

Progetto di Macchine

2017/18

Prof. C.Poloni

ORARI del corso

MARTEDI 11:15 - 12:45 Aula A

GIOVEDÌ 10:15 - 11:45 (estensione a 12:45 per esercitazioni) Aula B

VENERDÌ 9:15 - 10:45 Aula A

Ricevimento: (Giovedì 12-13) Venerdì' 11-12 e su appuntamento

Ufficio: C5 - piano rialzato, lato CS-ICT

email:poloni@units.it

Programma del corso

A) TURBOMACCHINE

A1. Richiami di Macchine

A2. Progetto di turbomacchine a flusso assiale

A2.1 Analisi del flusso nelle turbomacchine assiali

A2.2 Macchine operatrici assiali

A2.3 Turbine a flusso assiale

(A3. Progetto di turbomacchine a flusso radiale

A3.1 Turbomacchine operatrici centrifughe

A3.2 Turbomacchine motrici centripete)

B) Esercitazioni

B1. Design by Experiment (DOE+RSM)

B2. Progetto e realizzazione di un eiettore

B3. Progetto di profili aerodinamici (xfoil)

B4. Pre-dimensionamento di uno stadio di compressore assiale

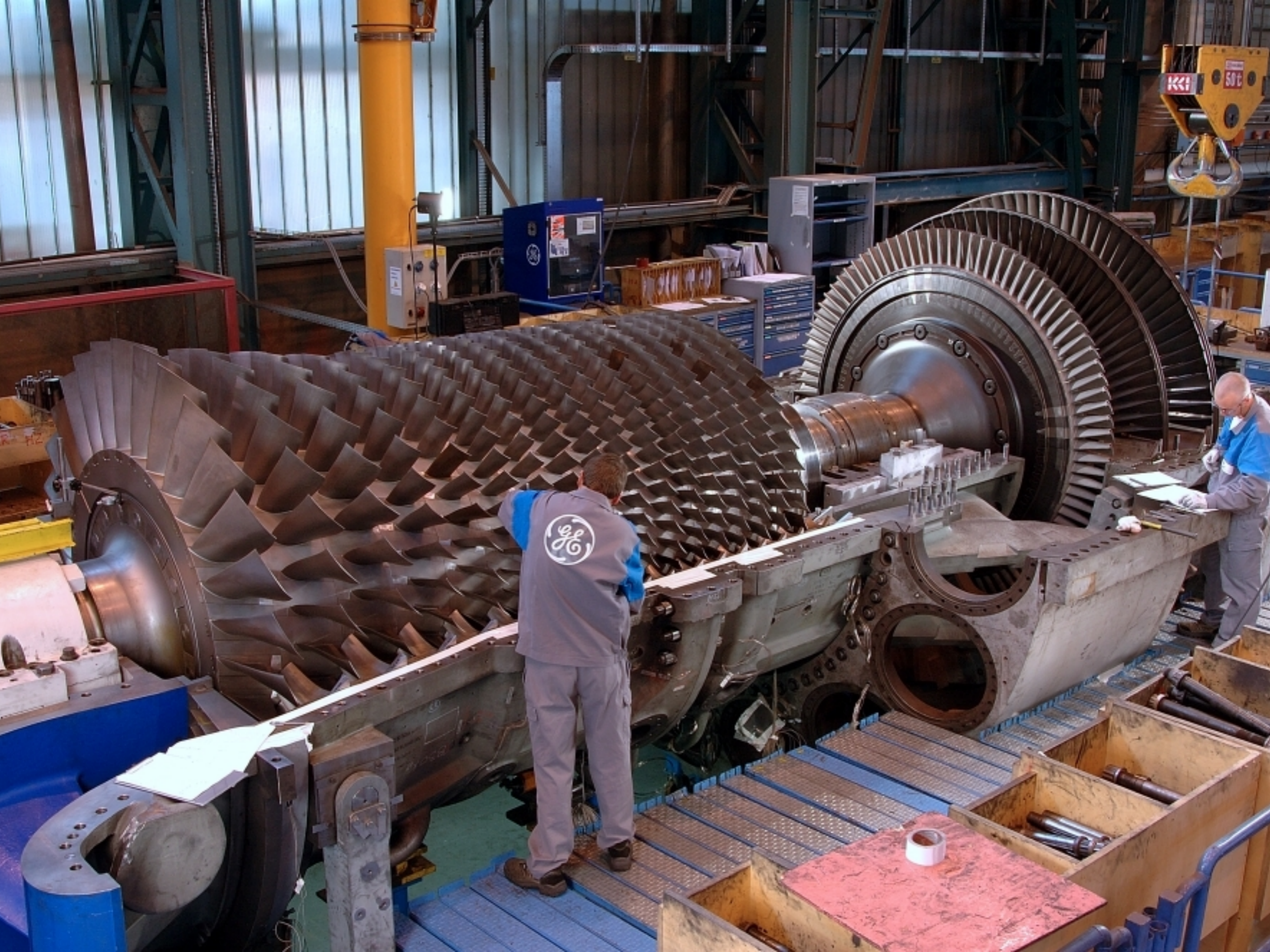
B5. Progetto e realizzazione di una turbina eolica

