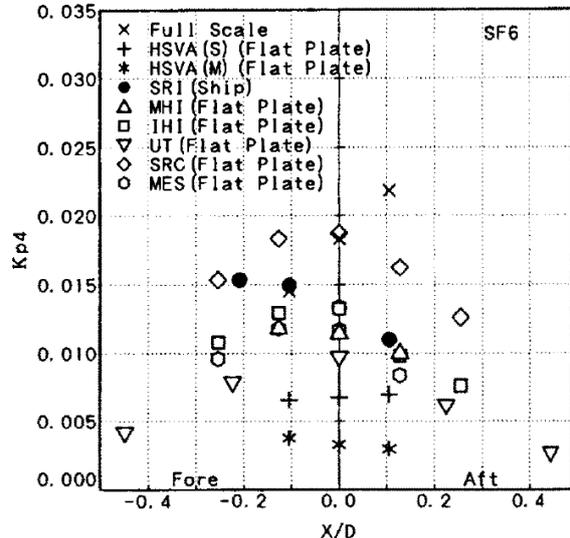
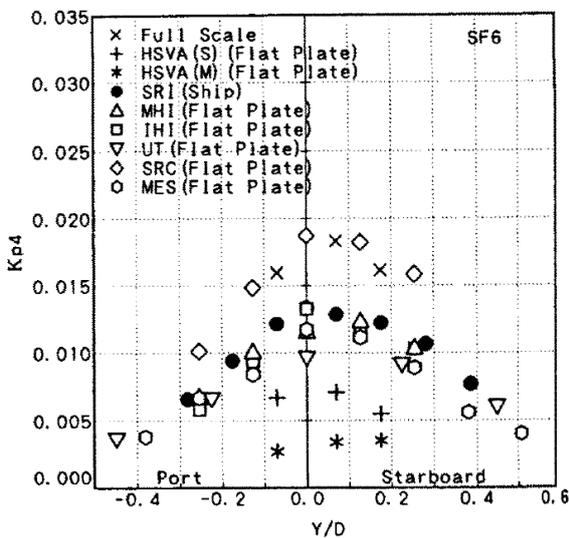
模型船後方の伴流中で作動する模型プロペラに発生したキャビテーションパターンを、実船計測と HSVA の中型キャビテーション水槽で得られたキャビテーションパターンと比較して、図 6.7(a)に示す。図 6.7(b)は実船プロペラに発生したキャビテーションの写真である。図 6.7(a)の実船観測のスケッチにおいて、不思議な現象として左舷側のキャビテーションの発生範囲が右舷側のそれより大きいことに気がつく。この様なことは通常あり得ない現象である。この原因としては、LDV の実船計測で左舷側の伴流が右舷側のそれと比べて大きいことが関係しているかもしれない。実船計測が正しいとすればではあるが、残念ながらドイツでの評価は否定的であったようである。尚、この船に関しての実船対応模型試験での船尾変動圧力計測結果は HSVA 公表されていない。



(a) スケッチでの実船と模型船の比較⁹³⁾

(b) 実船キャビテーション観測写真⁹³⁾

図 6.7 実船のキャビテーションと模型でシミュレートされたキャビテーションパターンの比較



(a) 船幅方向の船尾変動圧力計測値の比較

(b) 長手方向の船尾変動圧力計測値の比較

図 6.8 実船のキャビテーションと模型でシミュレートされたキャビテーションパターンの比較⁹³⁾

この船に関しても、わが国のキャビテーション水槽を保持している機関（三菱長研 MHI, IHI, 東大 UT, 造船技術センター SRC, 三井昭島研究所 MES）が参加して船尾変動圧力の比較試験を行った。計測では、同じ模型プロペラ（MP No.300）を用い、前縁に粗さを塗布して計測を行った。計測結果を図 6.8 に示す。図 6.8(a)は船幅方向の、図 6.8(b)は長手方向の船尾変動圧力計測結果である。実船計測値（X 印）と比べて、わが国で得られた計測値は SRC の計測値を除いて低かったが、HSVA での計測値よりは実船データに近い計測値となり、わが国の水槽で得られた計測値はまとまっている。一方、図 6.8(b)は長手方向の船尾変動圧力の計測結果である。船幅方向のそれと同様な結果であるが、不思議な現象としては、実船計測値がプロペラ後方でより大きくなることで、極めて珍しいデータである。この船ばかりでないが、実船プロペラに発生するキャビテーションの翼端渦は極めて太く、模型での試験での再現は難しいが、この現象による効果とも考えられる。この計測で良い相関が得られなかった理由としては、実船推進伴流が適切でなかった、与えられたスラスト係数が小さかった、模型での翼端渦が実船恐れより格段に細かったなどが挙げられるが、これ以上の追求はできなかった。翼端渦キャビテーションが船尾変動圧力に影響を与えることは古くから知られている⁹⁵⁾が、その寄与に関して明確な結論が得られていない。

6.2 最適プロペラの設計

前述の小山の非定常揚力面理論計算法は、これと組み合わせることで色々なプロペラ設計に有効なことができる。キャビテーションの発生範囲の予測計算もその一例である^{67,83)}。山口等は、あるべき最適プロペラ翼面圧力分布を想定して、Epplerの翼断面設計法⁹⁶⁾を用いることで最適翼断面形状を求め、小山のプロペラ揚力面理論計算法で得られる相当二次元翼と一致させることで、耐キャビテーションの観点から最適プロペラを求める設計法を提案した⁹⁷⁾。

ターゲットプロペラは、MAU型プロペラ（正確には改良MAU型となっている）である青雲丸の通常型プロペラ（SRI MP No.218, 論文ではMP218と表記されている）であり、特に翼端部では、図6.9に示す2種類の望ましい圧力分布を想定して設計がなされた。一つはキャビテーションの発生をできるだけ抑えるためにプロペラ翼断面の背面圧力分布がフラットで、キャビテーションが発生しても発生量が少ない圧力分布（実線で示す）を持つプロペラ（MP010）と、もう一つはプロペラの一回転中でのキャビテーションの発生体積変化をできるだけ小さくするという設計の考え方で与えられる圧力分布（一点鎖線を）持つプロペラの翼断面形状で設計したプロペラ（MP012）である。破線はMAU型プロペラの圧力分布である。なお、翼根側では後縁に向かって負圧面の圧力分布がなだらかに上昇させて、境界層の発達や剥離を抑えた翼型としている。設計されたプロペラとターゲットプロペラの単独性能の比較を図6.10に示す。ターゲットプロペラと比べて、MP012は重く、MPNo.10は軽くなったが、設計点（実船プロペラ回転数が163rpm, $K_T/J^2 = 0.498$ ）でのプロペラ単独効率ほぼ同等であった。

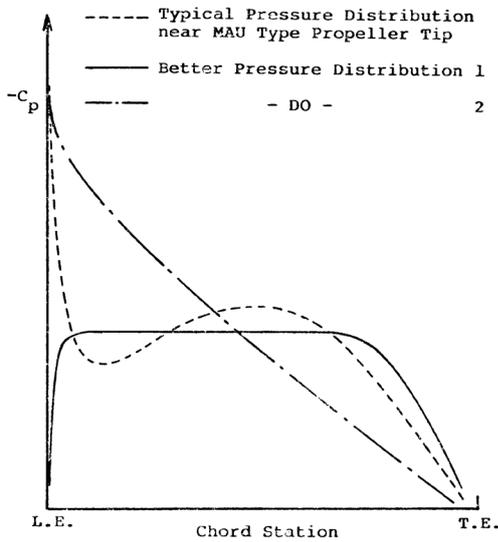


図 6.9 設計で想定された最適荷重分布⁹⁷⁾

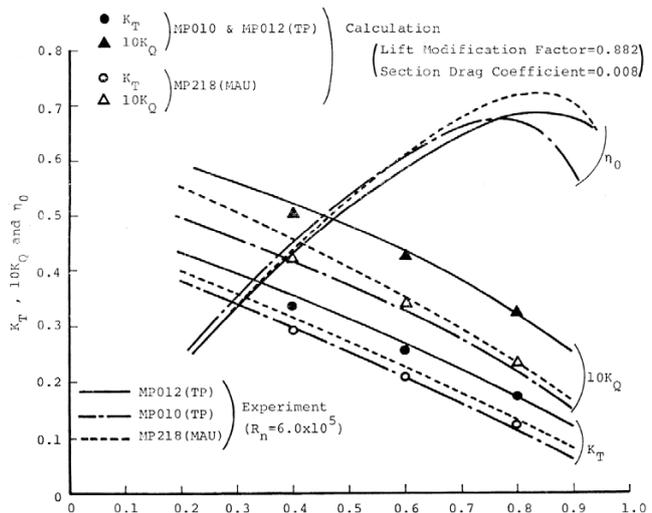


図 6.10 設計されたプロペラの単独特性の比較⁹⁷⁾

次に、設計したプロペラに関して、東大のキャビテーション水槽で不均一流中でキャビテーション試験を行った。設計されたプロペラである、MP010とMP012のキャビテーションの発生範囲はターゲットプロペラであるMP218と比べて少なくなり、キャビティボリュームの計測量も図6.11に示す様に、ターゲットプロペラより格段に小さくなった。このため、図6.12に示す様に、両プロペラが誘起する船尾変動圧力も大幅に低下したが、この実験ではMP012が誘起する船尾変動圧力の方がMP010のそれと比べて必ずしも少なくなっていない。

山口等の研究は、MAU型プロペラから新しいプロペラ設計法を提案していて、新しい時代の到来を感じさせた。

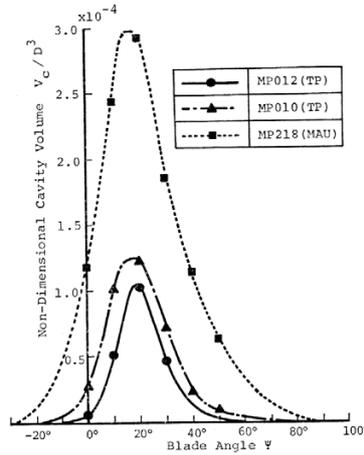


図 6.11 計測されたキャビティ体積の比較⁹⁷⁾

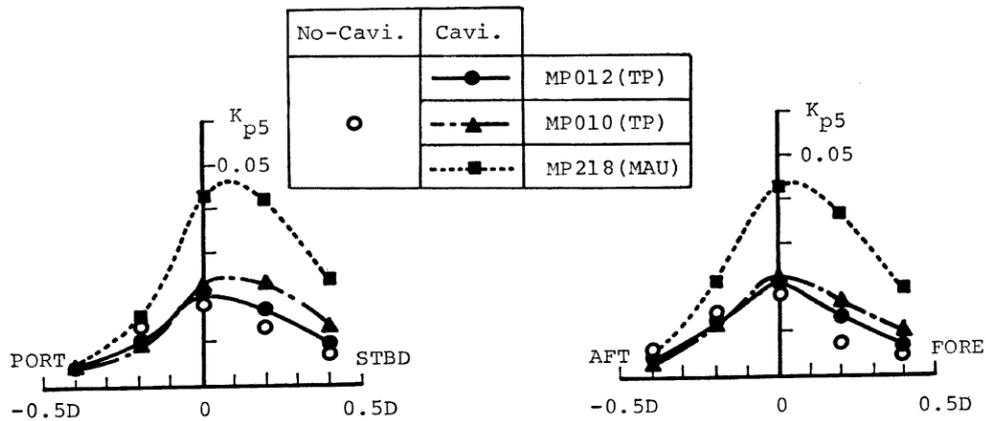
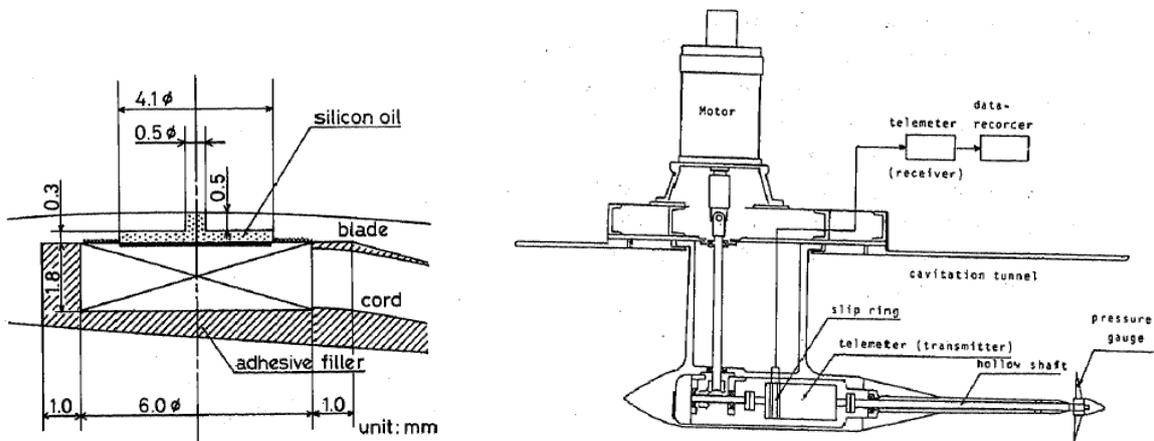


図 6.12 計測された船尾変動圧力の比較 (左; 船幅, 右; 長手)⁹⁷⁾

6.3 模型と実船プロペラ翼面圧力計測

プロペラ揚力面理論計算が完成とともに、プロペラ翼面圧力計測に関心が向けられ、多くの研究者が計測法の開発を試みたが、信頼性のある計測結果が得られず、永年の懸案であった。これは翼面圧力計測のためにとり付けた圧力変換器にプロペラ翼の変形による荷重が加わり、正確な圧力が計測できなかった。Jessup によってプロペラ翼が変形しても圧力計測に影響を与えない導管式では計測ができていた⁹⁸⁾が、計測に時間がかかり、望ましい計測法でなかった。

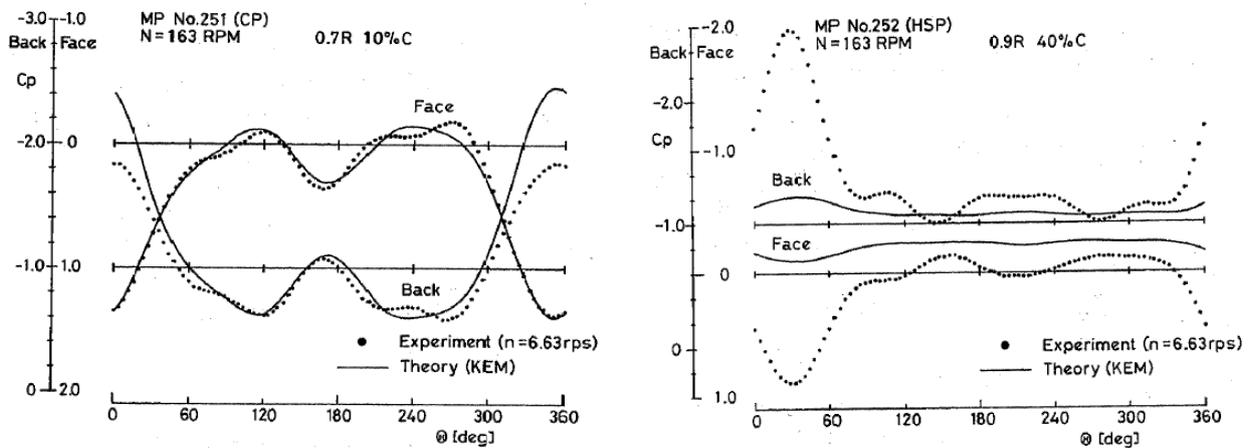


(a) 改良された圧力センサーとその取り付け (b) 翼面圧力計測システム

図 6.13 模型プロペラ翼面圧力計測のための計測デバイス⁹⁹⁾

このため、図 4.8(a)に示す様に圧力計をチャンバーに収納して測る方法を開発し、翼面の変形で計測値に影響を与えず、かつ、周波数応答の良い圧力チャンバーを研究所で内作り、プロペラの歪みの影響を受けないように取り付ける方法を開発した⁹⁹⁾。この方法の有効性を確認するため、通常型とハイリースキュードプロペラの2種類の大型の青雲丸プロペラ模型(直径 400mm)を製作し、図 6.13 の右図に示す計測システムを大型キャビテーション試験水槽に取り付けて、均一流中で作動するプロペラとワイヤーメッシュ後方の不均一流中で作動する場合について計測を行った¹⁰⁰⁾。

2種類のプロペラ模型での計測結果を図 6.14 に示す。図 6.14(a)の通常型プロペラでの計測結果(0.7R, 10%C)は小山の揚力面理論計算結果と、背面ばかりでなく正面側でも良く一致している。一方、ハイリースキュードプロペラでの計測結果(0.7R, 10%C)も理論計算と良く一致したが、図 6.14(b)に示す様に、翼端である 0.9R の 40%C では、翼角度 30deg 不均で大きな荷重がかかることが計測され、理論との違いが明確にされた。ハイリースキュードプロペラの翼端における流れが複雑で解明すべき点があることを示している。



(a) 通常型プロペラ (b) ハイリースキュードプロペラ
 図 6.14 ワイヤーメッシュ後方で作動する模型プロペラの一回転中の圧力計測結果¹⁰⁰⁾

船研は、実船プロペラの翼面圧力計測に取り組み、SR206 研究部会(加藤洋治部会長)において、航海訓練所の青雲丸 I の通常型プロペラとハイリースキュードプロペラに圧力変換器を取り付け、実船プロペラ翼面圧力計測を実施した^{101,102,103)}。翼面圧力計測用の圧力計と翼面に埋め込まれた圧力計からボスキャップまでのケーブルの配線、ボスキャップからプロペラ軸内への配線、スリップリングまでの圧力信号の伝達経路を詳細に書いた図を図 6.15 に示す。

模型プロペラでの翼面圧力計測で得たノウハウを用いて計測に取り組んだ。実船プロペラへの圧力計の取り付け作業はナカシマプロペラ、計測システムのデータ転送システム構築は三井造船昭島研究所が担当し、翼面圧力と翼応力計測及びデータ解析は船舶技術研究所が行った^{101,102,103)}。

得られた計測結果は、図 6.16 に示す様に小山の非定常プロペラ揚力面理論⁸¹⁾と比較し、通常型プロペラに関して申し分のない一致を得ているばかりでなく、ハイリースキュードプロペラについても良好な相関を得ている。ただし、ハイリースキュードプロペラに関しては、翼端後縁近傍において揚力面理論では説明できない圧力分布が得られていることは重要なことである。これは、小山の理論では翼面圧力分布に対してのキャビテーションの発生や翼端渦の影響を考慮していないことによるものである。一方、本計測が行われた当時にはより高度な新しい計算法が出現していたが、小山のプロペラ揚力面理論計算法は計算プログラムコードの公開当初から妥当な精度で翼面圧力分布(正確には、相当二次元翼キャンバー、翼面圧力計算部分は使用者が作成することになっていた)を計算できていたことが証明されたことになる。

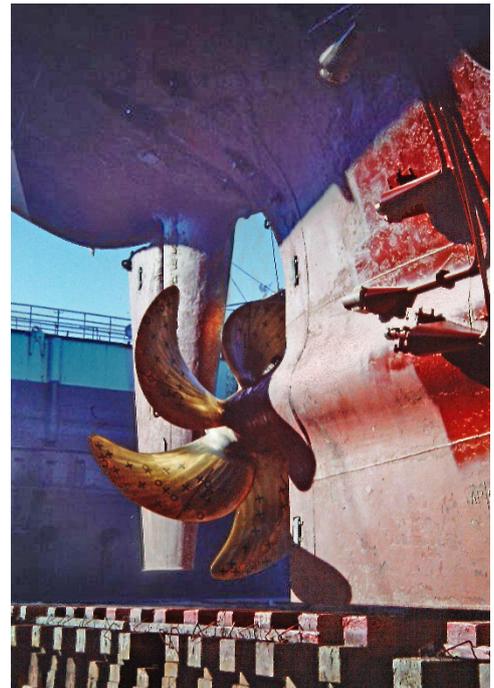
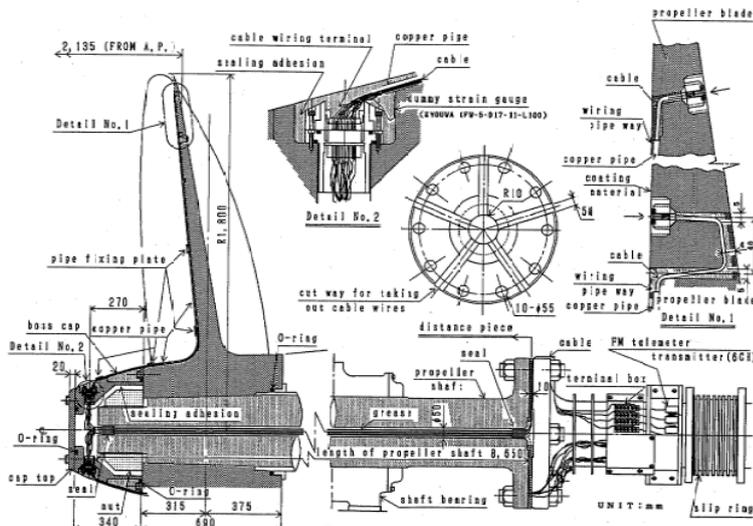
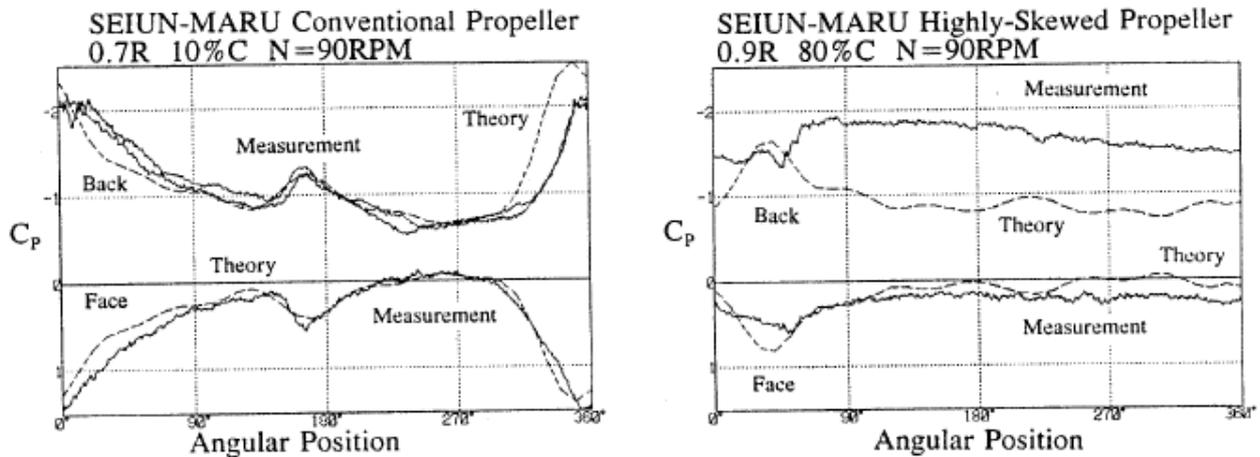


