

## 8. PROPULSIONE AD ELICA

Il moto di un qualsiasi mezzo navale viene prodotto mediante un'azione propulsiva che vince le resistenze derivanti dal moto relativo tra la carena e l'acqua. L'azione propulsiva può essere originata da forze esterne al mezzo, quali la risultante della pressione del vento sulle vele, oppure generate da organi appartenenti alla imbarcazione quali remi, ruote a pale, eliche o getti.

Il sistema di propulsione deve essere caratterizzato da un elevato rendimento, deve essere in grado di operare nelle diverse fasi del moto cioè all'avviamento, a regime, in fase di arresto ed in retromarcia; deve infine essere compatto, affidabile e il più leggero possibile.

Il funzionamento dell'elica può essere studiato sulla base di due principi fondamentali della dinamica; la legge di Newton

$$F = m a$$

espressa sotto la forma del principio di variazione della quantità di moto

$$F = m \frac{dV}{dt}$$

ed il principio di azione e reazione, secondo il quale all'azione che il propulsore compie sul fluido che lo attraversa corrisponde una reazione di eguale intensità ma di verso contrario, esercitata dal fluido sul propulsore; questa reazione costituisce la forza propulsiva o spinta  $T$  del propulsore.

La propulsione ad elica è stata per molti anni l'unico sistema propulsivo utilizzato in campo navale; la prima proposta di utilizzo di un'elica viene infatti attribuita ad Hooke nel 1680, mentre la prima utilizzazione pratica della stessa viene fatta risalire al 1804 quando il Colonnello Stevens la applicò ad una barca a vapore a New York. Da quegli anni in poi l'elica ha dominato incontrastata il campo della propulsione navale ed anche ai nostri giorni essa è ancora il propulsore più diffuso.

Nel corso degli anni l'elica ha subito un naturale processo di evoluzione per essere adattata alle sempre crescenti richieste in termini di prestazioni e si è quindi passati dall'elica tradizionale o non cavitante alle eliche cavitanti, a quelle supercavitanti ed infine alle eliche di superficie; ciascuno di questi tipi di elica trova il suo impiego a seconda delle prestazioni richieste all'imbarcazione, come meglio verrà illustrato nel seguito.

Come si è visto le eliche immerse vengono classificate in base al tipo di funzionamento nei confronti della cavitazione; questo fenomeno prende il nome dalla formazione di cavità di vapore nella massa d'acqua in prossimità dell'elica.

Durante il funzionamento del propulsore può accadere infatti che sulla superficie dell'elica la pressione scenda al di sotto della tensione di vapore dell'acqua; ciò provoca l'ebollizione locale del fluido con conseguente formazione di bolle di vapore. Se la pressione del fluido risale al di sopra della tensione di vapore le bolle si condensano bruscamente e, se questo accade in prossimità della superficie dell'elica, si originano fenomeni di

urto che a lungo andare possono provocare un grave deterioramento della superficie stessa. La presenza delle bolle di vapore influenza, inoltre, le prestazioni dell'elica producendo un decremento della spinta fornita dal propulsore.

Le eliche non cavitanti sono progettate per evitare quanto più possibile l'insorgere della cavitazione; quelle cavitanti sono caratterizzate dal funzionamento in presenza di cavitazione su una porzione delle pale mentre le eliche supercavitanti sono progettate per funzionare con tutta la superficie interessata dalla cavitazione.

## 8.1 TEORIA DEL FUNZIONAMENTO DELL'ELICA

Il primo studio sul funzionamento dell'elica va sotto il nome di **teorema di Robert Froude**; questa teoria è basata sul principio della variazione di quantità di moto e si fonda sulle seguenti ipotesi:

- a) il fluido viene considerato ideale, cioè senza attrito;
- b) l'elica viene schematizzata come un non meglio specificato disco attuatore, capace di impartire al fluido una accelerazione uniforme su tutta la superficie del disco, in modo che la spinta risulti uniformemente distribuita sul propulsore stesso;
- c) il flusso che investe il disco si estende infinitamente a monte ed a valle dello stesso.

La schematizzazione del fenomeno è illustrata in figura 8.1; per comodità di esposizione si ritiene l'elica ferma ed investita da una corrente uniforme, estesa indefinitamente ed avente velocità  $V_A$ ; il disco attuatore, di area  $A_O$ , è posizionato nella sezione 2, mentre le sezioni 1 e 3 sono rispettivamente infinitamente a monte ed a valle rispetto alla sezione 2.

Dal momento che il disco, per produrre la spinta, deve accelerare l'acqua che lo investe, in corrispondenza della sezione 3 il fluido sarà dotato di una velocità maggiore rispetto a quella della sezione 1. Esprimendo l'incremento di velocità come frazione della velocità iniziale  $V_1 = V_A$  potremo indicarlo con:

$$b V_A$$

e pertanto la velocità nella sezione 3 sarà espressa dalla:

$$V_3 = V_A + b V_A = V_A (1 + b) \quad [8.1]$$

In base all'equazione di continuità della portata applicata tra le sezioni 1 e 3:

$$V \Omega = \text{costante} = V_1 \Omega_1 = V_3 \Omega_3$$

risulta evidente che la vena fluida interessata al funzionamento dell'elica deve subire una contrazione progressiva via via che il fluido viene accelerato.

Si ipotizza quindi che il fluido che raggiunge il disco attuatore, nella sezione 2, sia già stato parzialmente accelerato e sia dotato quindi di velocità pari a:

$$V_2 = V_A (1 + a) \quad [8.2]$$

Per quanto riguarda la pressione vigente nel fluido essa deve avere l'identico valore  $P_1$  nelle sezioni 1 e 3 dal momento che la corrente è a pelo libero. In virtù del teorema di Bernoulli:

$$z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \text{costante}$$

(che nella presente trattazione verrà utilizzato nella forma:

$$P_1 + \frac{\rho V_A^2}{2} = \text{costante}$$

essendo ininfluenza la variazione di quota  $z$  ed avendo indicato con  $P_1$  la pressione vigente nel fluido alla profondità corrispondente al centro del disco) ad un aumento di velocità nella vena fluida corrisponde una diminuzione della pressione. In base a questo teorema la pressione deve quindi diminuire via via che la velocità aumenta; tuttavia nella sezione 3, ove l'accelerazione è ormai terminata ed il fluido è stato portato alla velocità  $V_A (1 + b)$ , la pressione deve essere eguale a quella che si aveva nella sezione 1.

Questo fenomeno può essere spiegato ipotizzando che, come illustrato nella citata figura, tra monte e valle del disco attuatore esista una differenza di pressione  $\Delta P$ , che si realizza con una depressione sulla superficie a monte ed una sovrappressione sulla superficie a valle; il fluido, già parzialmente accelerato, che raggiunge la superficie a monte del disco viene sottoposto ad un salto di pressione nel passaggio tra la superficie a monte e quella a valle dello stesso. La pressione può quindi continuare a diminuire via via che il fluido accelera ulteriormente, fino a raggiungere il valore  $P_1$  al termine della fase di accelerazione.

Il principio della variazione di quantità di moto è espresso dalla equazione:

$$F = m \frac{dV}{dt}$$

dove  $F$  è la forza esercitata sul corpo,  $m$  rappresenta la massa dello stesso e  $dV/dt$  è l'accelerazione alla quale viene sottoposto. Separando le variabili la precedente equazione differenziale può essere riscritta nella forma:

$$F dt = m dV$$

Il primo membro dell'equazione è detto impulso della forza  $F$ , mentre il secondo rappresenta la variazione della quantità di moto; operando una integrazione l'equazione precedente può essere riscritta nella forma:

$$\int_i^f F dt = m (V_f - V_i)$$

ove con  $V_f$  e  $V_i$  si sono indicate rispettivamente le velocità corrispondenti agli istanti finale ed iniziale dell'intervallo di tempo considerato.

Se la forza si mantiene costante nel tempo, l'equazione precedente si riduce a:

$$F t = m (V_f - V_i)$$

avendo indicato con  $t$  il tempo trascorso tra gli istanti iniziale e finale. Se consideriamo poi un intervallo di tempo unitario otteniamo la relazione:

$$F = m (V_f - V_i)$$

La spinta  $T$  fornita dal disco sarà quindi pari alla variazione di quantità di moto subita dal fluido che lo attraversa; dal momento che ci occupiamo di un fluido e che siamo interessati alla massa in un tempo unitario è opportuno che, nell'equazione precedente, si sostituisca ad  $m$  la portata massica di fluido che attraversa il disco attuatore. Tale portata, che indicheremo con  $\mathcal{M}$ , è espressa dalla relazione seguente:

$$\mathcal{M} = \rho A_O V_A (1 + a) \quad [8.3]$$

Sostituendo inoltre a  $V_f$  e  $V_i$  le velocità  $V_3$  e  $V_1$  l'equazione che esprime la variazione di quantità di moto nell'intervallo di tempo unitario si trasforma nella:

$$T = \mathcal{M} [V_A (1 + b) - V_A]$$

che, semplificata, diviene:

$$T = \mathcal{M} V_A b \quad [8.4]$$

la quale, sostituendo a  $\mathcal{M}$  l'espressione della [8.3], si trasforma nella:

$$T = \rho A_O V_A^2 (1 + a) b \quad [8.5]$$

In base al teorema della conservazione dell'energia il lavoro fatto dal disco attuatore nei confronti del fluido che lo attraversa è eguale alla variazione di energia cinetica dello stesso, trattandosi di fluido ideale; pertanto potremo scrivere:

$$T V_A (1 + a) = \frac{1}{2} \mathcal{M} [V_A^2 (1 + b)^2 - V_A^2]$$

dove il primo membro rappresenta il lavoro per unità di tempo, quindi una potenza, fatto dal disco sul fluido, mentre a secondo membro troviamo la variazione di energia cinetica del fluido tra le sezioni 1 e 3.

Sviluppando l'equazione precedente si ottiene:

$$T V_A (1 + a) = \frac{1}{2} \mathcal{M} [V_A^2 b^2 + 2 b V_A^2]$$

$$T V_A (1 + a) = \mathcal{M} V_A^2 b \left(1 + \frac{b}{2}\right)$$

e, ricordando la [8.4], si ricava:

$$T V_A (1 + a) = T V_A \left(1 + \frac{b}{2}\right)$$

dalla quale si deduce che:

$$a = \frac{b}{2} \quad [8.6]$$

pertanto l'incremento di velocità imposto al fluido dal disco attuatore risulta equamente distribuito tra monte e valle dello stesso.

Il lavoro che il disco può fornire, nell'unità di tempo, ad una ipotetica carena ad esso collegata è rappresentato dalla spinta  $T$  moltiplicata per la velocità  $V_A$  della corrente indisturbata; facendo il rapporto tra il lavoro utile e quello speso per accelerare il fluido si ottiene il rendimento ideale del disco attuatore:

$$\eta_I = \frac{T V_A}{T V_A (1+a)}$$

da cui si ricava:

$$\eta_I = \frac{1}{(1+a)} \quad [8.7]$$

Introduciamo ora il coefficiente di carico del disco, che è un coefficiente adimensionale basato sulla spinta:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_O V_A^2} \quad [8.8]$$

Sulla base di questa definizione un'elica viene considerata tanto più carica quanto maggiore è il valore del coefficiente  $C_T$ .

Ricordando l'equazione [8.5] si può scrivere:

$$\frac{C_T}{2} = \frac{T}{\rho A_O V_A^2} = (1 + a) b$$

che per la [8.6] si trasforma nella:

$$C_T = 2 \left( 2 a + 2 a^2 \right)$$

dalla quale si ricava:

$$a = \frac{-1 + \sqrt{1 + C_T}}{2}$$

Sostituendo nella [8.7] il valore appena ottenuto, il rendimento ideale del disco può essere riscritto nella forma:

$$\eta_I = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_T}} \quad [8.9]$$

Osservando quest'ultima espressione si nota che il rendimento ideale è tanto minore quanto più grande è il coefficiente di carico; è ovvio quindi che si deve tendere a realizzare il minimo valore possibile del coefficiente di carico per ottenere buoni rendimenti del propulsore.

Ricordando la definizione del coefficiente di carico, eq. [8.8], e ragionando a parità di spinta si deduce che per mantenere basso il valore del coefficiente di carico è necessario che:

- quando l'area  $A_0$  del propulsore è piccola la velocità  $V_A$  sia alta
- quando la velocità è bassa il propulsore sia di grandi dimensioni.

Nella schematizzazione appena illustrata l'elica era rappresentata dal disco attuatore, capace di imprimere al fluido una accelerazione puramente assiale. Un miglioramento del modello del funzionamento dell'elica consiste nel sostituire al disco attuatore un dispositivo che, oltre ad accelerare il fluido in direzione assiale, sia in grado di imprimere al fluido che lo attraversa anche una accelerazione angolare.

Per il moto circolare esiste un teorema della variazione della quantità di moto esattamente equivalente a quello valido per il moto rettilineo; se indichiamo con  $Q$  il momento, rispetto all'asse di rotazione  $O$ , di una forza  $F$  che agisce su un corpo, con  $I_P$  il momento di inerzia polare del corpo, calcolato rispetto ad  $O$ , e con  $d\omega/dt$  l'accelerazione angolare del corpo stesso potremo scrivere:

$$Q = I_P \frac{d\omega}{dt}$$

equazione del tutto analoga a quella utilizzata per il moto rettilineo. Anche in questo caso, separando le variabili, potremo scrivere:

$$Q dt = I_P d\omega$$

In analogia con quanto visto nel caso del moto rettilineo, il primo membro dell'equazione costituisce l'impulso angolare, mentre il secondo membro rappresenta la variazione di quantità di moto angolare.

