OUKA
The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	船体一体型ダクトプロペラ付き船型の抵抗推進特性に関する研究
Author(s)	八木, 光
Citation	大阪大学, 1994, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3075194
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

船体一体型ダクトプロペラ付き船型の

抵抗推進特性に関する研究

平成 5 年 11 月

八木　光

目次

ページ

第１章　緒言 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 4

第２章　船体一体型ダクトプロペラの概念構築 ・・・・・・・・・・・・ 7

２．１　従来型ダクトプロペラの流体力学的特性のまとめ ・・・・・ 7

２．１．１　ダクトプロペラの単独効率 ・・・・・・・・・・・・・ 8

２．１．２　ダクトプロペラ付き船の推進効率 ・・・・・・・・・・ 9

２．１．３　ダクトプロペラ付き船の自航要素 ・・・・・・・・・・ １０

２．１．４　ダクトのキャビテーションによる潰食 ・・・・・・・・ １１

２．２　船体とダクトの干渉効果についての検討 ・・・・・・・・・・ １２

２．２．１　ダクトによる船体抵抗減少に関する従来例の調査 ・・ １２

２．２．２　回流水槽による予備試験 ・・・・・・・・・・・・・・ １３

１）　限界流線の調査 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・ １４

２）　２段糸による流場調査 ・・・・・・・・・・・・・・・ １４

３）　船体抵抗に関する調査 ・・・・・・・・・・・・・・・ １５

２．３　船体一体型ダクトプロペラの概念 ・・・・・・・・・・・・・ １６

２．３．１　幾何学的特徴 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ １６

２．３．２　開発目標の設定・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ １６

第３章　船体一体型ダクトプロペラの流体力学的特性 ・・・・・・・・ １７

３．１　プロペラとダクトの相互干渉 ・・・・・・・・・・・・・・・ １７

３．１．１　推進装置（プロパルサー）に関する考察 ・・・・・・・ １７

３．１．２　均一流中のプロペラとダクトの性能 ・・・・・・・・・ １８

１）　推力・トルク特性 ・・・・・・・・・・・・・・・・・ １９

２）　ダクトへの流入角に関する検討 ・・・・・・・・・・・ ２０

３）　ダクト回りの流れの可視化 ・・・・・・・・・・・・・ ２１

３．２　回転体の流場に対するダクト影響 ・・・・・・・・・・・・・ ２２

３．２．１　水槽による船体抵抗、ダクト抵抗、干渉抵抗計測 ・・ ２２

３．２．２　プロペラ作動試験によるダクト推力の検討 ・・・・・ ２４
３．２．３　風胴における回転体船尾流場の詳細計測 ・・・・・・ ２５
１）　計測方法について ・・・・・・・・・・・・・・・・ ２５
２）　船体表面圧力分布への影響 ・・・・・・・・・・・・ ２６
３）　境界層内流向流速分布への影響 ・・・・・・・・・・ ２８
３．３　実用船型に関する検討 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ３０
３．３．１　ダクト形状と船体抵抗および自航性能 ・・・・・・・・ ３１
１）　試験の解析方法について ・・・・・・・・・・・・・・ ３１
２）　ダクト前後位置の影響 ・・・・・・・・・・・・・・・ ３２
３）　ダクト開き角度の影響 ・・・・・・・・・・・・・・・ ３２
４）　ダクト長さの影響 ・・・・・・・・・・・・・・・・・ ３３
３．３．２　ダクトの上下非対称性と抵抗・推進性能 ・・・・・・・ ３４
１）　非対称ダクト ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ３４
２）　抵抗・自航性能 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ３５
３）　ダクト推力の均一流中性能と船後性能 ・・・・・・・・ ３６
３．３．３　船尾流場への影響 ・・・・・・・・・・・・・・・・・ ３６
１）　伴流分布 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ３７
２）　プロペラ面内流れと縦渦度分布 ・・・・・・・・・・・ ３８
３）　プロペラの推力トルク変動 ・・・・・・・・・・・・・ ３９
３．３．４　プロペラキャビテーションへの影響 ・・・・・・・・・ ３９
１）　理論計算手法 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ４０
２）　実験方法 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ４０
３）　実験方法に関する検討結果 ・・・・・・・・・・・・・ ４１
４）　キャビテーション減少効果 ・・・・・・・・・・・・・ ４１
３．３．５　船体表面圧力分布に及ぼす影響の実験的検討 ・・・・ ４２
３．３．６　ダクト抵抗の尺度影響実験 ・・・・・・・・・・・・・ ４４
１）　ダクトの抵抗計測方法 ・・・・・・・・・・・・・・・ ４４
２）　試験結果 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ４５
３．４　ダクトの流体起振力に関する検討 ・・・・・・・・・・・・ ４５
３．４．１　固有振動数の推定法 ・・・・・・・・・・・・・・・・ ４５

３．４．２　流体起振力の推定 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ４６

第４章　実船による船体一体型ダクトプロペラの効果検証 ・・・・・・ ４７
４．１　大型タンカーの海上試運転による検証 ・・・・・・・・・・ ４７
４．１．１　馬力節減効果 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ４８
４．１．２　プロペラキャビテーション ・・・・・・・・・・・・ ４９
４．１．３　船体表面水圧変動 ・・・・・・・・・・・・・・・・ ５０
４．１．４　船体振動 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ５０
４．１．５　操縦性能 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ５１
４．２　バラ積み船での装備後試運転による検証 ・・・・・・・・・ ５２
４．３　就航データ解析による馬力節減効果の検証 ・・・・・・・・ ５２
４．３．１　大型タンカーにおける調査 ・・・・・・・・・・・・ ５３
４．３．２　大型バラ積み船における調査 ・・・・・・・・・・・ ５４

第５章　船体一体型ダクトプロペラ付き船の性能尺度影響 ・・・・・・ ５５

第６章　結言 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ５６

謝辞 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ５８

記号表 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ５９

図表一覧表 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ６０

参考文献 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ６５

付表 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ６９

付図 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ ８０

第1章　緒言

船舶の推進性能を向上させるための方法は非常に重要であり、現在までに数多くの概念が提案され、実用に供された物も多い。それらを流体力学的な面から分類すると、主として船体の抵抗減少を目的とする方法と推進効率を向上させる方法の2種類がある。具体的な内容は以下のように纏めることができる。

（1）抵抗減少　　：線図の改良または付加物の作用に伴う流場の改善に基づく船体抵抗の減少、あるいは船体付加物の固有抵抗の最小化。

（2）推進効率の向上　：推進器単独の効率改善、あるいは船体と推進器の干渉に基づく自航要素の改善

このような両者の改善手段は必ずしも両立できるものではなく、船体抵抗の減少が実現されても自航要素が低下したり、推進器効率が向上しても船体と推進器間の干渉が負の要因として働くなど、各々の方法単独で期待される効果が相殺される例が多く、船舶の推進効率改善の妨げとなっていた。

総合的な推進性能の改善という観点からは、船体抵抗減少と推進器の効率上昇を同時に達成する手段を開発することが必要である。具体的には、推進器の効率向上と船体抵抗の減少を図りつつ、両者間の干渉を有効に利用することが一つの方向であると考えられる。このような観点から、船型の改良に加え、船体に付加物を取り付けることにより抵抗の減少および推進効率の改善を図る方法も数多く提案されており、船尾を対象としたものではコスタバルブ、プロペラ回転流回収システム等が採用されている［1］。

大型肥大船においては、船体抵抗は船尾部における3次元剥離渦の発生などの要因により形状抵抗が痩せ型船に比べ非常に大きい特徴を持っている。推進器に関しては、船体抵抗の特徴と低速度を反映し、プロペラの荷重度が高いという特徴を持っている。高荷重度用プロペラにおいては翼断面形状や輪郭形状、ピッチ分布等の改良によるプロペラ単体の高効率化が行われている。また、プロペラを円筒ダクト内に収容したダクトプロペラが古くから研究され、数多くの建造実績を持っている［2］［3］［4］。このダクトプロペラは、プロペラ荷重の増大により低下するプロペラ単独効率を改善する目的で採用されるようになったものであり、プロペラ以外にダクトによっても推力を分担するものである。タグボート等の特殊船以外の大型船舶への採用は、船型の大型化が進められた1960年代後半から始まり、今日まで数多くの装備実績がある。

ダクトプロペラ装備船の推進性能に関しては、ダクトとプロペラの単独効率だけでなく、船体の存在により自航要素も変化し、船体とダクトの流体力学的な干渉が負の効果を持つ事実も明らかになっている。さらに、船尾に配置されたダクトが船尾流場に大きな影響を与え、従来型プロペラ装備船舶で得られた模型と実船の相関が必ずしも適用できない例があることも、研究の結果明らかとなった［４］。

一方、大型船舶におけるダクトプロペラは推進効率の向上という利点はある程度達成されたが、プロペラキャビテーションによるダクト内面の潰食や振動による構造損傷等の推進性能以外の技術的問題点が顕在化し、近年は応用例が殆どないのが実状である。

その後、ダクトプロペラの構成をもととし、技術的な問題を解決した大型肥大船舶の推進性能改善の新しいシステムとして、ダクトと船体とを一体化した「船体一体型ダクトプロペラ」が開発され、ＭＩＤＰ（MITSUI INTEGRATED DUCT PROPELLER）として１９７８年に実用化された。

ここでは、新しい推進システムの概念として、この船体一体型ダクトプロペラの開発過程における研究の結果、および実用化後の実船における効果に関する検討の結果を述べる。

なお、本研究の対象は大型肥大船型であり、船体一体型ダクトプロペラの流体力学的な効果を実験的手法を中心として明らかにするものである。

第１章緒言においては、船舶の推進性能向上方法について概観し、大型肥大船用として実用例の多いダクトプロペラについてその特徴と問題点を示し、新形式の推進装置である船体一体型ダクトプロペラに関する研究の序とする。

第２章においては、船体一体型ダクトプロペラの概念構築にいたるまでの検討過程で行った従来技術の調査と、回流水槽を用いて行ったダクトと船尾流場の相互干渉に関する予備検討の結果を述べる。その結果にもとづき、新しい概念として船体・ダクト・プロペラを一体化した推進システムを研究対象として確認、設定した開発目標を述べる。

第３章においては、船体一体型ダクトプロペラの基本的な流体力学的特性と作用効果を明らかにするために実施した、ダクトとプロペラの干渉によるプロペラ特性の変化、ダクトと船体の干渉による船尾流場への影響、およびダクトとプロペラと船体全体の流体力学的特性に関する実験研究について述べる。

まず、ダクトとプロペラの干渉に関する調査として実施した、船体がない状態におけるプロペラとダクト間の相互干渉に関する検討結果を述べる。

次に、単純な船体形状を有する回転体模型を用いた船体とダクト間の相互干渉、船体・

ダクト・プロペラ３者間の相互影響を詳細に調査した結果を述べ、船体一体型ダクトプロペラの基礎的な抵抗推進性能への影響を明らかにする。

最後に、船体一体型ダクトプロペラを構成するダクトの形状、位置等に関して実施した実用船型についての系統的模型試験の結果を述べるとともに、その結果として導きだされた非対称型ダクトについて、船尾流場、プロペラキャビテーション、尺度影響等に関する検討結果を述べ、非対称ダクトを持つシステムを最終的な実用形状として選定した経緯を示す。

第４章においては、実用化の例として大型タンカーにおいて行った船体一体型ダクトプロペラ効果検証のための広範な試験結果を示し、推進性能の他、船体振動、操縦性能等船舶の諸性能への影響も明らかにする。さらに、本来の推進性能の向上に関しては、海上試運転による評価の他、数多くの船舶で行った就航データの解析に基づく検証結果についても記す。

第５章においては、抵抗推進性能に関する模型・実船の尺度影響として、粗度修正係数と伴流の相関係数を、船体一体型ダクトプロペラ有無間で比較検討し、実船性能推定法について考察する。

第６章においては、各章において得られた結果を要約し本研究の結言とする。

なお、第２章以降の文中においては、船体一体型ダクトプロペラを新型式ダクトプロペラと称し適宜使用する。また、図表中においてはＭＩＤＰの呼称を用いる。

第２章　船体一体型ダクトプロペラの概念構築

２．１　従来型ダクトプロペラの流体力学的特性のまとめ

従来型ダクトプロペラは、タグボートや大型肥大船等の高プロペラ荷重度を必要とする船舶において利用されており、ダクトにより発生する推力を利用し、高効率を実現する推進システムである。概略形状はFig.２－１に示す通りであり、大型肥大船においても数多くの装備実績を有している。このシステムは推進効率の増加または高推力が実現できる利点を有しているが、実用上の観点からは以下のような問題点を有することも事実である。

（１）ダクトとプロペラ先端との間隔が狭く、プロペラ翼面上に発生したキャビティがダクト内面に接触、崩壊することにより潰食が発生する危険性が高い。

（２）ダクトの支持構造が上下の支持部材のみに限定されるため、船体と支持部、およびダクトと支持部の連結部を中心に構造損傷の危険性がある。

（３）より一層の高効率を得るためには、プロペラ先端とダクトの間隔をできるだけ均一に狭くする必要があり、ダクトの工作に高い精度が要求される。

（４）既存のプロペラを利用する場合、主機関の回転数・出力の関係が維持できず、プロペラを取り替える必要が生じる。

これらの問題点の中で、ダクト内面の潰食により構造損傷を生じた場合、入渠補修の実施のため運航に支障を及ぼし、経済的影響が最も大きい。潰食防止対策として、構造面での耐食性の優れた高硬度材料のダクト内面への部分的採用、および流体力学面でのキャビティ崩壊圧力減少のための空気注入法等が考案され、一応の解決方法が確立されている［５］［６］。しかし、大型船舶の場合には、万一の損傷により生じる経済的な被害が大きいことから、従来型ダクトプロペラの採用は減少し、現在では実用化が中断したものと考えられる。

すなわち、ダクトプロペラの問題は推進効率そのものにあるのではなく、ダクト材料の潰食の危険性などの付随的な要因にあるといえる。従って、新しい高効率推進システムの構築に当たり、従来から数多くの実績を持つ従来型ダクトプロペラを基本とし、明確になった実用上の問題点を解決するシステムを考えることは合理的なアプローチと考えらる。

新型式ダクトプロペラの構成を考えるに当たり、従来型ダクトプロペラの流体力学的な特性を以下の各項にまとめ明らかにする。対象は推進効率に関する基本項目と問題点であるダクトのキャビテーションによる潰食であり、具体的には以下の４項目である。

（１）ダクトプロペラの単独効率

（２）ダクトプロペラ付き船の推進効率

（３）ダクトプロペラ付き船の抵抗、自航要素

（４）ダクトのキャビテーションによる潰食

なお、（１）（２）（３）項については、従来型ダクトプロペラに関する研究結果をもとにその特徴をまとめる［４］。

２．１．１　ダクトプロペラの単独効率

通常プロペラとダクトプロペラの理想流体中での理想効率 η_i を運動量理論［７］により示すと以下のように表現できる。

通常プロペラ　　$\eta_i = 2 / (1 + \sqrt{1 + C_T})$　　（２－１）

ダクトプロペラの場合、十分離れた検査面での運動量変化はプロペラのみで生じると考えられるので次式となる。

ダクトプロペラ　　$\eta_i = 2 / (1 + \sqrt{1 + \tau \cdot C_T})$　　（２－２）

ここで　τ　はプロペラの推力分担率　$T_P/(T_P+T_D)$

　　T　は推力、　添え字 P､D は各々プロペラとダクトを示す。

　　C_T　は推力係数　　$T/(0.5 \cdot \rho \cdot A \cdot V^2)$

　　A　はプロペラの円盤面積　　$((\pi/4) \cdot D_P^2)$

上式より明らかなように、ダクトプロペラは、通常型プロペラと同様に、プロペラの推力係数が高いほど単独効率が低くなる。また、推力係数が同じ場合はプロペラの推力分担率 τ が低いほど、すなわちダクトの推力分担率が高いほど効率が高くなることになる。

さらに、従来型ダクトプロペラにおいては、ダクトとプロペラの干渉を強めるためにプロペラ先端とダクトとの間隔を実用上できる限り小さくし、プロペラの先端部を幅広にするカプラン型翼輪郭形状を採用する等により一層の高効率を実現している。

2．1．2　ダクトプロペラ付き船の推進効率

Fig.2－2は、プロペラとダクトの合計推力を一定として求めたプロペラの推力分担率τの値を、船体なし均一流中と船後の不均一流中とを比較して示している。本図より、船後の不均一な伴流の中ではプロペラの推力分担率τが大幅に増加し、逆にダクト推力が大幅に低下することが分かる。また、プロペラの推力分担率τの増加量は均一流中の約１０％になり、船後でプロペラ効率が低下していることが単独効率を示す（２－２）式からも分かる。

Fig.2－3、Fig.2－4は、ダクトプロペラと船体との前後位置と推進効率およびダクト特性の関係を示している。ここで、ダクト位置１はダクト前端と船体との距離　を設計標準値ℓ_0　とした場合であり、舵とダクトの間隔を保ち $D_P/4$ づつ後方に移動したものがダクト位置２および３である。両図より、ダクトプロペラは船体との距離により単独効率が変化するとともに、自航要素も大幅に変化することが明らかになっている。Fig.２－３の総合推進効率η_Dは、船体とダクトプロペラの間隔を大きくするほど大きくなり、効率が上昇することが分かる。すなわち、ダクトプロペラと船体は、その前後距離が大きく流体力学的な干渉が少ないほど効率が高くなる。このことは、船体とダクトプロペラの干渉が効率面では負の影響を与えることを示している。

一方、Fig.２－４に示したダクトプロペラの推力、トルク特性では、ダクト推力はダクトプロペラの位置が船体に近いほど大きく、総合推進効率η_Dと逆の傾向を示している。肥大船の船尾プロペラ位置においては、一般に３次元剥離渦を伴う伴流が複雑な流向流速分布をしており、ダクト推力が流向と流速に大きく影響されると考えられる。ここで、ダクトの前後位置の差による流速変化を無視すれば、ダクトの位置が前方になるほど船体の影響により流れは軸心に向かう傾向となり、ダクトへの流入角度は大きくなることが推察される。これらのダクトプロペラ特性の位置による変化は、船体とダクトプロペラの干渉と不均一流中におけるダクトプロペラの特性の変化が重畳し、自航要素とプロペラ効率の変化として示されている。　このように、ダクトプロペラは船後の不均一な流れの中では均一流の場合と異なる特性を持ち、その前後位置によって推進効率が変化する。従って、効率向上の観点から、船後の不均一な流れにおけるダクト推力を高め、プロペラ推力分担

率を低下させるような形状、配置が必要となる。このような試みの一つとして、ダクトの開き角度を伴流分布に合わせて変化させた「Wake Adapted Ducted Propeller」の考え方も公表されているが［７］、大型船への実船装備例については報告はない。

２．１．３　ダクトプロペラ付き船の自航要素

ダクトプロペラを通常のプロペラと同様に一体の推進器と考え、全推力一致法により求めた推力減少率 t 、伴流係数 w 、および推進器効率比 η_R を各々Fig.２－５、Fig.２－６、Fig.２－７に示す。また、Fig.２－８には粗度修正係数ΔC_fと有効伴流係数比 $e_i=(1-w_S)/(1-w_M)$ を、同一船型の通常プロペラとダクトプロペラ付き間で比較して示す。

Fig.２－５の推力減少率で見ると、ダクトプロペラの場合には t の値はダクトなしの通常型プロペラに比べ１０－２０％増加することがわかる。推力減少率は大部分がプロペラ作動による船体表面圧力の低下によるものと考えらるので、ダクトプロペラの場合は通常型プロペラに比べ船体に対し大きな吸い込み効果を与えていることとなる。

Fig.２－６で明らかなように、ダクトプロペラの場合の伴流係数 w の値は大幅に増加する。通常型プロペラと同様に、ダクトプロペラの場合も（1-w）が推進器への平均流入速度を表わすものと考えると、ダクトプロペラは船尾の流れに対して大きなせき止め効果を持つこととなる。しかし、プロペラの作動による吸い込み効果は、推力減少率等から判断し、充分あると考えられるので、伴流係数の変化はダクトプロペラの特性が船後で変化したために、解析法との関係で生じたものと考えるのが妥当である。従って、ダクトプロペラシステムは均一流中と船後伴流中における特性が大きく変化するため、その伴流係数は推進器に流入する流れの速度を表わす指標として取り扱うことは困難である。

推進器効率比 η_R は、Fig.２－７に示した通り、ダクトプロペラの場合には０．８７－０．９４となり通常型プロペラの場合の１．０近傍の値より大幅な低下を示している。通常型プロペラの推進器効率比 η_R がほぼ１．０となることは、トルクと推力の比率が均一流中と船後で殆ど変化しないことを示しており、ダクトプロペラの η_R の低下は、プロペラの吸収トルクが大幅に増加することを示している。しかし、これは全推力一致法により均一流中のダクトプロペラ性能曲線を用いて算出したためであると考えるのが妥当である。このように、ダクトプロペラの効率が船後で低下することが自航要素として表されていることが示されている。

模型と実船の尺度影響係数の一つである粗度修正係数 ΔCf は、Fig. 2 － 8に示した様に、ダクトプロペラ付き船の値は通常型プロペラ付き船に比較して大幅に減少し、負となる例も見られる。このことは、ダクトが船体の抵抗を低減する影響を与えることを示しているが、ΔCf を摩擦抵抗に関する船体表面粗度修正として考えると、同一形状の船体で推進器が異なるだけでその値が大幅に変化することは考えられない。従って、ダクトプロペラ付き船が従来型プロペラ付き船と異なった模型、実船の相関を持つものと考えるのが妥当である。　有効伴流係数比 e_i は数多くの模型と実船の相関より得られている通常型プロペラ付き船の実績値［8］よりも大幅に大きく、ダクトプロペラ付き船の伴流係数の相関も模型と実船で従来型プロペラ付き船と異なることがわかる。ダクトプロペラの場合に見られる e_i の大幅な増加は、模型における伴流係数の増加が実船においては少なくなること、すなわちプロペラへの流入速度は通常型プロペラの場合に近くなることを示している。これらの現象は通常型プロペラとダクトプロペラの特性が模型と実船間で大きく異なるためと考えられる。

このように、ダクトプロペラは船後における均一流中からの特性変化が大きいため、ダクトプロペラ付き船の抵抗、自航要素およびそれらの尺度影響が従来のプロペラに対して用いた手法では物理的に説明が困難な例が生じる。解析方法の例としては、推進器効率比（η_R）を１．０と考える提案やプロペラのみを推進器として考えることも提案されているが、未だ明確な解析方法は定まっていないのが現状である。

２．１．４　ダクトのキャビテーションによる潰食

大型肥大船においては必要とする推力が大きく、また大型専用船においては満載とバラストの２つの喫水状態で運航されるのが普通であり、全ての運航状態においてプロペラのキャビテーションを発生させないことは実用上不可能である。

Fig. 2－1より明らかなように、従来型ダクトプロペラにおいてはプロペラはダクトのほぼ中央に位置し、プロペラにキャビテーションが発生した場合には翼先端付近の翼面上のキャビテーションおよびチップボルテックスキャビテーションのキャビティーはダクト内面に接触し、比較的短時間で潰食を生じる例が多い［5］［6］。その防止方法として空気注入システムや高硬度材料の採用などが行われている。

空気注入法は発生したキャビテーションの中に強制的に空気を供給し、キャビティー崩

壊時の衝撃的な圧力を緩和する方法である。空気供給方法として、別置きのコンプレッサーを設ける方法と、ディーゼル船においては主機関の掃気用空気を利用する方法があるが、両方法共多大な工事を必要とする。高硬度材のダクト内面への採用は、ステンレス鋼が一般的であるが、さらに高度の高いステライトの肉盛りによる方法も実用化されている。

これらの対策は同時に実施される場合も多く、効果は上がるものの付加的な材料、機器および工事が必要となり、経済性の面ではマイナス要素となる。

一方、キャビテーションの発生が避けられないものとし、キャビティーがダクトと接触をしない様な方法も検討されている。すなわち、プロペラ直上から後半部のダクトをなくし、発生したキャビティが後方に流れ去る位置にダクトを配置せず、潰食による損傷の危険性をなくしたものである。このショートダクトの提案［９］は通常のダクトプロペラの特性を活かしたものであるが実用化の例はない。

２．２　船体とダクトの干渉効果についての検討

従来型ダクトプロペラの調査により、船体とダクトの干渉は船尾流れに大きな影響を与えることが明らかとなった。ここでは、ダクトの抵抗減少に関する従来例の調査と小型模型による実験を行い、干渉により生じる流体力学的作用を明らかにする。

２．２．１　ダクトによる船体抵抗減少に関する従来例の調査

従来型ダクトプロペラの研究において、船体にダクトを装備した場合の抵抗はダクトがない場合の抵抗と比較して小さい例があるとの知見を得た［４］［１０］。さらに、矢崎により模型抵抗試験で同様な結果が得られており、その理由は、肥大船の船尾回りの不安定な流れがダクトの作用により整流されたためとされている［１１］。ダクトのプロペラ位置より後半部をなくしたショートダクトの例では、船体にダクトを取り付けた場合の影響が伴流分布や推力トルク変動への影響の面から調査されている［１２］。　模型伴流分布に関しては、原形のダクトなしの場合に計測値が不安定で等速度線が書けない状況であったものが、ショートダクトをつけることにより整流され、通常の伴流分布図が得られている。また、自航試験時のプロペラ推力、トルクの記録により、それらの変動量も大幅に

減少していることが示されている。さらに、自航試験により求められた伴流係数がいわゆる不安定現象として値を定められない状態が安定した値を示すようになることが明確に示されており、ダクトのない原形の不安定な流れ場がダクトの作用により安定化することを示している。

しかし、抵抗の面ではショートダクトを付加した場合、剰余抵抗値が高速域で若干増加する結果となっており、その作用効果についての検討は必ずしも行われていない。

これらの結果から、船体の形状、ダクトと船体との位置、ダクトの寸法および形状などが適切な関係であれば、ダクトが船尾流場に影響を与え、推進性能の向上を実現できる可能性を持っていると考えられる。しかし、その抵抗減少効果や流れの安定化効果がどの様な流体力学的作用で生じるかは明らかになっていない。従って、小型模型によりダクトの船尾流場に及ぼす影響を調査し、新しい推進システム構築のための基礎データとした。

２．２．２　回流水槽による予備試験

従来型ダクトプロペラの研究においては、船体とダクトの相互干渉による抵抗減少効果と船尾流場の変化の関係が必ずしも明らかになっていない。そこで、タンカーの小型模型を使用し、ダクトの肥大船船体流場に及ぼす影響および抵抗への影響を回流水槽における実験で調査した。試験内容は、定性的な流線観測および定量的な抵抗計測である。ここでは、ダクトは１形状とし、前後位置を変更し、それが流線と抵抗にどの様な影響を与えるかを中心に調査した。実験に使用した模型船およびダクトの要目はTable２－１に、ダクトの取付位置はFig.２－９に示す通りである。

最前方の取付位置Ａは、ダクトと船体の干渉を最大にするように定めたもので、ダクト前端位置がSQ.ST. 7/16 にあり、ダクト上端および下端が船体に完全に食い込んでいる。この配置では、ダクトとプロペラ間の距離はプロペラ直径の約３／４に相当する。最も後端のＤ位置は、ダクトとプロペラとの干渉を主眼におき、船体とダクトは緩やかな干渉となるように定められた。この時、ダクト前端上部は船体に接するように配置され、前端位置はほぼSQ.ST.9/32 である。ダクト位置ＢおよびＣは両者の中間に位置するものとし定め、各々の前後位置はほぼSQ.ST.11/32 とSQ.ST.21/64 である。

限界流線の観測はＡ、Ｂ両位置で行い、抵抗試験はＡ、Ｂ、Ｃ、Ｄ全位置で実施した。

１）限界流線の調査

限界流線観測には安息香酸／アンモニア水溶液による方法を用いた［１３］。プロペラは装備せず、いわゆる抵抗試験状態でフルード数は０．１４である。ダクト取付位置はＡ、Ｂの２ヶ所で、この取り付け状態においては、後方位置Ｂに配置された場合でもダクト上部においては長さのほぼ１００％が船体に食い込んでいる状況であり、前方位置Ａに配置された場合は下端部も全長が船体に食い込んでいる。

Fig.２－１０は満載状態における限界流線をダクト有無で比較して示している。原型のダクトなしの場合の限界流線には、３次元剥離渦に特有な剥離線と再付着線が見られ、船尾部後端軸心辺りでは大きく下方に向く流れが生じている。ダクトを後方Ｂ位置につけた場合には限界流線に大きな変化がみられず、ダクトと船体の相互干渉が少ないことを示している。ダクトを前方Ａ位置に配置した場合は、ダクト直前の計測断面の流向はダクト内部へ吸い込まれるような傾向を示しており、プロペラがない状態においてもダクトの吸い込み効果が得られたものと考えられる。このような吸い込み効果は、境界層厚さを減少させ船体抵抗の減少を実現する可能性を示していると考えられる。さらに、プロペラの作動時には強い吸い込みが発生するので、より一層強い干渉が存在するものと考えられる。

２）２段糸による流場調査

２段糸による流線観測は船体表面に水平に針を植え、糸の位置は内側が船体表面より水平に約１㎜、外側が約１１㎜とした。Fig.２－１１に糸の時間平均流向を比較して示す。

ダクトなしの場合、プロペラ前方位置に注目すると、内側下段糸はほぼ下向きの傾向を示しており、外側上段糸は逆に上向きの傾向を示している。これは、限界流線の観測と同じく対象船においては３次元の剥離渦が存在することを示している。

ダクトの影響を限界流線の場合と比較すると、内側糸にはダクト有無による流向の変化は明確には見られず、定量的な計測を実施して評価する必要があることが示された。しかし、詳細にみると、外側糸ではダクト近傍前方の流れがやや上向きになる傾向がみられる。この傾向は船尾縦渦がダクトの吸い込み効果により船体側に移動し、観測位置での船尾縦渦による上向き速度成分が増加したためと考えられる。

このように、供試ダクトの例では限界流線のみならず船体表面より離れた流線にもダクトの効果が有り得ることが示された。これらの結果は、今後のダクトの配置形状の最適化において、詳細調査が必要であるとの方向付けを与えたものと言える。

3）船体抵抗に関する調査

回流水槽におけるダクト有無の抵抗試験は、上記流線観測のダクト取り付け位置A、Bに加え、ダクトの食い込み量を減少させたC、D位置を加え4点で実施した。フルード数0．14における剰余抵抗係数 C_R（$=R_R/0.5\cdot\rho\cdot S\cdot V^2$）をダクトの位置毎に比較し、Fig. 2－12に示す。

この図より、剰余抵抗はダクトの位置により変化し、船体との食い込み量が上部で長さの約50％のC位置の例がダクトなしの原型よりも低下することが示された。B位置の値はほぼ原形と同じであるが、ダクトの浸水表面積の増加による摩擦抵抗や翼型の形状抵抗の増加を考慮すると船体とダクト各々の単体抵抗の和よりも低い抵抗が得られていると言える。ダクト位置が最前方のA位置および最後方のD位置においては、船体抵抗がダクトなしに比べやや増加し、ダクト前後位置が抵抗に大きな影響を及ぼすことが示された。

このように、流線観測による流れの変化および船体抵抗計測においても、ダクトの配置が適切であれば、ダクトと船体の流体力学的干渉は抵抗減少の観点から好ましい効果が期待できることが確認できたものと判断し、従来型ダクトプロペラシステムの特性と合わせ、新しい推進システムとして船体一体型の新型式ダクトプロペラの検討を進めることとした。

2．3　船体一体型ダクトプロペラの概念

2．3．1　幾何学的特徴

開発対象とした新型式ダクトプロペラは、その構成はプロペラとダクトと船体の3要素から成り立ち、従来のダクトプロペラと同一であるが、プロペラとダクトと船体の相互位置に特徴を有する。Fig. 2－13は従来型ダクトプロペラと新型式ダクトプロペラの形状を概念的に比較して示したものである。従来型ダクトプロペラにおいてはプロペラはダク

トのほぼ前後方向中央に、かつダクトの前端部は主船体と間隔を持つように配置されている。一方、新型式ダクトプロペラはダクトそのものが主船体に嵌合するように配置され、プロペラはダクトの後方に間隔をおいて配置されていることが大きな特徴である。

２．３．２　開発目標の設定

２．２で示した通り、船体一体型ダクトプロペラは、ダクトの配置が適切であれば良好な相互干渉が得られ、流場の改善や船体抵抗の減少ができることが明らかとなった。この結果、船体とダクトとプロペラの干渉も含め一体化し、かつ従来型ダクトプロペラの持つ問題点を解決した高効率推進システムとして、新型式ダクトプロペラの開発目標を以下のように設定した。

（１）ダクトの船体への食い込みによる流体力学的干渉の利用

（２）ダクト推力の有効利用

（３）ダクト内面潰食の危険性除去

（４）既存船舶へも適用可能な現存プロペラの利用

ここで、（４）は新形式ダクトプロペラの適用を新規建造船に限らず、既就航船へも幅広く採用を進めるために設けたものである。

このような、目標設定に基づき、単純船型および大型模型船による研究を開始した。

なお、Fig.２－１４には実用化された船体一体型ダクトプロペラ（ＭＩＤＰ）の写真を示す。この写真で明らかなように、プロペラはダクトの後方に間隔を開けて配置することによりプロペラキャビテーションによるダクト内面の潰食を防止し、船尾の不規則な流れにおいてもダクト推力を発生するように非対称形状をしている。さらに、ダクトは船体との干渉を強くし、利用するために船体に直接結合されており、強度的な支持の面からも強固になっている。

第3章　船体一体型ダクトプロペラの流体力学的特性

船体一体型ダクトプロペラの船体流場に及ぼす影響を明らかにするため、以下の観点から水槽による実験的検討を行った。

第1はプロペラとダクトの均一流中における干渉効果、

第2は回転体の抵抗・自航性能や船尾流場にダクト単体が及ぼす影響、

第3は実用船型の抵抗・自航性能に新型式ダクトプロペラの設計要素が及ぼす影響、

第4はプロペラキャビテーションにダクトが及ぼす影響、

第5は実用船型の船尾流場にダクトが及ぼす影響、

第6はダクトの抵抗に関する尺度影響、

第7はダクトに作用する流体起振力である。

なお、以下の記述では次のような定義をして用いることとする。

「船体一体型ダクトプロペラ」または「新型式ダクトプロペラ」とは船体とダクトとプロペラの3要素から構成される推進システムを示し、「ダクト」とは通常型および新型式ダクトプロペラを構成するダクト単体を示す。

「プロペラ」とは新型式ダクトプロペラ、通常型プロペラおよび従来型ダクトプロペラともスクリュープロペラ単体を意味する。

なお、図表中においては「船体一体型ダクトプロペラ」を「ＭＩＤＰ」と記す。

3．1　プロペラとダクトの相互干渉

プロペラとダクトの相互干渉を検討するため、均一流中におけるプロペラの単独試験およびダクトをプロペラ前方に配置した場合のプロペラの推力、トルクおよびダクトの推力（抵抗）の計測試験を実施した。

3．1．1　推進装置（プロパルサー）に関する考察

従来型ダクトプロペラにおいては、ダクトとプロペラを合わせて一つの推進装置と考え、通常のプロペラと同様に系統的模型試験を実施し、性能曲線やBp－δチャートを準備する

方法が一般的であった［３］［１４］［１５］。しかし、実船における性能が得られ、模型と実船の相関が明らかになると、通常型プロペラを装備した船舶で蓄積した従来の相関関係がそのままでは適用できなくなる等の実用上の問題が顕在化した。このような不都合を除くための様々な試みが行われた。

船後におけるダクトプロペラの性能は均一流中の単独性能と異なることから、プロペラ特性に及ぼす舵の影響を単独試験に取り入れるため、舵とプロペラとダクト３者一体のシステムを推進装置と考え、その均一流中単独試験をもとに解析法を組み立てる方法や、ダクトの存在を別途考慮し、通常プロペラと同様にプロペラのみを推進装置として扱う方法も提案されている［１６］。

プロペラ本体の詳細な設計法に関連しては、従来型ダクトプロペラにおいてもプロペラのみを推進器として取り扱う方法が実用化されている［１７］［１８］［１９］。しかし、その場合には船体抵抗に関しては船体とダクトの干渉を、またプロペラ性能に関してはプロペラとダクトの干渉を適切に評価し、船後に置かれた場合の推進性能を正しく取り扱う必要がある。

新型式ダクトプロペラは、その配置的な特徴から通常型ダクトプロペラに比べ船体とダクトの干渉が非常に大きいことまたダクトとプロペラの干渉が相対的に弱いことから、抵抗性能の解析においてはダクトを船体の付加物として扱い、自航性能の解析においては通常のプロペラ装備船と同様にプロペラのみを推進装置として扱う方法を基本とすることとした。

３．１．２　均一流中のプロペラとダクトの性能

プロペラとダクト間の相互干渉を把握する第１段階として、船体のない状態に対応した均一流中におけるプロペラとダクト２者間の相互干渉を調査した。干渉の強弱はダクトとプロペラの前後距離に大きく依存するので、両者の間隔を系統的に変化させ、プロペラの推力、トルクおよびダクトの推力（抵抗）性能を実験により調査した。本試験においては、プロペラは通常のプロペラ単独性能試験機を用いて回転数、推力、トルクを計測した。ダクトは水面を貫通する流線型支持棒を介して検力計に連結し、推力または抵抗を計測した。この結果を用い、ダクトの翼断面への流入角度の関係およびダクト推力の特性を考察した。

1）推力・トルク特性

Fig.３－１には、新型式ダクトプロペラのプロペラとダクトの前後位置が推力、トルク特性に及ぼす影響を、プロペラの単独性能試験結果と同様に、前進常数 J と推力係数 K_{TP} 、トルク係数 K_Q の関係として示す。ここでは、ダクト推力もプロペラと同様に（ρn^2D^4）で無次元化して K_{TD} として示している。なお、同図には全推力（$K_{TP}+K_{TD}$）を用いた単独効率を示した。Table３－１にプロペラ要目を、Table３－２に前後位置の系統的試験の構成を示す通り、プロペラとダクトの直径は約１７５㎜、ダクト開き角度は１５度、ダクト長さ直径比 L/D は 1/4 である。

前進常数Ｊの比較的小さい領域においては、プロペラとダクトの間隔Ｃが５７．２㎜（Ｃ／Ｄ＝０．３２７）から１２㎜（Ｃ／Ｄ＝０．０６８６）へと小さくなるほど、KTD は大きくなり、両者の相互干渉が間隔の減少とともに強くなることがわかる。間隔Ｃが最大の５７．２㎜（Ｃ／Ｄ＝０．３２７）の場合には、ダクトは全ての前進常数において推力を発生しない。ただし、Ｊが０．０から０．３の範囲では推力は０であるが、ダクトの固有抵抗にほぼ等しい推力を発生する程度の弱い干渉が存在するものと解釈できる。一方、プロペラの推力係数およびトルク係数は、ダクトの推力係数が大きくなるにつれ低くなる傾向があり、間隔と干渉の関係が強いことがわかる。また、一定以上の前進常数においてはＣ／Ｄの如何に拘らずダクトは抵抗となる。これは、前進常数の高い状態ではプロペラの推力の低下による吸い込みの減少と前進速度の増加により、ダクトの固有抵抗が大きくなる結果である。前進常数が０．７以上においては、間隔の差に拘らずダクト抵抗はほぼ一定となっている。この範囲では、プロペラ推力も小さく干渉も少ないので、ダクトに流入する流れがほぼ水平となり、均一流中におけるダクト単体の固有抵抗に相当する値を示すものと考えられる。

プロペラ効率を全推力をもとに $\eta_o=J/2\pi\cdot(K_{TP}+K_{TD})/K_Q$ で定義しプロペラ単独の場合と比較すると、前進常数の低い領域では、最少間隔Ｃ＝１２㎜ では広い範囲で高くなり、Ｃ＝２７．２㎜（Ｃ／Ｄ＝０．１５５６）ではほとんど差ががなく、最大のＣ＝５７．２㎜ では低くなる。ダクト推力が負となる前進常数の高い領域では、ダクト付きの場合の効率はプロペラ単独場合より低くなっている。従って、均一流中でダクトとプロペラの干渉を得てダクトの推力を利用するためには、間隔Ｃを２７．２㎜（Ｃ／Ｄ＝０．１５５６）以下に設定する必要があることがわかる。

ダクトによるプロペラへの干渉を同一推力係数における前進常数として比較すると、Fig.３－２の結果が得られる。本図は、プロペラが同一推力を発生するときのプロペラへの実質的な流入速度をダクトの有無で比較したものであり、ダクトの加減速効果をΔＪ＝Ｊ（W/O DUCT）－Ｊ（WITH DUCT）とすると、ΔＪ＞０の状態では加速効果を、ΔＪ＜０の状態では減速効果を示す指標である。同図より明らかなように、間隔Ｃが最少の１２㎜（Ｃ／Ｄ＝０．０６８６）の場合は前進常数Ｊが０．５以上まで加速領域となり、幅広い領域でダクトとプロペラの干渉により加速効果を生じていることわかる。一方、間隔Ｃが大きくなるにつれ加速領域は狭くなり、最大の間隔であるＣ＝５７．２㎜（Ｃ／Ｄ＝０．３２７）においては、ダクトはプロペラへ流入する流れをほぼ全領域で減速する効果を持つことになる。

以上の結果、長さ1/4 D、開き角 15 度の供試ダクト模型の場合には、通常のプロペラ作動状態の前進常数でダクト推力を発生させ、いわゆるダクトプロペラの効果を得るためには、Ｃ／Ｄはほぼ５－１０％以下の値に設定する必要があることがわかる。

通常のダクトプロペラの場合を中心にして、ダクトとプロペラ前後相対位置の影響とダクト推力の関係に関しては、湯浅［２０］により理論的な検討が行われ、プロペラがダクト後端位置およびその後方にある場合はダクト回りの循環が弱くなることが示されており、新型式ダクトプロペラの上記実験の傾向とも一致する。

２）ダクトへの流入角に関する検討

ダクトとプロペラの均一流中の特性試験の結果、前進常数が比較的大きな位置で不連続な傾斜が見られ、このような変化は流体力学的にも不連続な現象が生じているものと考えられた。ここではダクトへの流入角度とダクト推力の関係を調査するため、プロペラのみを一つの半無限円筒渦に置き換え、プロペラ単独状態での前方の流線を計算し、ダクトに対する入射角とダクト推力の関係を調査した。なお、円筒渦の単位長さあたりの循環の強さは［２０］と同様に下記の通り設定した。

$$\Gamma_1 = V \quad (-1 + \sqrt{1 + C_T}) \qquad (3-1)$$

$$C_T = 8/\pi (K_T/J^2) \qquad (3-2)$$

計算点はFig.３－１のＣ＝１２㎜の例であり、プロペラ作動点はダクト推力に明瞭な変曲点のあるＪ＝０．５７５、K_T＝０．１７１、K_{TD}＝－０．０１である。Fig.３－３には計算結果の流線とダクトの関係を示す。この結果、ダクト外面と流線のなす角度 θ は約１２度となりかなり大きい値で負圧側から流入することがわかる。これ以上の前進常数では流れが水平に近く変化し、この角度はさらに大きくなり外面正圧側の流れの剥離（ストール）の可能性もある。２次元的な翼特性を考えるとストール発生後の揚力は急激に低下することや、K_{TD}曲線が－０．０１の近傍から減少することを考えると、この領域においては、ダクト外面全体がストールしていると考えるのが妥当である。

一方、前進常数の低い領域においては、プロペラの推力係数の増加に伴う吸い込みが強くなり、相対流入角度は小さくなることは明らかであり、ダクト推力が有効に発生することがわかる。このように、均一流中におけるダクト推力特性の前進常数による変化がダクト断面と流れとの相対角度で比較的よく説明できることがわかる。

３）ダクト回りの流れの可視化

新型式ダクトプロペラにおいては、ダクトはその上下位置で船体に食い込むが、その部分に対応するダクト回りの流れの様子を平板挿入法を用いた塗膜法［１３］により観察した。可視化塗料は流動パラフィンに染料を混合したものである。なお、比較のためプロペラ単独の場合、および対象とした加速型ダクトと逆のキャンバーを持つ減速型ダクトの実験も実施した。プロペラはTable３－２に示したものであり、ダクトの供試模型をTable３－３に示す。プロペラの作動状態は流速１．０ m/s、回転数９８０ RPM、前進常数Ｊ＝０．３５である。

Fig.３－４にダクト断面形状と模型の配置図を示し、Fig.３－５には記録結果を示す。

流れの観察にはコマ取り手法を用い流線の発達の時間経過を撮影したので、プロペラ軸心面内の流れの方向が記録されるとともに、ダクトの極く近傍の流向や流速についての定性的な傾向がわかる。

この結果、順キャンバーの場合にはダクト先端内部における速度が大きく、ペイントの剥離が早く生じることがわかる。また、ダクト外面前端部にはかなり速い流れが存在することがわかる。ダクト前方よりプロペラへの流線を見ると、２）項の計算結果は定性的には妥当なものと考えられ、ダクト推力と流入角度についての考察を裏付けるものである。

そのほか、逆キャンバー型ではダクト外面回りの加速が顕著であることなど、ダクトの断面形状と流場についての定性的な関係が把握できた。

３．２　回転体の流場に対するダクト影響

船体、ダクト、プロペラの相互干渉効果を把握するため、比較的単純な不均一流場を持つ回転体を対象として新型式ダクトプロペラの影響を調査・検討した。

実験に使用する回転体として、実際の肥大船型および痩せ型船型を代表する船尾形状を２種選定した。具体的な形状は、実際の船型における船尾の肥大度を調査した結果、肥大船型は３２．５度のラン角度（模型船Ａ）、痩せ型船型は１５度のラン角度（模型船Ｂ）を持つものとした。この数値は、実用船型のプロペラ軸心上約０．７の半径位置における水線のラン角度を代表するものである。模型の側面形状図はFig.３－６に、その主要目は使用した対称型ダクトの寸法とともにTable３－４に示した。なお、両回転体とも共通の船首部形状を有している。また、回転体の船後流れは軸対称と考えられるので、供試ダクトも軸対称なものを使用した。

３．２．１　水槽による船体抵抗、ダクト抵抗、干渉抵抗計測

水槽実験は三井造船（株）昭島研究所小水槽（長さ１００ｍ）を使用して行った。
実施した試験は、回転体単体の抵抗試験およびダクト本体を装備した抵抗試験である。
Fig.３－７には、ダクト付き抵抗試験時のダクトの抵抗係数 r_D と、ダクト有無による船体抵抗係数の変化量、すなわち干渉抵抗 $\triangle r_H$ を各種のダクト角度に対して計測した値を示した。なお、$\triangle r_H$ は以下の通り定義した。

$$\triangle r_H = r_H - r_{H0} \qquad (3-3)$$

ここで　r　：抵抗係数で　$R/(0.5\cdot\rho\cdot\nabla^{2/3}\cdot V^2)$
　　添え字 H,Dは各々船体とダクトを示す。
　r_H　：ダクト付き状態における船体抵抗係数

r_{H0}　　：ダクトなし状態における船体抵抗係数

$(r_H + r_D)$　：船体とダクトの総合体の抵抗係数

Fig. 3－7よりわかる通り、模型Aの肥大回転体に5度と10度のダクトを取り付けた場合のダクト抵抗 r_D は負となり、船尾の流れの中に置かれるとプロペラの作用がなくてもダクトは前進方向の推力を発生していることがわかる。船体の干渉抵抗 $\triangle r_H$はダクトの開き角度15度の例を除き正となり、船体抵抗の減少効果はない。船体抵抗とダクト抵抗を併せた総合抵抗でみると、船体抵抗の干渉量 $\triangle r_H$ がダクト抵抗（推力）r_D より小さくなる例が多い。これはダクトがある場合の船体とダクトの抵抗の総和がダクトなしの回転体単独の抵抗 r_{H0} よりも小さくなり、ダクトが船体回りの流場を変化させ、その結果として抵抗が減少したものと考えられる。一方、15度のダクトの例では船体の干渉抵抗およびダクト抵抗とも他の角度の場合に比べ非常に小さく、干渉が小さいことがわかる。この時、ダクトの抵抗 r_D は正値を取り抗力を発生するが、船体の抵抗は逆に同程度の減少となっており総合体の抵抗の変化は少ない。この結果から、肥大型A模型の場合、船尾流れのダクトへの流入角度は15度のダクト断面の持つ零揚力角度とほぼ等しいことが推察される。さらに、ダクト位置における船尾流れの方向とダクトの開き角度の関係が適切で有れば、プロペラがなくてもダクトは循環を形成し、その結果、固有抵抗を上回る推力を発生することができることを示している。

