LEZIONE 3-4

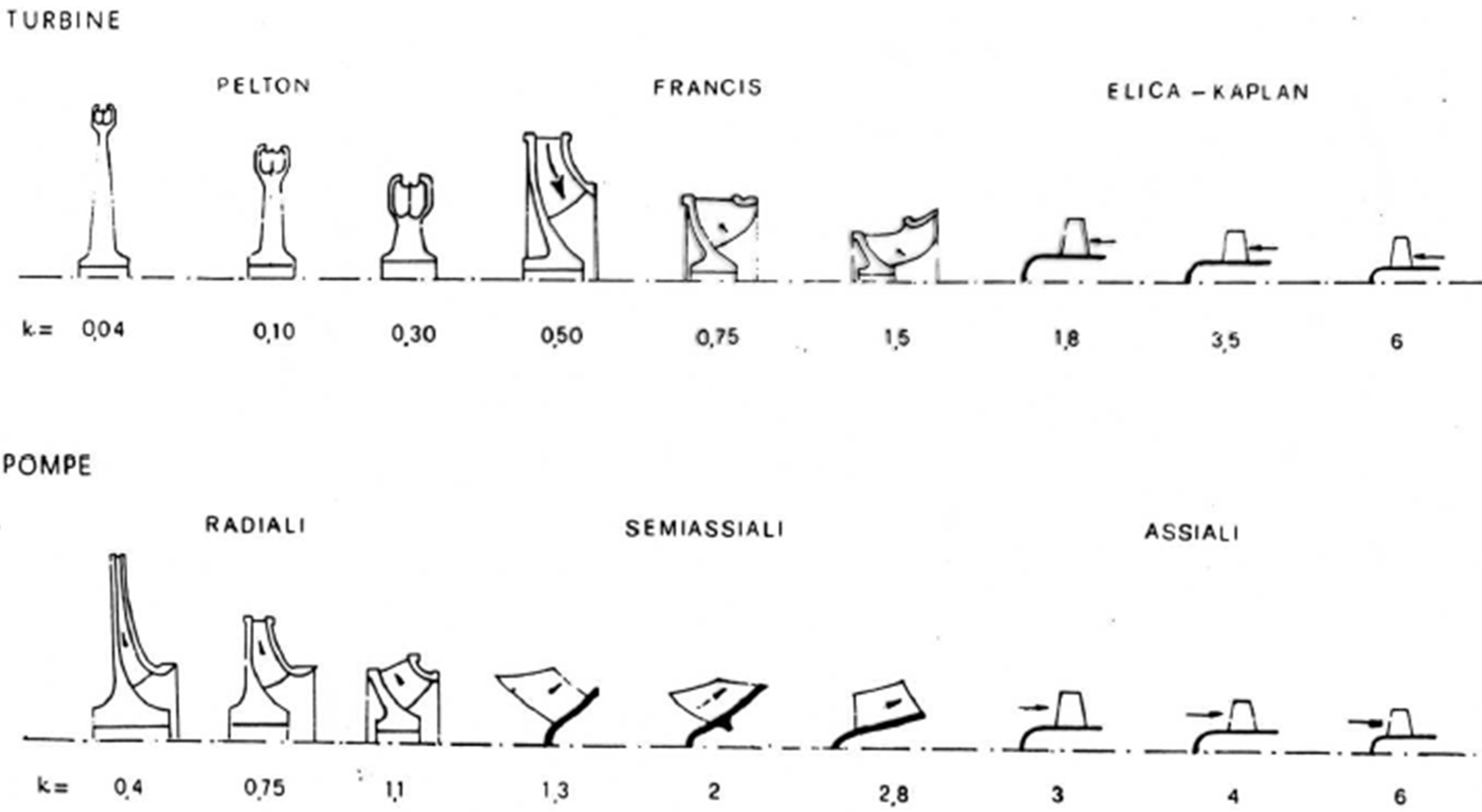


Fig. 3.5 - Variazione della forma delle giranti delle turbine e delle pompe idrauliche al variare del numero caratteristico di macchina.

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\left.\begin{array}{c} k \\ \omega_S \end{array}\right\} = \varphi^{1/2}\psi^{-3/4} = \omega\sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_{01}}}\cdot L_i^{-3/4} = \omega\frac{\sqrt{Q}}{L_i^{3/4}}$$

- noti gli obiettivi di prestazione della macchina (portata e lavoro nel punto di progetto) devo determinare la velocità in base ai vincoli esterni