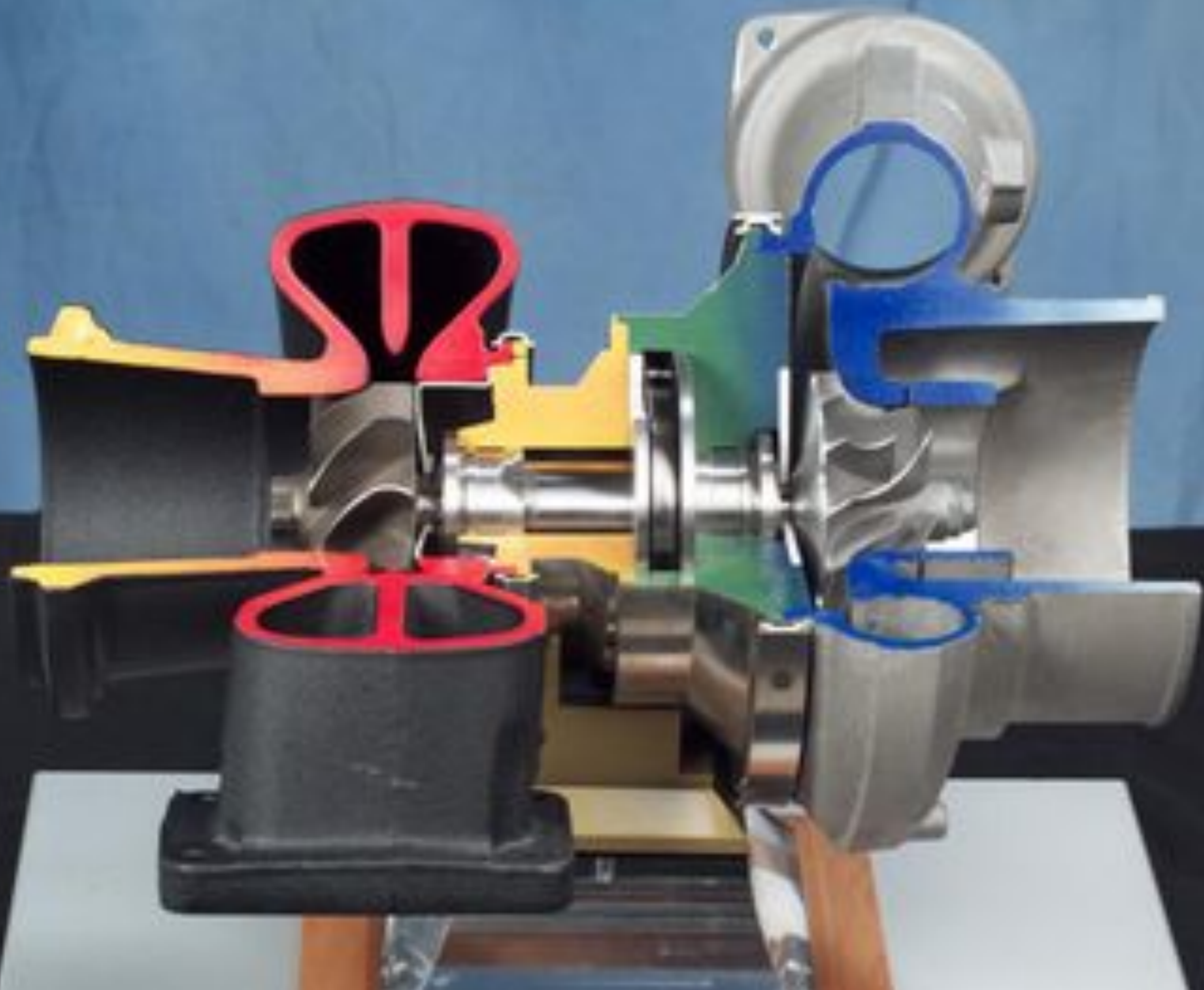
C) Seminari e/o visite



testi di riferimento

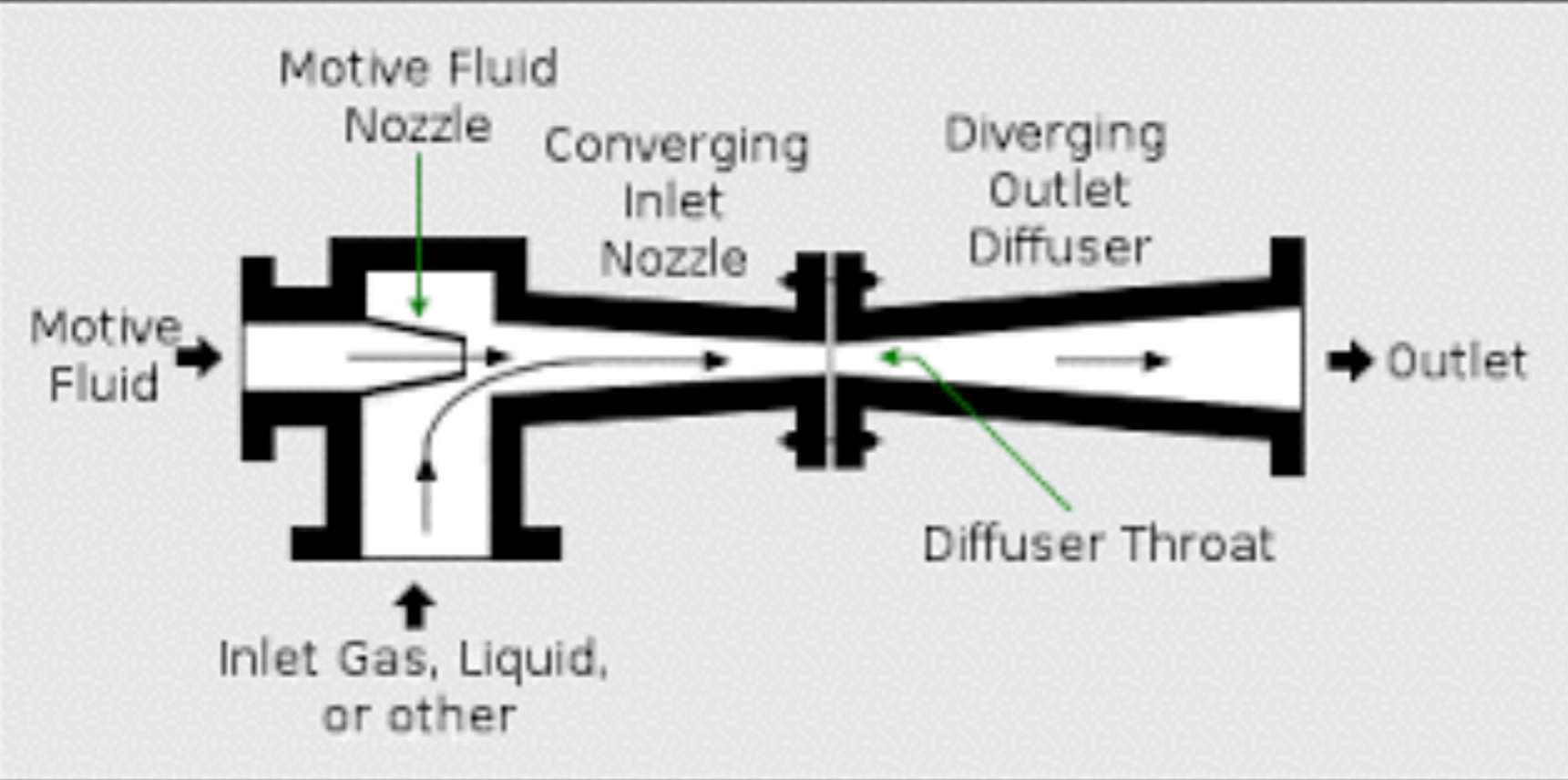
- **Lezioni di PROGETTO DI MACCHINE A.A. 2010/2011 (appunti del corso)**
- **C. Osnaghi “Teoria delle turbomacchine”, ed. Progetto Leonardo – Esculapio Bologna 2002.**
- S.L. Dixon “Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery”, Pergamon Press 1978.
- Whitfield, N.C. Baines “Design of radial Turbomachines”, Longman Ed. 1990.
- B. Lakshminarayana “Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery”, John Wiley & Sons 1996.
- **Manuali d’uso di modeFRONTIER**
- **Software Xfoil (relativi manuali)**
- **Progettazione di microturbine eoliche, M.A.Rosato, EPC editore**



