

Una nuova presentazione della serie di eliche B di Wageningen

SOMMARIO: In questo lavoro si propone una nuova presentazione grafica delle caratteristiche di funzionamento delle eliche a 4 e 5 pale appartenenti alla serie sistematica B di Wageningen; tale rappresentazione è stata sviluppata per rendere più agevole la scelta dell'elica di massimo rendimento.

Le eliche B di Wageningen sono largamente utilizzate dai progettisti navali; le tradizionali rappresentazioni, pur consentendo la soluzione di numerosi problemi che si presentano nel progetto del sistema di propulsione di una nave, comportano alcune difficoltà operative, in particolare quando si affronta il ben noto "problema dell'architetto navale" che consiste nella scelta dell'elica di massimo rendimento in funzione della potenza effettiva e della velocità di avanzo.

Si propone pertanto una nuova rappresentazione della serie basata sulle curve di livello del rendimento e del rapporto tra il passo ed il diametro sviluppate nel piano (B_U, δ), ove B_U è il coefficiente della potenza di spinta e δ è un coefficiente di velocità inversamente proporzionale al coefficiente di avanzo.

Tale rappresentazione, a parere degli Autori, si presta meglio alla scelta dell'elica nella fase preliminare del progetto in quanto evita calcoli iterativi e permette una visione più diretta di alcuni parametri in gioco.

A NEW REPRESENTATION OF WAGENINGEN B - SCREW SERIES

SUMMARY: The paper proposes a new graphic presentation of the operating characteristics of 4 and 5 blades Wageningen B - screw series; this representation has been developed so as to make easier to choose the propeller of the highest efficiency.

The Wageningen B - screw series is largely used by ship designers; traditional representations, even if they allow the solution of several problems occurring during the design of the propulsion plant, involve some operating difficulties, in particular while facing the well-known "problem of naval architect"; this consists in the choice of the propeller of the highest efficiency as a function of the effective power and the speed of advance.

Therefore, a new representation of the series is proposed that is based on the level curves of the efficiency and the pitch-diameter ratio in the (B_U, δ) diagram, where B_U is the thrust coefficient and δ is a speed coefficient which is inversely proportional to the coefficient of advance.

The representation, in the authors' opinion, is more suitable for the choice of the propeller in the preliminary stage of the design as it avoids iterative calculations and allows a more direct view of the relevant parameters.

PREMESSA

Problema di particolare importanza per il progettista navale è certamente la scelta dell'elica ottimale; lo scopo che si persegue in questa scelta è, per gli evidenti riflessi economici che comporta, la massimizzazione del rendimento nel rispetto delle specifiche condizioni al contorno relative, ad esempio, al tipo di motorizzazione, ai possibili ingombri, al pericolo di cavitazione, ai prevedibili regimi operativi.

In questa scelta sono di notevole aiuto le serie sistematiche che permettono da un lato di realizzare il progetto stesso dell'elica, o perlomeno di fissarne le caratteristiche dimensionali principali, e dall'altro di prevederne le caratteristiche di funzionamento. Tra le serie sistematiche di eliche particolare rilievo riveste la serie B di Wageningen per la completezza delle indagini effettuate e il vasto campo di

A. CAMPANILE (*)
A. PACIOLLA (**)
F. QUARANTA (***)

(*) Professore associato di Navi Speciali nell'Università degli Studi di Napoli.
(**) Professore associato di Impianti di Propulsione Navale nell'Università degli Studi di Napoli.
(***) Ingegnere navale.

potenze coperto dalle sue eliche.

Prima di procedere al progetto dell'impianto di propulsione di una nave, è necessario stimare, dai risultati delle prove in vasca appositamente condotte o già disponibili per modelli simili, la resistenza al moto e quindi la potenza effettiva necessaria a muovere lo scafo alla velocità di esercizio prevista. Sulla base di questi dati si deve poi proporzionare un'elica che abbia caratteristiche adatte a sviluppare la spinta necessaria e, ove se ne ravvisi l'opportunità, costruirne un modello da applicare a quello della carena per effettuare le prove di autopropulsione. Queste prove daranno indicazioni conclusive sulla bontà dell'accordo elica-carena ed eventuali suggerimenti migliorativi da tener in conto nella definizione finale dello scafo e della sua elica. In questa serie di operazioni bisogna tener conto di un gran numero di parametri che devono essere stimati per poter condurre l'indagine.

È chiaro allora che le serie sistematiche possono essere di grande aiuto in quanto permettono di conoscere agevolmente, senza dover effettuare prove sperimentali o laboriose procedure numeriche, le prestazioni fornite dall'elica al variare delle caratteristiche fondamentali in gioco. In tal modo la scelta dell'elica, una volta stimata la potenza di spinta, può essere realizzata semplicemente determinando le sue caratteristiche ottimali dai diagrammi della serie, evitando così in tale fase le difficoltà che il calcolo diretto dell'elica comporterebbe.

La serie B di Wageningen

Come è noto, nei laboratori di Wageningen è stata sviluppata una serie sistematica di eliche in grado di coprire un ampio campo di applicazioni; i risultati conseguiti sono riportati in numerose pubblicazioni succedutesi nel tempo; tra le più recenti e più complete si veda ad esempio, il bollettino [1] dello NSMB n. W13011-1-RD del gennaio 1978. Ai fini pratici le caratteristiche di funzionamento delle eliche in questione sono rappresentate in diagrammi appartenenti a due diverse tipologie: nella prima, basata interamente su grandezze adimensionali, sono riportate le curve dei coefficienti di spinta e momento K_T e K_Q e del rendimento di elica isolata η_0 in funzione del coefficiente di avanzo J ove, con simbologia nota, è:

$$J = \frac{v_A}{nD} \quad K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad \eta_0 = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q}$$

La seconda tipologia, finalizzata agli scopi progettuali, è invece costituita da diagrammi aventi in ascisse ed ordinate rispettivamente:

$$\begin{aligned} x &= B_p = N P_D^{1/2} V_A^{-5/2} \\ y &= P/D \end{aligned} \quad (1)$$

in essi sono riportate le curve di livello del rendimento η_0 e del rapporto $\delta = ND/V_A$, ove N è il numero di giri dell'elica al minuto primo, P_D è la potenza al mozzo in cavalli inglesi, V_A è la velocità di avanzo in nodi, P è il passo dell'elica in piedi, D è il diametro dell'elica in piedi.