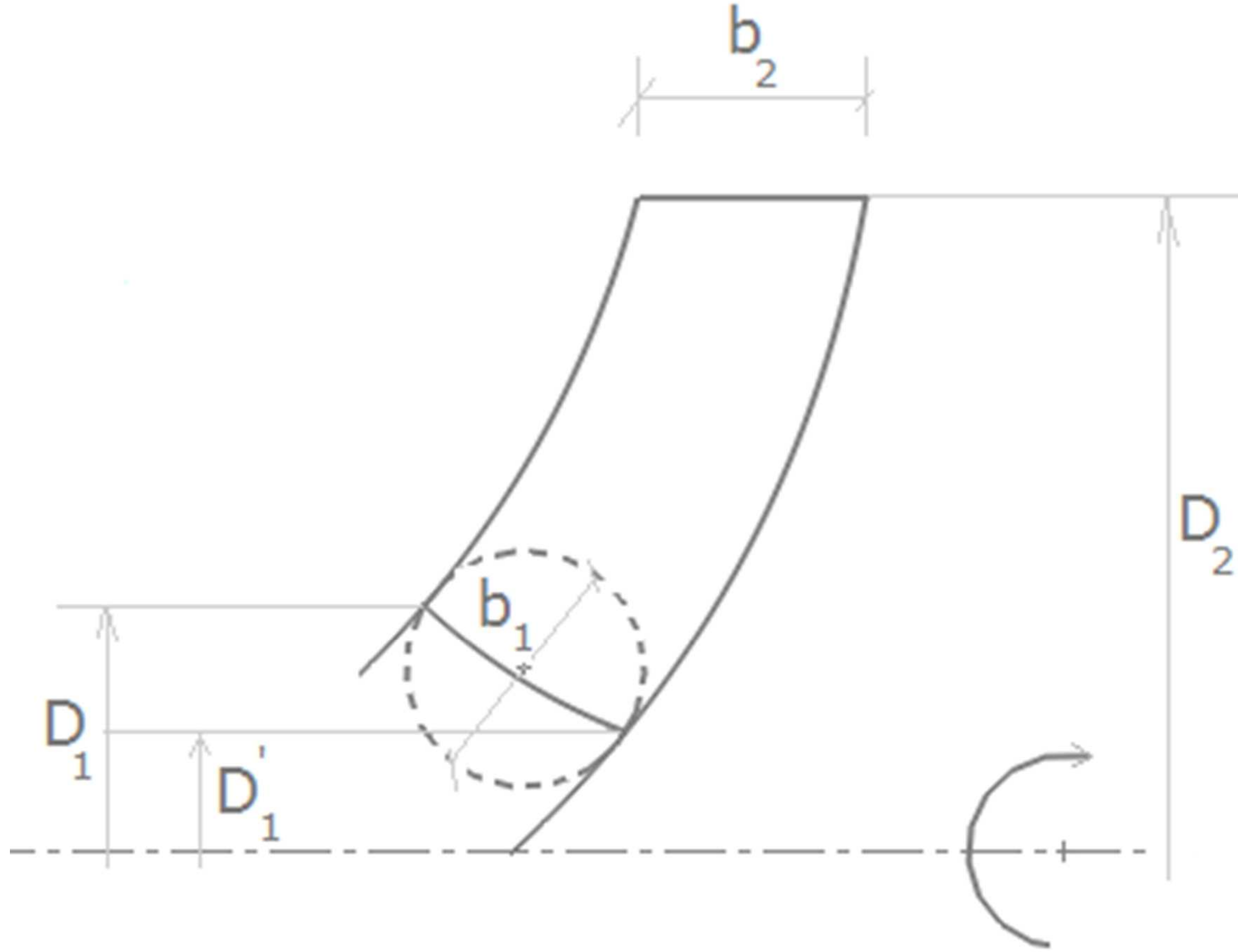
- determinata la velocità angolare, e’ determinato k

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\left.\begin{array}{c} k \\ \omega_S \end{array}\right\} = \varphi^{1/2}\psi^{-3/4} = \omega\sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_{01}}}\cdot L_i^{-3/4} = \omega\frac{\sqrt{Q}}{L_i^{3/4}}$$

- noto k posso utilizzare diagrammi statistici che riportano rapporti dimensionali in funzione di k per macchine di rendimento elevato