模型Bの痩せ型回転体に開き角度5度のダクトをつけた場合には、ダクト抵抗 r_D は負となり、ダクトは推力を発生していることがわかる。さらに、ダクトの開き角度が大きい10度と15度の例ではダクト本体は抵抗となり、角度の増加とともに増加する傾向がみられる。この原因は、痩せ型模型Bの船尾流れは肥大模型Aに比べ水平に近く、ダクトの固有抵抗が増大しているためと考えられる。船体の干渉抵抗 $\triangle r_H$ はダクトの開き角度10度と15度で負の値、すなわち船体抵抗の減少を示す。しかし、調査したどのダクト角度および前後位置においても、ダクトと船体の抵抗を加えた総合抵抗は回転体単体の抵抗より大きい結果を示している。このように、痩せ型船体の場合においては、ダクトと船体間の干渉は抵抗減少としては作用していないことがわかる。

ダクト抵抗値についてみると、開き角度の変化に対する抵抗値の変化は両模型共ほぼ比例的な関係にある。これは、供試ダクトの断面厚さが各角度ともほぼ等しく、翼の揚抗力特性がほぼ相対流入角度に比例するためであると考えられる。

すなわち、肥大型回転体においては、ダクト角度が船尾流場の流れと適切な角度を有すれば、ダクト回りに循環が生じ、ダクトの固有抵抗を上回る推力を発生することおよび船体とダクトの総合抵抗が船体単独の場合よりも小さくすることができることが示された。また、痩せ型回転体では、少角度のダクトは推力を出すことは可能であるが、どの角度のダクトも総合抵抗の減少は見られないことが示された。すなわち、新型式ダクトプロペラの適用船型は肥大船型であり、船体の抵抗減少効果が実現できるとの結論を得た。

３．２．２　プロペラ作動試験によるダクト推力の検討

回転体の抵抗と新型式ダクトプロペラの関係を調査した結果、肥大型模型の抵抗については、適切な開き角度を有するダクトを配置することにより、総合体の抵抗は低下すること、また、プロペラの作動がなくてもダクト回りに循環を生じ推力を発生する例があることを示した。その結果を受け、新型式ダクトプロペラを装備した場合の自航特性を調べるために自航試験を実施した。

試験方法は回転体、ダクト、プロペラ共曳引車に固定し、回転体とダクトは個別の検力計を介して支え、プロペラを回転体後方からプロペラ単独試験器を介して所定の位置に配置した。計測項目はプロペラの推力、トルク、回転数とダクト、船体抵抗であり、船体とダクトおよびプロペラの干渉効果を定量的に調査した。

Fig.３－８には、抵抗試験と同様に、ダクト抵抗または推力係数と船体干渉抵抗の変化を無次元係数の形で示した。

Fig.３－８より明らかなように、痩せ型模型Ｂの１５度のダクトの場合を除き、プロペラの作動により各ダクトとも計測された抵抗値r_Dは抵抗試験状態のFig.３－７に比べ負側、すなわち推力側にに大きく移動し、ダクト回りの循環により推力を発生していることがわかる。

模型船Ａの肥大船型では、５度と１０度のダクトは１５度のダクトに比べ大きな推力を発生している例が多く、その量もほぼ同じ程度である。また、１５度のダクトでは推力の絶対値は小さいが、全ての場合に船体干渉抵抗の増加量よりも推力の方が大きく、回転体単独状態より新型式ダクトプロペラの方が総合体の抵抗値としては減少していることがわかる。

模型船Ｂの痩せ型船型では、５度と１０度のダクトは肥大模型Ａの場合と同様に、ダクトが推力を発生する傾向はみられが、その量は肥大模型船に比べ非常に少なく、総合体の抵抗値は何れのダクトをつけても減少する例はない。１５度のダクトの場合には、プロペラの作動にも拘らずダクト抵抗値 r_D は抵抗試験時とほぼ同じ値を示している。これは、抵抗試験時のダクトへの相対流入角度が水平に近く、外面剥離を生じるような状態であり、プロペラの吸い込みによる流入角の変化によっても改善されなかったためと考えられる。

この自航試験結果によっても、新型式ダクトプロペラの船体抵抗減少効果とダクトの推力発生効果は肥大型回転体においてのみ得られることが判明した。３．１．１および３．１．２の結果を総合すると、新型式ダクトプロペラは実用型船型においても肥大船型にのみ有効に効率改善効果を発揮することが示唆された。

３．２．３　風胴における回転体船尾流場の詳細計測

新型式ダクトプロペラの回転体船尾部の流場に及ぼす影響をさらに詳細に調査するため、既にTable３－４に示した回転体を供試模型とし、船体表面圧力分布、境界層内流速分布の計測を実施した。風胴は三井造船（株）昭島研究所の低乱流型低速構造物用風胴である。

１）計測方法について

風胴における試験計測方法の概要を以下に示す。

（Ａ）模型配置

実験時の模型配置はFig.３－９に示した通りである。回転体模型は風胴下部床より支持台および検力計により支持した。ダクト模型は下部から検力計を用いて支持し、回転体と同様に流場計測中に抵抗を計測し、水槽における計測結果と相互に確認できる様にした。

（Ｂ）試験状態

圧力分布および境界層内速度分布の計測は風速１０ m/s 一定で実施した。船長を代表長さとしたレイノルズ数（$Rn=L\cdot V/\nu$）は 2.15×10^6 である。供試ダクトは水槽による計測結果を参照した結果、５度と１５度の開き角を持ち、直径長さ比 L/D が 1/2 の模型とした。

（Ｃ）船体表面圧力計測

船体表面圧力は船首より船尾部まで２つの縦断面で計測し、評価には代表一断面の値を用いた。船体表面の圧力は表面上に設けた圧力計測孔からビニール管によりスキャニバルブへ導き、さらに圧力変換器にビニール管で導き変換・記録した。

（Ｄ）熱線流速計

境界層内の流速流向分布は、KANOMAX社製クロスフロー型２軸熱線流速計を用いて計測した。プローブを用いた計測システムの精度検定は、プローブ単体の速度・角度検定の他、標準球体の境界層内流速分布を計測することにより行った。

（Ｅ）ブローワー

風胴内において水中プロペラの効果を代用する方法として、プロペラと同じ直径の円管をプロペラ位置に配置し、後部に設けたブローワーにより空気吸い込みを与える方法を行った。ブローワーの要目は、Table３－５に示す通り、直径４００mmの一般工業用軸流ファンである。ファン後部には蝶型弁を設け、弁の開度変更により流量調整を行った。

Fig.３－１０は弁の各開度毎に計測した円管内の半径方向の流速分布を示す。この結果、壁面近傍を除きほぼ半径方向に向い緩やかな増加を示す分布であることが分かった。プロペラ後流の速度分布については様々な計測例があるが［２１］［２２］、速度分布から判断し、円管内の速度は弁の開度で決定され、所定推力に相当するプロペラ後流の速度を定めれば、近似的にプロペラ作動状態が再現できることを確認した。

２）船体表面圧力分布への影響

（Ａ）回転体単独状態

Fig.３－１１に肥大模型Ａと痩せ型模型Ｂのプロペラ非作動状態における圧力分布を示す。同図には Hess & Smith 法によるポテンシャル流れの船体表面圧力分布も併せて示した。SQ.ST.３近傍までの船体前部の表面圧力分布は、両模型ともポテンシャル計算値によく一致しており、計測精度も確認できた。さらに後方においては、粘性の影響を受け計測圧力はポテンシャル値より大幅に減少している。２つの模型を比較すると、肥大模型Ａは痩せ型模型Ｂに比べ船体中央より後方において圧力の値が低下し、船尾後端においては実

験値、計算値共Ａ船の方が急な圧力回復を示し、境界層の発達も急であることがわかる。圧力抵抗の観点では、肥大模型船は痩せ型模型船に比べ船尾後端近傍の圧力損失量が大きく、またラン角度も大きいため圧力抵抗値の大きいことが分かる。

（Ｂ）ダクト付き状態

Fig.３－１２には、肥大型模型Ａのダクト開き角度５度と１５度について船体圧力分布をダクトなしの場合と比較して示す。

開き角度５度のダクトでは、ダクト前端近傍において圧力の急激な低下がみられ、ダクトにより流れが急に加速されていることが示されている。この結果から船体の抵抗を考えると、ダクトを付加することにより船尾部の圧力回復量が減少し、抵抗増加となることが推定される。１５度のダクトの場合には、圧力はダクトなし状態より僅かに増加しており、ダクトが流れの減速効果を持ち、若干のせき止め効果を果たしているものと考えられる。これらの結果は、Fig.３－７に示した水槽における抵抗計測において干渉抵抗 $\triangle r_H$ が５度のダクトの場合に正（抵抗増加）になっていること、および１５度のダクトの場合に負の値（抵抗減少）になっていることを圧力分布の直接計測結果から裏付けたものである。ダクトの船体に及ぼす影響は圧力分布の変化として明確に捕らえることができ、水槽における抵抗試験結果との対応もよく取れていることがわかる。

（Ｃ）ブローワー付き状態

Fig.３－１３には、肥大型模型Ａのブローワー付き船尾圧力分布を新型式ダクトプロペラ有無の両状態で比較している。プロペラの吸い込み作用をするブローワーにより、ダクトなしの状態においても船尾圧力分布はFig.３－５の船体だけの状態に比べ大幅に低下することがわかる。１５度のダクトの例では、プロペラ作動による圧力低下量はさらに大きくなっており、船体の抵抗が増加していることが示されている。これは、Fig.３－８の結果でも明らかなように、船体の干渉抵抗 $\triangle r_H$ が増加することと一致した結果である。この時、ダクトの影響する範囲はSQ.ST.1/2近傍まで及び、その低下量もブローワー単独の場合に比べかなり大きいことがわかる。

以上のように、回転体を利用した模型試験による圧力計測の結果、新型式ダクトプロペラの船体に及ぼす影響を表面圧力分布の形で明確に示すことができた。すなわち、新型式ダクトプロペラは、ダクト単体およびプロペラの吸い込み作用により船尾部の圧力分布に影響を与え、船体の抵抗を変化させることができることを実験的に示した。これらの回転体における作用効果は軸対称な流れ場における作用であり、実用船型においては一層複雑な流場の中で複雑な影響を与えるものと考えられる。

3）境界層内流向流速分布への影響

境界層内の流速分布は、圧力分布計測の結果を参考にし、船尾部の SQ. ST. 2, 1, 3/4, 1/2, 1/4, A.P. および後方3点を基準に計測した。計測条件は風速10 m/s で行った。

（A）回転体単独状態

Fig.3－14には回転体単独の船尾境界層内の流向流速分布を肥大型模型Aおよび痩せ型模型Bを比較して示す。

肥大模型AにおいてはSQ.ST.1/4近傍までは凸型の流速分布を示しているが、Fig.3-11で示した通り、負の圧力勾配が急なため境界層は急激に発達し、A.P.近傍では流速分布に変曲点がみられ、後方の船体後端部においては凹形の流速分布となっている。この結果から、肥大模型Aの船尾部では2次元的な流れの剥離が生じる直前であることがわかる。

痩せ型模型Bにおいては、全計測領域で安定した流れの速度分布を示しており、船尾に行くに従い境界層は成長するが、その発達の様子も緩やかで船尾端まで平滑な速度分布が計測されている。また、剥離の存在を示す速度分布形状は見られない。

（B）ダクト付き状態

Fig.3－15とFig.3－16に、長さ直径比 L/D が1/2のダクトを回転体に装備した状態における境界層内の流速流向分布を示す。Fig.3－15は痩せ型模型Bに開き角度5度のダクトを取り付けた例であり、Fig.3－16は肥大模型Aに開き角度5度と15度のダクトを取り付けたものである。両船とも、Fig.3－7に示した曳航水槽における抵抗試験においては、ダクトの抵抗・推力も比較的小さい結果を示している。

Fig.3-14とFig.3-15とを比較し、痩せ形模型Bに対するダクトの影響を見ると、A.P.より前方の流速分布形状には殆ど差異はないが、 A.P. より後方においてはダクトの吸い込み影響によりダクト直径内の流速は増加していることがわかる。ただし、この流速分布では船体抵抗は増加し、ダクト抵抗を加えた総合体の抵抗としては減少していないことが水槽による抵抗試験の結果明らかとなっている。

Fig.3-14とFig.3-16を比較すると、肥大模型AではA.P.より前方の流速分布に明確な差異がみられ、痩せ型模型船に比べダクトの流速分布への影響範囲および度合は大きい。開き角度５度のダクトでは、回転体単体の場合に見られた流速の凹分布が加速され、安定した流場でみられる様なほぼ凸形の分布となっている。このことから、開き角度５度のダクトは大きな吸い込み作用を回転体船尾流場に対して与えていることがわかる。これは、Fig.3-12の圧力分布で、 A.P.近傍の値が急激に低下していることと一致する。ダクト外面と流向のなす角は約１８度となり、ダクトが推力を発生できる角度となっていることが示されている。一方、開き角度１５度の場合には、５度の場合に比べ流速流向分布への大きな影響はなく、ダクト前端位置の流速分布ではかなり大きな加速効果がみられるが、A.P.近傍ではまだ変曲点を有する速度分布となっており、５度のダクトに比べ吸い込み効果が少ないことがわかる。この時、ダクト前端部における流れとダクト外面とのなす角度は約２度であり、５度の場合と比べダクトの推力が小さいことがわかる。従って、ダクトが流向と適切な角度を有していれば循環が発生し、船体に吸い込み効果を与え、流れの安定化の作用を有することが境界層内の流速分布から説明できる。また、大きな推力を発生すればするほど境界層内の流向流速に大きな影響を与えることがわかる。

このように、船体回りの流向、流速分布、圧力分布に及ぼすダクトの影響を参照すると、Fig.３－７の回転体の抵抗試験結果で示した通り、回転体とダクトの総合体の抵抗が単体の抵抗より低いという結果は、船尾の流場の変化として説明できる。

さらに、新型式ダクトプロペラはプロペラの非作動状態においても船尾の境界層内の流れに影響を及ぼすこと、また船体抵抗を減少させる効果はダクト回りの循環による吸い込み効果であり、その量はダクトの開き角度と流向とに密接に関係していることがわかる。

（C）ブローワー付き状態

プロペラの作動下における境界層内の流向流速分布を調査するために、肥大型回転体模型Aにダクトとプロペラ代用のブローワーを装備し、プロペラ作動状態を模擬した流速分布を計測した。開き角度１５度のダクトについて計測した結果をFig.３－１７に示す。

ブローワーの吸い込み量は予め検定を行い、水槽における自航状態の推力係数を発生するよう吸い込み量を選定した。

本図より明らかなように、ブローワーの作動により大きな吸い込み効果が発生し、境界層内の流速分布はダクト単独の場合と比べ大幅に加速され、船体表面近傍の凹形の流速分布は消え、凸型の分布を示している。特に、ダクト直前の計測位置では、船体表面近傍における速度増加が顕著であり、Fig.３－１３の圧力分布に示された吸い込み効果が速度分布として示されている。これらの結果より、新型式ダクトプロペラはプロペラの作動により船体後半部の流速を加速し、剥離等の抵抗増加要因をなくすことが可能であることが示された。これは、一般の肥大船型では新型式ダクトプロペラのプロペラ作動状態において船体抵抗が大幅に低下する可能性があることを示している。

この結果から、肥大船に対して新型式ダクトプロペラのダクトとプロペラの相互作用を考慮したダクト角度を選定すれば、船体抵抗とダクト抵抗の総和が船体単体の場合に比べ減少するという抵抗減少効果を解明する手掛かりを得たものと考えられた。

３．３　実用船型に関する検討

回転体による調査および均一流中におけるプロペラ・ダクトの干渉調査の結果を踏まえ、実用船型に対する新型式ダクトプロペラの抵抗、推進性能に及ぼす影響を検討した。
検討内容は、上記基礎研究とほぼ同じ形状、配置および実用船型の場合に生じる流場の非対称性に関する項目である。Table３－６に実施項目の一覧を示す。

対象船としては、大型肥大船を代表するタンカー船型を選定した。Table３－７にその要目を示す通り、長さ３３０．７１ｍ、幅５１．８２ｍ、喫水１９．９６ｍ、方形肥せき係数０．８３、載荷重量２４９、３００トンである。主機関は３２、４００馬力の蒸気タービンを装備し、プロペラは６翼、直径は８．９ｍである。

３．３．１　ダクト形状と船体抵抗および自航性能

対象船舶の１／５０．８８、垂線間長６．５ mの縮尺模型船およびプロペラを作成し、新型式ダクトプロペラ有無の抵抗、自航試験を行うことにより、抵抗および自航性能を調査した。試験載貨状態は計画満載状態およびバラスト状態の２状態である。

模型水槽試験は（財）日本造船技術センターにて実施した。

１）試験の解析方法について

抵抗試験は２次元解析を行い、船体の抵抗を以下の式のように取り扱った。相当平板の摩擦抵抗係数はShoenherrの式を用い、新型式ダクトプロペラ付き船の浸水面積は船体の浸水表面積とダクトの表面積を加えたものとした。

$$C_T = R_T / (0.5 \cdot \rho \cdot S \cdot V^2) \quad)$$
$$C_T = C_F + C_R \quad) \qquad (3-4)$$
$$r_R = C_R \cdot 0.5 \cdot S / \nabla^{2/3} \quad)$$

ここで、R_Tは全抵抗、

Sは浸水表面積、

Vは船速、

C_Fは相当平板の摩擦抵抗係数、

∇は排水容積、

C_Tは全抵抗係数、

r_Rは剰余抵抗係数

である。

新型式ダクトプロペラの自航試験解析ではダクトを船体付加物と見なし、プロペラのみを推進器として取り扱った。自航要素の算出にはプロペラ推力一致法を用いた。

2）ダクト前後位置の影響

Fig.３－１８にはダクトの前後位置が抵抗と自航要素へ及ぼす影響を、満載状態は Fn=0.14、バラスト状態は Fn=0.16 の代表フルード数について示した。ダクトは開き角度１５度、長さ直径比 L/D が 1/4 のものを用い、その前端位置は A.P.からの距離をケース I では 0.21 m とし、ケース II では 0.285 m とした。

剰余抵抗係数 r_R は満載ではダクト有無で殆ど変化がないが、バラストではダクト付きの場合は顕著に低下しており、ダクトの整流効果がバラストで顕著であることが推測される。ケース I、 IIのダクト前後位置の変化に対しては、実験範囲内では抵抗係数に変化がなく、一定と考えられる。

自航要素の変化も満載とバラストではやや異なった傾向を示す。すなわち、η_R は満載ではダクト有無に関係なく一定値を取り、バラストではやや低下する。

ケース I から IIへダクトが船体に近づくにつれ、ダクトとプロペラ間隔は大きくなり、その結果（1-t）と（1-w）は減少するが、その傾向は満載状態で顕著である。ただし、バラストの（1-w）は傾向が異なりやや増加する。

このような（1-t）と（1-w）の変化の理由について考察すると、（1-t）は抵抗試験時の船体抵抗とプロペラの推力の比として定義されており、（1-t）が増加することは、船体抵抗が変化しないと仮定すれば、新形式ダクトプロペラの場合は通常型のプロペラに比べ自航試験時のプロペラの発生スラストが少なくなることを示している。これは３．１．２のプロペラとダクトの均一流中特性結果をもとに考えると、ダクト位置が後方の場合、ダクトとプロペラの前後距離が小さく相互干渉が強くなるにつれダクトが大きな推力を発生し、プロペラの推力分担率を低下させたためと考えられる。また、（1-w）の増加はダクトの推力発生に伴うプロペラへの実質的な流入速度の増加を示していると考えると、両自航要素の変化が良く説明できる。

3）ダクト開き角度の影響

開き角度の影響調査では,ダクトの長さ直径比 L/D=３／８の模型を使用し、開き角度は５度、１０度および１５度の３種とした。ダクトの前端位置は前後位置シリーズの結果から、ある程度の相互干渉が期待できるケース I の A.P.より前方 0.21 m を選定した。

Fig.３－１９に抵抗・自航要素の比較図を示す。満載では r_R 値が変化しないが、バラストではダクトにより抵抗係数の大幅な低下が見られる。しかし、r_R にはダクト開き角度による変化は見られず、Fig.３－７に示した回転体における模型試験とは異なる傾向を示している。これは、ダクトの開き角度の変化が、船尾流れの不均一性により、ダクト周全体の流入角の一様な変化とならないためであると考えられる。

（1-w）と（1-t）は、載貨状態に拘らず開き角度が減少するにつれ増加するほぼ一定の傾向が見られる。また、その値も通常プロペラに比べ大幅な増加となっている。これは、プロペラの作動によりダクト回りに循環が発生し推力を発生していること、およびダクトの作用によりプロペラへの流入速度が増加していることを示している。この傾向は、Fig.３－８の肥大型回転体において示した角度影響とほぼ一致するものである。満載の場合、５度の開き角度の例が最も大きな（1-t）値と比較的低い（1-w）値を有しており、推進効率の内船殻効率の面からは好ましい結果を示している。

このように、船尾の複雑な流場においてもダクトの開き角度と流れの角度が適切に関係づけられれば、ダクトは（1-w）の過大な増加を伴うことなく推力を発生することができることを示している。なお、プロペラへの流入速度分布、すなわち伴流分布への影響については別途３．３．３－１）で詳細に述べる。

η_R は、開き角度に対する一定の傾向を示してはいないが、満載状態の５度のダクトを除く大部分の例では、角度が小さくなれば値が下がる傾向を持つ。この結果は、新型式ダクトプロペラは通常プロペラと比べ同一プロペラ推力を発生するために大きなトルクが必要であることを示しているが、このトルクはダクト回りの循環の発生に寄与しているものと考えられる。

４）ダクト長さの影響

ダクト長さの影響は直径長さ比 L/D が 1/2、3/8、1/4 の３種を用いて実施した。また、開き角度は１５度一定とし、ダクトの前端位置はケース I の A.P. より前方 0.21 m で一定である。従って、本シリーズにおいては長さ変更がプロペラとダクト後端の間隔の変化も同時に含む結果を示すことに注意する必要がある。

Fig.３－２０にはダクト長さの抵抗自航要素への影響を示す。なお、図中の記号 I, II, III はそれぞれダクト長さ直径比 1/2、3/8、1/4 に対応する。

満載状態においては r_R は前後位置シリーズ、角度シリーズと同様に、ダクトの有無に拘らず不変である。自航要素の内（1-w）、（1-t）はダクト長さが長くなれば、同時にダクトとプロペラ間距離が縮小するため、相互干渉の増加にともなう上昇傾向を示している。η_R は I の場合、他の自航要素とは逆に大幅な低下を示している。

バラスト状態では、剰余抵抗係数はバラストでは長さが長いほど減少する特徴が明らかになった。自航要素（1-w）、（1-t）、η_Rとも満載に比べ大きな変化がなく、ダクト長さ II、III の場合には η_R はダクトなしの原型よりやや増加する結果を示している。

このように、ダクト長さ影響はプロペラとダクトの間隔の影響も同時に含んでおり、抵抗、自航要素に複雑な影響を与えることが分かった。

3．3．2　ダクトの上下非対称性と抵抗・推進性能

1）非対称ダクト

ダクトの長さ、開き角度、および前後位置の3シリーズ試験を行った結果、新型式ダクトプロペラは実用船型についてもダクトの形状および配置を選定し適切な干渉を得られれば、推進性能の改良ができることが示された。ただし、新型式ダクトプロペラの影響は満載状態では自航要素の変化として、一方、バラストにおいては剰余抵抗の変化とともに若干の自航要素の変化としてして現れ、載貨状態の変化に伴う流れの差異に依存することが分かった。これらの対称ダクトを有する新型式ダクトプロペラに対して実船における馬力の節減量を試算した結果、満載で良好な形状とバラストで良好な形状が一致しないことが判明した。この結果をもとに、実用船型を対象とした非対称型ダクト形状を有する新型式ダクトプロペラの選定を行った。その際の主な考察項目は以下の通りである。

（1）肥大船の伴流分布はプロペラ作動面の上半分に伴流の集中があり、下半分に比べ相対的に遅い流れである。従って、この領域ではプロペラの作動荷重も相対的に高く、通常のダクトプロペラとしてのダクト推力も期待できる。また、ダクト推力の発生による流れの加速効果はプロペラ面内伴流分布の均一化にも有益である。

（2）下半分のプロペラ作動面では比較的流速が早い。従って、過大な干渉による加速は伴流の不均一性を増すため、ダクトとプロペラの干渉は上半分に比べ少ない量が

好ましい。

（３）載貨状態により影響は異なるが、各種形状に対する船体の剰余抵抗の変化から判断し、ダクト形状の非対称性による抵抗の差異は余り大きくない。

（４）船体とダクトの構造的な一体性を考えると、上部のダクトが船体に大きく食い込む方が好ましい。

このような考察から、ダクトとプロペラの干渉を上部で強くし、下部でやや弱くする様に上下非対称の長さと角度を有するダクト形状を選定した。その側面形状はFig.３－２１に示す通りであり、上端部は長さシリーズで調査した L/D＝1/2、開き角度１５度、下端部は角度シリーズで調査した L/D＝3/8、開き角度５度のダクト形状を採用し、中間位置における角度と長さが連続的に変化をするように設定した。

２）抵抗・自航性能

非対称ダクトについて抵抗自航試験を実施し、対称型ダクトおよび通常プロペラの抵抗、自航要素と比較した結果をFig.３－２２に示す。なお、本図の試験結果の比較においては、同一模型船体ではあるが、前記の系統試験の実施時期と時間的な間隔があるため、あらためて通常型プロペラの水槽試験を実施し、基準値を再設定した。

この図からも明らかなように、ダクトの対称と非対称の形状差による剰余抵抗の変化は全くないことが分かった。非対称ダクトの（1-w）、（1-t）は上端部形状と下端部形状を有する各々の対称型ダクトの値のほぼ中間の値を取ることがわかる。η_R は上端部形状の対称型ダクトの場合に比べ干渉の強さが弱まった結果、Fig.３－２０の長さシリーズ Ｉ の満載状態の結果でみられた様な大幅な減少はなく、平均的な通常型プロペラのレベルに留まることが示された。

このように、非対称ダクトを採用することにより、新型式ダクトプロペラ付き船舶の抵抗、自航両要素は対称型ダクトの場合に比べ適切な干渉が実現できることが分かった。また、通常型プロペラと同様に、伴流は矢崎の方法［８］を用い、他の自航要素は尺度影響を受けないと仮定して実船の推進性能を算定した結果、満載バラスト両状態に対して約４％の馬力減少が推定された。

3）ダクト推力の均一流中性能と船後性能

供試模型プロペラについては、プロペラ単独およびダクトとプロペラシステムの均一流中特性試験を実施した。Fig.３－２３には、その結果をいわゆるプロペラ単独性能曲線として示した。対称型ダクトで得たダクト特性とほぼ同様な結果が得られており、前進常数 J が小さい場合にはダクトは推力を発生し推力係数 K_{TD} は正となり、J の大きい領域では K_{TD} は負となっている。K_{TD} の零は約J＝０．３７となっている。

船後のプロペラ作動状態におけるダクト推力は、２）項で実施した自航試験時にプロペラの推力トルクと同時に計測を行っており、自航試験時のダクト推力とプロペラ推力一致法で得られたダクトとプロペラの均一流中の特性とを比較すると、Table３－８の結果が得られる。この表には、自航試験解析を従来型ダクトプロペラの場合と同様に全推力一致法で行った結果も参考用として示した。同一プロペラ推力を発生する作動状態で、均一流中でダクトは抵抗（負の推力）となるが、船後の伴流の中では推力を発生することがわかる。すなわち、プロペラと船体との干渉により流場が変化し、ダクトが推力を発生するような状態になったことがわかる。これらは、伴流の不均一性の影響の他、船体とダクトおよび舵との総合的な流体力学的干渉の結果であると考えるべきである。プロペラの推力とダクト推力の和、すなわち全推力一致法を採用した場合でも同様な結果が得られているが、従来型ダクトプロペラにおいては、船後のダクト推力の分担率が均一流中のそれよりも低下する［４］のに対し、新型式ダクトプロペラでは増加する逆の傾向を示している。このように、プロペラとダクトの均一流中における性能に比較して、船後におけるダクト推力が増加することが新型式ダクトプロペラの特性の一つと考えられる。

３．３．３　船尾流場への影響

抵抗推進性能に加え、新型式ダクトプロペラの非対称ダクトが実用船型の船尾流場に及ぼす影響を実験的に調査した。調査項目は以下の３点である。

（１）プロペラ面内の伴流分布への影響、

（２）プロペラ面内の船尾縦渦への影響、

（３）プロペラの推力トルク変動への影響

プロペラ位置における３次元流速分布の計測は、縮尺１／２７．６の１２ｍ長さの船体模型と５孔管を使用し、昭島研究所曳航水槽にて実施した。使用した５孔管の形状はFig.３－２４に示した通りであり、Ｌ形のソード先端に１５ｍｍ長さの計測管部が設けられている。計測は、船体上に設けられた移動装置により曳航水槽一走行中に数点の計測を実施した。

１）伴流分布

Fig.３－２５に伴流分布図を、Fig.３－２６にプロペラの半径９０％位置における伴流の周方向分布を、ダクト有無を比較して示す。

Fig.３－２５の伴流分布では、船尾縦渦の影響と考えられる上半部の半島状の分布形状がダクトを付加することにより消滅していることがわかる。プロペラ軸心近傍の流れでは、等伴流線の最大値０．９以上の範囲もダクトにより減少しており、加速効果が軸心より上半部で顕著であることが示されている。これらのことは、Fig.３－２６の周方向分布図において、プロペラの約３０－５０度位置での伴流のピーク値が減少し、なだらかな傾斜を持つように変化していることでもわかる。このような伴流分布の変化は、非対称ダクトの上部長さが長くかつ開き角度が大きいため、上部ほど流れの加速効果が強くなったためと考えられる。プロペラ面下半分においては、ダクト付きの場合に伴流値が若干増加する領域があり、ダクトは一部で減速効果を与えていることになる。

プロペラ面内の平均伴流値はTable３－９に示す通りであり、ダクトはプロペラが非作動の状態で作動面平均で約９％程度流れを加速していることがわかる。プロペラ半径位置周辺の伴流分布には下半面１３５度付近を中心に０．１の等伴流線が見られる。これは、ダクトそのものの伴流と考えられるが、プロペラ作動面全体の平均ではダクトの循環により加速作用が働き、プロペラ面内の流速を加速するという新型式ダクトプロペラの作用は明確に示されているといえる。

2）プロペラ面内流れと縦渦度分布

5孔管による伴流計測結果よりプロペラ面内の渦度分布を求めた。プロペラ面内の座標を(y,z)とし、その位置における面内速度成分を(V,W)とすると、循環Γおよび渦度γはは次式で求められる。

$$\Gamma = \oint (V dy + W dz) \qquad (3-5)$$

$$\gamma = \Gamma / \int dy \cdot dz \qquad (3-6)$$

具体的な計算方法は、計測点Pij（Yi,j,Zi,j）における計測面内速度を（Vi,j、Wi,j）とし、Y,Z方向の相隣接する矩形をなす4点の速度より渦度γを以下の式で求めた。

$$\begin{aligned}\gamma = 0.5 \times \{&(Vi,j+Vi+1,j) \times (Yi+1-Yi) + (Wi+1,j+Wi+1,j+1) \times (Zi+1,j+1-Zi,j+1) + \\ &(Vi+1,j+1+Vi,j+1) \times (Yi-Yi+1) + (Wi,j+1+Wi,j) \times (Zi,j-Zi,j+1)\} / \\ &(Yi+1,j-Yi,j) \times (Zi+1,j+1-Zi+1,j)\end{aligned} \qquad (3-7)$$

Fig.３－２７は渦度分布と面内流向流速をダクト有無で比較したものである。　なお、図中には渦度 γ を γ／（V/L）の形で無次元化して示している。

同図より明らかなように、計測断面全体の流向ベクトルから判断すると、ダクト有無両状態ともプロペラ面上部に中心を持つ回転流を示す流向が見られ、弱い船尾ビルジ渦が発生していることがわかる。プロペラ面内の流向分布では、軸心より下半分では上向き成分がダクトにより大幅に減少し、船体船尾で一般にみられる上昇流をダクトが軸方向流に変流している様子が明らかである。渦度の最大値はダクトなしの場合の約６０に比べ、ダクト付きの場合は約２０と低減している。ダクト付きの場合、渦度０の等渦度線はダクトなしに比べ船体中心線方向に近づいており、ダクトが船体回りの伴流をプロペラ面に吸い込んでいることがわかる。また、軸心高さ付近のプロペラ半径位置に新たな渦度が形成されているが、前述１）の伴流分布などとも勘案すると、ダクトの後流成分と考えられる。

これらの結果はプロペラ非作動の状態で得られたものであり、プロペラによる吸い込み効果が重畳し、一層流れの安定化が実現できるものと考えられる。

3）プロペラの推力、トルク変動

新型式ダクトプロペラによる流れの整流効果を調査するため、自航試験時におけるプロペラの推力、トルクの時系列記録の比較を行った。Fig.３－２８は、自航試験時の記録を平均トルク、推力の値を基準とし、それらの変動を新型式ダクトプロペラと通常型プロペラで比較して示している。

本図から明らかなように、通常型プロペラの場合の変動にはトルク、推力ともにプロペラの回転に対応した小刻みな変動に加え、比較的大きなうねり状の長周期成分がみられる。これは、船尾流れが自航状態でも脈動をしていることによる現象と考えられる。新型式ダクトプロペラの場合には、変動レベルが小さくなるとともに長周期成分がなくなっており、伴流分布や渦度分布で見られたように、新形式ダクトプロペラはダクトの吸い込み作用の結果流れの変動成分を安定化する効果を有するものと考えられる。

３．３．４　プロペラキャビテーションへの影響

従来型ダクトプロペラについての模型と実船の相関調査は、キャビテーション試験法も含め一般のキャビテーション水槽および、オランダＭＡＲＩＮの減圧曳航水槽などにおいて実施した［２３］。その結果、ダクト付きプロペラキャビテーション試験では、観察のためにダクトを透明アクリルで製作する必要があることや、閉断面型の計測胴の場合には、計測断面に占めるダクトがプロペラに比べ比較的大きいため、ダクト回りの循環が壁面により影響され、プロペラとダクトの推力分担を自航試験と一致させることの困難さ等が分かっている。ここでは、新形式ダクトプロペラの試験法と、そのプロペラキャビテーションへの影響を調査するための検討を実施した。新形式ダクトプロペラの実験においては、ダクト模型を使用する方法と使用しない方法の２種類を実施し、試験法の評価を行った。さらに、通常型プロペラと新形式ダクトプロペラの両方に対し実施した理論推定結果と、実験結果両者との比較を行い、ダクトのキャビテーションへの影響を明らかにした。

1）理論計算手法

新形式ダクトプロペラの場合と通常型プロペラの場合のキャビテーション推定の手順はFig.３－２９に示す通りである。模型の伴流分布より実船の伴流分布を求める方法は笹島・田中の方法を用いた［２４］。

ここで、伴流分布（Ａ）は船体単独の場合の伴流のみの場合を示し、伴流分布（Ｂ）は新型式ダクトプロペラのダクトによる誘導速度を考慮したプロペラ位置における実船の推定伴流分布である。Fig.３－３０には推定された実船相当の伴流分布（Ａ）と（Ｂ）を示す。また、Fig.３－３１には０．９５の半径位置における軸方向伴流係数の周方向分布をダクト有無で比較した。この実船伴流分布の推定結果においても、模型試験結果を反映し、プロペラ上部位置近傍の伴流係数の低下が新型式ダクトプロペラにより生じていることがわかる。

なお、ダクトによる誘導速度の計算は、自航試験による推力の計測値をもとに湯浅の方法［２０］を用い、船体の伴流に重畳し伴流分布を求めた。プロペラ翼面上のキャビテーション発生範囲の推定は、与えられたプロペラの作動条件に対して花岡－小山の非定常揚力面理論［２５］による特性計算と２次元翼に対する線形キャビテーション理論に基づく方法を用いた［２６］。

2）実験方法

キャビテーション試験は三井造船の昭島研究所のキャビテーション水槽にて実施した。試験は以下の３ケースで実施した。

ケース１：通常型プロペラで、ワイヤーメッシュにより船体伴流を再現する方法。

ケース２：新形式ダクトプロペラで、理論的にダクトの推力を与える循環を求め、その誘導速度を考慮した伴流分布をワイヤーメッシュで作り、プロペラ模型のみを単独で作動させる方法。

ケース３：新型式ダクトプロペラで、船体のみの伴流をワイヤーメッシュで再現し、模型のダクトとプロペラを配置し、作動させる方法。

実験では、船体伴流中におけるプロペラ単独のキャビテーション発生状況と、上記（１）（２）項のキャビテーション発生状況を比較し新型式ダクトプロペラの影響を調査する

こととした。また、計算においては実験と同様に、船体のみの伴流中と（２）項のダクト後方相当の伴流中におけるプロペラ翼面上のキャビテーション発生を推定し、新型式ダクトプロペラのキャビテーションに対する影響を推定することとした。

なお、模型試験ではプロペラ翼面上のキャビテーション発生状況を安定化する目的で翼前端部にカーボランダムを塗布し粗度を増して実験を行った［２７］。

Fig.３－３２は実験実施時における側面写真の一例であり、両状態とも新型式ダクトプロペラ付き状態に相当するキャビテーションである。ケース２は（Ｂ）の伴流分布を用い、模型ダクトを使用しない例であり、ケース３は（Ａ）の伴流を用い模型ダクトをプロペラ前方に配置したものである。　Table３－１０には試験実施条件の一覧表を示す。

３）実験方法に関する検討結果

Fig.３－３３には上記ケース２とケース３の２つの実験方法によるキャビテーションの発生状況の比較図を示す。代表翼角としては、プロペラ頂部位置０度から３０度までの比較的キャビテーションの発生面積の多い位置を選び１０度毎のスケッチを示している。

キャビテーションの発生面積を図中一点鎖線で示したキャビテーションの変動最大発生面積で見ると、ケース２、すなわち模型ダクトを使用しない伴流（Ｂ）の方がケース３に比べ面積的には若干大きい傾向がみられる。しかし、キャビテーションの発生位置、形状および面積等総合的にみると、両者間に大きな差異がない。従って、新形式ダクトプロペラの場合には、ダクト模型を用いてもキャビテーションへの側壁影響は小さいことが分かった。

この結果から、ダクト模型を使用する模型試験 ケース３ を理論計算結果および実船試験結果との比較基準として使用することとした。

４）キャビテーション減少効果

Fig.３－３４とFig.３－３５には、通常型プロペラと新型式ダクトプロペラの各々の例についての理論計算と模型実験の結果を比較して示す。翼角度は１０度から５０度までの各１０度間隔とした。

両方とも、理論計算結果は前縁部の発生領域が軸中心側にまで広がる傾向がみられるが、

模型試験では翼先端部に集中した分布形をしている。母線位置でキャビテーションの広がりを比較すると、理論計算の方が発生面積を広く推定している。これは理論計算では線形のキャビテーションモデルをもとに推定したためと考えられる。

両図を比較すると、新型式ダクトプロペラはキャビテーションの発生面積が通常型プロペラに比べ全ての翼角度で大幅に減少していることがわかる。これは、ダクトの加速効果がプロペラ上面で顕著であり、キャビテーションの主要な発生領域である上半面の伴流値を低下させ、かつ伴流の周方向変化率を低減させたためと考えられる。新型式ダクトプロペラの場合には、キャビテーションの時間変動幅も少なくなっており、伴流分布および推力、トルク変動でみられたダクトの整流効果がキャビテーションの減少に寄与していることがわかる。

３．３．５　船体表面圧力分布に及ぼす影響の実験的検討

新型式ダクトプロペラの船体回りの流場に及ぼす影響を検討するため、縮尺 1/135、垂線間長２．４５ m 模型を用い船体表面圧力分布計測を行い、推力減少率分布への影響を調査した。

模型船に約１２０点の圧力計測孔を設け、実船相似の模型、プロペラおよびダクトを使用し、船体表面の圧力分布を計測した。模型の計測口はFig.３－３６に示す通り、SQ.ST. 1.5 より船尾側に設け、船首部にも１０点程度の参考用計測孔を設けている［２８］。圧力計測孔は直径０．５ mm であり、内径３ mm のビニールチューブにてスキャニバルブを経由し、圧力変換器へ導いた。全体の計測システムの概要をFig.３－３７に示す。

試験状態は満載状態であり、フルード数は０．１４５とした。プロペラの荷重は、模型と実船の摩擦抵抗を修正した実船における作動状態（シップポイント）とした。

Fig.３－３８には、船体表面上圧力分布を通常型プロペラの場合と新型式ダクトプロペラの場合とを比較して示す。なお、圧力係数Ｃｐは次式で示す。

$$Cp = p / (0.5 \cdot \rho \cdot V_M^2) \qquad (3-8)$$

ここで、ｐは計測圧力、V_Mは模型船速である。

通常プロペラの場合は、ほぼ SQ.ST.3/4 より後方で正の領域があり、それより前方では、負の領域が計測されている。側面で見ると、ビルジ部を除き等圧線はほぼ４５度程度の傾斜で、船底に近づくほど圧力が下がる傾向を示している。また、クルーザースターン部では、大きな正値をとる領域が存在することがわかる。

新型式ダクトプロペラの場合も、船側部での正圧領域は従来型プロペラと同様にSQ.ST. 3/4 近傍まで見られるが、ダクト直前で圧力係数が大幅に低下する傾向がある。特に。軸心より下方の変化が顕著である。ダクト直前の圧力係数の分布を見ると、通常のプロペラと異なりダクト頂部前端に等圧力線が集中している。このことは、ダクト頂部ではプロペラの吸い込みによる大きな循環が発生し、速度変化が激しいことを示している。また、プロペラ直上部船体では、圧力係数が新型式ダクトプロペラの場合０．２５以上の領域が見られ、ダクト回りの循環により流速が低下し圧力回復が大きくなることが示されている。

プロペラの作動時と非作動時の船体表面上圧力分布をもとに、推力減少率の圧力成分を算出した。プロペラの作動時と非作動時の圧力係数の差を△Ｃｐとすると、推力減少率は△Ｃｐの船長方向成分を面積分することによって得られる。

具体的には、まず各水線毎の成分を下式により積分を行い求めた。

$$Cp_Y = \int_{CL}^{B} \triangle Cp \cdot d\iota \cdot \cos\theta = \int_{CL}^{B} \triangle Cp \cdot dy \qquad (3-9)$$

ここで $d\iota$ は水線の長さ、dyは水線 $d\iota$ の幅方向長さ成分、θ は水線と幅方向軸のなす角度である。さらに、プロペラ作動に伴う抵抗の増加（R_P）は下式により求められる。

$$R_P = 2 \cdot (0.5 \cdot \rho \cdot V_M^2) \int_{BL}^{WL} Cp_Y \cdot dZ \qquad (3-10)$$

上式により算出された推力減少率はTable３－１１の通りである。同表には、本小型模型を用いて抵抗、自航試験を実施して得られた（1-t）も併記した。

Fig.３－３９には推力減少率の喫水方向分布をプロペラと新型式ダクトプロペラとを比較して示す。喫水方向分布でみると、通常のプロペラの場合はほぼ一様な分布値を取っ

ているが、新型式ダクトプロペラの場合には軸心高さ近傍で大きな値を示しており、流れの加速効果がこの領域で大きいことを示している。基線上１００ ㎜ 近傍では通常プロペラに比べ大幅な減少となっているが、これはFig.３－３８でも見られたダクト回りの循環による正圧値域の増加によるものと考えられる。 Table３－１１では、船体表面圧力の積分による（1-t）と自航試験結果の（1-t）には絶対値には若干の差異がみられ、圧力積分の方が低い t 値、すなわち高い（1-t）値を示している。ダクトの影響は、圧力の積分結果ではダクト付きの場合に（1-t）値が増加する傾向を与えており、小模型では異なるが、図３－２２の大型模型と同じ傾向を示している。推力減少率には圧力成分のほか摩擦成分もあり、圧力計測実験の精度を考えると、実験による算出値としては妥当なものと考えられる。

３．３．６　ダクト抵抗の尺度影響実験

新型式ダクトプロペラの実船への装備を検討する上で、模型と実船の相関についての検討を行うことは非常に重要である。各種の尺度影響の中で、通常船舶において確立された抵抗、自航要素に加え、新型式ダクトプロペラのダクトそのものの抵抗についての示唆を得るために、相似模型を使用しダクト抵抗の直接計測を行った。

対象模型は垂線間長２．４５ ｍ、６．５ ｍ、１２．０ ｍ の相似模型３隻である。

１）ダクトの抵抗計測方法

船体に食い込んだダクトに作用する力を計測するため、ダクト頂部には流線型の支持棒を取り付け、船体の食い込み部にはダクト厚さに相当する切り欠きを設けた。ダクトおよび支持棒を模型船頂部デッキに固定された３分力計で支持し、曳航中に作用する力を計測した。船体とダクト間には僅かな隙間を設けて取付け、力の作用により生じるダクトの移動にも接触しないようにした。 なお、切り欠き部の有無による抵抗、自航試験を実施し、その影響は殆どないことを確認している。

2）試験結果

Fig.３－４０には、抵抗試験時に計測したダクトの抵抗値を満載とバラストの両状態の代表速度における抵抗係数で示す。なお、ダクト抵抗の無次元係数 r_D は以下の式で定義した。

$$r_D = R_D / (0.5 \cdot \rho \cdot \nabla^{2/3} \cdot V_M^2) \qquad (3-11)$$

この図から明らかなように、ダクトの抵抗係数は満載状態、バラスト状態とも模型長さの増加に伴い３隻の間でほぼ直線的に減少する傾向を示す。しかし、１２ｍ模型船では、満載、バラスト共零または負の抵抗を与えており、ダクトの粘性抵抗値を上回る推力を発生しているものと考えられる。これは、ダクト位置における流れの方向により、プロペラの非作動下でもダクト回りにはかなり大きな循環が発生していることを示唆している。

この尺度影響の検討結果より、６．５ｍ模型船における結果を基準とすると、実船においても、ダクト単体の抵抗は従来の船体に関する相似則を考えておけば安全側にあることが示された。さらに、今後のダクト付き模型船の使用については、模型寸法を標準的なものに定めて評価することが必要であるとの結論を得た。

３．４　ダクトの流体起振力に関する検討

３．４．１　固有振動数の推定法

ダクトシステムにおいては、構造の振動面における安全性を確保するために、流体起振力の起振周波数と構造の固有振動数を適切に離して選ぶ必要がある。このような観点からは、水中における構造の固有振動数決定法の高度化が従来からも求められていた［４］。遠山はダクト周辺流体の速度ポテンシャルを解析的および有限要素法により数値的に計算し、付加水質量を評価した固有値の計算方法を示した［２９］。Fig.３－４１にその結果を引用するが、理論計算による固有振動数と実験の結果は、高次のモードまでも良い一致を示した。また、固有振動数はダクトの没水度により変化し、最低次モードの振動数はダクトの没水度により余り影響されないが、高次モードの振動数は大幅に変わることが明ら