図 6.15 実船翼面圧力計測システムと実船計測直前の写真¹⁰¹⁾



(a) 通常型プロペラ

(b) ハイリースクードプロペラ

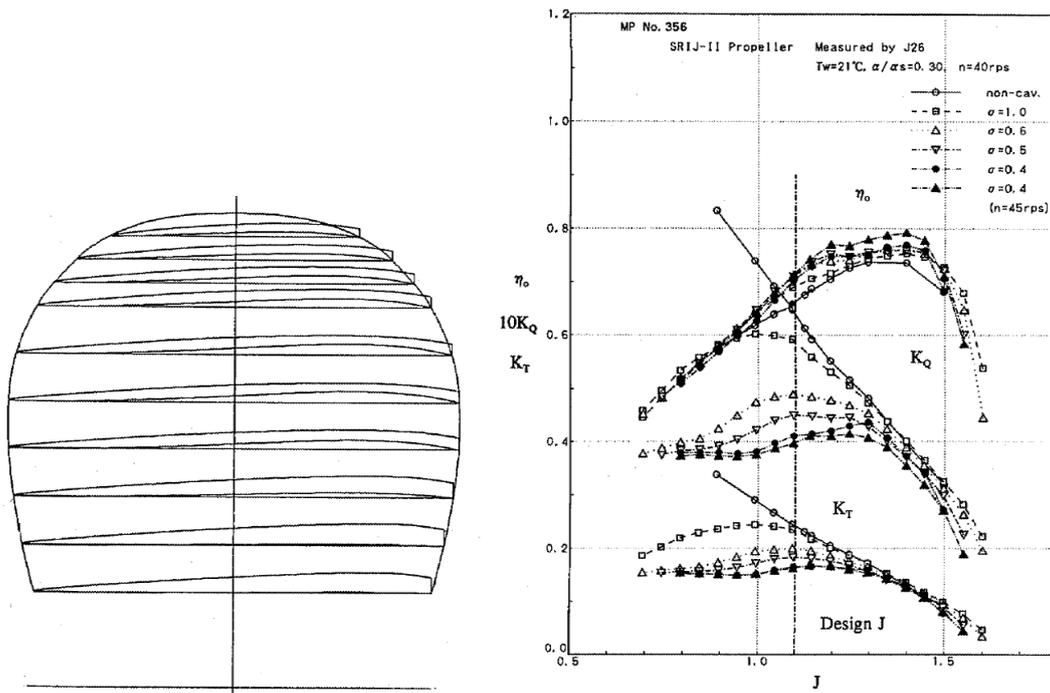
図 6.16 実船プロペラ翼面圧力計測結果 (実線; 予測計算値, 破線; 計測値)

6.4 高速船艇用プロペラの開発

この当時は、高速で航行する船のプロペラ開発に関心が集まっていた、SR214 研究部会 (加藤洋治部会長), 「スーパーキャビテーションプロペラに関する研究」が設立された¹⁰⁴⁾。このプロジェクトでは、前進速度が 50knots で航走する高性能なスーパーキャビテーションプロペラ (以下、SCP と記す) の開発をめざして実施された。しかしながら、当時、SCP の開発が色々の研究者によって行われていたが、設計者の意図道理のプロペラが設計できていなかった。例えば、黒部等は DTMB の Vening の方法¹⁰⁵⁾で SCP を設計したところ、設計条件のスラストは出ず、効率は予測より低くなり、更には、設計点でキャビテーションが発生しないことがあって、設計法の改良が必要なることを見出した¹⁰⁶⁾。この結果を踏まえて、研究分野をレビューした結果、有限キャビテーション数で作動する 2 次元翼型の性能が予測できないことに原因があるとして、精度の良い 2 次元 SC 翼型の非線型性能計算法を開発することとした。工藤等は高次渦パネル法に基づく性能計算法を考案し、作動条件 (迎角やキャビテーション数) が与えられた場合に、翼厚が薄い SC 翼型でも計算が可能なることを示した¹⁰⁷⁾。

SR214 プロジェクトでは、当時、信頼性のある設計法と言われていた SSPA チャート法を用いてターゲットプロペラを設計した。次に、黒部が作成した Vening の SCP 設計法の改良を行い、SCP の設計条件に対して揚力線理論で計算された迎角とキャビテーション数と必要揚力係数に対応する SC 翼型形状を高次渦パネル法により作成した SC 翼型設計チャートから求めた。この際、SC 翼型の基本形状としては、Tulin 2 項翼型より高性能な Johnson 5 項翼型を母型とした SRJN 翼型が採用された。これを SCP の翼断面とするには、揚力面補正が必要であるが、Vening の方法（原理的には、Ludwig-Ginzel の方法）に従った。この様にして、改良 DTMB 法で設計された SCP (SRIJ-I) の模型プロペラを製作し、大型キャビテーション試験水槽で性能確認試験を行った。その結果、ターゲットプロペラの SSPA プロペラより性能は良いものの、設計目標値より、スラストは 15% 過大、プロペラ効率は 14% 低くなり、発生したキャビティも厚く、翼端渦キャビテーションも太く、不満の残る結果であった。不満の残る設計結果となった原因として、キャビテーション観測からキャンバーが過大であったことが見出された。

次に、上述の揚力面（キャンバー）補正法を抜本的に改良した設計法に改良して SCP を設計した¹⁰⁸⁾。設計された SCP (SRIJ-II) の模型についてキャビテーション試験をした結果を図 6.17 に示す。設計点では、設計目標値と比べて、スラストは 3% 過大となり、プロペラ効率は 6.5% 低くなったが、ターゲットプロペラより効率は 11% 高くなった。また、シートキャビテーションは SRIJ-I のそれより薄くなり、太い翼端渦キャビテーションも発生しなかった。この設計に際しては、上述の Goldstein の揚力線理論と、参加会員が作成した揚力面補正法を組み合わせたスーパーキャビテーションプロペラの設計プログラムを作成している。



(a) SRIJ-II プロペラ (b) 単独キャビテーション特性
 図 6.17 高性能スーパーキャビテーションプロペラ¹⁰⁸⁾

続いて船研では、工藤達郎が SCP 性能解析法を開発したこと¹⁰⁹⁾から、Lerbs の揚力線理論と、新たに開発した SCP 揚力面理論計算法の一部を用いた直接揚力面補正法を組み合わせる SCP 設計法¹¹⁰⁾を開発し、更に高性能なスーパーキャビテーションプロペラを開発した。この設計プログラムで設計したスーパーキャビテーションプロペラの設計結果の一例を図 6.18 に示す。このプロペラは各半径位置での最適揚力係数と必要揚力係数が一致するように翼弦長を変更する、実際は、翼弦長を短くすることでこの条件を満たすべく、設計が行われた。得られた SCP (SRIJ-III) の形状を図 6.18(a)に、プロペラ性能曲線を図 6.18(b)に、キャビテーションの発生範囲を図

6.18(c)に示す。設計結果はスラストと効率は設計予定値より小さくなったものの、効率は設計点 ($J=1.1$) で0.738という、高い値で作動するSCPを設計することができた。

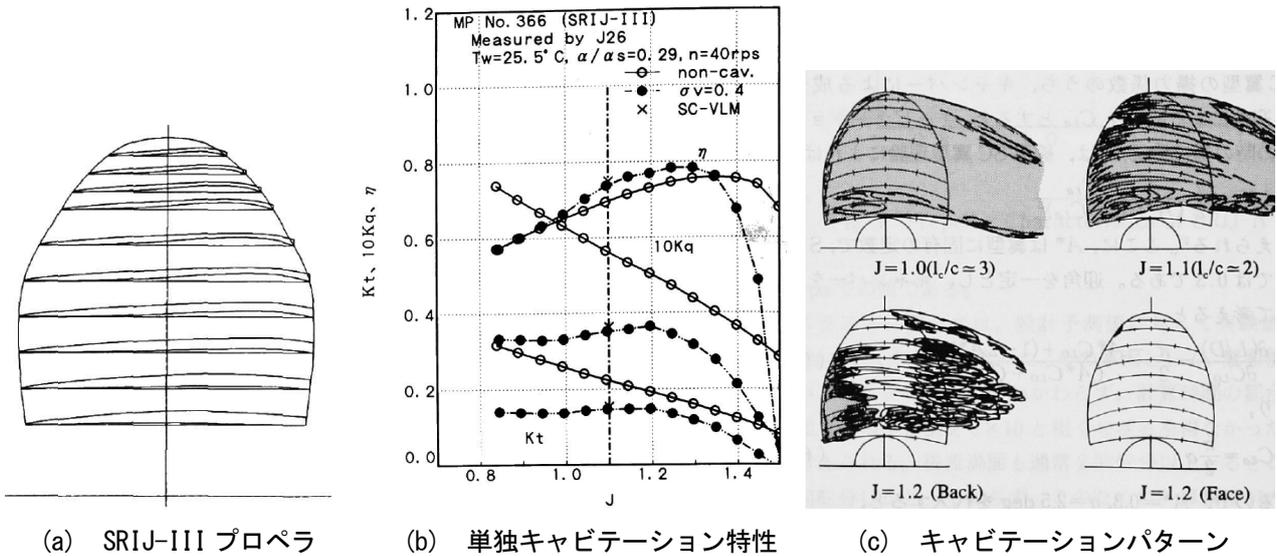
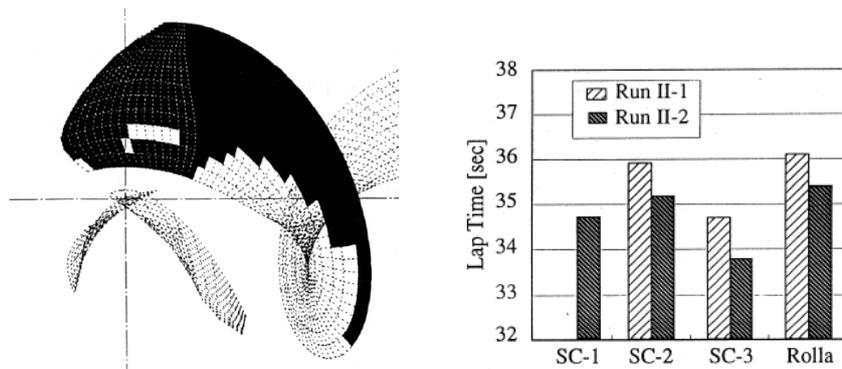


図 6.18 高性能スーパーキャビテーションプロペラ¹¹⁰⁾

現実の高速艇プロペラとしては、プレジャーボート等の船外機プロペラや競艇場でレースを行う競艇プロペラは空気吸込を行うことがあるものの、スーパーキャビテーション状態でプロペラは作動する。競艇用プロペラに適用して設計する機会があったので、上述のSCP設計法を適用して設計を行った。最終的には、従来型競艇プロペラや外国製の高速艇プロペラより高速で競艇場内を周回できることを競艇場で確認した¹¹¹⁾。



(a) SC-3のキャビテーションパターンの予測 (b) 各種プロペラの周回時間の比較

図 6.19 競艇用プロペラ設計¹¹¹⁾

6.5 高効率プロペラの開発

高速化の動きとは別に、省エネ・プロパルサへの関心は根強いものがある。その一つとして、二重反転プロペラがある。前後に配置されたプロペラが互いに反対方向に回転し、前方プロペラが発生した回転流を後方プロペラが回収することで、二つのプロペラに後方に旋回エネルギーを放出しないことで効率の良いプロペラが成立するという。期待の省エネプロペラであったが、船研でも二重反転プロペラ的设计を試みていたが、単独プロペラ効率ばかりでなく、推進効率も通常プロペラより悪いという散々たる結果で、二重反転プロペラ的设计に成功していなかった。

そこで、著者は二重反転プロペラ設計に対する調査として、先ず、基準となる高速コンテナ船の通常型プロペラ (SRIMP No.145) と、これに対応して設計された二重反転プロペラ (SRIMP No.158/159) を用いて、単独プロ

ペラ性能計測, LDVによる流場計測, キャビテーション観測, 船尾変動圧力計測, 水中騒音計測を大型キャビテーション試験水槽の第1計測部で, 図6.20に示す様に主動力計と斜流動力計を用いて行った¹¹²⁾. 先ず, 均一流中でのプロペラ性能計測の結果, この二重反転プロペラの効率は通常型プロペラのそれより3.9%高くなり, 以前, 曳航水槽で得られていた計測結果と異なった結果が得られた. 次に, ワイヤメッシュ後方で作動するプロペラのキャビテーション観測を行った結果, 二重反転プロペラの前方プロペラのキャビテーションの発生量は大きく, 後方プロペラのそれは小さく, また, 平板で計測された船尾変動圧力は二重反転プロペラの方がむしろ大きかった.

この結果を踏まえて, 二重反転プロペラ的设计法の見直しを行い, 設計がうまくいかない原因として, 前後のプロペラのピッチ分布を決定する干渉係数に問題があることを突き止めた. Morgan, W.の二重反転プロペラ設計法¹¹³⁾で用いているTachmindijの作成した干渉係数に, 図6.20に示す様な不合理性があることから, オリジナルのLerbsの干渉係数¹¹⁴⁾を用いることとした. この他にも幾つかの改良をした二重反転プロペラ設計法¹¹⁹⁾により, 2種類の二重反転プロペラを設計した. 但し, 二重反転プロペラの直径は船尾への搭載を考慮して通常型プロペラ(MPNo.145)のそれより, 小さくしたものの, 低回転化したプロペラとして設計を行っている. 前方プロペラは4翼, 後方プロペラは5翼として設計した. また, CRP1(MPNo.258/259)は均一伴流を想定し, CRP2(MPNo.278/279)は伴流適合プロペラとして設計した. 曳航水槽で単独性能試験を行って得られた結果を図6.21に示す. この結果, 二重反転プロペラの単独効率は通常型プロペラのそれと比べて, 6~7%も向上した^{115,116)}. また, 自航試験の結果, 6~7%の馬力節減となった. 旋回流がないプロペラ後流中の舵による推進効率の低下が大きいことが得られた.

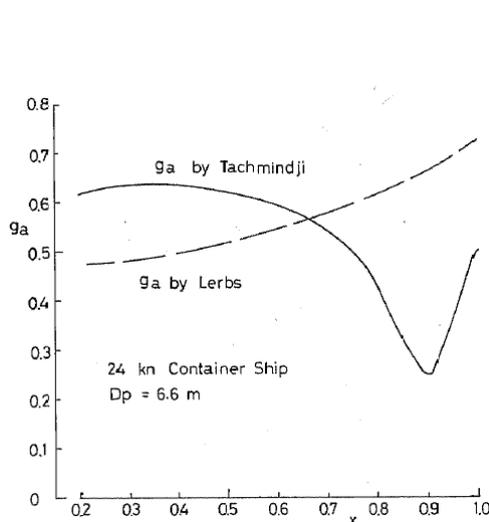


図6.20 二重反転プロペラの干渉係数¹¹⁹⁾

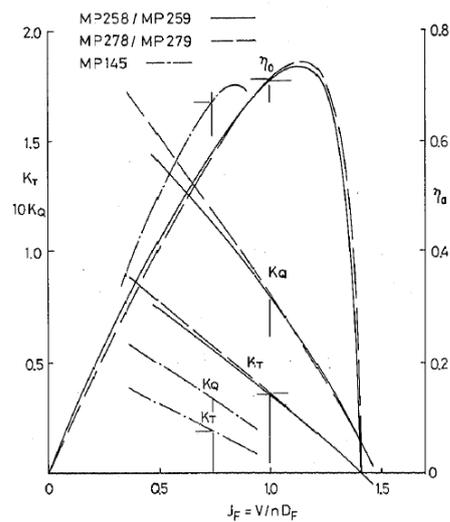


図6.21 設計プロペラの単独性能の比較¹¹⁹⁾

この二重反転プロペラCRP1については, レーザ流速計LDVを用いた流場計測を行なっていて, 二重反転プロペラの後流には旋回流が消滅していることを計測している, 改良された二重反転プロペラ設計法が有効であることが示されている^{115,117)}.

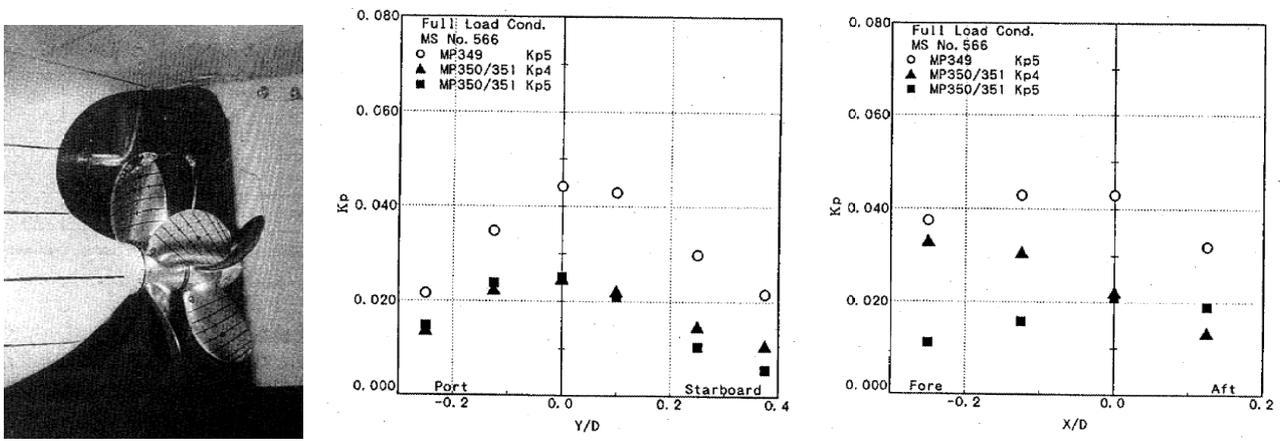
次に, ワイヤメッシュ後方でキャビテーション試験を行った結果, CRP1の前方プロペラの背面キャビテーションは通常型より少なくなったが, 正面キャビテーションがかなり発生した. 一方, CRP2は正面キャビテーションが殆ど発生しなかったため, 設計の意図はそれなりに反映された. 性能差が殆ど無いので, CRP2の設計が最良と言うことになる. 船尾変動圧力に関しては, キャビテーション発生状態では, CRP1の前方プロペラの船尾変動圧力の方が通常型プロペラのそれより小さいが, 二重反転プロペラは後方プロペラの翼次数成分と二つのプロペラの干渉成分, この場合, 9次成分などに注意を払う必要があるのが二重反転プロペラの船尾変動圧力の特徴である.

また, 当時, 石川島播磨重工と三菱重工が世界で初めて二重反転プロペラを実船に適用し, 10%以上もの大幅な馬力節減を達成したことが報告されていて, ますます, この種のプロペラが実船に適用されることが期待され

た。そして、二重反転プロペラは、遊星ギアを用いた場合、異速反転となるので、異速反転プロペラ用に設計プログラムを改良し、25knotsのコンテナ船用の二重反転プロペラを前後回転数を4:5で設計をした¹¹⁸⁾。設計の結果、スラストは設計目標通りとなったものの、トルクは設計目標値より高くなり、プロペラ効率は2%低くなったが、設計で想定された範囲の性能の二重反転プロペラが設計されている。

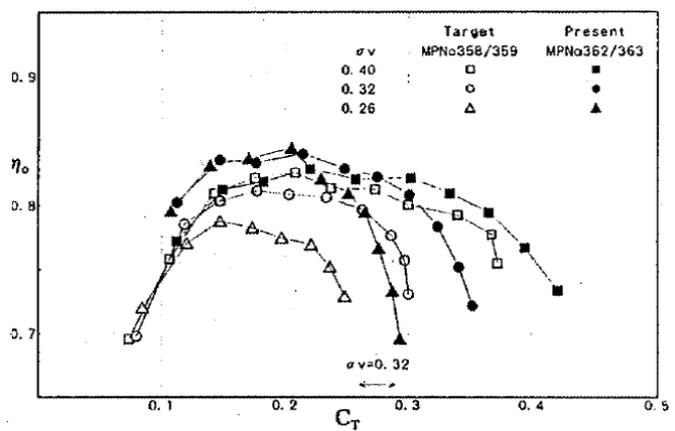
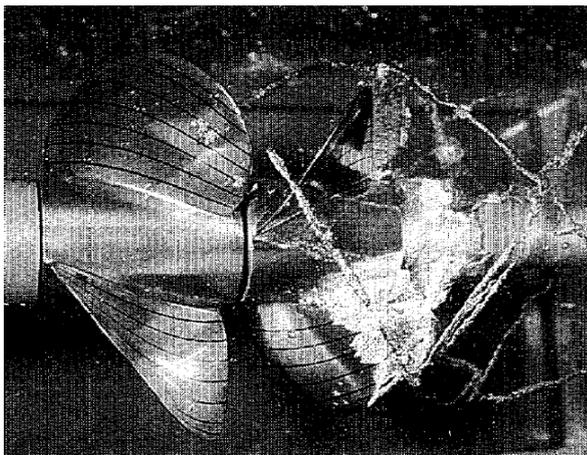
VLCCに対しても上述の船研の二重反転プロペラの設計法を適用し、二組の二重反転プロペラを設計し、プロペラ模型を製作した。小久保芳男等が曳航水槽で抵抗自航試験を行った結果では、馬力節減は3%程度に留まった¹¹⁹⁾。プロペラ模型が小さくなることもあり、粘性影響が大きかった。以上のことから、高速船には効率向上が期待できたが、低速船に対しては研究課題が残った。また、異速反転は等速反転より推進効率の向上が少なくなることを得ている。

二重反転プロペラのキャビテーション試験は、船研ではワイヤーメッシュと平板を組み合わせて船尾変動圧力の計測を行っていた。キャビテーション水槽用の二重反転動力計を導入することで、模型船を用いたキャビテーション試験と船尾変動圧力計測が可能になった¹²⁰⁾。高速コンテナ船での試験時の写真を図6.22の(a)に示す。船尾変動圧力計測結果を図6.22(b)に船幅方向と図6.22(c)に長手方向の分布を示す。