Con procedimento identico a quello sviluppato per il moto rettilineo si può dimostrare che l'incremento di velocità angolare impresso dall'elica al fluido è equamente distribuito tra la zona a monte dell'elica e quella a valle. Indicata infatti con  $\omega$  la velocità angolare del propulsore e con  $b'\omega$  l'incremento totale di velocità angolare si ricava che la velocità angolare del fluido in corrispondenza del propulsore è pari ad  $a'\omega$ , e che  $a' = b'/2$ .

In queste condizioni l'espressione del rendimento ideale dell'elica diviene:

$$\eta_I = \frac{(1-a')}{(1+a)} \quad [8.10]$$

ed il valore del rendimento ideale risulta inferiore rispetto al caso precedente dal momento che al fluido viene comunicata anche energia cinetica rotazionale.

Nella figura 8.2 è schematizzata una sezione di pala ottenuta sezionando un'elica con un cilindro coassiale di raggio generico  $r$  e rettificando la superficie risultante dalla sezione. Il segmento AB, giacente nel piano del disco dell'elica, rappresenta, in scala opportuna, la velocità tangenziale  $\omega r = 2\pi nr$  della sezione in esame. Il segmento BC rappresenta la velocità assiale che l'elica avrebbe se operasse in un mezzo non cedevole, come una vite nella madre vite; l'angolo

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{P}{2\pi r}$$

rappresenta l'angolo di calettamento della sezione di pala in esame, detto altrimenti angolo di passo. La velocità  $V_A$  con la quale l'elica avanza effettivamente, rispetto all'acqua non disturbata dal proprio funzionamento, risulta evidentemente inferiore a  $P/n$  data la cedevolezza del mezzo ed è rappresentata dal segmento BD. In queste condizioni la velocità relativa tra la sezione di pala in esame ed il fluido che la investe è rappresentata dal segmento AD, somma vettoriale di AB e BD; l'angolo che tale velocità forma con il piano del disco viene indicato con  $\beta$  e va sotto il nome di angolo di avanzo. L'angolo  $\alpha$  compreso tra la direzione della faccia della sezione di pala e la direzione del vettore AD, che rappresenta la velocità relativa tra l'acqua e la sezione in esame, prende il nome di angolo di attacco od angolo di incidenza.

In figura 8.3 viene rappresentata la trattazione dovuta a R. Froude; il segmento AB rappresenta sempre la velocità tangenziale della sezione, il segmento BC la velocità  $P/n$ , il segmento BD la velocità assiale della sezione di pala ed il segmento DE l'incremento di velocità  $aV_A$  comunicato al fluido tra la sezione posta infinitamente a monte e quella in corrispondenza del disco dell'elica. In queste ipotesi la velocità relativa tra il fluido e la sezione della pala è rappresentata dal vettore AE e si può notare la diminuzione dell'angolo di incidenza  $\alpha$  rispetto al caso precedente.

Nella figura 8.4 è illustrata la situazione relativa al caso in cui, oltre all'incremento di velocità assiale, si consideri anche l'incremento di velocità angolare comunicato dall'elica al fluido. Il segmento OE rappresenta ancora la velocità tangenziale della pala durante il suo funzionamento ma, avendo ipotizzato che il fluido raggiunga la sezione del disco con velocità tangenziale  $2\pi n r a'$ , rappresentata dal segmento EF, la velocità relativa tra fluido e pala in direzione tangenziale sarà rappresentata dal segmento OF che si ottiene dalla differenza tra OE ed EF. In direzione assiale nulla è cambiato dal momento che la velocità relativa è ancora rappresentata dal segmento ED somma della velocità di avanzo EA e dell'incremento di velocità  $aV_A$  simboleggiato dal segmento AD. Sommando vettorialmente le velocità relative nella due direzioni si ottiene il vettore velocità relativa OB che forma l'angolo  $\beta_I$ , detto angolo di avanzo idrodinamico, con la direzione parallela al piano di rotazione dell'elica. Come si può osservare l'angolo di attacco  $\alpha = \varphi - \beta_I$  è ulteriormente diminuito rispetto al caso precedente a causa della velocità angolare di cui risulta dotato il fluido che investe l'elica.

I modelli matematici del funzionamento dell'elica fin qui illustrati servono per la comprensione del fenomeno fisico ma sono di poca utilità pratica in quanto con questo tipo di approccio non è possibile valutare l'entità delle velocità indotte, cioè delle velocità  $aV_A$  ed  $a'\omega$  che l'elica, durante il suo funzionamento, imprime al fluido. Le tecniche di progettazione delle eliche che vengono utilizzate oggi sono basate sulla teoria dei moti irrotazionali e consentono la determinazione delle velocità indotte, ma sono di grande comples-

sità ed esulano dalla materia trattata nel presente corso. Una seconda tecnica di progettazione delle eliche che ha tuttoggi mantenuto la sua validità e che verrà illustrata nel seguito è quella basata sulle esperienze sistematiche alla vasca navale.

La teoria del funzionamento dell'elica fin qui descritta ed i triangoli di velocità illustrati nelle figure precedenti debbono ritenersi validi per un giro completo del propulsore solo nel caso di elica in flusso uniforme, cioè in assenza della carena e con l'asse di rotazione orizzontale o per meglio dire allineato con la direzione della corrente fluida che la investe.

Se l'asse dell'elica non è allineato con la direzione della corrente che la investe, situazione comune a quasi tutte le imbarcazioni da diporto, l'angolo di incidenza di qualsiasi sezione di pala varia con continuità nell'arco di un giro completo dell'elica.

Supponiamo che l'elica si trovi ad operare nelle condizioni schematizzate nella figura 8.5 a. La velocità  $V$  può essere scomposta nelle due componenti  $V_X$ , parallela all'asse di rotazione, e  $V_Z$  ortogonale allo stesso asse. Chiamato  $\gamma$  l'angolo tra  $V$  e l'asse dell'elica si avrà:

$$V_X = V \cos \gamma$$

$$V_Z = V \sin \gamma$$

Nel piano del disco, rappresentato nella figura 8.5 b, la componente  $V_Z$  può a sua volta essere scomposta nelle componenti  $V_r$  e  $V_t$  che, avendo indicato con  $\theta$  la posizione angolare nel piano del disco, sono espresse dalle relazioni:

$$V_r = V_Z \cos \theta$$

$$V_t = V_Z \sin \theta$$

Dalla struttura delle formule risulta evidente che la componente  $V_r$  avrà valori massimi in corrispondenza di  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 180^\circ$ , mentre sarà nulla per  $\theta = 90^\circ$  e  $\theta = 270^\circ$ ; al contrario la componente  $V_t$  sarà massima per  $\theta = 90^\circ$  e  $\theta = 270^\circ$  e nulla in corrispondenza di  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 180^\circ$ .

La componente  $V_r$ , avendo direzione radiale, non modifica in modo diretto le condizioni di flusso sulla pala, mentre  $V_t$  si compone con la velocità tangenziale  $\omega r$  come illustrato nella figura 8.5 c. Le condizioni del flusso rimangono identiche a quelle del caso in cui  $V$  sia parallela all'asse se  $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 180^\circ$ , mentre le massime perturbazioni si hanno per  $\theta = 90^\circ$  e  $\theta = 270^\circ$  ove  $V_t$  assume il valore massimo e si somma e si sottrae rispettivamente a  $\omega r$ .

Considerando un giro completo di una generica sezione di pala dell'elica si può osservare che: a partire dalla posizione  $\theta = 0^\circ$  la velocità tangenziale relativa tra la pala e l'acqua aumenta gradatamente fino a raggiungere il valore massimo in corrispondenza di  $\theta = 0^\circ$  e quindi decresce fino a ritornare al valore  $\omega r$  quando  $\theta = 180^\circ$ ; proseguendo nel giro si ha una diminuzione graduale fino al valore minimo per  $\theta = 270^\circ$  ed un progressivo aumento fino a tornare al valore  $\omega r$  per  $\theta = 0^\circ$ .



Questo fenomeno ha una diretta influenza sull'angolo di attacco della sezione di pala come illustrato nella figura citata, dalla quale si osserva che l'angolo di incidenza raggiunge il valore massimo per  $\theta = 90^\circ$  ed il minimo per  $\theta = 270^\circ$ .

Ricordando che la portanza e la resistenza di un profilo alare sono proporzionali all'angolo di attacco, risulta immediatamente evidente che anche la spinta ed il momento torcente relativi a ciascuna sezione di pala sono direttamente influenzati da una sua variazione e pertanto anch'essi variano con continuità al variare di  $\theta$ .

Da questo fenomeno si produce un sbilanciamento del momento torcente assorbito dall'elica che produce una forza giacente nel piano del disco e diretta ortogonalmente all'asse di rotazione; questa forza può assumere valori non trascurabili e la sua componente in direzione verticale può incidere sull'assetto dell'imbarcazione.

## 8.2 LA CAVITAZIONE

Un fenomeno che può insorgere durante il funzionamento dell'elica e che può degradarne considerevolmente le prestazioni è quello della cavitazione; esso è causato dall'ebollizione dell'acqua a temperatura ambiente che si verifica quando la pressione scende al di sotto della pressione di vapore  $p_v$ .

Per comprendere come possa verificarsi questo fenomeno è necessario ricordare il teorema di R. Froude che dimostra come tra la superficie prodiera e quella poppiera del disco attuatore esista una differenza di pressione. Come abbiamo visto il teorema di R. Froude non è che un'approssimazione del funzionamento di un'elica, ma anche in condizioni reali la superficie prodiera dell'elica, cioè il dorso delle pale, è soggetto ad una depressione. Se la pressione sul dorso della pala scende al di sotto della pressione di vapore l'acqua a contatto della pala bolle e ciò provoca la formazione di una bolla di vapore che può scorrere sulla pala o rimanervi aderente.

Se il fenomeno è stazionario e la bolla rimane aderente essa produce una deformazione virtuale del profilo alare che costituisce la sezione della pala; in altre parole il fluido scorre attorno ad un profilo che non è più quello originale, ma quello risultante dalla sovrapposizione della bolla alla geometria della sezione dell'elica. Come si può immaginare ciò provoca un peggioramento delle prestazioni del propulsore e, nel caso in cui il fenomeno sia di entità considerevole, si può verificare una rilevante caduta della spinta che l'elica può fornire.

Se il fenomeno non è stazionario oltre alla caduta della spinta si possono verificare gravi fenomeni di erosione delle pale. Ciò è dovuto principalmente a forti disuniformità della scia di carena nella quale è immersa l'elica o a forti inclinazioni della linea d'assi; entrambe queste cause producono una fluttuazione, nell'arco di un giro completo del propulsore, sia dell'intensità sia della direzione del vettore velocità relativa tra pala ed acqua. Questa variazione si traduce in una modificazione dell'intensità della velocità risultante e dell'angolo di attacco del profilo che inducono una fluttuazione della spinta prodotta dalla pala, riscontrabile dall'esame della figura 8.6, e quindi del campo di depressione che si instaura sul dorso della stessa.

Per meglio comprendere il fenomeno consideriamo una sezione rettificata di pala di elica immersa a profondità  $h$  in una corrente di velocità  $V_0$  formante un angolo  $\alpha$  con la faccia del profilo.

In un qualsiasi punto posto a profondità  $h$  in un fluido in quiete la pressione statica è pari alla somma della pressione atmosferica  $p_a$  e della pressione  $\gamma h$  dovuta al battente idrostatico  $h$ . In un punto della corrente, per il teorema di Bernoulli si ha:

$$\mathcal{P}_0 + \frac{1}{2} \rho V_0^2 = \text{costante} = \mathcal{P}_a$$

ove con il simbolo  $\mathcal{P}$  si è indicata la pressione totale, comprensiva del termine  $\gamma h$ . La pressione nella corrente indisturbata vale pertanto:

$$\mathcal{P}_0 = \mathcal{P}_a - \frac{1}{2} \rho V_0^2$$

In figura 8.7 è illustrata la sezione di pala che stiamo considerando; in un qualsiasi punto del flusso attorno al profilo, caratterizzato da velocità  $V_1$ , la pressione  $\mathcal{P}_1$  può essere ricavata in base al teorema di Bernoulli:

$$\mathcal{P}_1 = \mathcal{P}_0 + \frac{1}{2} \rho (V_0^2 - V_1^2)$$

e la differenza  $\Delta\mathcal{P}$  tra la pressione nel punto considerato e la pressione nella corrente indisturbata risulta:

$$\Delta\mathcal{P} = \mathcal{P}_1 - \mathcal{P}_0 = \frac{1}{2} \rho (V_0^2 - V_1^2)$$

Se la velocità  $V_1$  è maggiore di  $V_0$  si avrà  $\mathcal{P}_1 < \mathcal{P}_0$  e quindi  $\Delta\mathcal{P} < 0$  mentre se  $V_1 < V_0$  otterremo  $\mathcal{P}_1 > \mathcal{P}_0$  e  $\Delta\mathcal{P} > 0$ .

La pressione raggiunge il valore massimo nel punto S, detto punto di ristagno, in corrispondenza del quale la velocità si annulla. Nel punto di ristagno la differenza  $\Delta\mathcal{P}$  raggiunge il valore massimo positivo pari a:

$$\Delta\mathcal{P}_{max} = \frac{1}{2} \rho V_0^2$$

questo valore, che in alcuni testi viene indicato con la lettera  $q$ , viene utilizzato per adimensionalizzare la differenza di pressione  $\Delta\mathcal{P}$ .

Il limite inferiore per  $\Delta\mathcal{P}$  è rappresentato da:

$$\Delta\mathcal{P}_{min} = -\mathcal{P}_0$$

condizione che si verifica quando la pressione  $\mathcal{P}_1$  si annulla. In pratica le condizioni del flusso vengono perturbate prima che la pressione si annulli, ed in particolare quando essa raggiunge il valore  $p_v$  della pressione di vapore del fluido corrispondente alla temperatura ambiente.