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

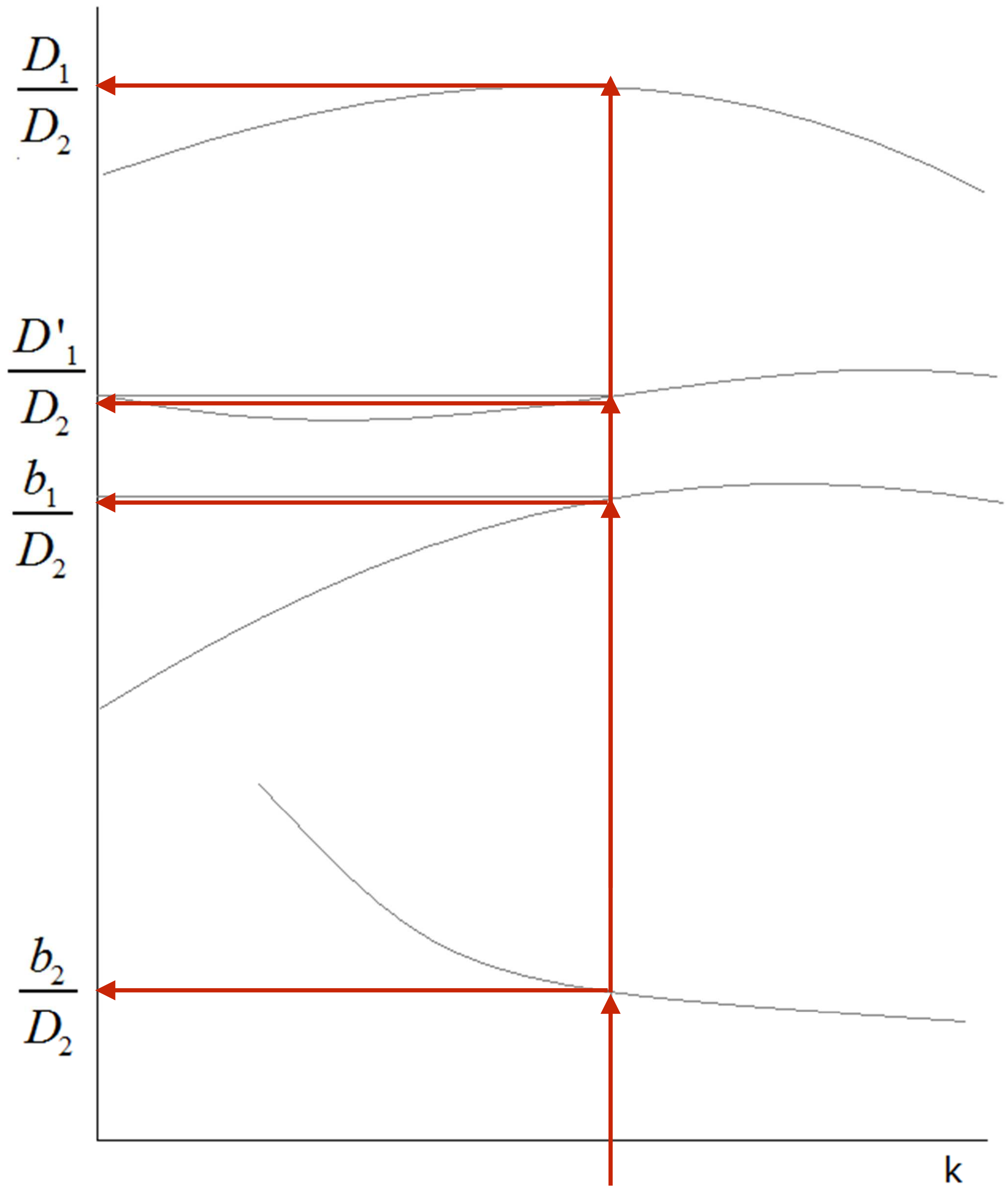


Le dimensioni caratteristiche più significative sono:

- D_2 : diametro massimo della girante;
- D_1 : diametro massimo della sezione d'ingresso;
- D'_1 : diametro minimo della sezione d'ingresso;
- b_2 : altezza della pala in uscita;
- b_1 : altezza della pala in ingresso (per definirla

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

Per queste grandezze posso definire le cifre adimensionali



$$\underbrace{\frac{D_1}{D_2} \qquad \frac{D'_1}{D_2} \qquad \frac{b_1}{D_2} \qquad \frac{b_2}{D_2}}_{f(k)}$$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

Osservazioni

1) Abbiamo visto che possiamo definire una serie di rapporti

$$\frac{D_i}{D} = f(k) \qquad \frac{l_i}{D} = f(k)$$

L'applicazione di questo criterio ci dà la forma della macchina ma non le sue dimensioni (sono tutte cifre adimensionali). Possiamo chiederci se esiste una dimensione ottimale?