(a) キャビテーションパターン (b) 船幅方向の分布 (c) 長手方向の分布

図 6.22 コンテナ船用二重反転プロペラのキャビテーションと船尾変動圧力分布¹¹⁸⁾



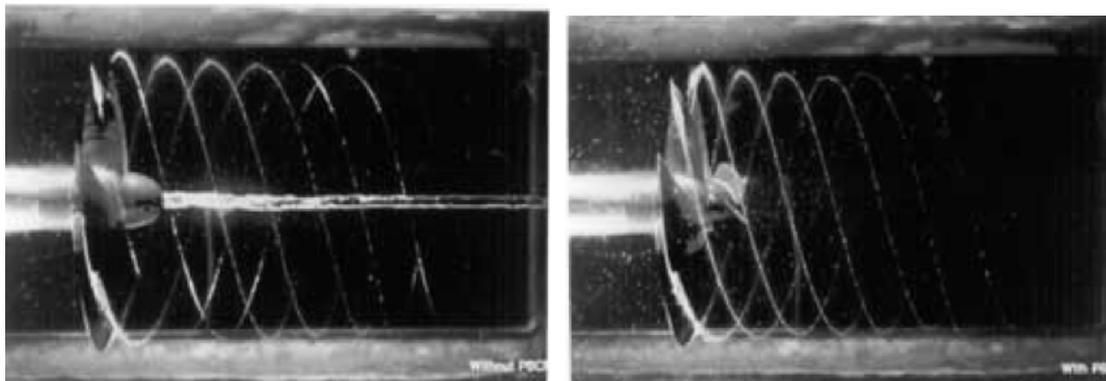
(a) 船外機二重反転プロペラのキャビテーション (b) 商用CRPと設計されたSC-CRPの効率比較

図 6.23 船外機用二重反転プロペラの設計例¹¹⁸⁾

その後、二重反転プロペラ設計法をプレジャーボート用船外機に適用し、商用在来型二重反転船外機プロペラと比べて、広い荷重範囲で効率の良いプロペラが設計され、図6.23(a)に示す様に大型キャビテーション試験水槽でキャビテーション試験を行い、図6.23(b)に示す様に広い荷重度の範囲でターゲットプロペラより効率の高いプ

ロペラとなる可能性を確認している¹¹⁸⁾。プレジャーボートに二重反転プロペラを装備すると、燃費節減になるばかりでなく、直進性能も良くなるので、ニーズがある。この種のプロペラは空気吸込をしながら、翼面周りのキャビテーションはベースベンティド状態で作動するので、性能解析ばかりでなく、設計も簡単ではない。

プロペラボスにフィンをつけて、プロペラハブから放出される渦エネルギーを推進エネルギーに変換するプロペラ・ボス・キャップ・フィンがあり、コストパフォーマンスが良いこともあり、多くの船に採用されていることが大内等によって報告された¹¹⁹⁾。このフィンを付けることで、フィンなしのプロペラボスから流出するハブボルテックスが消滅することをキャビテーション水槽における可視化試験で明示している。これを図6.24に示す。



(a) PBCF なし (ハブボルテックスあり) (b) PBCF 付 (ハブボルテックスなし)

図 6.24 プロペラハブキャップフィンPBCFの効果¹¹⁹⁾

6.6 高次船尾変動圧力問題

ハイリースキュードプロペラは船尾変動圧力の1次や2次成分の低減に大いに効果があり、殆どプロペラにスキューが付けられるようになった反面、当時、高次変動圧力が問題とされるようになってきた。このような問題の解決法として、山崎正三郎は、比較的大きな高次船尾変動圧力が発生したコンテナ船に対して、プロペラ設計において、翼端での荷重を低減させて、翼端渦を弱めることによって船尾変動圧力を軽減する方法の提案を行った¹²⁰⁾。

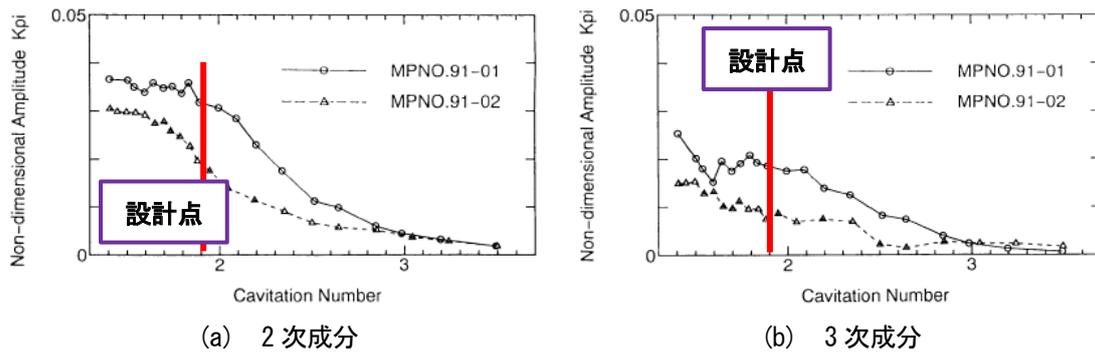


図 6.25 高次船尾変動圧力と TVC の関係 (Tip Un-Loaded Propeller)¹²⁰⁾

現装のプロペラ MPNo.91-01 に対して、翼端低減ピッチ分布とした MPNo.91-02 を設計した。これらの模型をキャビテーション水槽で船尾変動圧力を計測した。計測した船尾変動圧力のうち、翼数5次成分まで評価した。そのうちの2次成分と3次成分の計測結果を図6.25に示す。設計条件のキャビテーション数に近い1.8近辺ばかりでなく、広いキャビテーション数の範囲で、改良設計されたプロペラが誘起する船尾変動圧力が図6.25に示す様に現装のプロペラより低減すること、また、1次成分ばかりでなく、4次や5次成分も低減することを確認している。この様な詳細なプロペラ設計法を用いることで、ハイリースキュードプロペラのキャビテーション性能を改良し、船尾変動圧力を低減できることを紹介した。

7. 船用プロペラ研究会第4期（第154回から第199回，1998年～2022年）の活動

この時代は、地球温暖化防止の観点から物流の陸上輸送から海上輸送へのモーダルシフトが叫ばれるとともに、ジャストインタイムということで高速化で物流効率を上げることが要求されていた。そこで、「SR230 浅没水高馬力プロペラの開発（当時、加藤洋治東京大学教授）」プロジェクトが開始され、トランスキャビテーションプロペラの研究が行われ、著者が研究会において講演をしている（第158回）。

これと同時期に、砕氷船や豪華客船等の特殊船に使われていたポッド推進法が注目されるようになり、海技研も含めて、造船所や大学で研究が開始され、当時の開発現状の紹介が玉島正裕によって行われた（第159回）。また、著者によって行われた水槽試験法の開発などの基礎的研究の他、二重反転ポッドプロパルサをタンデム型にした船の研究の報告も行われた（第163回，第178回）。国土交通省は内航船へのモーダルシフトと内航海運の近代化を目的として、スーパーエコシップ・プロジェクトが開始され、その中で二重反転プロペラ型ポッド推進システムの開発が行われ、その紹介が吉岡勝によってなされた（第167回）。また、ラインシャフト方式二重反転プロペラ船の開発が行われ、その成果が犬飼泰彦によって紹介された（第178回）。

一方、欧州を先頭として、コンテナを10,000TEUを積む、メガコンテナ船が出現し始め、この種のコンテナ船の流体力学的問題点が第23期と第24期IITCの推進技術委員会で取り上げられた。第24期の担当となった著者は「高馬力プロペラ高速船の推進性能向上の研究」プロジェクトを立ち上げ、開発の上の流体力学的問題点に関して研究を行い、その成果を報告をした（第166回，第168回，第169回，第170回，第171回）。

漁船プロペラのキャビテーションに関する研究は皆無で、模型船を用いたキャビテーション試験を行ったことが紹介されている（第169回）。高速艇のルートエロージョンは、その防止法はなく、ルートエロージョンの長期追跡調査が大内によってなされ（第169回）、著者が高速船の斜流プロペラの研究の中で行った耐ルートエロージョン翼断面に関する研究について報告を（第167回）、防止法の一つであるアンチルートエロージョンフィンにおいて、キャビテーション崩壊のメカニズムを調べるために超高速ビデオで可視化する研究成果を迫田我行（第170回）が、フィンの効果について著者が報告をしている（第172回，第173回）。

プロペラの理論的性能解析や設計に関しては、揚力面理論は実務的に使われているものの、研究開発的には揚力面理論やCFDが主になってきている。九州大学の安東潤と金丸崇はSQCMを用いて、キャビテーションが発生したプロペラの性能や発生するキャビティの形状を計算し、工藤等が計測した実験データと比較し、計算モデルを改良する地道な検証研究を行い、更には、船尾変動圧力計算法の開発に取り組み、精度向上を着実に果たしている。この研究に関して、金丸崇が講演をしている（第180回，第192回）。

これに対して、CFDについては、この時期は検証作業が丁寧に行われている様相にはないようである。しかしながら、新形式プロペラの設計には、CFDを駆使して、設計が行われていて、成果が上げられていることが報告されている。山崎正三郎が、チップレーキの船尾変動圧力に及ぼす影響の研究（第171回，第172回）で、小翼面積プロペラの研究（第184回）で、山磨が複合材料プロペラの研究でCFDを活用して成果（第190回）を、姫井がサーフェスプロペラの研究（第192回）を報告している。

最近、色々な省エネ装置が船に取り付けられ、性能向上のための取り組みが造船界全体で行われているが、そのメカニズムが正確に理解し、模型実験やCFD等で予測できているかを確認するためには、実船計測は欠かせない。拾井隆道は実運航する外航船に乗船して、PIVによる流場計測を始め、各種計測を行い、貴重な計測結果を報告した（第199回）。

最近の地球温暖化は世界中で問題とされ、とりわけ、北極域では氷が溶け、温度上昇が激しいこと、逆に北極圏航路の実現性が議論されていることなどを山ローが講演をした（第187回，第199回）。一方、大内は、革新的な省エネ船の研究に取り組み、次世代帆船ウインドチャレンジャー計画や水素発生帆船ウインドハンターの概念設計などについて紹介をしている。

ここ最近20年余りの期間は、地球温暖化に対する危機意識から始まった国の政策ばかりでなく、地球規模での社会運動STGsと関係した研究プロジェクトが目立ってきたと言える。

7.1 高速高馬力船用トランスキャビテーションプロペラの開発

SR214 プロジェクトに続いて、SR230 研究会（加藤洋治部会長）が設立された¹²¹⁾。ジャストインタイムで航行するミッションを持つ、30knots 以上の高速で航海するカーフェリーを想定したプロペラの開発プロジェクトが実施された。当時、国を挙げて自動車輸送から海上輸送へとモーダルシフトが叫ばれていた。想定された船は浅吃水高速船であり、港内でのスムーズな航行が要求されるため可変ピッチプロペラ CPP となり、2 軸船としてもスラスト低下を生じる程度のキャビテーションがプロペラ翼面上に発生することが避けられない。更に CPP であることから展開面積比に制限があり、翼端側では SC 翼型で、翼根近傍ではキャビテーション抑制型翼断面とする、トランスキャビテーションプロペラ（以下、TCP）を開発して、課題に対応することが考えられた。

このプロジェクトでは、ターゲットプロペラとなる通常型プロペラとして、MAU 型プロペラと NACA 型プロペラが造船所によって設計され、開発対象の TCP は、SR214 で用いられた渦格子法に基づく SCP 理論設計法¹¹⁰⁾を用いて船研により設計された。このプロジェクトでは、設計条件として船速 30knots を設定した（設計条件 I）が、推力低下が少ないので、船速 35knots に変更して（設計条件 II）、設計を行った。設計製作されたプロペラ模型の主要目を表 7.1 に示す。最適 TC 翼断面形状は、船研と東大がそれぞれ担当して各 TCP 用に設計した¹²²⁾。模型船は木製で、模型プロペラ直径をできるだけ大きくするため、船首部分をキャビテーション水槽内で取り付け組み立てる方法をとった。船研の大型キャビテーション試験水槽で取り付け配置図を図 7.1 に示す¹²³⁾。動力計のパワーは二軸分配器でプロペラに伝えたが、プロペラのスラストとトルク計測は既存の動力計を用い、右舷側でのみで行った。

表 7.1 設計されたプロペラ模型の主要目（単位；mm,）¹²³⁾

Prop. Name	CP-1	CP-2	CP-3	HP-1	HP-2	HP-3	HP-4	HP-5	HP-6	HP-7	HP-8
M.P.No. (SRI)	411/ 412	413	431	433	432	434	444	445	446	447	448
Diameter	194.4										
Boss Ratio	0.30										
Pitch Ratio	1.475	1.479	1.412	1.292	1.447	1.282	1.478	1.506	1.088	1.410	1.424
Exp. Area Ratio	0.731	0.731	0.731	0.637	0.580	0.634	0.625	0.630	0.584	0.779	0.625
Proj. Area Ratio	0.600	0.600	0.605	0.521	0.468	0.518	0.506	0.507	0.504	0.636	0.501
Rake at Tip	0										-20.22
Skew at Tip	35.54										60.85
Number of Blade	4										
Blade Section	NACA	MAU	Mod. NACA	UT-SC UT-NC	SRJN NACA	UT-SC UT-NC	SRJN NACA	SRJN NACA	SRJN NACA	UT-SC UT-NC	SRJN NACA
Rot. Direction	R/L	Right									
Material	Aluminum(Anodized)										

試験項目としては、伴流計測、船後プロペラ性能計測、キャビテーション観測、船尾変動圧力計測、エロージョン試験を行った。なお、このプロペラの性能比較をする上で、設計条件ではキャビテーションが大量に発生し、推力低下を起し、設計されたプロペラによって推力低下量が異なったりして、試験での作動点を設定できないことが生じたので、新たにキャビテーション水槽での作動条件設定法¹²⁴⁾を考案して、キャビテーション数 σ_v とプロペラ荷重 K_T/J^2 を押さえて、性能確認試験を行った。最終的な評価は、TCP はプロペラ性能ばかりでなく、キャビテーションが大量に発生することから、船尾変動圧力にも注意を払って評価を行った。

母型プロペラ CP-1 を基準（振動レベルは 100%）として、SR230 としての設計プロペラの最終評価を図 7.2 に示す。プロペラ効率と船尾変動圧力のどちらに比重を置いて比較するかによるが、HP-7 プロペラが本プロジェクトでのベストプロペラとなったが、HP-5 が最もプロペラ効率が高く、捨てがたいプロペラと言える。また、NACA 型のキャビテーション抑制型プロペラの CP-3 は、35knots で最もプロペラ効率が良かったが、キャビテーションの発生が不安定であり、キャビテーション試験法を含めて、性能評価は今後の研究課題となると考えられる。なお、設計された TCP のハブボルテックスキャビテーションが太く、プロペラボスを PBCF¹¹⁹⁾の付いたボスに交換

すると、ハブボルテックスキャビテーションが細くなり、プロペラ効率が2.8%向上したことから、設計法を工夫することでTCPの更なる性能向上が期待できる¹²⁵⁾。

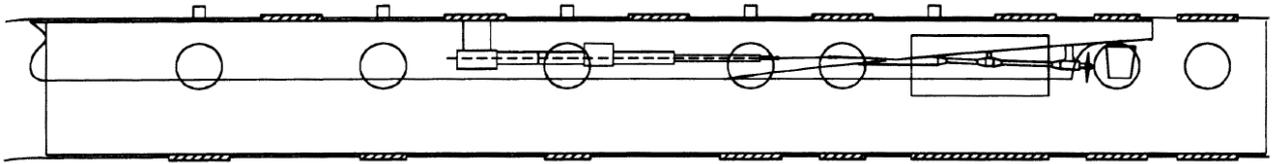


図 7.1 大型キャビテーション試験水槽第2計測部に配置された模型船と動力計など¹²³⁾

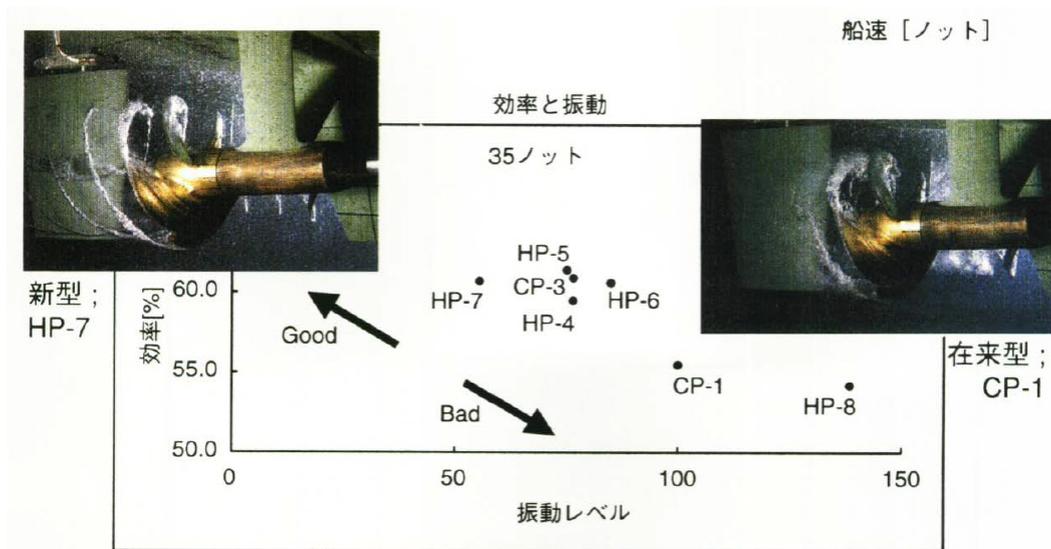


図 7.2 浅没水高馬力船用プロペラの性能評価¹²¹⁾

海上技術安全研究所でも、内航海上輸送のモデルシフトの推進に資するため、高速高馬力船を平水中ばかりでなく、実海域をも考慮した船型開発を開発を行い、プロペラも合わせて改良型プロペラTCPを設計し、船尾変動圧力を翼数1次、2次とも改良前の船尾変動圧力の60%程度に低下させている¹²⁶⁾。

7.2 ポッドプロパルサの実用化

2000年初め、新しいプロパルサとして、旋回性能が良く、電気推進で静粛性が高いポッドプロパルサへの関心が高まった。それまでは運航中における負荷変動の大きい船に採用されてきたが、モーダルシフトの促進において期待される内航貨物船への適用が模索された。温室効果ガスの削減が可能な推進法であることから、また、主機関が複数の発電機に置き換えられ、プロペラ軸がなくなり、船内配置が自由にできることから、新しい船型設計が可能になることが期待された。国内物流に大きな役割をなす内航船にポッドプロパルサ等の電気推進船を導入することでCO₂削減に貢献すべく、2001年からスーパーエコシッププロジェクトが開始された。海技研では、それに伴って、研究開発を行う上で基本となるポッドプロパルサの単独性能試験と自航試験のための試験法を開発するため、ポッドプロパルサ用動力計を購入し、独自のポッドプロパルサ試験法^{127, 128)}の開発を行った。

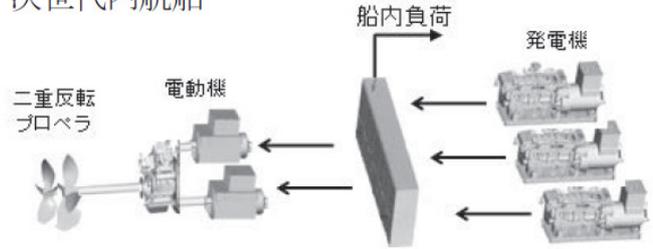
一方、スーパーエコシップ・プロジェクトでは、実証船としてガスタービンと二重反転ポッドプロパルサを用いる電気推進船が建造されることになり、「茂丸」が建造され、図7.3(a)に示す二重反転ポッドプロパルサがナカシマプロペラが製造され、搭載された。その前に、この二重反転プロペラ型ポッドプロパルサは、4象限単独試験を行なうなどして¹²⁹⁾、海技研とナカシマプロペラ等とで共同して開発し、実物大模型での実証試験を行った¹³⁰⁾。実証試験の後には、発電機は在来の機関により実用運航された。また、茂丸での実船キャビテーション試験結果が報告されている¹³⁰⁾。一方、その後の推進性能の検討の結果、新日本海フェリーで用いられたタンデム型二重反転プロペラ推進船の方が二重反転ポッドプロパルサ船より推進性能が良いと結論された。二重反転ポッドプロ

パルサ方式は、内航船の船尾には向かないことがあることから、従来型のプロペラの後方にポッドプロパルサを配置するタンデム型二重反転プロペラ推進船の他、図 7.3(b)に示す様なラインシャフト方式と呼ばれる電動機を用いた在来型二重反転プロペラ推進船が SES 普及建造の内航船に採用されることが多くなった。



(a) 2重反転プロペラポッド

次世代内航船



(b) ラインシャフト二重反転プロペラ船の推進システム

図 7.3 スーパーエコシップ・プロジェクトの実証船の例¹³⁰⁾

7.3 メガコンテナ船

東アジアにおけるコンテナ輸送の急激な増加とこれに伴う船腹需要の増大に対応して、経済スケールメリットを目的とした大型コンテナ船の開発、10,000TEU メガコンテナ船の開発に関心が向けられ、ITTC のプロパルジョン技術委員会の調査タスクの一つになり¹³¹⁾、著者が担当となった。このため、海技研では高速高馬力一軸船の船型開発と最適プロペラ設計の研究を立ち上げ、推進性能やキャビテーション性能上の問題点を洗い出し、高性能なメガコンテナ船の設計の可能性と問題点を示し¹³²⁾、第 24 期 ITTC プロパルジョン技術委員会報告書に記述した¹³³⁾。この研究では、船型開発は造船技術センターとの共同研究を行い、船体前半部は造船技術センター、船尾周りは海上技術安全研究所が主となって船型設計を行った。また、プロペラ設計に関しては、ナカシマプロペラと九州大学との共同研究として、比較設計を行った¹³⁴⁾。

まず、基準となる原船型となるコンテナ船の主要目を表 7.2 のように決め、船速は 26.0knots、シーマージン 20%、プロペラ直径は吃水から 10.0m、6 翼とした。コンテナ積載数は 12,200TEU とした¹³²⁾。キャビテーション水槽仕様様の木製模型船 (MS No.732) を製作し、曳航水槽での抵抗自航試験、プロペラ単独性能試験、伴流計測を行い、馬力計算からターゲットプロペラを設計した。得られた主要目を表 7.3 のように示す。

表 7.2 船体主要目¹³²⁾

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

表 7.3 プロペラ主要目¹³²⁾

			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

プロペラの設計の難しさを洗い出すため、まず、スラスト荷重係数 C_T を調べた。わが国や韓国造船所から提供されたデータと今回の情報を元に、横軸を積載コンテナ数としてプロットした図を図 7.4 に示す。スラスト荷重係数は $C_T = T / \frac{1}{2} \rho V_A^2 A$ である。ここで、 T はスラスト、 ρ は海水密度、 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。その結果、10,000TEU までは C_T は 1.0 程度であるが、それ以上になると急激に増大することが分かったが、図 7.4 に示す様に原船型では 0.98 であった。次に、第 23 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 ¹³¹⁾を調べた。設計難度係数は $DI = T \cdot N^2 \cdot \Delta w^5 \cdot \nabla^{3/4} \{5 \cdot 10^7 \cdot Z \cdot a_E \cdot \sqrt{C}\}$ であり、 T はスラスト[kN]、 N はプロペラ回転数[rpm]、 ∇ は排水量[m³]、 Z はプロペラ翼数、 a_E は転回面積比であり、 C はプロペラチップクリアランス[m]である。コンテナ積載数を横軸に、設計難度係数を縦軸にプ

ロットしたグラフを図 7.5 に示す. 第 23 期 ITTC プロパルジョン技術委員会は DI が 7 以下とすることを推奨しているが, 原船型のそれは 29.5 であり, 極めてプロペラ設計が難しいことが明らかになった^{132,133,134}.