In queste condizioni il fluido inizia il passaggio di stato verso la fase gassosa e si formano delle bolle di vapore.

Il fenomeno è inoltre complicato dal fatto che nell'acqua sono contenute minuscole bolle di vari gas, le quali al diminuire della pressione aumentano di volume e perturbano a loro volta il flusso nelle vicinanze delle pale.

Per individuare il limite di insorgenza della cavitazione si è stabilito di assumere la pressione di vapore del fluido a temperatura ambiente; pertanto secondo questa scelta l'insorgere della cavitazione si verifica quando:

$$P_1 \leq p_v$$

ovvero quando:

$$\Delta P \leq - (P_0 - p_v)$$

e, adimensionalizzando, se:

$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V_0^2} \leq - \frac{P_0 - p_v}{\frac{1}{2} \rho V_0^2}$$

Nella figura precedente questo limite di cavitazione è rappresentato dalla retta orizzontale superiore ed è possibile constatare come il diagramma delle differenze di pressione adimensionalizzate, disegnato a tratteggio, lo raggiunga. I due diagrammi sono relativi allo stesso profilo e sono stati riportati per chiarire come uno stesso profilo possa o meno essere affetto dalla cavitazione in dipendenza dell'angolo di attacco a parità della velocità  $V_0$ . Se si ragiona a parità di angolo di attacco è evidente che il pericolo di cavitazione aumenta col crescere della velocità  $V_0$ .

Il limite di cavitazione sopra descritto, riscritto nella forma:

$$\sigma = \frac{p_a + \gamma h - p_v}{\frac{1}{2} \rho V_0^2}$$

prende il nome di “**indice di cavitazione**” e si assume che la cavitazione si manifesti se:

$$- \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2} \geq \sigma$$

## 8.3 PROVE SULLE ELICHE

È stato dimostrato che la spinta  $T$  prodotta dall'elica ed il momento torcente  $Q$  assorbito dalla stessa possono essere espressi nella forma seguente:

$$T = \rho D^2 V_A^2 \mathcal{F} \left( \frac{V_A}{\sqrt{gD}} ; \frac{V_A}{nD} ; \frac{p_a + \gamma h - p_v}{\frac{1}{2} \rho V_A^2} ; \frac{V_A D}{\nu} ; \frac{P}{D} ; \frac{A_E}{A_O} \right)$$

$$Q = \rho D^3 V_A^2 \mathcal{G} \left( \frac{V_A}{\sqrt{gD}} ; \frac{V_A}{nD} ; \frac{p_a + \gamma h - p_v}{\frac{1}{2} \rho V_A^2} ; \frac{V_A D}{\nu} ; \frac{P}{D} ; \frac{A_E}{A_O} \right)$$

dove:

- $V_A$  = velocità di avanzamento dell'elica rispetto all'acqua indisturbata dal proprio funzionamento
- $g$  = accelerazione di gravità
- $\gamma$  = peso specifico dell'acqua
- $h$  = immersione dell'asse dell'elica
- $D$  = diametro dell'elica
- $n$  = numero di giri dell'elica
- $p_a$  = pressione atmosferica
- $p_v$  = pressione di vapore dell'acqua a temperatura ambiente
- $\rho$  = densità dell'acqua
- $\nu$  = viscosità cinematica dell'acqua
- $P$  = passo dell'elica
- $A_E$  = area espansa dell'elica
- $A_O$  = area del disco dell'elica, pari a  $\pi D^2/4$ .

Come si può osservare sia la spinta che il momento torcente sono funzioni di diversi parametri adimensionali: il primo è un numero di Froude calcolato in base al diametro, che indicheremo con  $Fn_D$ ; il secondo è il rapporto tra la velocità di avanzo e la velocità tangenziale delle estremità delle pale a meno della costante  $\pi$ , questo rapporto viene denominato coefficiente di avanzo ed indicato con il simbolo  $J$ ; il terzo parametro è l'indice di cavitazione  $\sigma$  calcolato con la velocità di avanzo  $V_A$ ; il quarto è un numero di Reynolds calcolato in base al diametro, che verrà indicato con  $Rn_D$ ; gli ultimi due sono rapporti tra grandezze geometriche caratterizzanti l'elica.

Introducendo la notazione adimensionale si definiscono i due coefficienti:

$$C_T = \frac{T}{\rho D^2 V_A^2} \quad [8.11]$$

e

$$C_Q = \frac{Q}{\rho D^3 V_A^2} \quad [8.12]$$

e le due equazioni precedenti possono essere riscritte nella forma:

$$C_T = \mathcal{F} \left( Fn_D ; J ; \sigma ; Rn_D ; \frac{P}{D} ; \frac{A_E}{A_O} \right)$$

$$C_Q = \mathcal{G} \left( Fn_D ; J ; \sigma ; Rn_D ; \frac{P}{D} ; \frac{A_E}{A_O} \right)$$

La teoria delle prove sulle eliche è sostanzialmente equivalente a quella valida per le carene e pertanto, per riprodurre in similitudine completa il fenomeno fisico, occorrerebbe realizzare contemporaneamente le similitudini di Reynolds e di Froude. Fortunatamente l'elica in condizioni di lavoro normali è adeguatamente immersa nell'acqua e non produce perturbazioni della superficie libera, in conseguenza la realizzazione della similitudine di Froude può essere tralasciata senza compiere apprezzabili errori. La similitudine di Reynolds, per i motivi già visti trattando delle prove delle carene, non può essere realizzata.

Per quanto riguarda l'indice di cavitazione  $\sigma$  la sua eguaglianza non può essere realizzata nelle normali vasche navali in quanto sarebbe necessario condurre la sperimentazione in un ambiente depressurizzato allo scopo di riportare in similitudine anche la pressione atmosferica. Tuttavia per le eliche non cavitanti, cioè quelle funzionanti in assenza di cavitazione, questo parametro è ininfluenza e pertanto l'eguaglianza sopra citata non è necessaria. Per sperimentare le eliche che sono affette dalla cavitazione si ricorre ad impianti speciali che verranno descritti trattando delle eliche cavitanti.

Le prove delle eliche vengono quindi condotte in semplice similitudine dinamica, che garantisce l'eguaglianza, tra il modello e l'elica in vera grandezza, dei numeri di Newton, del coefficiente di avanzo e dei parametri geometrici. È evidente la convenienza ad effettuare le prove alla massima velocità di avanzo possibile per ridurre al minimo l'effetto scala dovuto alla diseguaglianza dei numeri di Reynolds.

La sperimentazione delle eliche alla vasca navale viene condotta applicando al carro uno speciale dinamometro che imprime una rotazione all'elica modello e consente di misurare la coppia  $Q$  applicata all'asse e la spinta  $T$  prodotta dall'elica. Questo tipo di sperimentazione prende il nome di **esperienza di elica isolata**, in quanto l'elica viene provata isolatamente e non dietro ad una carena.

Le esperienze di elica isolata vengono condotte misurando la spinta ed il momento torcente una volta fissati il numero di giri  $n$  e la velocità di avanzo  $V_A$ , che corrisponde alla velocità del carro dinamometrico; stabilire  $n$  e  $V_A$  equivale, essendo noto il diametro  $D$ , a fissare un valore del coefficiente di avanzo  $J$ . Le misure vengono ripetute per un numero sufficiente di valori del coefficiente di avanzo ed i risultati vengono riportati in diagramma.

Per la rappresentazione dei risultati relativi alla spinta ed al momento torcente si fa uso di coefficienti adimensionali, ma, generalmente, non vengono utilizzati  $C_T$  e  $C_Q$  in quanto essi assumono valore infinito quando il coefficiente di avanzo è zero. Questa si rivela una grave controindicazione in quanto nella realtà la condizione di lavoro con avanzo nullo, denominata elica a punto fisso, può verificarsi effettivamente. Un tipico esempio è dato dall'elica di un rimorchiatore che operi su una nave ferma; in queste condizioni la velocità di avanzo è nulla e di conseguenza è nullo il coefficiente di avanzo  $J$ .

Per ovviare a questo inconveniente sono stati introdotti altri due coefficienti adimensionali, denominati  $K_T$  e  $K_Q$  che, per  $J = 0$  assumono valori finiti. Essi sono definiti dalle relazioni:

$$K_T = C_T J^2 = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad [8.13]$$

$$K_Q = C_Q J^2 = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad [8.14]$$

Un tipico esempio di diagramma relativo ai risultati delle esperienze di elica isolata è rappresentato in figura 8.8 nella quale sono rappresentati  $K_T$  e  $K_Q$  in funzione di  $J$ . Va notato che i valori del coefficiente di momento  $K_Q$  sono inferiori di un ordine di grandezza rispetto a quelli del coefficiente di spinta  $K_T$  e pertanto nei diagrammi dell'elica isolata viene spesso riportata la curva relativa a  $10 \cdot K_Q$ .

Nei diagrammi dei risultati delle prove si usa anche riportare la curva del rendimento dell'elica isolata  $\eta_O$ ; esso è definito come il rapporto tra il lavoro prodotto dall'elica ed il lavoro assorbito dalla stessa:

$$\eta_O = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} = \frac{V_A}{2\pi n D} \frac{T \rho n^2 D^5}{\rho n^2 D^4 Q} = \frac{T V_A}{2\pi n Q} \quad [8.15]$$

In base all'equazione precedente, ed assumendo che né il numero di giri né il momento torcente possano assumere valori infiniti, si deduce che il rendimento può essere nullo esclusivamente se si annullano la velocità di avanzo oppure la spinta. Si è visto che la prima condizione può essere realizzata anche nella pratica, ed essa è rappresentata dal punto O del diagramma dell'elica isolata. La seconda condizione può essere realizzata esclusivamente in laboratorio, aumentando opportunamente il valore del coefficiente di avanzo, ed è rappresentata dal punto A del diagramma ove si annullano sia  $K_T$  che  $\eta_O$ . In corrispondenza del punto A il valore di  $K_Q$  non è nullo, in quanto è necessario applicare un certo momento torcente per vincere le resistenze d'attrito che sono presenti per il solo motivo che l'elica è in moto relativo rispetto ad un fluido viscoso, anche se essa non genera alcuna spinta.

In analogia a quanto si usa fare per le carene, anche per le eliche sono state eseguite serie sistematiche di prove alla vasca nelle quali vengono sperimentate famiglie di eliche derivate da un'elica genitrice. I principali parametri geometrici che vengono fatti variare sistematicamente per sviluppare una famiglia di eliche sono: il rapporto passo-diametro, il rapporto area espansa-area del disco ed il numero di pale.

Un tipico esempio di “diagramma caratteristico” riportante risultati di prove sistematiche è illustrato in fig. 8.9; questi diagrammi sono relativi ad un valore di  $A_E/A_O$  e riportano le curve di  $K_T$ ,  $K_Q$  ed  $\eta_O$  per ciascuno dei rapporti  $P/D$  considerati dalla serie. I dati completi della serie sono costituiti da un numero di diagrammi, come quello illustrato nella figura, pari al numero di valori considerati per il rapporto area espansa-area del disco.

Un secondo metodo per rappresentare i risultati delle esperienze di elica isolata per una serie sistematica e quello dei “diagrammi complessivi”, dovuto a D. W. Taylor. In questi diagrammi al posto dei coefficienti  $K_Q$ ,  $K_T$  e  $J$  vengono utilizzati i coefficienti non adimensionali  $B_P$ ,  $B_U$  e  $\delta$  definiti come segue:

$$B_P = \frac{n P_{D_O}^{0.5}}{V_A^{2.5}}$$

$$B_U = \frac{n P_T^{0.5}}{V_A^{2.5}}$$

$$\delta = \frac{nD}{V_A}$$

nei quali la potenza assorbita dall'elica isolata  $P_{DO} = 2 \pi n Q$  e la potenza di spinta  $P_T = T V_A$  sono espresse in HP, il numero di giri è al minuto, la velocità in nodi ed il diametro in piedi. I diagrammi complessivi hanno in ascissa il coefficiente  $B_P$  o  $B_U$  ed in ordinata il rapporto passo/diametro e riportano le curve  $\eta_O = \text{costante}$  e  $\delta = \text{costante}$  nonché la linea che congiunge i punti delle varie curve  $\eta_O = \text{costante}$  nei quali si verifica la tangenza con una retta verticale  $B_P = \text{costante}$  o  $B_U = \text{costante}$ . Quest'ultima curva è la curva dei massimi rendimenti in quanto per un dato  $B_P$  o  $B_U$  il massimo rendimento ottenibile corrisponde al punto in cui una curva  $\eta_O = \text{costante}$  presenta tangenza verticale.

È evidente che questo tipo di rappresentazione è molto più complesso del precedente ma, come vedremo in seguito, in certi casi la sua utilizzazione è più immediata. Un esempio di diagrammi complessivi è riportato dalla figura 8.10.

La trattazione sopra esposta è relativa ad eliche provate con l'asse di rotazione allineato con la corrente. Nel caso in cui si provi un'elica in flusso non assiale è ovvio che l'angolo  $\psi$  di inclinazione dell'asse vada ad aggiungersi ai parametri che influenzano il funzionamento dell'elica. Di conseguenza si avrà:

$$K_T = \mathcal{F} \left( Fn_D ; J ; \sigma ; Rn_D ; \frac{P}{D} ; \frac{A_E}{A_O} ; \psi \right)$$

$$K_Q = \mathcal{G} \left( Fn_D ; J ; \sigma ; Rn_D ; \frac{P}{D} ; \frac{A_E}{A_O} ; \psi \right)$$

Per le eliche in flusso inclinato è stata predisposta dall'ITTC una apposita simbologia [8.1] che prevede di indicare con  $T_\psi$  e  $Q_\psi$  rispettivamente la spinta in direzione assiale ed il momento torcente relativi all'elica con asse inclinato. Per il coefficiente di avanzo si ha la seguente relazione:

$$J_\psi = J \cos \psi$$

mentre con  $F_N$  si indica la componente verticale della forza prodotta dall'elica nel piano del disco in direzione normale all'asse, e con  $F_Y$  la componente orizzontale della suddetta forza.