2) Tutte queste cose valgono se le prestazioni sono indipendenti dal numero di Reynolds. Possiamo chiederci allora entro quali limiti si può trascurare l'influenza di Re?

2bis) Nelle turbomacchine esiste un "effetto scala"? In altre parole fino a che punto si può dire che una certa curva di prestazione vale per una certa geometria?

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

3) Come ci aiutano le cifre adimensionali in condizioni di funzionamento non usuali (cavitazione, pompaggio,...)?

4) Come le considerazione che stiamo facendo devono essere modificate e corrette quando i fenomeni di comprimibilità non sono più trascurabili?

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

1)

Si esiste una *dimensione ottimale* cioè una dimensione alla quale corrisponde il massimo rendimento. Bisogna però definire un’ulteriore grandezza detta *diametro specifico*

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01}\omega D^3}\left(=\frac{Q}{\omega D^3}\right)$$

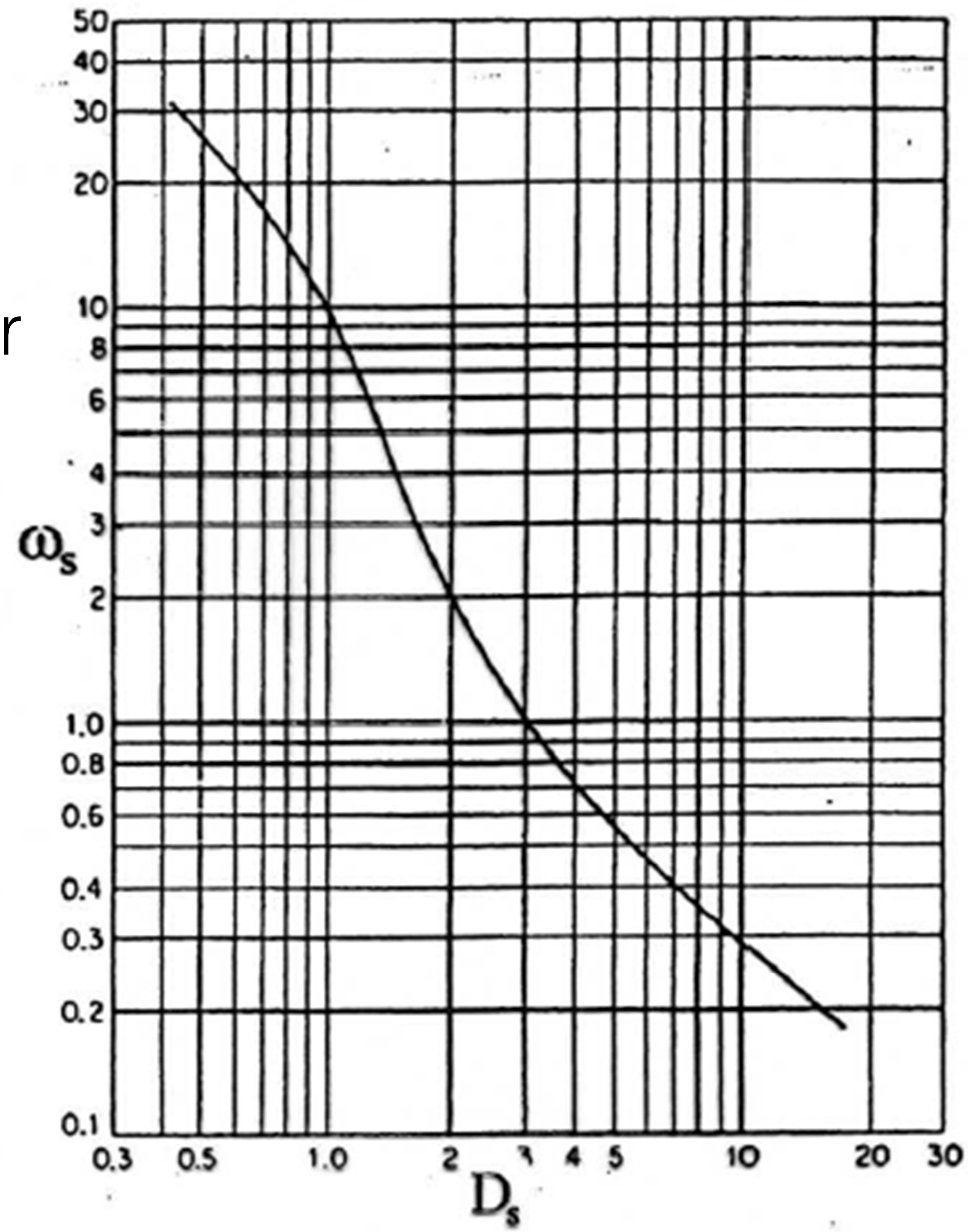
$$\psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2}$$