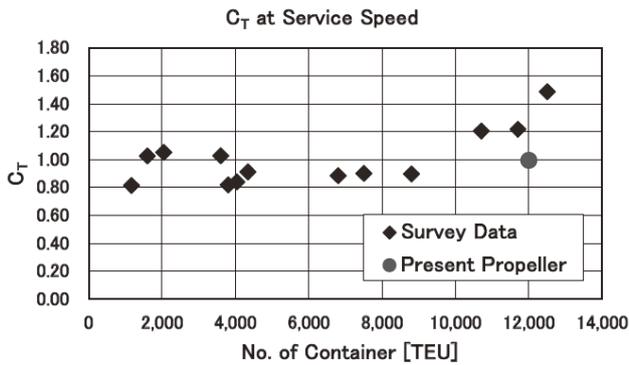


図 7.4 スラスト荷重係数¹³²⁾

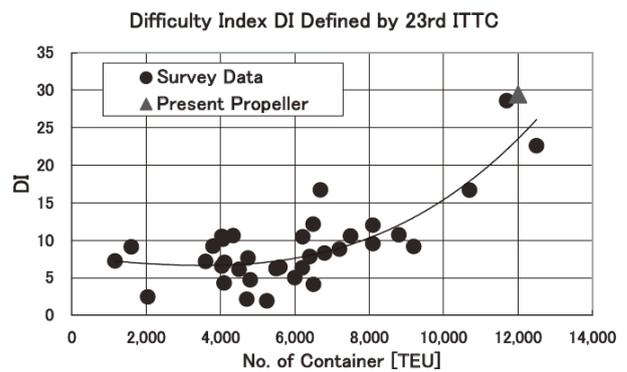


図 7.5 設計難度係数¹³⁴⁾

母船型 (MS No.732) とプロペラに (MP No.576) ついて, 大型キャビテーション試験水槽においてキャビテーション試験を行い, 図 7.6 に示す様にキャビテーション観測を行い, エロージョン発生の危険性を調べ, 船尾変動圧力計測を行い, 図 7.7 に示す様に, 既存建造船との比較評価した¹³⁴. 船尾変動圧力は実船換算では 15kPa となる計算結果が得られ, 非常に大きな値が予測された. このキャビテーション試験では, 実船のプロペラ直径が 10m と大きいことから, キープロペラが直上 (時計の針で 12 時を指す位置) にきた時の 0.8R 位置での静圧に合わせたキャビテーション数である, $\sigma_{n,0.8R}$ を用いた. 船尾変動圧力が異常に大きいことから, 母船型の船型改良を図るとともに, プロペラ設計でのキャビテーション性能の最適化を図ることとした.

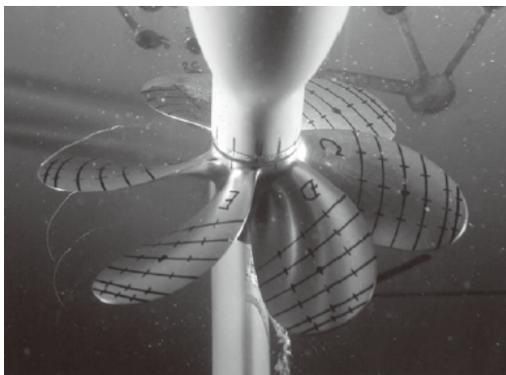


図 7.6 原型プロペラのキャビテーションパターン (MCR)¹³⁴⁾

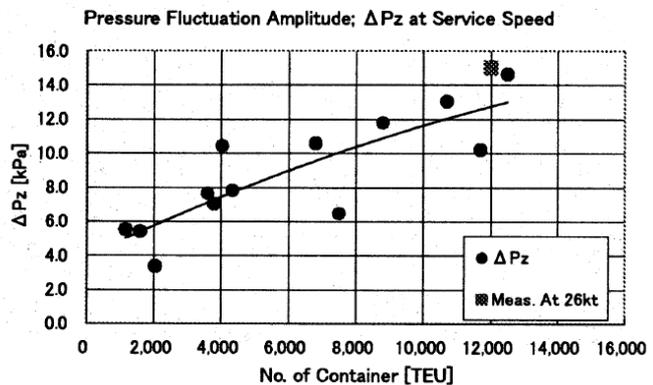


図 7.7 実船船尾変動圧力振幅の予測値¹³²⁾

船型改良に先立って, フィージビリティスタディーから設計吃水を 14.5m から 14.0m に変更した. これに伴い, 抵抗低減と伴流改良のために CFD を用いた船型改良を行い, 船尾に関しては伴流分布の均一化を目指して, 原船型の船尾形状をセミトンネルスターンにするなど大幅に形状を変えて, 数隻の模型船を製作し, 曳航水槽試験を行い, 改良船型 I を求め, キャビテーション水槽仕様で木船模型船 (MS No.740) を製作した. 改良船型で得られた伴流分布と原船型での伴流分布の比較を図 7.8 と図 7.9 に示す. 前者は CFD 計算で予測した伴流分布の比較であり, 後者は曳航水槽で計測された伴流分布の比較である. 設計の意図通り, どちらもプロペラディスク面の上部での伴流が少なくなって均一化が図れていて, 計算と実験の対応も良い.

次に, Lerbs の揚力線理論に基づく設計プログラムとスーパーキャビテーションプロペラの設計プログラムで用いられた揚力面補正プログラムパーツを組み合わせて作成したプロペラ設計プログラムを用いて, 改良プロペラ模型 (MP No.589) を設計した. プロペラ翼断面形状は Modified NACA 翼型を用いた. この改良型プロペラと原船型用プロペラについて, 船後キャビテーション試験を行った¹³⁵. キャビテーションパターンと船尾変動圧

力に関する両プロペラの比較を図7.10と図7.11に示す。図7.10に示す様に改良型プロペラのキャビテーションの発生量は大幅に減り、キャビテーションの挙動は穏やかになったが、わずかながら、フェイスキャビテーションが発生した。一方、船尾変動圧力に関しては、翼数1次成分は実船換算で14kPaから6kPaに軽減できた。

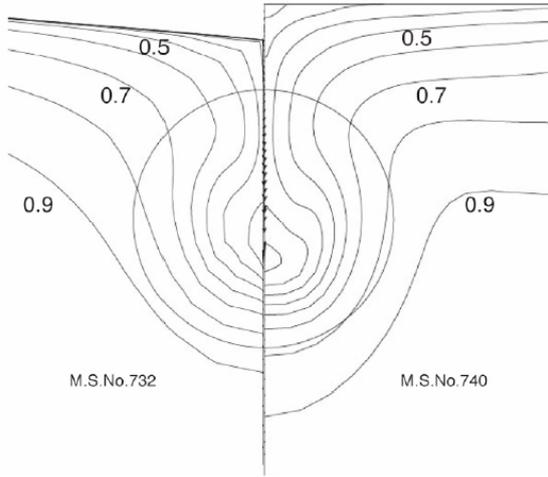


図7.8 キャビテーションパターン (MCR)¹³⁴⁾

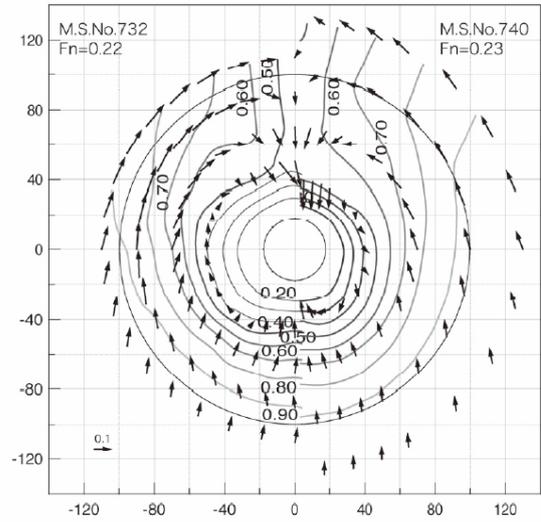
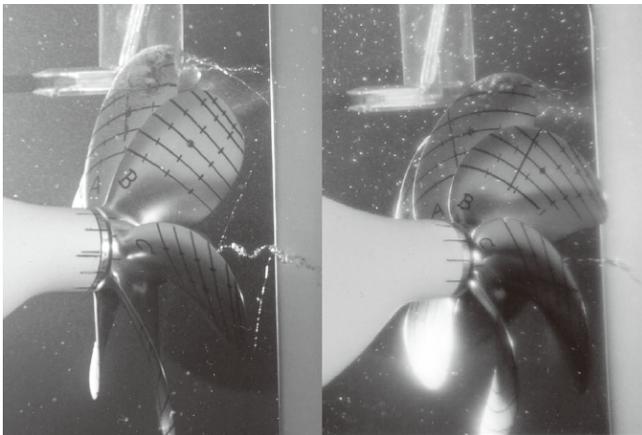
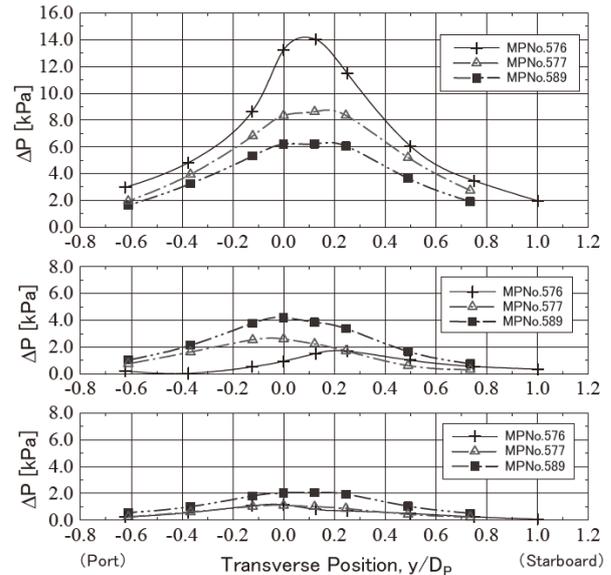


図7.9 実船船尾変動圧力振幅の予測値¹³⁴⁾



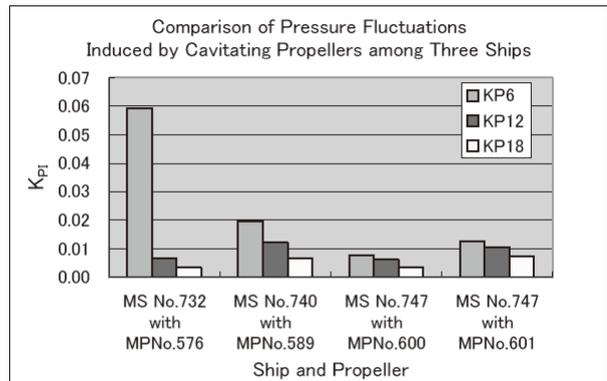
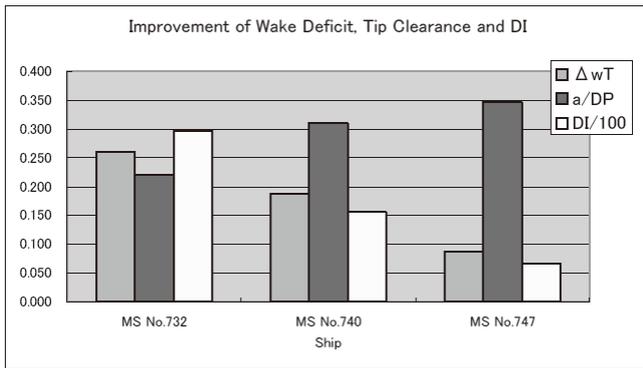
(a) プロトタイプ (b) 改良プロペラ
図7.10 キャビテーションの比較¹³⁴⁾



上から、1次、2次、3次成分
図7.11 船尾変動圧力計測結果の比較¹³⁴⁾

更なる船型改良を行い、最終の改良船型IIを設計した。この船型の模型船 (MS No.747) について、曳航水槽で抵抗自航試験と伴流計測を行い、馬力計算を行い、プロペラの設計条件を設定した。設計馬力NORは85%MCRで、115,515PSであり、回転数マージンは4%とした。プロペラ設計は海技研の他、九州大学、ナカシマプロペラがそれぞれのツールを用いて行った。いずれのプロペラでのキャビテーションの発生量は少なく、船尾変動圧力も実船換算で数kPaであった。

以上に述べたメガコンテナ船の船型改良と最適プロペラ設計によって、次の様な結論を得ている。図7.12(a)に示す設計難度係数のグラフから、改良船型同士の比較で、チップクリアランスを12%程度増やしたものの、伴流均一化の効果で20%程度の7にまで低下させることができていることが分かる。また、船尾変動圧力も、図7.12(b)に示す様に、改良船型同士の比較で、半減以下にすることができている。



(a) 設計難度係数 DI

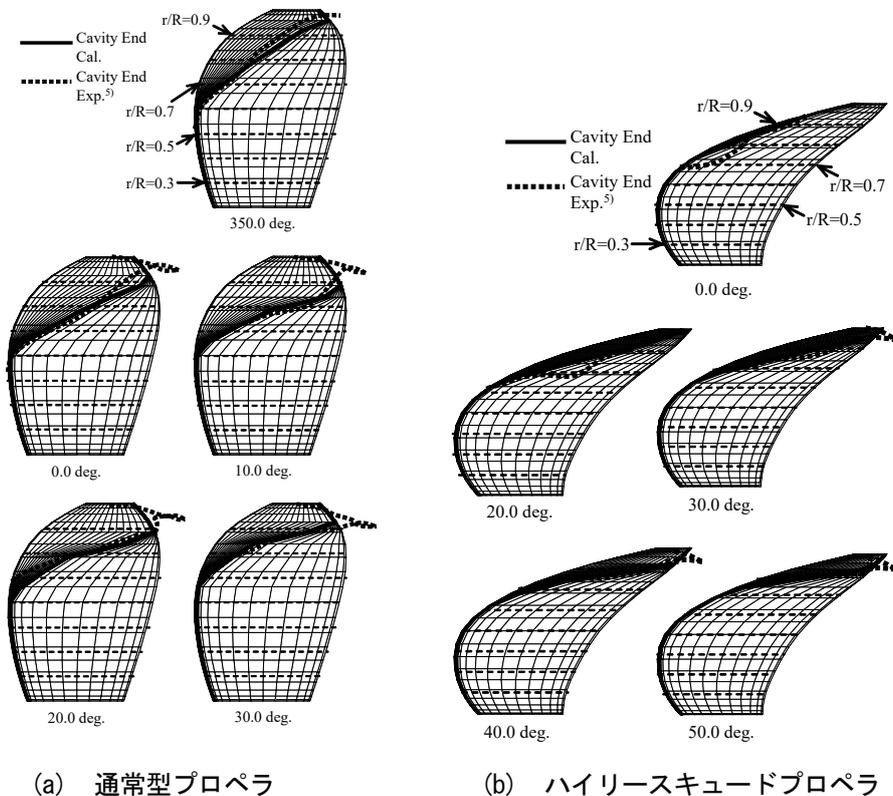
(b) 翼数 1 次から 3 次までの船尾変動圧力

図 7.12 メガコンテナ船の船尾改良と最適プロペラ設計の効果¹³⁴⁾

なお現在では、コンテナ船の大型化が進み、24,000TEU のコンテナ船が日中韓の造船所で建造され、就航しているの、技術の進歩が激しさと時の流れの恐ろしさが痛感される。

7.4 プロペラキャビテーションの数値計算予測

最近、CFD を始めとする数値計算技術の進歩は目覚ましいものの、揚力体理論に基づくキャビテーションプロペラ性能計算の信頼性は実用面からも捨てがたいものがある。金丸等は、青雲丸 I の通常型プロペラとハイリースキュードプロペラ模型に対して、キャビテーション性能計算を行い、図 7.13 に示す様にキャビテーションの発生範囲ばかりでなく、図 7.14 に示す様に工藤等が計測した両模型に発生したキャビティ形状計測値^{137,138)}と比較し、良好な対応を得ている¹³⁹⁾。



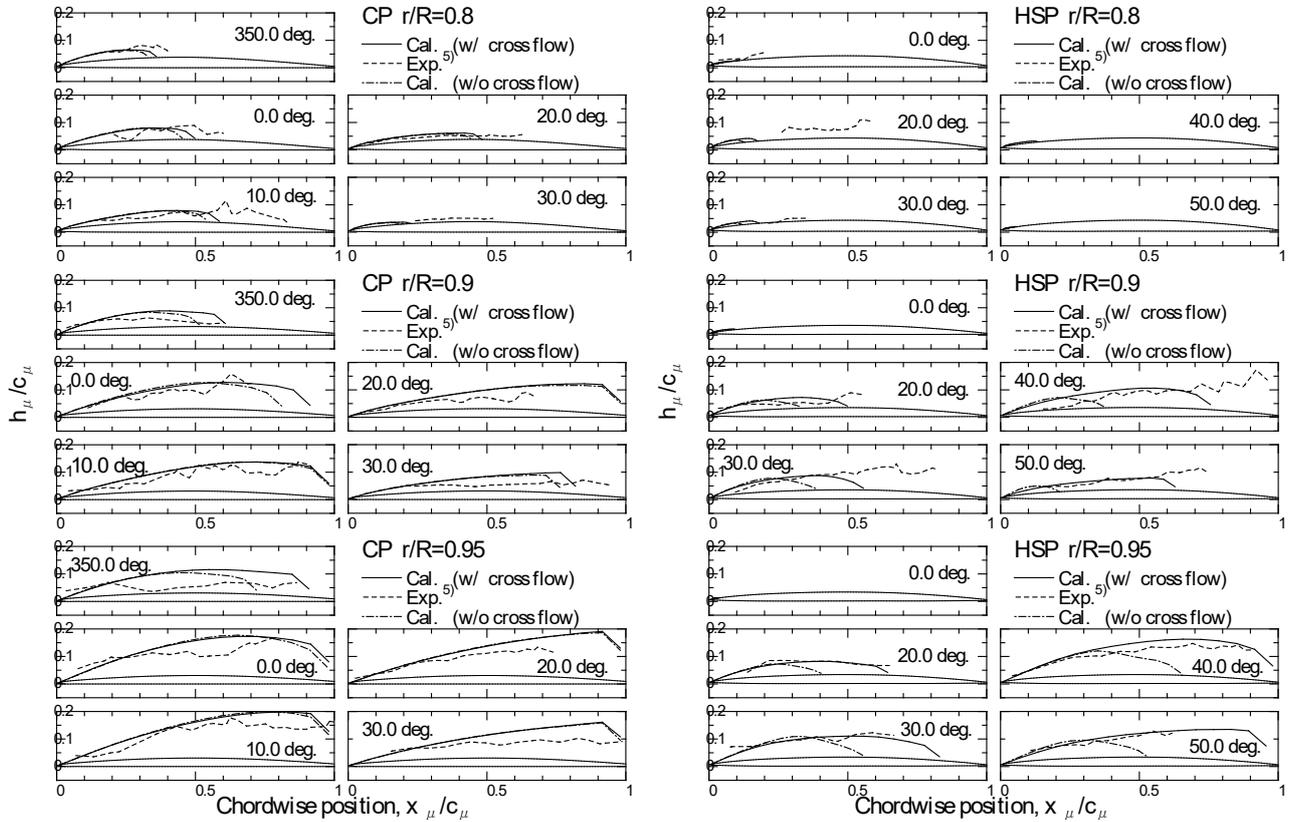
(a) 通常型プロペラ

(b) ハイリースキュードプロペラ

図 7.13 簡便なパネル法 SQCM により計算されたキャビテーションの発生範囲と計測結果との比較¹³⁹⁾

キャビティ形状の計算に関しては、従来、プロペラキャビテーションの計算は各半径位置一定で計算されるが、金丸等は三次元流れを考慮することでキャビティ形状の計算値が実験値と良く合うようになっていて、適切なモデル化をした計算手法が開発されていることが分かる。これにより、図7.15に示す様に、船尾変動圧力の推定にとって最も重要なキャビティボリュームの計算精度が大幅に向上している。