Analogamente a quanto visto per le eliche in flusso assiale si definiscono i coefficienti  $K_{T\psi}$ ,  $K_{Q\psi}$ ,  $\eta_{O\psi}$  ed inoltre si ha:

$$K_{FN} = \frac{F_N}{\rho n^2 D^4}$$

$$K_{FY} = \frac{F_Y}{\rho n^2 D^4}$$

Per una linea d'assi inclinata di un angolo  $\psi$  la forza utile a propellere la carena è la risultante nella direzione del moto, indicata con  $T_X$ , espressa dalla relazione:

$$T_X = T_\psi \cos \psi - F_N \sin \psi$$

mentre la risultante in direzione verticale, chiamata  $T_Z$  si ottiene dalla:

$$T_Z = T_\psi \sin \psi + F_N \cos \psi$$

Risulta quindi possibile ricavare:

$$K_{TX} = \frac{T_X}{\rho n^2 D^4} = K_{T\psi} \cos \psi - K_{FN} \sin \psi$$

$$K_{TZ} = \frac{T_Z}{\rho n^2 D^4} = K_{T\psi} \sin \psi + K_{FN} \cos \psi$$

In figura 8.11 è riportato lo schema delle forze prodotte in un piano verticale da un'elica in flusso inclinato.

## 8.4 INTERAZIONE TRA ELICA E CARENA

Prima di passare alla trattazione dei problemi relativi alla progettazione delle eliche è necessario soffermarsi ad indagare sull'interazione dell'elica con la carena. La discussione precedente, relativa alle prove di elica isolata, considerava una condizione di funzionamento dell'elica che è differente da quella che essa sperimenta funzionando dietro ad una carena.

Nel funzionamento dietro alla carena l'elica non lavora in condizioni di flusso uniforme, ma in una zona d'acqua che è stata disturbata dal passaggio della carena; in generale infatti l'acqua in prossimità della carena ha acquistato una certa velocità nella direzione del moto della nave a causa dei fenomeni d'attrito tra acqua e carena. Questa zona d'acqua che si muove nella stessa direzione della nave prende il nome di **scia** e l'elica, che lavora nella scia, non si muove rispetto al fluido con velocità assiale pari a  $V$ , ma ad una velocità inferiore, chiamata velocità di avanzo ed indicata con  $V_A$ .

Nella descrizione del funzionamento dell'elica si è visto che nelle sezioni immediatamente a monte del disco si verifica una depressione, e che l'elica accelera l'acqua che la investe. Quando l'elica si trova dietro alla carena questi due fenomeni producono un incremento della resistenza della carena rispetto a quella misurata durante le esperienze di rimorchio; il campo di depressione prodotto dall'elica agisce infatti anche sul fasciame della zona poppiera della carena e produce una forza risultante diretta verso poppa, il che si traduce in un aumento della resistenza al moto.

Dell'incremento della resistenza al moto della carena e della differenza della velocità assiale del flusso che investe l'elica, provocati dall'interazione tra l'elica e la carena, si tiene conto, durante la progettazione dell'elica, per mezzo di due coefficienti adimensionali; il **coefficiente di deduzione di spinta**, indicato con  $t$ , e la **frazione di scia**, indicata con  $w$ .



Il fattore di deduzione di spinta, definito dalla relazione:

$$t = \frac{T-R_T}{T} \quad [8.16]$$

tiene conto della differenza tra la spinta che deve produrre l'elica per garantire che la carena possa procedere alla velocità desiderata e la resistenza totale della carena a rimorchio. Il nome di coefficiente di deduzione di spinta deriva dal fatto che non tutta la spinta che l'elica deve produrre serve per vincere la resistenza di rimorchio della carena; una parte della spinta prodotta serve infatti per vincere le resistenze aggiuntive prodotte dal funzionamento dell'elica nei pressi della poppa.

In realtà, come abbiamo visto, la spinta prodotta dall'elica non viene affatto ridotta, come potrebbe suggerire il nome del coefficiente, a causa del fatto che essa lavora in prossimità della carena ma, al contrario, è la resistenza della carena che viene aumentata; pertanto se la nave deve procedere alla velocità prevista, l'elica dovrà produrre una spinta  $T$  maggiore della resistenza a rimorchio della carena, allo scopo di vincere le resistenze aggiuntive che essa stessa provoca con il suo funzionamento.

Per tener conto della differenza tra la velocità assiale  $V_A$  del flusso che investe l'elica e la velocità relativa  $V$  tra la carena e l'acqua indisturbata si utilizza il coefficiente denominato frazione di scia; esso è così definito:

$$w = \frac{V-V_A}{V} \quad [8.17]$$

La frazione di scia  $w$  è in realtà un valore mediato, dal momento che il campo di velocità che investe l'elica non è assialsimmetrico e quindi la velocità di avanzo  $V_A$  è in realtà una funzione della posizione angolare  $\theta$  della pala nell'arco della rotazione dell'elica e della posizione radiale  $r$ ; si dovrebbe pertanto scrivere  $w(r,\theta)$ . In effetti, con l'ausilio di speciali apparecchiature è possibile misurare la scia  $w(r,\theta)$  e ricavare i diagrammi del tipo di quelli riportati nelle figure 8.12, 8.13 e 8.14.

Sulla base di diagrammi di questo tipo o di prove di autopropulsione, descritte nel seguito, è possibile determinare un valore medio della frazione di scia che viene poi utilizzato per la progettazione dell'elica.

Inoltre l'acqua che investe l'elica dietro alla carena non ha direzione parallela all'asse di rotazione dell'elica poiché le particelle di fluido sono dotate anche di una componente di velocità in direzione ortogonale alla direzione del moto della nave dal momento che l'acqua che circonda la zona poppiera si deve richiudere dopo il passaggio della carena. L'acqua che raggiunge l'elica dietro carena si trova inoltre in moto turbolento, appartenendo in gran parte allo strato limite che circonda la carena; pertanto sulle pale dell'elica dietro carena si stabilisce una zona di flusso laminare di entità inferiore o comunque differente dal caso di elica isolata. Per questi motivi il momento torcente  $Q_B$  assorbito per produrre la spinta  $T$  dall'elica dietro carena è differente da quello  $Q_O$  assorbito dall'elica isolata per fornire la stessa spinta  $T$ . Per tener conto di questa differenza è stato introdotto il coefficiente:

$$\eta_R = \frac{Q_O}{Q_B} = \frac{K_{QO}}{K_{QB}} \quad [8.18]$$

che prende il nome di **efficienza rotativa relativa**.

I tre coefficienti adimensionali ora descritti vengono denominati **coefficienti propulsivi** e vengono ritenuti dipendenti dalla forma della carena; per  $w$  ed  $\eta_R$  questa dipendenza è intuitiva dal momento che sono stati introdotti per tener conto della differenza della velocità tra le condizioni di elica isolata e dietro carena e questa differenza è dovuta in gran parte alla forma geometrica della carena.

Per quanto riguarda il coefficiente di deduzione di spinta la sua dipendenza dalla forma della carena può essere meno intuitiva. In realtà il campo di pressioni prodotto dal funzionamento dell'elica è funzione della spinta  $T$  prodotta dalla stessa e l'interazione tra detto campo di pressioni e la parte poppiera della carena è evidentemente funzione della geometria della poppa. I coefficienti propulsivi dipendono anche dalla velocità, anche se questa dipendenza non è molto accentuata ed in prima approssimazione può essere trascurata.

Nella tabella 8.1 sono riportati valori indicativi della frazione di scia  $w$  per diversi tipi di scafi.

## 8.5 LE PROVE DI AUTOPROPULSIONE

La determinazione dei coefficienti propulsivi viene effettuata sperimentalmente per mezzo della **prova di autopropulsione**, durante la quale il modello della carena viene propulso da un modello di elica azionato da un motore elettrico; il loro valore viene, in prima approssimazione, considerato costante passando dal modello alla vera grandezza.

Dal momento che la conoscenza dei coefficienti propulsivi è essenziale per la progettazione dell'elica e considerato che si ritiene che il valore dei coefficienti propulsivi sia influenzato dalla forma della carena, le prove di autopropulsione vengono condotte con eliche cosiddette di magazzino o di stock. Per la prova di autopropulsione viene infatti scelta, tra quelle disponibili presso la vasca navale, un'elica che abbia caratteristiche simili a quelle dell'elica che si intende progettare.

Se il budget del progetto lo consente la prova di autopropulsione viene in seguito ripetuta con il modello dell'elica che si è progettata, allo scopo di verificare sia la valutazione preliminare dei coefficienti propulsivi sia le prestazioni dell'elica definitiva.

Nel corso della prova di autopropulsione vengono misurate la spinta prodotta dall'elica, il numero di giri della stessa nonché il momento torcente applicato dal motore.

Le prove di autopropulsione vengono condotte rispettando l'eguaglianza del numero di Froude tra la carena in vera grandezza ed il modello ma, come sappiamo, la resistenza totale del modello non risulta in similitudine a causa della componente d'attrito. In queste condizioni l'elica del modello si trova a lavorare in condizioni differenti da quella in vera grandezza a causa della maggiore entità della resistenza d'attrito. Per ovviare a questo inconveniente e far sì che l'elica ed il suo modello lavorino in condizioni analoghe occorre ridurre la resistenza del modello mediante l'applicazione di una forza esterna, indicata con il simbolo  $F_D$ , di entità opportuna.

Per la determinazione della forza  $F_D$  che deve essere applicata al modello è necessario scrivere le equazioni di equilibrio delle forze agenti sulla nave e sul modello:

$$T_S (1 - t) = R_{TS}$$

$$T_M (1 - t) = R_{TM} - F_D$$

passando alla notazione adimensionale potremo scrivere:

$$\frac{T_S}{\frac{1}{2} \rho S_S V_S^2} (1 - t) = C_{TS}$$

$$\frac{T_M}{\frac{1}{2} \rho S_M V_M^2} (1 - t) = C_{TM} - \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho S_M V_M^2}$$

Avendo ipotizzato che nave e modello abbiano lo stesso coefficiente di deduzione di spinta e volendo che le eliche del modello e della nave lavorino nelle stesse condizioni i primi membri delle due equazioni dovranno risultare eguali, pertanto si potrà scrivere:

$$C_{TS} = C_{TM} - \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho S_M V_M^2}$$

dalla quale si ricava:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho S_M V_M^2 ( C_{TM} - C_{TS} )$$

che equivale alla:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho S_M V_M^2 ( C_{FM} - C_{FS} ) \quad [8.19]$$

Osservando quest'ultima equazione si nota che la forza  $F_D$  è funzione dei coefficienti d'attrito; in virtù di questo fatto essa viene anche denominata "Correzione d'attrito".

La prova di autopropulsione può venire condotta secondo due differenti tecniche, elaborate rispettivamente nell'Europa continentale e nei paesi anglosassoni.

Il **metodo continentale** prevede l'applicazione della  $F_D$  direttamente alla carena, tramite un peso che, per mezzo di un opportuno sistema di rinvii, riduce la resistenza della carena della quantità desiderata. Il modello così attrezzato viene portato, dal carro dinamometrico, alla velocità prefissata; il numero di giri dell'elica viene quindi regolato fino a che il sistema non raggiunge la situazione di equilibrio dinamico, che si verifica quando la spinta generata dall'elica è in grado di equilibrare la resistenza del modello che risulta ridotta in similitudine di Froude dall'applicazione fisica della forza  $F_D$ .

Il **metodo anglosassone** consiste invece nell'eseguire un certo numero di corse durante le quali il sistema non raggiunge l'equilibrio. Durante queste prove viene stabilito un numero di giri dell'elica ed il carro è connesso al modello come nel caso di una normale

prova di rimorchio. Dal momento che non si ricerca la situazione di equilibrio l'elica fornirà una spinta differente da quella necessaria a bilanciare la resistenza del modello che in questo caso non è in similitudine di Froude non essendo ridotta dalla presenza del peso. La differenza tra la spinta fornita dall'elica e la resistenza della carena viene compensata dal carro dinamometrico che mantiene il modello alla velocità prefissata esercitando su di esso una forza  $F$  che lo rimorchia o lo frena a seconda che la spinta generata dall'elica sia inferiore o superiore alla resistenza al moto del modello stesso. In questo modo vengono condotte alcune prove a numeri di giri differenti e si procede quindi all'elaborazione di un diagramma che riporta in ascisse il numero di giri dell'elica ed in ordinate la forza  $F$  applicata dal carro al modello. Dopo aver proceduto ad avviare una curva tra i punti sperimentali si entra nel diagramma con il valore  $F_D$  della correzione d'attrito e si ricava il numero di giri di equilibrio. Questa operazione equivale a simulare la situazione in cui la forza  $F_D$  venga applicata al modello dal carro dinamometrico anziché dal peso.

Una volta in possesso dei risultati delle prove di autopropulsione è possibile determinare i coefficienti propulsivi per mezzo dell'**analisi delle prove di autopropulsione**. Per condurre detta analisi è necessario disporre anche dei risultati delle prove sull'elica isolata e di quelli delle prove di rimorchio della carena; se questi ultimi sono relativi ad una configurazione di appendici differente da quella con la quale sono state condotte le prove di autopropulsione è necessario procedere alla loro correzione in modo tale che la resistenza totale di rimorchio della carena includa la resistenza delle stesse appendici presenti durante l'autopropulsione. Se non si procedesse a questa correzione il valore del coefficiente di deduzione di spinta verrebbe calcolato scorrettamente ed includerebbe impropriamente anche la resistenza delle appendici eventualmente mancanti nella prova di rimorchio.