$$D_S = \varphi^{-1/2}\psi^{1/4} = D\cdot\frac{L_i^{1/4}}{\sqrt{Q}}$$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$D_s = f\left(\omega_s\right)$$

Diagramma di Cordier



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

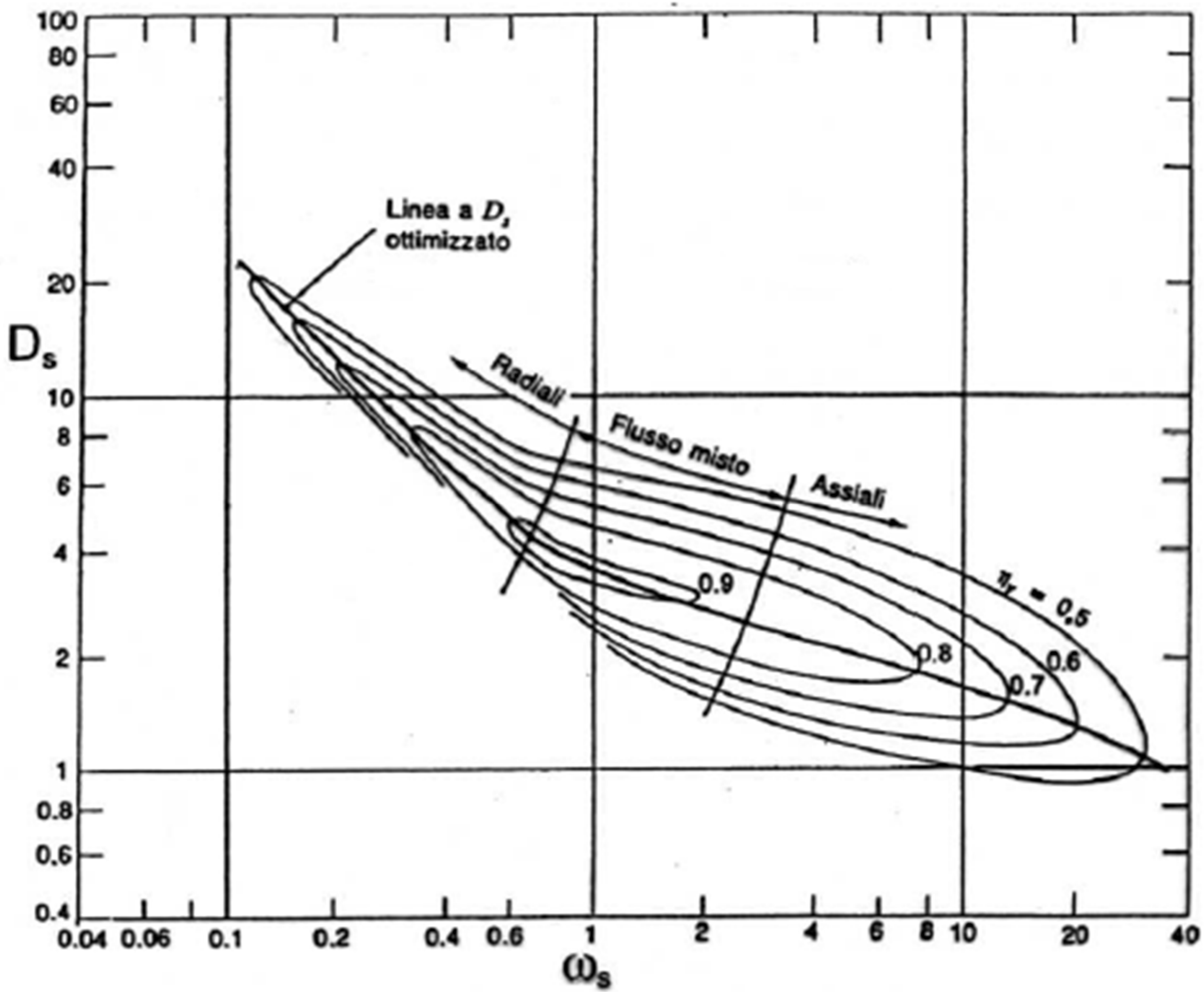
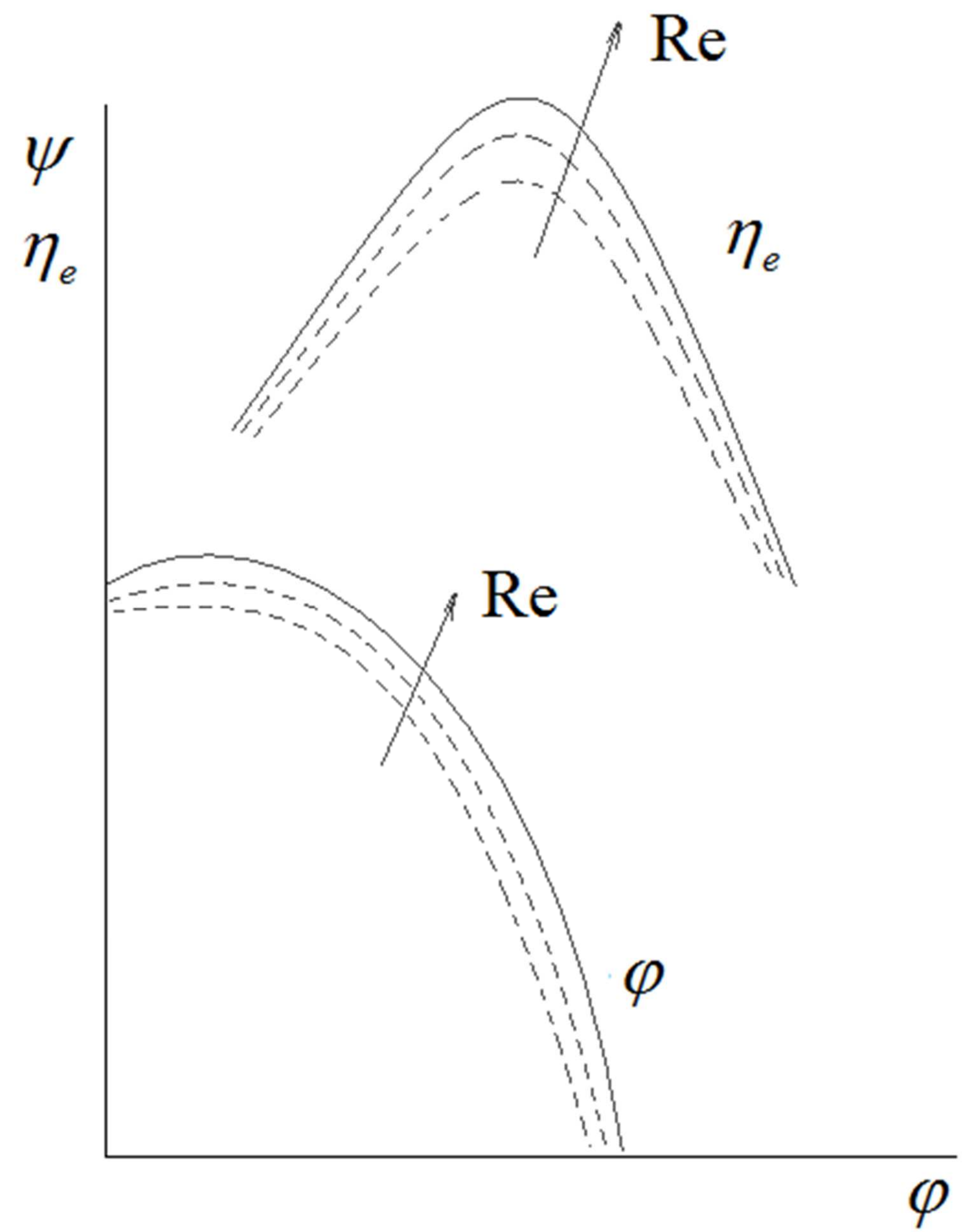