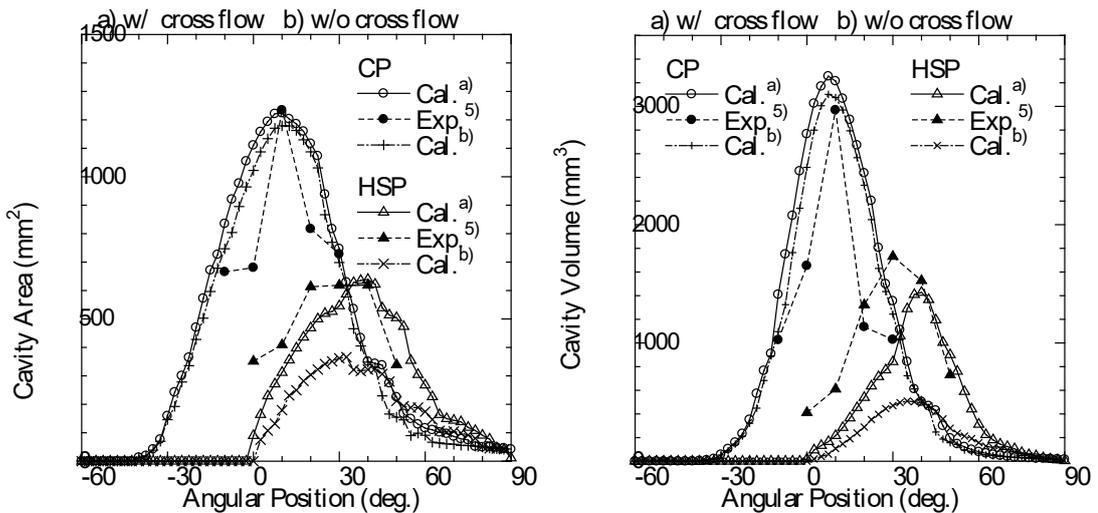
更に、金丸等はこの計算法を船尾変動圧力の計算までに発展させている¹⁴⁰⁾。



(a) 通常型プロペラ

(b) ハイリースクードプロペラ

図7.14 簡便なパネル法 SQCM により計算されたキャビティの形状と計測結果との比較¹³⁹⁾



(a) キャビティ面積

(b) キャビティボリューム

図7.15 簡便なパネル法 SQCM により計算されたキャビティボリュームと計測結果との比較¹³⁹⁾

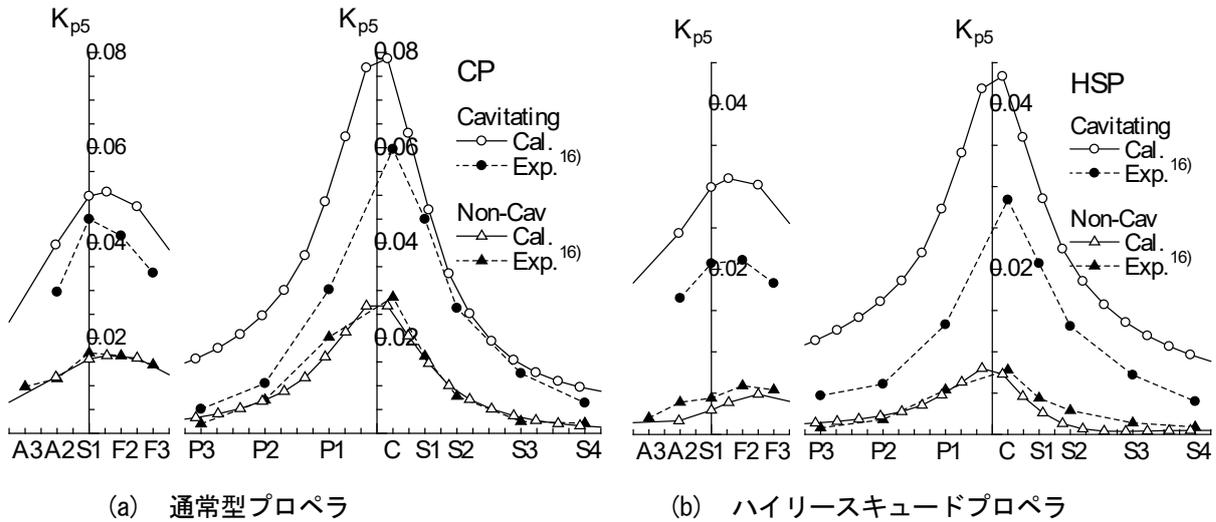
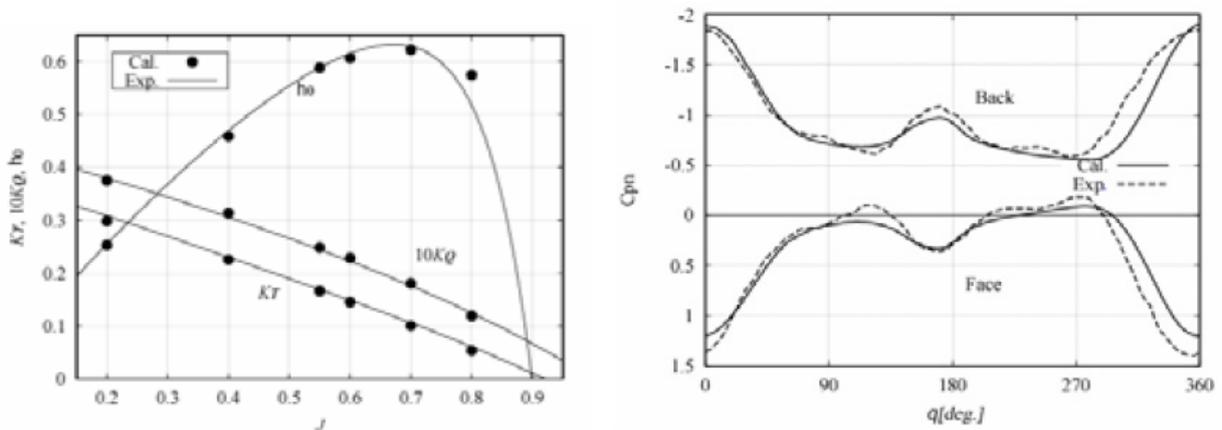


図 7.16 簡便なパネル法 SQCM により計算された船尾変動圧力（翼数 1 次成分）と計測結果との比較¹⁴⁰⁾

一方、わが国では、1993 年に CFD を用いたプロペラ性能計算法¹⁴¹⁾が宇都により開発され、その後、2002 年に船野によってプロペラの計算が行われている¹⁴²⁾。2004 年に川村等がキャビテーションの発生した青雲丸 I プロペラ模型について計算を行い、定常状態ばかりでなく、ワイヤーメッシュ後方で作動している時の非定常状態でも、計算値が計測値と良好な一致していると紹介をしている¹⁴³⁾。先ず、図 7.17 の(a)に示す様に、青雲丸模型プロペラばかりでなく、その他のプロペラについても、プロペラ単独性能について、前進率の広い範囲でスラストとトルクとも良い一致が得られている。また、海技研がキャビテーション水槽で行った青雲丸 I の大型模型プロペラについて翼面圧力計測を行っているが、川村等は CFD を用いて、均一流中で作動する通常型プロペラについても、また、図 7.17 の(b)に示す様にワイヤーメッシュ後流で作動する大型プロペラ模型で計測した翼面圧力計測結果と良く合う計算結果を得ている¹⁴³⁾。海技研が実船プロペラで計測した計測値のうち、0.7R の前縁から 10%翼弦長位置での通常型プロペラのプロペラ回転中における、模型翼面圧力計測と比べて、CFD で計算した翼面圧力が良い対応を示すことを示している。



(a) 青雲丸 I 通常型プロペラ模型の単独性能特性 (b) 青雲丸 I 通常型プロペラ模型の不均一流中翼面圧力
 図 7.17 CFD によるプロペラ性能計算と実験値との比較¹⁴³⁾

更に、均一流中を作動するプロペラに発生しているキャビテーションの CFD 計算を行っている。その際、ボイド率 10%の等値面をキャビテーションの表面として計算を行い、計算でもキャビティ厚みが後縁にいくに従って厚くなっていることがシミュレートできたと発表している。また、模型船後方で作動する青雲丸 I の通常型プロペラについて、キャビテーションの CFD 計算を行い、シートキャビテーションの挙動が定性的であるがシミュレートできていると述べている¹⁴³⁾。九大の揚力体理論 SQCM と比べて、CFD による検証計算例が少ないことが

残念である。後述の新形式プロペラなどの設計で CFD を活用して、プロペラ設計を行ったとあるので、実用上は、有効な手法であるのであろう。

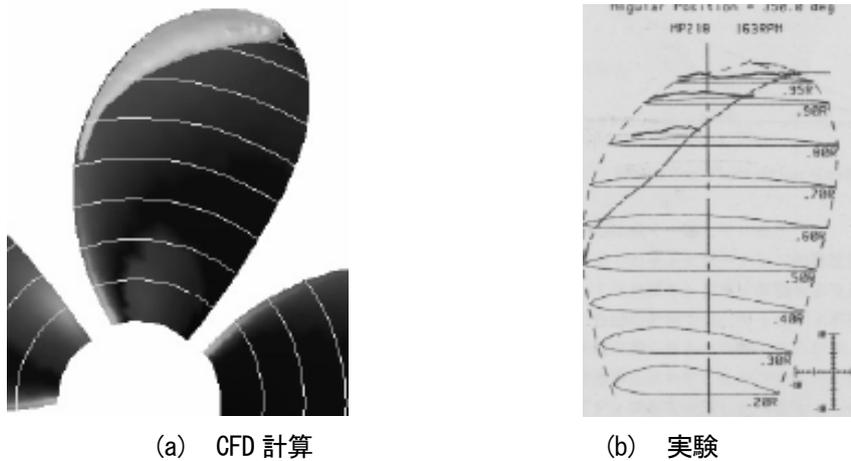


図 7.18 CFD によるキャビテーション発生範囲の計算と実験値との比較¹⁴³⁾

姫井弘平は、半没水状態で空気を吸い込みながら作動するサーフェスプロペラ Surface Piercing Propeller (半没水プロペラ)の複雑な現象を CFD を用いてシミュレーションできることを報告した¹⁴⁴⁾。サーフェスプロペラは、超高速で航走する小さなボート用のプロペラで推進効率が良い反面、プロペラが一回転中水面を入ったり、出たりを繰り返し、その際、空気吸込をするので、プロペラ周りの現象は複雑なため、プロペラ設計時にその性能を予測することが難しい。また、プロペラ翼には水中時のみ荷重がかかり、周期的な大きな荷重変動が生じ、翼やプロペラ軸の疲労損傷のリスクが懸念される。このためには、CFD などの数値計算などで、スラストやトルクの非定常プロペラ性能を把握できることになることが一つの方法となる。

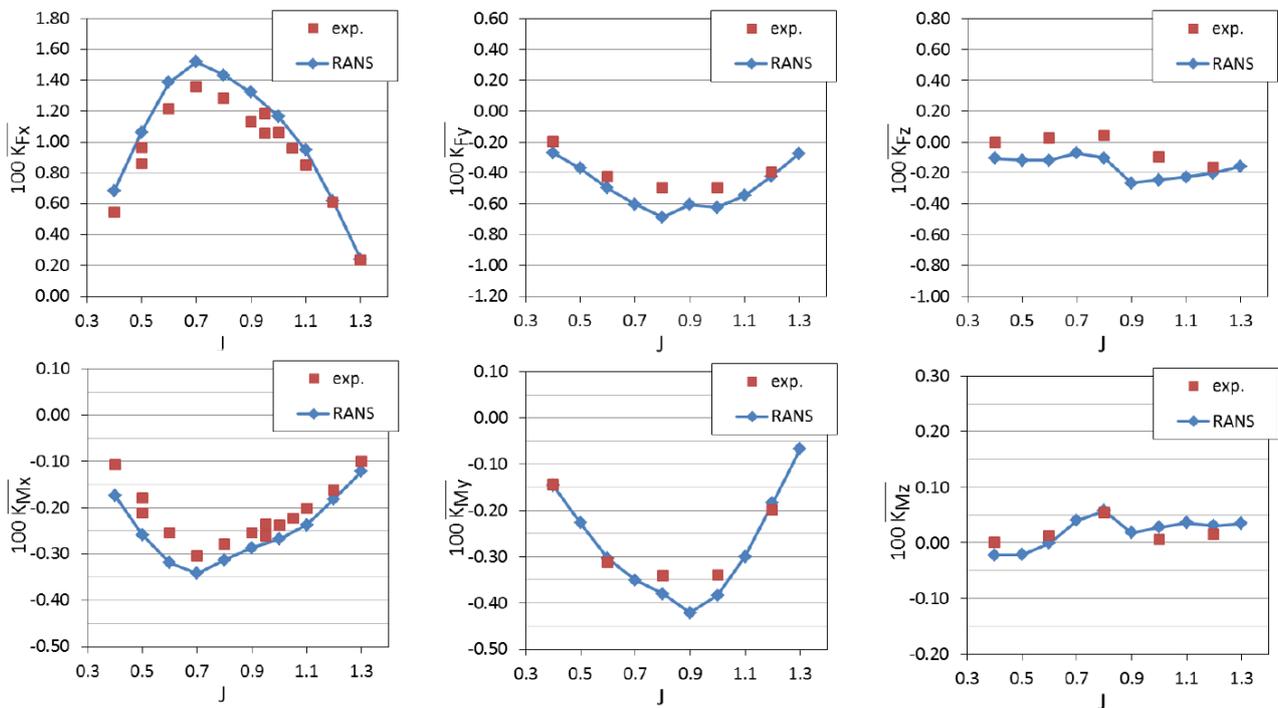


図 7.19 キー翼の時間平均のプロペラ 6 分力の CFD 計算と計測値の比較¹⁴⁴⁾

姫井はサーフェスプロペラの単独性能解析法を開発し、Olofsson が行った実験結果¹⁴⁴⁾と比較して、計算法の開発を進めた。図 7.19 は、サーフェスプロペラのキープレードの時間平均 6 分力について、計算結果と実験結果を比較している。前進率 J の広い範囲で、計算値と実験値は一致している。また、翼の一回転中の時々刻々でのプロペラ 6 分力の変動値に関する良い相関を得ている。また、半没水状態で作動するプロペラ翼に発生したベンチレーションの厚みと翼後流界面の計算結果と実験結果の比較を図 7.20 に示す。姫井は三種類の作動状態でベンチレーションの厚みは一致しているが、ベンチレーションのピッチ角度の予測値は計測値より小さかったとしている。また、本計算結果を FEM 解析に用いると、カップの付いたサーフェスプロペラでは翼応力とその振幅が非常に大きくなり、铸造欠陥がある場合は、極めて短時間で翼の破損が生じる可能性を指摘した。

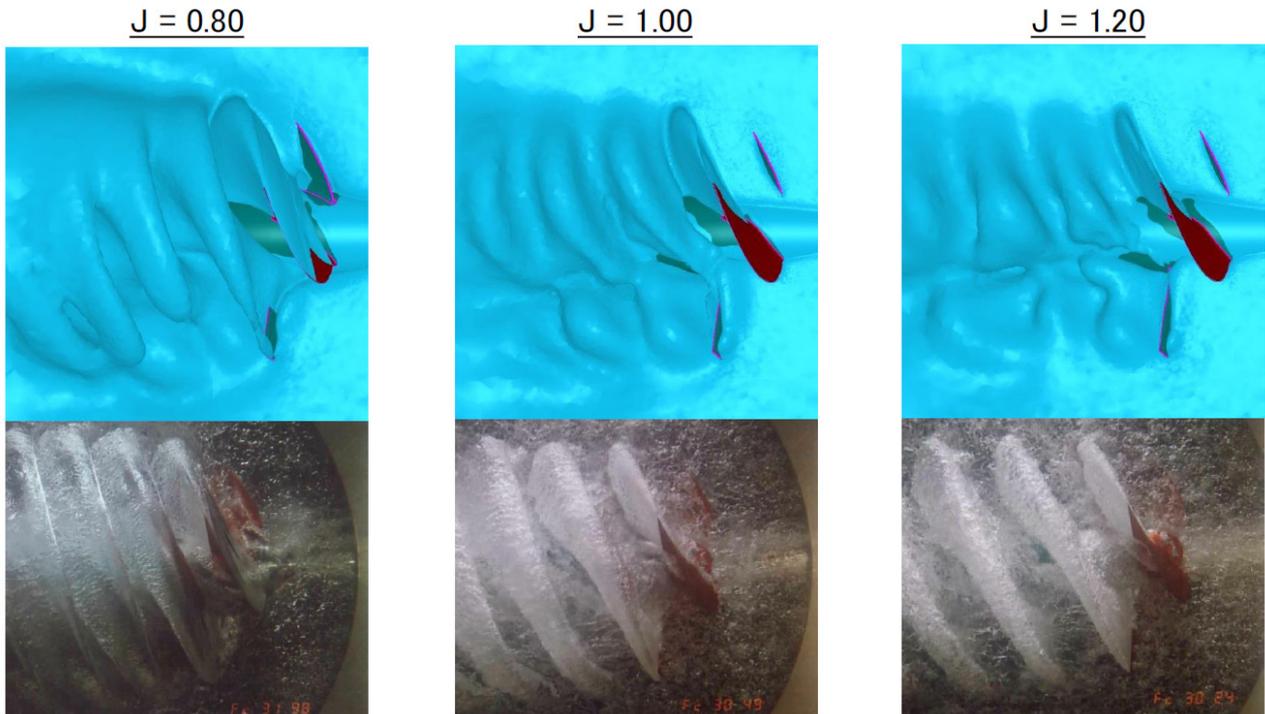


図 7.20 翼ベンチレーション厚みと翼後流面の CFD 計算と計測値の比較¹⁴⁴⁾
(上段；CFD 計算， 下段；実験観測結果)

7.5 新形式プロペラの開発と設計

プロペラは銅合金から造られるが、主原料である銅は資源的に入手困難になる可能性があると言われている。このため、代替えプロペラ材料として、複合材料 CFRP が軽量、高強度、耐腐食性などの利点から注目されている。これをプロペラ材料に適用するため、山磨等は複合材料製プロペラ設計法を開発した¹⁴⁵⁾。この材料は弾性係数が低いので、図 7.21 に示す様に作動時のプロペラ弾性変形を考慮する必要があり、変形後のプロペラ形状が最適となる、変形前のプロペラ形状を求めるという複雑な設計が必要となる。

しかしながら、メリットとしては荒天時などの高荷重時においてピッチ角が小さくなるので、回転数を保ち、過負荷にならずにエンジン性能を発揮させることができる。また、プロペラが船尾で作動する一回転中のうち、伴流が大きく、プロペラ荷重度が高くなるトップ位置ではキャビテーションが発生し易くなるが、このプロペラはピッチ角が小さくなる様に变形するので、キャビテーションの発生が抑えられ、ひいては船尾変動圧力が抑制できるメリットがあり、プロペラの大直径化が可能となる。また、翼部分の重量が軽くなるので、従来型のプロペラと比べて、慣性モーメントが小さくなり、振り振動応力が小さくなるので、プロペラ軸系が細くできるなど、メリットは山ほどがあるが、材料的に耐エロージョン性能が低いことに留意を払った設計が必要である。

山磨等は、499G/T ケミカルタンカー用の複合材料製プロペラを設計した。まず、プロペラ直径を 8.7%大直径化して実船プロペラを設計し、設計コンセプトを検証するため、水槽試験評価と実船試験を行っている。プロペラを換装した写真を図 7.22 に示す。海上公試では、従来設計されたプロペラと比べて、新設計されたプロペラが

設計船速である 11.5knots で、図 7.23 に示す様に 9%の馬力節減を達成した。また、船内振動計測を行い、図 7.24 に示す様に機関室から操舵室間での振動が大きく低下した結果を得たことが発表した¹⁴⁵⁾。

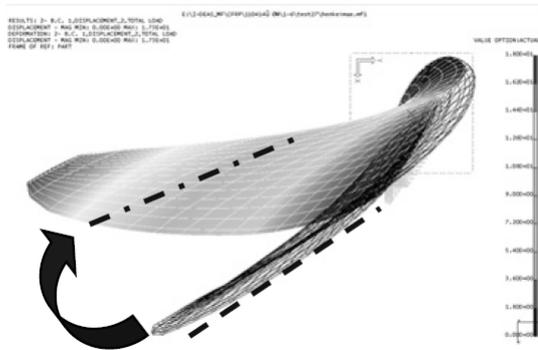


図 7.21 複合材料プロペラ翼の変形例¹⁴⁵⁾



図 7.22 複合材料製実船プロペラ¹⁴⁵⁾

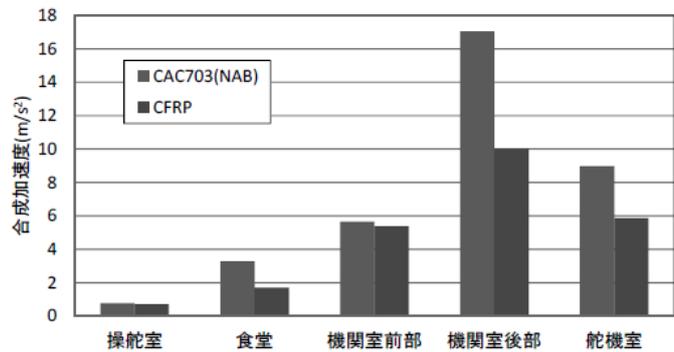
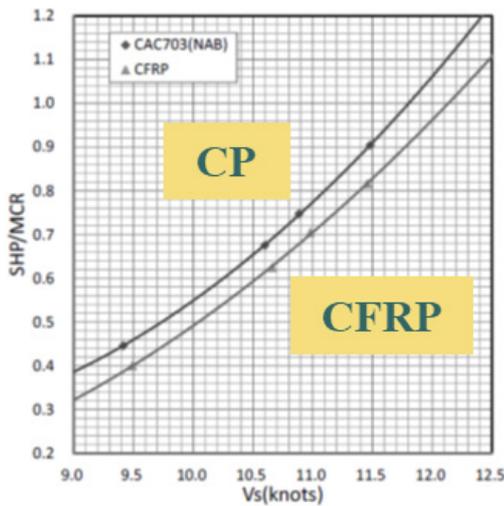


図 7.23 複合材料製プロペラ採用による省エネ効果¹⁴⁵⁾ 図 7.24 複合材料製プロペラ採用による振動軽減効果¹⁴⁵⁾

山崎正三郎等は、プロペラの翼面積を限界まで小さくしたり、プロペラの翼端荷重を変えたり、更にはチップレーキを種々変化させる¹⁴⁶⁾など、プロペラの幾何学的要素を丹念に、かつ積極的に変更するなどして、プロペラの効率やキャビテーション性能の性能向上を行う研究を長年にわたって行っている。そのうちの一つに、翼先端付近でのレーキをプロペラの正面側、舵側に付けるバックワードチップレーキを最適化することで、プロペラ性能の向上や船尾変動圧力の低減の可能性を調べるため、岡崎全伯は山崎等とともにバックワードチップレーキを実用化する研究を行い、その成果を発表している¹⁴⁷⁾。749G/T型ケミカルタンカーを対象に、従来型のプロペラより翼面積を20%小さくし、かつ、バックワードチップレーキを付けた第1換装プロペラ(1st_BTR)と更なる高効率化を目指して、大直径化と小面積化を組み合わせ、且つ、バックワードチップレーキを強めた第2換装プロペラ(2nd_BTR)という、二つの実船プロペラの設計を行い、設計効果を調べた。この際、バックワードチップレーキの効果を明らかにするため、第一換装プロペラの有効レーキをゼロとした性能確認用のプロペラ(1st_TR0)も設計している。これら三種類のプロペラを図 7.25 (船首側; fore, 舵側; aft) に示す。

これらのプロペラのうち、実船プロペラ用プロペラに対して、模型プロペラを製作し、単独性能試験とともにCFD計算を行い、プロペラ単独効率がどちらの方法でも向上していることを確かめている。次に、図7.26に示す本船の伴流分布を用いて、キャビテーションパターンの推定を行っている。

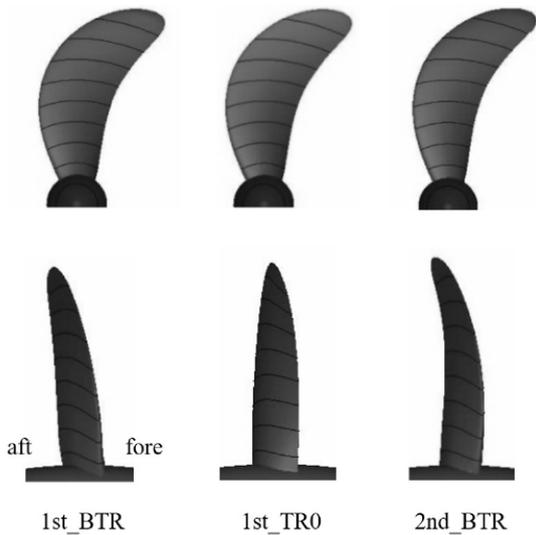


図 7.25 チップレーキの比較（上；正面図，下；側面投影図）¹⁴⁷⁾

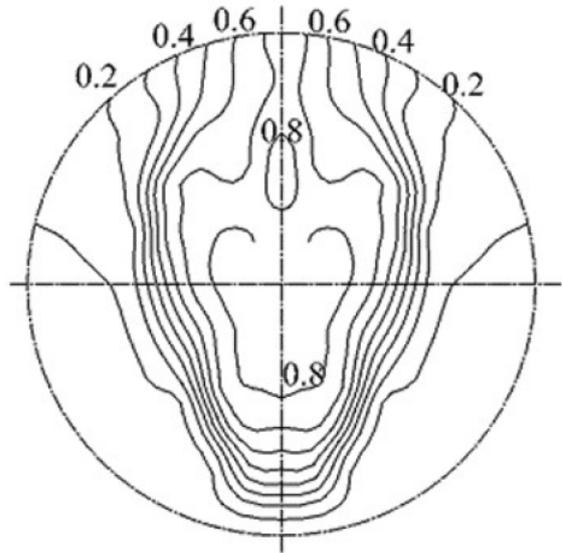


図 7.26 設計対象船の伴流分布¹⁴⁷⁾

図7.27はCFD計算による三種類のプロペラのキャビテーションパターンであり、図7.28はワイヤーメッシュ後方でのキャビテーション観測で得られたキャビテーションパターンである。CFD計算では、第二換装プロペラのキャビテーション発生量はトップ付近では多いものの、チップボルテックキャビテーションが弱まる傾向を確認している。キャビティボリュームは両換装プロペラで直径が違うものの同じ程度に収まっている。