Per ciascuna delle velocità alle quali si desidera conoscere i coefficienti propulsivi si opera nel modo seguente. In corrispondenza della velocità prescelta  $\bar{V}$  si legge, dal diagramma delle prove di rimorchio, il valore della resistenza  $\bar{R}_T$  e, dal diagramma delle prove di autopropulsione il valore  $\bar{T}$  della spinta; a questo punto è possibile calcolare, per mezzo dell'equazione [8.16], il coefficiente di deduzione di spinta  $\bar{t}$ .

Utilizzando i valori  $\bar{T}$  ed  $\bar{n}$  ricavati dal diagramma delle prove di autopropulsione è possibile calcolare il valore  $\bar{K}_T$  mediante l'equazione [8.13]. Entrando con questo valore nel diagramma dell'elica isolata si interseca la curva di  $K_T$  nel punto di funzionamento dell'elica alla velocità  $\bar{V}$ . Abbassando una verticale da questo punto di intersezione si ricava il valore  $\bar{J}$  che permette di calcolare il valore  $\bar{V}_A$  della velocità di avanzo:

$$\bar{V}_A = \bar{J} \bar{n} D \quad [8.20]$$

risulta quindi immediato il calcolo della frazione di scia  $\bar{w}$  per mezzo dell'equazione [8.17].

Dal diagramma delle prove di autopropulsione si legge infine, il valore  $\bar{Q}_B$  che consente di calcolare, per mezzo dell'equazione [8.14] il valore di  $\bar{K}_{QB}$ ; nel diagramma dell'elica isolata, in corrispondenza di  $\bar{J}$ , si legge il valore  $\bar{K}_{QO}$  e risulta quindi possibile il calcolo dell'efficienza rotativa relativa  $\bar{\eta}_R$  utilizzando l'equazione [8.18].

## 8.6 LA CATENA DEI RENDIMENTI

La potenza che la carena richiede per procedere alla velocità assegnata è stata definita potenza effettiva o potenza di rimorchio:

$$P_E = R_T V$$

come abbiamo visto l'elica per fornire alla carena una forza di intensità pari alla resistenza deve generare una spinta  $T > R_T$  alla velocità di avanzo  $V_A$ ; la potenza scaricata dall'elica nel fluido viene denominata potenza di spinta e definita dalla:

$$P_T = T V_A$$

utilizzando le relazioni [8.16] ed [8.17] è possibile riscrivere questa relazione nella forma:

$$P_T = \frac{R_T}{(1-t)} V (1-w) = R_T V \frac{(1-w)}{(1-t)}$$

Introducendo l'**efficienza di scafo**  $\eta_H$  definita dalla relazione seguente:

$$\eta_H = \frac{(1-t)}{(1-w)}$$

si può scrivere:

$$P_T = \frac{P_E}{\eta_H}$$

ed anche:

$$P_E = P_T \eta_H$$

Per fornire la potenza  $T V_A$  l'elica isolata assorbe la potenza al mozzo  $P_{DO} = 2\pi n Q_O$ , avendo indicato con  $Q_O$  il momento torcente assorbito dall'elica isolata. Queste potenze sono tra loro collegate dal rendimento dell'elica isolata  $\eta_O$  attraverso le note relazioni:

$$P_T = P_{DO} \eta_O$$

$$P_{DO} = \frac{P_T}{\eta_O}$$

La potenza al mozzo dell'elica dietro carena è a sua volta legata alla potenza al mozzo dell'elica isolata dall'efficienza rotativa relativa  $\eta_R$ :

$$P_{DO} = P_D \eta_R$$

$$P_D = \frac{P_{DO}}{\eta_R}$$

La potenza  $P_D$  viene trasmessa al mozzo dell'elica dietro carena attraverso la linea d'assi che è anch'essa caratterizzata da un suo rendimento  $\eta_S$  detto **rendimento della linea d'assi**. Infatti la potenza  $P_S$  applicata all'inizio della linea d'assi e denominata potenza all'asse, giunge al mozzo dell'elica decurtata della potenza dissipata per attrito nei cuscinetti e nell'astuccio. Il rendimento della linea d'assi tiene quindi conto di queste perdite di potenza ed il suo valore viene stabilito in base alla configurazione della stessa linea d'assi, ed in particolare in base al numero ed al tipo di cuscinetti che vengono utilizzati. Si può scrivere quindi:

$$P_D = P_S \eta_S$$

$$P_S = \frac{P_D}{\eta_S}$$

La potenza  $P_B$  che il motore deve fornire perché all'inizio della linea d'assi si ottenga la potenza  $P_S$  deve essere maggiore di quest'ultima in quanto si deve tener conto del rendimento del riduttore  $\eta_G$ , si avrà pertanto:

$$P_S = P_B \eta_G$$

$$P_B = \frac{P_S}{\eta_G}$$

Riassumendo potremo scrivere le seguenti relazioni:

$$P_T = \frac{P_E}{\eta_H}$$

$$P_{DO} = \frac{P_T}{\eta_O} = \frac{P_E}{\eta_H \eta_O}$$

$$P_D = \frac{P_{DO}}{\eta_R} = \frac{P_T}{\eta_O \eta_R} = \frac{P_E}{\eta_H \eta_O \eta_R}$$

$$P_S = \frac{P_D}{\eta_S} = \frac{P_{DO}}{\eta_R \eta_S} = \frac{P_T}{\eta_O \eta_R \eta_S} = \frac{P_E}{\eta_H \eta_O \eta_R \eta_S}$$

$$P_B = \frac{P_S}{\eta_G} = \frac{P_D}{\eta_S \eta_G} = \frac{P_{DO}}{\eta_R \eta_S \eta_G} = \frac{P_T}{\eta_O \eta_R \eta_S \eta_G} = \frac{P_E}{\eta_H \eta_O \eta_R \eta_S \eta_G}$$

che possono essere trasformate nelle:

$$P_S = P_B \eta_G$$

$$P_D = P_S \eta_S = P_B \eta_G \eta_S$$

$$P_{DO} = P_D \eta_R = P_S \eta_S \eta_R = P_B \eta_G \eta_S \eta_R$$

$$P_T = P_{DO} \eta_O = P_D \eta_R \eta_O = P_S \eta_S \eta_R \eta_O = P_B \eta_G \eta_S \eta_R \eta_O$$

$$P_E = P_T \eta_H = P_{DO} \eta_O \eta_H = P_D \eta_R \eta_O \eta_H = P_S \eta_S \eta_R \eta_O \eta_H = P_B \eta_G \eta_S \eta_R \eta_O \eta_H$$

Il prodotto  $\eta_G \eta_S \eta_R \eta_O \eta_H$  prende il nome di **rendimento propulsivo** e viene indicato con il simbolo  $\eta_P$ .

## 8.7 LE PROVE IN MARE

Le imbarcazioni maggiori pronte per la consegna vengono generalmente sottoposte alle prove in mare; esse hanno lo scopo di verificare se l'imbarcazione fornisce le prestazioni stabilite dal contratto. Durante questo tipo di prove vengono solitamente rilevati la potenza erogata dall'apparato motore nonché il numero di giri e la velocità corrispondenti. Per quanto riguarda la potenza essa può essere ricavata dai diagrammi delle prove al banco dei motori, avendo misurato i consumi di combustibile e le temperature dei gas di scarico; in questo caso la potenza ottenuta è la  $P_B$ .

Disponendo dei valori misurati del numero di giri e del momento torcente, che vengono solitamente rilevati sulla linea d'assi la potenza può essere ottenuta attraverso la formula:

$$P = 2 \pi n Q \quad [8.21]$$

Come si può notare non è stato applicato alcun pedice al simbolo della potenza, in quanto essa può venire misurata in qualunque punto della linea d'assi. Se la misura viene condotta all'uscita del riduttore si otterrà una potenza all'asse  $P_S$ , mentre se il rilievo è fatto in un punto intermedio dell'asse questo valore dovrà essere ricondotto ad una potenza all'asse o ad una potenza al mozzo dividendo o moltiplicando il valore misurato per il prodotto dei rendimenti dei cuscinetti che si trovano rispettivamente a monte o a valle del punto di misura.

Sulla base di questi dati è possibile ricavare, attraverso la procedura denominata **analisi delle prove in mare**, i valori del coefficiente di deduzione di spinta e quelli della frazione di scia. Questi valori, ricavati in condizioni di funzionamento reale, sono molto importanti perché consentono al progettista di verificare le sue previsioni; in particolare essi permettono di verificare se il metodo di correzione dei coefficienti propulsivi, impiegato per trasferire in vera grandezza i valori determinati mediante le prove di autopropulsione, ha funzionato correttamente.

L'analisi delle prove in mare viene condotta in analogia a quanto già visto nel caso dell'analisi delle prove di autopropulsione, ma con l'importante differenza che, in questo caso, non sono disponibili i valori della spinta. A causa di difficoltà di natura tecnica, infatti, non è possibile misurare l'entità della spinta sull'imbarcazione in vera grandezza senza ricorrere a procedimenti molto laboriosi ed altrettanto costosi. Pertanto, ad eccezione di pochi casi particolari, la spinta non viene misurata nel corso delle prove in mare. La mancanza dei valori della spinta non pregiudica la possibilità di ricavare i valori del fattore di deduzione di spinta e quelli della frazione di scia; l'efficienza rotativa relativa al contrario non può essere valutata.

Per ciascuna delle velocità alle quali si intende condurre l'analisi si procede nel modo seguente: dal diagramma dei risultati delle prove in mare, in corrispondenza del valore prescelto della velocità  $\bar{V}$ , si ricavano i valori del numero di giri  $\bar{n}$  e della potenza  $\bar{P}_D$ . Per mezzo della [8.21] si ricava il valore del momento torcente  $\bar{Q}_B$  e si calcola il valore del coefficiente  $\bar{K}_{QB}$

In questo caso, non disponendo del valore della spinta, non è possibile entrare nel diagramma dell'elica isolata con il valore di  $K_T$ , dovremo pertanto ricorrere al coefficiente  $K_Q$ .

Come si ricorderà nel diagramma dell'elica isolata sono riportati i valori  $K_{QO}$ , pertanto, prima di poter utilizzare questo diagramma, è necessario passare da  $\bar{K}_{QB}$  a  $\bar{K}_{QO}$ ; occorre quindi utilizzare il coefficiente  $\eta_R$ . Non potendo in questo caso determinare i valori dell'efficienza rotativa relativa si possono utilizzare quelli ricavati dall'analisi delle prove di autopropulsione; se queste non sono state condotte si ricorre a valori determinati per imbarcazioni similari oppure si pone  $\eta_R = 1$ .

Si calcola quindi il coefficiente  $\bar{K}_{QO}$ , utilizzando l'equazione [8.18], e si entra nel diagramma dell'elica isolata ricavando i valori  $\bar{K}_T$  e  $\bar{J}$ . Dal valore  $\bar{J}$ , utilizzando l'equazione [8.20], si ricava  $\bar{V}_A$ . Il valore della spinta  $\bar{T}$  si calcola partendo da  $\bar{K}_T$  utilizzando  $\bar{V}_A$  ed  $\bar{n}$ . Entrando nel diagramma delle prove di rimorchio con il valore  $\bar{V}$  si ricava il valore  $\bar{R}_T$  della resistenza della carena; a questo punto è possibile il calcolo del fattore di deduzione di spinta  $\bar{t}$  utilizzando l'equazione [8.16].

## 8.8 BIBLIOGRAFIA

[8.1]

International Towing Tank Conference

ITTC Symbols and Terminology List – Version 1993

VWS Mitteilungen Heft 57, Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin

[8.2]

Du Cane P.

High – Speed Small Craft, Third edition

Temple Press Books, London, 1964.

[8.3]

Lewis E. V.