かとなった。バラスト状態のようにダクトが部分的に空中に露出するような状態では固有値が若干大きくなることも示されている。

その方法を新型式ダクトプロペラに適用することにより固有振動モードの算出を行い、船体船尾部構造と一体化した新型式ダクトプロペラの固有振動数の推定を行った。

３．４．２　流体起振力の推定

ダクトに直接影響を与える流体起振力としては、プロペラに起因するベアリングフォースおよびサーフェースフォースがある。これらの起振周波数は、主に軸回転数とプロペラ翼数の積、すなわちブレード周波数（ＢＦ）が主要な成分と考えられる。従って、振動上からは船の常用域でＢＦおよびその２次程度の主要周波数成分と構造の固有振動数との同調がなければ振動上は問題ないことが推定できる。

そのほかの流体起振力成分としてはダクト翼断面のカルマン渦が有り［３０］、翼後端部におけるカルマン渦のロックイン現象は翼後端直径により左右されることが分かった。Fig.３－４２に示す通り、振動外力の周波数は後端部の寸法で決まるが、テールフィンの採用により大幅に変更できることがわかる。新型式ダクトプロペラのもつ翼断面形状の場合には、プロペラ翼の鳴音判定と同様に、後端直径を代表長さとしたストローハル数はほぼ０．１２－０．１４となり、起振周波数の推定も可能である。

従って、３．４．１で得られる固有振動数とカルマン渦の振動数が一致する場合には、テールフィンの採用により振動場の対策が可能であることがわかる。

以上の通り、新型式ダクトプロペラの構造に関しては、その振動特性の推定方法および流体起振力の起振周波数変更に具体的な対応ができることが明らかとなった。

第４章　　実船による船体一体型ダクトプロペラの効果検証

ダクト、プロペラ、船体から構成される新型式ダクトプロペラの流体力学的な特性を明らかにするために行ったダクトとプロペラの基本的な性能調査、回転体と実用船型における抵抗、自航性能、および船尾流場への影響に関する模型試験等を通じ、新型式ダクトプロペラの推進性能向上に関する作用効果が確認された。その結果、新型式ダクトプロペラを実船に装備し、推進性能を中心とした各種の船舶性能への効果検証のための試験を行った。

本章では、先ず新形式ダクトプロペラ装備第一船である大型タンカーにおいて実施した試験の結果を述べ、さらに推進性能改善効果検証のために行った各種船舶における評価検討結果を示す。

４．１　大型タンカーの海上試運転による検証

対象船は第３章の実用船型に関する検討の対象とした２４９、３００載荷重量トンの大型タンカーであり、既にTable３－７に示したように、主機関出力３２、４００馬力、プロペラ直径８．９m を有している建造後数年を経過した既就航船舶である。

実船試験の実施に当たっては、新型式ダクトプロペラの効果を従来型プロペラと比較して定量的に確認できるように、ダクト装備前と装備後に２回の海上試運転を実施した。ただし、プロペラ本体は既存のものをそのまま用いた。調査内容は、推進効率向上による省エネルギー効果確認のための速力試験、プロペラキャビテーション観測、操縦性試験等広範なものである。主要実施項目をTable４－１に示す。また、試運転状態をTable４－２に示す。

以下の章では、これらの結果を新型式ダクトプロペラの効果という観点から、通常型プロペラの結果と比較して論ずることにする。

４．１．１　馬力節減効果

新型式ダクトプロペラによる推進性能の改善を馬力節減量として求めるため、ダクトの取り付け前後において可能な限り同一状態での速力試験を行い、厳密な計測を実施した。特に、対象船は既就航船であり、船体表面は経年変化による影響により船体表面粗度の増加に伴う摩擦抵抗の増加があり、入渠中の船体表面処理により抵抗性能が変化する可能性がある。この影響を除くため、既存の通常型プロペラを用いた海上試運転実施前に入渠し、船体表面の再塗装を全表面にわたり実施するとともに、プロペラの表面研磨を行った。ダクト取付のための入渠時には同様な処理は行わず、船体表面状態を実質的に同一とした。また、新型式ダクトプロペラ取付後試験との時間間隔をダクト取り付けのための渠中の数週間のみとし、工事中の水中での船体表面汚損をなくすことにより、速力馬力性能への船体表面粗度の影響を除外した。また、計測機器は全て同一とし、試運転実施海面も同一とした。海象、気象条件もできる限り平穏な状態を選定したが、風と潮流については修正を行い、評価することとした。

主要な計測機器として、軸馬力計はＭＡＩＨＡＫ　ＴＹＰＥ　ＭＤＳ、船速は電波式速力計ＭＡＲＳＭＥＣを利用した。

通常型プロペラおよび新型式ダクトプロペラ装備の両状態について、各主機出力毎に一往復半の３航走を行い、荷重平均により速力馬力の関係を定めた。結果は谷口の方法［３１］により、試運転時の風、潮流の影響を修正し、無風無潮流における速力馬力関係を導いた。

Table４－３には、同一速力における必要馬力を比較し、満載とバラスト状態における馬力節減量を示す。同表からわかる通り、同一速力を得るために必要な馬力は満載バラストとも大幅に減少し、新型式ダクトプロペラの省エネルギー効果が確認された。ただし、計測のバラツキの要因もあり、満載の低速では一点で逆の傾向を示しているが、平均的には５％程度の燃料節減となっていると判断される。この試運転結果については、新型式ダクトプロペラ装備後の運航中の追跡調査によっても効果の検証がされている。これらは、基本模型試験で実施した推進効率の改善効果とほぼ同等の値であり、後述する各種性能に及ぼす影響も合わせ、模型における新型式ダクトプロペラの効果が実船においても実現できたものと結論できる。

最大主機出力３２、４００馬力におけるプロペラの回転数は、満載で約２回転（約２．５％）、バラストで約２．３回転（約３％）の増加がみられた。これは、ダクトの加速効果によりプロペラへの流入速度が通常型プロペラに比べ増加した結果、伴流係数 w が低下したものであり、模型船における自航試験結果で示された通り、ダクトが推力を発生し加速効果を有することがわかる。なお、約２回転の回転数増加量は実際の運航上、問題のない範囲であると結論できた。

４．１．２　プロペラキャビテーション

実船におけるキャビテーション観測は、各種の方法が実用化されているが［３２］、ここでは船尾右舷外板に観測用窓を設け、ストロボ投光とテレビカメラおよび静止写真による方法を併用して実施した［４］。　観察の範囲は主としてプロペラ右舷上半部を対象として行った。Fig.４－１は観測されたキャビテーション写真の一例である。

Fig.４－２とFig.４－３には、満載と軽荷状態各々の公称主機出力３／４出力におけるキャビテーション観測のスケッチを新型式ダクトプロペラ有無を比較して示す。

Fig.４－２の満載状態では、通常型プロペラの場合に翼先端付近に厚いシートキャビテーションが見られ、翼角度１０度、２０度および５０度の位置ではクラウドキャビテーションが観察された。新型式ダクトプロペラの場合には、これらのキャビテーションが消滅し、キャビテーションの発生面積も約３０％程度減少している。

Fig.４－３の軽荷状態においては、通常型プロペラの場合、翼位置４０度と５０度ではキャビテーションの発生範囲が不安定であることが示された。また、翼角度６０度では、半径位置０．８２近傍で満載と同様にクラウドキャビテーションが見られた。新型式ダクトプロペラの場合には、キャビテーションの発生領域は安定化し、クラウドキャビテーションも消滅した。これらの結果、新型式ダクトプロペラはプロペラキャビテーションの発生面積を減じ、プロペラの翼面の潰食を引き起こす可能性のあるクラウドキャビテーションをなくすなどの改善効果を持つことが確認された。実船における観測結果と３．３．４で述べた模型実験や理論計算の結果との比較では、通常型プロペラおよび新型式ダクトプロペラともキャビテーションの発生範囲はよい相関を持つことがわかる。理論推定と実船の比較では、翼前縁部の発生の様子は定性的には良く推定されているが面積については理論の方がやや大きく推定している。これらの結果を総合すると、新型式ダクトプロペラの

キャビテーション改善効果は、伴流分布についての考察で述べた通り、ダクトの上半部における加速効果に伴う伴流分布の均一化によるものと考えられる。その他、キャビテーション軽減の一要素としては、ダクトの推力発生と加速効果によるプロペラ荷重度の減少も挙げることができる。

4．1．3　船体表面水圧変動

船体表面上水圧変動は、プロペラ上部先端より上方約3 m 、前方1．4 m 、船体中心より約1．2 m の船体外板位置の左右舷各一ヶ所に圧力計を配置し計測した。Fig. 4 － 4には変動水圧計測位置を示す。なお、喫水と圧力計の高さの関係から、満載状態においてのみで計測を行った。変動水圧を周波数分析し、翼数成分およびその2倍の主要な成分を選定し、Fig. 4 － 5に新型式ダクトプロペラ有無の比較として示す。

本図から明らかなように、変動水圧の振幅は右舷側が左舷側よりも大きく、1軸右回りプロペラで一般にみられる傾向と一致している。両舷の傾向を比較すると、右舷側では翼数成分がその2倍の成分に比べ卓越して大きな値を示している。これは、4．1．2で記したキャビテーションの発生量とも密接に連動しているものと考えられる。

新型式ダクトプロペラの効果としては、両舷とも変動圧力の振幅が約50％程度まで低下し、船体起振力は明確に減少したものといえる。これは、主として新型式ダクトプロペラの翼面上キャビテーションの発生面積減少の効果によるものと考えられる。

4．1．4　船体振動

船体振動計測の代表例として、船尾部でプロペラ位置に近い舵取機室の上下振動と、やや遠い位置にある操舵室の前後振動を取り上げ、Fig. 4 － 6とFig. 4 － 7に新型式ダクトプロペラ有無の比較を示す。

Fig. 4 － 6は満載状態の例であり、プロペラに近い位置にも拘らず通常型プロペラの最大回転数で、上下加速度の自乗平均値が約15 cm/sec²と低い値である。新形式ダクトプロペラの場合には、極く低回転数を除くほぼ全領域にわたり通常型プロペラの加速度応答値より低い値が計測され、振動減少にも有効であることがわかる。

Fig. 4 － 7はバラストの例であり、プロペラより離れた操舵室位置の前後方向データを

示している。この例では通常型プロペラにおける振動振幅も非常に低く、新型式ダクトプロペラの場合の応答値が通常型プロペラより若干増加する回転数域もあるが、計測精度等を考えると新型式ダクトプロペラの影響は殆どないといえる。

４．１．５　操縦性能

操縦性能試験の新型式ダクトプロペラ有無の比較結果をFig.４－８、Fig.４－９、Fig.４－１０、Fig.４－１１に示す。

Fig.４－８、４－９は旋回試験結果であり、満載では新型式ダクトプロペラ付きの場合は通常型プロペラに比べほぼ１５％程度最大縦距が短くなっているが、最終の旋回直径には大きな影響はみられない。バラストにおいては、左右舷の結果は逆の傾向を示しており、一定の傾向は見いだせない。

Fig.４－１０、Fig.４－１１の結果では、１往復半の２０度ジグザグ試験に要する時間が新型式ダクトプロペラの場合は若干短くなる傾向がみられる。この結果を用い一次系近似の操縦性指数（T',K'）を算出するとTable４－４の通りとなる。満載状態においてはT' 値は新型式ダクトプロペラにより大幅な低下を示しており、針路安定性能の向上が示されている。バラストでは T' 値には大きな変化はない。 K' 値については、満載バラストとも新型式ダクトプロペラの場合に若干減少する傾向にある。

Fig.４－１２には満載状態における緊急停止試験の比較結果を示す。新型式ダクトプロペラにより停止距離や停止時間は若干減少するが、試験そのものが海象の影響を受けるので、新型式ダクトプロペラの効果としては特に差異はないものと考える方が妥当である。

以上の通常プロペラと新型式ダクトプロペラ装備の操縦性能試験結果の比較により、新型式ダクトプロペラは操縦性能に関する基本的な特性を大幅に変えることはなく、若干応答性が改善される傾向がみられ、実運航上の問題はないことが確認された。

４．２　バラ積み船での装備後試運転による検証

４．１に述べた様に、新型式ダクトプロペラ取付前後において広範な試運転計測を行い効果検証を行うことは、試験実施に要する時間および費用の観点から判断し、一般には正当化されるものではない。しかし、実船において新型式ダクトプロペラ取付による効果、特に馬力節減量の確認はその経済的な正当性を評価する上で非常に重要な要素である。

ここでは、既就航船舶に対して馬力節減効果を検証する実用的な方法として、新型式ダクトプロペラ装備後のみに高精度の速力試運転を実施し、新造時の試運転性能と比較して評価する方法を試みた。なお、このような方法においては、装備後の試験時喫水状態や計測機器システムなどを馬力節減量を検証するに必要な精度で新造時と一致させることが特に重要である。

Fig.４－１３は、建造後約４年３カ月経過後の６０、０００載荷重量トンバラ積み船についての結果を示すものであり、新造時の通常型プロペラの試運転結果と、４年後に新型式ダクトプロペラを取り付けた場合の速力馬力の関係を比較して示している［３３］。また、本図には船の経年変化として推定した４年経過後の速力曲線を幅をもって示した。径年変化による速力低下については文献［３４］［３５］を参照し、毎年約０．０９ノットから０．１２ノットとした。この図より、新型式ダクトプロペラ付きの場合は同一速力を得るに必要な主機関馬力は新造時通常型プロペラと比べ少ないことが分かり、馬力節減の効果が明瞭に示されている。推進効率の増加量、すなわち馬力節減量の厳密な算定は困難であるが、径年変化を文献通り仮定すると、本例では約０．５ノットに相当する馬力、すなわち約１０％程度が効率増加と推定できる。

４．３　就航データ解析による馬力節減効果の検証

新型式ダクトプロペラの効果は、試運転のみの短期的な計測だけでなく、長期的な運航においても確認できるものと考えられる。この場合、船舶の運航航路が必ずしも一定でないことや、載荷状態などの各航海間の差異もあり得るので十分長い期間のデータを用いる等誤差のないようにする必要がある。また、航海中の計測データは、海上試運転に比べ海象の影響を受け易いことも注意がいる。従って、効果の絶対量の評価については海上試運

転結果が精度的に優れているが、このような航海中データの解析による評価は、簡易的な方法として位置づけられる。以下には、ＥＸＸＯＮ社所有の大型タンカーについて実施した評価と１１万トンのバラ積み船の例を示す。

４．３．１　大型タンカーにおける調査

解析対象船は既就航船４船型９隻である。新型式ダクトプロペラ有無間で約２．５年の時間的な隔たりや塗装材料の差異があったので、解析においては以下の仮定を設けた。

（１）定期出渠後６カ月間は船体表面の汚損はなく船体抵抗は同一である。

（２）主機関の燃料消費率は不変である。

（３）プロペラの表面粗度は同一である。

具体的な解析手順は以下の通りである。

（１）データ収集：プロペラ回転数（４時間毎）、１日の燃料消費量、風速・海象、衛星による一日の対地航海距離

（２）風力４以上のデータの消去

（３）一日のプロペラスリップと一航海平均値算出

（４）異常スリップ値データの除去（海流影響除去）

（５）バラスト時の排水量差の修正

（６）最少自乗解析によるプロペラ回転数ー速力曲線の作成

（７）各記録回転数毎の速力算出

（８）速力ー消費燃料曲線の作成

（９）馬力節減量の決定

Fig.４－１４、Fig.４－１５、Fig.４－１６には各々上記（６）回転数ー速力線図、（８）速力ー燃料消費量および（９）馬力節減量の決定の代表例を示す。Table４－５には、解析結果として得られた一日当りの燃料の節減量をを示す。

この結果によれば、燃料の節減量は一般に満載状態の方が軽荷状態よりも大きい。また、速力の高い方が節減率が高くなっている傾向も見られる。表中の「Esso Copenhagen」は、４．１．１で海上試運転により効果検証を行った船であり、その結果とこの就航データの結果を対比して考えると、就航データそのものの持つバラツキや精度などはあるが、このような方法でも概略の効果の算定は可能であることがわかる。

４．３．２　大型バラ積み船における調査

調査対象とした１１０、０００トン大型バラ積み船の場合には、建造後約５年経過後に新型式ダクトプロペラが装備された。本船は取付前後とも全く同一の航路を運航されており、航路による影響は排除されている。調査は船舶のログブック記載の各航海毎の排水量、平均速力、燃料消費量、プロペラ回転数をもとに、基準排水量、基準出力における速力を算出し、新型式ダクトプロペラ取付前後の出渠後の性能を比較した。Fig.４－１７は、調査の結果を新造時の速力性能を基準とした速力低下の形で示している。同図には、経年変化による速力低下を毎年０．１ノットと仮定した性能劣化線も併せて示している。約５年後に入渠し、新型式ダクトプロペラを装備した結果、各航海毎の点はバラツキはあるものの、従来型プロペラとして推定された曲線よりもよい性能を示しており、馬力節減効果の検証としては妥当な結果を示しているといえる。

第５章　船体一体型ダクトプロペラ付き船の性能尺度影響

新型式ダクトプロペラを装備することによる流体力学的な作用効果については、上記各章において明らかにした。ここでは、実船性能を推定する上で最も重要な要素である模型と実船の相関係数について述べる。なお、相関係数としては、一般船舶と同じく船体の摩擦係数に関する粗度修正係数（$\triangle C_F$）と、伴流係数に関する有効伴流係数比（$e_i=(1-w_S)/(1-w_M)$）について、計測精度の高い高速における値を用いて検討した。

Table４－６には海上試運転結果より得られた粗度修正係数$\triangle C_F$を示す。数値の算出には、６．５m 模型船の抵抗試験結果を基とし、２次元外挿法を用いた。

この結果では、満載、バラストとも新型式ダクトプロペラの場合の$\triangle C_F$が通常型プロペラに比べ低下しており、その低下量は載貨状態により異なるが０．４－１．０ x 10^{-3}となる。この変化量は全抵抗係数の約３－５％程度に相当する。Fig.３－２２の模型試験結果で示されたように、バラストでは模型の剰余抵抗係数が新形式ダクトプロペラにより減少していることから、実船では模型よりもさらに大きな影響があることとなる。この差異が船体抵抗の変化によるものか、ダクト推力の変化によるものか、またはその他の影響によるものかは今後の検討を必要とする。

Fig.４－１８には、伴流係数の新型式ダクトプロペラ有無による差を模型試験結果と比較して示す。同図では、伴流係数の変化を通常型プロペラと新形式ダクトプロペラとの差 $\triangle w$（$=w_{without}-w_{with}$）として表示した。伴流係数の変化量 $\triangle w$ は模型、実船とも正の値を示し、新型式ダクトプロペラの伴流係数の値は通常型プロペラの場合に比べ０．０４－０．０６程度小さいことがわかる。伴流値はプロペラへの流入速度を示す指標であり、新形式ダクトプロペラの場合は伴流係数の減少に相当する加速効果があると考えられる。伴流係数の変化量は、模型では満載、バラストともほぼ同じ結果であるが、実船ではバラストの場合に満載よりも若干大きな値を示している。しかし、両状態とも模型と実船での $\triangle w$ の差は小さく、$\triangle w$ をダクトの加速作用とすると、尺度影響を余り受けないことがわかる。

なお、両相関係数の定量的な評価については、さらに多くの実績を蓄積し評価する必要があるが、この相関係数をもとに他船の実船推定を実施した結果は４．２、４．３で示した実船における結果通り、ほぼ妥当な推定結果を得ていることから、相関係数としては今回の実船試験で得られたような関係が妥当であると考えられる。

第6章　結言

大型肥大船における推進性能向上の手段として、従来型ダクトプロペラの有するダクト推力の利用による効率増加の利点をもち、ダクトと船体の相関による効率低下の問題を解決できるという特徴をもつ船体一体型ダクトプロペラシステムを提案した。

船体一体型ダクトプロペラは、従来型ダクトプロペラの推進効率についての特徴を有するほか、ダクトの有する船体との流体力学的干渉効果を利用し、船体、ダクト、プロペラの３要素が一体となった推進効率向上のためのシステムである。さらに、船体一体型ダクトプロペラは従来型ダクトプロペラのもつ実用上の問題点、すなわちダクト内面のキャビテーション潰食による損傷問題も解決するように、ダクトをプロペラ前方に船体と勘合して配置されたものである。

第１章においては、大型肥大船の推進性能改善のために利用されている従来型ダクトプロペラについて、その特徴と問題点を述べた。これら問題点を解決する新しいシステムとして、船体、プロペラおよびダクトが一体に結合された船体一体型ダクトプロペラについて、本研究で実施した概要を示し緒言とした。

第２章においては、船体一体型ダクトプロペラの概念構築のために行った従来型ダクトプロペラの流体力学的特性のまとめと、船体とダクトの流体力学干渉効果についての検討結果として、ダクトが船尾流場に影響を与え船体抵抗を減少させ得ることを示し、新しい概念をもつ船体一体型ダクトプロペラの技術的開発の可能性を示した。

第３章においては、流体力学的な効果を検討すべく、プロペラとダクトの均一流中における干渉効果を明らかにし、ダクト推力と流れの関係を把握した。単純な形状を有する回転体を用いてダクトの形状や位置の影響を調査し、ダクトとプロペラと船体の干渉効果および船体回りの圧力分布や境界層内の流向流速に及ぼす影響を明らかにした。大型タンカーの実用船型に対しては、ダクトの長さ、開き角度、前後位置の変化に伴う抵抗、自航要素の影響を明らかにするため系統的模型試験を実施した。これらの特性をもとに、満載とバラスト両状態において性能改善効果を有する船体一体型ダクトプロペラとして、非対称型のダクト形状を考案した。選定された非対称型ダクトについては、推進性能を確認したほか、実用型船型の伴流分布、プロペラキャビテーション、船尾流場等各種特性に及ぼす影響を調査し、実用上の問題点を解明した。特に、キャビテーションに対する影響については実験方法についての検討と併せ、理論的および実験的に船体一体型ダクトプロペラの

もつ効果を検討した。

第４章においては、２５万トン載荷重量の大型タンカーに船体一体型ダクトプロペラを装備し、装備前後に厳密な試運転を実施することにより速力馬力関係をさだめ、馬力節減効果を検証するとともに、実船におけるプロペラキャビテーション、船体表面圧力変動、船体振動、操縦性能等の広範な項目について、船体一体型ダクトプロペラの効果を確認した。

その他の肥大船型についても、船体一体型ダクトプロペラ取付後のみの試運転結果、または航海データを用いた馬力節減効果の検証法を適用し、船体一体型ダクトプロペラが所期の推進効率の向上、すなわち馬力節減効果を発揮していることを示した。

第５章においては、模型船の試験結果より実船の推進性能を推定するのに必要な尺度影響係数について検討を行った。その結果、船体一体型ダクトプロペラによる粗度修正係数はやや小さくなることが明らかとなった。また、伴流係数の変化では、変化量は模型と実船でほぼ同じであることが明らかとなった。この結果を適用し、船体一体型ダクトプロペラ装備船舶の性能推定も合理的にできることを示した。

以上の通り、船体一体型ダクトプロペラがもつ流体力学的な効果を明らかにするとともに、実用面においてその効果が有効に作用していることを示した。

謝辞

本論分をまとめるにあたり、大阪大学工学部田中一朗教授に懇切なるご指導とご鞭撻を賜りました。ここに記して深甚の謝意を表します。

開発研究の実行に際して貴重な御教示を賜りました矢崎敦生博士および開発を推進された三井造船（株）取締役成田仁博士、国武吉邦氏に心より厚く御礼を申し上げます。

さらに、本研究の実施に当たって試験、研究、設計にわたり多大な御協力を頂きました（財）日本造船技術センターの各位、および三井造船（株）副島俊二氏、（株）三井造船昭島研究所平野雅洋博士をはじめ社内ＭＩＤＰ研究委員会のメンバーほか関係各位にお礼を申し上げます。

また、実用化の契機となった第一船の実船装備に当たっては、現北海道東海大学工学部教授大島正直氏およびエクソンインタナショナル社工務部各位の多大なる御尽力を頂きました。記して深く謝意を表します。

最期に、本論分をまとめるに当たり終始暖かいご支援を頂きました三井造船（株）取締役、船舶・海洋事業部長喜多嶋浩氏、前技術開発部部長吉野信治氏、現部長金網正夫氏を始め関係各位に厚く御礼を申し上げます。

記号表

A	プロペラの作動面積(m^2)
C_P	圧力係数　$p/(0.5\cdot\rho\cdot V_M^2)$
C_T	推力係数　$T/(0.5\cdot\rho\cdot A\cdot V^2)$
C_R	剰余抵抗係数　$R_R/(0.5\cdot\rho\cdot S\cdot V^2)$
D	ダクト直径(m)またはプロペラ直径(m)
J	前進常数　(V_A/nD)
K_T	推力係数　$(T/\rho n^2D^4)$
L	ダクト長さ(m)または船長(m)
n	プロペラ回転数(1/s)
P	圧力　(kgf/m^2)
r	抵抗係数　$R/(0.5\cdot\rho\cdot\nabla^{2/3}\cdot V^2)$
R_R	剰余抵抗(kg)
S	浸水表面積(m^2)
t	推力減少率
T	推力　(kgf)
V	船速(m/s)
V_A	プロペラの前進速度(m/s)
w	伴流係数

η_R	推進器効率比
η_i	プロペラの理想効率
ρ	密度(kgf$\cdot s^2/m^4$)
τ	プロペラの推力分担率で　Tp/(Tp+Td)
Γ	循環(m^2/s)
Γ_1	単位長さあたりの循環(m/s)
γ	循環密度(1/s)
ΔCf	粗度修正係数　$R_{cf}/(0.5\cdot\rho\cdot S\cdot V^2)$
∇	排水容積(m^3)

添え字

D	ダクト
H	船体
M	模型
P	プロペラ
S	実船
Y	幅方向
Z	深さ方向

図表一覧表

表一覧

Table 2-1 Particulars of Model Ship

Table 3-1 Particulars of Model Propeller
Table 3-2 Content of Duct Location Series Tests
Table 3-3 Duct Models for Flow Observation Tests
Table 3-4 Particulars of Models of Body of Revolution
Table 3-5 Particulars of Blower
Table 3-6 List of Series Tests for Actual Ship Hull Form
Table 3-7 Particulars of Actual Vessel
Table 3-8 Duct Thrust in Uniform Flow and Behind Condition
Table 3-9 Comparison of Mean Wake Value
Table 3-10 Conditions of Cavitation Tests
Table 3-11 Thrust Deduction Factor

Table 4-1 Items of Sea Trials
Table 4-2 Trial Condition
Table 4-3 Speed Trial Results (Corrected)
Table 4-4 Maneuvering Indices
Table 4-5 Fuel Saving on VLCC from Voyage Data
Table 4-6 Roughness Allowance Factor

図一覧

Fig. 2-1 Conventional Ducted Propeller
Fig. 2-2 Comparison of Propeller Thrust Ratio of Ducted Propeller (Ref.4 Fig. 9)
Fig. 2-3 Effect of Propeller Axial Location on Self-Propulsion Factors (Ref.4 Fig. 11)
Fig. 2-4 Effect of Duct Axial Location on Thrust and Torque Coefficient (Ref.4 Fig. 12)
Fig. 2-5 Thrust Deduction Factor of Conventional Ducted Propeller (Ref.4 Fig. 6)
Fig. 2-6 Wake Fraction of Conventional Ducted Propeller (Ref.4 Fig. 7)
Fig. 2-7 Relative Rotative Efficiency of Conventional Ducted Propeller (Ref.4 Fig. 8)
Fig. 2-8 Model-Ship Correlation Factors of Ships with Conventional Ducted Propeller (Ref.4 Fig. 4)
Fig. 2-9 Axial Location of Duct
Fig. 2-10 Limiting Streamlines by Means of Paint Test
Fig. 2-11 Streamlines by Means of Tufts Method
Fig. 2-12 Comparison of Residual Resistance coefficient
Fig. 2-13 Schematic Comparison of Conventional Ducted Propeller and MIDP
Fig. 2-14 Photo of MIDP Installation

Fig. 3-1 Effect of Duct Axial Location on the Propeller Performance in Uniform Flow (Symmetric Duct, L/D=1/4, Duct Angle=15°)
Fig. 3-2 Effect of MIDP Duct on Advance Coefficient in Uniform Flow
Fig. 3-3 Calculated Inflow Streamline at the Break Point of Duct Thrust
Fig. 3-4 Model Arrangement for Flow Observation of Inflow Streamline
Fig. 3-5 Time History of Flow Pattern in Front of Propeller
Fig. 3-6 Shape of Body of Revolution Models

Fig. 3-7 MIDP Duct-Hull Interaction in Resistance Test Condition
Fig. 3-8 MIDP Duct-Hull Interaction in Propulsion Test Condition
Fig. 3-9 Model Arrangement in Wind Tunnel
Fig. 3-10 Velocity Distribution in the Blower
Fig. 3-11 Hull Surface Pressure of Body of Revolution
(Full Hull Model A and Fine Hull Model B)
Fig. 3-12 Hull Surface Pressure of Body of Revolution
(Full Hull Model A , Duct Angle=15° and 5°)
Fig. 3-13 Hull Surface Pressure of Body of Revolution
(with Duct and Blower) (Full Hull Model A , Duct Angle=15°)
Fig. 3-14 Velocity Distribution Around the Stern of Body of Revolution
(Full Hull Model A and Fine Hull Model B)
Fig. 3-15 Velocity Distribution Around the Stern of Body of Revolution
with Duct (Fine Hull Model B, Duct Angle=5°)
Fig. 3-16 Velocity Distribution Around the Stern of Body of Revolution
with Duct (Full Hull Model B, Duct Angle=5° and 15°)
Fig. 3-17 Velocity Distribution Around Stern with MIDP
(with Duct and Blower) (Full Hull Model A , Duct Angle=15°)
Fig. 3-18 Effect of Duct Axial Location on Resistance and Propulsion Factors
Fig. 3-19 Effect of Duct Angle on Resistance and Propulsion Factors
Fig. 3-20 Effect of Duct Length on Resistance and Propulsion Factors
Fig. 3-21 Profile of MIDP with Non-Symmetric Duct
Fig. 3-22 Comparison of Resistance and Propulsion Factors between
Symmetric and Non-Symmetric Duct
Fig. 3-23 Characteristics of Propeller and Duct in Uniform Flow
Fig. 3-24 Shape of 5-Hole Pitot Tube
Fig. 3-25 Comparison of Axial Wake Distribution in the Propeller Plane
Fig. 3-26 Comparison of Axial Wake at 0.9 Propeller Radius
Fig. 3-27 Comparison of Tangential Velocity and Vorticity in the Propeller
Plane
Fig. 3-28 Comparison of Propeller Thrust and Torque Fluctuation
Fig. 3-29 Block Diagram for Calculation of Propelle Cavitation

Fig. 3-30 Estimated Full-Scale Wake Distribution
Fig. 3-31 Comparison of Axial Wake in Circumferential Direction
Fig. 3-32 Photos of Cavitation Tests
Fig. 3-33 Comparison of Cavitation Pattern between the Test Methods
Fig. 3-34 Comparison of Cavitation Pattern between Model Test and Estimation (Conventional Propeller)
Fig. 3-35 Comparison of Cavitation Pattern between Model Test and Estimation (MIDP)
Fig. 3-36 Arrangement of Pressure Holes on the Model Hull
Fig. 3-37 Block Diagram of Pressure Measuring System
Fig. 3-38 Hull Surface Pressure Distribution
Fig. 3-39 Draftwise Distribution of Thrust Deduction by Surface Pressure
Fig. 3-40 Scale Effect of Duct Resistance in the Towing Condition
Fig. 3-41 Comparison of Calculated Natural Frequencies of MIDP with Measured Ones (Ref.18, Fig. 9)
Fig. 3-42 Frequency of Excitation Force and Strohal Number

Fig. 4-1 An Example of Photo of Full-Scale Cavitation Observation (with MIDP, Full Load, 3/4 MCR, 30 deg.)
Fig. 4-2 Comparison of Propeller Cavitation Patterns (Full Load, 3/4 MCR)
Fig. 4-3 Comparison of Propeller Cavitation Patterns (Ballast, 3/4 MCR)
Fig. 4-4 Location of Pressure Sensors
Fig. 4-5 Analyzed Hull Surface Pressure Fluctuations
Fig. 4-6 Vertical Acceleration at Steering Gear Flat (Full Load)
Fig. 4-7 Longitudinal Acceleration at Navigation Bridge Deck (Ballast)
Fig. 4-8 Turning Circle Test Results (Full Load)
Fig. 4-9 Turning Circle Test Results (Ballast)
Fig. 4-10 Results of Zig-Zag Tests (Full Load)
Fig. 4-11 Results of Zig-Zag Tests (Ballast)

Fig. 4-12 Resutls of Crash Stop Astern Test (Full Load)
Fig. 4-13 Comparison of Speed Power Curves for 60,000 dwt Bulk Carrier
Fig. 4-14 An Example of RPM-Ship Speed on Esso Osaka without MIDP
Fig. 4-15 An Example of Speed-Fuel Consumption Curve on Esso Osaka with MIDP
Fig. 4-16 An Example of Comparison of Speed-Fuel Consumption Curve
on Esso Copenhagen
Fig. 4-17 Speed Loss Curves for 110,000 dwt Bulk/Ore Carrier
Fig. 4-18 Effect of MIDP on Wake Fraction

参考文献

[1]佐々木紀幸「省エネプロパルサー」次世代船開発のための推進工学シンポジウム、日本造船学会、１９９１年４月

[2]Kort, L.,"The new nozzle Screw Propulsor"（独語）Werft-Reederei-Hafen, Vol. 15, No.4, Feb. 1934

[3] van Manen, J.D. and Oosterveld, M.W.C. "Analysis of Ducted-Propeller Design," Trans. SNAME, Vol.74, 1966

[4] Narita, H., Kunitake, Y. and Yagi, H. "Application and Development of a large Ducted Propeller for the 280,000-dwt Tanker MS Thorsaga ",Trans. SNAME, Vol. 82, 1974

[5] Okamoto, H., Okada, k., Saito, Y., and Takahei, T.,"Cavitation Study of Ducted Propellers on Large Ships" ,Trans. SNAME, Vol.89, 1982

[6] Narita, H., Kunitake, Y., Holden, H., and Mugaas, B.,"Investigation on the Ducted Propeller Cavitation and the Duct Erosion Prevention by the air injection system", Symposium on Hydrodynamics and Offshore Propulsion System, Det Norske Veritas, Oslo, 1977

[7]Oosterveld, M.W.C.,"Wake Adopted Ducted Propeller", NSMB Publication No.345, 1970

[8]矢崎敦生「模型船による水槽試験から実船の伴流係数を推定するための図表について」、日本造船学会誌、第４８０号、１９６９

[9]塩原修、塩田昭男、川澄邦夫「短いダクトを装備した肥大船型に関する模型試験」日本造船技術センター技報　第３号、１９７５

[10]矢崎敦夫「Application and Development of Large Ducted Propeller for 280,000-dwt Tanker Thorsaga に対する討論」Trans. SNAMEVol.82, 1974

[11]成田仁、国武吉邦、八木光「Application and Development of Large Ducted Propeller for 280,000-dwt Tanker Thorsaga に対するAuthors' Closure」
Trans. SNAMEVol.82, 1974

[12]菅原一美、月野良久、千葉新一「船尾フィンまたは船尾ダクトによるプロペラスラスト及びトルク変動の軽減効果に関する模型実験（第２報）」、日本造船技術センター技報　第４号、１９７６

[13]「新版流れの可視化ハンドブック」流れの可視化学会編、朝倉書店、
１９８６年

[14] 矢崎敦生、成田仁、南方潤三　「ダクト・プロペラに関する系統的試験」
日本造船技術センター技報　第６号、１９７８年
　第１部「ダクト・プロペラ系およびインペラ系の系統的単独試験」
　　成田仁、国武吉邦、南方潤三、山崎正三郎、塩原修

[15] 成田　仁　「大型船用ダクトプロペラの設計法」、三井造船技報第１０８号、
１９８０年

[16] 大橋誠三、矢崎敦生、南方潤三　「ダクトプロペラを装備する肥大船の水槽試験とその解析法」日本造船技術センター技報　第３号、１９７５年

[17]van Manen, J.D., and Superima, A.,"The Design of Screw Propeller in Nozzles", International shipping Progress, No. 55, 1959

[18]成田仁「大型船用ﾀﾞｸﾄﾌﾟﾛﾍﾟﾗの開発と推進性能面より見た設計法について」、
東京大学学位論文、１９７８年１１月

[19]van Manen, J. D."Effect of Radial Load Distribution on the Performance of Shrouded Propellers", Paper No.7, RINA, March 29, 1962

[20]湯浅肇「プロペラ／ダクト・システムのVortex Element Method による数値解析」、日本造船学会論文集、第１４７号、１９８０年

[21]例えば岡村尚昭「舶用プロペラ近傍流場の実験的解析」石川島播磨技報、第２３巻、１９８３

[22] 矢崎敦生、成田仁、南方潤三　「ダクト・プロペラに関する系統的試験」日本造船技術センター技報　第6号、１９７８年

[23]Narita, H., Kunitake, Y., Yagi, H., Oosterveld, M.W.C. and HoekstraMartin,"Model and Full Scale Ducted Propeller Cavitations on a 280,000 dwt. Tanker", 日本造船学会論文集第１３６号、１９７４

[24]Sasajima, H. and Tanaka, I., "On the Estimation of Wake of ship", Proc. of the 11th ITTC, Tokyo, 1966

[25]小山鴻一、「不均一流中のプロペラ揚力面に関する数値解法とその応用」、日本造船学会論文集第１３７号、１９７５

[26]Yuasa, H., Ishii, N., Person, B., Frydenlund, O., and Holden, K., "Practical Applications of the Discrete Vortes Element Method for Calculation of Propeller Excitation Forces",13th Symposium on Naval Hydrodynamics, Tokyo, 1980

[27]Ishii, N., Yagi, H., and Yuasa, H.,"Model testing of Propeller Cavitation by roughning the Leading Edge of Blades",日本造船学会論文集第１５３号、１９８３年

[28]藤井昭彦、福田和廣、八木光「プロペラ作動時の船体表面圧力について」、関西造船協会誌、第１９３号、１９８４

[29]遠山泰美「振動の円筒殻の付加質量に関する研究」、三井造船技報、第１２６号、１９８６年６月

[30]八木光、上入左光「ダクトの自例振動とその防止方法について」関西造船協会誌第２２０号、１９９３年

[31]Taniguchi, K., and Tamura, K.,"On a New Method of correction for wind Resistance Relatingto the Analysis of Speed Trial Results", 11th International towing Tank Conference Report of Performance comittee, Appendix XI, 1966

[32]湯浅肇、石井規夫、上入佐光「実船プロペラキャビテーション観測及び模型試験」三井造船技報、第１１９号、１９８３

[33]Narita,H.,"Prop Development-the driving force towards greater efficiency",Sea Trade, 1985

[34]羽田知所「船舶の経年速度変化」、造船学会誌第６０６号、１９７９年２月

[35]羽田知所「波浪中推進性能と波浪荷重」運動性能研究委員会・第１回ｼﾝﾎﾟｼﾞｳﾑ討論資料、１９８４年１２月

付表

Table 2-1 Particulars of Model Ship

	Model
Length Lpp	2.009 m
Beam	0.315 m
Draft	0.122 m
CB	0.831
Duct Dia.	0.0538 m
Duct Length	0.0135 m (L/D=1/4)
Duct Angle	15 deg.

Table 3-1 Particulars of Model Propeller

Model Number	MP030N
Propeller Diameter	174.8 mm
No. of Blades	6
Pitch Ratio(Const.)	0.777
Exp. Area Ratio	0.635

Table 3-2 Content of Duct Location Series Tests

Duct Diameter	174.9 mm		
Length	43.7 mm		
Angle (Outside)	15 deg.		
Duct Aft End-Propeller Clearance C(mm)	12	27.2	57.2
Clearance-Dia. Ratio C/D	0.0686	0.1556	0.3270

Table 3-3 Duct Models for Flow Observation Tests

Diameter	175 mm
Length	66 mm
Angle (Outside)	5 deg. (Accelerating)
	15 deg. (Decelerating)
C／D	0.091

Table 3-4 Particulars of Models of Body of Revolution

	Model A	Model B
Length	3.12 m	3.12 m
Diameter	0.49 m	0.49 m
Run Angle	32.5 deg.	15 deg.
Duct Dia.	0.175 m	
Duct Length	1/4, 3/8, 1/2 Dia.	
Duct Angle	5, 10, 15 deg.	

Table 3-5 Particulars of Blower

Mamufacturer	Izumi Denki
Type	EGFNT 480
Input	220V−60HZ
Control Mode	Butterfly Vane
Diameter	400mm
No. of Blades	5

Table 3-6 List of Series Tests for Actual Ship Hull Form

MIDP Location: Duct Length (Prop. Duct Clearance) Series Duct Angle Series Duct Location Series Shape: Non Symmtetric
Test Items: Resistance & Propulsion Factors Wake Distribution Flow Field Around Stern Hull
Propeller: Duct Thrust Cavitation

Table 3-7 Particulars of Actual Vessel

Hull	Length p.p.	330.71 m
	Beam mld	51.82 m
	Depth mld	25.60 m
	Draft mld	19.96 m
	C_B	0.83
	LCB	2.77% Lpp forward of MS
Engine	Type	Stal Laval AP Turbine
	MCR	32400 PS x 80.0 rpm
Propeller	Diameter	8.9 m
	Number of Blade	6
	Boss Ratio	0.166
	Pitch Ratio	0.799(at 0.7 radius)

Table 3-8 Duct Thrust in Uniform Flow and Behind Condition

Identity	Propeller Thrust		Total Thrust		
J	0.49		0.482		
	K_{TP}	K_{TD}	K_{TT}	K_{TP}	K_{TD}
Uniform	0.2125	-0.0110	0.2390	0.2475	-0.0085
Behind	0.2125	0.0265	0.2390	0.2125	0.0265

Table 3-9 Comparison of Mean Wake Value

	(1-w)	w
without MIDP	0.490	0.510
with MIDP	0.532	0.468

Table 3-10 Conditions of Cavitation Tests

Case No.	System	Model Duct	Simulated Wake	σ_N (RPS)	α/α_s (%)
1	Conv.Prop.	None	(A)	3.162	35
2	MIDP	Without	(B)	3.32	37
3	MIDP	With	(A)	3.32	31

Note: α/α_s is Air Content、σ_N isCavitation Number Defined Below

$$\sigma_N = (P_0 - P_v + \rho g h) / (0.5 \cdot n^2 \cdot D^2)$$

Table 3-11 Thrust Deduction Factor

Propeller		Conventional	M I D P
S.P.Test	(1-t)	0.79	0.79
	t	0.21	0.21
Pressure Integ.	(1-t)	0.84	0.86
	t	0.16	0.14

Table 4-1 Items of Sea Trials

Test	Note
Speed Trial	Shaft Horsepower, Speed Log
Maneuvering Test	Turning, Stopping, Z-Maneuver
Cavitation Ovservation	TV Camera, Still Camera
Hull Vibration Test	Tortional Vibration, Hull Vibration
Hull Surface Pressure	Hull Above Propeller
Vibration of Duct	Acceleration of Structure

Table 4-2 Trial Condition

Propeller	Conventional		M I D P	
Load Condition	Full	Ball.	Full	Ball.
Draft (Fore) (m)	19.96	7.26	19.96	7.16
(Aft) (m)	19.96	10.31	19.96	10.14
Displacement (Ton)	292,000	123,000	292,000	121,000

Table 4-3 Speed Trial Results (Corrected)

Load Condn.	Speed (Kt)	Power Saving(%)
Full	12	-1.5
	13	1.8
	14	5.4
	15	7.0
	16	5.7
Ballast	14	9.6
	15	6.8
	16	3.7
	17	2.7
	18	3.9

Table 4-4 Maneuvering Indices

Load Cond.	MIDP	Left Turn			Right Turn		
		T'	K'	r'	T'	K'	r'
Full	With	2.68	2.74	0.319	8.30	4.74	0.204
	Without	1.88	2.45	0.249	5.96	3.15	0.177
Ballast	With	0.77	1.15	0.244	0.59	1.23	0.260
	Without	0.55	0.89	0.218	0.70	1.07	0.249

Table 4-5 Fuel Saving on VLCC from Voyage Data

Ship Class	Deadweight (1000 Ton)	Nos	Average Saving (Ton/Day)	
			Full	Ballast
Esso Copenhagen	250	3	3 - 5	1 - 11
Esso Scotia	250	3	6 - 7	0 - 14
Esso Osaka	280	2	2 - 6	3 - 9
Esso Japan	400	1	11 - 13	10 - 15

Table 4-6 Roughness Allowance Factor

	Full		Ballast	
Froude Number	0.13	0.14	0.15	0.16
$\delta \triangle C_F$ (x1000)	0.10	0.08	0.04	0.06

$$\delta \triangle C_F = \triangle C_F \text{ (CONVENTIONAL)} - \triangle C_F \text{ (M I D P)}$$

付図

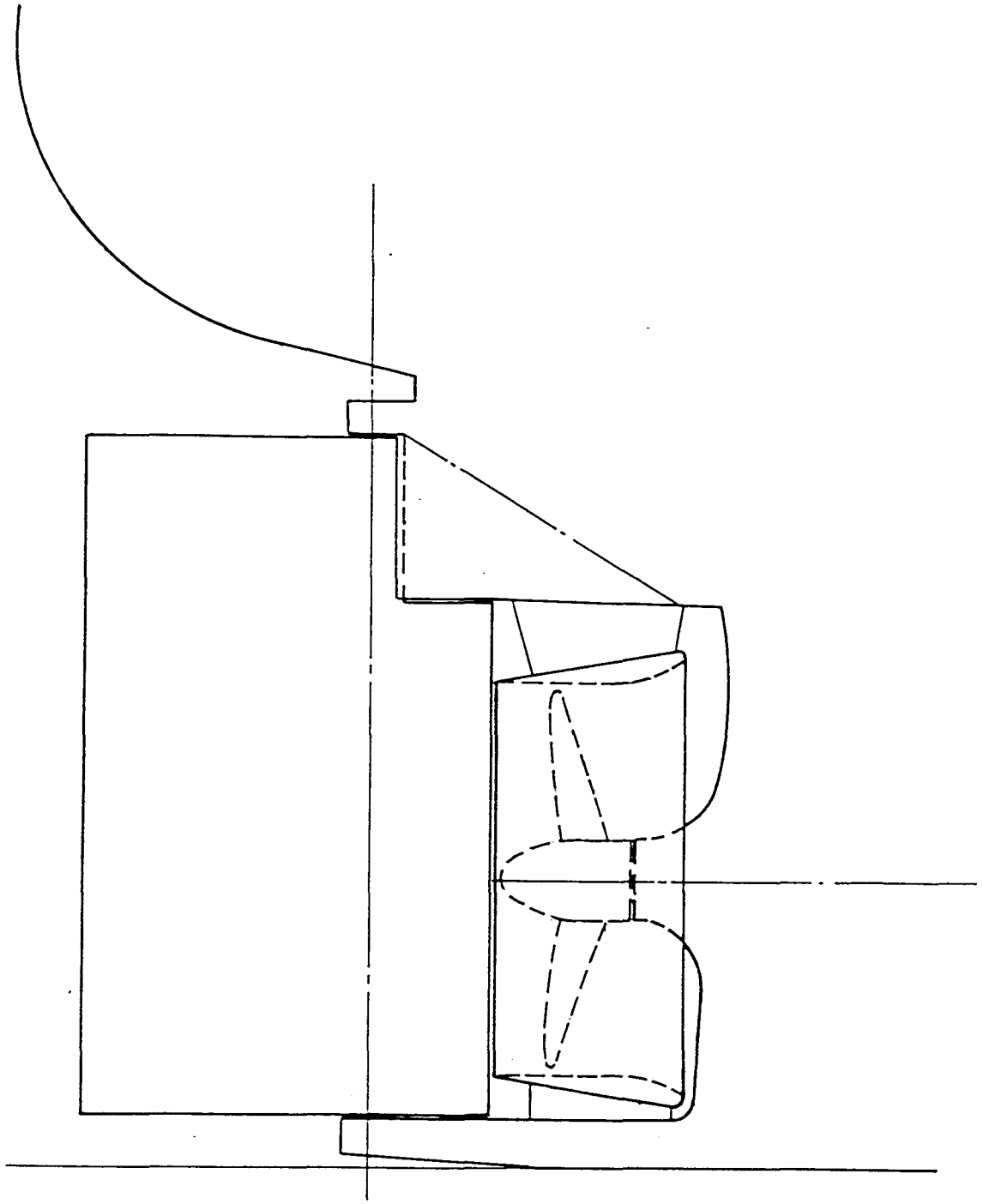


Fig. 2-1 Conventional Ducted Propeller

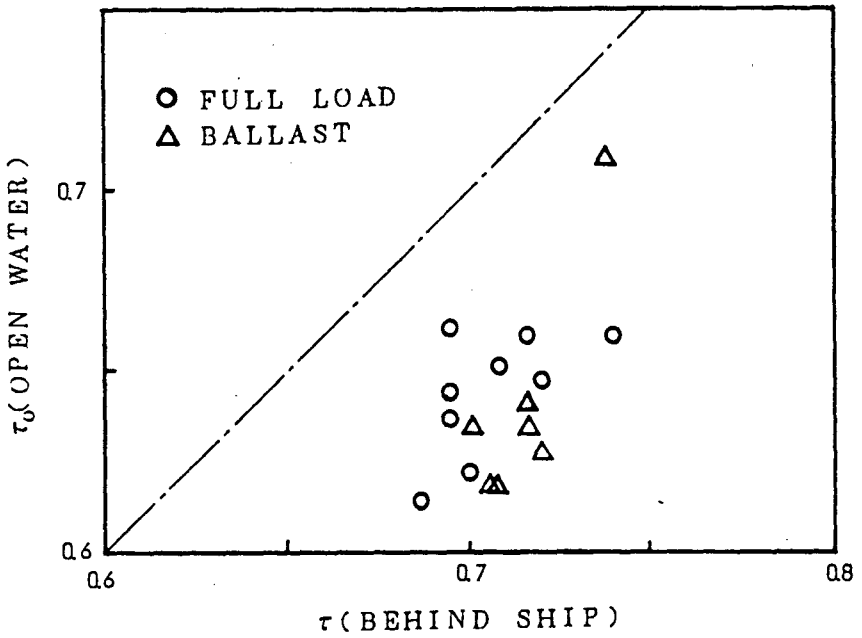


Fig. 2-2 Comparison of Propeller Thrust Ratio of Ducted Propeller (Ref.4 Fig. 9)