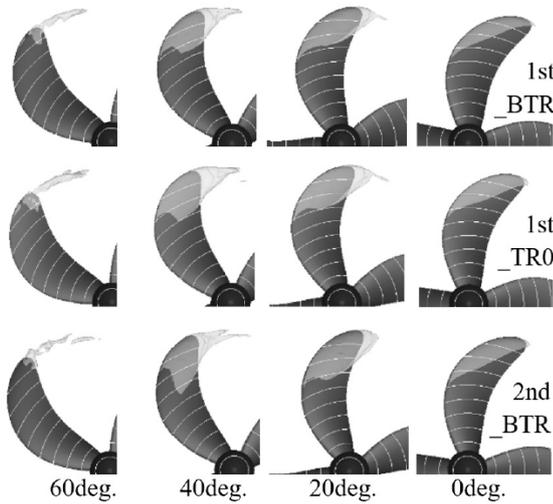


図 7.27 チップレーキの種類¹⁴⁷⁾

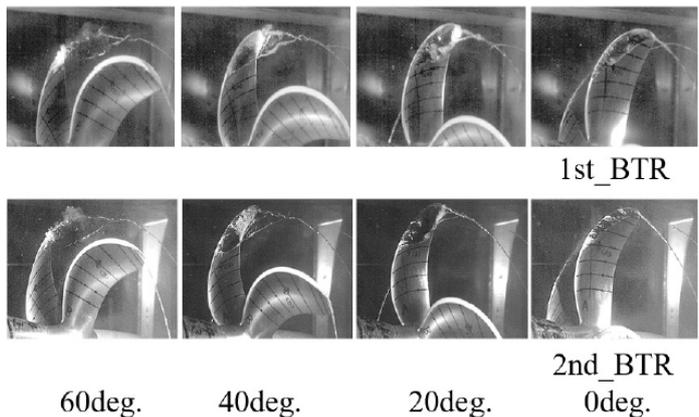


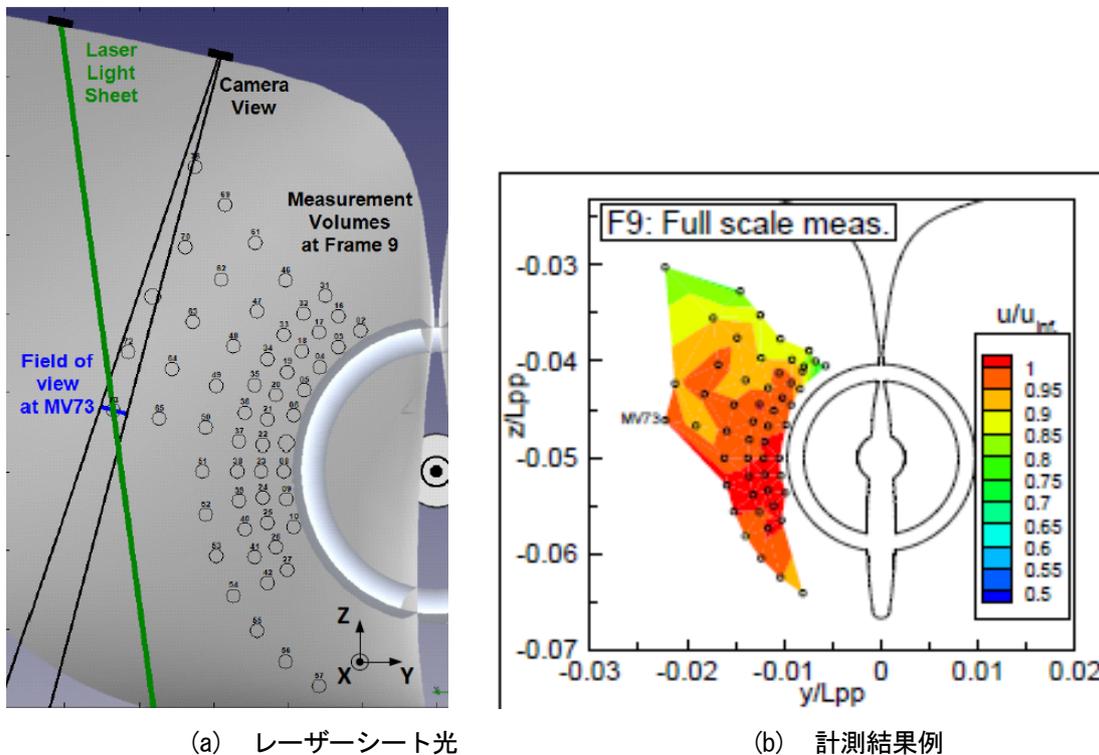
図 7.28 キャビテーションパターンの比較¹⁴⁷⁾

一方、キャビテーション試験で得られたキャビテーションの挙動とCFD計算とは対応していて、CFD計算技術の高さが窺える。また、消滅期のキャビテーションの挙動はキャビテーションエロージョンに繋がりそうなパターンであるが、キャビテーション観測で詳細に観察すると、両プロペラとも、大半のシートキャビティが前縁剥離渦のロールアップの中に巻き込まれて消滅しており、キャビテーションエロージョンのリスクは高いと判断がなされた。就航後のプロペラ翼表面状態を観測した結果、エロージョンは確認されていない。

両換装プロペラの船尾変動圧力はバックワードチップレーキの無いプロペラより小さいことは確認されたが、両プロペラに関しては差が無いことが確認され、実船での振動計測から両者とも許容範囲の中で、プロペラ設計でのバックワードチップレーキの違いの優位性の判断はできなかった。第二換装プロペラはチップクリアランスが小さく、船尾変動圧力に与えるチップクリアランスの影響は大きいので、第二換装プロペラのバックワードチップレーキの有効性はあると言えるが、馬力節減などの実船の推進性能に関する記述がないのが惜まれる。

7.6 新しい実船計測

近年、国際海運からの温室効果ガスの削減や船舶の航行による海洋環境汚染が造船界の課題となっていて、海技研において種々の取り組みを行っている。後者に関しては、海洋での水中騒音計測技術の確立が重要なテーマとなっていて、ヨーロッパEUではプロジェクトを組んで実船計測が行われている¹⁴⁸⁾。一方、流速や圧力を計測するセンサー技術の発達は目覚ましく、この技術を用いた模型実験や実船実験が盛んに行われるようになってきている。拾井等は、実運航をしている船の伴流分布を世界で初めてPIVを用いて計測するとともに、キャビテーション観測、水中騒音や船尾変動圧力等の計測を行い、貴重なデータを得ることに成功している¹⁴⁹⁾。



(a) レーザーシート光

(b) 計測結果例

図 7.29 PIVによる船尾流速計測¹⁴⁹⁾

実船計測の供試船は載荷重量が6万3千トンのバルクキャリア(63BC)で、プロペラ前方に省エネダクト(ESD)が取り付けられている。ESDはレイノルズ数影響を受けるので、実船でどのようなメカニズムで省エネ効果を発揮しているかを確かめるためにも、PIVで得られた情報は極めて有効である。船尾左舷側に6個の観測窓を設置し、図7.29(a)に示す様にレーザーシート光を照射し、計測面内の計測点毎に画像データを取得する手法を用いている。図7.29(b)は、長手方向のフレーム9における船尾周り左舷側のダクトの外側の伴流分布の計測例を示す。図からダクトの上部で流速が低下している領域があり、これより下流側のフレーム7では、ダクト上部から側面にかけて減速域が拡大していて、船尾伴流とダクトの干渉効果を示す結果が得られている。

この実船実験では、キャビテーション観測が行われている。作動条件30%MCR、50%MCR、85%MCRにおけるキャビテーションパターンの比較を図7.30に示す。シートキャビテーションの発生量は少ないものの、実船プロペラでよく見られる翼端渦のバースティング現象が発生している。このような現象は模型試験で再現するのは容易ではない。この様な現象を模型実験で、特に模型船後方でシミュレーションできるようになることが望まれる。

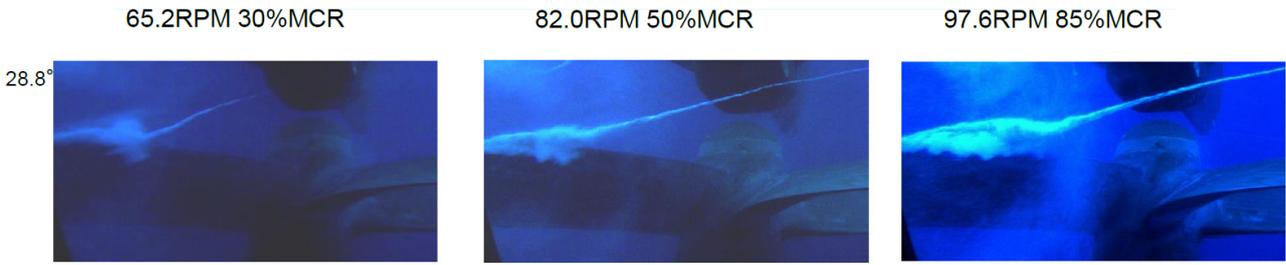
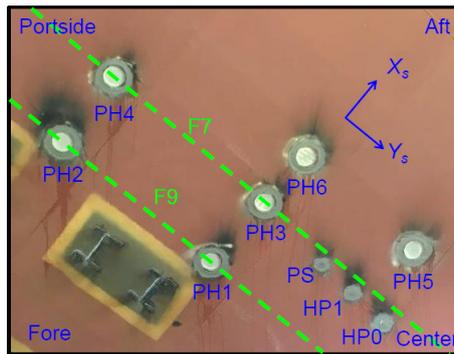
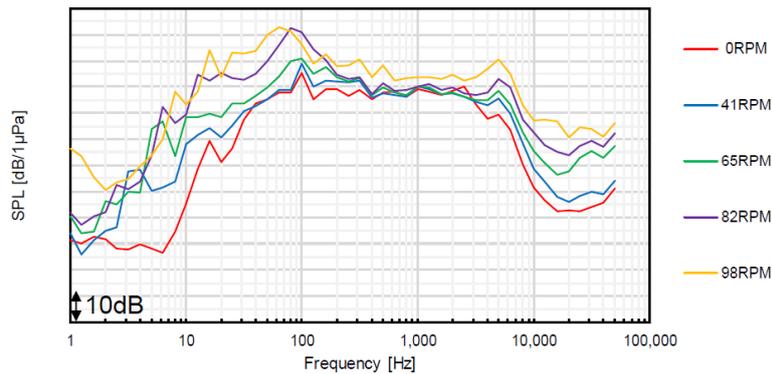


図 7.30 3種類のプロペラ作動状態におけるキャビテーションパターン¹⁴⁹⁾

もう一つの計測は水中放射騒音計測である。図 7.31(a)に示す様に二本のマイクロホン HP0 と HP1 がプロペラの 22.7%Dp 前方に取り付けられ、水中放射騒音が計測された。計測結果を図 7.31(b)に示す。プロペラ回転数の増加に伴って、10Hz から 200Hz の周波数領域において、水中放射騒音のレベルが増加している。これはキャビテーションの発生による船尾変動圧力に相当する水中放射騒音を計測したものであり、200Hz から 3kHz までは騒音レベルがプロペラ回転数によらず一定となる計測結果を得ている。船舶が放射する水中放射騒音は通常、沖合の定点に配置されたマイクロホンで計測されることが多いが、船側でプロペラが放射する水中放射騒音をモニターし、船体による反射を補正し、プロペラや発生したキャビテーションの放射する音源強さを計測評価することができる有効な手段となることが期待される。



(a) ハイドロフォンと圧力計の配置位置



(b) 1/3 オクターブバンド解析結果

図 7.31 水中放射騒音の実船計測¹⁴⁹⁾

7.7 地球温暖化問題とゼロエミッションシップ

昨今、地球温暖化が叫ばれ、環境問題に対する意識が高まっている。図 7.32 に示されるように、地球全体の温度上昇が上昇しているのが大きな問題となっているが、北極域では気温の上昇が 2, 3 倍大きく、北極圏での氷河が溶け、図 7.33 に示されるように、氷海域が縮小していることが大きな問題となっている。それとは逆に、北極

海での氷海域の縮小により，北極航路の開発の可能性が現実味を帯び，流水予測や安全航行にも関心が向けられている．以上のことから，北極域研究船の建造も考えられる状況になってきていることが，山口一から紹介されている¹⁵⁰⁾．

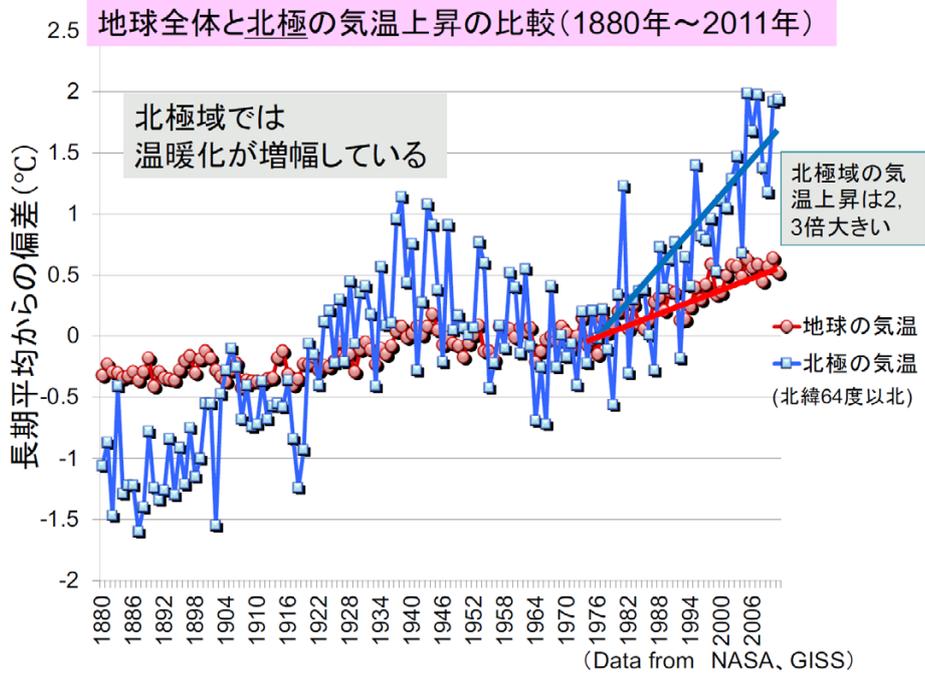


図 7.32 地球と北極での気温の変化の推移¹⁵⁰⁾

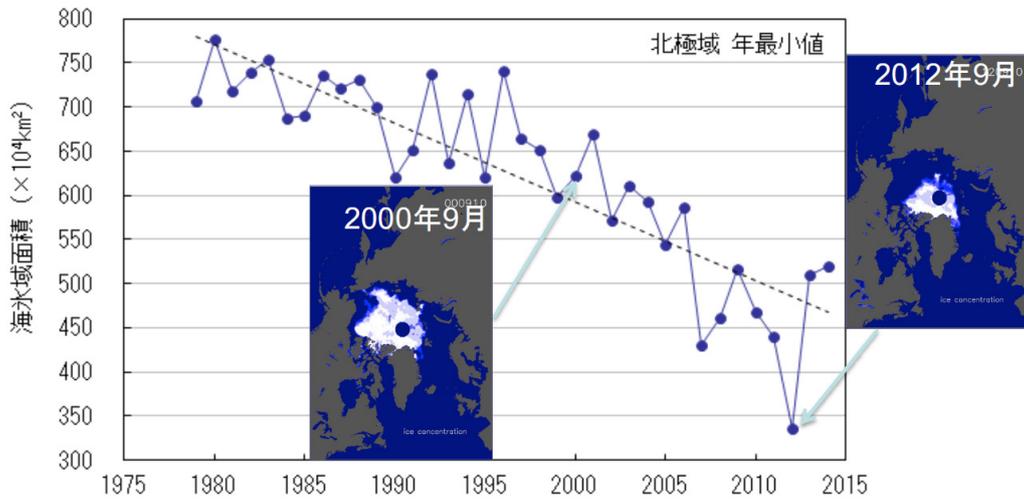


図 7.33 北極域での気温上昇状況と海水面積の減少傾向¹⁵⁰⁾

地球温暖化の阻止や海洋環境の汚染防止の観点から，CO₂等の温室効果ガスやNO_x，SO_x等の有害ガスの削減が海上輸送に対しても例外と成らない．このため，IMOでは，EEDIの導入がなされ，減速運航も行われるようになってきている．更なる対応として，ゼロエミッション船が研究開発のターゲットとなり，その一例として，風力利用推進船や水素生産船など概念設計がなされていることが，大内によって紹介された¹⁵¹⁾．

大内のコンセプトでは，大面積翼帆船を強風域で航走させ，帆船の船首海面下に配置したタービンを駆動して発電し，その電力で水分解で水素を生産し，水素キャリアに変換して，船内に貯蔵したり，陸上に輸送する機能を持つ水素生産帆船を提案している．フィージビリティスタディーの結果，既存の風力・潮流による電力水素エネルギーコストより，顕著に高いエネルギー生産力を持ちうるシステムになる可能性があるとしている．図 7.34

の上図は一本帆ウィンドウチャレンジャーの想像図であり，下図は船内の設備機器とそれらの関係，エネルギー生産の流れを示すフロー図である．図中の赤い矢印は本船内部でのエネルギーの主要な流れを示している．

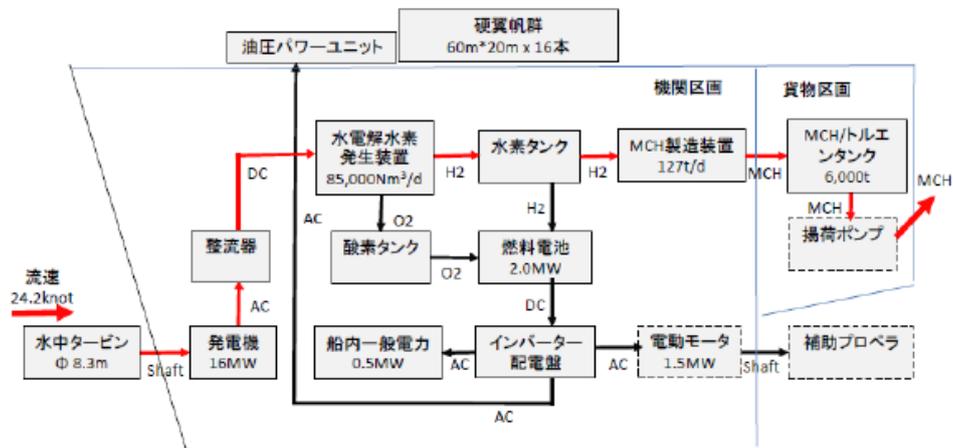


図 7.34 ゼロエミッションシップ提案の一例¹⁵¹⁾

7.8 残った課題

5.4 節で述べた，SR174 の低回転大直径プロペラの研究プロジェクトではまだ模型船を用いたキャビテーション試験法が確立していなかったため，確信の持てる実験結果が得られなかった．このため，約 30 年後に新たに同じ大きさの木製模型船 (MSNo.550) を作成し，第 19 期 ITTC で確立したキャビテーション試験法で再試を行った¹⁵²⁾．曳航水槽での試験の後，大型キャビテーション試験水槽の第 2 計測部で伴流計測を行った．フローライナーありとなしの二つの場合について計測した．計測結果を図 7.35 に示す．

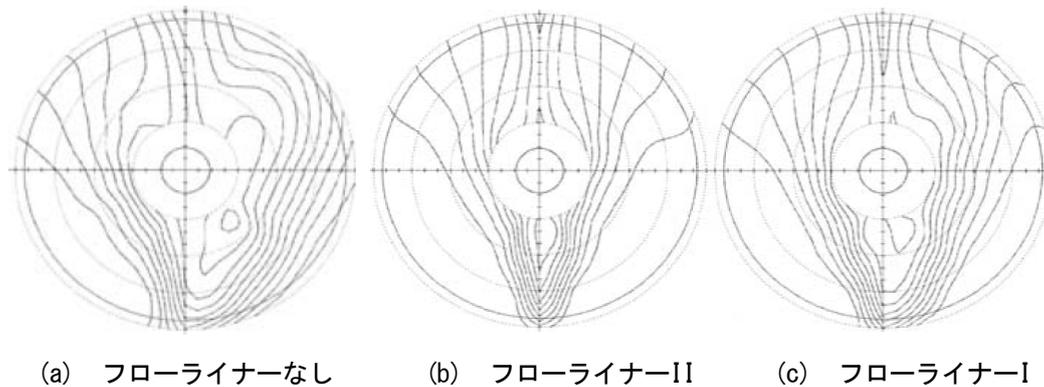
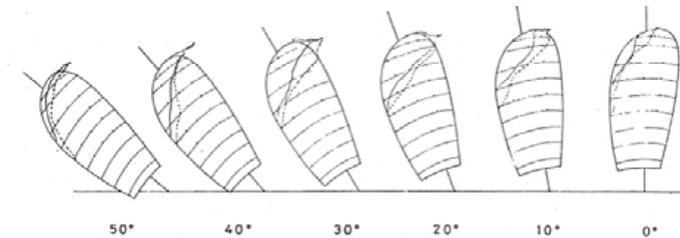