Diagramma di Balié (pompe centrifughe)

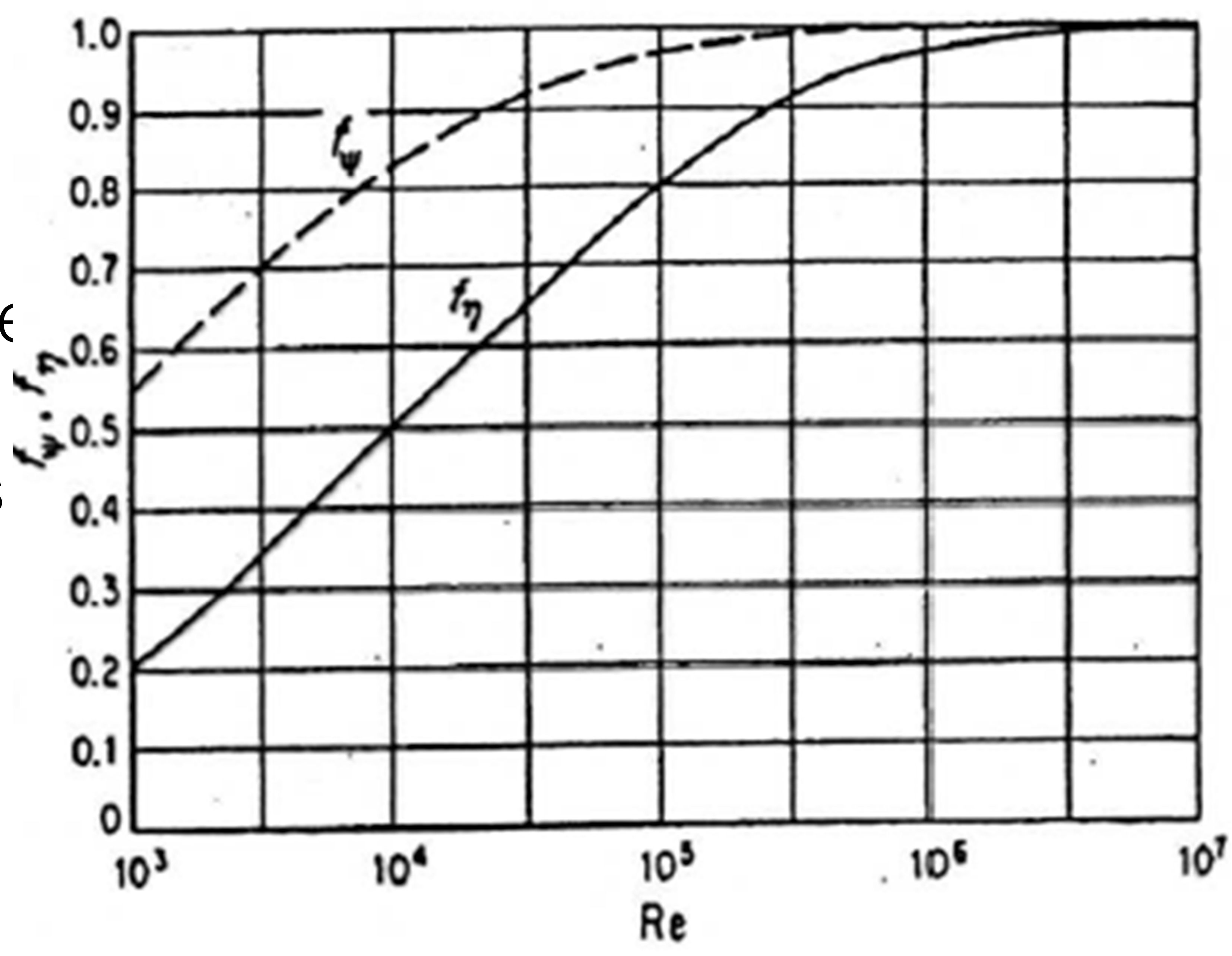
SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

2)
Per capire entro quali limiti si può trascurare l'influenza di Reynolds si inizia riportando qualitativamente il diagramma delle prestazioni adimensionali



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

2)
fattore di correzione
della cifra di pressione
e rendimento in
funzione di Reynolds



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\omega_S = \varphi^{1/2}\psi^{-3/4}$$

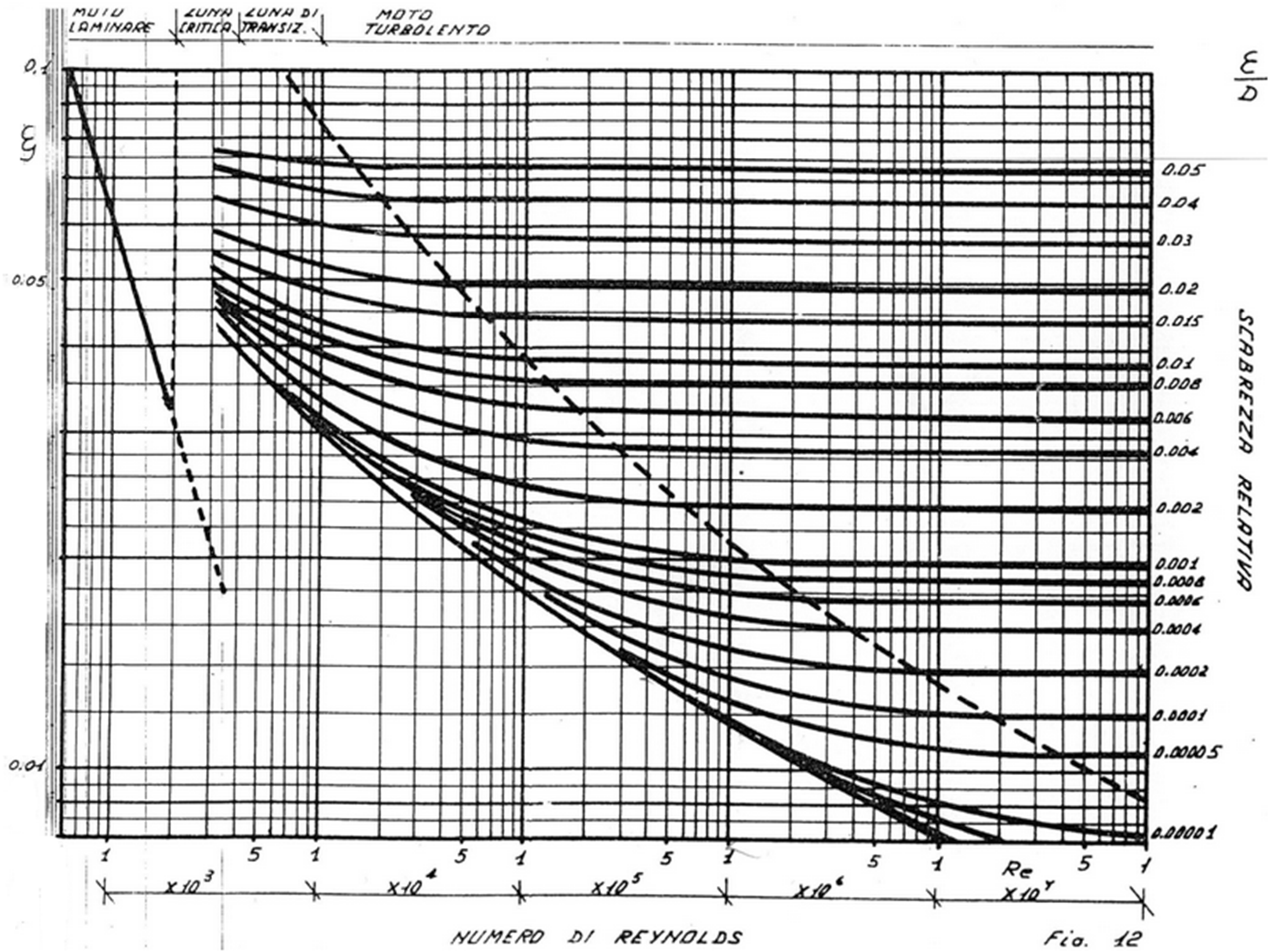
$$\psi = f\left(\omega_S\right) = \psi\left(\omega_S\right)$$
$$\eta = f\left(\omega_S\right) = \eta\left(\omega_S\right)$$