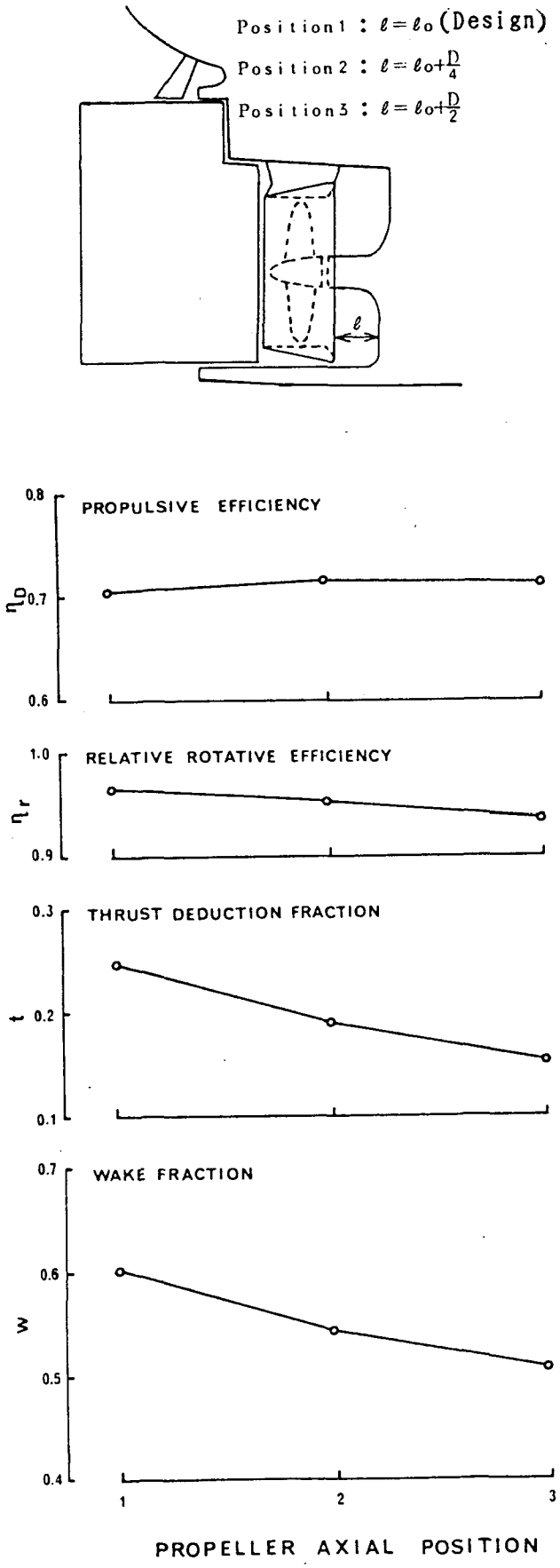


Fig. 2-3 Effect of Propeller Axial Location on Self-Propulsion Factors (Ref.4 Fig. 11)

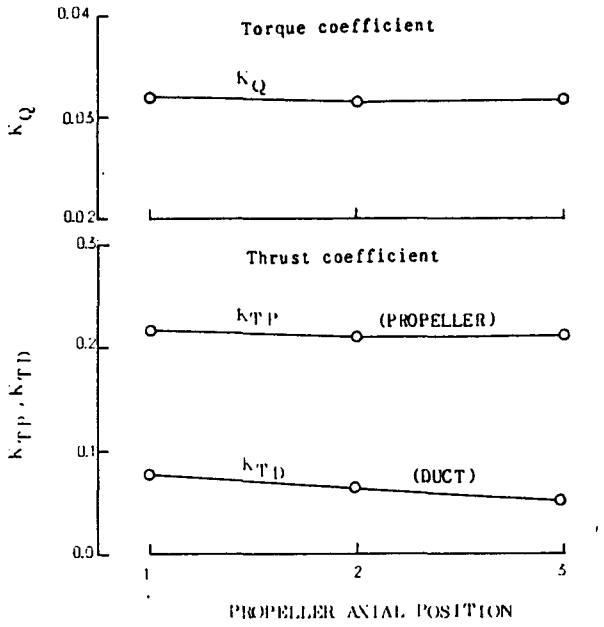


Fig. 2-4 Effect of Duct Axial Location on Thrust and Torque Coefficient (Ref.4 Fig. 12)

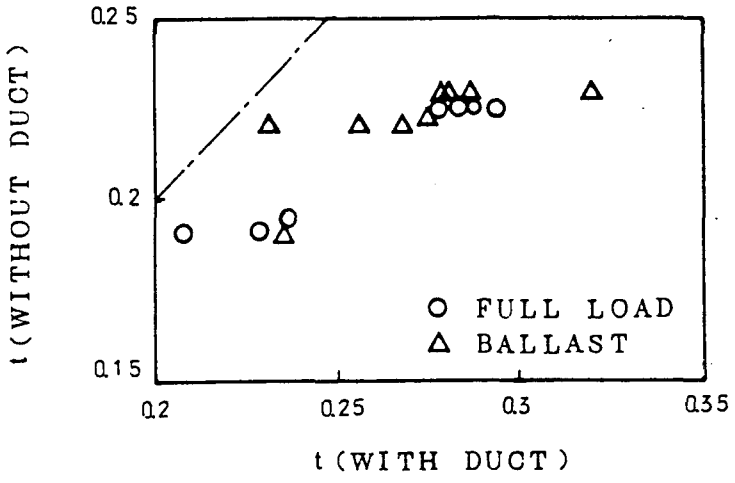


Fig. 2-5 Thrust Deduction Factor of Conventional Ducted Propeller (Ref.4 Fig. 6)

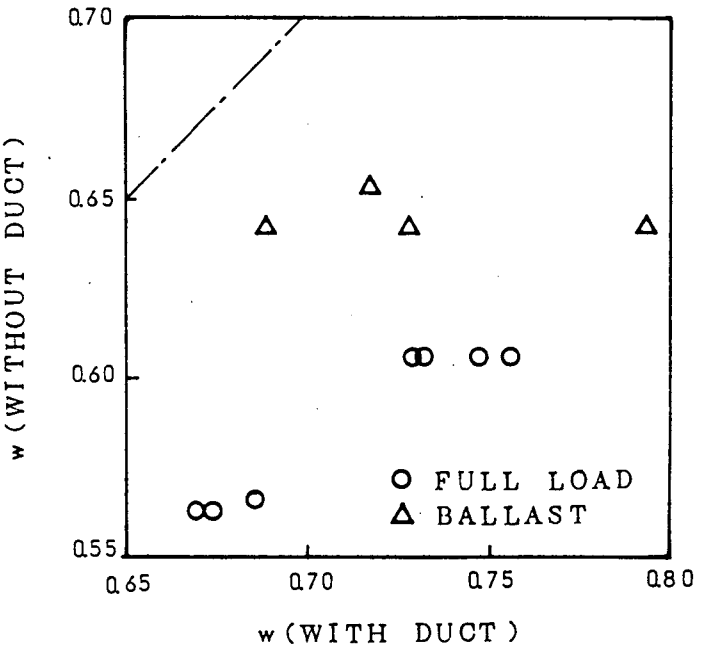


Fig. 2-6 Wake Fraction of Conventional Ducted Propeller

(Ref.4 Fig. 7)

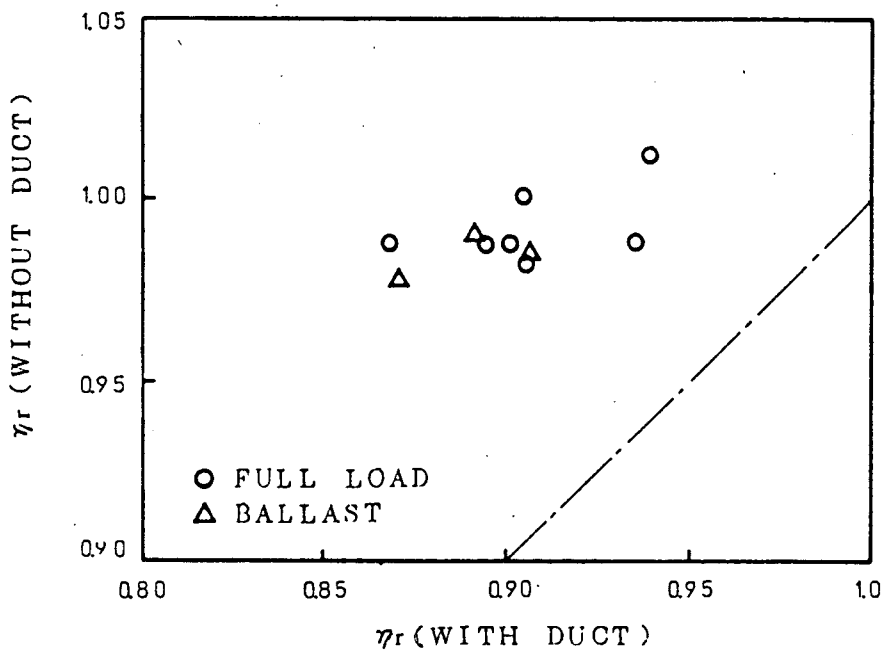


Fig. 2-7 Relative Rotative Efficiency of Conventional Ducted Propeller

(Ref.4 Fig. 8)

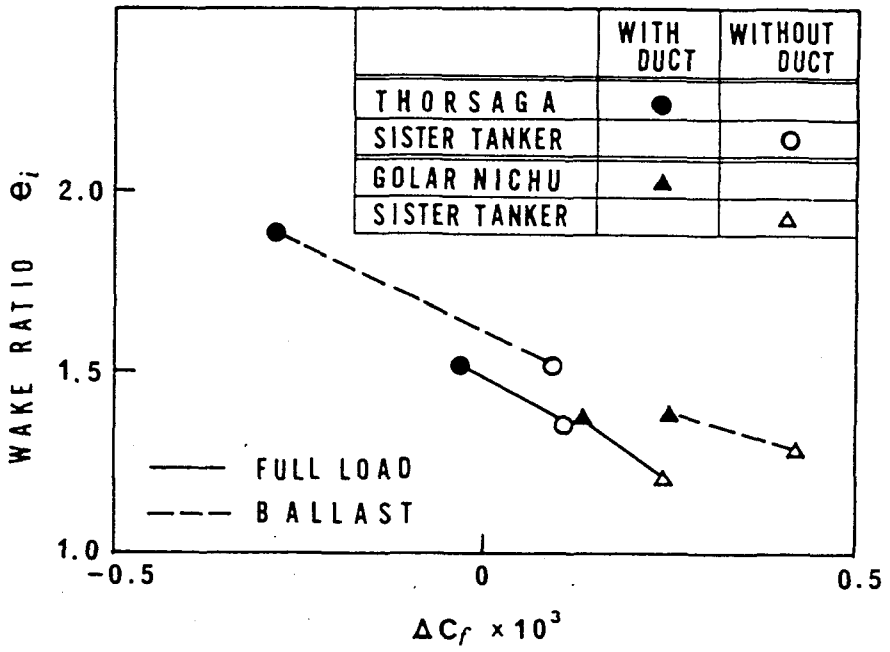


Fig. 2-8 Model-Ship Correlation Factors of Ships with Conventional Ducted Propeller (Ref.4 Fig. 4)

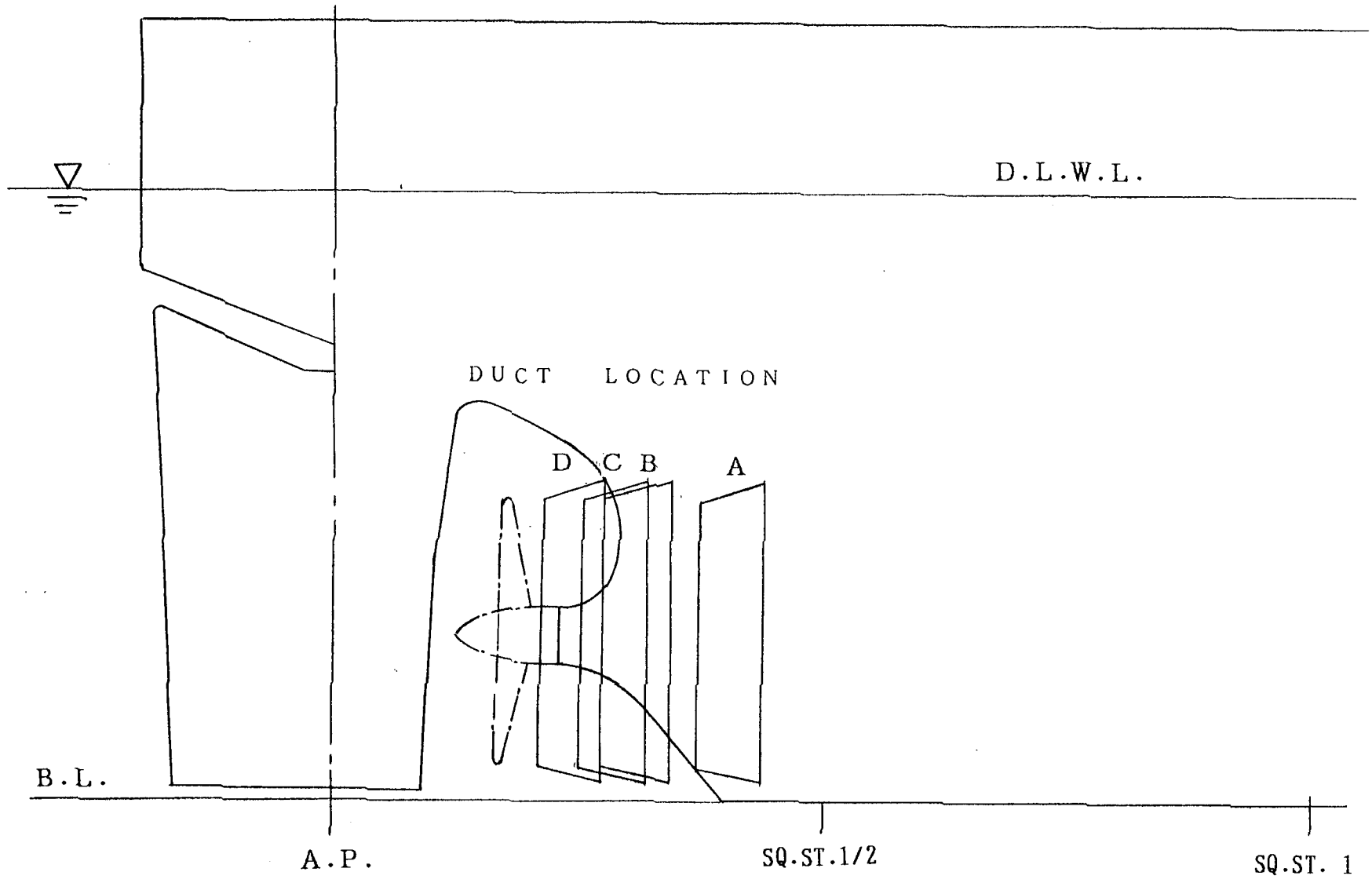
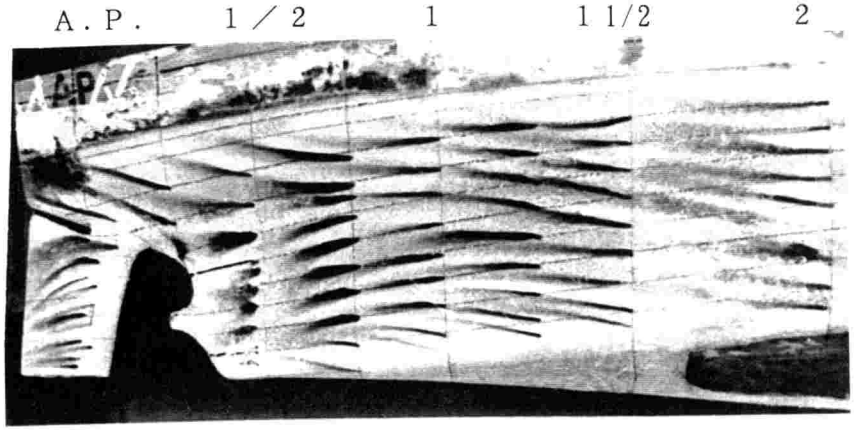
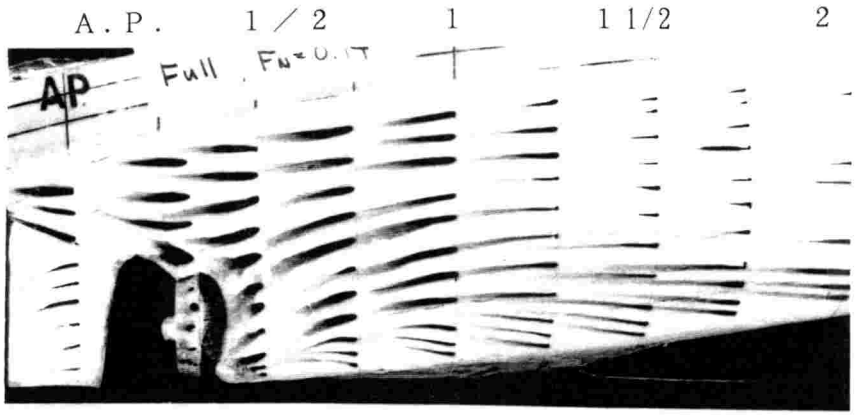


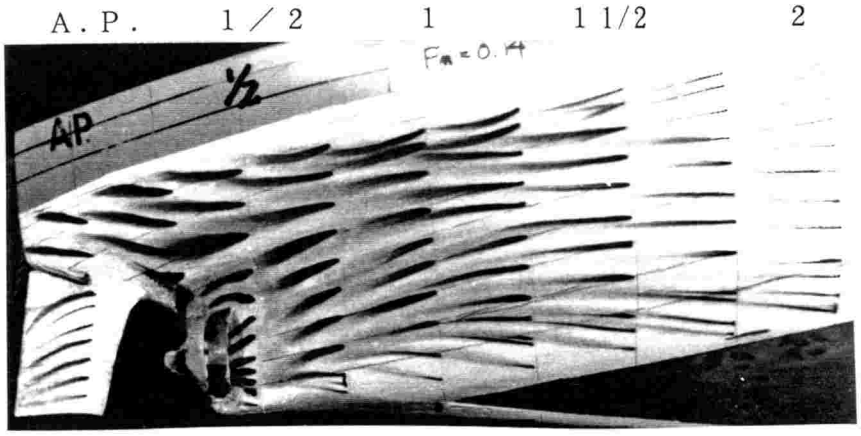
Fig. 2-9 Axial Location of Duct



WITHOUT DUCT



DUCT LOCATION B



DUCT LOCATION A

Fig. 2-10 Limiting Streamlines by Means of Paint Test

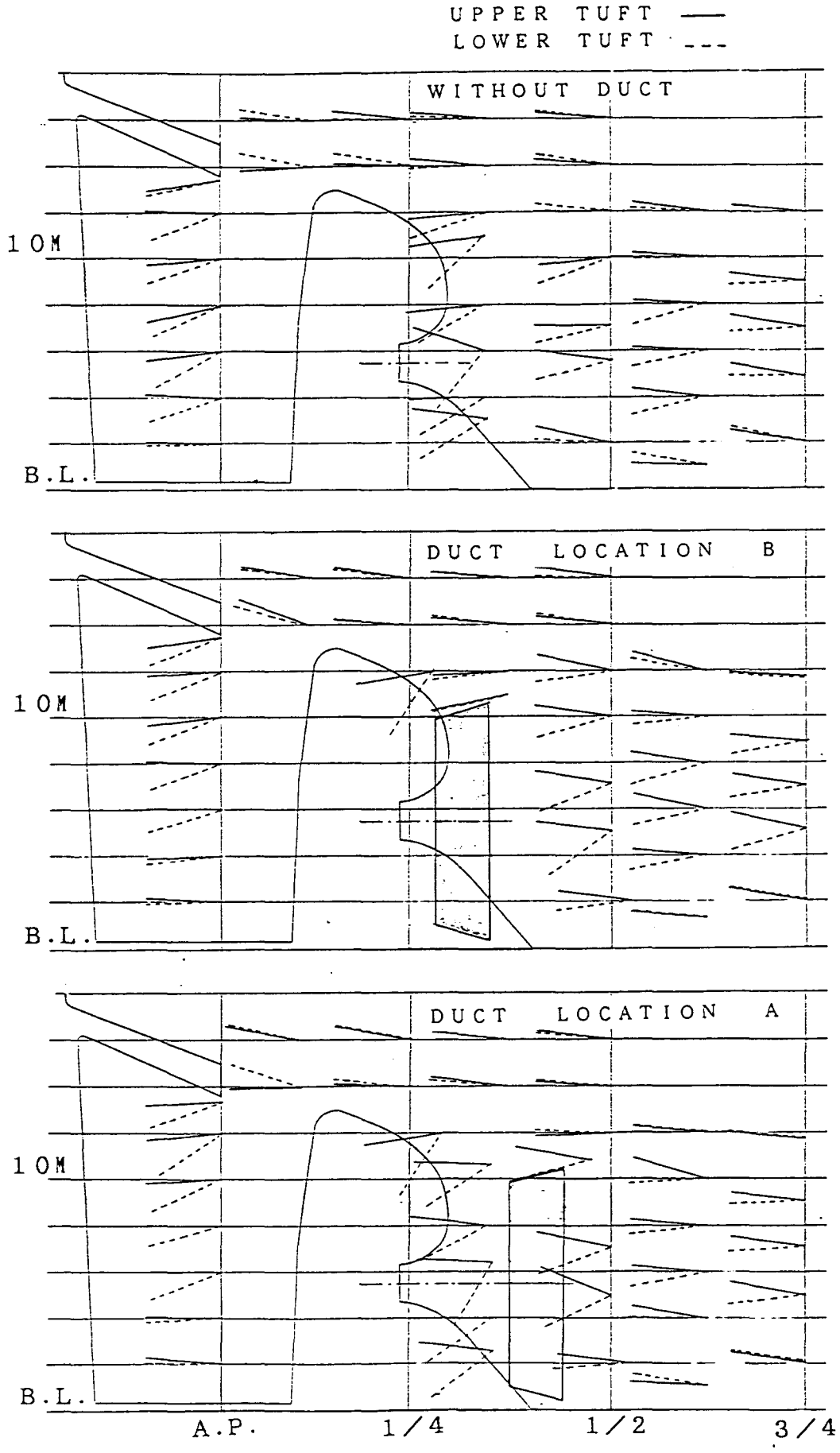


Fig. 2-11 Streamlines by Means of Tufts Method

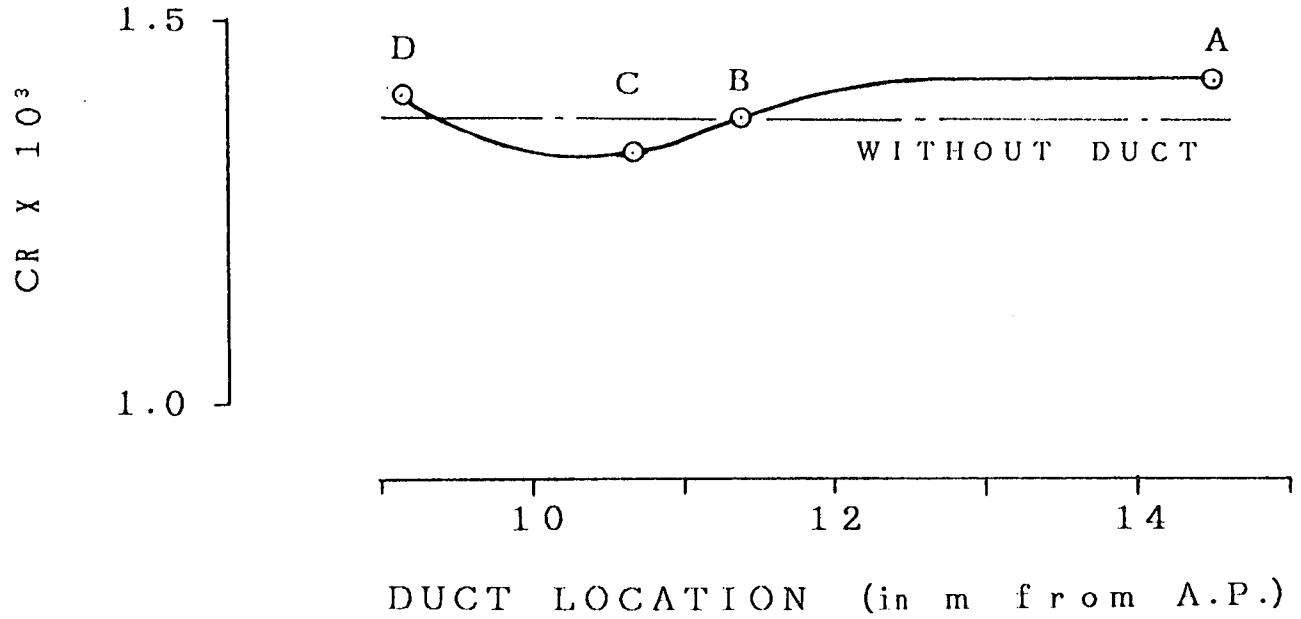


Fig. 2-12 Comparison of Residual Resistance coefficient

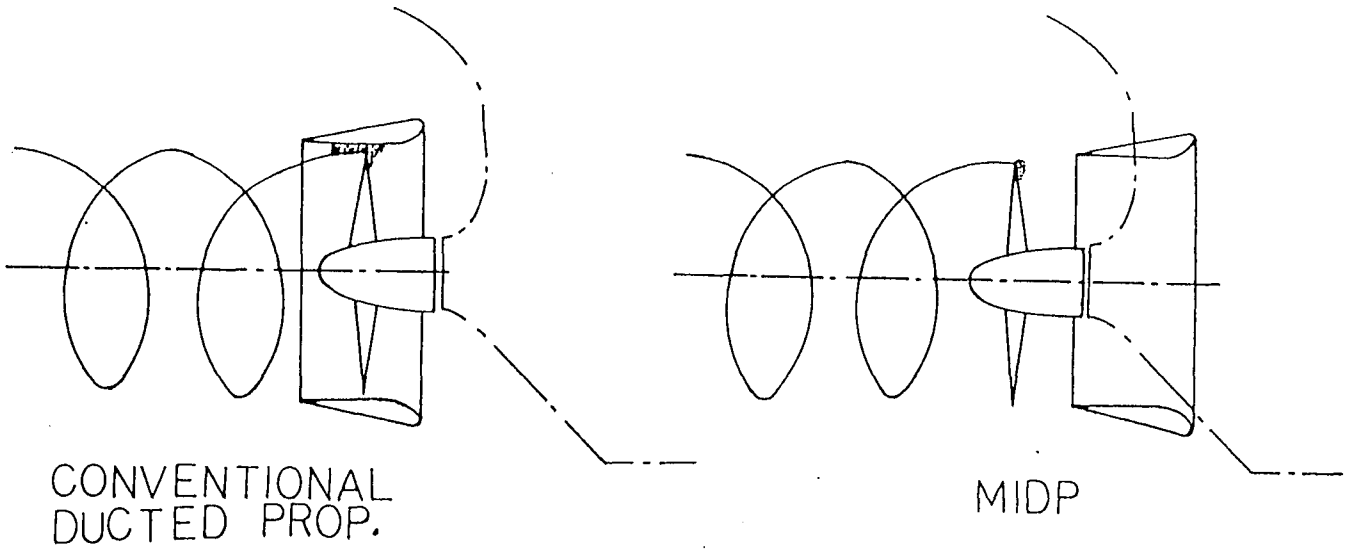


Fig. 2-13 Schematic Comparison of Conventional Ducted Propeller and MIDP

Fig. 2-14 Photo of MIDP Installation

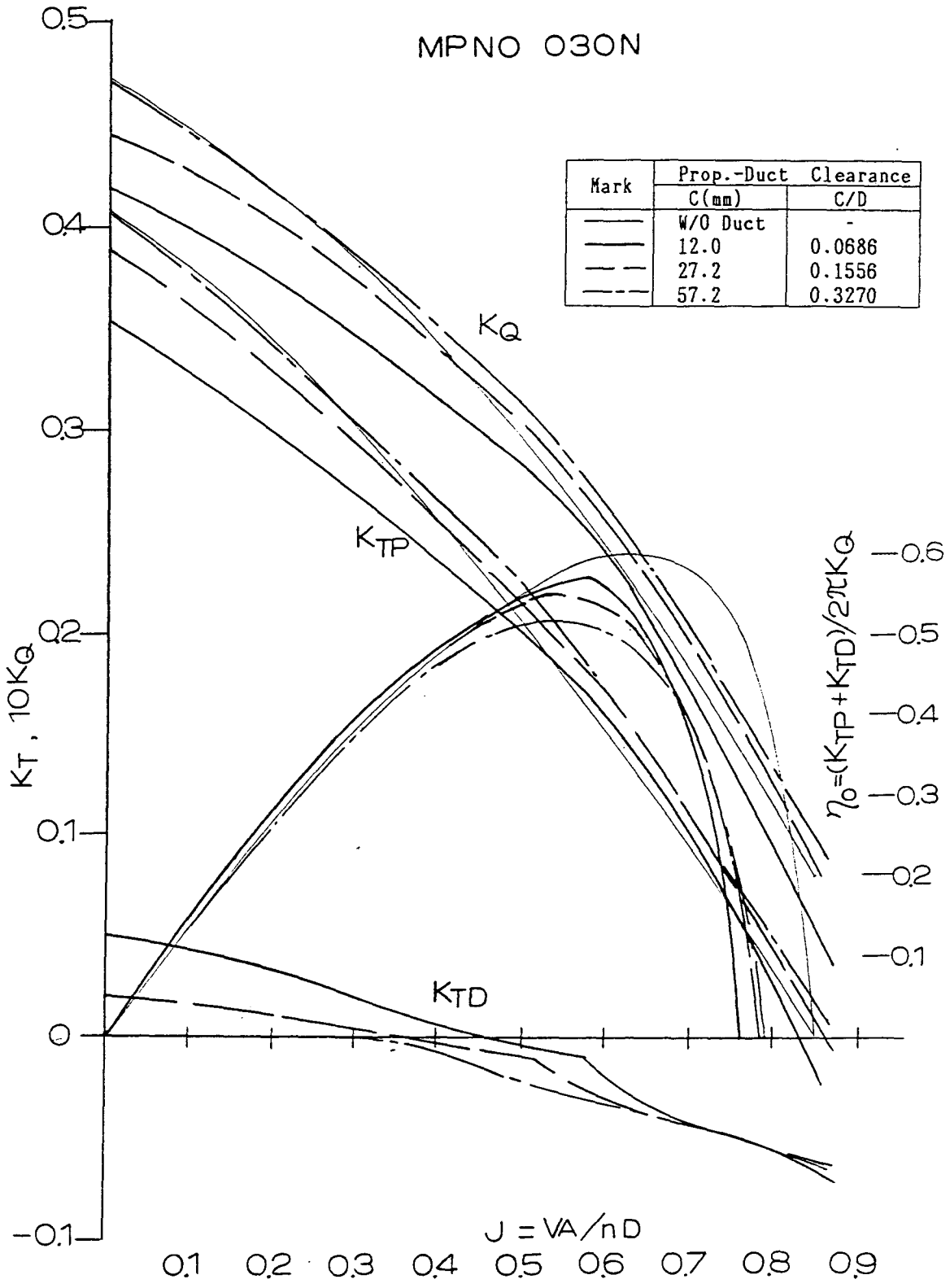


Fig. 3-1 Effect of Duct Axial Location on the Propeller Performance in Uniform Flow (Symmetric Duct, L/D=1/4, Duct Angle=15°)

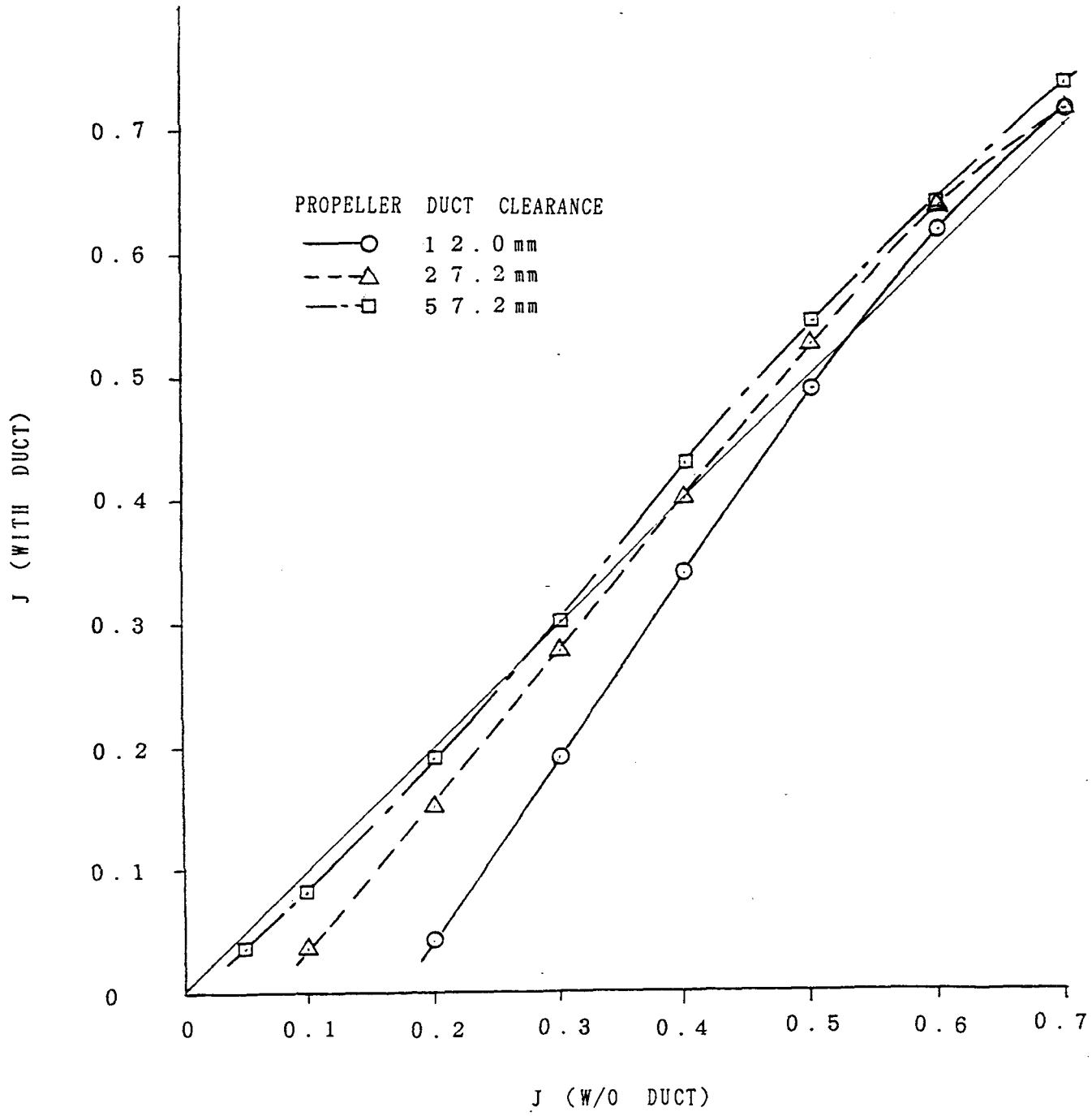


Fig. 3-2 Effect of MIDP Duct on Advance Coefficient in Uniform Flow

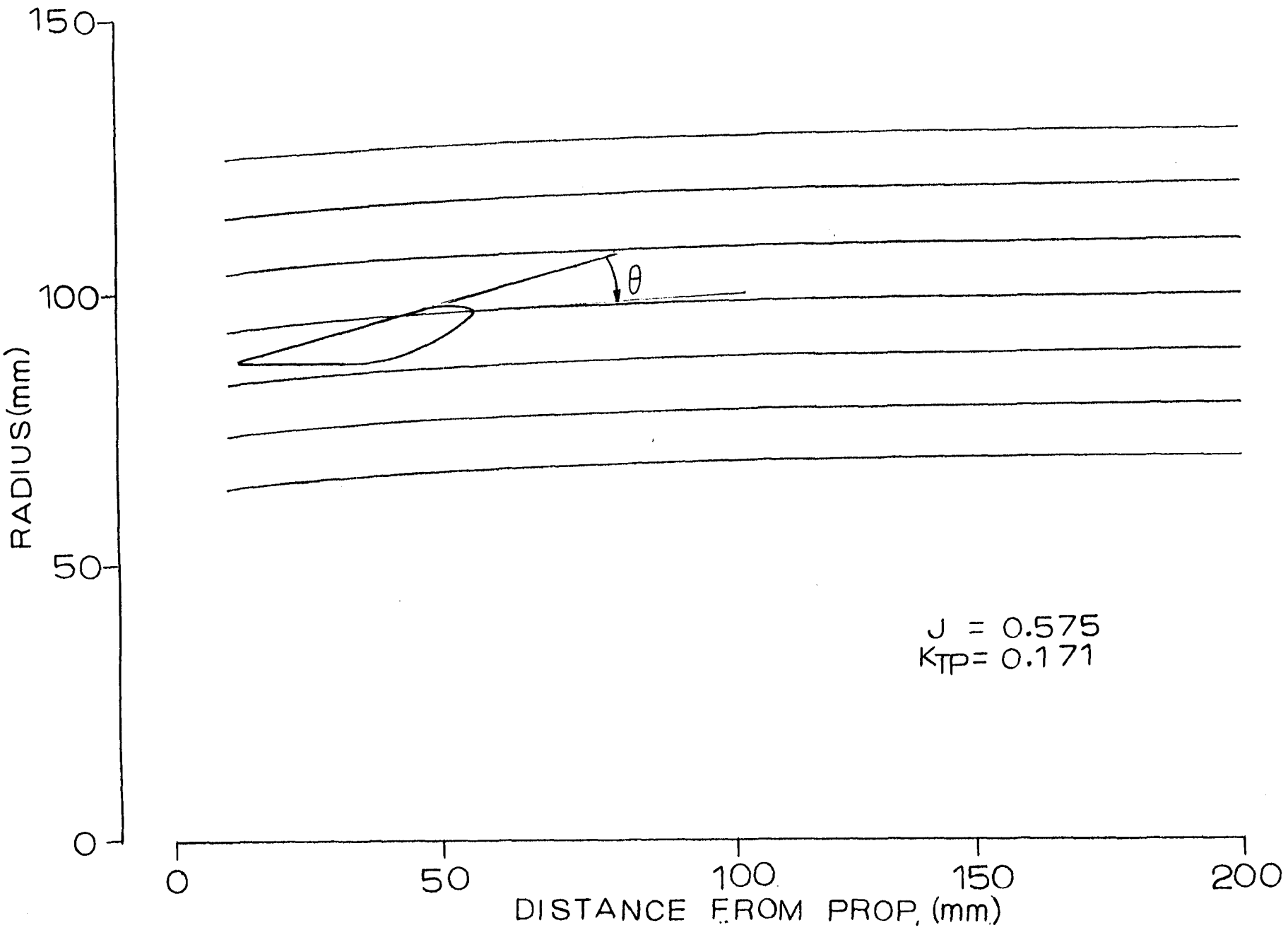
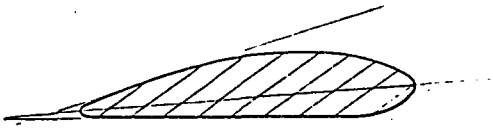
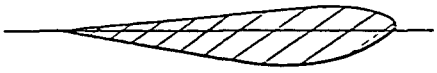


Fig. 3-3 Calculated Inflow Streamline at the Break Point of Duct Thrust



Decelerating Type



Accelerating Type

Sectional shapes of duct

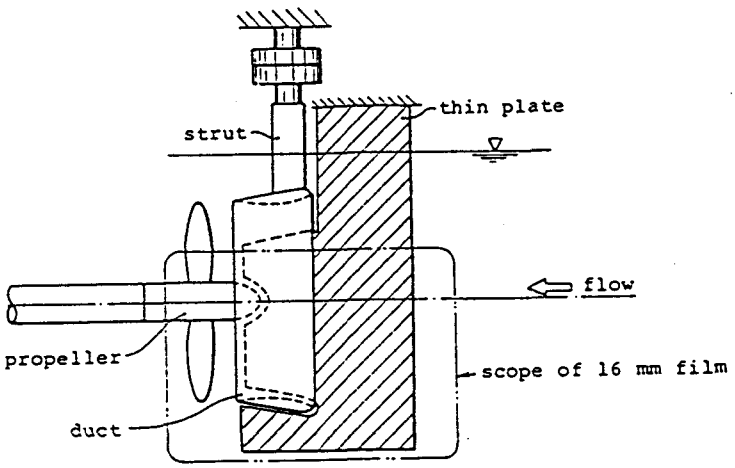
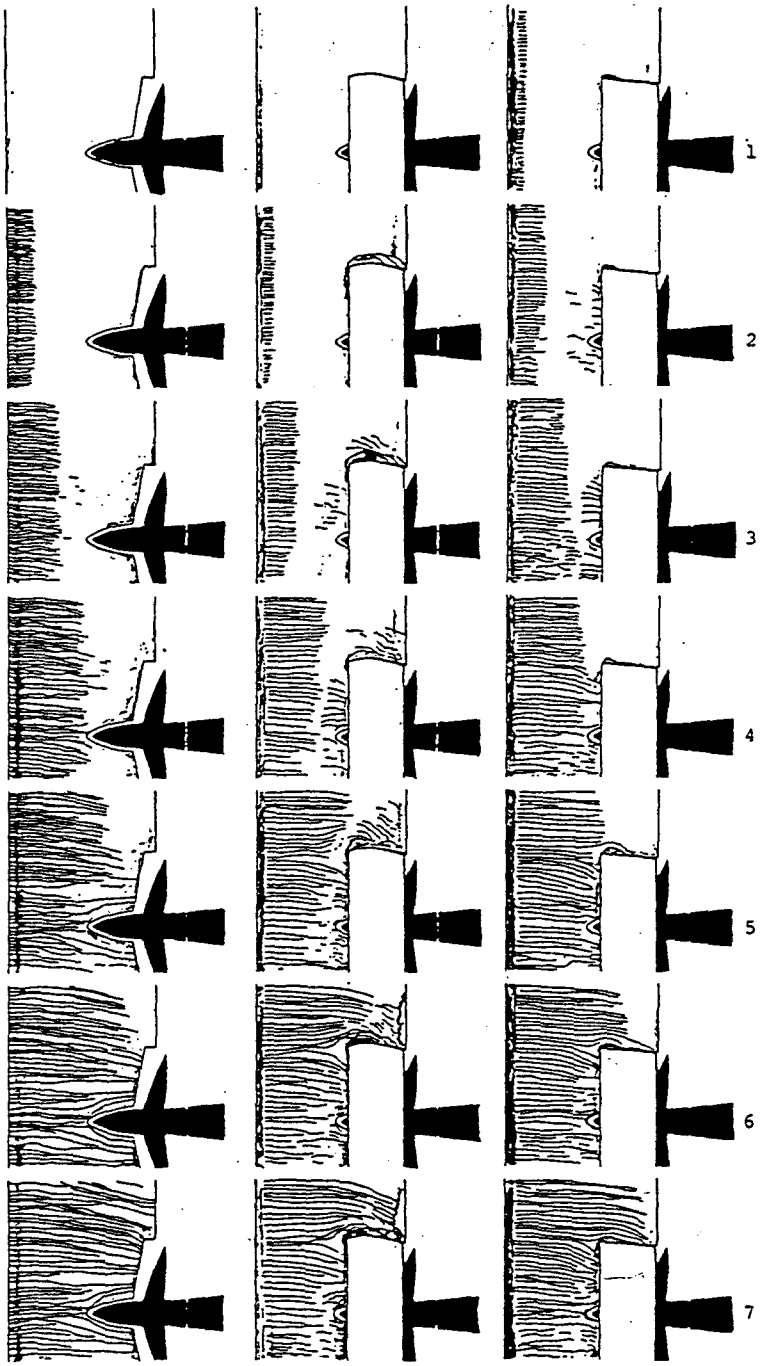