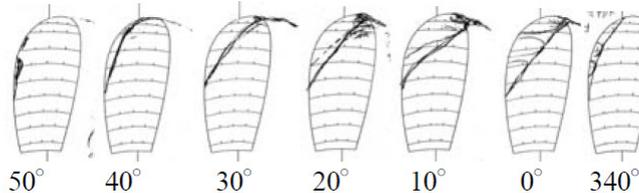
図 7.35 伴流シミュレーションの結果¹⁵²⁾

上図と図 5.6(c)をと比べると、大略伴流分布は一致しているが、上図の方がより詳細な分布となっている。これは、伴流計測がステップモーターを用いてコンピュータ制御計測でデータが多点計測され、得られたデータを元に PC で図形解析で作図されているのに対して、後者はマノメータを読み取り、そのデータからマニュアルでフェアリング作図したことによる違いが出ている。計測された伴流分布は同じ様な非対称伴流分布となっている。次に、3種類あるフローライナのうちの2対を用いて、伴流シミュレーションを行った。図 7.35 の真ん中の図は、中位の大きさのフローライナーII (FL-II) を用いて計測したものであり、右図は最も小さいフローライナー I (FL-I) を用いたものである。真ん中の図はほぼ左右対称であるが、右図は無視できない程度の左右非対称の部分が存在する。このプロジェクトでは右図の伴流シミュレーションでキャビテーション試験を行った。その理由は、伴流分布のうちキャビテーションの発生消滅する右舷側 45°における伴流分布を重視したためである。左右非対称の部分が存在するのはインペラーの旋回流が完全に切り切れていないことが原因であり、回流水槽の特性として忘れてはならない。

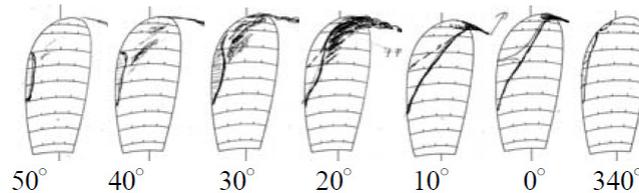
キャビテーション試験では、SR174 プロジェクトで用いたプロペラ模型を用いた。キャビテーション試験の結果を図 7.36 に示す。上図二つの比較における最も大きな違いは伴流分布と気泡核制御を行っているかないかの違いである。これにより、MSNo.319 の場合は左舷側での流速が著しく速く、また、気泡核が少ないのでキャビテーションが左舷側で発生しづら一方、スラスト係数は同じなので、プロペラ翼角度であたかも 10 度程度の発生の位相遅れを生じた発生パターンとなったと考えられる。一方、プロペラの違いによるキャビテーションパターンの違いは、伴流適合プロペラとして設計した MPNo.180 のキャビテーション発生量は、定ピッチの MPNo.172 のそれと比べて翼端部では少なくなっている一方、翼根部側では大きくなっていて、消滅期のキャビテーションパターンは好ましいものとなっていない。これはピッチ分布のみ変更し、翼断面形状を MAU 型から変えなかったことが挙げられる。



(a) MS No. 319 の後方で作動する MP No. 172 に発生するキャビテーションパターン (気泡核供給なし)



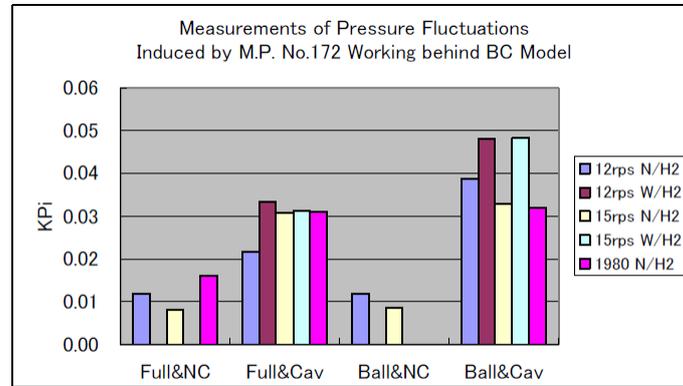
(b) MS No. 550 の後方で作動する MP No. 172 に発生するキャビテーションパターン (気泡核供給あり)



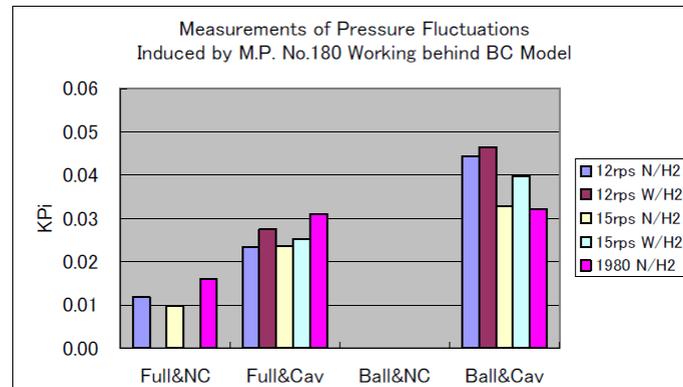
(c) MS No. 550 の後方で作動する MP No. 180 に発生するキャビテーションパターン

図 7.36 キャビテーション観測結果 (Full Load, MCR) ¹⁵²⁾

次に船尾変動圧力計測結果を見てみる。二つのプロペラ模型についての計測結果を図 7.37 に示す。この計測では以前計測した船尾変動圧力はどのような計測であったかを確認することも含まれている。図中の計測値はプロペラ中心直上の圧力計で得られたもので、模型プロペラ回転数は 12rps と 15rps の 2 種類である。空気含有率 α/α_s は、前プロジェクトでは 0.5 であり、本プロジェクトでは 0.3 であった。



(a) M. P. No. 172



(b) M. P. No. 180

図 7.37 船尾変動圧力計測結果の比較¹⁵²⁾

まず、ノンキャビテーション状態については、前プロジェクトでの計測値が本プロジェクトでのそれより大きいことと模型プロペラ回転数が大きくなると計測された船尾変動圧力が小さくなっていて、これはインペラ回転数、即ち、水槽流速で伴流分布が変化していることが考えられる。その意味ではもっと高速で一定となる伴流分布条件でキャビテーション試験を行うべきであったと指摘できる。

次に、船尾変動圧力に対する気泡制御の効果について、本プロジェクトでは満載状態に関しては若干大きくなるものの、従来の他のプロジェクトのように大きくはない。バラスト状態では気泡核供給の差が従来通り、より明瞭に出ている。なお、気泡核供給を行った状態での計測では、船尾変動圧力に及ぼす回転数影響はわずかに見られる。

一方、前プロジェクトでの計測値に関しては、満載状態では気泡核供給をしない時ばかりでなく、本プロジェクトでの気泡核供給時での計測より大きい。これは前プロジェクトでは右舷側での伴流が大きい一方、気泡核が少なくとも空気含有率大きいことがあり、両者の影響が相殺したことが考えられる。また、船尾変動圧力解析法の違いによることも要因であると思われる。バラスト状態に関しては前プロジェクトでの計測値は本プロジェクトでの気泡核供給時での計測と比べて、若干過小評価となっている。結論としては、SR174での計測は当時の技術レベルから言って計測誤差レベルであったと言っても良いかと言うレベルである。以上の傾向は供試模型に依らないことが指摘でき、これは供試水の状況とスラスト一致法に依るものである。

児玉良明等が CFD によりフローライナーの効果を実算で示している¹⁵³⁾。キャビテーション水槽で見られた非対称性は計算できなかつたが、フローライナーの大きさやその位置で伴流分布が計測値に対応して変化することを

示している。キャビテーション水槽でのフローライナーの設置位置を決めるのに CFD を用いる方法は望ましいが、コストパフォーマンスから言って、熟練者の知識、熟考と経験に基づく方法¹⁵⁴⁾の方が最終的に良いと指摘する。

8. まとめ

プロペラ研究会の立場から、プロペラとキャビテーション研究の流れをまとめると、図 8.1 と図 8.2 のようになる。尚、これらの図は、できるだけ客観的に作成したが、重要な研究業績で漏れがあるかもしれない。取り上げた研究としては、研究会において話題となったものを優先して選び、研究会でたまたま取り上げられなかったものの、記載しなければならないと思われる研究も追加している。

図 8.1 は、研究会の設立前から第 100 回頃までで、話題となったプロペラ研究とキャビテーション研究の流れを記したものである。まず最初に取り上げるべきと考えられるのは、矢崎の MAU プロペラ設計に基づく設計法である。次には、菅井と小山のプロペラ揚力面理論計算プログラム¹⁵⁵⁾の公開であり、その実用性から、各機関でのプロペラの設計技術やシャフトフォースの推定技術が向上した。

一方、実験関係では、キャビテーションの初生の研究で進捗があった。不均一流中でのキャビテーション試験法が開発され、実船対応模型試験が行われるようになり、プロペラの侵食や損傷などの問題解決に貢献した。その後、船研に大型のキャビテーション水槽が建設され、その前後に各研究所や大学にキャビテーション水槽が建設された。キャビテーション試験法の開発の取り組みが進められ、性能評価法が確立して、プロペラの設計に大いに活用されることになった。また、船用プロペラのキャビテーションを含む、キャビテーションの教科書が加藤洋治によって書かれ、座右の著となった。

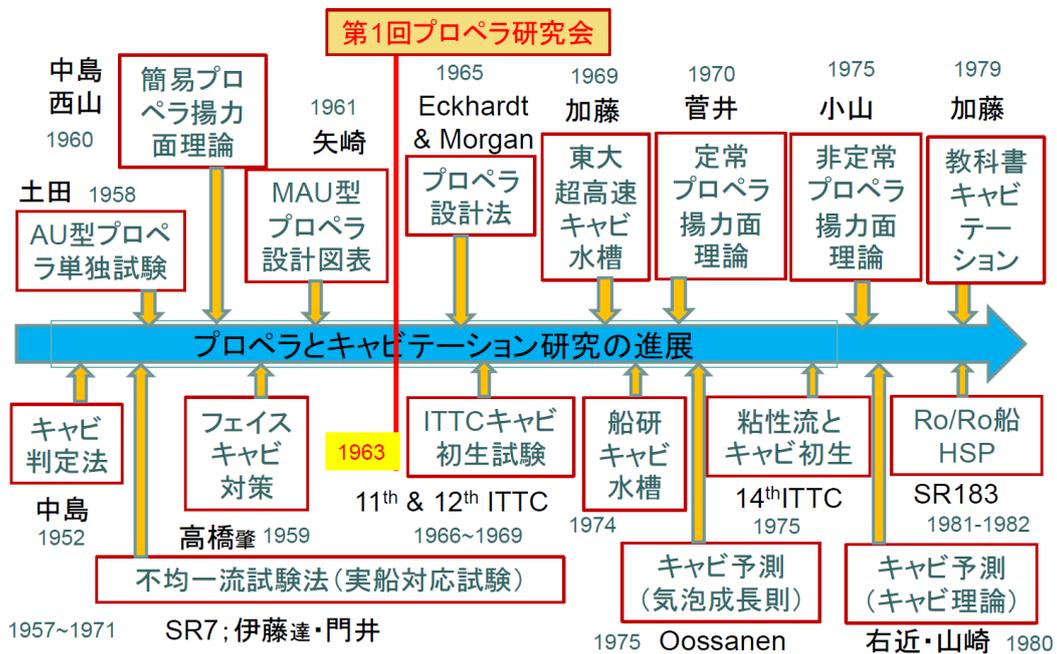


図 8.1 第 100 回までのプロペラとキャビテーションの研究の流れ

図 8.2 は、第 100 回頃から現在に至るまでの研究の流れを示す。青雲丸 I で行われた実船試験 (SR183, SR206) で計測されたデータは我が国の検証データとして使える貴重なデータである。実船計測だけのための航海中に行われているので、実験の質は良くなるのが期待できる。勿論、実運航船での試験は理想化されていない、現実船での計測であり、試験状態が正確に把握できれば、大変貴重なデータが入手できる。

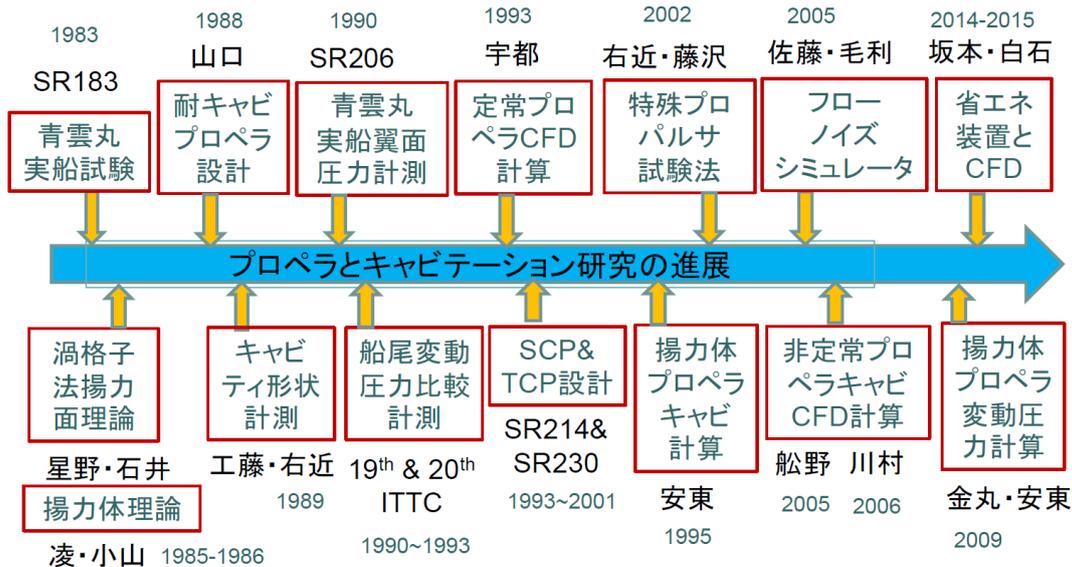


図 8.2 第 101 回から 200 回までのプロペラとキャビテーションの研究の流れ

プロペラ理論計算に関しては、湯浅肇や星野徹二によって渦格子法等が船用プロペラに適用され、石井規夫らによってキャビテーションの計算を含めたプロペラ性能計算法に発展させられた。更に、揚力体理論を凌、小山鴻一、並びに星野徹二が開発し、使い易い揚力体理論を中武一明、毎田、安東潤、並びに金丸崇がキャビテーションや船尾変動圧力の計算が可能となるまでに発展させている。これに対して、宇都が CFD を用いて定常プロペラの計算法を開発し、その後、CFD は非定常プロペラやキャビテーションが発生したプロペラの計算に利用されていき、現在では実用プロペラの設計にまで利用されている。

一方、実験に関しては、キャビテーション水槽では船尾変動圧力や翼面圧力の計測法の開発が精力的に行われ、それが発展して実船プロペラ翼面圧力計測の成功に繋がった。著者等が開発したレーザー光散乱法を、工藤達郎等は画像処理と自動化で高度化をし、非定常プロペラに発生するキャビティ形状計測を行い、その計測値は検証データとして使われている。プロペラまわりの流場計測には、LDV や PIV が昔より高いデータレートで計測できるようになってきていて、効率の良い計測や実船での計測が従来より格段に容易になっている。また、防衛装備庁に超大型のキャビテーション水槽、フローノイズシミュレータ Flow Noise Simulator が建設され、その機能を活用した研究が期待されている。

以上のように、キャビテーション現象の解明や予測法の確立と数多くの優れた計測技術が開発されたばかりでなく、実用的なプロペラの設計法や性能評価法が開発され、船用プロペラ研究会では専門家ばかりでなく、プロペラメーカーの技術者から随時報告がなされていた。

9. 終わりに

本報告は、船用プロペラ研究会が 2023 年（令和 5 年）4 月 15 日に第 200 回の研究会を開催され、その際、著者が「船用プロペラ研究会 200 回の歩み — 流体力学の観点から —」なる表題で特別講演を行ったが、造船所などの参加者の方々から印刷物として公表すべしとの声があり、海技研報告として公表することになった。船用プロペラ研究会の開催を横軸として記述しているが、内容は船舶試験所から始まる海上技術安全研究所のプロペラとキャビテーションの研究活動を主に記述したものとなった。

この報告で一番基本となっているのは、常識とは異なる想定外の計測データが得られた時に結果を公表して、研究者共有の問題として解決していくことの重要性を記述した。例えば、第 11 期 ITTC のキャビテーション初生の比較試験結果に見られた初生値の不可解なばらつき、SR174 研究プロジェクトでのキャビテーション試験での伴流分布やキャビテーション発生に関する異常現象、第 17 期と第 18 期 ITTC での Sydney Express の船尾変動圧

力の比較試験結果における計測値の想定外のばらつきの他、多くの研究者を悩ました模型プロペラ翼面圧力計測の難しさなどを克服して、最後には実船プロペラ翼面圧力計測にまで繋げた研究活動に注目して述べた。

なお、第200回船用プロペラ研究会は、本来であれば、2020年に迎えた会合であったが、コロナ感染症のパンデミックによって延び延びになっていた。第200回船用プロペラ研究会は本年4月15日(土)に東京駅近くの鉄鋼会館で開催され、山口次期座長の司会で行われた。筆者の「開会の挨拶」に続いて、流体力学の観点から、「船用プロペラ会の200回の歩み(流体力学の観点から)」についての講演を行い、本会が設立された当時の社会背景、発足時の資料の紹介、200回の歩みを50年毎に分けて、各期に行われた講演のうち、幾つかの代表的トピックスについて解説を行った。次に、本会の発足当時から参加している元日本海事協会の久米宏会員が本会の設立の経緯と強度関係の200回の歩みについての講演を行った。続いて、3メーカーの技術者からそれぞれ話題提供としてプレゼンテーションが行われ、参加者全員で図9.1に示す写真撮影を行った。



図9.1 第200回船用プロペラ研究会に参加された方々の集合写真

筆者はこの報告の執筆中に喜寿になり、記憶の低下に悩まされながら執筆したので、誤記や言葉足らずの記述が散見されるのではないかと心が痛む。この報告が、少しでも若い研究者の方々ばかりでなく、船舶海洋工学関係の技術者の方々の役に立てばと思い、また、第200回船用プロペラ研究会の出席者の勧めもあり、記述した。

謝 辞

まずは、船用プロペラ研究会を立ち上げ、本会への出席を勧めていただいた、故矢崎敦生博士に感謝いたします。座長に指名していただき、会の運営を含め、色々ご指導ご鞭撻を頂いた加藤洋治東京大学名誉教授に感謝いたします。加藤先生には東京大学大学院においても、運輸省船舶技術研究所入所後も、SRプロジェクト等においてご指導ご鞭撻をして頂き、感謝いたします。大学院において、また船研入所後も、最後まで学位論文の御指導をして頂いた故田宮真東京大学名誉教授、また、東京大学大学院での研究室を決める際に、キャビテーションの研究の道に進むように勧めて頂いた故丸尾孟横浜国立大学名誉教授に、感謝を致します。

船舶技術研究所では、入所直後から暖かく指導して頂いた故高橋肇元推進性能部長、北川弘光元船研所長、故菅井和夫元船研所長、門井弘行元氷海部長、武井幸雄元室長に感謝いたします。一連の筆者の研究活動を長年一緒に遂行して頂いた黒部雄三元主任研究官、工藤達郎元室長、藤沢純一グループ長、松田登元主任研究員、川並康剛主任研究員、久米健一グループ長、小山鴻一元室長に深く感謝いたします。翼面圧力センサー並びに圧力計測用導管付翼模型等の金工製作を精密に行って頂いた倉内誠吾様、キャビテーション水槽用木船模型等を丁寧に製作して頂いた長田洋様、小俣三郎様、奈良義治様に深く感謝いたします。本報告を執筆することを勧め、支援をして頂いた辻本勝系長、新川大治朗主任研究員をはじめとする現役の方々に感謝いたします。

最後に、次期会長を引き受けて頂いた山口一国立極地研究所特任教授、船用プロペラ研究会の運営幹事としてご尽力頂いた、かもめプロペラの武田宗也様、ナカシマプロペラの姫井弘平様、三河プロペラの近藤省吾様、研究会の発足当時から永年にわたり研究会に出席し、講演や討論をして頂き、研究会を見守って頂いた、ナカシマプロペラの中島稔副会長、元日本海事協会の久米宏様、貴重な講演を精力的に行って頂いた元造船技術センター佐藤和範様、そして、率先して講演や討論で研究会を神戸製鋼所時代から長い間に渡り、盛り立てて頂いた元ナカシマプロペラの山崎正三郎様に深くお礼申し上げます。

References

- 1) 吉識恒夫:戦後建造大型タンカー技術発展の系統化資料調査, 国立科学博物館技術の系統化調査報告, Vol.4, (2004), pp.135-177.
- 2) 久米宏:プロペラの損傷の現状と強度に関する問題点, 船用プロペラに関するシンポジウム (1967), pp.73-86.
- 3) 久米宏:プロペラの羽根の折損の現状, 第2回 船用プロペラに関するシンポジウム (1971), pp.81-100.
- 4) 久米宏:推進軸系の損傷軽減による環境改善 - 第1部プロペラ -, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 第46巻, 第1号 (2011), pp.56-61.
- 5) 第7研究部会:推進器の空洞現象及び壊蝕防止に関する研究, 日本造船研究協会報告, 第13号 (1957).
- 6) 第81研究部会:船体性能の向上に関する調査(プロペラキャビテーションに関する調査研究), 日本造船研究協会報告, 第13号 (1957).
- 7) 船舶試験所記念行事実行委員会:船舶試験所記念誌, 笠井出版印刷社(1956).
- 8) 運輸技術研究所: 11. 船用プロペラのキャビテーションに関する研究, 十年史, 第2章 業務概要, 4. 船舶推進部 (1960), pp.70-94.
- 9) 船舶技術研究所:第2章 最近における主たる研究の発展状況概要, 船舶技術研究五十年 (1966), pp.75-86.
- 10) Yamagata, M.: Model Experiments of the Combined Effect of Aft-body and Propeller Revolution upon the Propulsive Economy of Single-Screw Propeller, Proc. of 2nd ITTC, London (1934), pp.386-396+Figures Used for TINA, Vol. LXXVI.
- 11) 菅四郎:第10回国際試験水槽会議について, 造船協会誌, 第412号(1963), pp.1-9.
- 12) 菅四郎:四翼推進器の単独試験, 造船協会会報, 第67号(1940), pp.125-139.
- 13) 土田陽:三翼推進器の単独試験, 造船協会会報, 第79号(1948), pp.1-8.
- 14) 菅四郎:二翼推進器の単独試験, 運輸技術研究所報告, 第3巻, 第3号(1953), pp.16-20.
- 15) 菅四郎:翼を損傷した推進器の性能に関する模型試験, 運輸技術研究所報告, 第3巻, 第3号(1953), pp.1-9.
- 16) 菅四郎, 倉持英之助:使用簡易な新様式の推進器設計図表, 運輸技術研究報告, 第5巻第1号(1955), pp.1-41.
- 17) 高橋通雄:船用プロペラ, 造船学会誌, 第640号(1982), pp.8-16.
- 18) Tsuchida, K., Yazaki, A., Takahashi, M. : Open Water Test Series with Modern Five-Bladed Propeller Models, J. of Society of Naval Architects, Vol.102 (1958), pp.109-114.
- 19) Yazaki, A., Kuramochi, E., Takahashi, M.: Open Water Test Series with Six-Bladed Propeller Models, J. of Society of Naval Architects, Vol.106 (1960), pp.99-104.
- 20) Yazaki, A., Kuramochi, E., Takahashi, M.: Open Water Test Series with Modified AU-Type Four-Bladed Propeller Models, J. of Society of Naval Architects, Vol.108 (1961), pp.99-104.
- 21) 矢崎敦生:AU型プロペラ設計法に関する研究, 運輸技術研究所報告, 第11巻, 第7号(1961).
- 22) Takahashi, H.: A Prevention from Face Cavitation by Varying the Form of Blade Sections of a Screw Propeller, Report of Transportation Technical Research Institute, Report No. 38 (1959).
- 23) 菅井和夫:II揚力面理論とその応用, 第2回船用プロペラシンポジウム前刷り集(1971),pp.25-46.
- 24) ナカシマプロペラ:マリンプロペラ, 新版(1971).
- 25) 山崎正三郎, 石原康明, 伏見英之:MAU4-30プロペラ設計図表とそれへのプロペラ単独性能の重回帰解析の影響, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第25号(2017), pp.181-183.