Principles of Naval Architecture – Second Revision

The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Jersey City, 1988



Tabella 8.1 – Valori della frazione di scia  $w$  per diversi tipi di carene.

| <b>Tipo di scafo</b>                                                                               | <b>monoelica</b> | <b>bielica</b> |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|----------------|
| –Carene plananti a spigolo.....                                                                    | 0.01             | 0.00           |
| –Carene semiplananti con bassa immersione,<br>longitudinali rettilinei e specchio immerso.....     | 0.02             | 0.01           |
| –Lance con basso dislocamento e longitudinali rettilinei.....                                      | 0.04             | 0.02           |
| –Imbarcazioni con $L_{WL} \leq 15$ m, moderato dislocamento<br>e media velocità.....               | 0.08             | 0.04           |
| –Imbarcazioni con $L_{WL} \leq 15$ m, dislocamento pesante,<br>forme piene ed alta immersione..... | 0.10             | 0.08           |
| –Imbarcazioni con $L_{WL} \geq 18$ m, dislocamento pesante<br>e forme piene.....                   | 0.20             | 0.12           |
| –Carene con poppa a tunnel.....                                                                    | 0.25             | 0.15           |
| –Motor sailer con $L_{WL} \leq 15$ m.....                                                          | 0.13             | ...            |

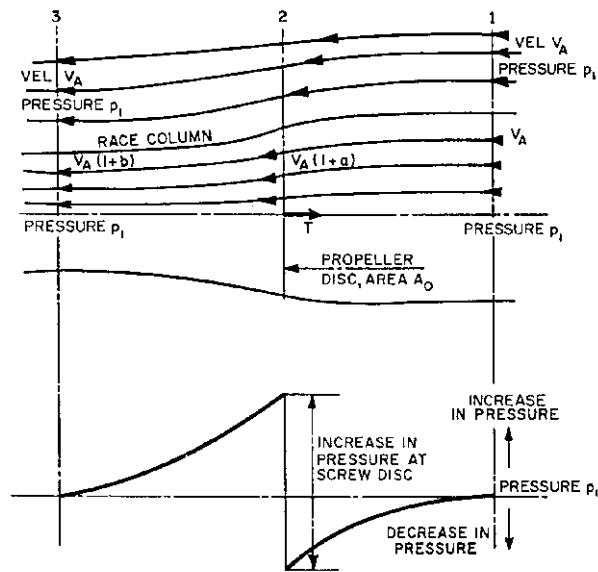
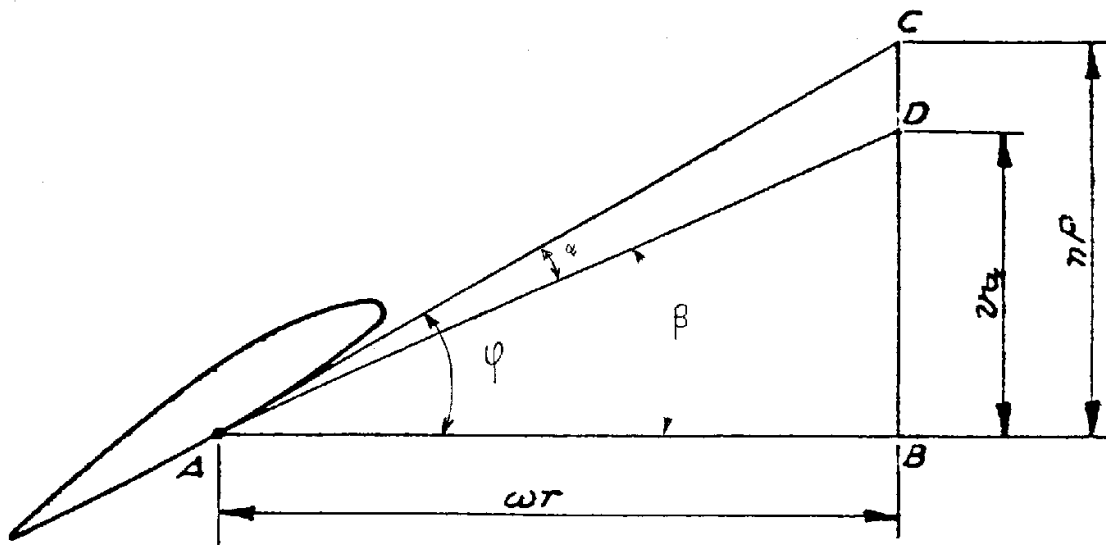
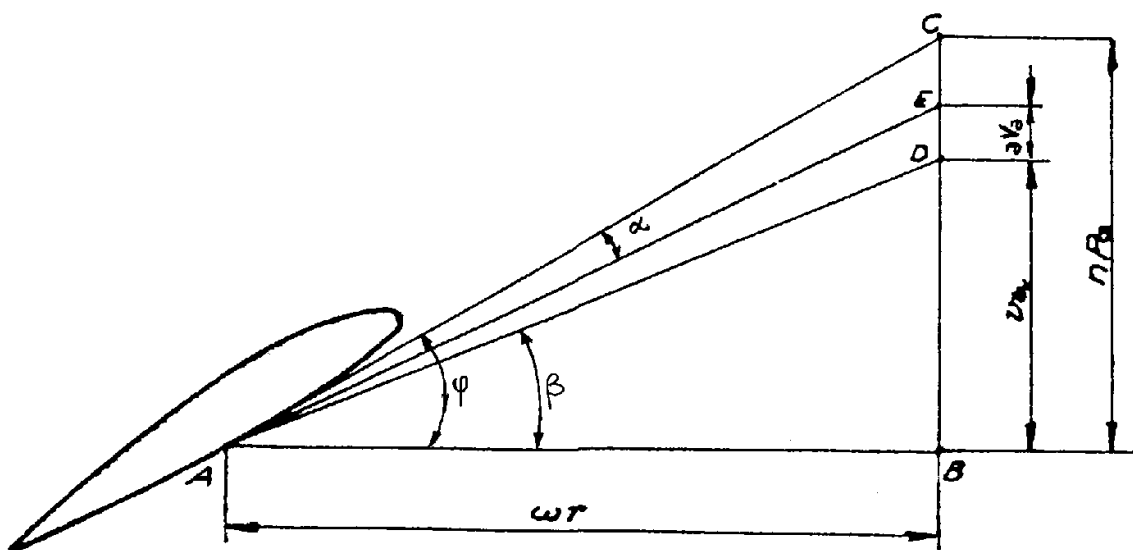


Figura 8.1



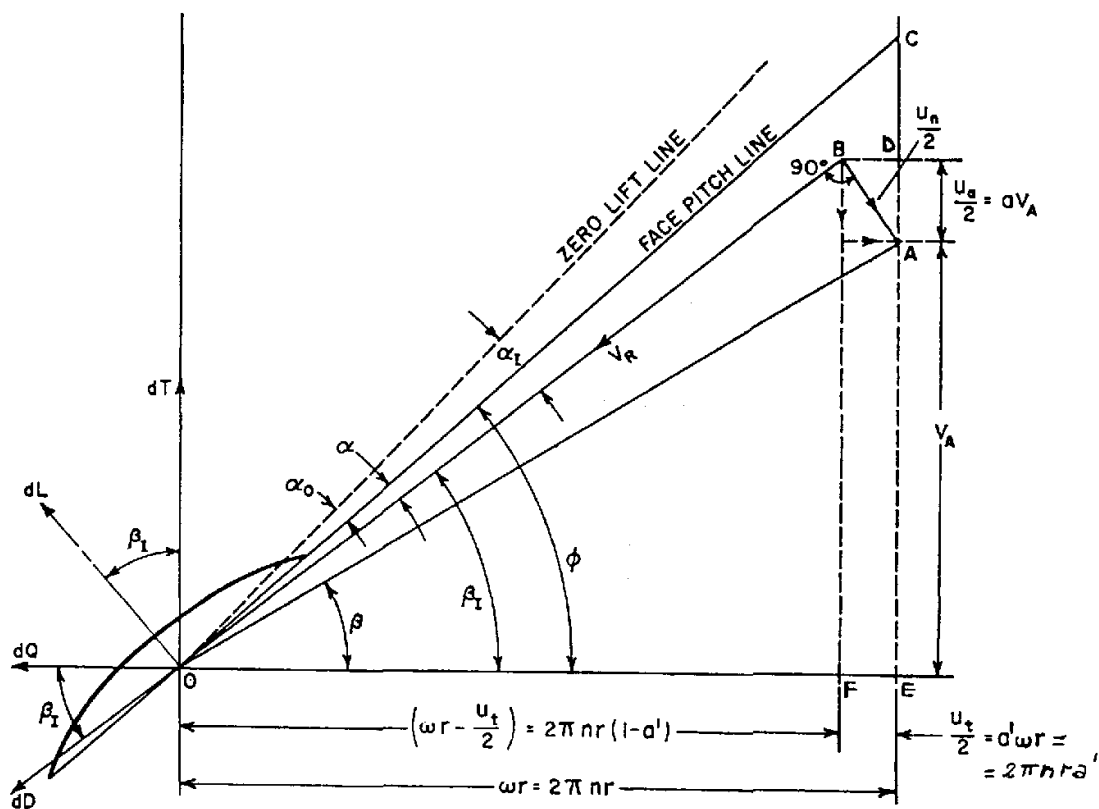
TRIANGOLO DELLE VELOCITÀ SECONDO LA  
TEORIA DEL REGRESSO

Figura 8.2



TRIANGOLO DELLE VELOCITA' SECONDO LA  
TEORIA IMPULSIVA SEMPLICE

Figura 8.3



Blade velocity diagram

Figura 8.4

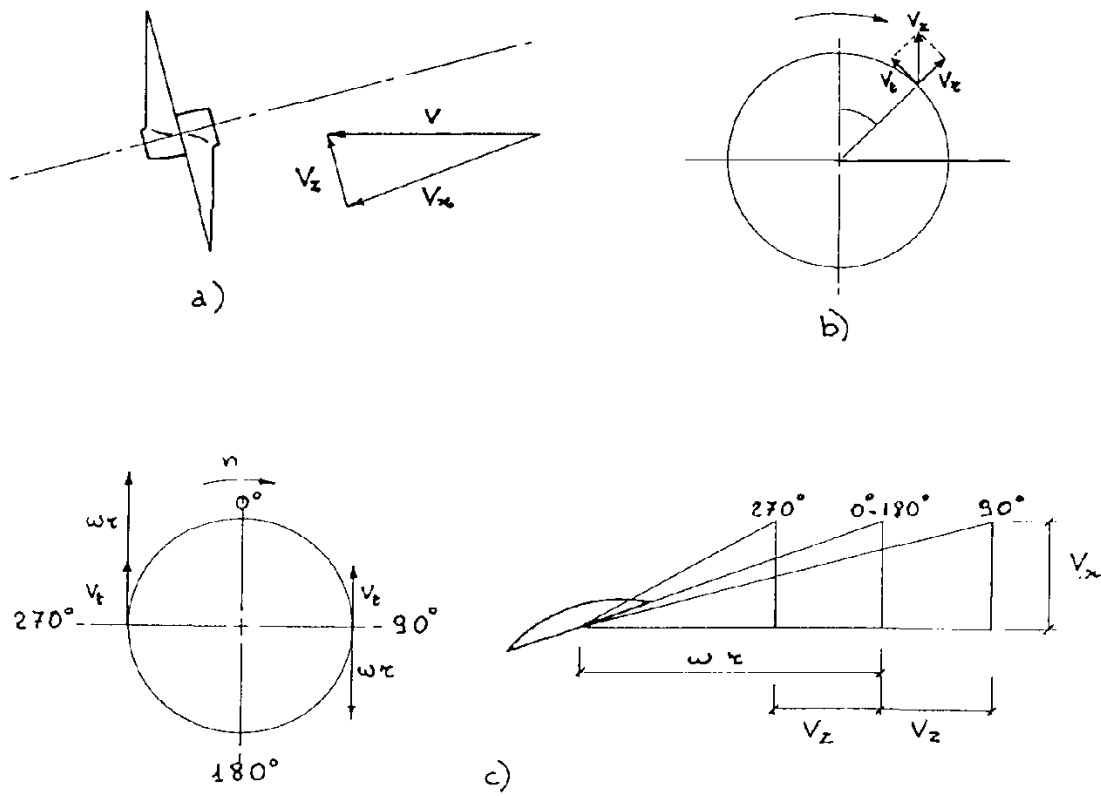
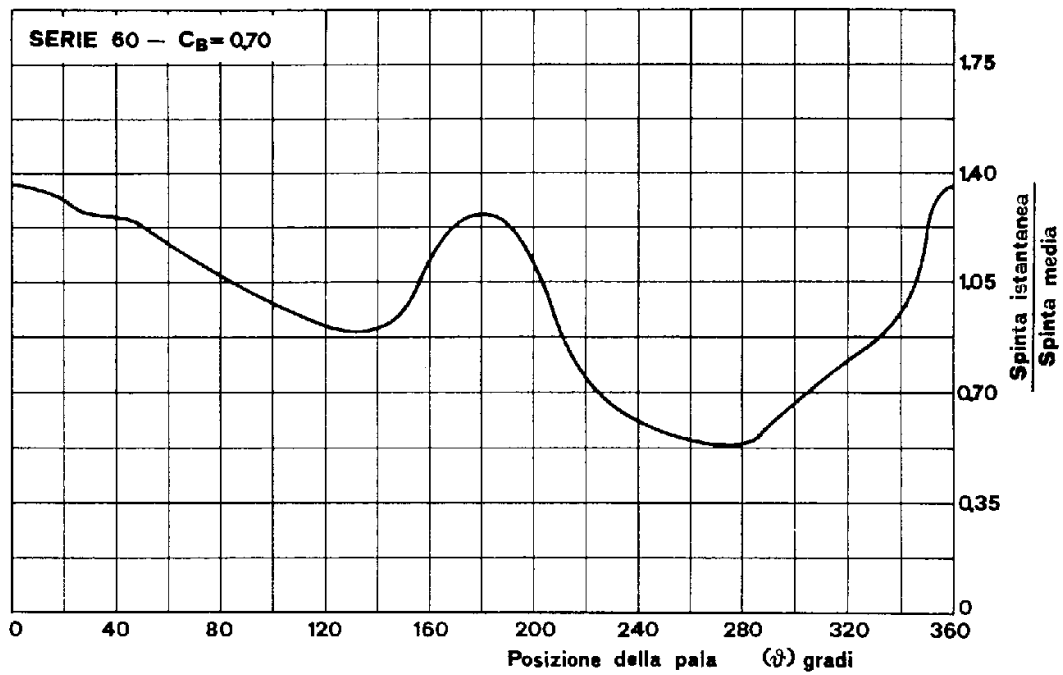
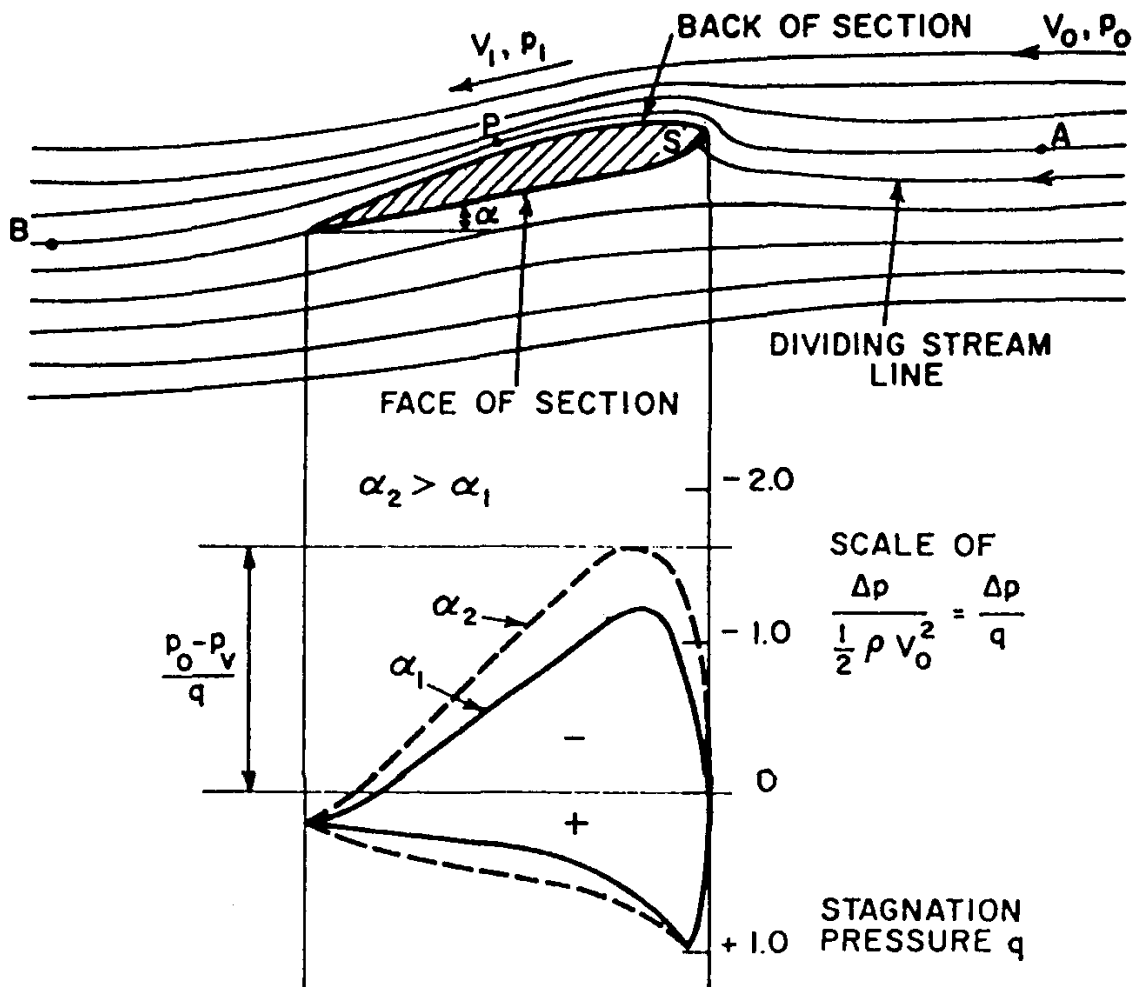