Fig. 3-4 Model Arrangement for Flow Observation of Inflow Streamline



ⓐ without duct ⓑ decelerating type ⓒ accelerating type

Growth of stream line in time domain

Fig. 3-5 Time History of Flow Pattern in Front of Propeller

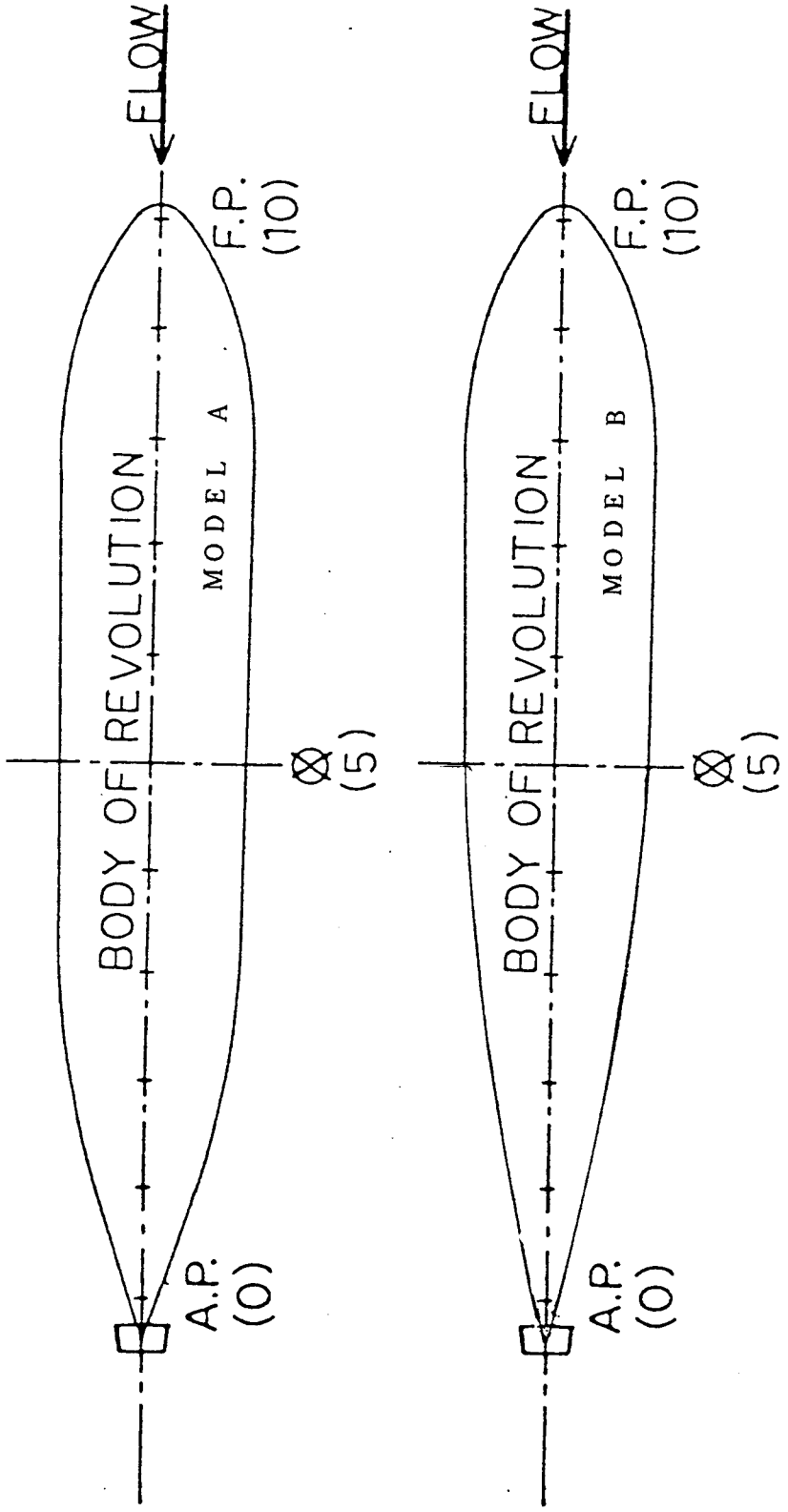


Fig. 3-6 Shape of Body of Revolution Models

RESISTANCE TEST

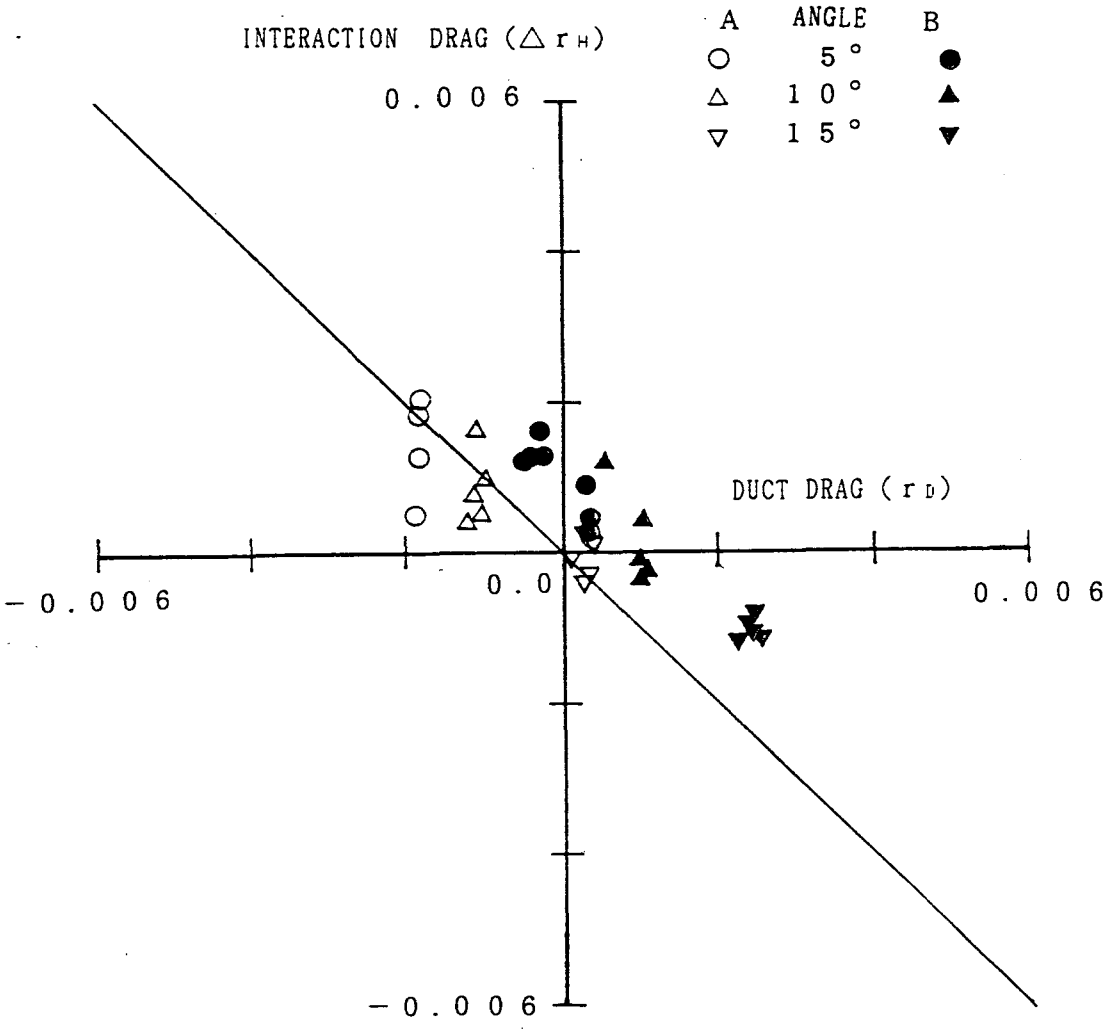


Fig. 3-7 MIDP Duct-Hull Interaction in Resistance Test Condition

PROPULSION TEST

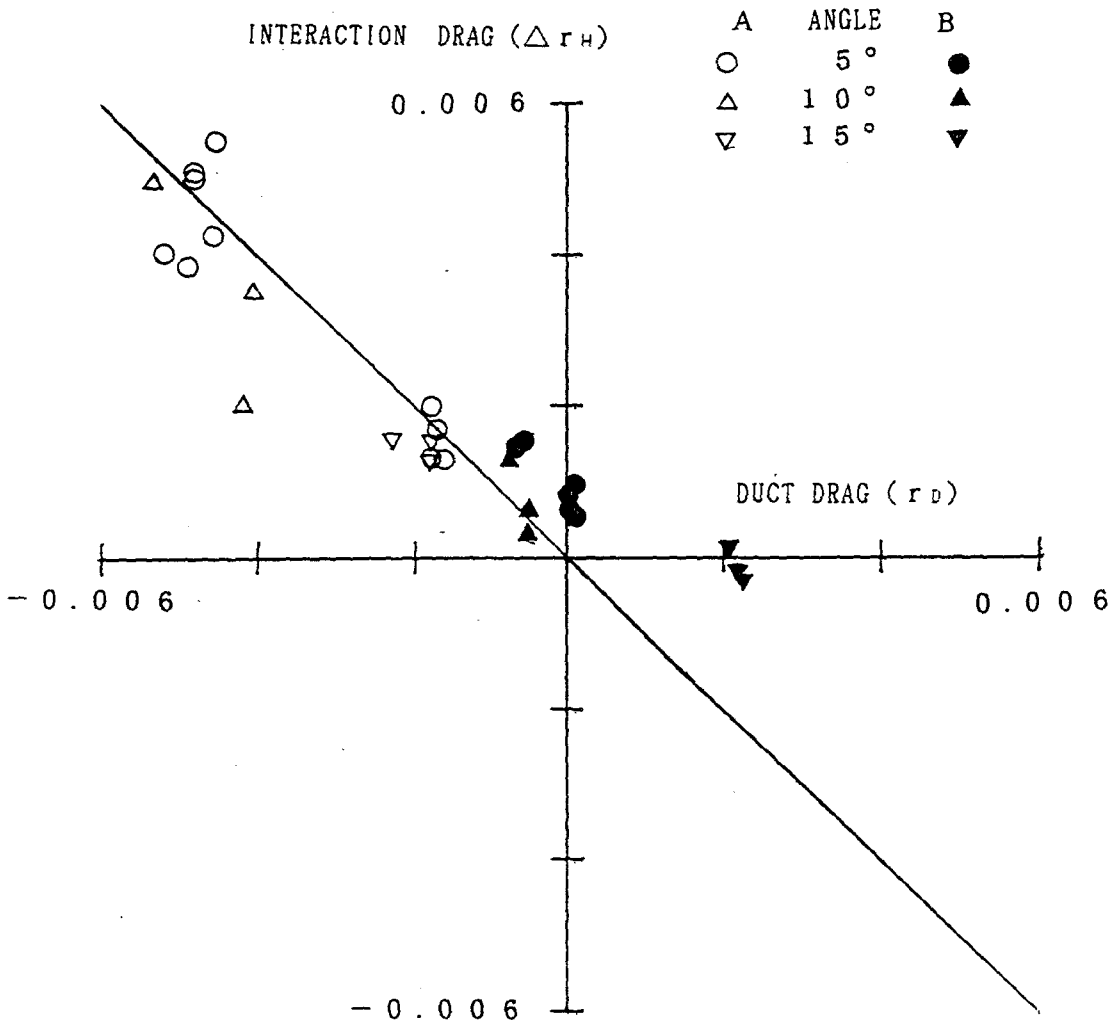


Fig. 3-8 MIDP Duct-Hull Interaction in Propulsion Test Condition

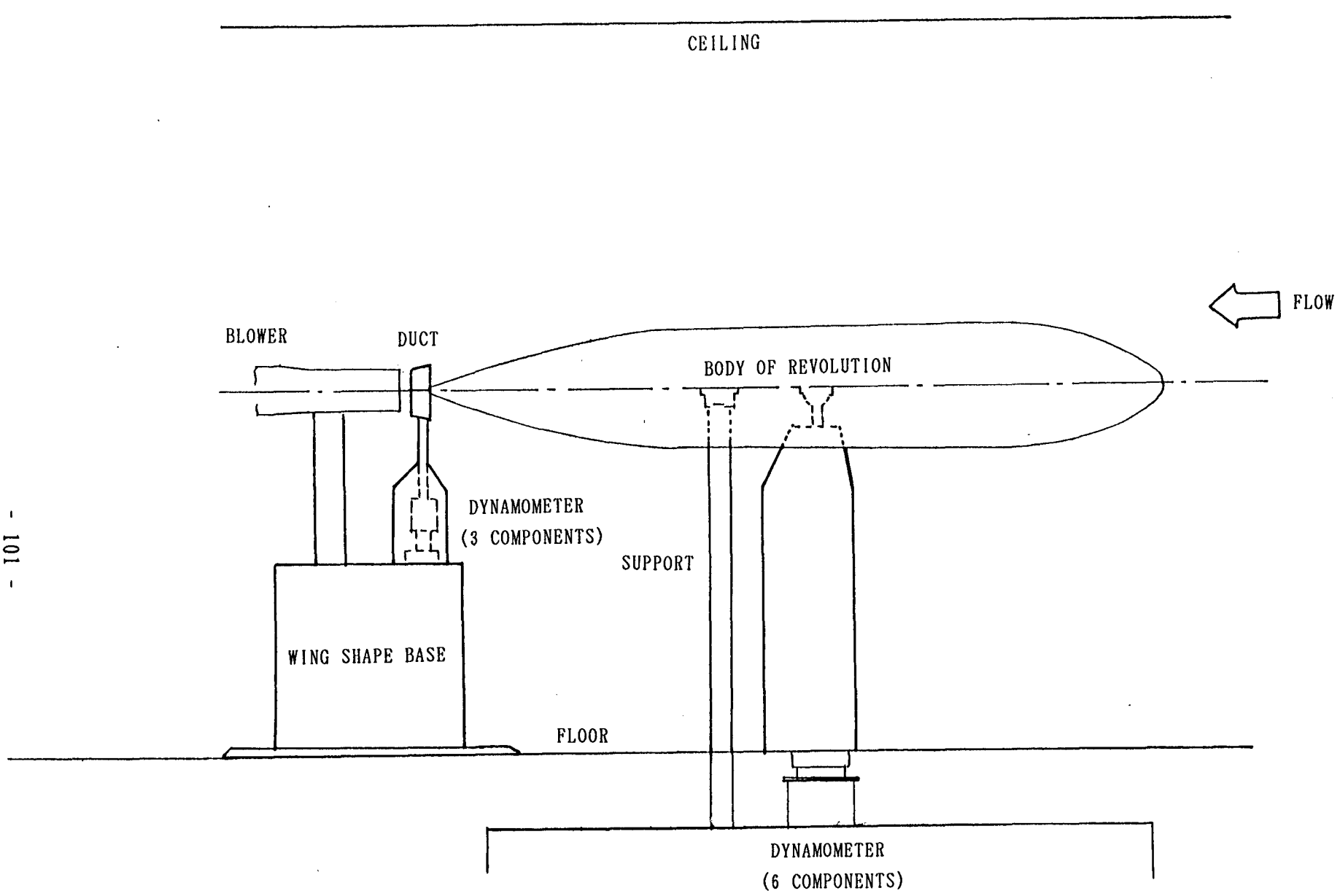


Fig. 3-9 Model Arrangement in Wind Tunnel

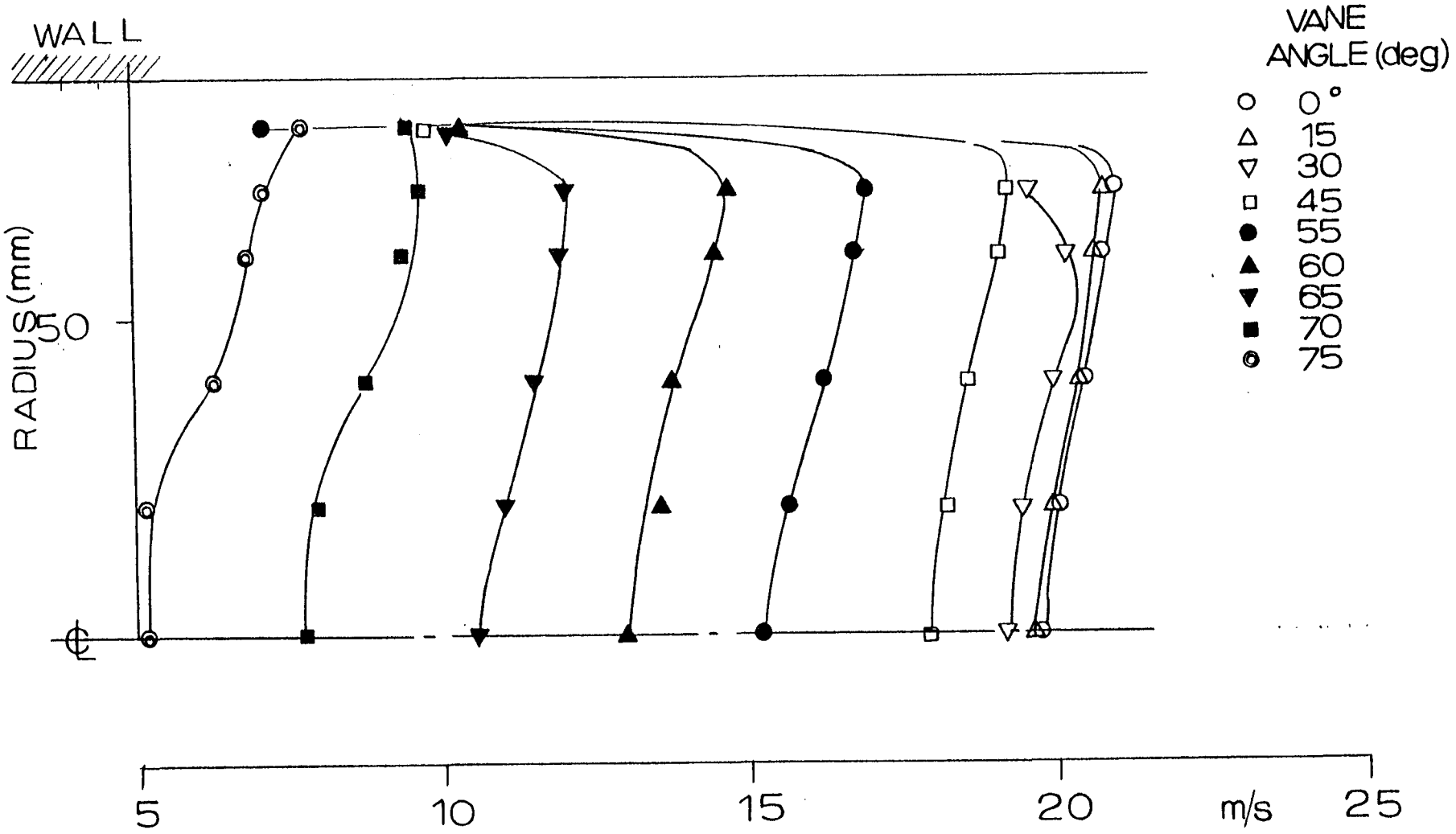


Fig. 3-10 Velocity Distribution in the Blower

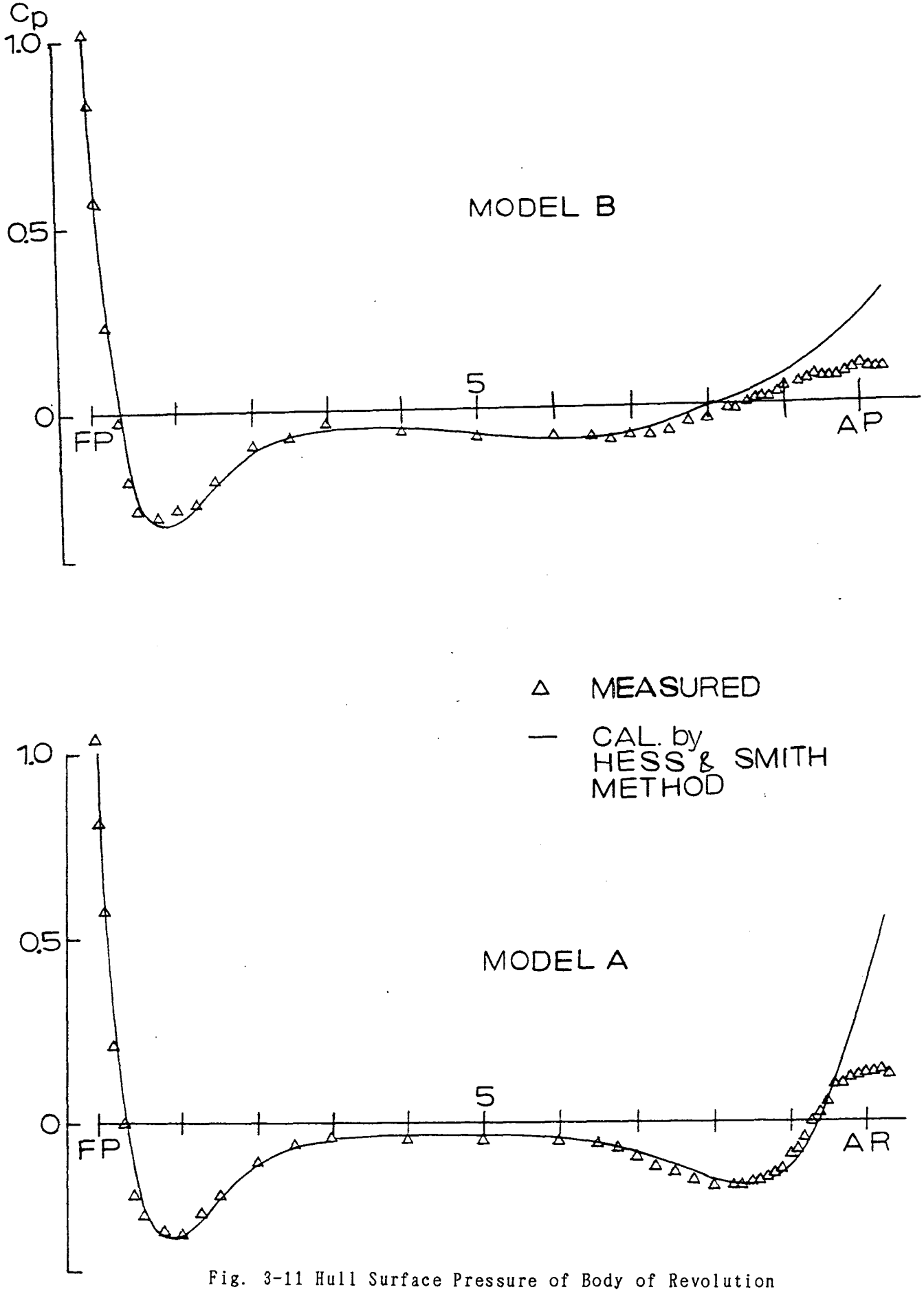


Fig. 3-11 Hull Surface Pressure of Body of Revolution

(Full Hull Model A and Fine Hull Model B)

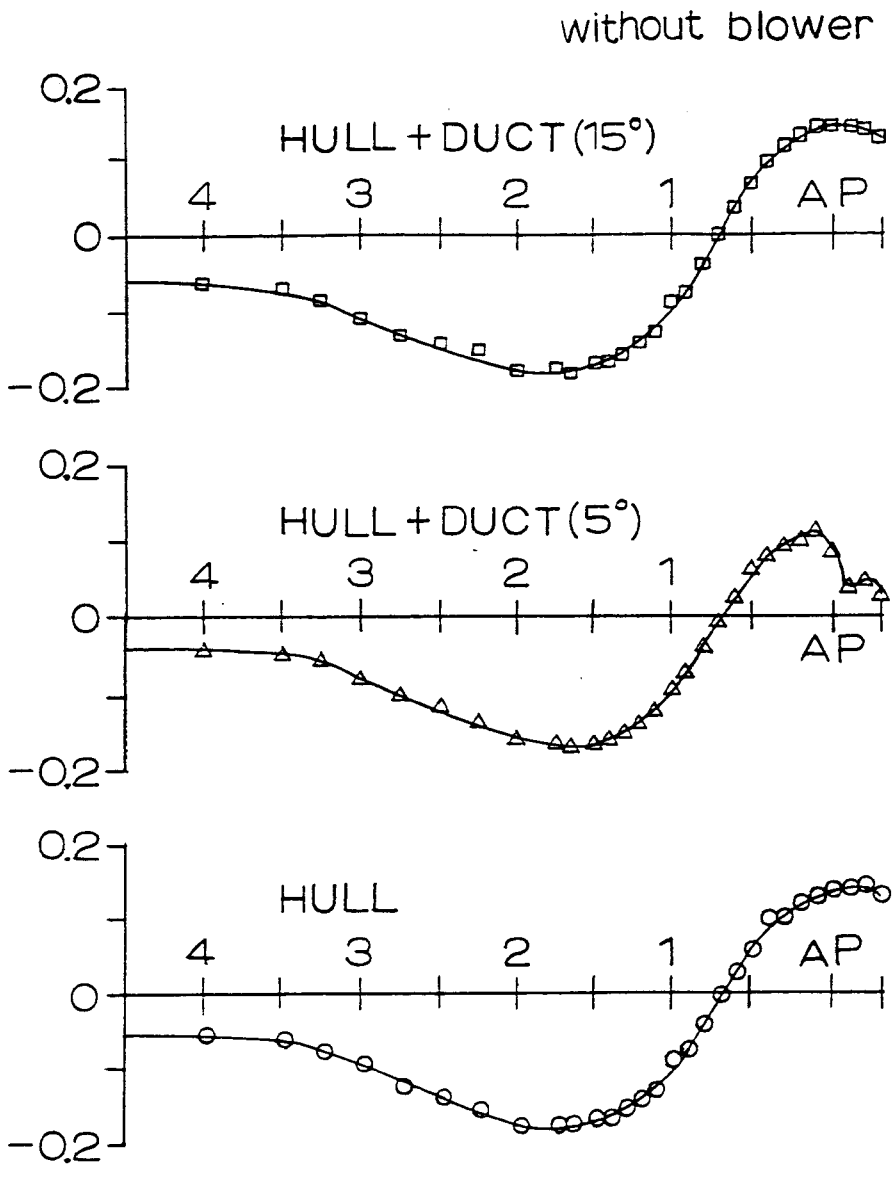


Fig. 3-12 Hull Surface Pressure of Body of Revolution

(Full Hull Model A , Duct Angle=15° and 5°)

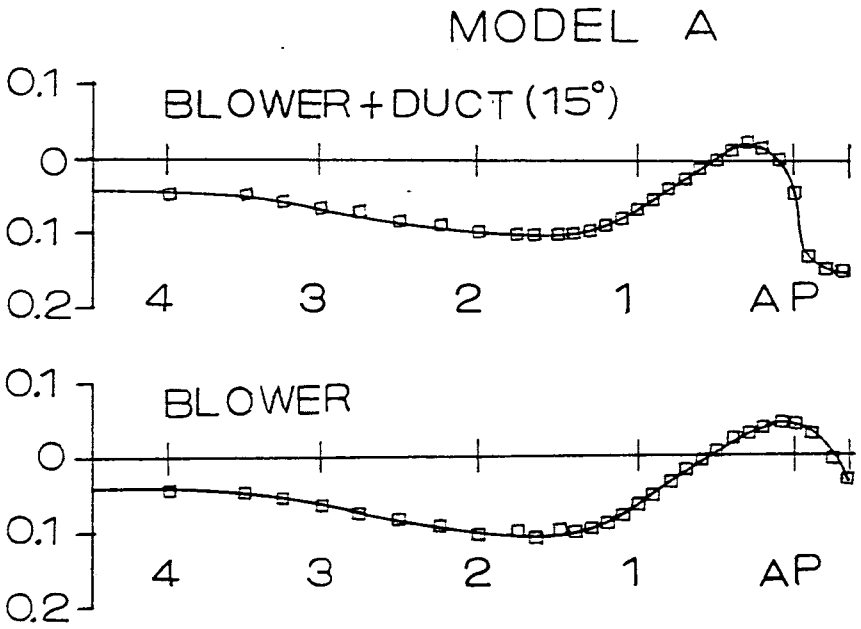


Fig. 3-13 Hull Surface Pressure of Body of Revolution
(with Duct and Blower) (Full Hull Model A , Duct Angle=15°)

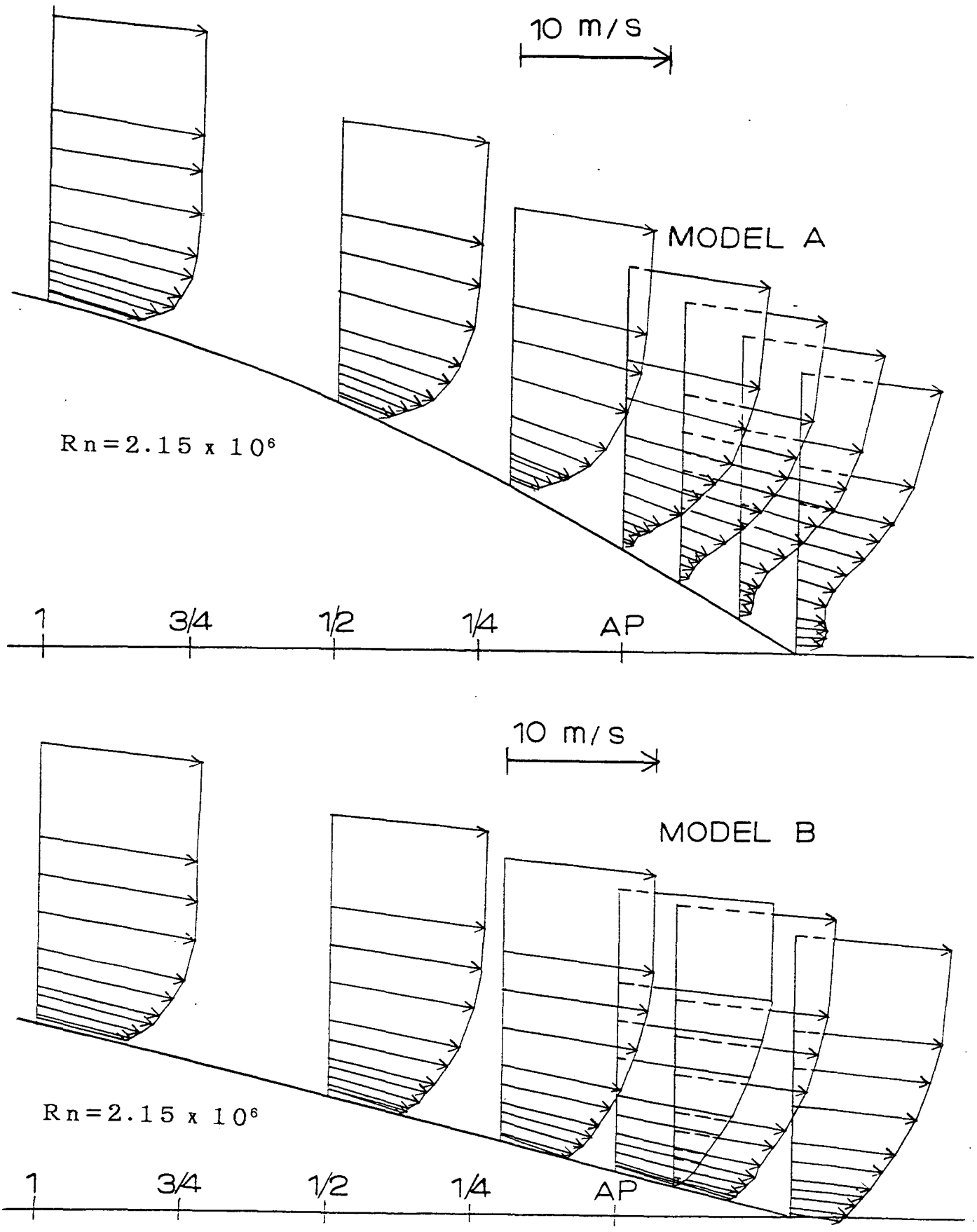


Fig. 3-14 Velocity Distribution Around the Stern of Body of Revolution

(Full Hull Model A and Fine Hull Model B)

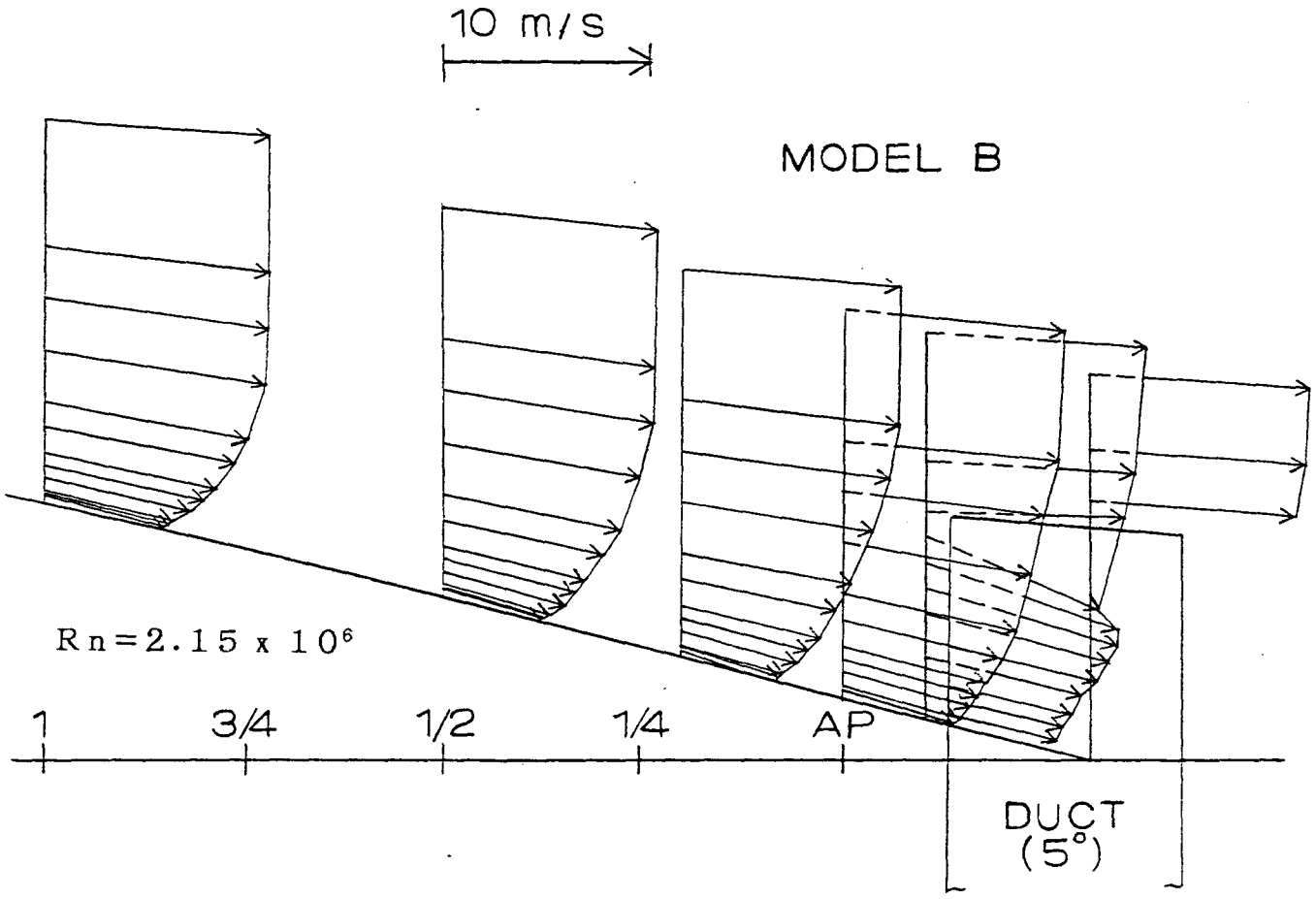


Fig. 3-15 Velocity Distribution Around the Stern of Body of Revolution with Duct (Fine Hull Model B, Duct Angle=5°)

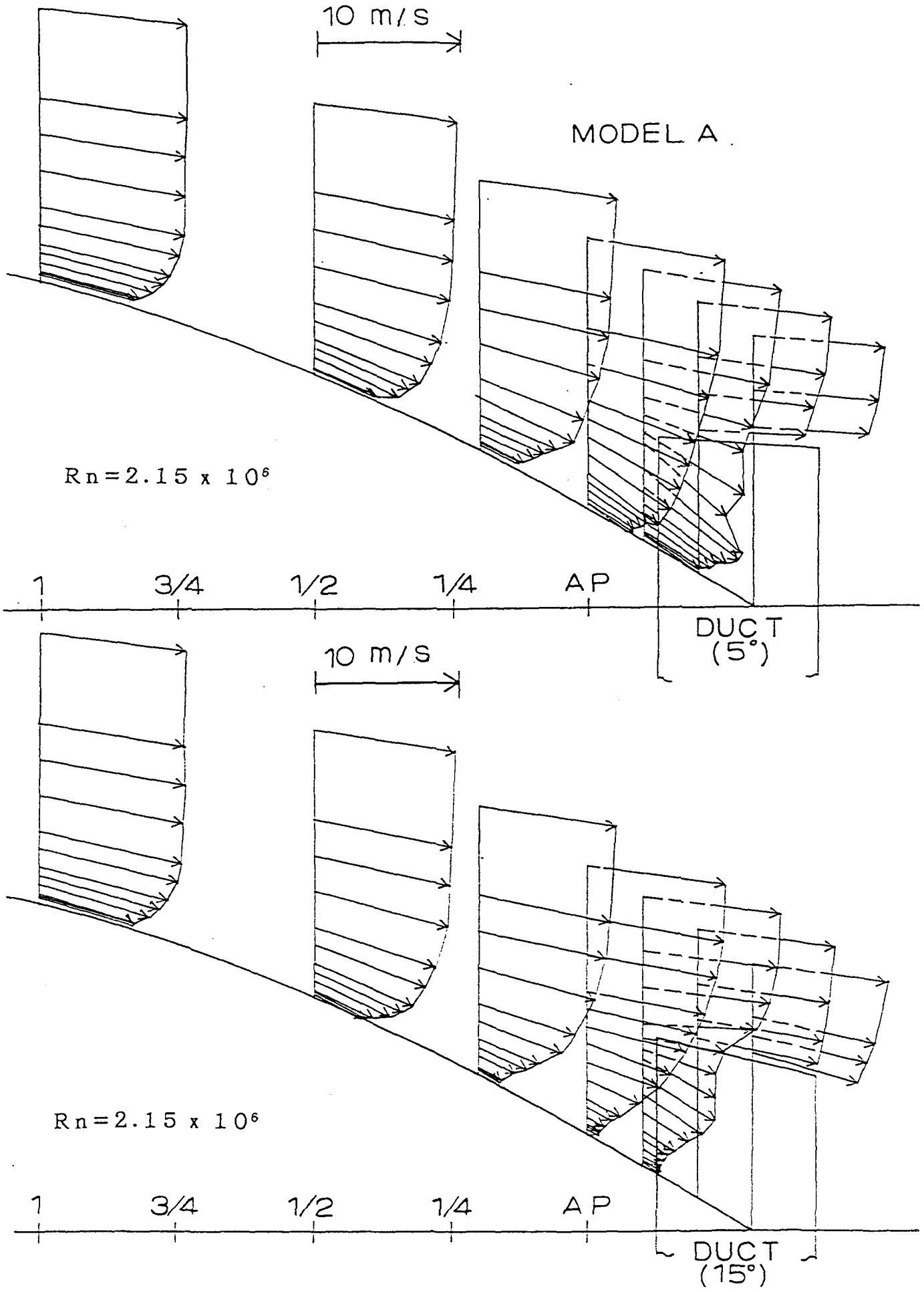


Fig. 3-16 Velocity Distribution Around the Stern of Body of Revolution with Duct (Full Hull Model B, Duct Angle=5° and 15°)

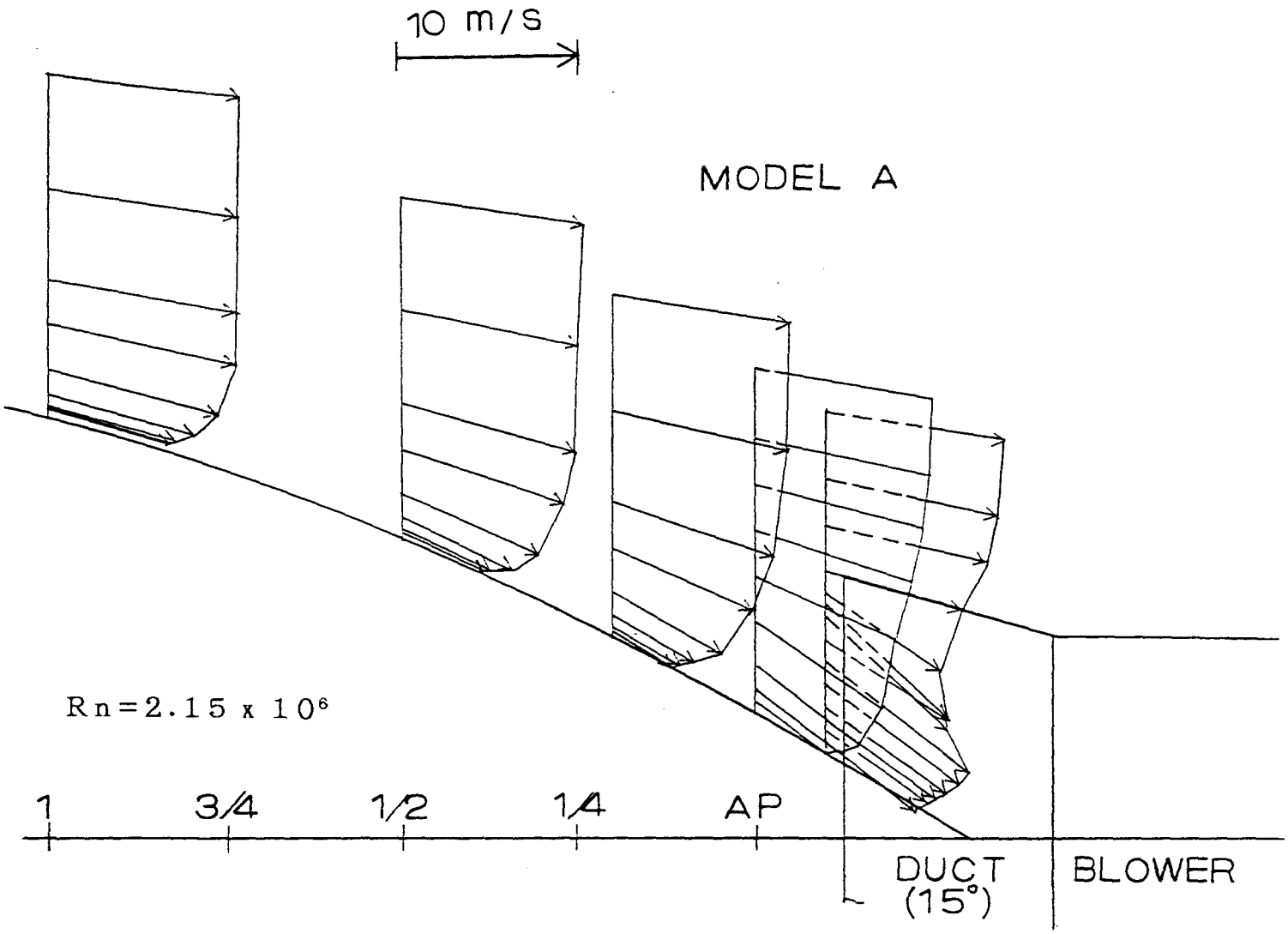


Fig. 3-17 Velocity Distribution Around Stern with MIDP
(with Duct and Blower) (Full Hull Model A , Duct Angle=15°)