La notevole estensione dell'indagine ha fatto sì che la serie in esame costituisca oggi un diffuso punto di riferimento per progettisti e ricercatori navali come, ad esempio, nei lavori [2, 3, 4].

Nel gruppo di diagrammi, per così dire, "di progetto", ossia quelli che riportano il valore del rapporto P/D in funzione di B_p con parametri η_0 e δ il dato di partenza è la potenza al mozzo P_D ossia quella fornita dal motore diminuita delle perdite nell'eventuale riduttore e nei cuscinetti della linea d'assi e dell'astuccio. È cioè:

$$P_D = k_1 N Q \quad (2)$$

ove Q è il momento fornito all'elica e k_1 è una costante che dipende dalle unità di misura usate.

Nel progetto di una nave, per poter determinare le caratteristiche ottime dell'elica, bisogna basarsi sui risultati delle prove di rimorchio che permettono di conoscere la curva di resistenza all'avanzamento della carena in funzione della sua velocità; quando poi la carena appartiene ad una serie sistematica gli stessi valori possono essere ottenuti numericamente interpolando i dati disponibili.

In questa fase è conosciuta dal progettista la sola potenza effettiva ossia quella che, per una assegnata velocità, è necessaria per vincere la resistenza totale della carena:

$$P_E = k_2 R_T V \quad (3)$$

ove: R_T è la resistenza al moto calcolata con le prove in vasca ed opportunamente aumentata per tener conto delle appendici, della rugosità e della resistenza d'aria; V è la velocità della nave; k_2 è una costante dipendente dalle unità di misura.

Nulla si sa, se non a livello indicativo, a proposito del rendimento propulsivo totale che l'elica da definire potrà avere una volta calettata. Di conseguenza non è conosciuto direttamente il valore della potenza al mozzo la quale è data proprio dal rapporto tra la potenza effettiva ed il rendimento propulsivo totale:

$$P_D = P_E / \eta_D$$

Pertanto, per utilizzare i diagrammi originali della serie B di Wageningen, occorre dare un valore di tentativo ad η_D , e quindi a P_D , per poter calcolare B_p , δ e P/D ; successivamente bisogna rientrare nei diagrammi e controllare che il valore di tentativo del rendimento corrisponda a quello letto dal diagramma. Se ciò non accade occorre ripetere il calcolo a partire dall'ultimo valore determinato per η_D . Si deve pertanto effettuare un procedimento iterativo partendo dalla grandezza P_D che non è conosciuta in partenza.

Si può dire, in altri termini, che l'impostazione delle curve fornite dalla serie è più vicina al punto di vista dell'impiantista navale il cui problema principale consiste nella determinazione della velocità sviluppata dal sistema elica-carena una volta assegnato il motore principale e quindi, salvo i rendimenti organici della linea d'assi, proprio la potenza al mozzo P_D .

Viceversa per il progettista dell'elica appare più opportuno fare riferimento alla potenza di spinta che è direttamente legata alla potenza effettiva della carena in studio per la velocità che si intende sviluppare.

Per ulteriori dettagli su tale problematica si veda, ad esempio, il lavoro [5] di Vasilopoulos del 1976.

I nuovi diagrammi

Alla luce delle precedenti considerazioni è apparso opportuno sviluppare una nuova presentazione delle prestazioni delle eliche della serie in esame più adatta al problema della scelta dell'elica di massimo rendimento.

I risultati ottenuti sono riportati nelle Figure 3 + 11. Ciascuna figura è relativa alla famiglia di eliche caratterizzata da un assegnato rapporto tra l'area espansa e l'area disco, indicato in figura con la lettera A, e da un assegnato numero di pale, indicato in figura con la lettera Z. In particolare le figure in questione si riferiscono ai valori riassunti nella tabella che segue:

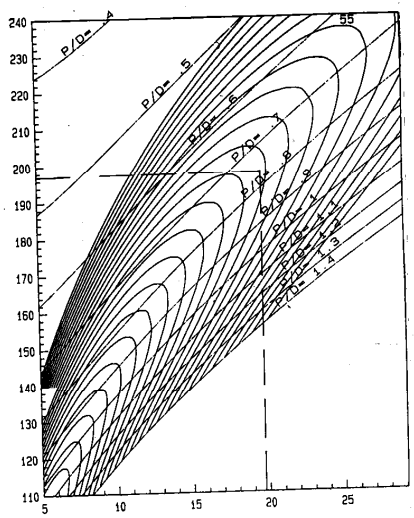


FIGURA1

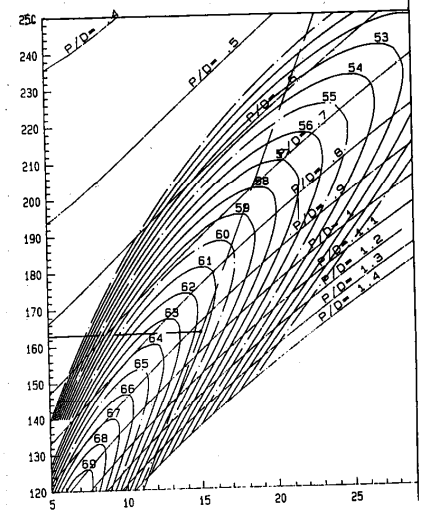


FIGURA2

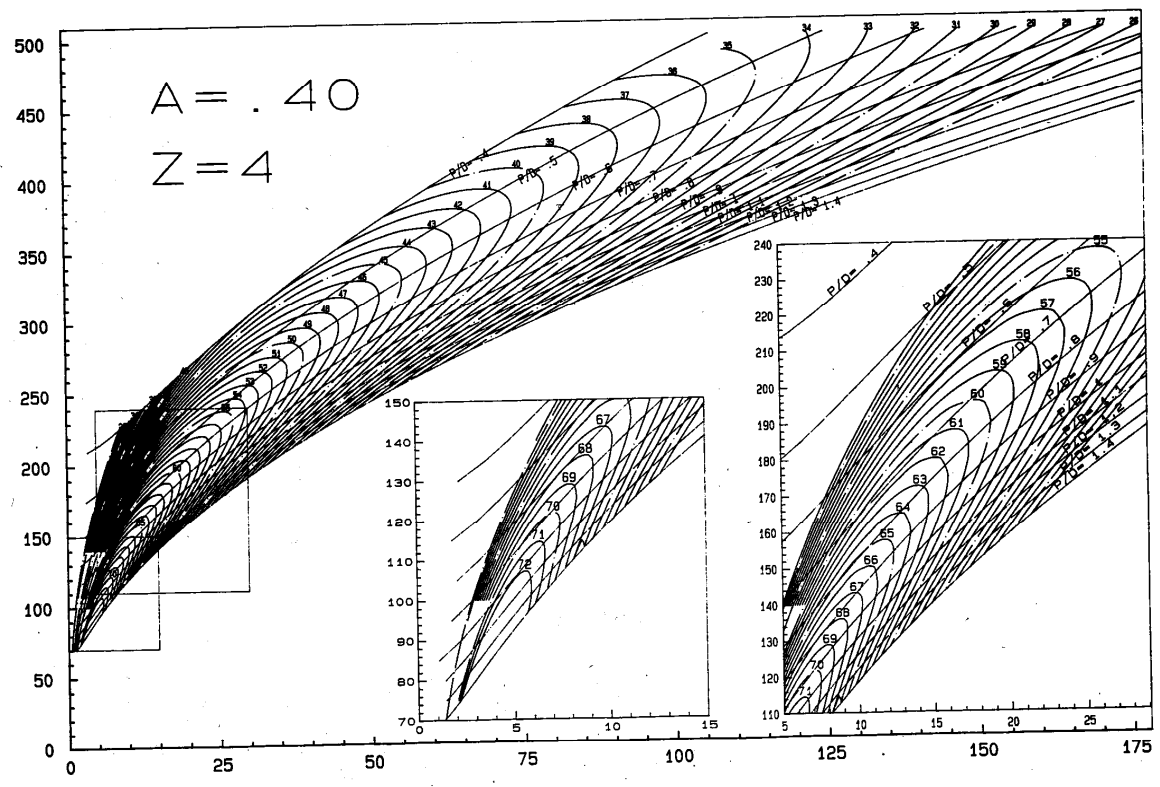


FIGURA3

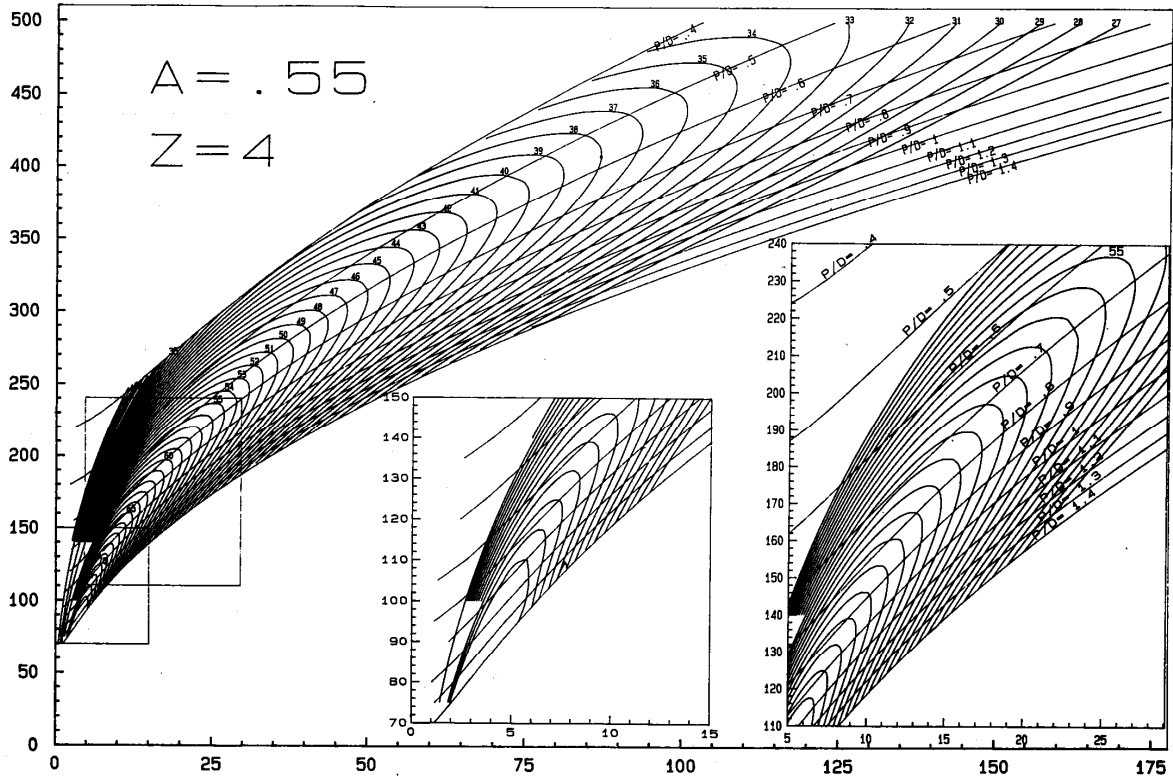


FIGURA 4

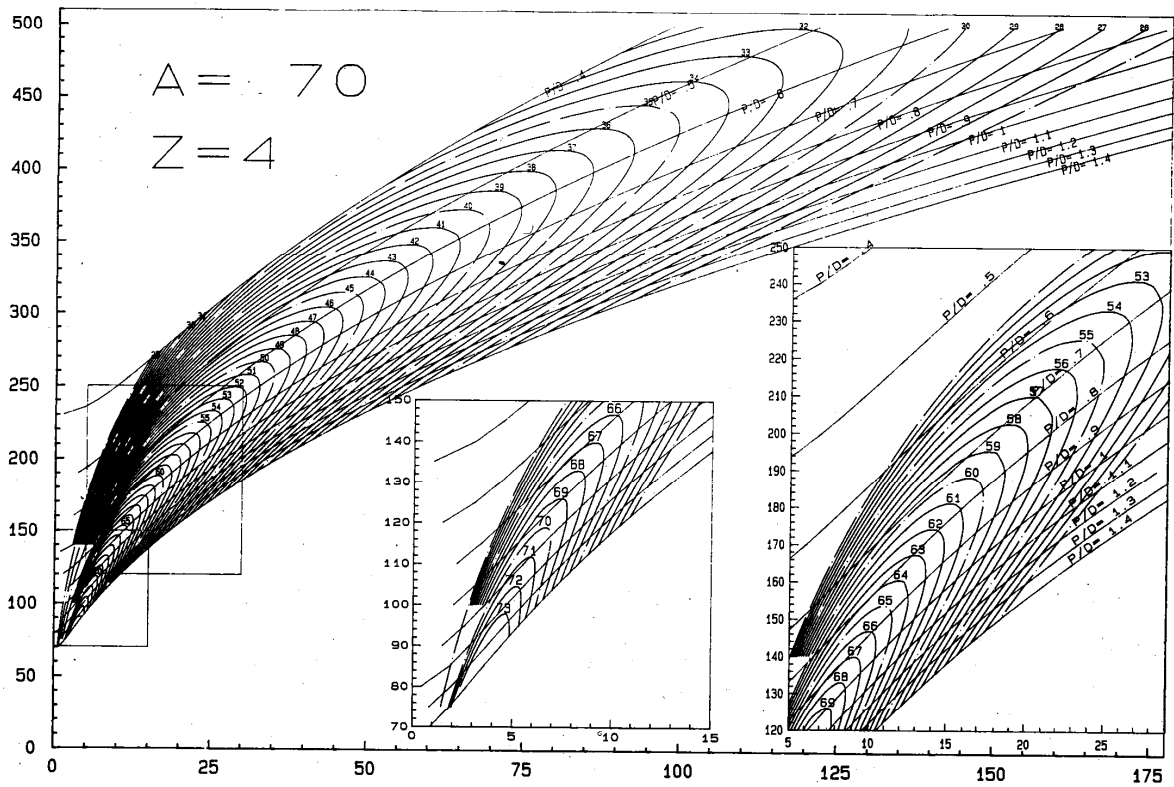


FIGURA 5

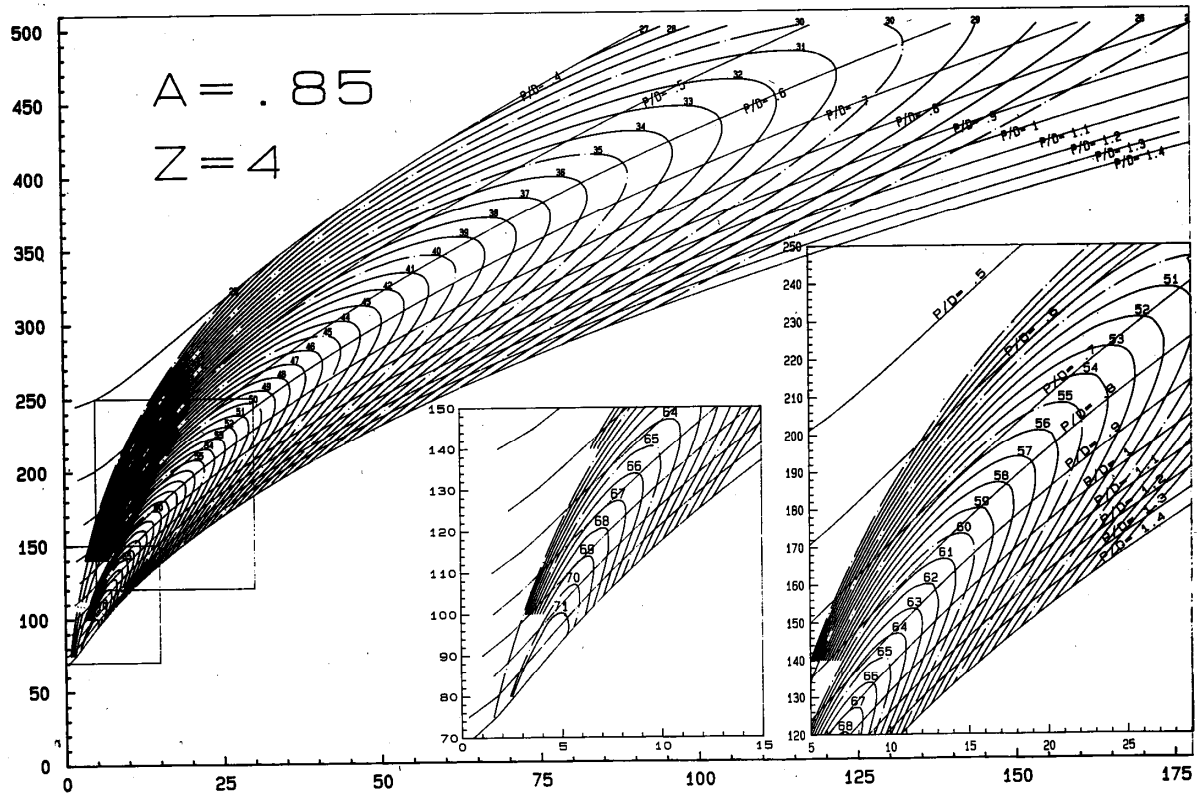


FIGURA 6

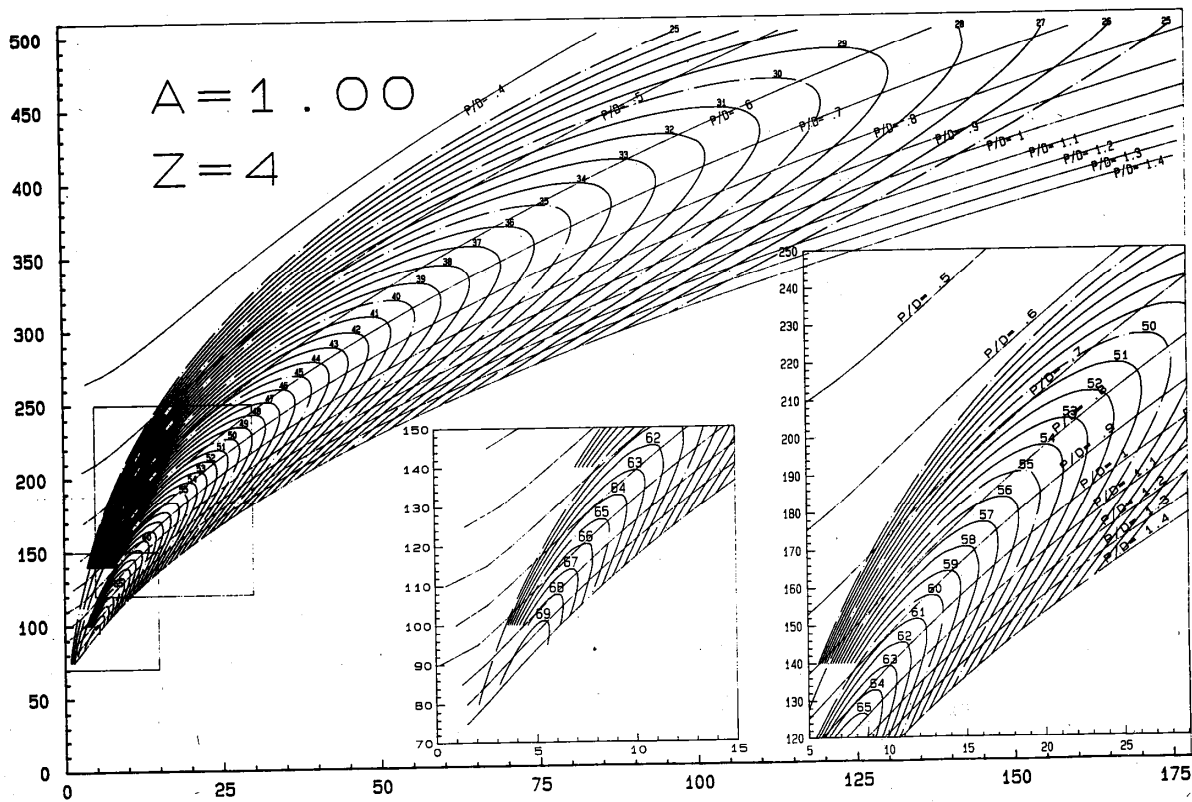


FIGURA 7

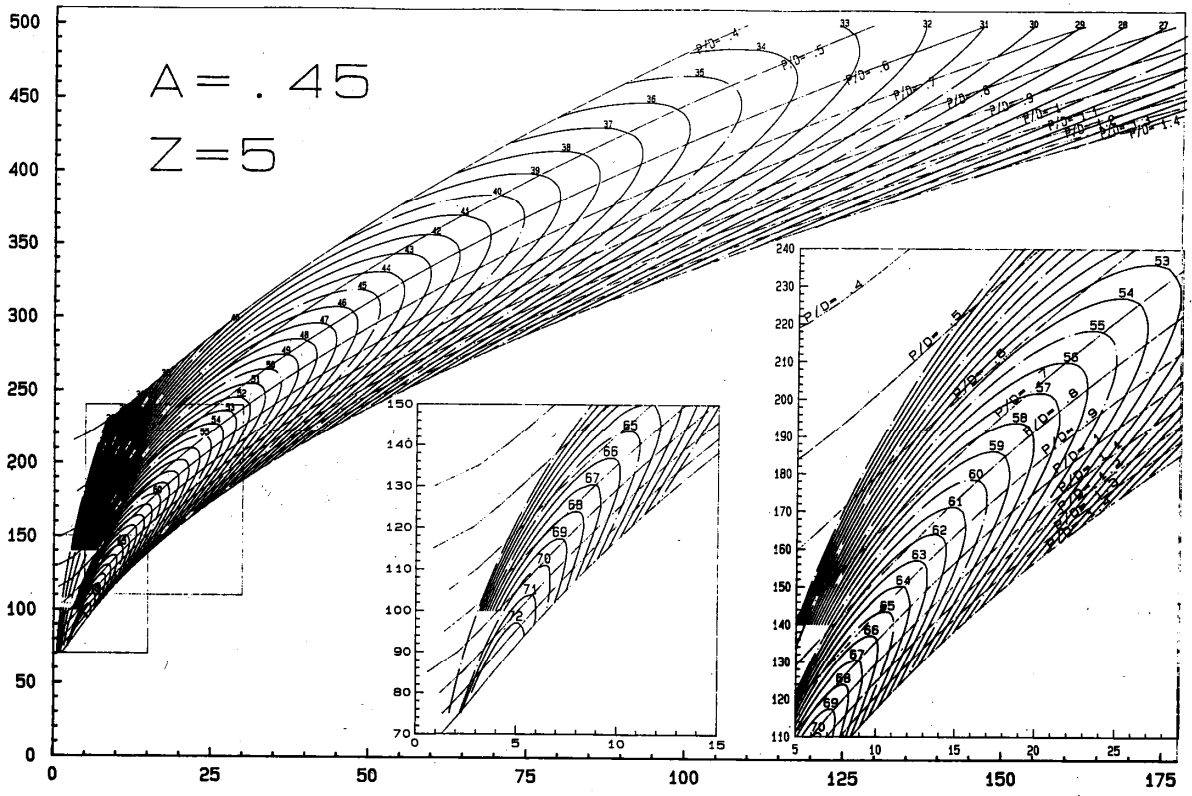


FIGURA 8

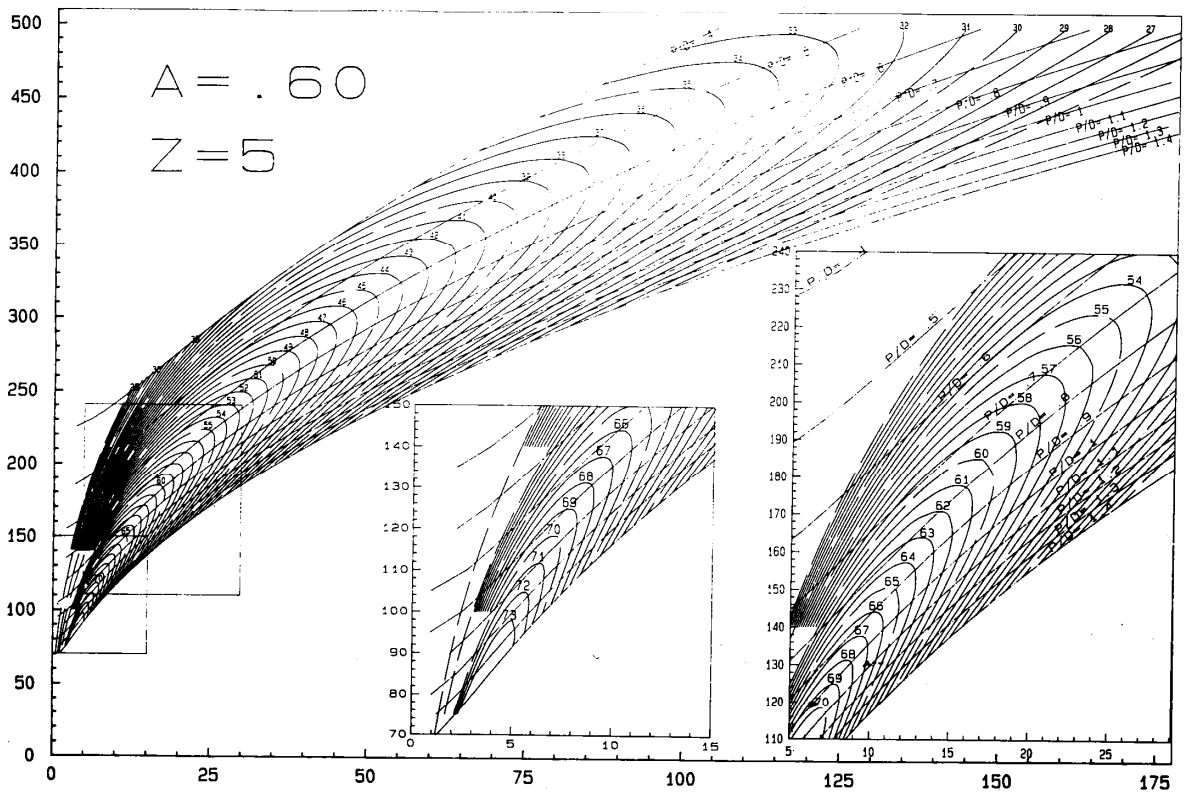


FIGURA 9

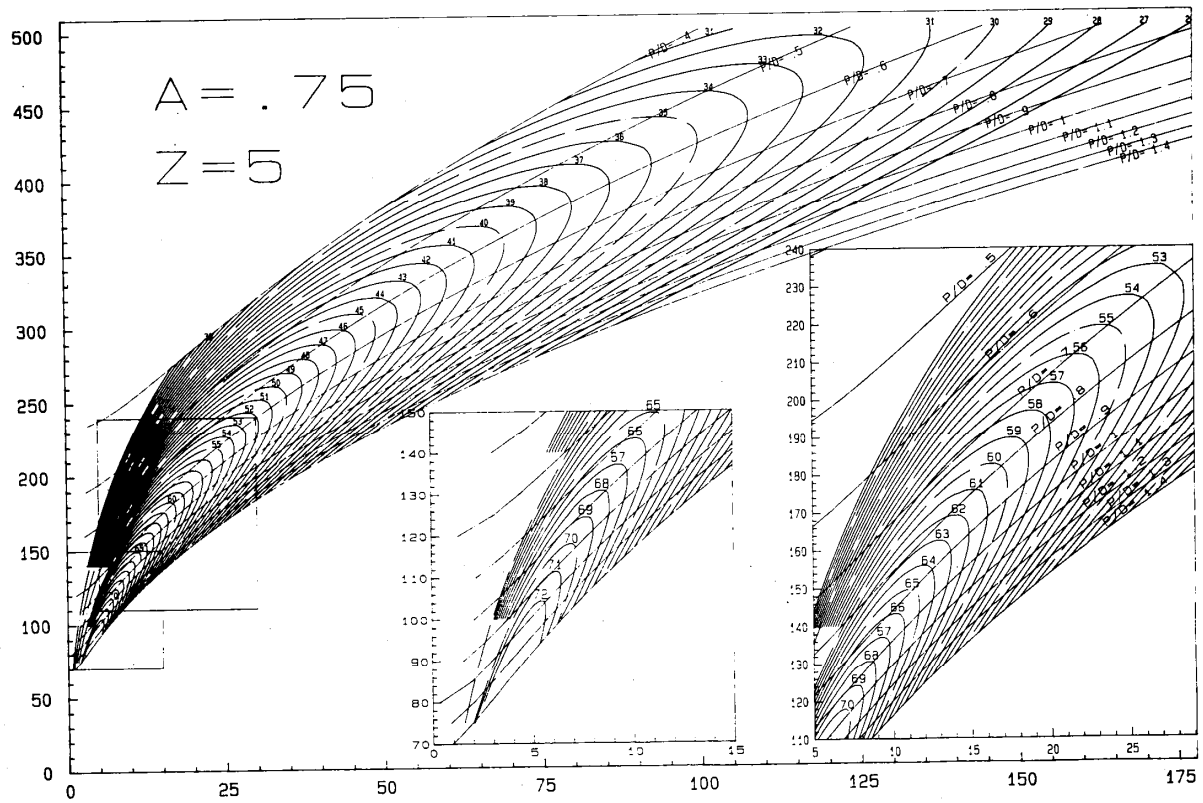


FIGURA 10

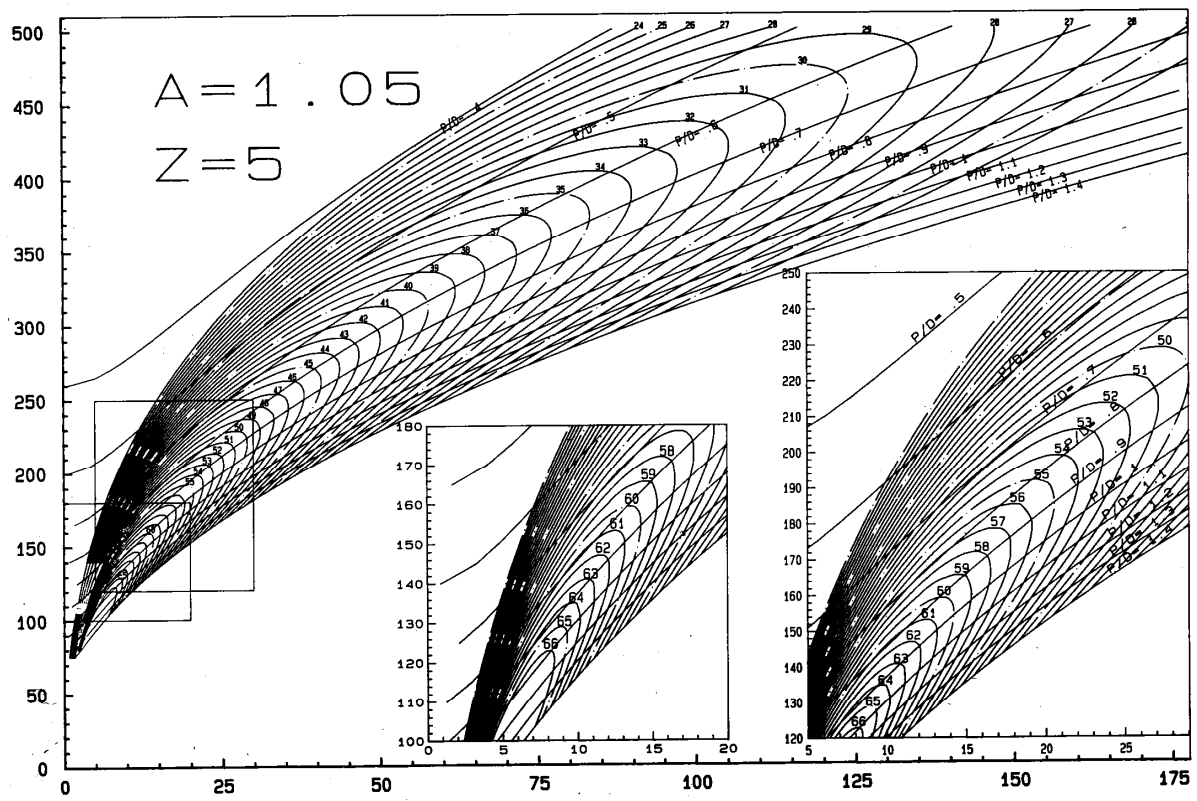


FIGURA 11

N. pale	Rapporto Area espansa/Area disco								
	4	.40		.55		.70		.85	1.00
5		.45		.60		.75			1.05

In ciascun grafico sono riportate le curve di livello del rapporto P/D , tra il passo ed il diametro, e del rendimento η_0 dell'elica isolata; le variabili sugli assi sono il coefficiente di potenza B_U , in ascissa, ed il coefficiente di velocità δ , in ordinata, definiti da:

$$B_U = NP_T^{1/2} V_A^{-5/2} \quad (4)$$

$$\delta = ND/V_A$$

ove: P_T è la potenza di spinta in HP
 N è il numero di giri al minuto
 V_A è la velocità di avanzo in nodi