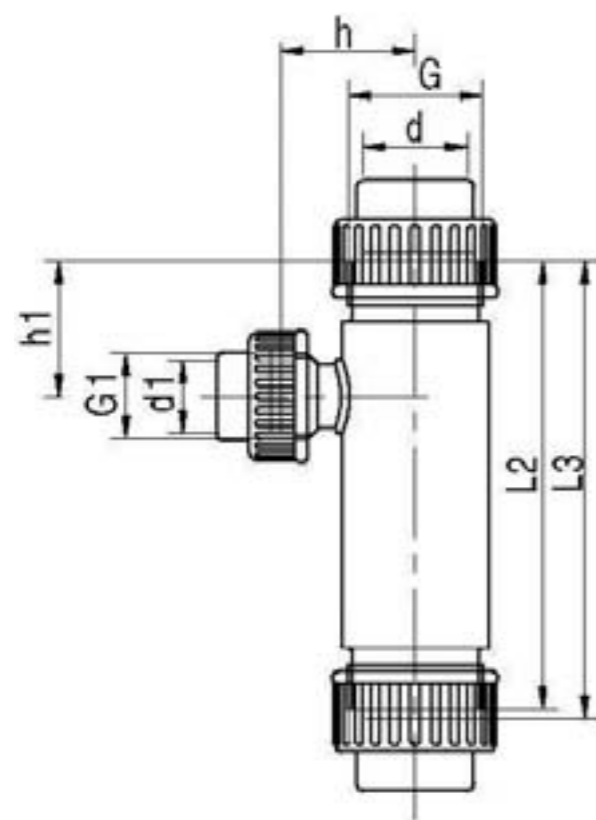




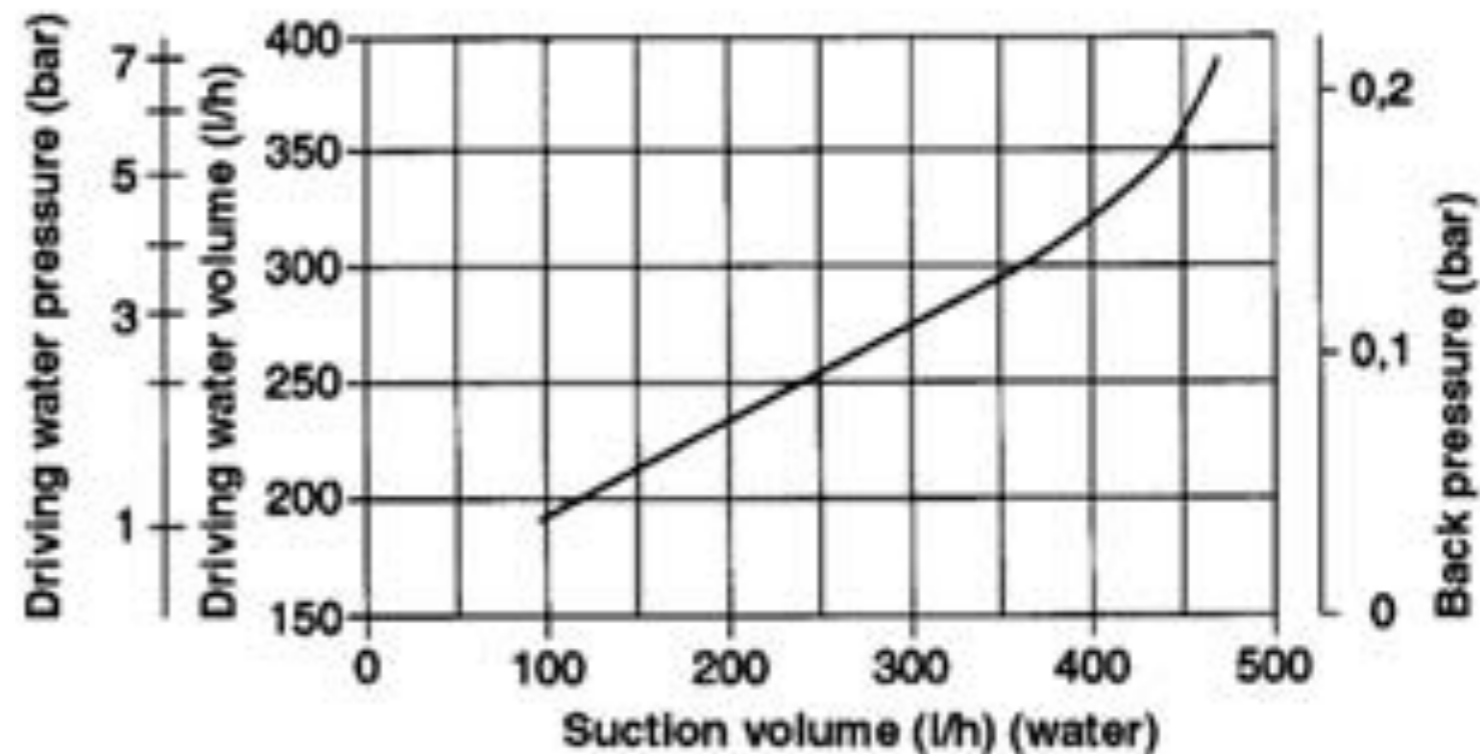
"Designed by Daviles / Freepik"



Suction media: water



Nozzle bore 2,0 mm



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

- Note le prestazioni di una macchina che ha determinate dimensioni ci consente di ricavare le prestazioni di una macchina geometricamente simile
- Nota una certa condizione di funzionamento di una certa turbomacchina individuare le condizioni di funzionamento simili a quella precedente
- Curve di prestazioni rilevate in determinate condizioni ambientali possono essere espresse in funzione di parametri che sono invarianti al variare delle condizioni ambientali stesse.
- Stabilire in una fase preliminare di progetto che tipo di macchina dobbiamo usare, la sua geometria di base e quali saranno le sue dimensioni principali.

Teorema di Buckingham