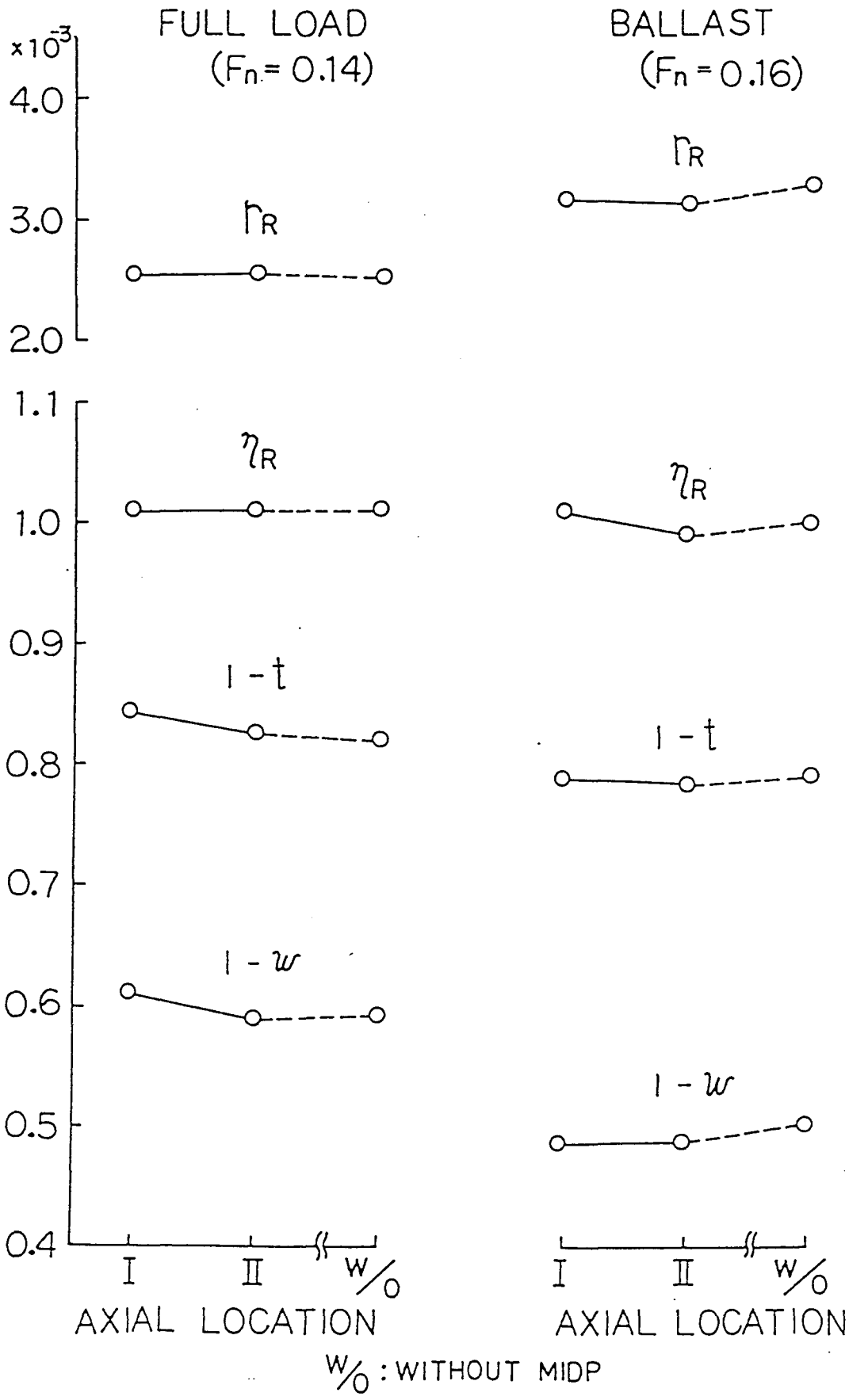


Fig. 3-18 Effect of Duct Axial Location on Resistance and Propulsion Factors

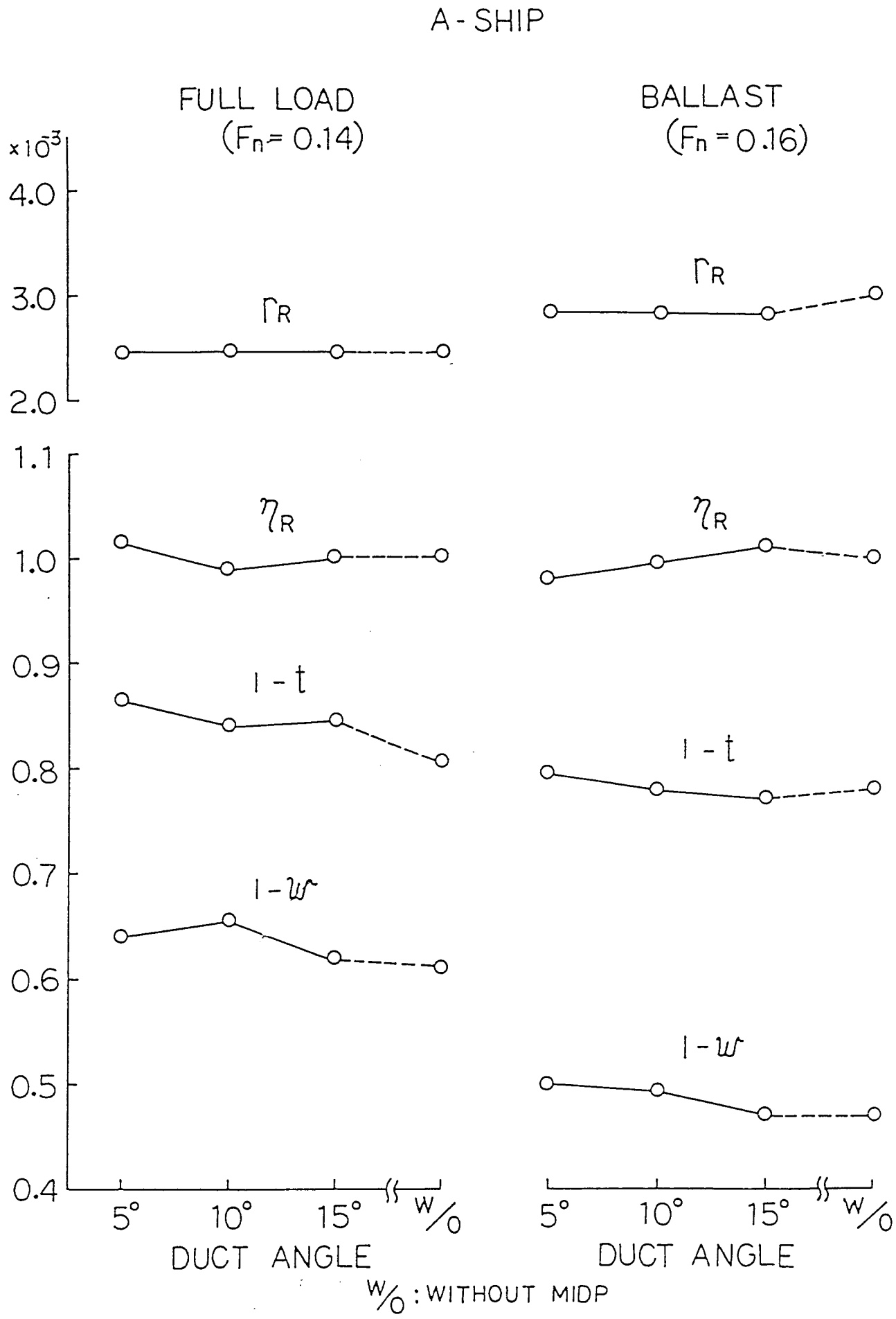


Fig. 3-19 Effect of Duct Angle on Resistance and Propulsion Factors

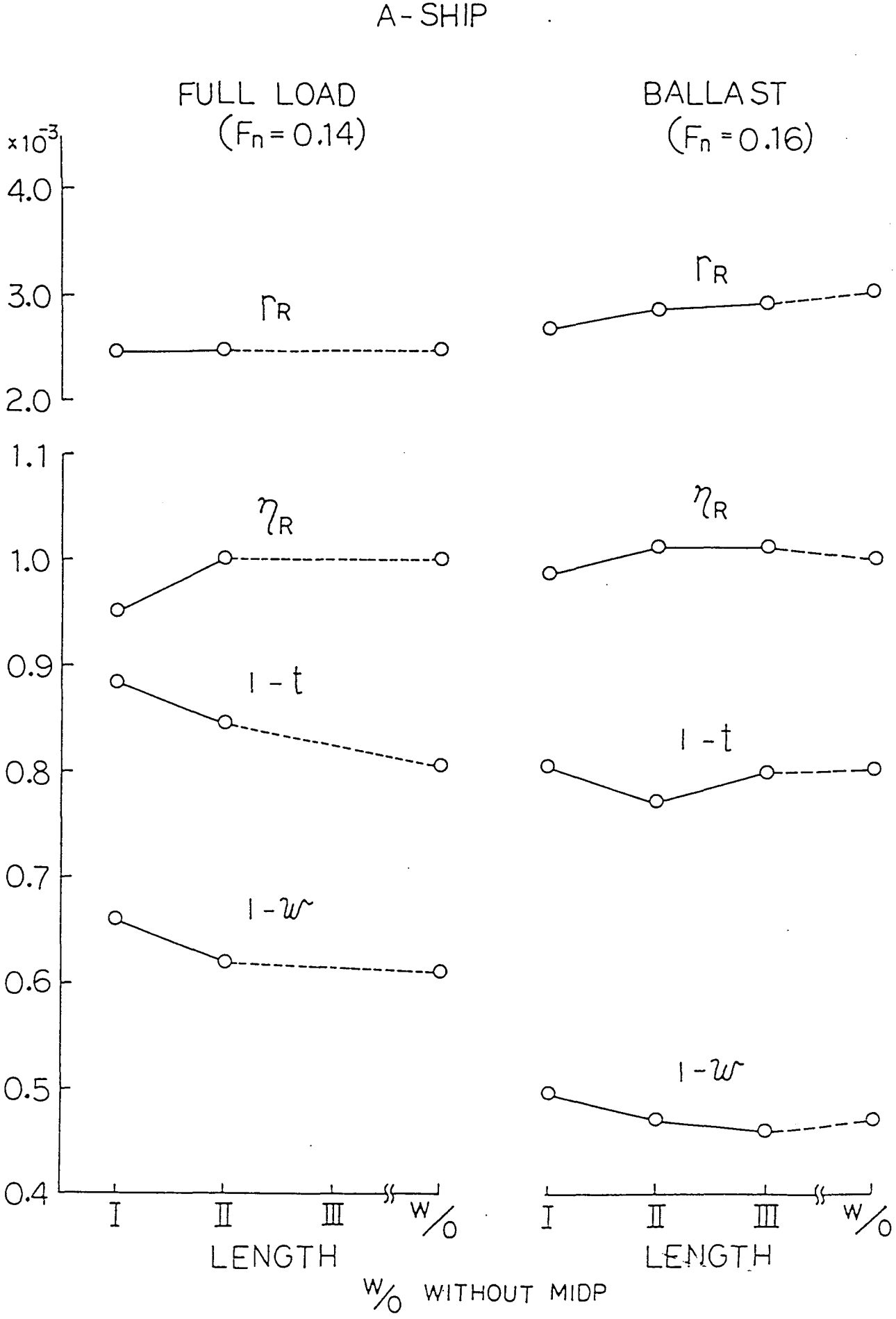


Fig. 3-20 Effect of Duct Length on Resistance and Propulsion Factors

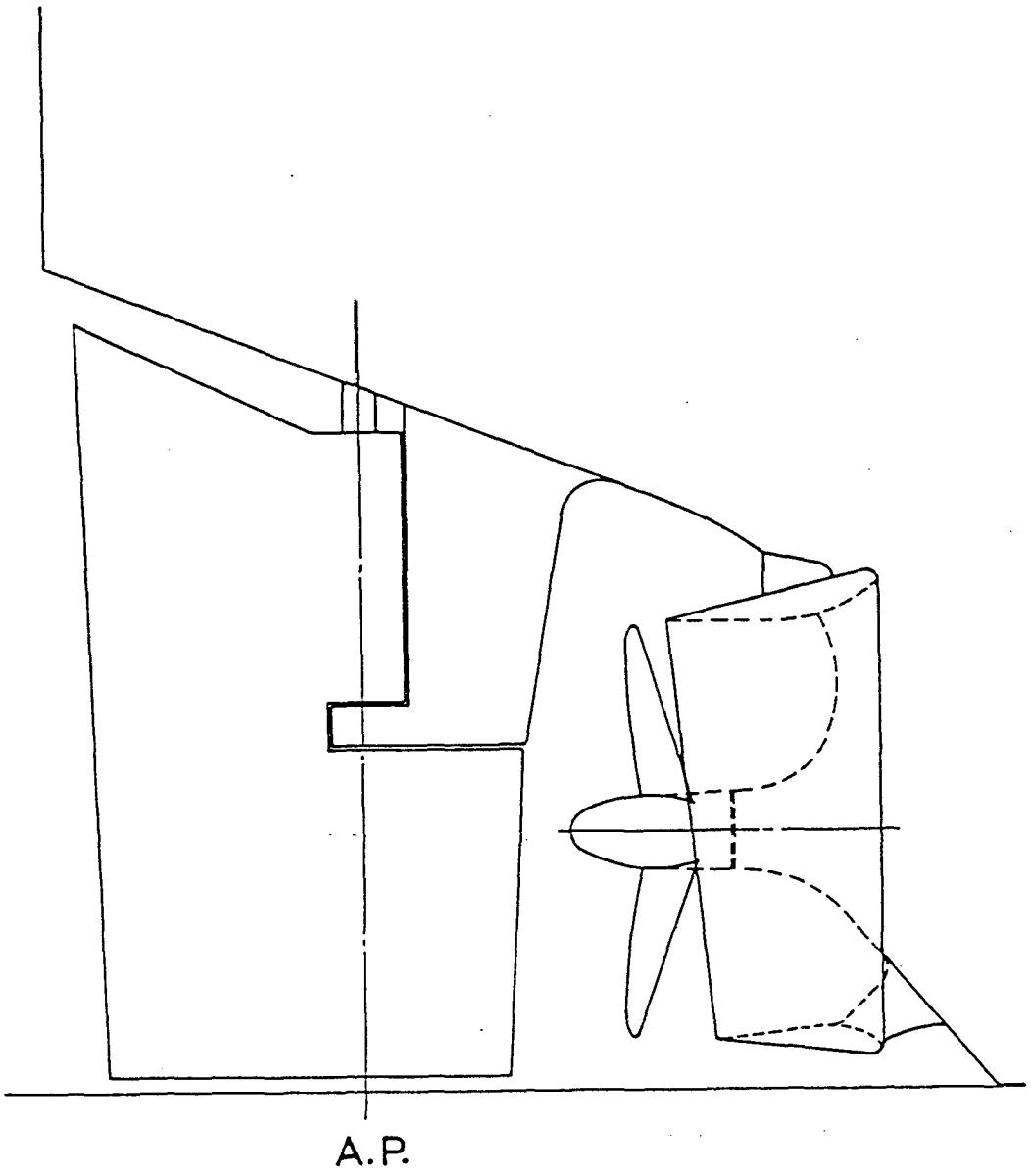


Fig. 3-21 Profile of MIDP with Non-Symmetric Duct

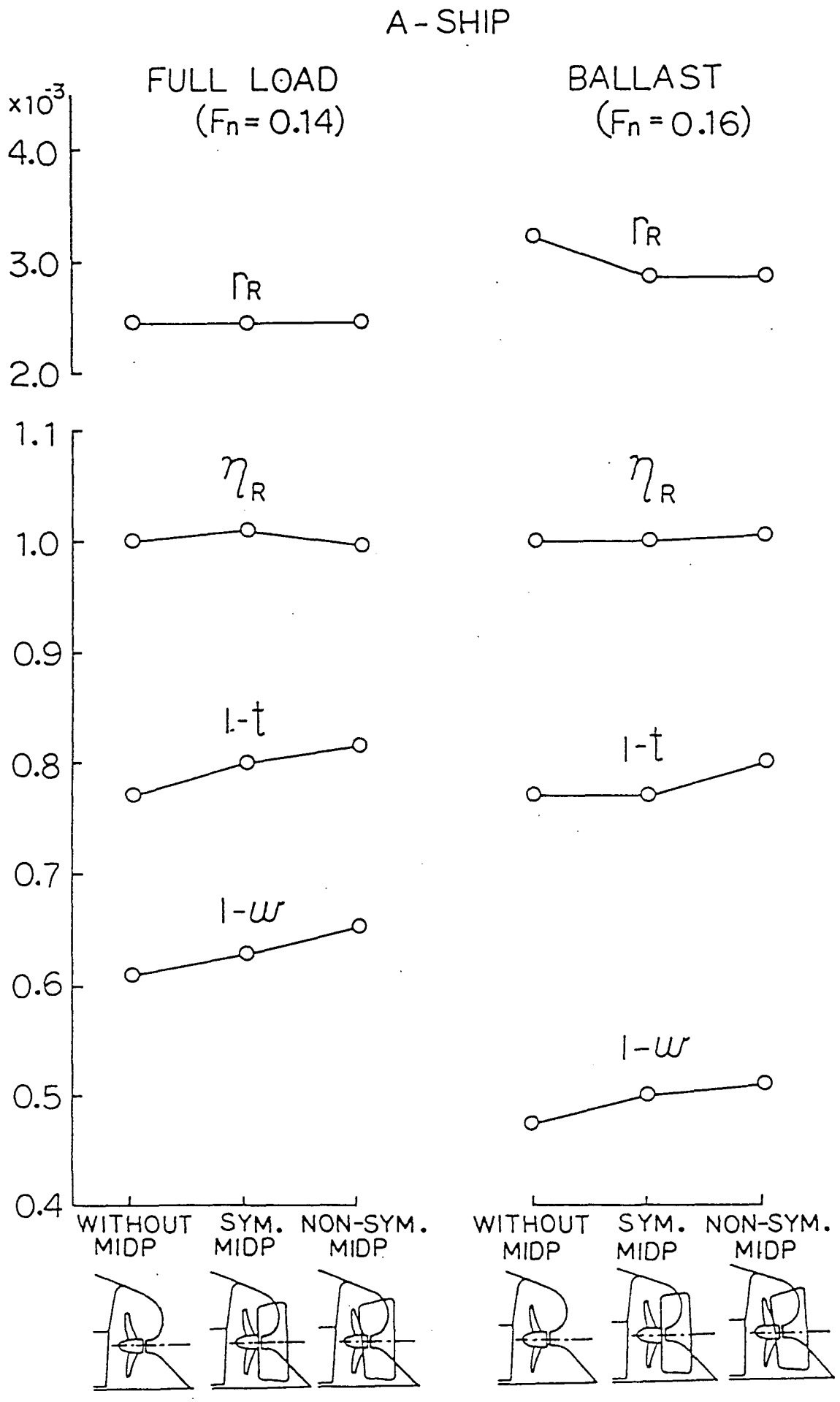


Fig. 3-22 Comparison of Resistance and Propulsion Factors between Symmetric and Non-Symmetric Duct

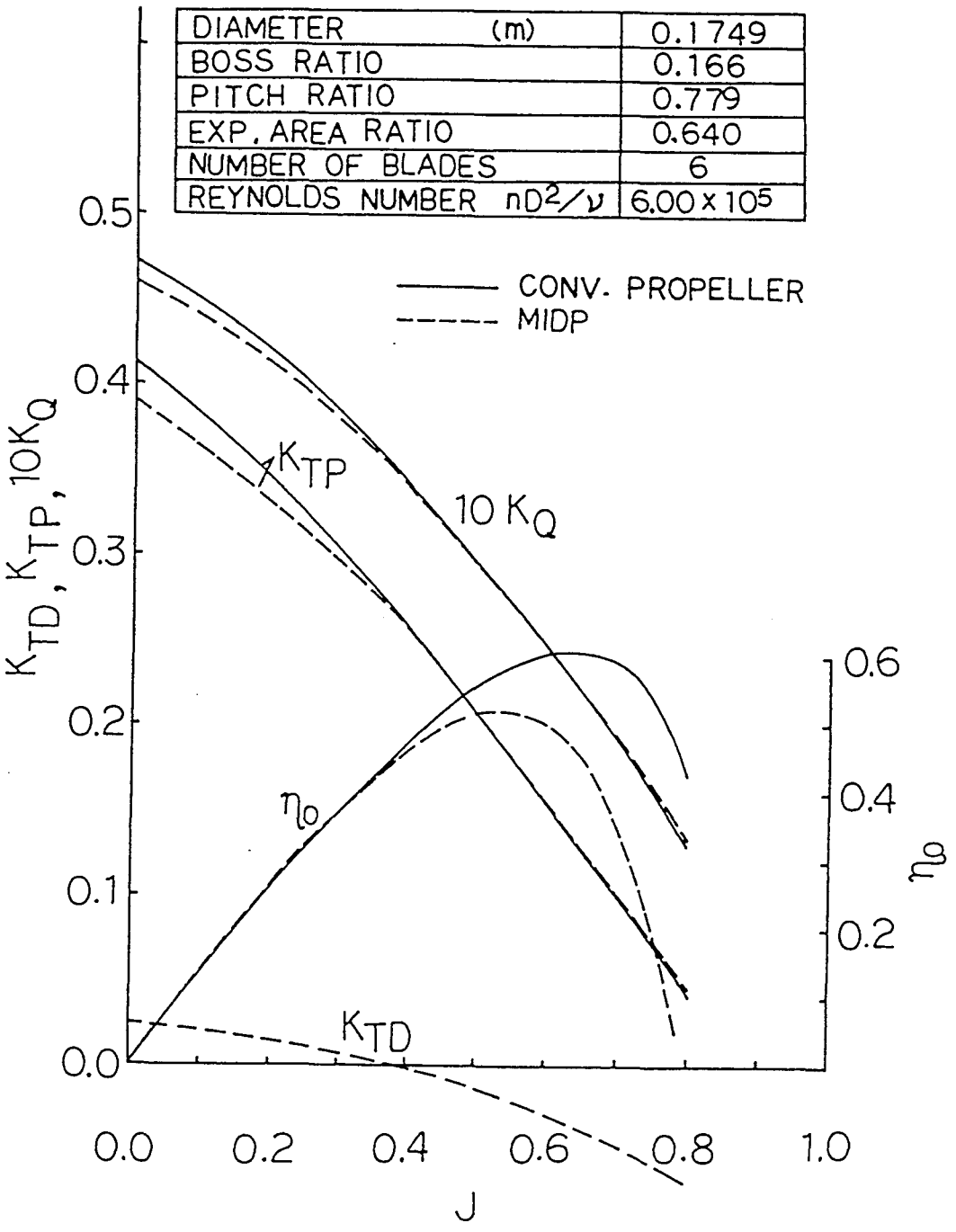


Fig. 3-23 Characteristics of Propeller and Duct in Uniform Flow

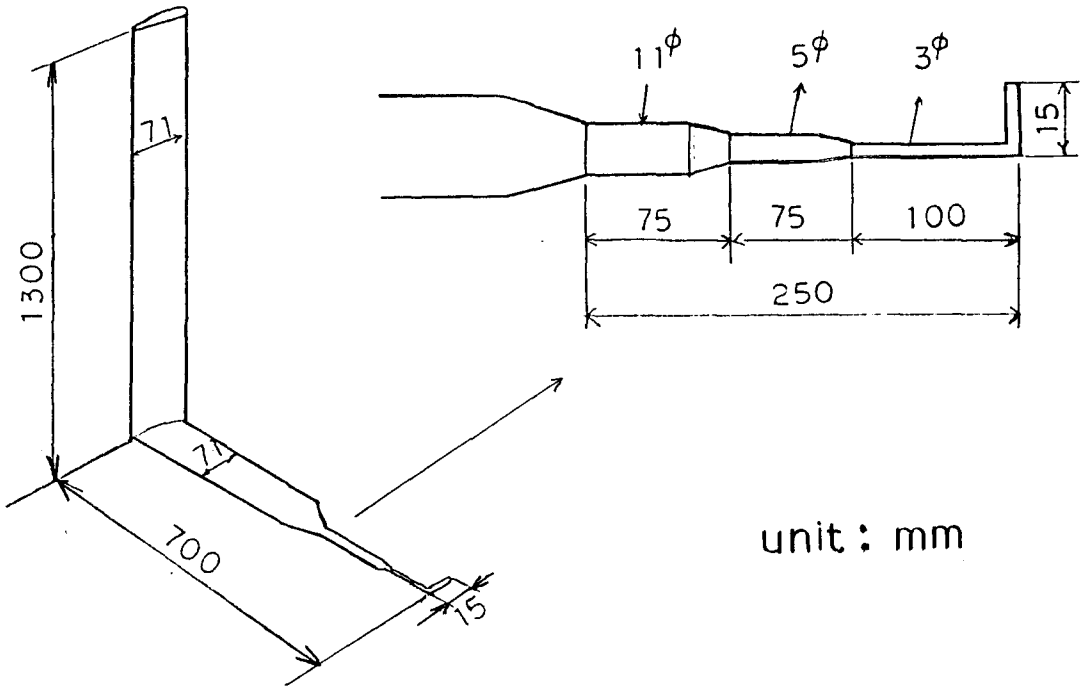


Fig. 3-24 Shape of 5-Hole Pitot Tube

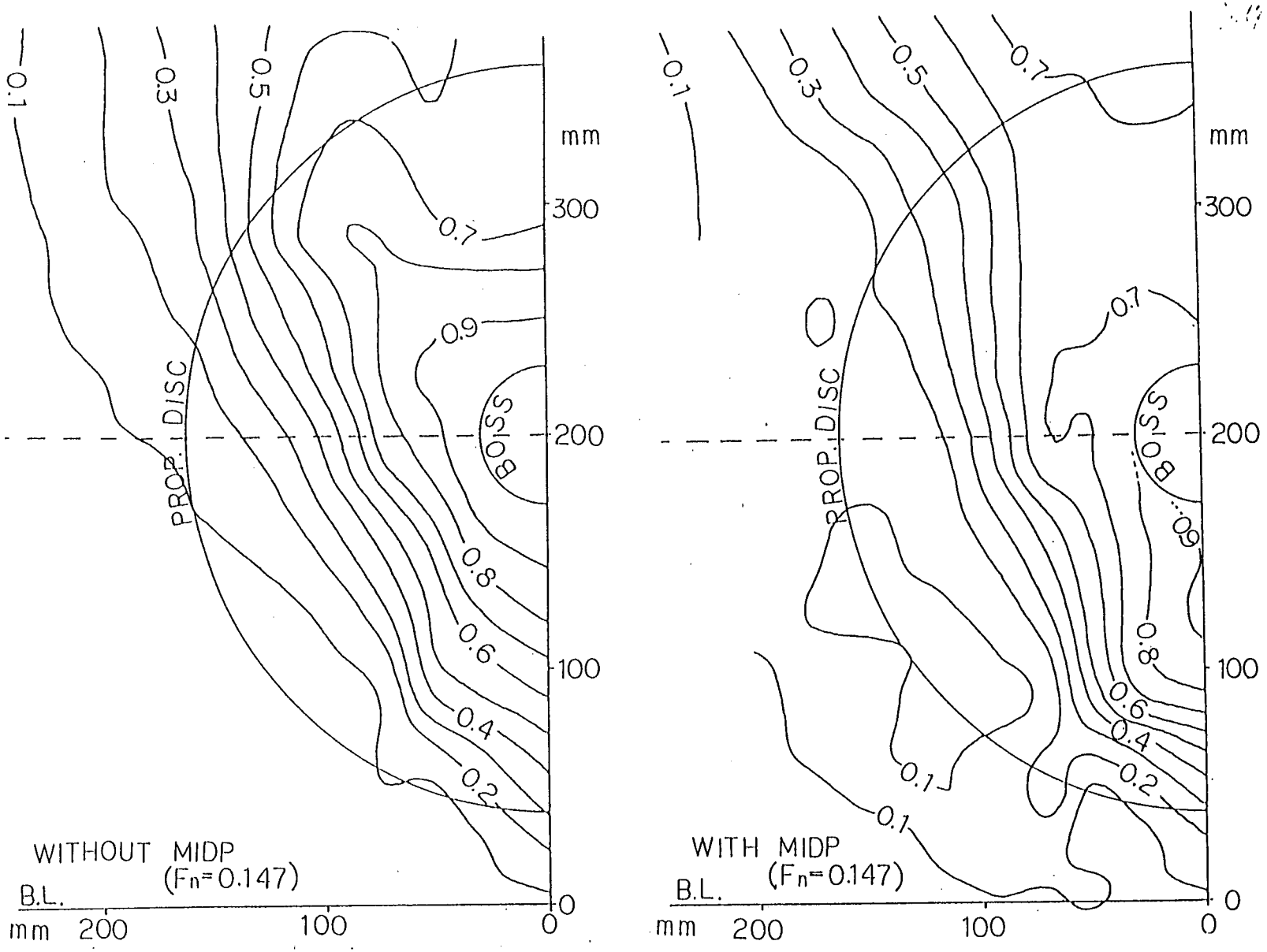


Fig. 3-25 Comparison of Axial Wake Distribution in the Propeller Plane

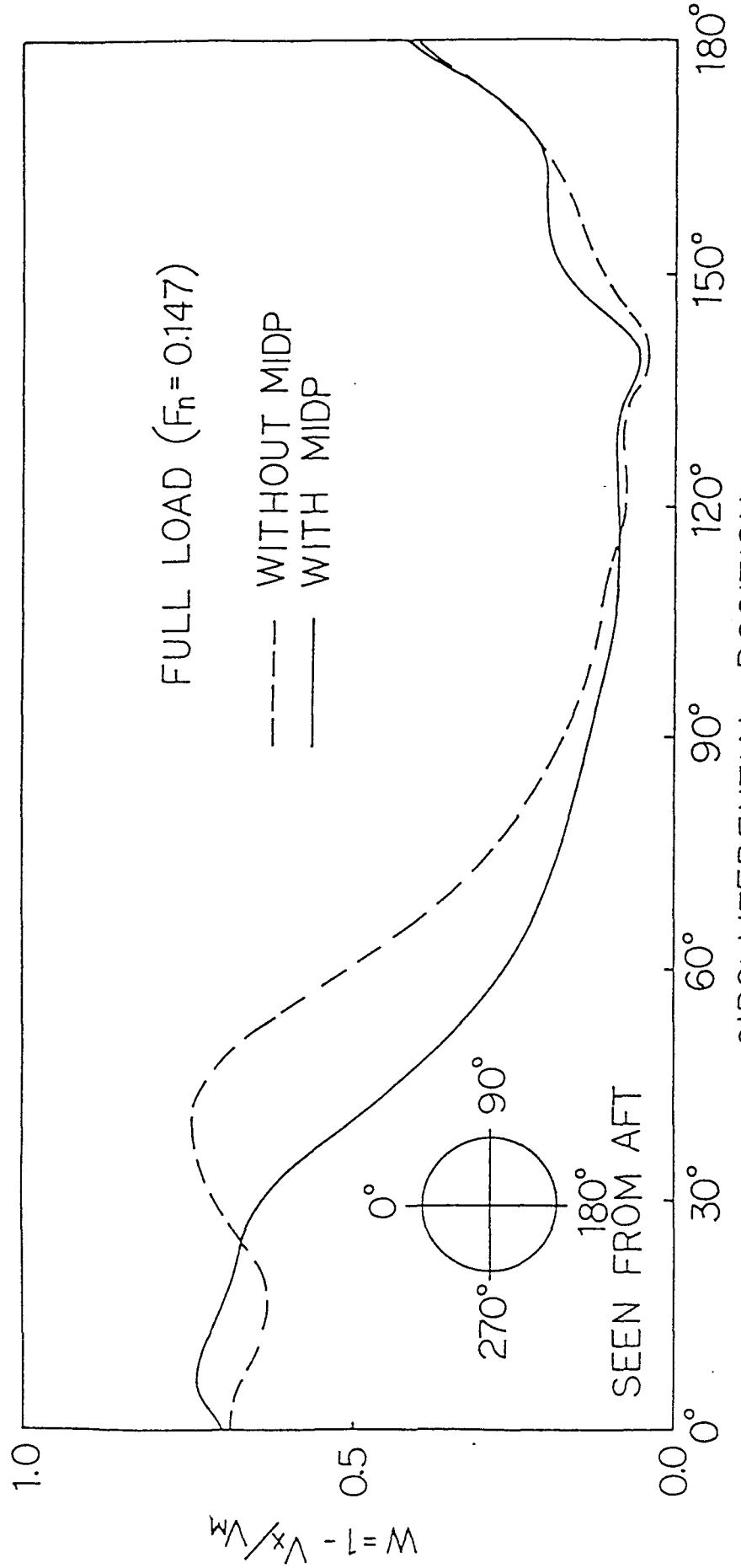


Fig. 3-26 Comparison of Axial Wake at 0.9 Propeller Radius

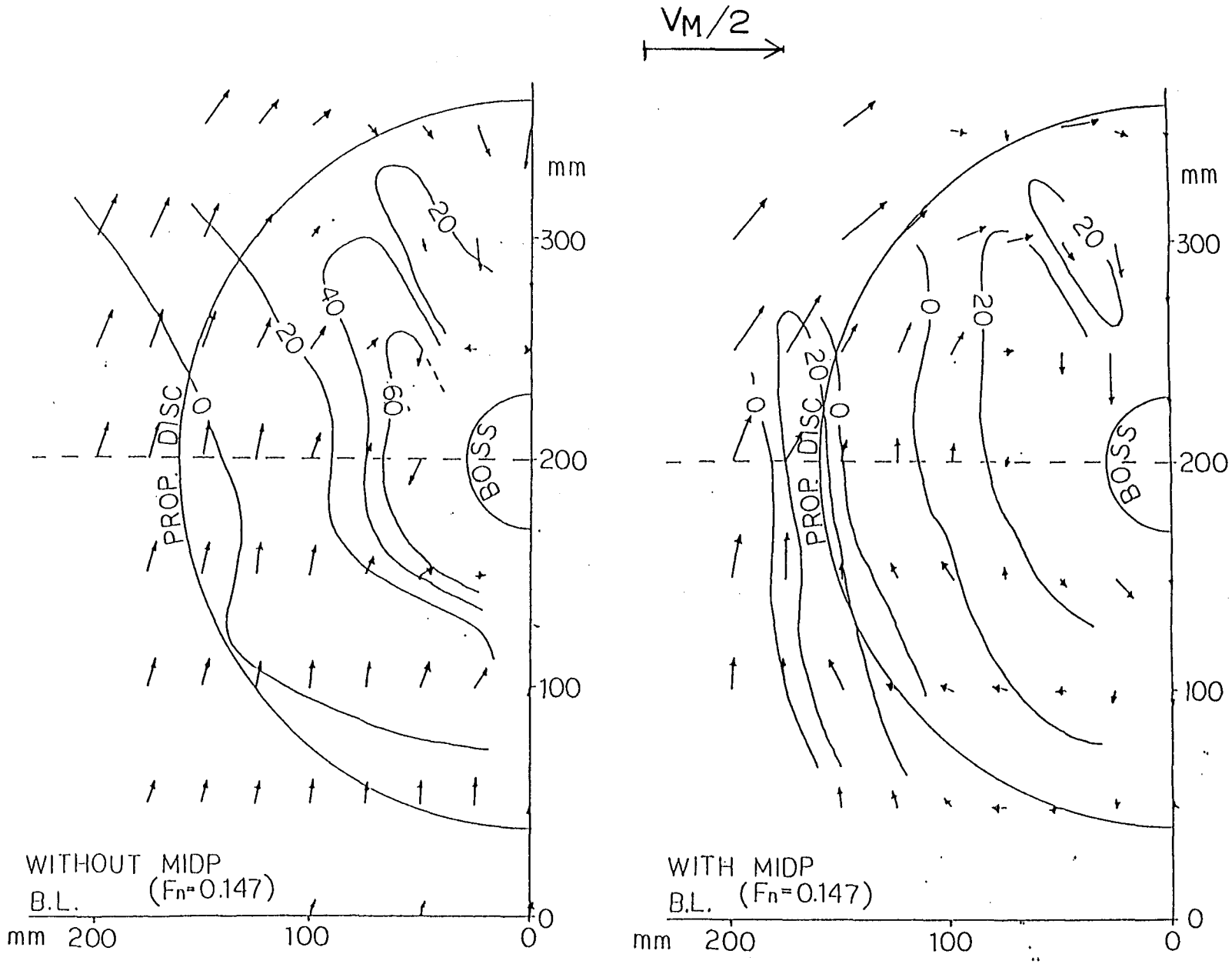


Fig. 3-27 Comparison of Tangential Velocity and Vorticity in the Propeller Plane

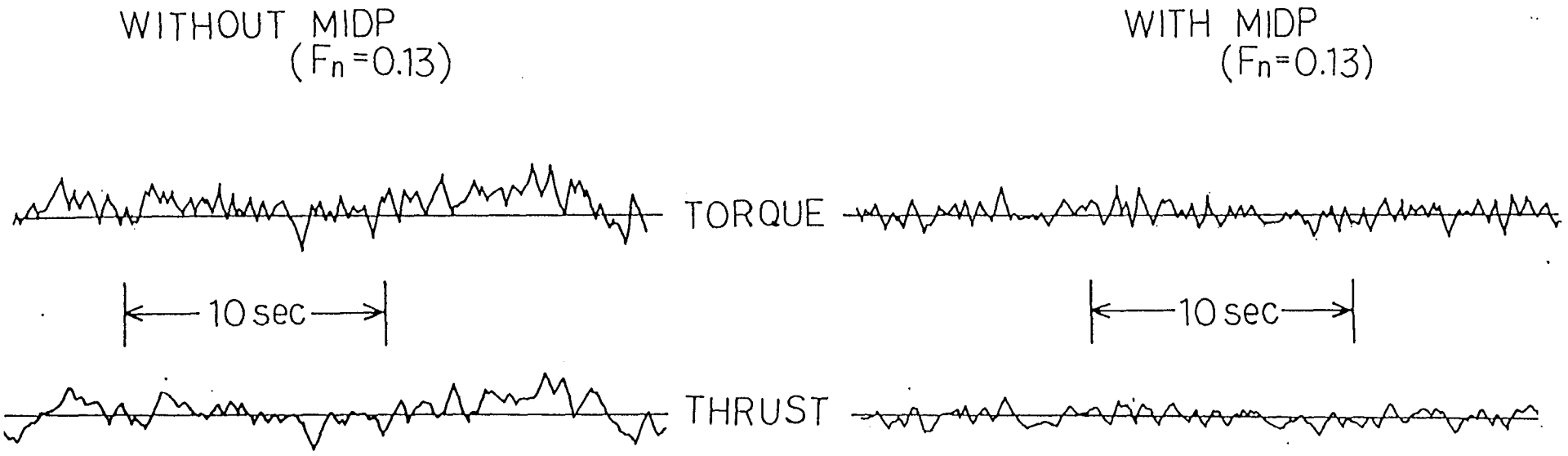


Fig. 3-28 Comparison of Propeller Thrust and Torque Fluctuation

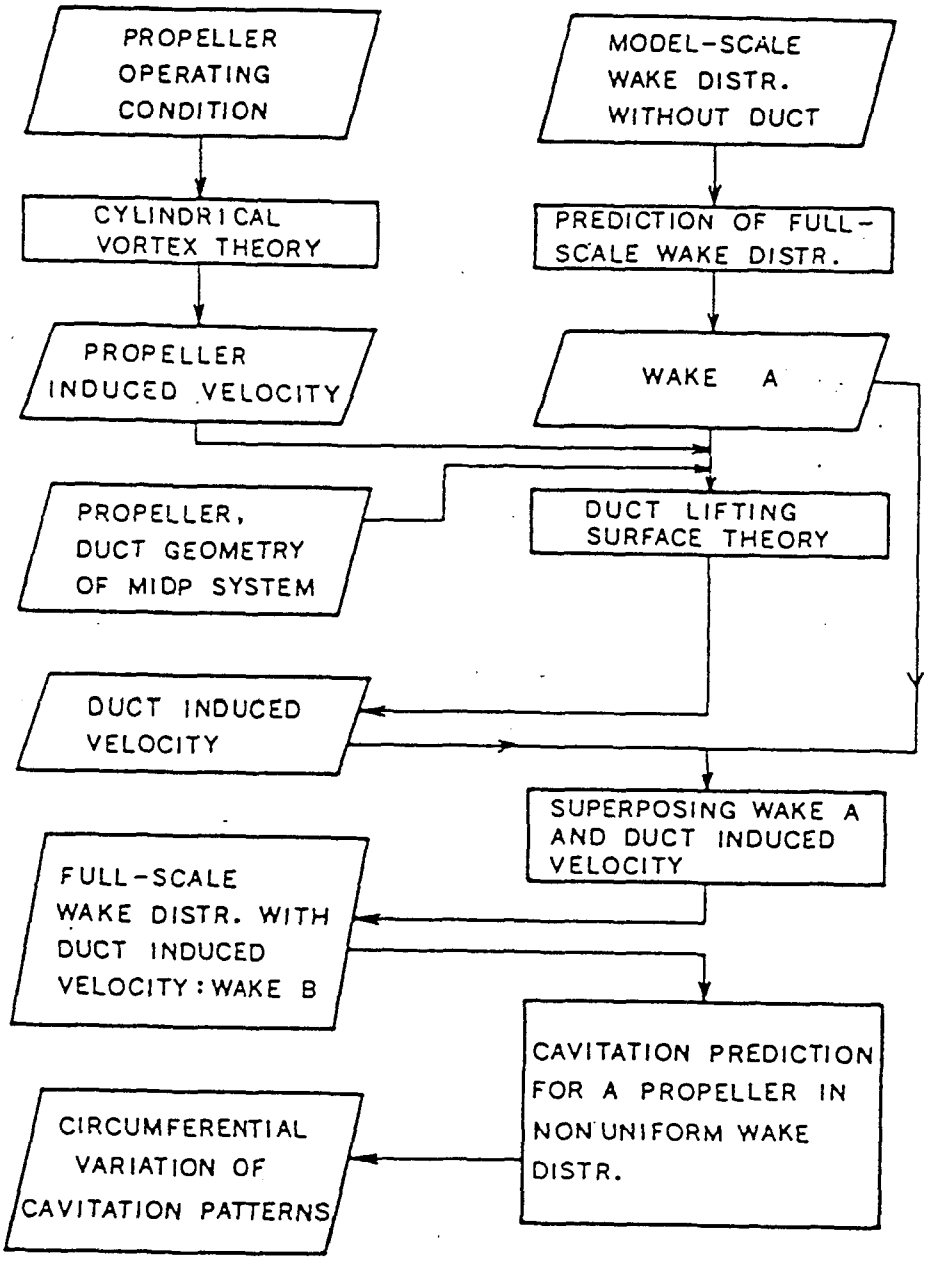
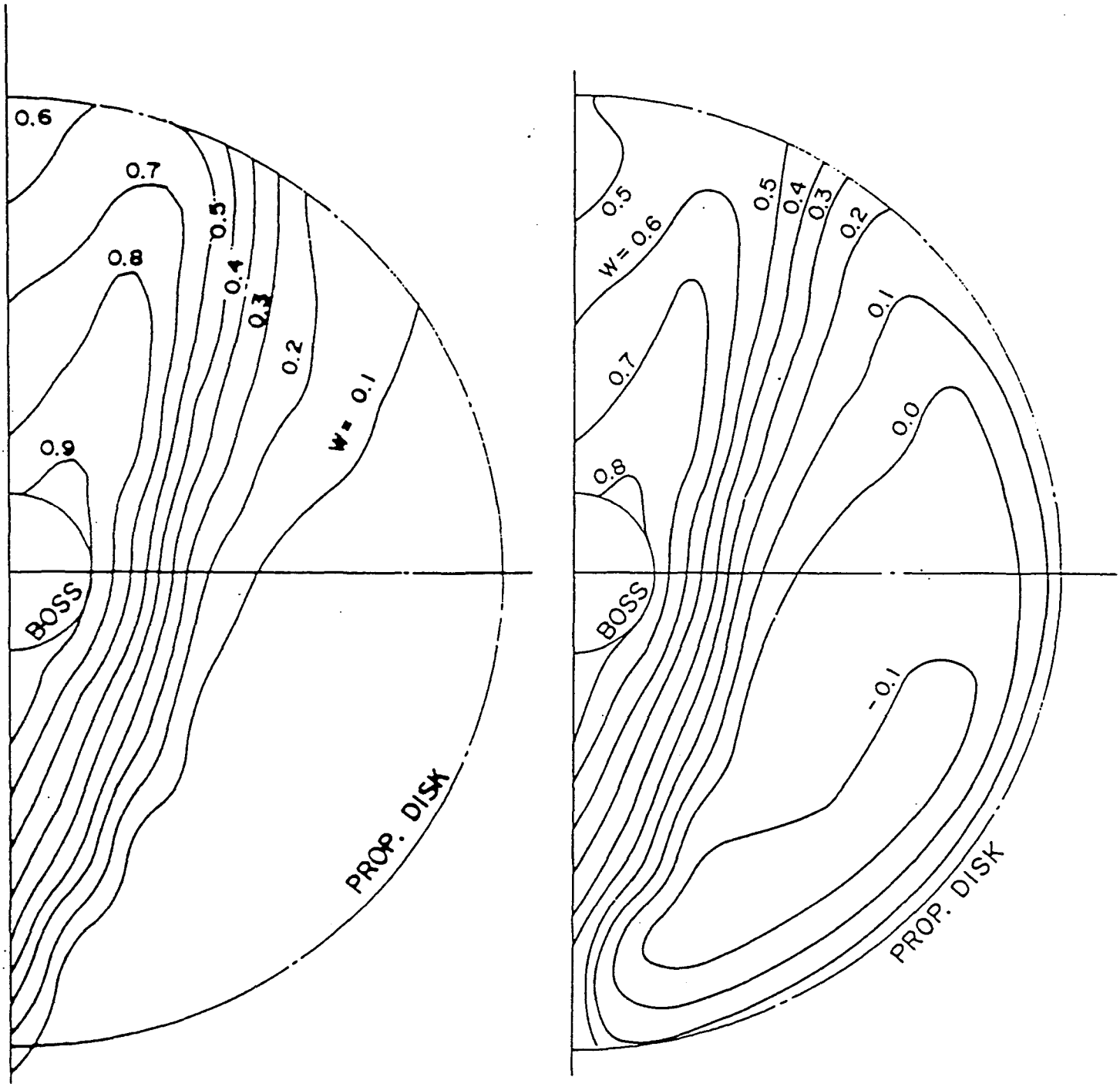


Fig. 3-29 Block Diagram for Calculation of Propelle Cavitation



Wake A Wake B

Fig. 3-30 Estimated Full-Scale Wake Distribution

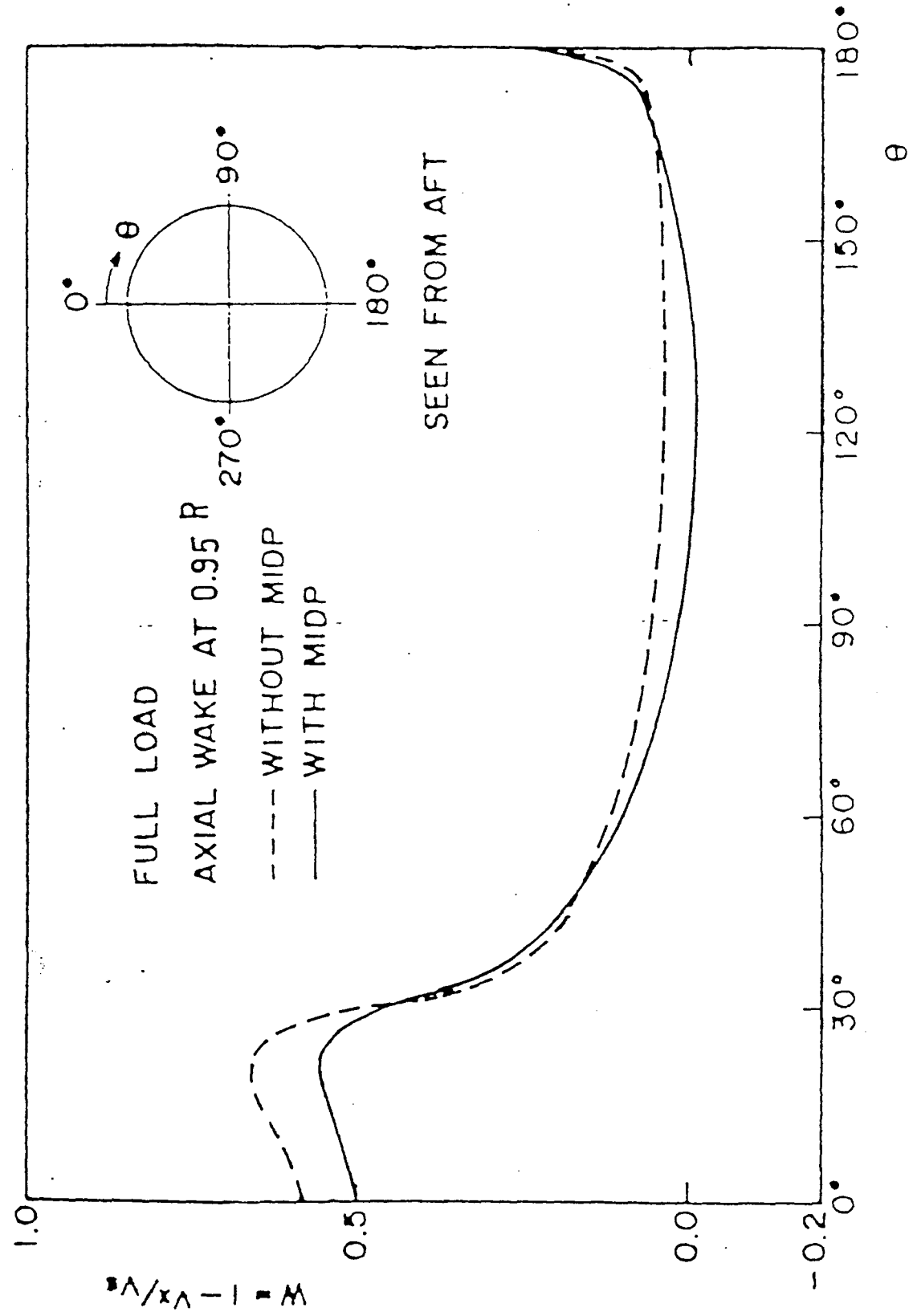
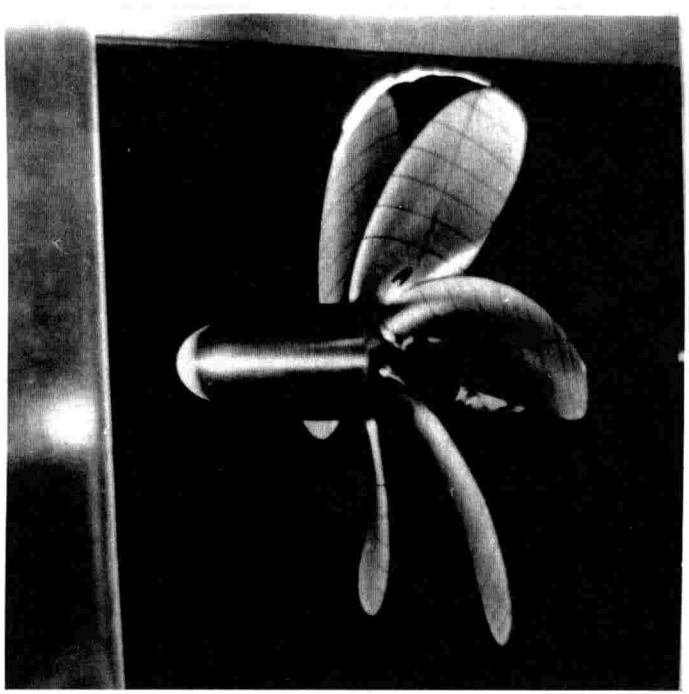
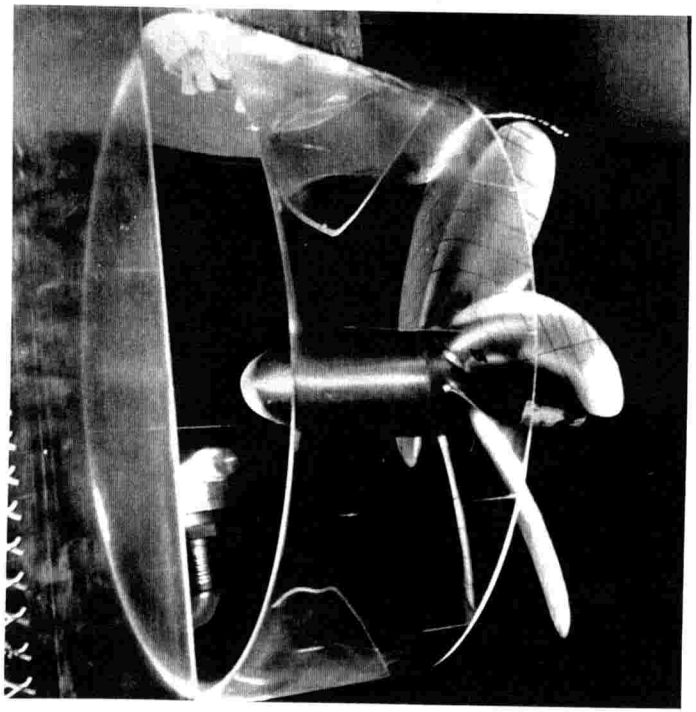