$$f_\psi = f\left(\mathrm{Re}\right)$$
$$f_\eta = f\left(\mathrm{Re}\right)$$

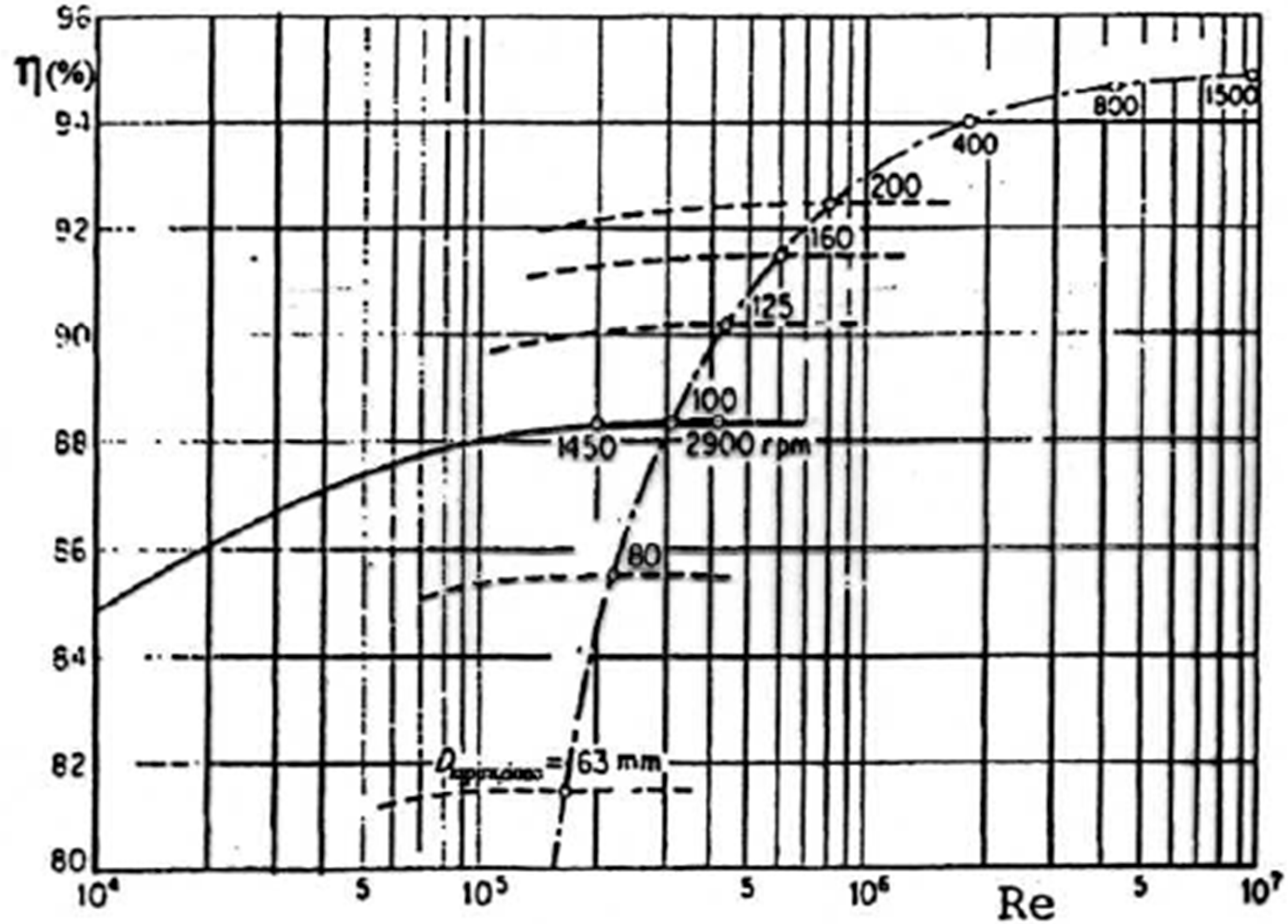
$$\psi_{corretto} = f_\psi \cdot \psi\left(\omega_S\right)$$
$$\eta_{corretto} = f_\eta \cdot \eta\left(\omega_S\right)$$

$$\omega_S = \varphi^{1/2}\psi^{-3/4} = \varphi_{corretto}^{1/2}\psi_{corretto}^{-3/4} = \text{costante}$$