 D è il diametro in ft

Tra i diagrammi in questione e quelli ove sono dati i coefficienti di spinta e momento in funzione del coefficiente di avanzo, con parametro P/D , sussistono le seguenti relazioni:

$$\delta = 101.27/J$$

$$B_U = 13.45 K_T^{1/2}/J^2 \quad (5)$$

$$\eta_0 = JK_T/(2\pi K_Q)$$

Per l'appunto i grafici proposti sono stati ricavati tenendo conto delle (5) ed assumendo per K_T e K_Q le equazioni polinomiali riportate nel lavoro di Oosterveld e van Oossanen del 1975, [8].

Uso dei nuovi diagrammi

Conviene osservare che la potenza di spinta, presente nel coefficiente B_U , è direttamente legata alla potenza effettiva tramite il rendimento di carena:

$$P_T = k_3 TV_A = P_E/\eta_H \quad (6)$$

ove k_3 è una costante legata alle unità di misura adottate. A sua volta il rendimento di carena è definito in funzione del coefficiente di scia w di Taylor e del coefficiente di risucchio t da:

$$\eta_H = (1-t)/(1-w)$$

Per entrare nei diagrammi basta dunque correggere la potenza P_E , la prima ad essere prevista o misurata in fase di progetto, attraverso i coefficienti t e w . Questi ultimi possono