Fig. 3-31 Comparison of Axial Wake in the Circumferential Direction



CASE 2
(WITHOUT DUCT MODEL)



CASE 3
(WITH DUCT MODEL)

Fig. 3-32 Photos of Cavitation Tests

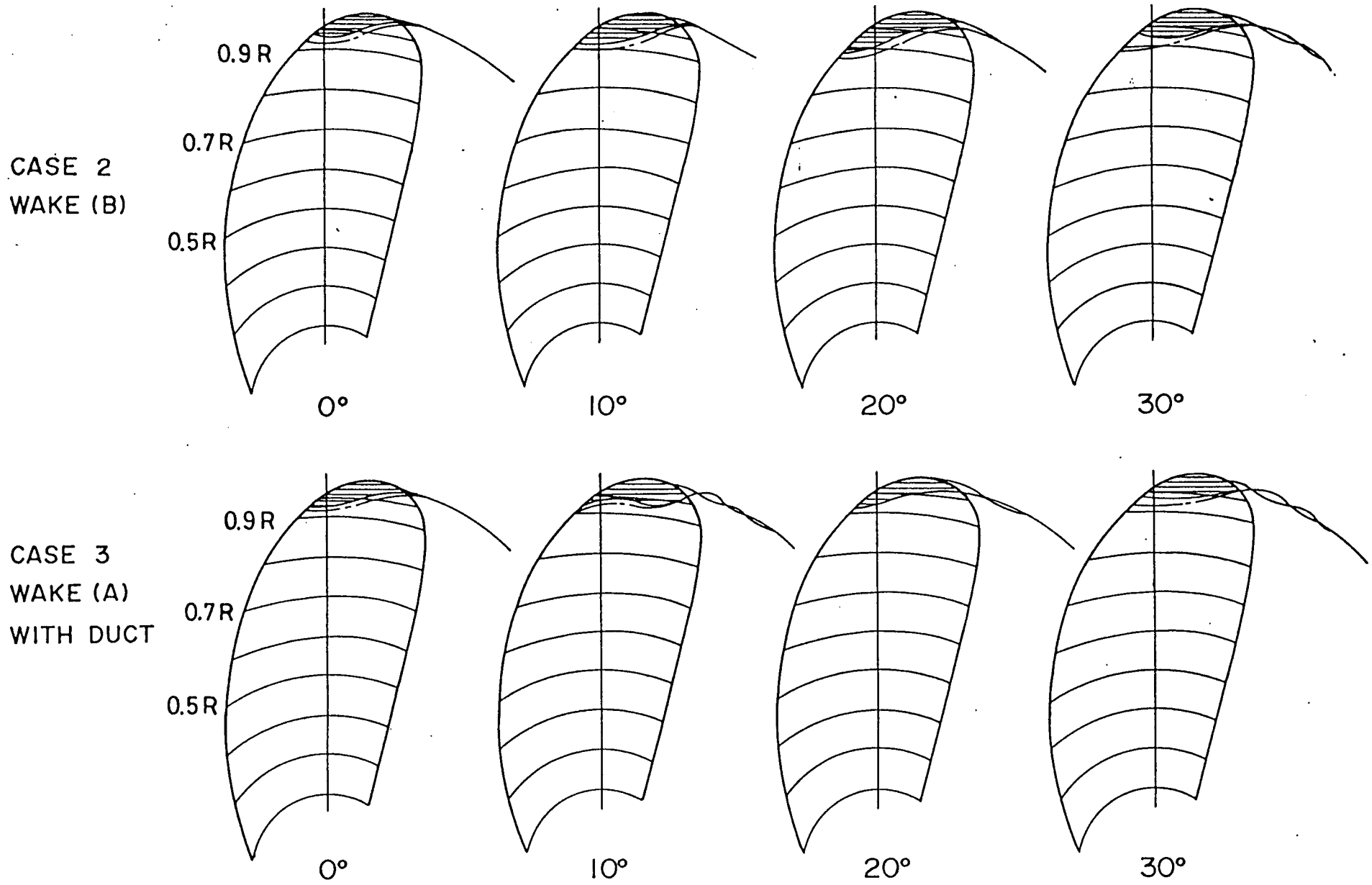


Fig. 3-33 Comparison of Cavitation Pattern between the Test Methods

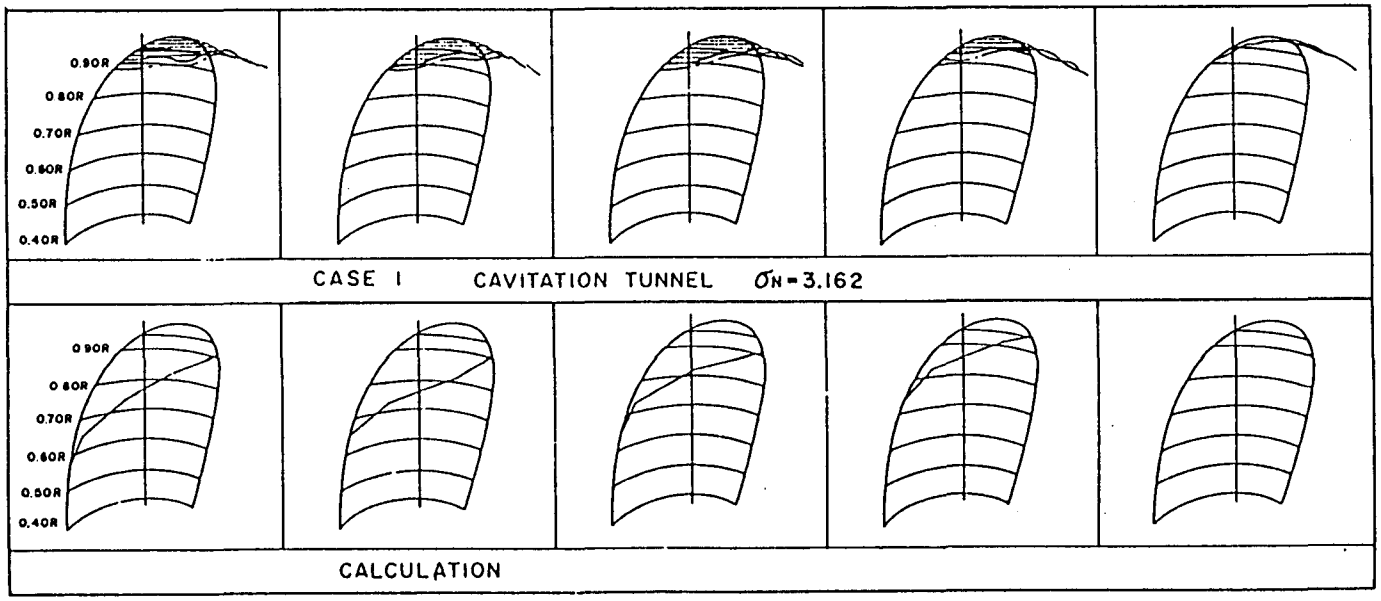


Fig. 3-34 Comparison of Cavitation Pattern between Model Test and Estimation

(Conventional Propeller)

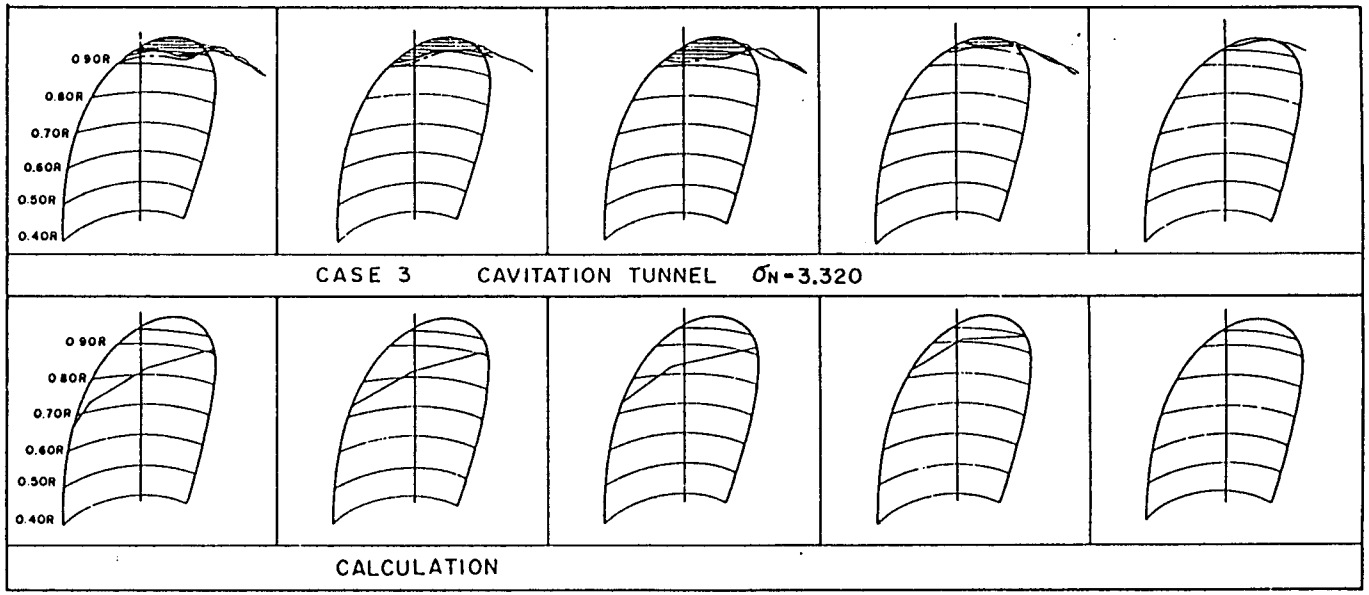


Fig. 3-35 Comparison of Cavitation Pattern between Model Test and Estimation (MIDP)

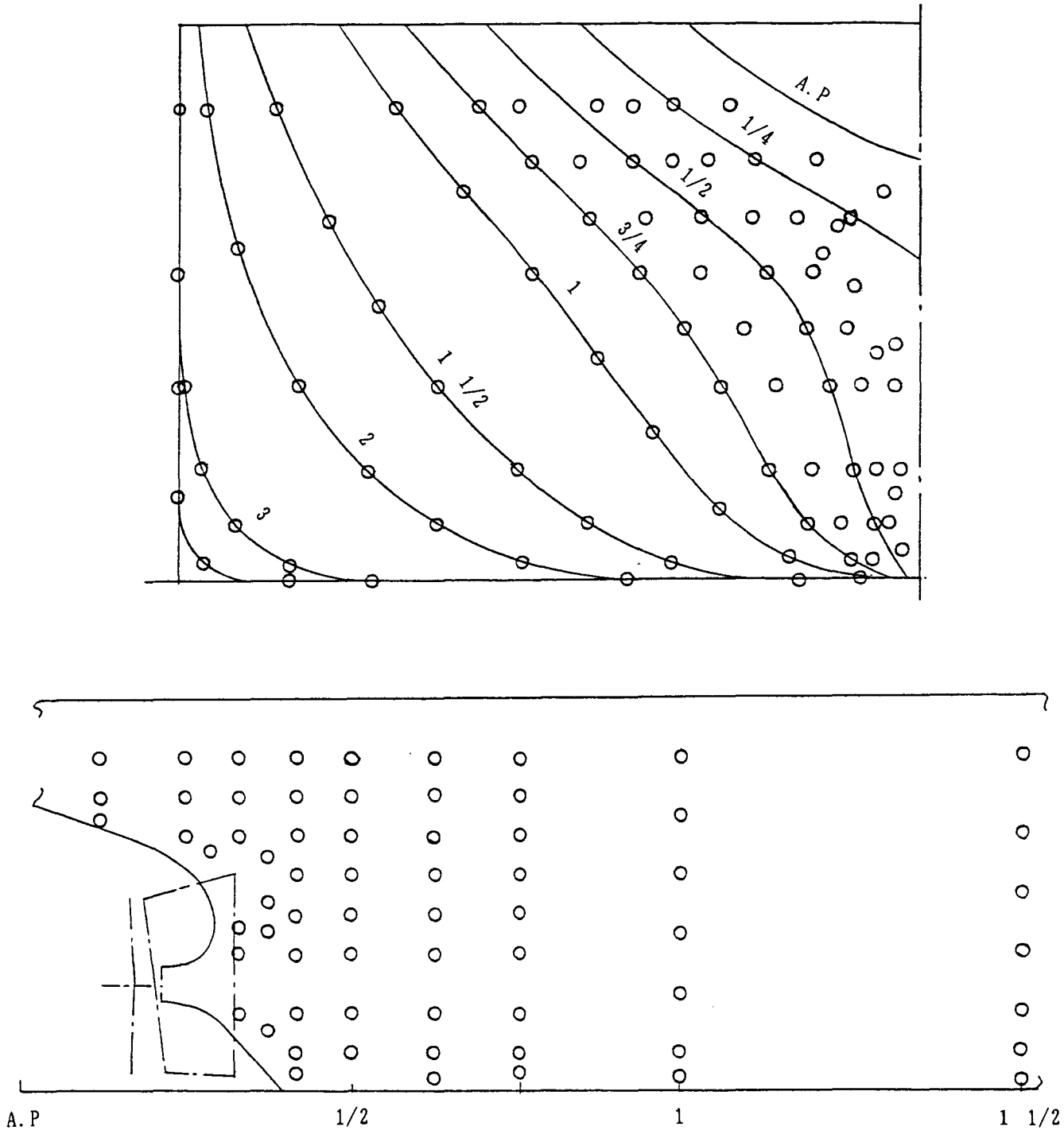


Fig. 3-36 Arrangement of Pressure Holes on the Modle Hull

PRESSURE HOLE INNER DIA. 0.5 mm
VYNIL TUBE INNER DIA. 3 mm

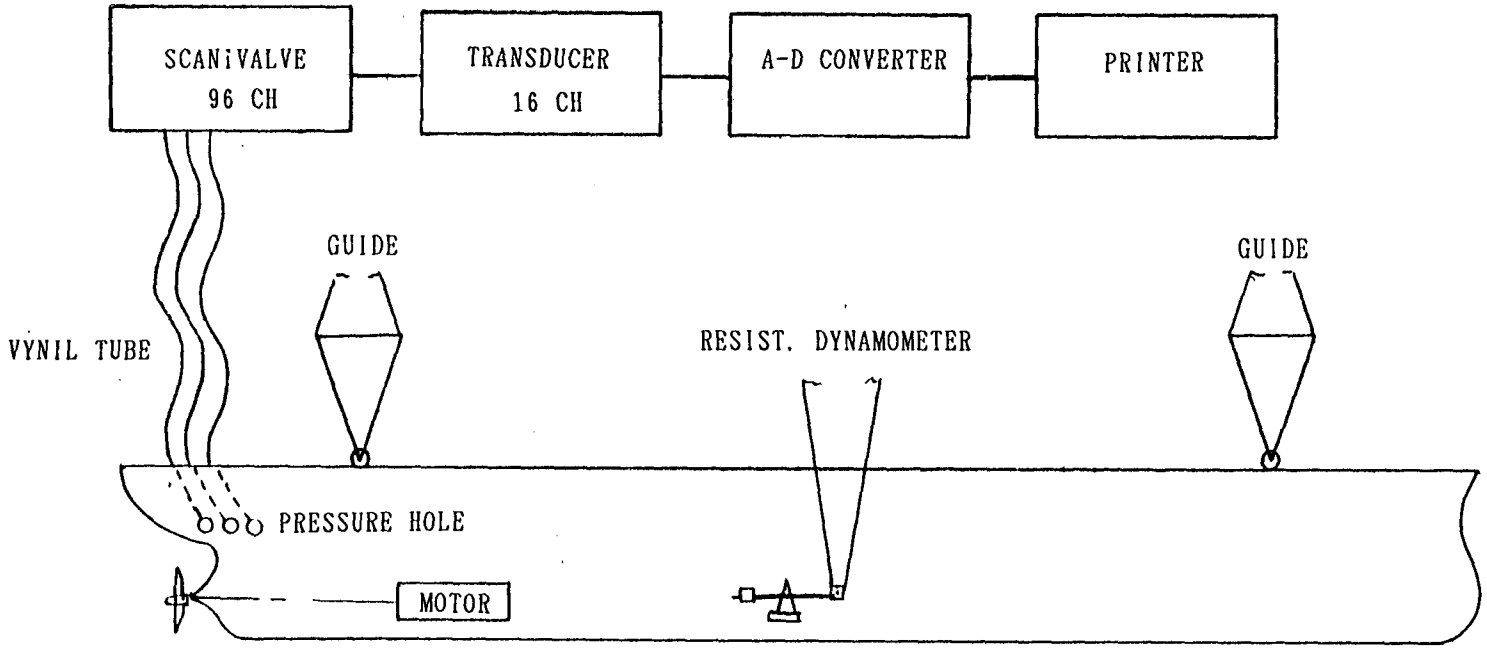


Fig. 3-37 Block Diagram of Pressure Measuring System

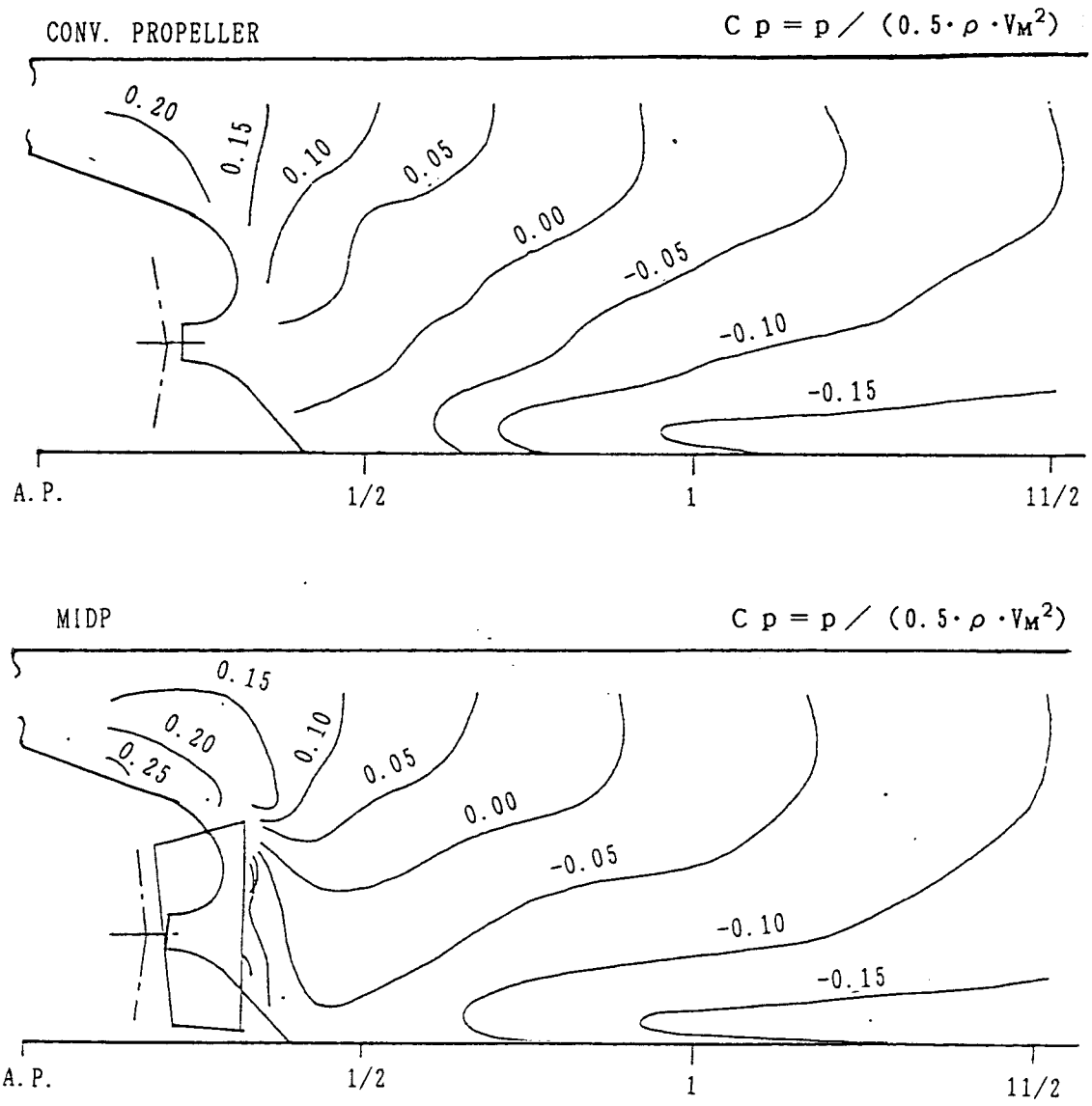


Fig. 3-38 Hull Surface Pressure Distribution

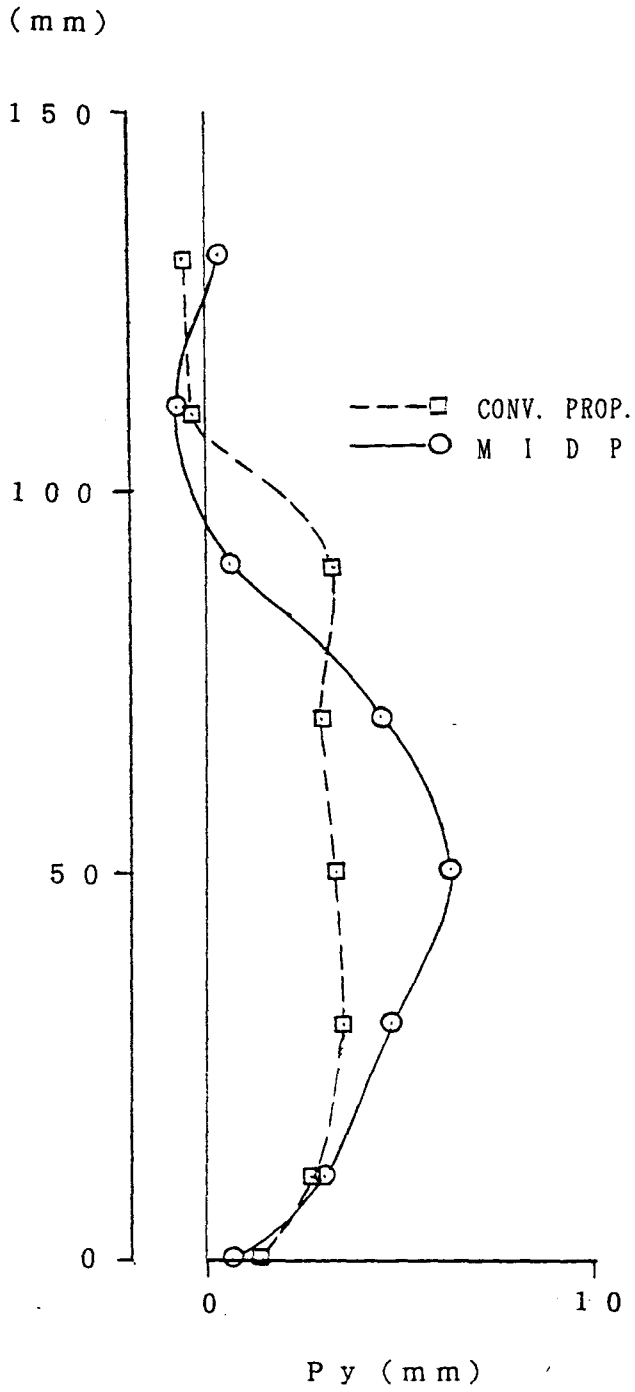


Fig. 3-39 Draftwise Distribution of Thrust Deduction by Surface Pressure

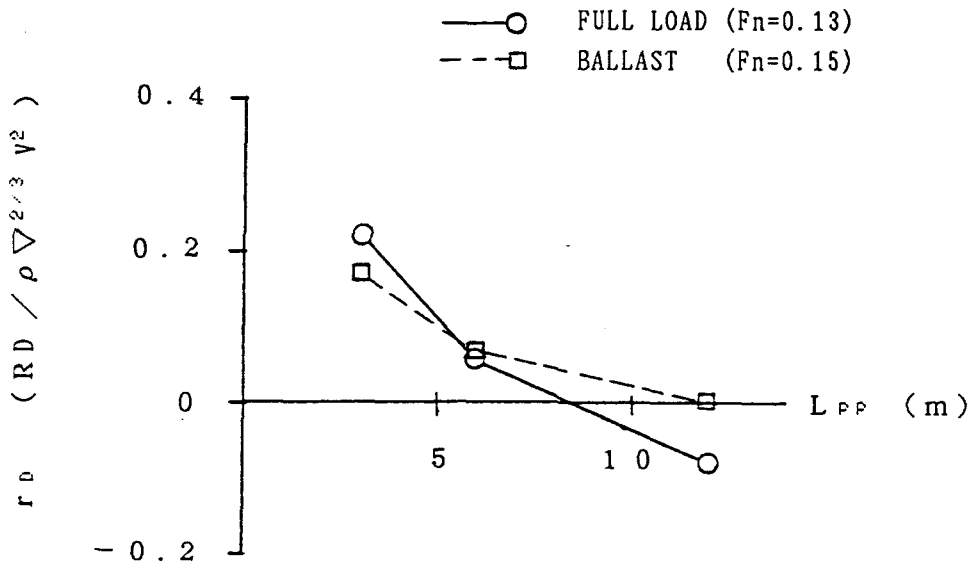


Fig. 3-40 Scale Effect of Duct Resistance in the Towing Condition

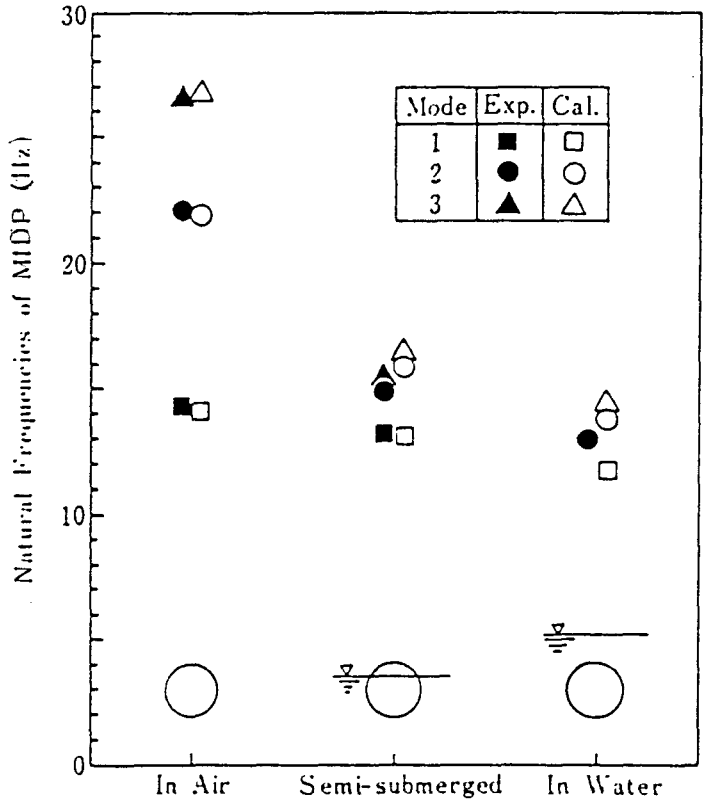


Fig. 3-41 Comparison of Calculated Natural Frequencies of MIDP with Measured Ones (Ref.18, Fig. 9)

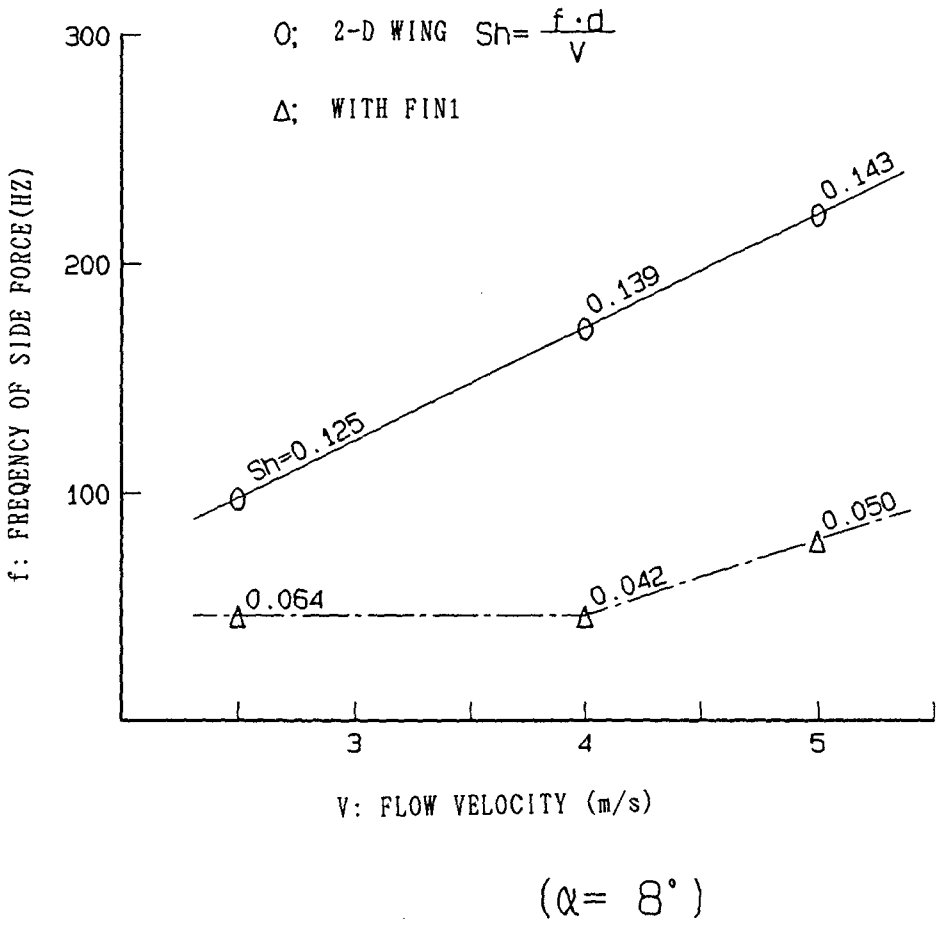
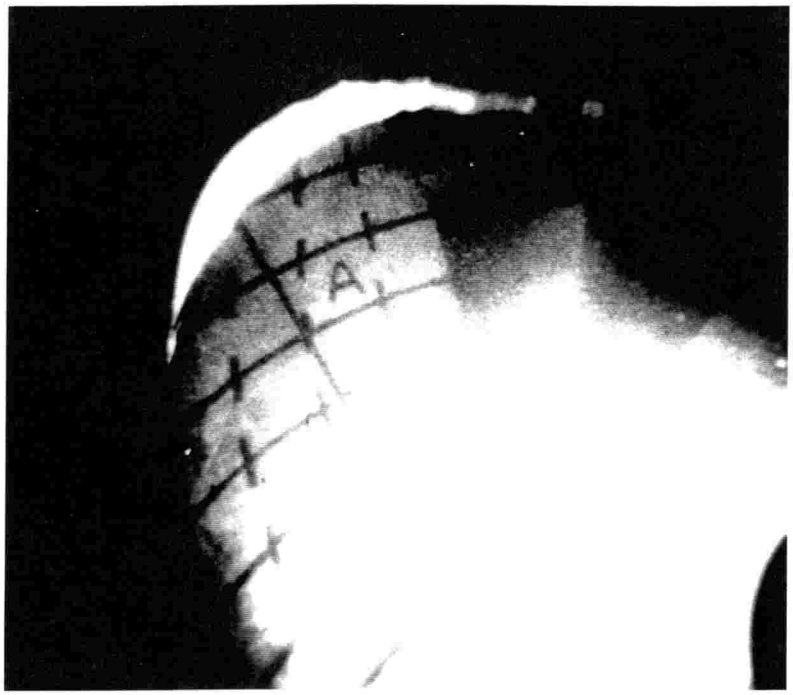
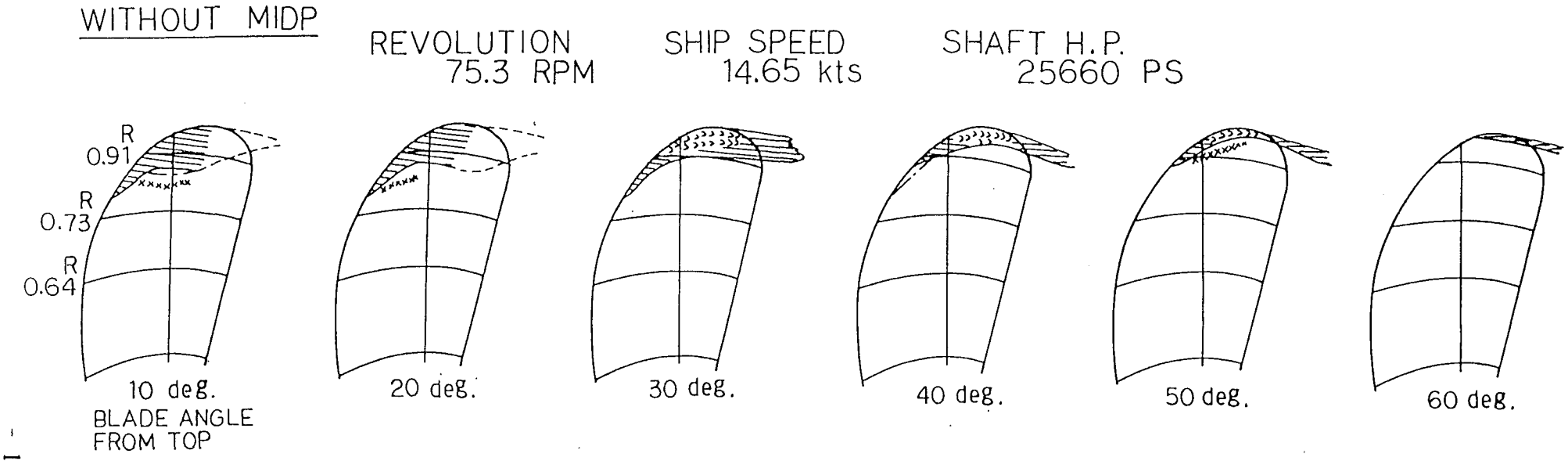


Fig. 3-42 Frequency of Excitation Force and Strohal Number



blade angle 30°

Fig. 4-1 An Example of Photo of Full-Scale Cavitation Observation
(with MIDP, Full Load, 3/4 MCR, 30 deg.)



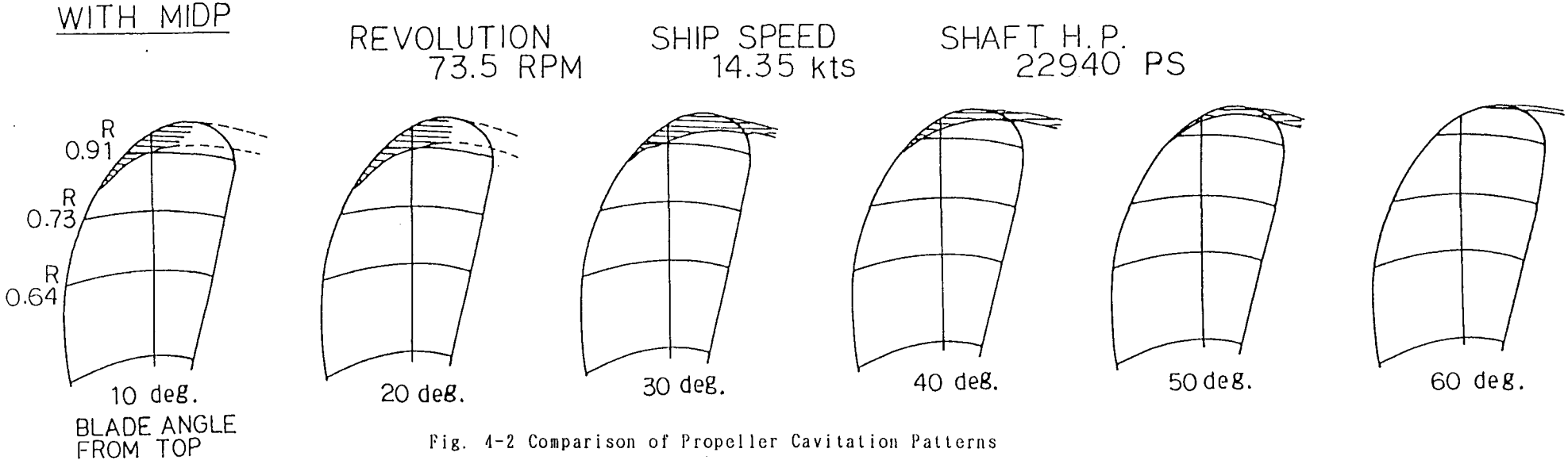


Fig. 4-2 Comparison of Propeller Cavitation Patterns

(Full Load, 3/4 MCR)

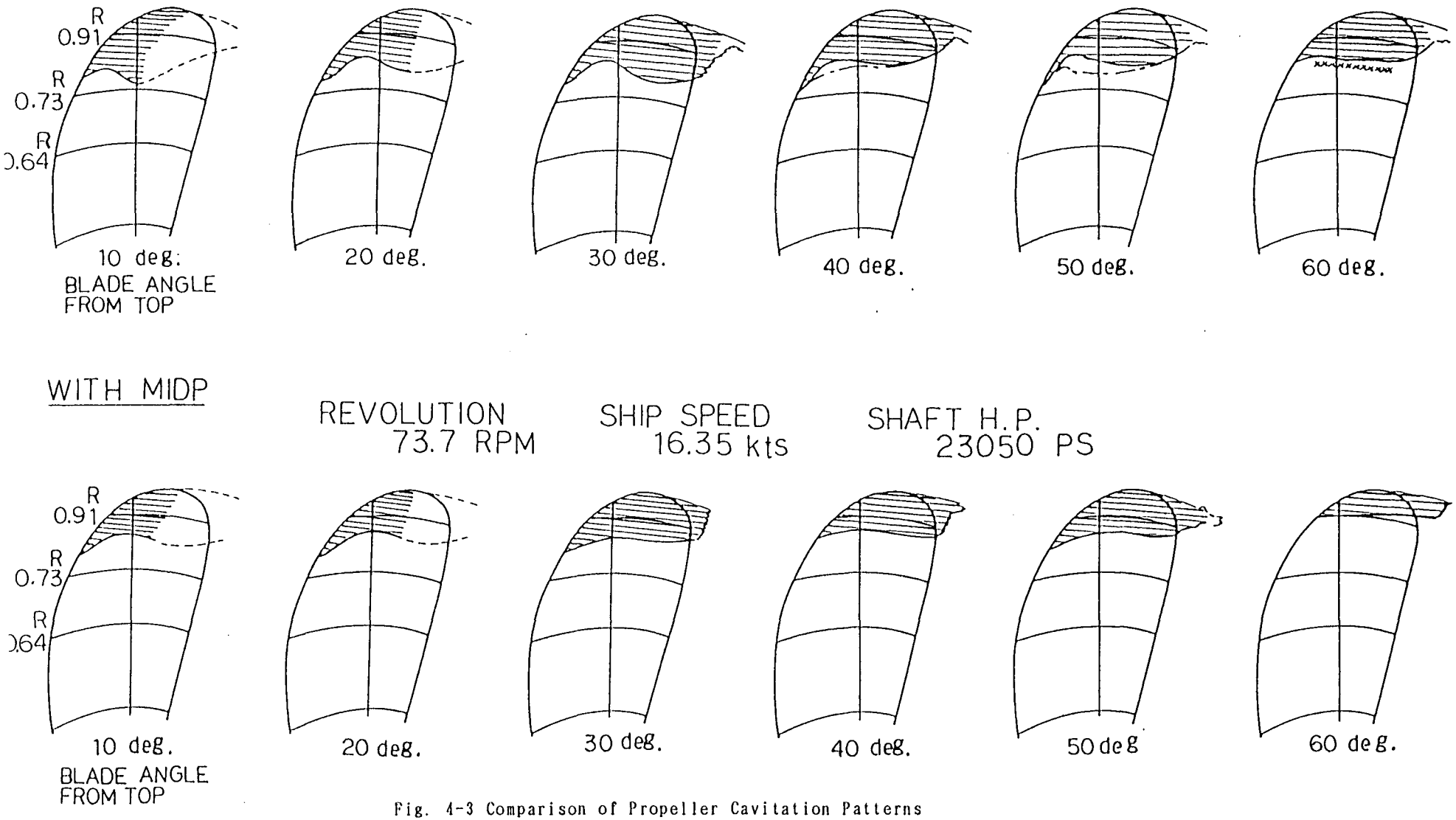


Fig. 4-3 Comparison of Propeller Cavitation Patterns

(Ballast, 3/4 MCR)

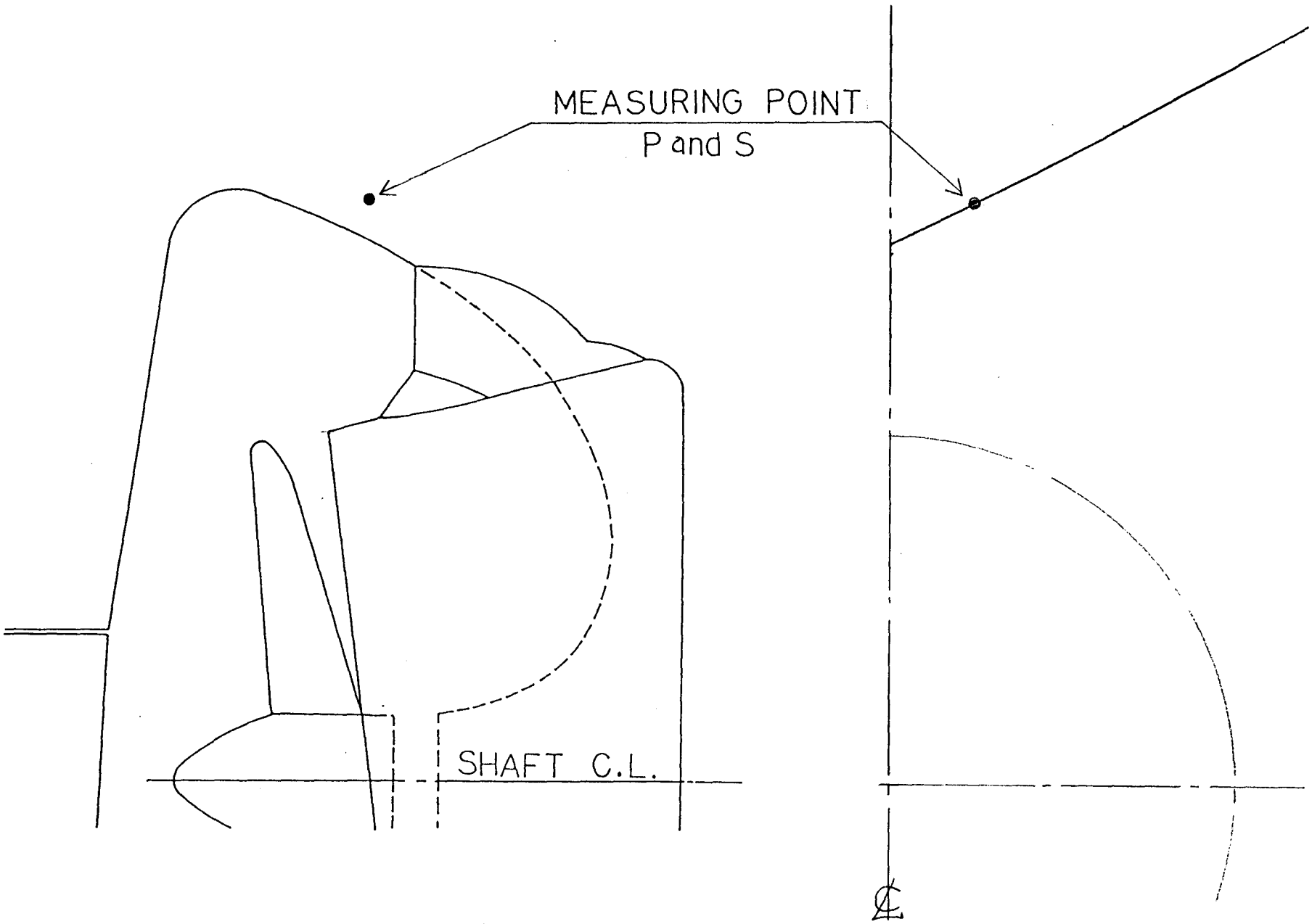
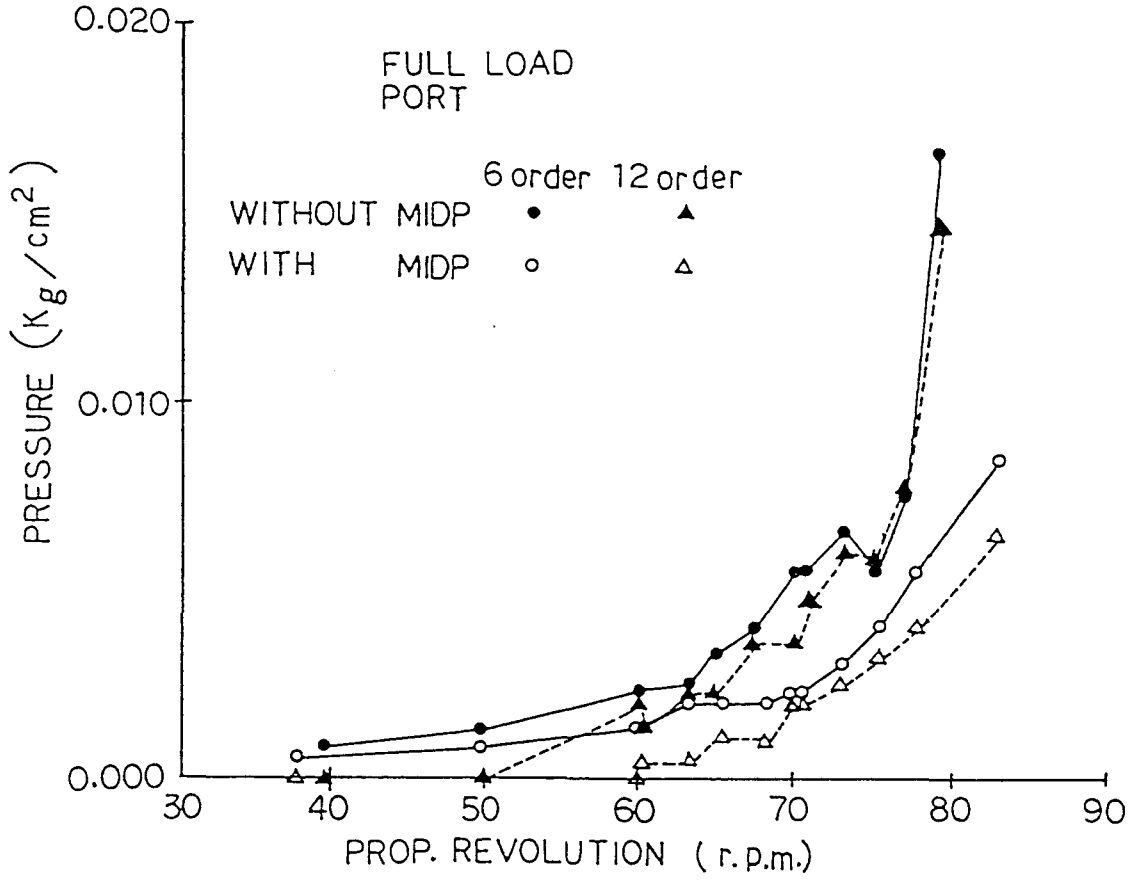