- 26) 志波久光：船舶試験所空洞水槽に就いて，船舶試験所研究報告，第5号(1942)，pp.163-179.
- 27) 伊藤達郎他：四翼推進器の空洞試験，第10回運輸技術研究所研究発表会(1955)，pp.2-3.
- 28) 矢崎敦生他：不均一流れにおけるプロペラ翼強度に関する模型試験，第20回運輸技術研究所研究発表会講演概要(1955).
- 29) 伊藤達郎：商船用プロペラのキャビテーション，船用プロペラに関するシンポジウム(1967)，pp.34-45.
- 30) 菅四郎：第10回国際試験水槽会議について，造船協会誌，第412号(1963)，pp.503-511.
- 31) 西山哲男：羽根面積の大なる螺旋推進器の揚力面理論，造船協会論文集，第109号(1961)，pp.15-25.
- 32) Goldstein, S.: On the Vortex Theory of Screw Propellers. Proc. of Royal Society (London), Series A, Vol.63 (1929), pp.440-465.
- 33) Lerbs, H. W.: Moderately Loaded Propellers with a Finite Number of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation, SNAME, Vol.60 (1952), pp.73-117.
- 34) Ginzel, I.: Theory of the Broad-Bladed Propeller, A.R.C., Technical Report, C.P. No.208 (1955).
- 35) van Manen, J. D.: Fundamentals of Ship Resistance and Propulsion, Part B. Propulsion, (1957) .
- 36) Eckhardt, M. K. & Morgan, W. B.: A Propeller Design Method, Trans. of SNAME, Vol.63 (1965), pp. 325-374.
- 37) 中島康吉：プロペラ揚力面理論とその応用，造船協会論文集，第108号(1960)，pp.89-98.
- 38) 西山哲男，笹島孝夫：プロペラ理論における揚力面の影響，日本機械学会論文集，31巻，232号(1965)，pp.1831-1836.
- 39) Hanaoka, T.: Hydrodynamics of an Oscillating Screw propeller, Proc. of 4th Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington, D. C., (1962), pp. 97-142
- 40) Yamazaki, R.: On the Theory of Screw Propellers in Non-Uniform Flows, Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Vol.25, No.2 (1966), pp.107-174.
- 41) 伊藤達郎，門井弘行：IV. 船用プロペラのキャビテーション(その2)，第2回船用プロペラに関するシンポジウム(1971)，pp.34-45.
- 42) 伊藤達郎他：プロペラキャビテーションの実船観測，第9回船舶技術研究所研究発表会講演概要(1967)，pp.77-80.
- 43) 伊藤達郎他：超高速貨物船によるプロペラキャビテーションの実船観測，第12回船舶技術研究所研究発表会講演概要(1968)，pp.37-40.
- 44) 伊藤達郎他：プロペラのキャビテーションの実船観測と模型試験，関西造船協会誌，第135号(1970)，pp.33-40.
- 45) 笹島秀雄，田中一郎：肥大船の伴流分布，造船協会論文集，第92号(1966)，pp..
- 46) 横尾幸一，矢崎敦生：中小型船舶 プロペラ設計法と参考図表集，成山堂書店(1973)の元原稿と推察される。
- 47) 久米宏：昭和36年版鋼船規則の新プロペラ翼強度計算式について，日本海事協会誌，No.67(1961)，pp.44-74.
- 48) 矢崎敦生：翼先端を切り取ったプロペラ性能について，関西造船協会誌，第106号(1962)，pp.7-12.
- 49) 菅四郎：翼を損傷した推進器の性能に関する模型試験，運輸技術研究所報告，Vol3, No3(1953)，pp.1-9.
- 50) 菅井和夫：船用プロペラ特性解析法に関する研究，日本造船学会論文集，第128号(1970)，pp.61-83.
- 51) Multhopp, H.: Methods for Calculating the Lift Distribution of Wings (Subsonic Lifting Surface Theory), R & M, No.2884 (1950).
- 52) Manglar, K. W. & Spencer, B. F. R.: Some Remarks on Multhopp's Lifting Surface Theory, R & M, No.2926 (1952).
- 53) 伊藤達郎他：MAU プロペラ翼断面の圧力分布測定，第14回船研研究発表会講演概要(1969)，pp.144-147.
- 54) BSRA: Journal of Abstracts of the British Ship Research Association, Volume 23, Number 12 (1968).
- 55) Lindgren, H. : Appendix V, Cavitation Inception on Head Forms, 11th ITTC Cavitation Committee Report, Proc. of 11th ITTC , Tokyo (1966), pp.219-232.
- 56) Knapp, R.T. et al.: Cavitation, McGraw-Hill, Inc. (1970).
- 57) 加藤洋治：キャビテーション，槇書店(1979)，キャビテーション(増補版)，槇書店(1990).
- 58) 推進性能部：大型キャビテーション試験水槽の建設について，船研報告，第14巻，第1号(1977)，pp.1-54.
- 59) Takahashi, H.: Appendix 2 – Basic Mechanisms of Cavitation Inception, Report of Cavitation Committee, Proc. of 14th

- ITTC (1975), pp.53-75.
- 60) Casey, M.V.: The Inception of Attached Cavitation from Laminar Separation Bubbles on Hydrofoils, Proc. of Conference on Cavitation, Inst. of Mech., Eng. (1974), pp.9-16.
- 61) Arakeri, V. H.: Viscous Effects in Inception and Development of Cavitation on Axisymmetric Bodies, CIT Report, No. Eng. 183-1 (1973).
- 62) 右近良孝, 黒部雄三: ITTC ヘッドフォームを用いたキャビテーション初生観測, 昭和 52 年秋季(第 30 回)船舶技術研究所研究発表会講演集(1977), pp.21-24.
- 63) 第 174 研究部会: 馬力節減を目的とした 1 軸中型船の船尾形状の開発に関する研究, 日本造船研究協会研究資料, No.205(1978).
- 64) 第 174 研究部会: 馬力節減を目的とした 1 軸中型船の船尾形状の開発に関する研究, 日本造船研究協会研究資料, 第 302 号(1979).
- 65) 第 174 研究部会: 馬力節減を目的とした 1 軸中型船の船尾形状の開発に関する研究, 日本造船研究協会研究資料, 第 320 号(1980).
- 66) 小山鴻一他: キャビテーション水槽における船尾変動圧力計測 —低回転大直径プロペラ装備船の実験—, 昭和 52 年秋季(第 36 回)船舶技術研究所研究発表会講演集(1980), pp.26-30.
- 67) 加藤洋治, 右近良孝: 第三章 プロペラキャビテーションの推定法, 船型設計のための抵抗・推進理論シンポジウム(1979), pp.189-216.
- 68) 右近良孝: フローライナーを用いた肥大船の伴流シミュレーションとキャビテーション試験, 日本船舶海洋工学会講演論文集, 第 9E 号(2009), pp.107-110.
- 69) 第 183 研究部会: 船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究, 研究資料, No.329(1981).
- 70) 第 183 研究部会: 船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究, 研究資料, No.342(1982).
- 71) 第 183 研究部会: 船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究, 研究資料, No.348(1983).
- 72) 児玉良明他: 大型キャビテーションタンネル第 2 計測部(模型船胴)におけるフローライナーによる Wall Effect の軽減法, 船舶技術研究所推進性能部, 技術資料, Tech. Memo. , No.17 (1982).
- 73) Kuiper, G.: Cavitation Inception on Ship Propeller Models, Dr. Thesis of Delft University (1981).
- 74) 右近良孝他: 広幅浅吃水船に装備されたハイスキュープロペラのキャビティボリウムにより誘起される船尾変動圧力, 船研報告, 第 19 巻, 第 3 号(1982), pp.1-48.
- 75) 黒部雄三他: キャビテーションの発生したプロペラによる船尾変動圧力について, 船研報告, 第 19 巻, 第 1 号(1982), pp.49-72.
- 76) 黒部雄三他: 水中の平板に取り付けた圧力変換器に及ぼす振動影響の研究, 船研報告, 第 22 巻, 第 3 号 (1985), pp.133-139.
- 77) 右近良孝, 黒部雄三: レーザー光を利用したプロペラ翼面上のキャビティ厚み分布の計測, 船研報告, 第 19 巻, 第 1 号(1982), pp.1-12.
- 78) 門井弘行: SRI-B 型プロペラの開発およびその諸特性, 船研報告, 第 21 巻第 6 号(1984), pp.1-28.
- 79) 黒部雄三他: 青雲丸の実船対応キャビテーション試験, 船研報告, 第 20 巻第 6 号(1983), pp.15-49.
- 80) 花岡達郎: 非定常プロペラ揚力面の数値解法(その基礎理論), 船研報告, 第 6 巻第 5 号(1969), pp.1-14.
- 81) 小山鴻一: 新しい方法によるプロペラ揚力面の数値的解析, 日本造船学会論文集, 第 132 号(1972), pp.15-22.
- 82) 小山鴻一: 不均一流中のプロペラ揚力面の实用計算法と計算例, 日本造船学会論文集, 第 137 号(1975), pp.78-87.
- 83) Ukon, Y.: Partial Cavitation on Two- and Three-Dimensional Hydrofoils, and Marine Propeller, Proc. of IAHR/AIRH Symposium, Tokyo (1980), pp.195-206.
- 84) 花岡達郎: 任意翼型のキャビテーション流場の線型理論(その 3, 部分空洞の解法), 日本造船学会論文集, 第 199 号(1966), pp.18-27.
- 85) 西山哲男: 特異点法による部分空洞翼の流れ場の基礎式とその解法 (第 1 報, 二次元単独翼), 日本機械学会論文集, 43 巻, 370 号 (1966), pp.2165-2174.
- 86) Cebeci, T. and Bradshaw, P.: Momentum Transfer in Boundary Layers, McGraw-Hill (1977).

- 87) 17th Cavitation Committee: Appendices, 2. Comparison of Hull Pressure Amplitudes for Sydney Express Propeller, 17th ITTC Cavitation Committee Report, Proc. of 17th ITTC (1984), pp.248-252.
- 88) 18th Cavitation Committee: Appendices, 2. Comparison of Propeller-Induced Hull Pressure Measurements for "Sydney Express Propeller", 18th ITTC Cavitation Committee Report, Proc. of 18th ITTC (1987), pp.209-210.
- 89) Tanaka, I.: Scale Effects on Wake Distribution and Viscous Pressure Resistance of Ships, J. of SNAJ, Vol.146 (1966), pp.53-60.
- 90) Ukon, Y. et al.: Comparative Experiment on Hull Pressure Fluctuations and Cavitation with the "Sydney Express" Propeller, 18th Cavitation Committee Report, Proc. of 18th ITTC, Vol.2, Kobe (1987), pp.102-105.
- 91) 右近良孝: 船尾変動圧力の推定に関する研究, 船研報告, 第28巻, 第4号(1991), pp.19-52.
- 92) 19th ITTC Cavitation Committee: Appendices A1. Further Measurement of Pressure Fluctuations on "Sydney Express" Propeller, 19th ITTC Cavitation Committee Report, Proc. of 19th ITTC, Madrid (1990), pp.213-219.
- 93) 20th ITTC Cavitation Committee: Appendix Comparative Measurement of Pressure Fluctuation on the "St. Michelis", 20th ITTC Cavitation Committee Report, Proc. of 19th ITTC, San Francisco (1993), pp.236-240.
- 94) 右近良孝: プロペラ翼面圧力と船尾変動圧力に関する実船計測, 日本造船学会誌_第764号(1993), pp.114-120.
- 95) Huse, E.: Cavitation Induced Hull Pressures Some Recent Developments of Model Testing Techniques, Report R-35.74, Ship Research Institute of Norway (1974).
- 96) Eppler, R. & Somers, D. M.: A Computer Program for the design and Analysis of Low-Speed Airfoils, NASA TM80210 (1980).
- 97) 山口一: キャビテーション性能の優れたプロペラの開発 -第1報- キャビティ体積の少ないプロペラ, 日本造船学会論文集, 第158号(1985), pp.69-80.
- 98) Jessup, S. D.: Further Measurements of Model Propeller Pressure Distributions Using a Novel Technique, DTNSRDC-86/011(1986).
- 99) 黒部雄三他: 大型模型プロペラを用いた翼面圧力計測法, 第50回秋季船舶技術研究所研究発表会講演集(1987), pp.33-36.
- 100) 右近良孝, 黒部雄三, 工藤達郎: 通常型及びハイリースキュードプロペラの翼面圧力計測について, 日本造船学会論文集, 第165号(1989), pp.83-94.
- 101) 右近良孝他: 実船プロペラ翼面圧力計測 -通常型プロペラに関する研究-, 日本造船学会論文集, 第168号(1990), pp.65-75.
- 102) 右近良孝他: 実船プロペラ翼面圧力計測 -ハイリースキュードプロペラに関する研究-, 日本造船学会論文集, 第170号(1991), pp.111-123.
- 103) Ukon, Y. & Yuasa, H.: Pressure Distribution and Blade Stress on a Highly Skewed Propeller, Symposium on Naval Hydrodynamics, Seoul (1992), pp.793-814.
- 104) SR214 研究部会: スーパーキャビテーションプロペラに関する研究, 成果報告書, 研究資料_No.403(1994).
- 105) Vening, E. & Haberman, W. L.: Supercavitating Propeller Performance, Trans. of SNAME, Vol.70 (1962), pp.354-417.
- 106) 黒部雄三他: スーパーキャビテーションプロペラの模型試験について, 第58回秋季船舶技術研究所発表会講演集(1991), pp.71-74.
- 107) 工藤達郎, 右近良孝: 一次渦パネル法によるSC翼型の性能計算, 西部造船会会報, 第86号 (1993), pp.37-46.
- 108) 右近良孝他: スーパーキャビテーションプロペラの設計, 日本造船学会論文集, 第174号 (1994), pp.101-110.
- 109) 工藤達郎: 渦格子法によるスーパーキャビテーションプロペラの性能計算, 日本造船学会論文集, 第174号 (1993), pp.113-120.
- 110) 工藤達郎, 右近良孝, 黒部雄三: 渦格子法によるスーパーキャビテーションプロペラの設計, 日本造船学会論文集, 第175号 (1993), pp.47-56.

- 111) 右近良孝: 競艇用プロペラのスーパーキャビテーションプロペラの応用, 日本造船学会論文集, 第 178 号(1995), pp.51-60.
- 112) 右近良孝, 黒部雄三, 荒井能: 二重反転プロペラのキャビテーション試験, 第 44 回船舶技術研究所研究発表会講演集(1984), pp.98-103.
- 113) Morgan, W. B.: The Design of Counter-rotating Propellers Using Lerbs' Theory, Trans. of SNAME, Vol.68, pp.
- 114) Lerbs, H.: Contra-rotating Optimum Propellers Operating in a Radially Non-Uniform Wake, DTMB Report, No.941 (1955).
- 115) 右近良孝: 二重反転プロペラの設計について — 高速コンテナ船への適用 —, 西部造船会会報, 第 75 号(1988), pp.52-64.
- 116) 小久保芳男, 右近良孝: 二重反転プロペラの実験的研究 — その 1 —, 船舶技術研究所報告, 第 28 巻, 第 4 号(1991), pp.1-18.
- 117) 黒部雄三他: 二重反転プロペラまわりの流場計測, 第 48 回秋季船研研究発表会講演集(1986), pp.84-87.
- 118) 右近良孝: 新しいプロパルサの実現に向けた研究の現状, 平成 5 年秋季(第 62 回)船舶技術研究所研究発表会講演集(1993), pp.52-63.
- 119) 大内一之: PBCF の効果と実績, 日本船用機関学会誌, 第 27 巻第 9 号(1992), p.768-778.
- 120) 山崎正三郎, 吉坂哲昭, 高畑真一: コンテナ船用のプロペラの高次船尾変動圧力(その 2), 日本造船学会論文集, 第 174 号(1993), pp.89-99.
- 121) SR230 研究部会: 浅没水高馬力プロペラの研究成果報告書 研究資料_No419(1999).
- 122) 工藤達郎他: トランスキャビテーションプロペラの理論的設計に関する研究, 日本造船学会論文集, 第 186 号(1999), pp.41-49.
- 123) 右近良孝他: トランスキャビテーションプロペラの性能評価, 日本造船学会論文集, 第 186 号(1999), pp.51-58.
- 124) 工藤達郎他: 不均一流中キャビテーション試験におけるプロペラ前進率の推定法について, 船舶技術研究所研究発表会(第 73 回)講演集(1999), pp.188-189.
- 125) Ukon, Y. et al.: Computational design of Trans-Cavitating Propellers and Experimental Evaluation of Their Performance, Proc. of 25th Symposium on Naval Hydrodynamics, St. John's (2004), pp.1-14.
- 126) 日夏宗彦他: SBD の概念による実海域性能を考慮した高速船の船型設計法の研究, 船研報告, 第 7 巻第 2 号(2007), pp.1-24.
- 127) 藤沢純一他: 66 ポッドプロパルサの単独性能試験法について, 第 1 回海上技術安全研究所発表会講演集(2001), pp.307-310.
- 128) 右近良孝他: 75 ポッドプロパルサの自航試験とその解析, 第 1 回海上技術安全研究所発表会講演集(2001), pp.343-346.
- 129) 久米健一, 堀利文, 右近良孝: 二重反転プロペラの 4 象限単独性能試験について, 日本船舶海洋工学会講演論文集, 第 3 号 (2004), pp.125-126.
- 130) 吉元: 次世代内航船の研究開発について, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 第 45 巻, 第 5 号 (2010), pp.626-628.
- 131) 23th ITTC Propulsion Committee: Final Report and Recommendations to the 23rd ITTC, Proc. of 23rd ITTC, Venice (2002), pp.89-151.
- 132) 右近良孝: 35 メガコンテナ船プロペラの流体力学上の問題, 第 4 回海上技術安全研究所発表会講演集(2004), pp.171-174.
- 133) 24th ITTC Propulsion Committee, The Propulsion Committee, Final Report and Recommendations to the 24th ITTC, Proc. of 24th ITTC, Edinburgh (2005), pp.73-136.
- 134) Ukon, Y. et al.: Research on Improvement of Propulsive Performance of a High-Speed Ship Equipped with High-Powered Propeller, NMRI Report, Vol.8, No1(2008), pp.51-82.
- 135) 久米健一他: PS 27 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発表会講演集(2004), pp.343-344.

- 136) 久米健一他: PS 19 メガコンテナ船のプロペラの改良及び船後キャビテーション試験, 第5回海上技術安全研究所発表会講演集(2005), pp.329-332.
- 137) 工藤達郎他: 模型プロペラ翼面上に発生するキャビティ形状の計測, 日本造船学会論文集, 第166号(1989), pp.93-103.
- 138) Ukon, Y., Kudo, T., Tanibayashi, H., Kurobe, Y.: Measurement of Cavity Thickness Distribution on the Blade of Propeller Models by Laser-CCD Method, Proc. of Cavitation '91, FED-Vol.116, ASME, Portland (1991), pp.99-104.
- 139) 金丸崇, 安東潤: 簡便なパネル法による非定常プロペラキャビテーションの計算, 日本船舶海洋工学会講演論文集, 第78号(2008), pp.28-32.
- 140) 金丸崇, 安東潤: 簡便なパネル法によるプロペラキャビテーションと船尾変動圧力の計算, 日本船舶海洋工学会論文集, 第10号(2009), pp.1-10.
- 141) Uto, S. : Computation of Incompressible Viscous Flow around a Marine Propeller, J. of The Society of Naval Architects of Japan, Vol. 172 (1992), pp.213-224.
- 142) 船野勇, 川村隆文: 第6章 船用プロペラへのCFD応用, 第5回船用プロペラシンポジウム, 東京(2005), pp.231-262.
- 143) 川村隆文他: キャビテーションを伴うプロペラ周り流れの数値シミュレーション, 日本造船学会論文集, 195号(2004), pp.211-219.
- 144) Himeji, K. & Yamaguchi, H.: Numerical Study on Performance of Surface Piercing Propeller Using RANS Approach, Proc. of FAST2015, Washington D. C. (2015).
- 145) 山磨敏夫, 櫻井貴哉: CFRP製プロペラの研究開発, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 第52巻, 第2号(2017), pp.146-150.
- 146) 山崎正三郎, 岡崎全伯: 低速船用バックワードチップレーキプロペラの設計模型試験, 日本船舶海洋工学会論文集, 第5号(2007), pp.163-167.
- 147) 岡崎全伯, 山崎正三郎, 安東潤: バックワードチップレーキプロペラの実船適用, ターボ機械, 第48巻第5号(2020), pp.41-48.
- 148) Salinas, R. & Moreno, A.: On-Site Measurements-Experimental Data for Accurate Identification and Quantification of Cavitation Noise and Other Sources, AQUO FP-7 Collaborative Project no314227 (2014).
- 149) Hiroi, T. et al.: Full-Scale On-Board Measurements of Wake Velocity Profiles, Underwater Noise and Propeller Induced Pressure Fluctuations, Conference Proc. of JSNAOE, Vol.29 (2019), pp.193-198.
- 150) 山口一: 北極の急激な温暖化と海氷減少 —持続可能な航路利用を目指して—, 世界平和研究, Vol.48, No.2(2022), pp.10-25.
- 151) 大内一之, Henzie, J.: 水素生産帆船の研究 —概念と可能性—, 日本船舶海洋工学会講演論文集, 第25号(2017), pp.717-720.
- 152) 右近良孝他: フローライナーを用いた肥大船の伴流シミュレーションとキャビテーション試験, 日本船舶海洋工学会講演論文集, 第9E号(2009), pp.107-110.
- 153) 児玉良明他: キャビテーション・タンネルにおけるフローライナーを用いた制限水路影響軽減法の数値シミュレーション, 日本船舶海洋工学会論文集, 第11号(2010), pp.81-89.
- 154) 藤沢純一他: キャビテーション変動圧力の比較検討, 日本船舶海洋工学会講演論文集, 第6号(2008), pp.209-212.