Figura 8.5



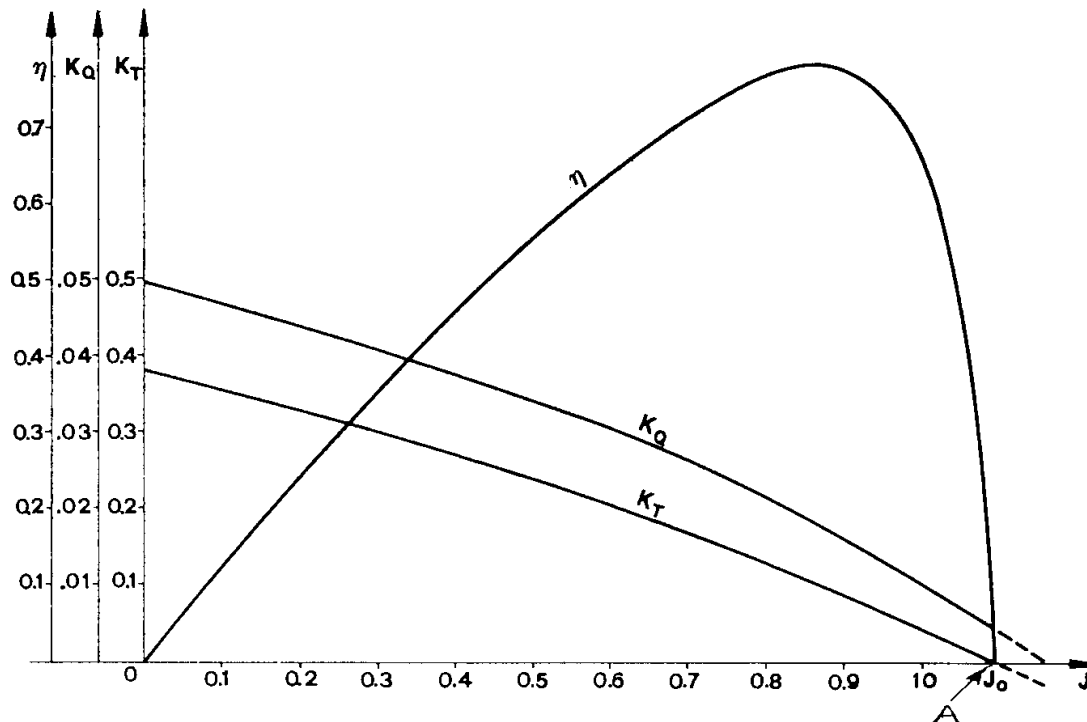
Andamento della spinta di una pala in funzione di  $\phi$

Figura 8.6



Flow and pressure around an airfoil

Figura 8.7



| DIMENSIONI E DATI PRINCIPALI RELATIVI AL MODELLO SPERIMENTATO   |                |                           |
|-----------------------------------------------------------------|----------------|---------------------------|
| Numero delle pale                                               | —              | 3                         |
| Diametro massimo                                                | m              | 0.183                     |
| Diametro medio del mozzo                                        | m              | 0.0328                    |
| Passo costante                                                  | m              | 0.177                     |
| Area totale proiettata fino al mozzo                            | m <sup>2</sup> | 0.0097                    |
| Area totale sviluppata                                          | m <sup>2</sup> | 0.0115                    |
| Rapporto area sviluppata area disco                             | —              | 0.437                     |
| Rapporto passo diametro                                         | —              | 0.966                     |
| Inclinazione della direttrice                                   | gradi          | 0°                        |
| Groschezza massima della sezione radicale                       | m              | 0.0073                    |
| Groschezza massima misurata sull'asse dell'elica                | m              | 0.0091                    |
| Rapporto groschezza massima della sezione radicale diametro     | —              | 0.040                     |
| Rapporto groschezza massima sull'asse diametro                  | —              | 0.05                      |
| Immersione del centro elica                                     | m              | 0.183                     |
| Inclinazione dell'asse dell'elica sull'orizzontale              | gradi          | 0                         |
| Deviazione dell'asse dell'elica dalla direzione del moto        | gradi          | 0                         |
| Temperatura dell'acqua della vasca                              | gradi C.       | 13                        |
| Coefficiente di viscosita' cinematica alla temperatura di prova | —              | 1.2014 × 10 <sup>-6</sup> |

Caratteristica dell'elica

Figura 8.8

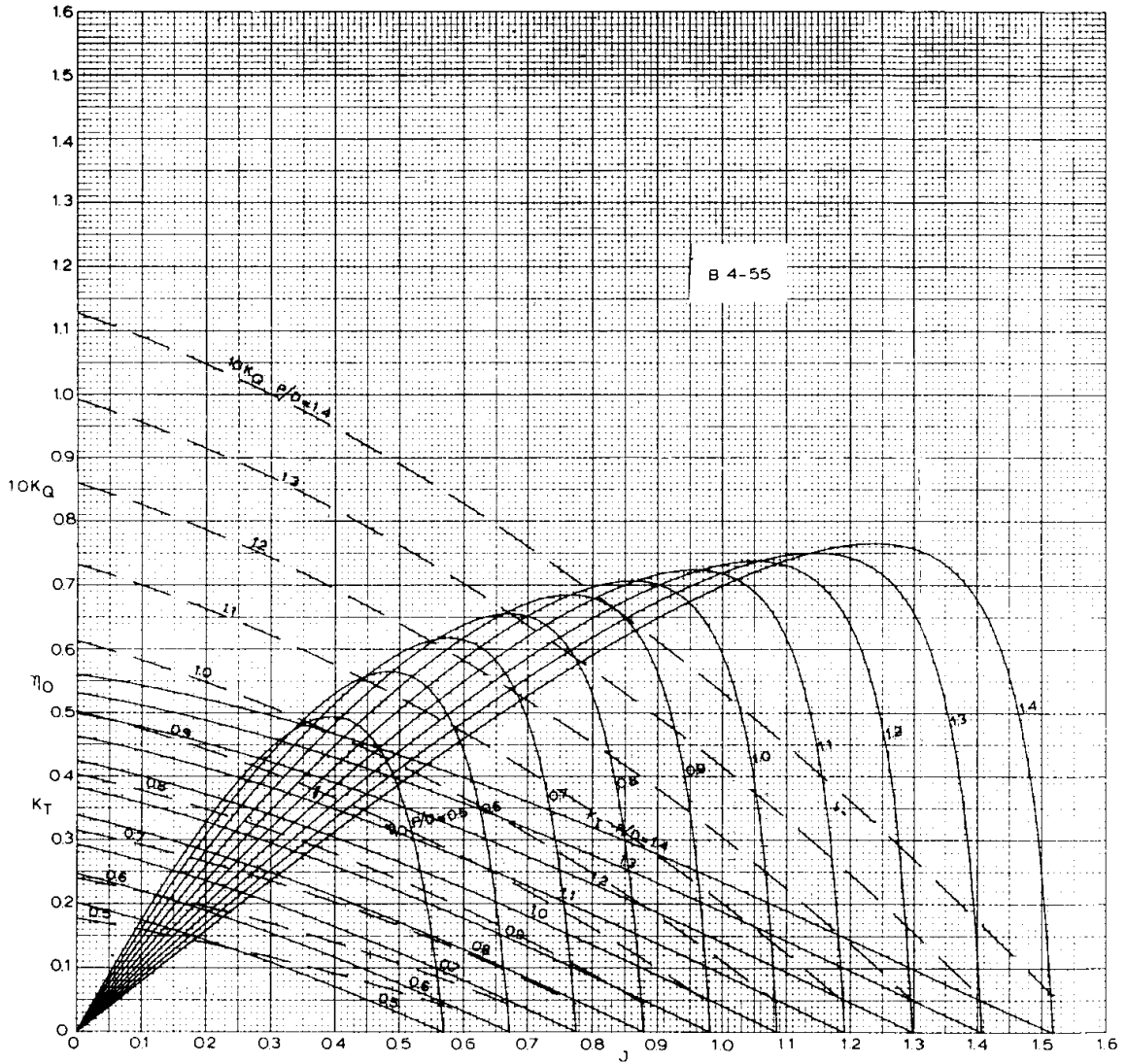
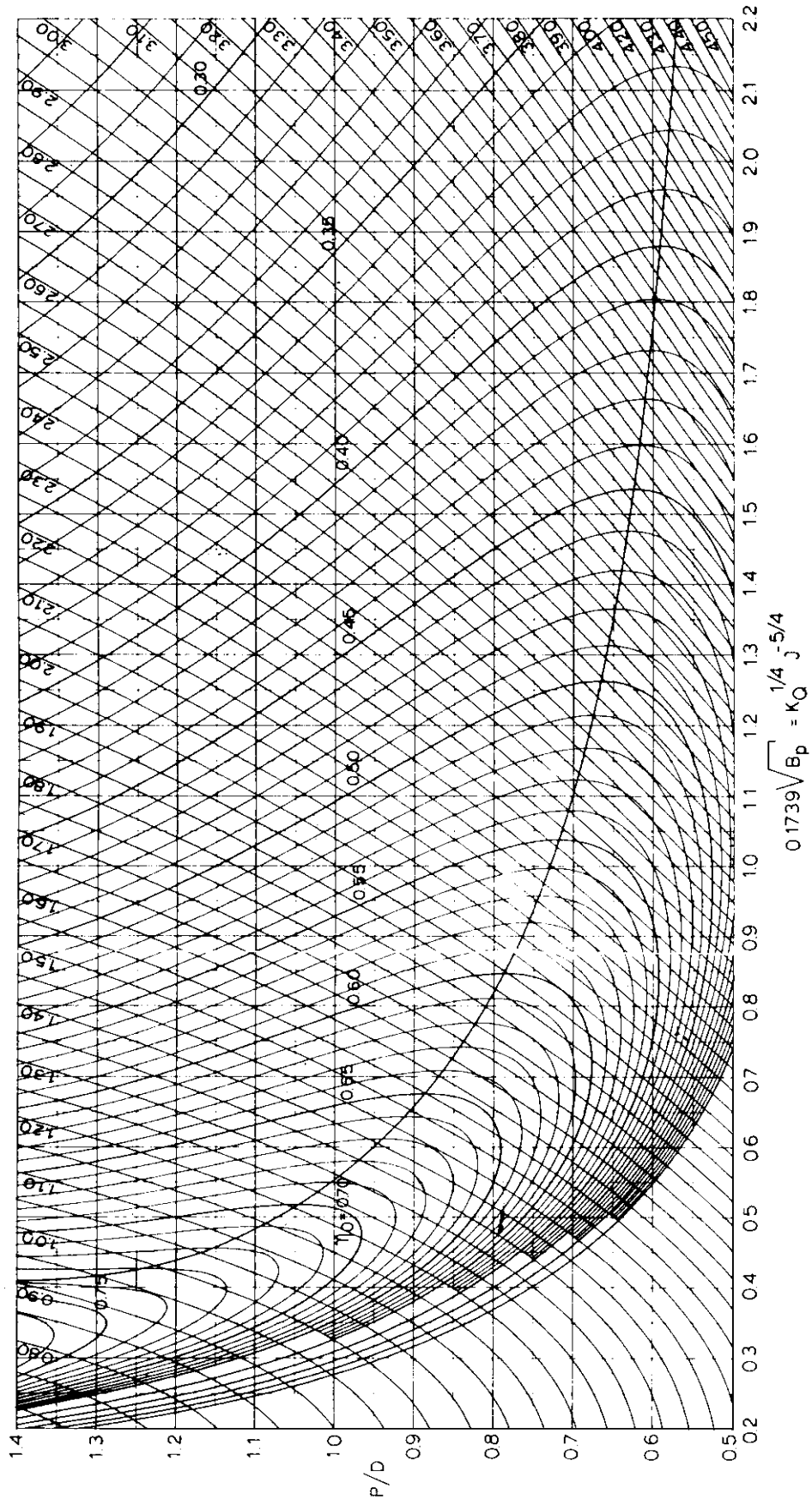