Diagramma di Moody



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE
effetto scala



famiglia di pompe simili al variare del diametro all’aspirazione

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE
effetto scala

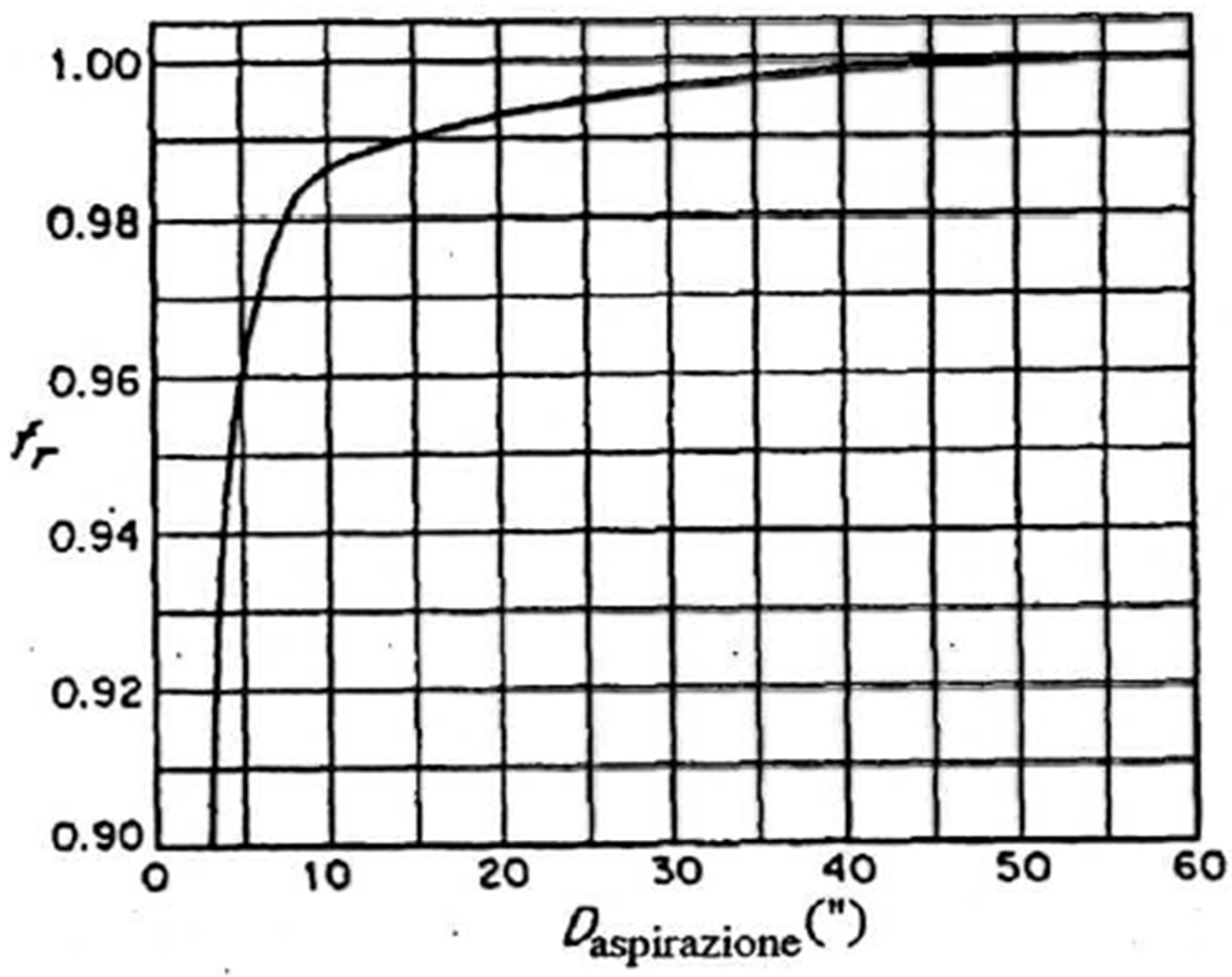
A parità di bontà di progettazione, geometria, ecc la macchina grande ha rendimento più grande della macchina piccola. Questo si spiega osservando:

- a parità di tecnologia produttiva possiamo ritenere costante il valore della rugosità superficiale delle palettature della girante. è chiaro che in una macchina grande questa diventa un valore di rugosità relativa. Quindi le perdite di carico sono superiori in una macchina piccola che in una macchina grande

- i giochi. Tra parti fissa e mobile avremo dei giochi. I giochi non possono scendere al di sotto di un certo limite. Posso considerare dei giochi relativamente grandi nella macchina piccola che saranno trascurabili nella macchina grande.

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE
effetto scala (pompe)

$$\eta = \eta_S \cdot f_r(D)$$



$$\frac{1-\eta_1}{1-\eta_2} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{\alpha}$$

D1/D2
rapporto di
scala

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE
effetto scala (turbine idrauliche)

$$\frac{1-\eta_1}{1-\eta_2} = \left[\frac{\mathrm{Re}_{u,2}}{\mathrm{Re}_{u,1}}\right]^n$$

n=0,1 ÷ 0,25

$$\frac{1-\eta_1}{1-\eta_2} = 0.5 + 0.5\left[\frac{\mathrm{Re}_{u,2}}{\mathrm{Re}_{u,1}}\right]^{0.2}$$

$$\frac{1-\eta_1}{1-\eta_2} = 0.3 + 0.7\left[\frac{\mathrm{Re}_{u,2}}{\mathrm{Re}_{u,1}}\right]^{0.2}$$

Turbine Kaplan

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

3)
La cavitazione è un problema di funzionamento serio che può interessare tutte le macchine a fluido incompressibile

$$\mathrm{NPSH}_{\mathrm{pompa}} = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \qquad \mathrm{NPSH}_{\mathrm{impianto}} = \frac{p_B}{\rho g} - H_S - \Delta H_A - \frac{p_v}{\rho g}$$

$$\mathrm{NPSH}_{\mathrm{pompa}} > \mathrm{NPSH}_{\mathrm{impianto}}$$

$$\sigma_v = \frac{\mathrm{NPSH}}{\mathrm{H}} = f\left(\omega_S\right)$$