essere stimati dai risultati delle serie sistematiche di carene oppure mediante le esistenti formule di carattere empirico-sperimentale come, ad esempio, quelle riportate in [7].

I problemi che più comunemente si pongono al progettista dell'elica sono i seguenti:

- a) calcolo di un'elica collegata direttamente al motore primo; in tal caso sono da considerarsi variabili note la potenza effettiva P_E , il numero dei giri N e la velocità d'avanzo V_A , mentre devono essere determinati i valori ottimali del passo P e del diametro D ;
- b) calcolo di un'elica collegata al motore attraverso un riduttore con rapporto di trasmissione da definire; in tal caso sono da considerare variabili note la potenza effettiva P_E , il diametro D e la velocità d'avanzo V_A mentre si devono calcolare i valori ottimali del passo e del numero di giri dell'elica.

I diagrammi che si presentano permettono di risolvere molto semplicemente entrambi i problemi.

Il caso a) è tipico di una carena di grosse dimensioni mossa da un diesel lento. In questo caso, date le elevate dimensioni, non si hanno in generale condizioni limitative per quanto riguarda il diametro dell'elica; inoltre, a causa dell'accoppiamento diretto, il numero di giri dell'elica coincide con quello del motore ed è pertanto da ritenersi sostanzialmente un dato noto.

È allora possibile calcolare immediatamente il valore di B_U , contenente solo grandezze note in partenza, ed individuare, nel diagramma che interessa, il punto di massimo rendimento sulla verticale passante per il suddetto valore di B_U .

Corrispondentemente dall'ordinata δ si calcola il diametro da assegnare all'elica e dalle curve a P/D costante il valore del passo. Questi, salvo verifica della compatibilità con le forme di poppa e delle condizioni di cavitazione, rappresenteranno i valori ottimali per il caso in esame.

Il caso b) è invece tipico di navi medio-piccole mosse da motore semivelece con riduttore. In tal caso il diametro dell'elica non può superare un valore massimo da valutare in funzione dell'immersione e delle forme di poppa e può quindi riguardarsi come una grandezza assegnata. Al contrario, potendosi progettare il riduttore con un rapporto di trasmissione variabile in un ampio campo di valori, il numero di giri dell'elica rappresenta una delle grandezze da ottimizzare.

Valendo l'espressione:

$$D = \frac{P_E^{1/2}}{V_A^{3/2} \eta_H^{1/2}} \frac{\delta}{B_U} \quad (7)$$

ed essendo il diametro, per quanto detto, una quantità costante nota in partenza, la dipendenza di δ da B_U è espressa da una retta passante per il centro degli assi del tipo:

$$\delta = \text{cost } B_U \quad (8)$$

In altri termini i punti possibili di progetto giacciono sulla retta passante per il centro degli assi coordinati e di coefficiente angolare:

$$\text{cost} = \frac{D V_A^{3/2} \eta_H^{1/2}}{P_E^{1/2}} \quad (9)$$

È chiaro che andrà scelto su questa retta, come nella costruzione di Fig. 2, il punto cui corrisponde il massimo rendimento possibile, ossia quello in cui la retta stessa risulta tangente ad una curva di isorendimento. In corrispondenza del punto così individuato, sulle ordinate si legge il valore di δ quindi di N , mentre sulle curve di livello si determina il valore di P/D , quindi il passo dell'elica. Salvo verifica a cavitazione, tale soluzione rappresenta evidentemente quella ottimale per il caso in esame.