Figura 8.9







B 4-55

Figura 8.10

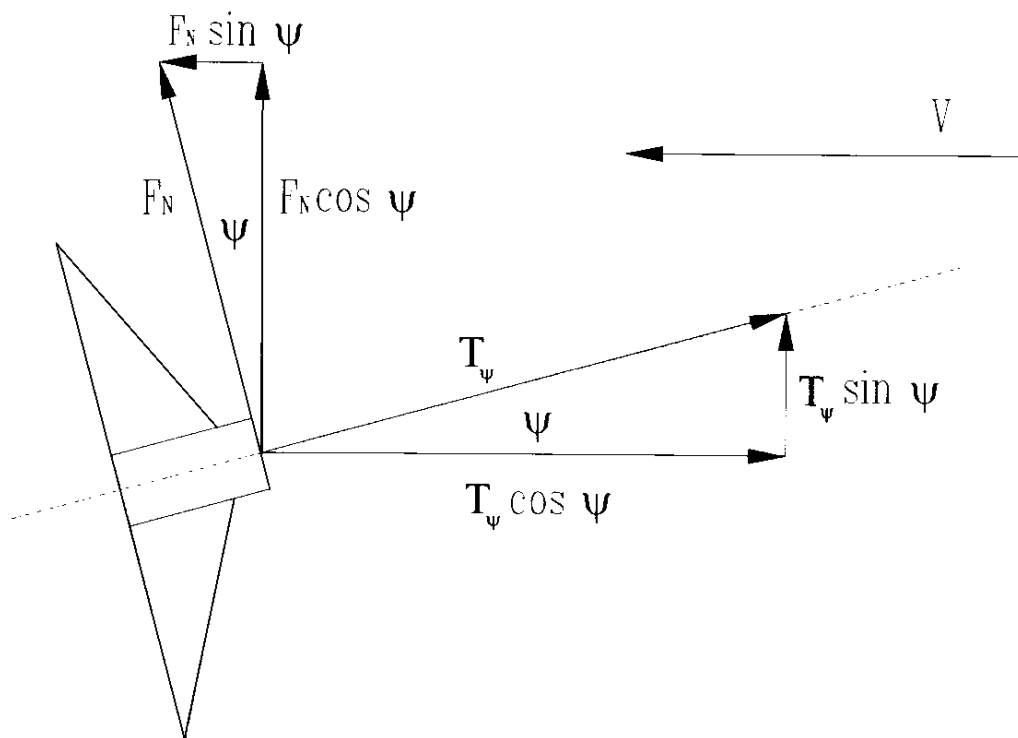
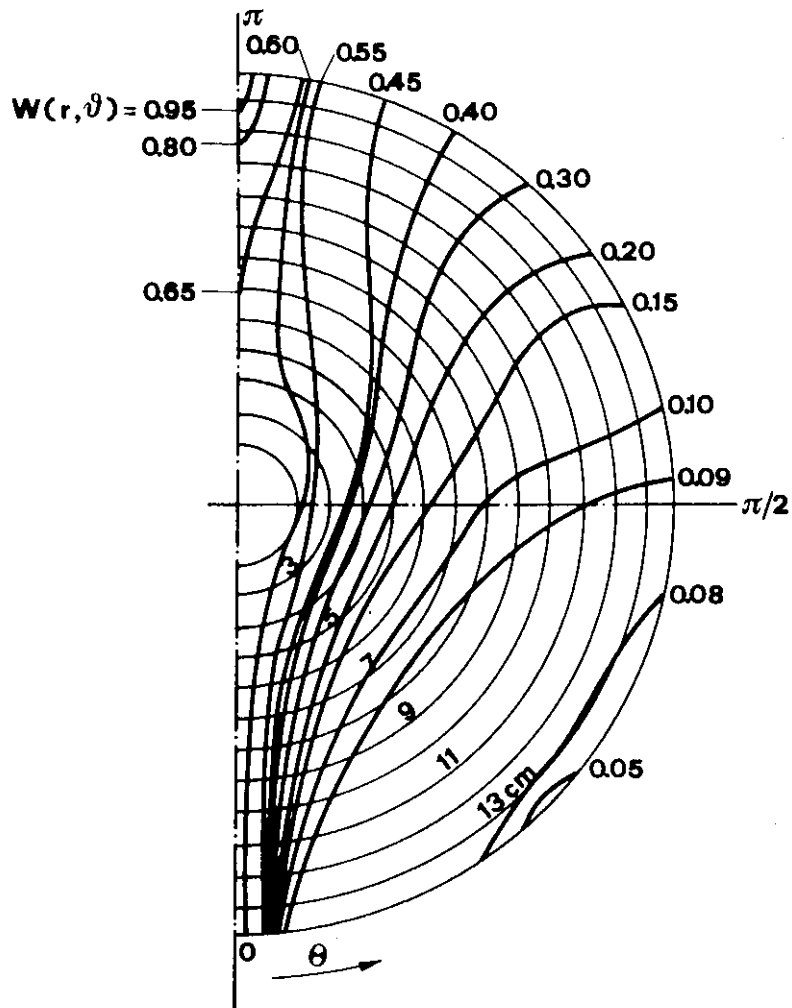
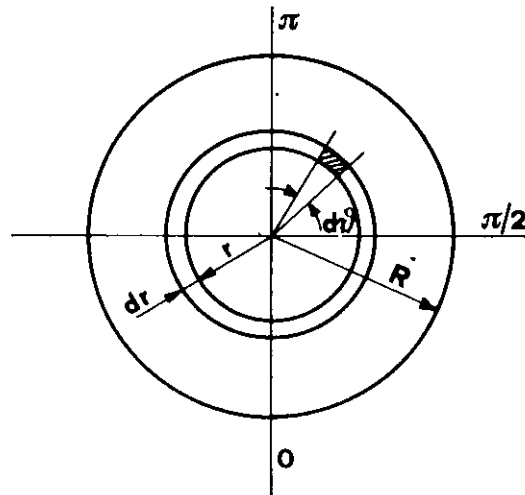
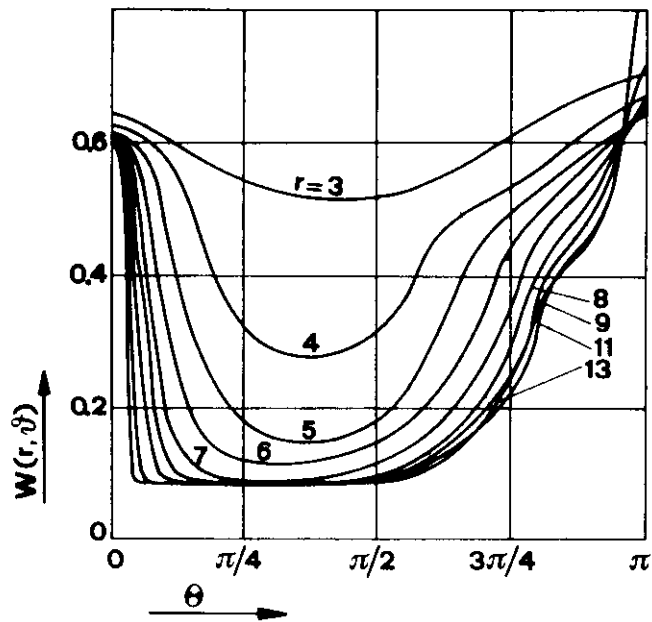


Figura 8.11

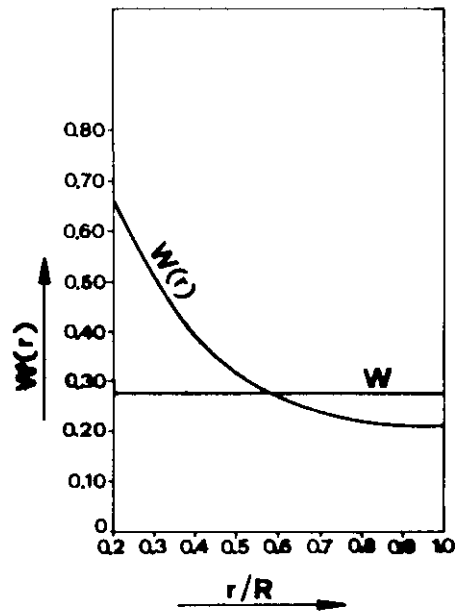


Coefficiente scia longitudinale  $W(r, \vartheta)$

Figura 8.12

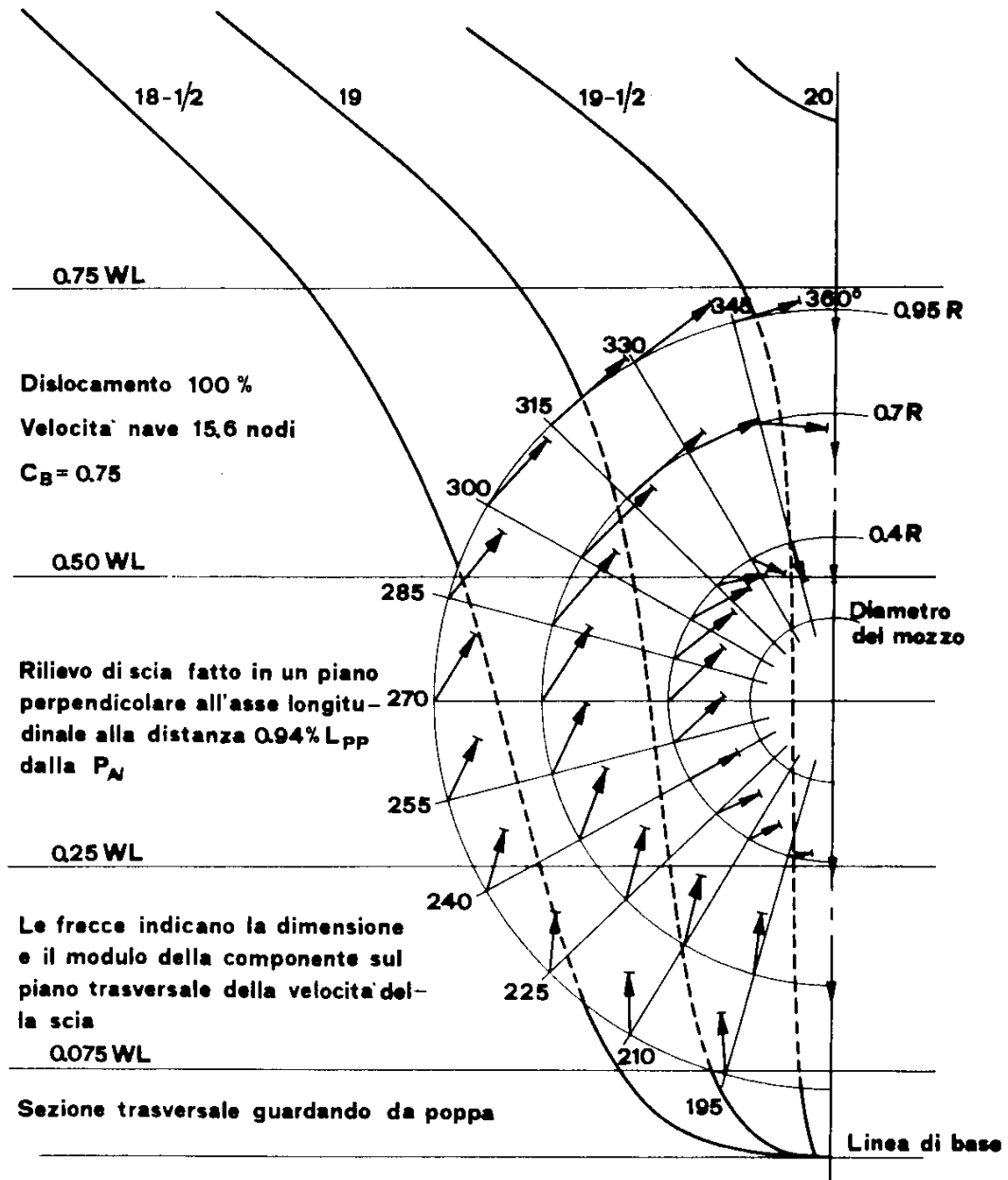


Coefficiente di scia  $W(r, \vartheta)$  in funzione di  $r$  e  $\vartheta$



Coefficiente di scia  $W(r)$  in funzione di  $r$

Figura 8.13



Componenti nel piano del disco della velocita' di scia

Figura 8.14