Fig. 4-4 Location of Pressure Sensors



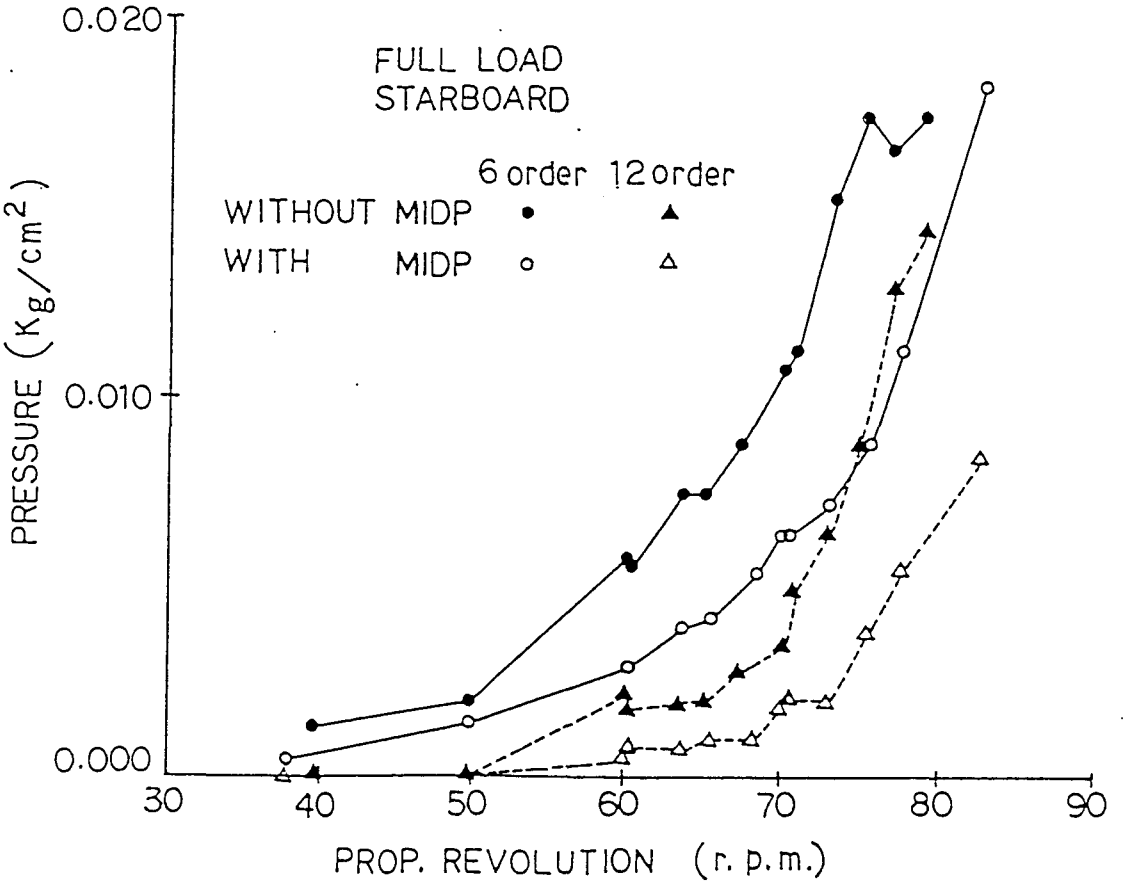


Fig. 4-5 Analyzed Hull Surface Pressure Fluctuations

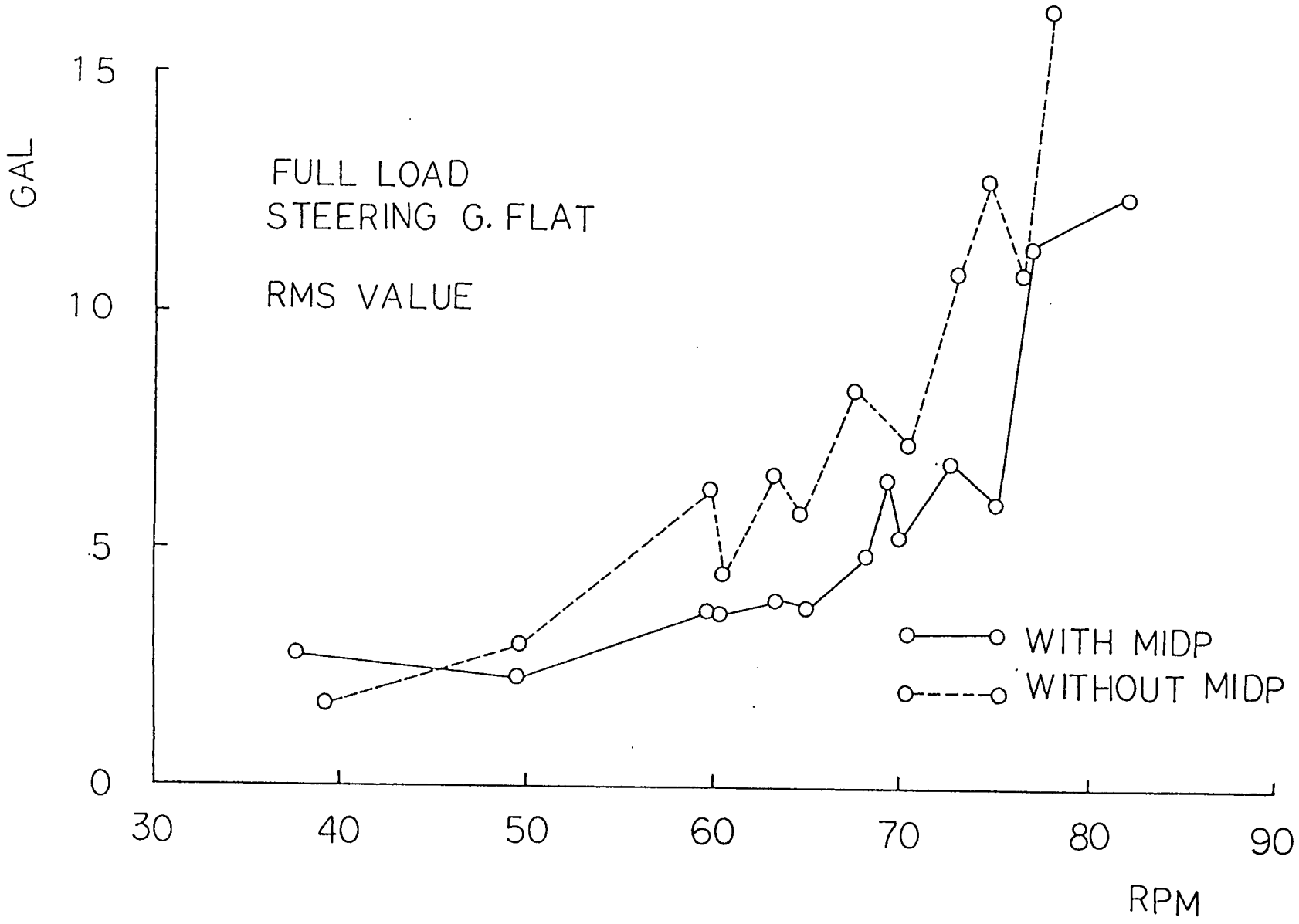


Fig. 4-6 Vertical Acceleration at Steering Gear Flat (Full Load)

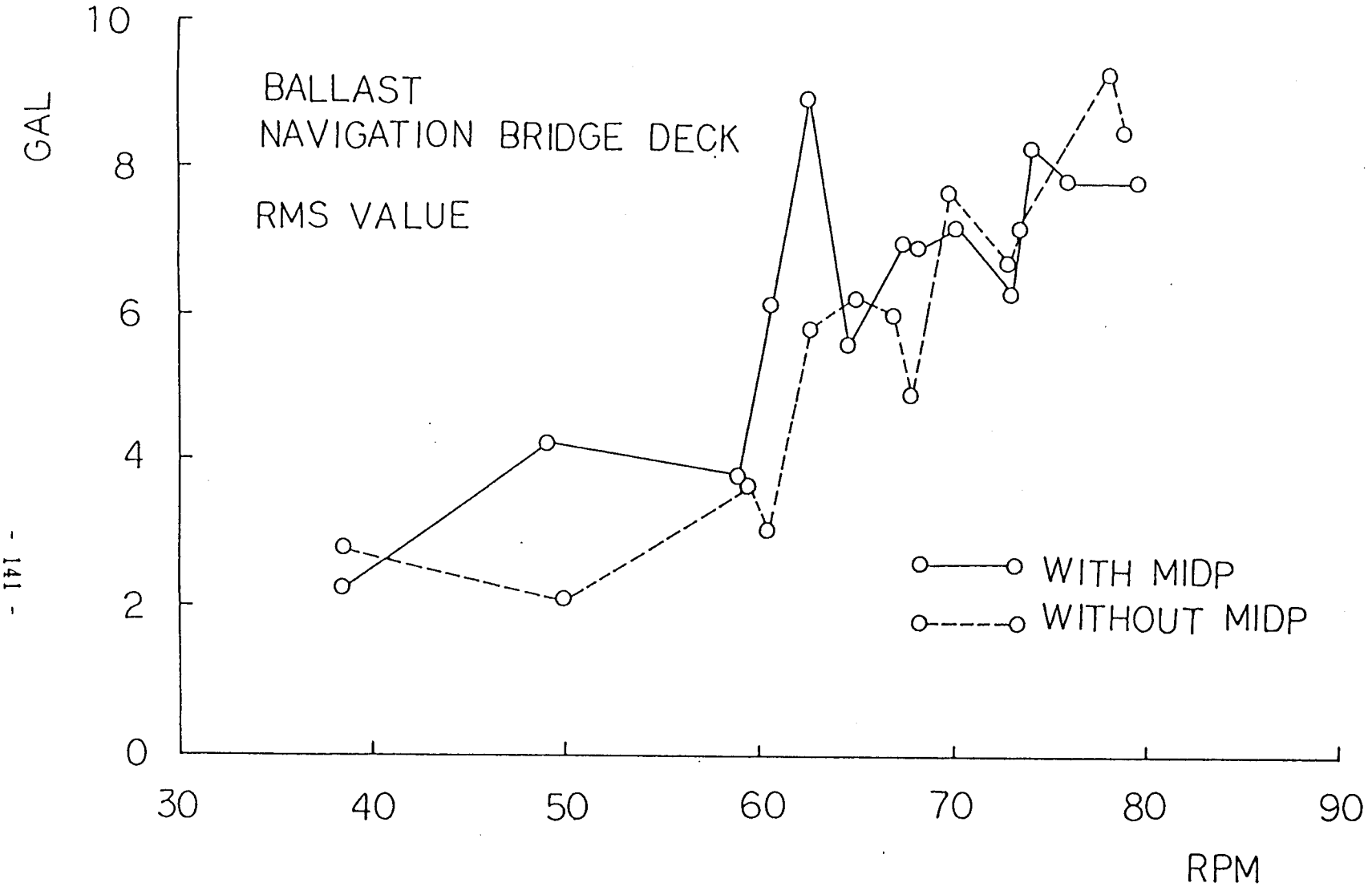


Fig. 4-7 Longitudinal Acceleration at Navigation Bridge Deck (Ballast Condition)

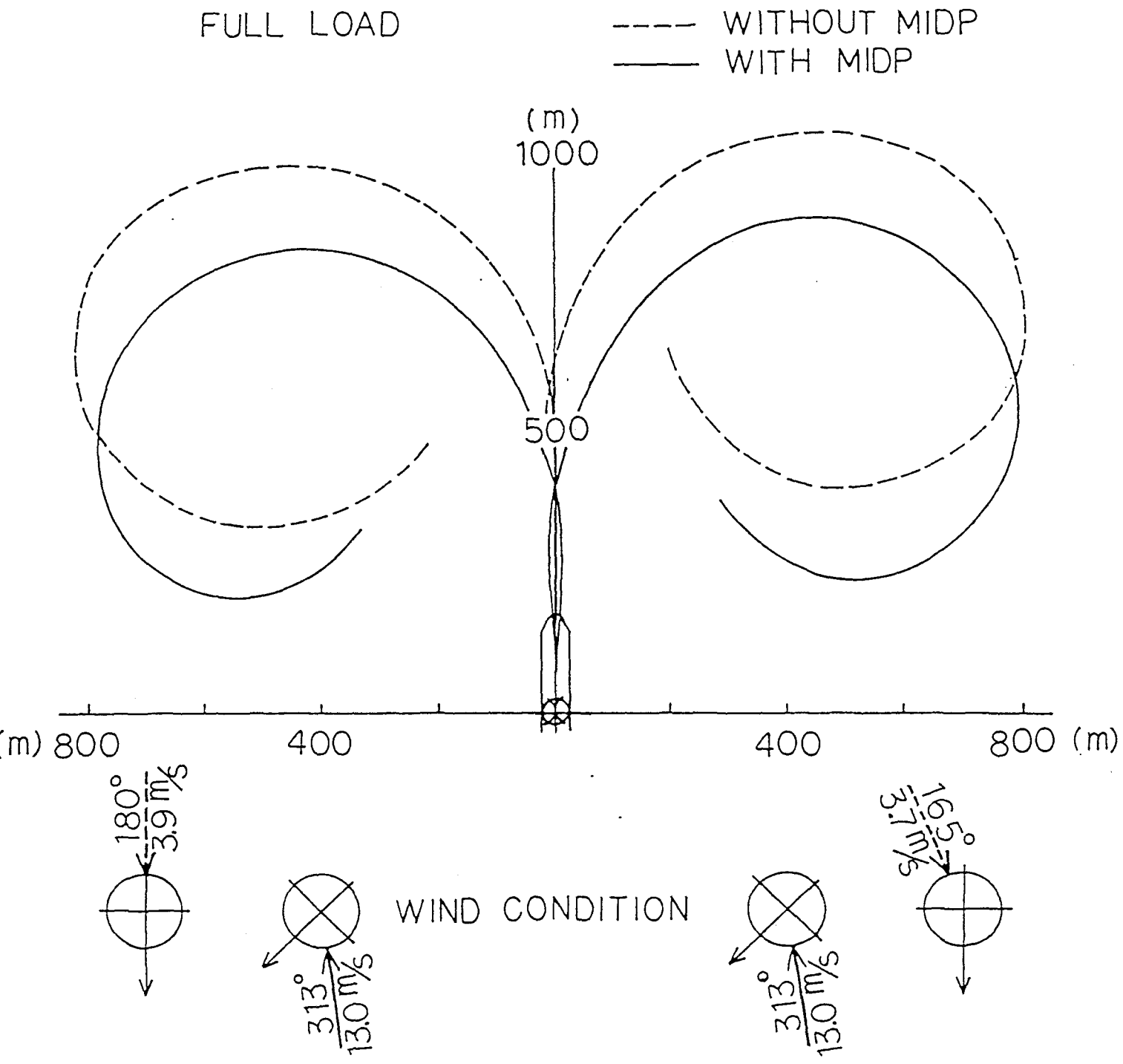


Fig. 4-8 Turning Circle Test Results (Full Load)

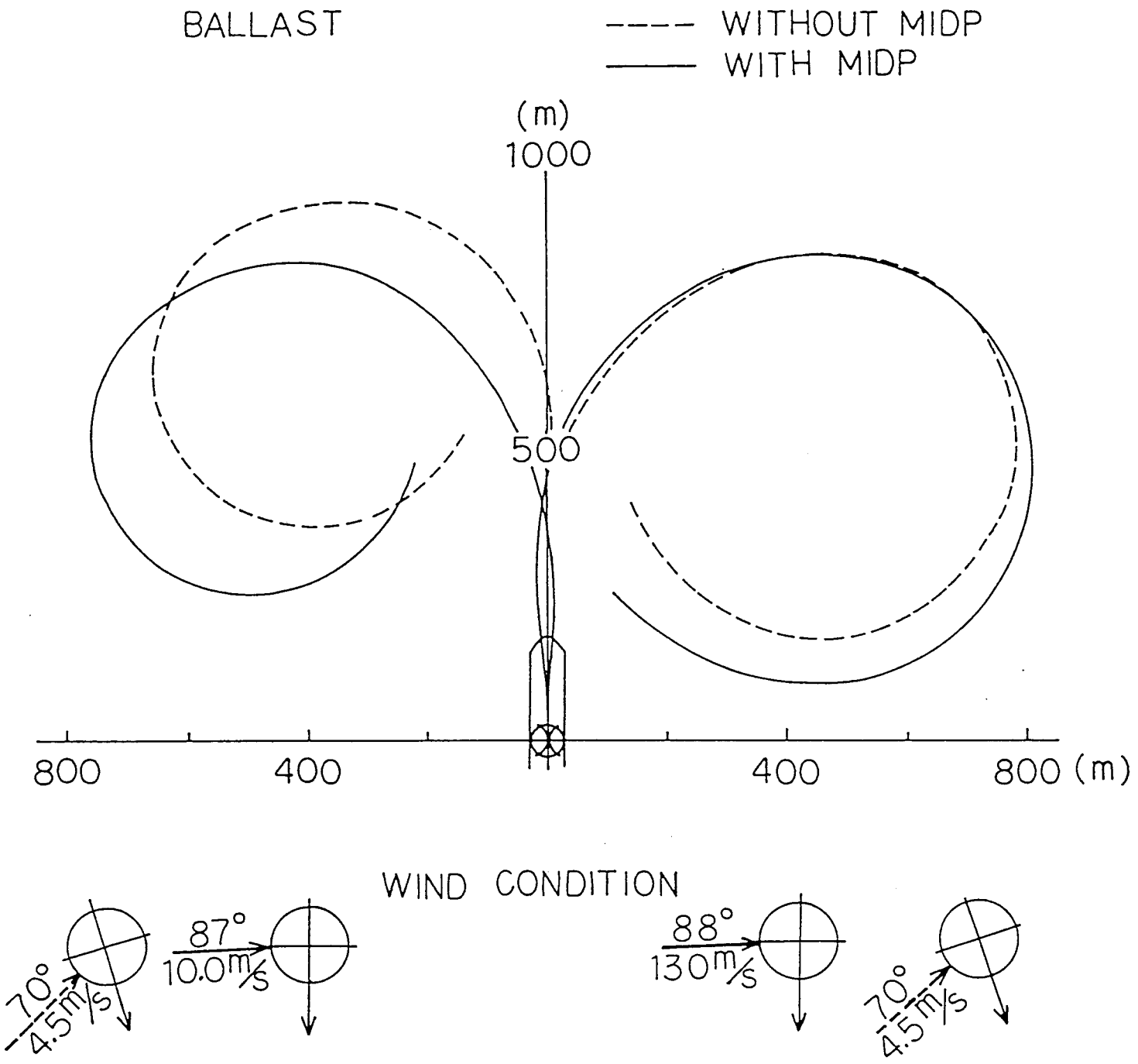


Fig. 4-9 Turning Circle Test Results (Ballast)

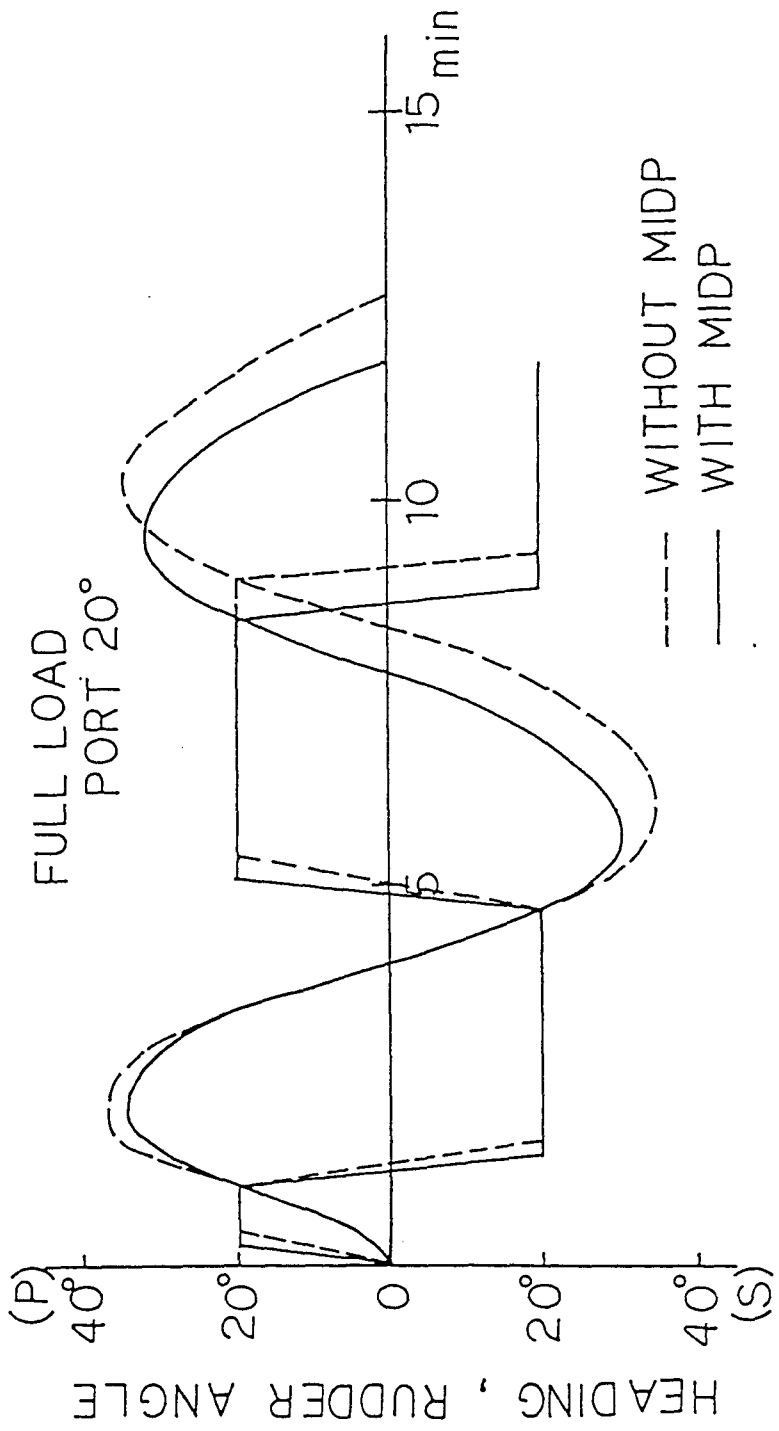


Fig. 4-10 Results of Zig-Zag Tests (Full Load)

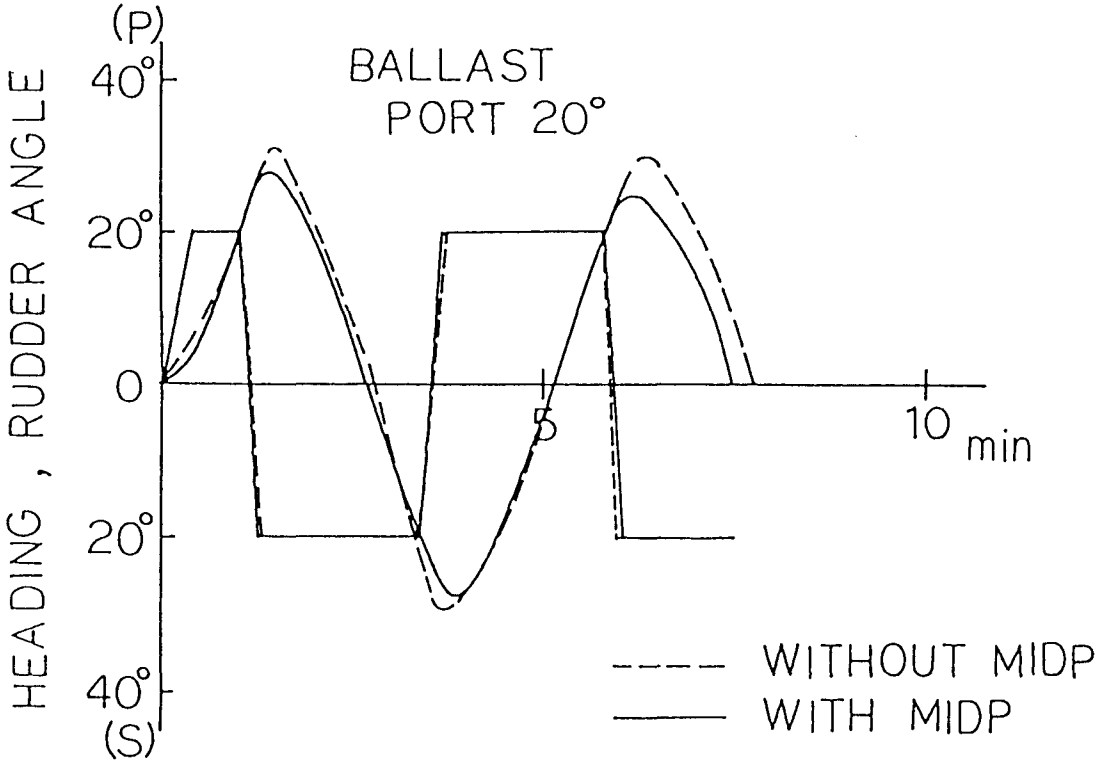


Fig. 4-11 Results of Zig-Zag Tests (Ballast)

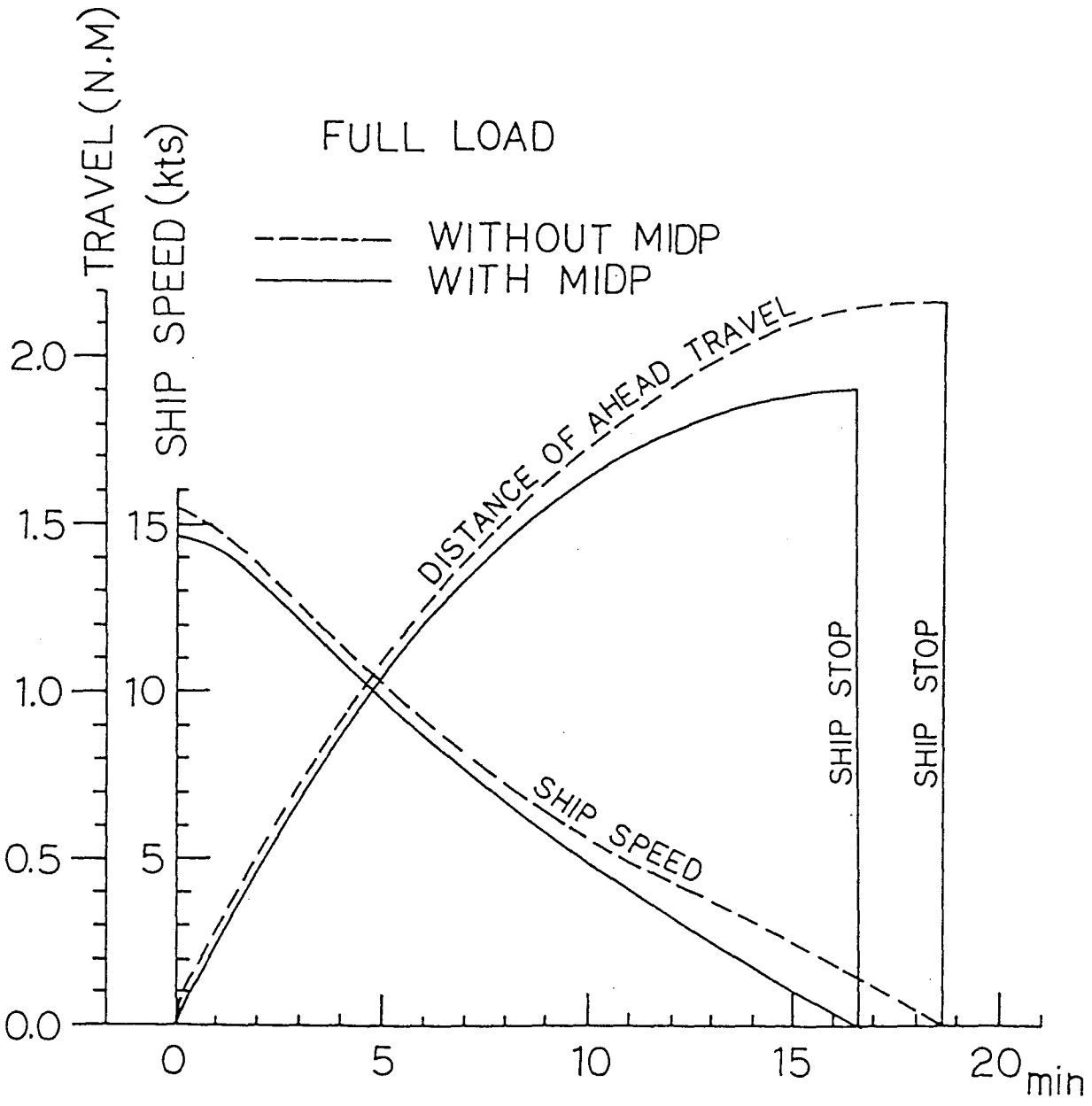


Fig. 4-12 Resutls of Crash Stop Astern Test (Full Load)

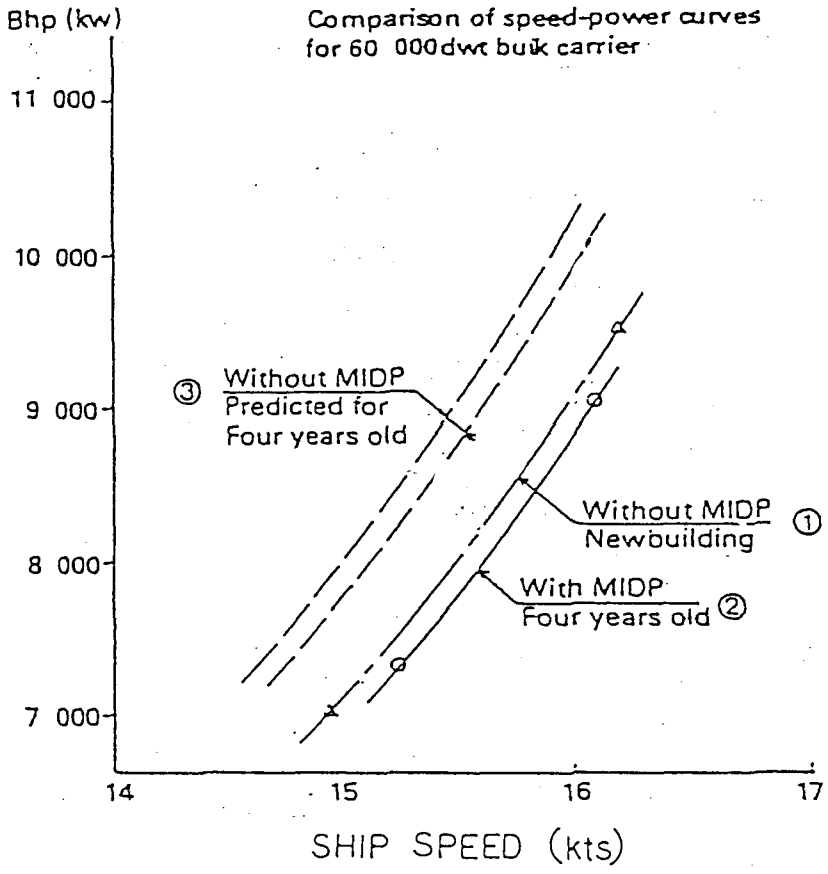


Fig. 4-13 Comparison of Speed Power Curves for 60,000 dwt Bulk Carrier

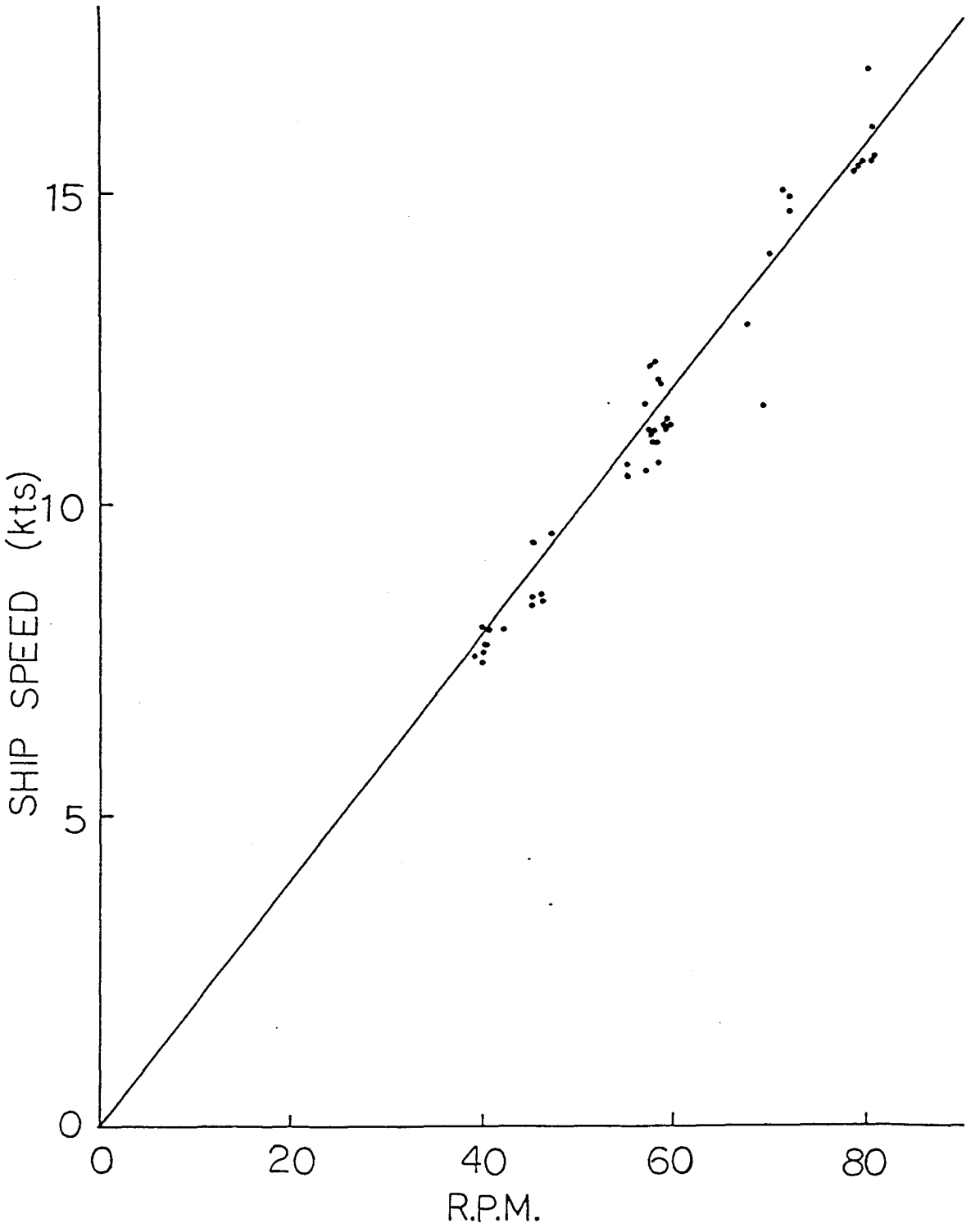


Fig. 4-14 An Example of RPM-Ship Speed on Esso Osaka without MIDP

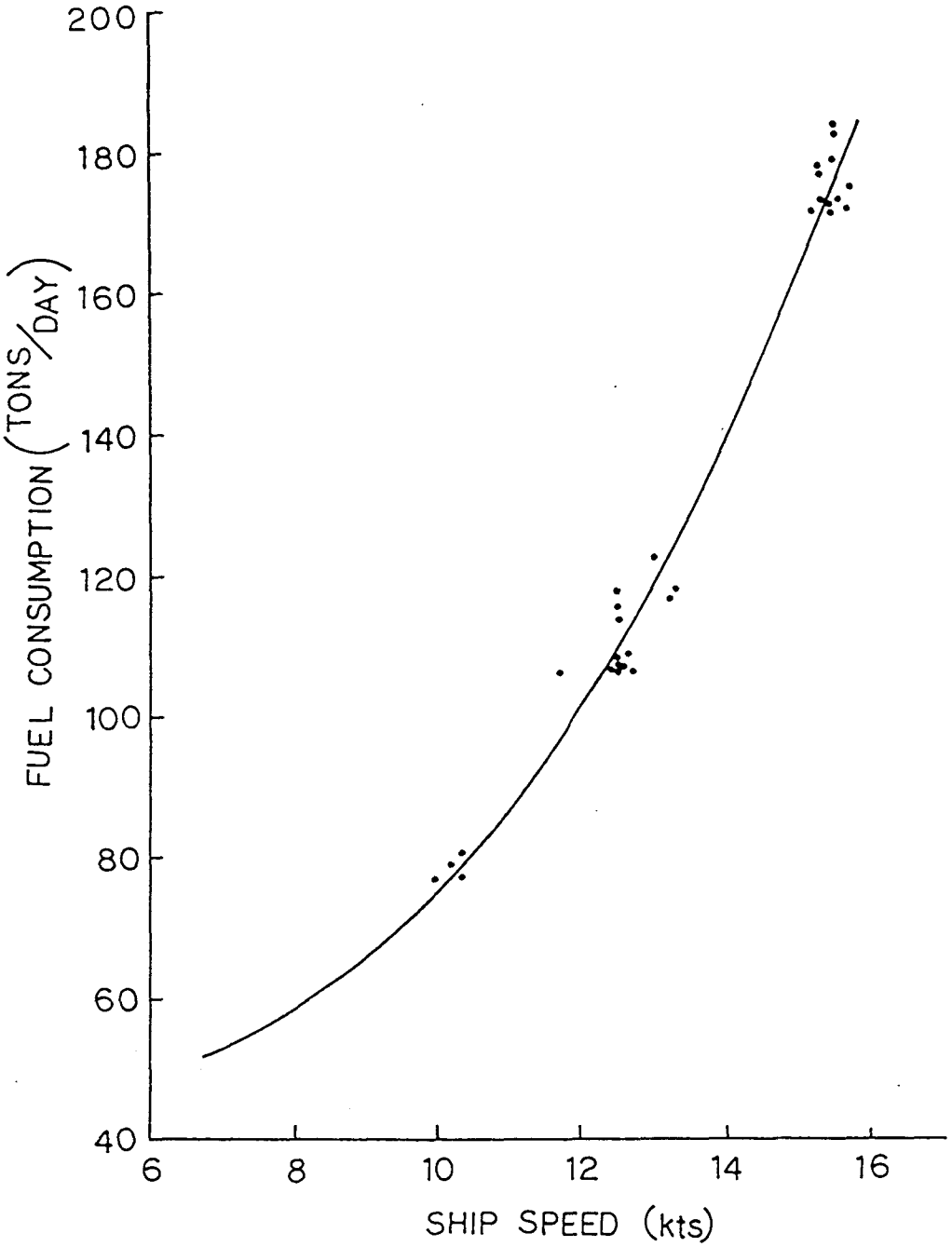


Fig. 4-15 An Example of Speed-Fuel Consumption Curve on Esso Osaka with MIDP

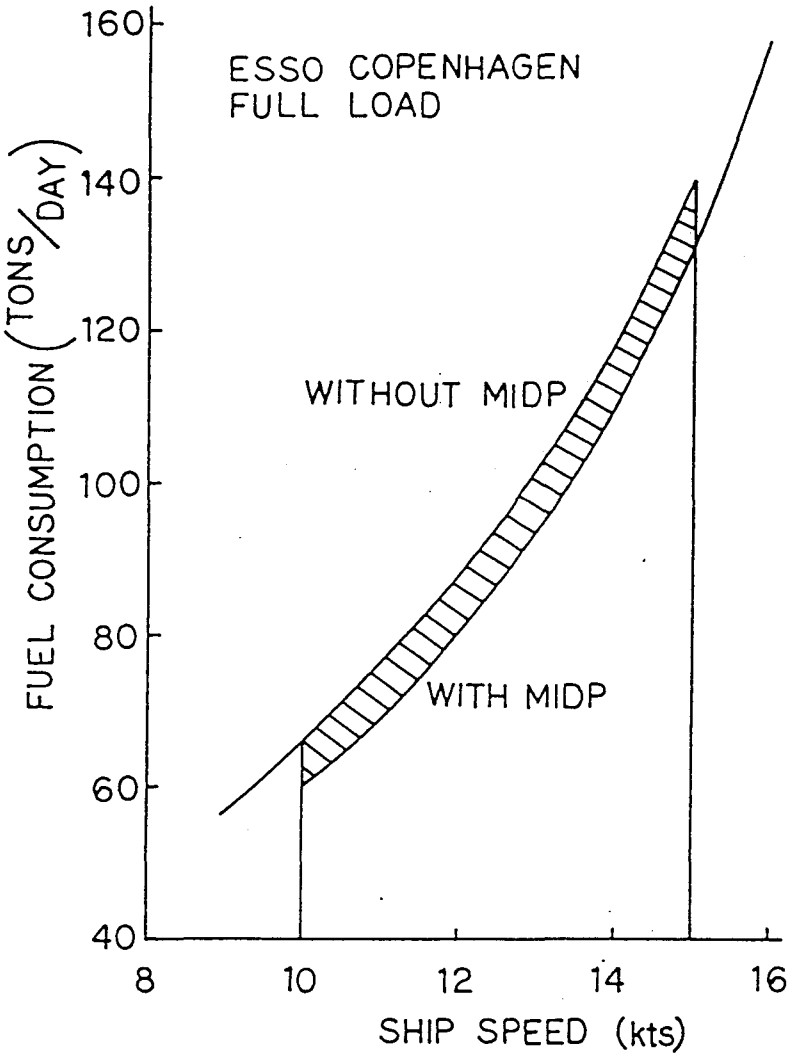


Fig. 4-16 An Example of Comparison of Speed-Fuel Consumption Curve on Esso Copenhagen

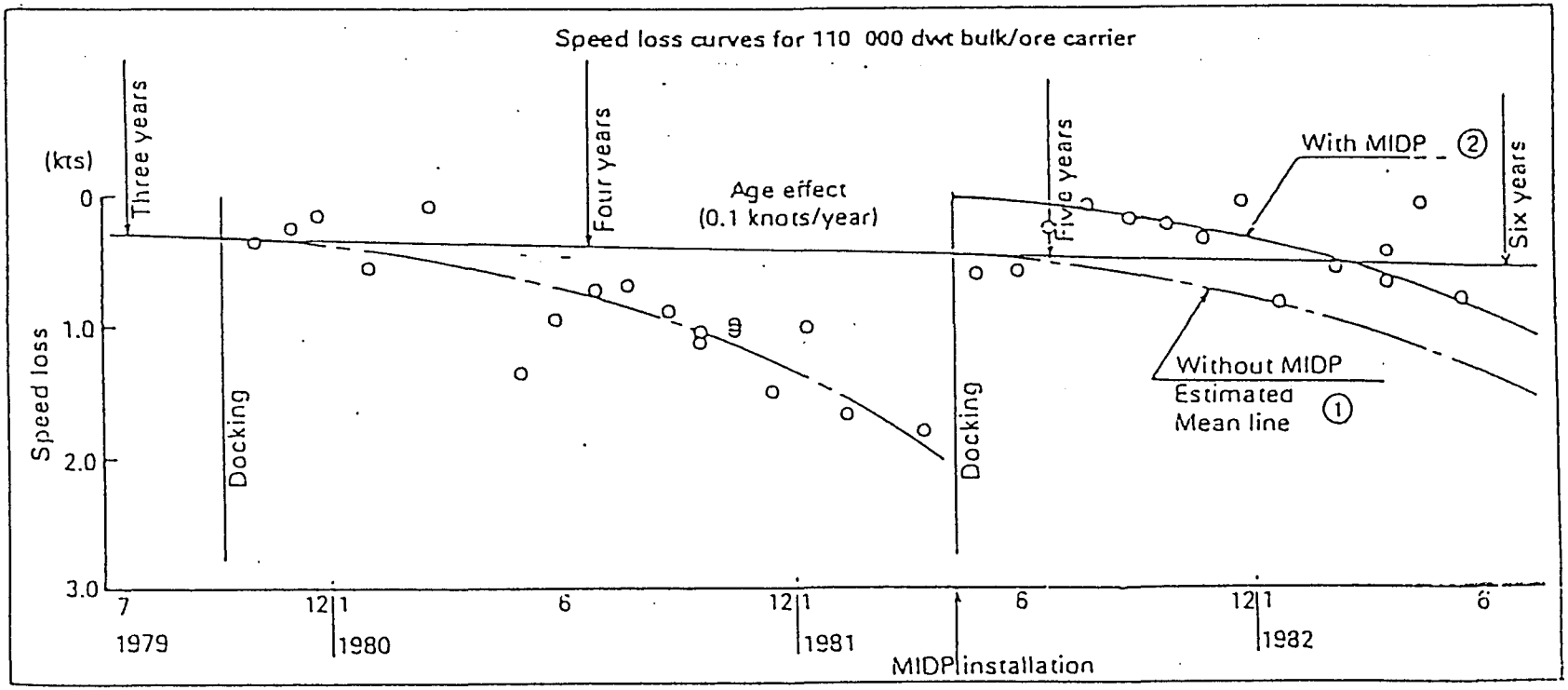


Fig. 4-17 Speed Loss Curves for 110,000 dwt Bulk/Ore Carrier

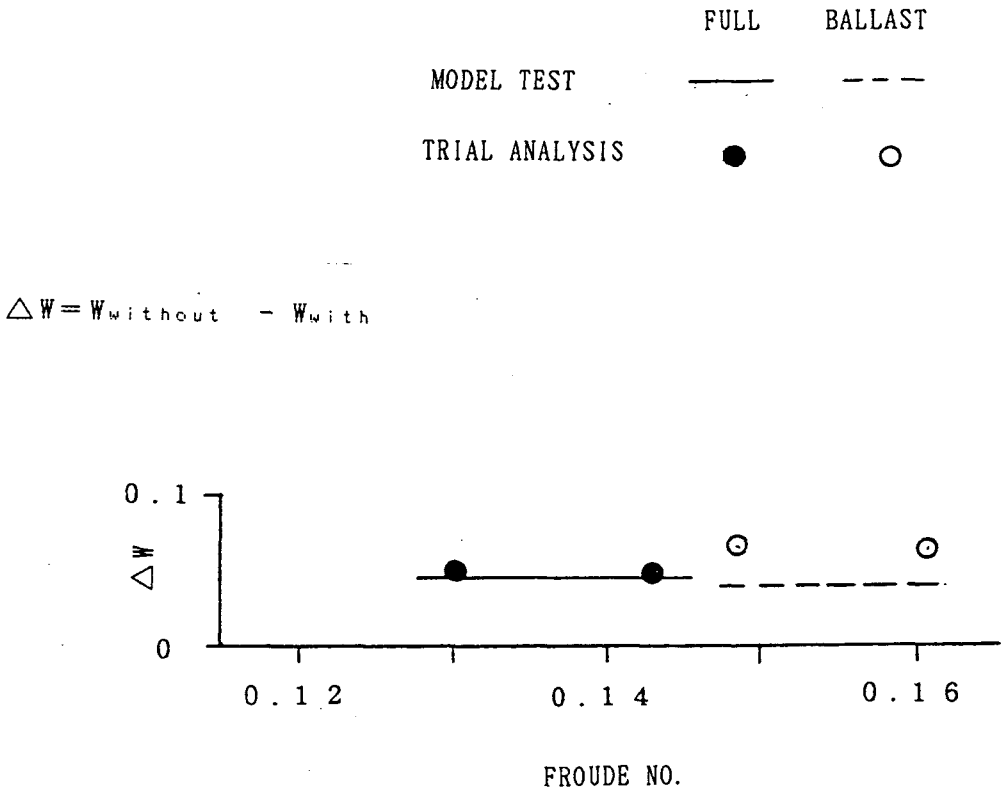


Fig. 4-18 Comparison of Wake Fraction by MIDP