Per completezza bisogna osservare che i problemi in esame sono risolvibili anche attraverso le Fig. 30 e 31 di [6] per il caso a) e le Fig. 33 e 34 di [6] per il caso b);

difatti in tali figure sono riportate le curve dei valori ottimali del rendimento η_0 , dell'inverso del coefficiente d'avanzo $1/J$ e del rapporto P/D in funzione dell'ascissa $\sqrt{K_T}^2$ nelle Fig. 30 e 31, che quindi sono utili quando sia assegnato il numero di giri, ed in funzione dell'ascissa $\sqrt{K_T}/J$ nelle Fig. 33 e 34, che quindi sono utili quando sia assegnato il diametro. Comunque tali grafici, peraltro di difficile lettura, forniscono solo i valori ottimali, senza dare alcuna indicazione sull'incidenza dei parametri in gioco; al contrario i diagrammi nel piano (B_U, δ) offrono la visione completa dell'andamento di tali parametri in tutto il campo coperto dalla serie sistematica.

Esempi di applicazioni

a) Si vogliono determinare le dimensioni di un'elica a passo fisso a 4 pale per una cisterna avente dislocamento Δ di 150000 t e velocità di 15 kn. Il motore scelto sia un diesel lento, con accoppiamento diretto, avente velocità di rotazione di 80 giri/min. Alle prove in vasca si sia rilevata una potenza effettiva $P_E = 30000$ HP e si siano inoltre valutati i coefficienti di scia e risucchio pari a:

$$w = 0.1 \quad ; \quad t = 0.02$$

Dai valori precedenti si ricava:

$$\eta_H = 1.09 \quad ; \quad P_T = 27550 \text{ HP}$$

Tenuto conto che è: $V_A = V(1 - w) = 13.5$ kn, il coefficiente di potenza nel caso in esame è:

$$B_U = 19.83$$

Con questo valore, scelto un rapporto A_E/A_0 pari a 0.55, si entra nel diagramma corrispondente di Fig. 4 e si vede, come illustrato in Fig. 1, che il massimo rendimento di elica isolata ottenibile è prossimo ad un valore:

$$\eta_0 = 0.592$$

in corrispondenza del quale sulle ordinate si legge:

$$\delta = 197$$

Dalla espressione di δ si ricava il diametro:

$$D = 33.2 \text{ ft} = 10.1 \text{ m}$$

Inoltre dalle curve a P/D costante si ricava un valore di circa 0.76 e quindi un passo:

$$P = 7.7 \text{ m}$$

Evidentemente la procedura può essere ripetuta per altri valori del rapporto A_E/A_0 al fine di ottimizzare anche tale parametro.

b) Si voglia calcolare il numero di giri ottimo di un'elica da calettare sulla linea d'assi di un peschereccio dotato di motore semivelece e riduttore di giri. Le caratteristiche in questo caso siano:

$$\Delta = 860 \text{ t} \quad ; \quad P_E = 725 \text{ kW} \quad ; \quad V = 13.5 \text{ kn} \quad ; \quad w = 0.218 \quad ; \quad t = 0.194$$

Siano inoltre le forme di poppa tali da alloggiare un'elica dal diametro non superiore a 3 m. Sia infine l'elica scelta a 4 pale e con rapporto tra l'area espansa e l'area disco pari a 0.70.

Sostituendo nella (7) le grandezze assegnate, riportate nelle unità di misura richieste dai diagrammi, si ha:

$$9.84 = 0.9 \delta / B_U$$

Ove si voglia pertanto realizzare un'elica avente il diametro massimo consentito dalla geometria di carena, come è consigliabile ai fini del rendimento, le possibili soluzioni sono rappresentate nel piano (B_U, δ) dalla retta d'espressione:

$$\delta = 10.92 B_U$$

Tracciata questa retta sul grafico relativo all'elica scelta si vede, come illustrato in Fig. 2, che il rendimento massimo ottenibile in queste condizioni è:

$$\eta_0 = 0.614$$

Corrispondentemente si legge un valore di $\delta = 163$ con cui è possibile calcolare il numero di giri ottimo:

$$N = 175 \text{ giri/min}$$

Il riduttore deve dunque essere calcolato in modo da realizzare tale numero di giri a partire da quello del motore principale.

Dalle curve a P/D costante si ottiene infine un valore di circa 0.94 con il che rimane determinato il passo:

$$P = 2.82 \text{ m.}$$

RICONOSCIMENTI

Il lavoro è stato svolto con il contributo finanziario del M.P.I. assegnato sui fondi 40%, anno 1986, per la ricerca scientifica.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Netherlands Ship Model Basin; Wageningen B - screw series: Open water, $B_{p1} - 1/J$ and $B_{p2} - 1/J$ diagrams; NSMB Report n. W13011-1-RD, gennaio 1978.
- [2] TRIANTAFYLLOU, M.S.: "Computer - aided propeller preliminary design using the B - Series," Marine Technology, vol. 16, n. 4, ottobre 1979.
- [3] MIRANDA, S. e COSTANZO, M.: "Sulla determinazione dei parametri caratteristici dell'elica nella fase preliminare di progetto", Studi Marittimi, Anno VI, n. 19-20, Dicembre 1983.
- [4] CAMPANILE, A.: "Note sull'ottimizzazione del rendimento dell'elica", Studi Marittimi, Anno VIII, n. 24, Marzo 1985.
- [5] VASSILOPOULOS, L.: "Formulation and computer - aided solution of a class of propeller design problems", International Shipbuilding Progress, vol. 23, gennaio 1976.
- [6] VAN LAMMEREN, W.P.A.; VAN MANEN, J.D. e OOSTERVELD, M.W.C.: "The Wageningen B - Screw Series", Trans. SNAME; vol. 77, 1969.
- [7] TODD, F.H.: "Resistance and Propulsion" in 'Principles of Naval Architecture', cap. VII, John P. Comstock, Ed. SNAME, 1967.
- [8] OOSTERVELD, M.W.C.; VAN OOSSANEN, P.: "Further Computer Analysed Data of the Wageningen B - Screw Series", International Shipbuilding Progress, 1975.