Il teorema di Buckingham (conosciuto anche come teorema pi greco), dovuto al fisico statunitense Edgar Buckingham, afferma che **dato un problema descritto da un certo numero di equazioni in cui siano presenti n variabili fisiche, se le dimensioni fondamentali di queste variabili sono x allora il problema può essere completamente descritto da $n-x$ variabili adimensionali**

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(D_i, l_j, \dot{m}, \omega, L_i, \mu, a_{01}, \rho_{01}) = 0$$

- grandezze fondamentali: M L T

- n. di Reynolds $Re = \frac{\rho_{01} \omega D^2}{\mu}$

- n. di Mach $Ma = \frac{\omega D}{a_{01}}$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(D_i, l_j, \dot{m}, \omega, L_i, \mu, a_{01}, \rho_{01}) = 0$$

- cifra di flusso
- cifra di pressione

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

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

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(D_i, l_j, \dot{m}, \omega, L_i, \mu, a_{01}, \rho_{01}) = 0$$

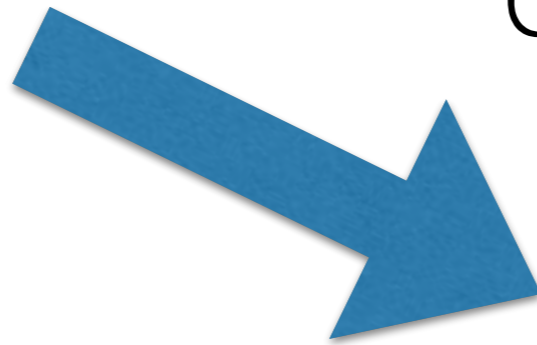


$$f(\pi_i, \pi_j, \varphi, \psi, Re, Ma) = 0$$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

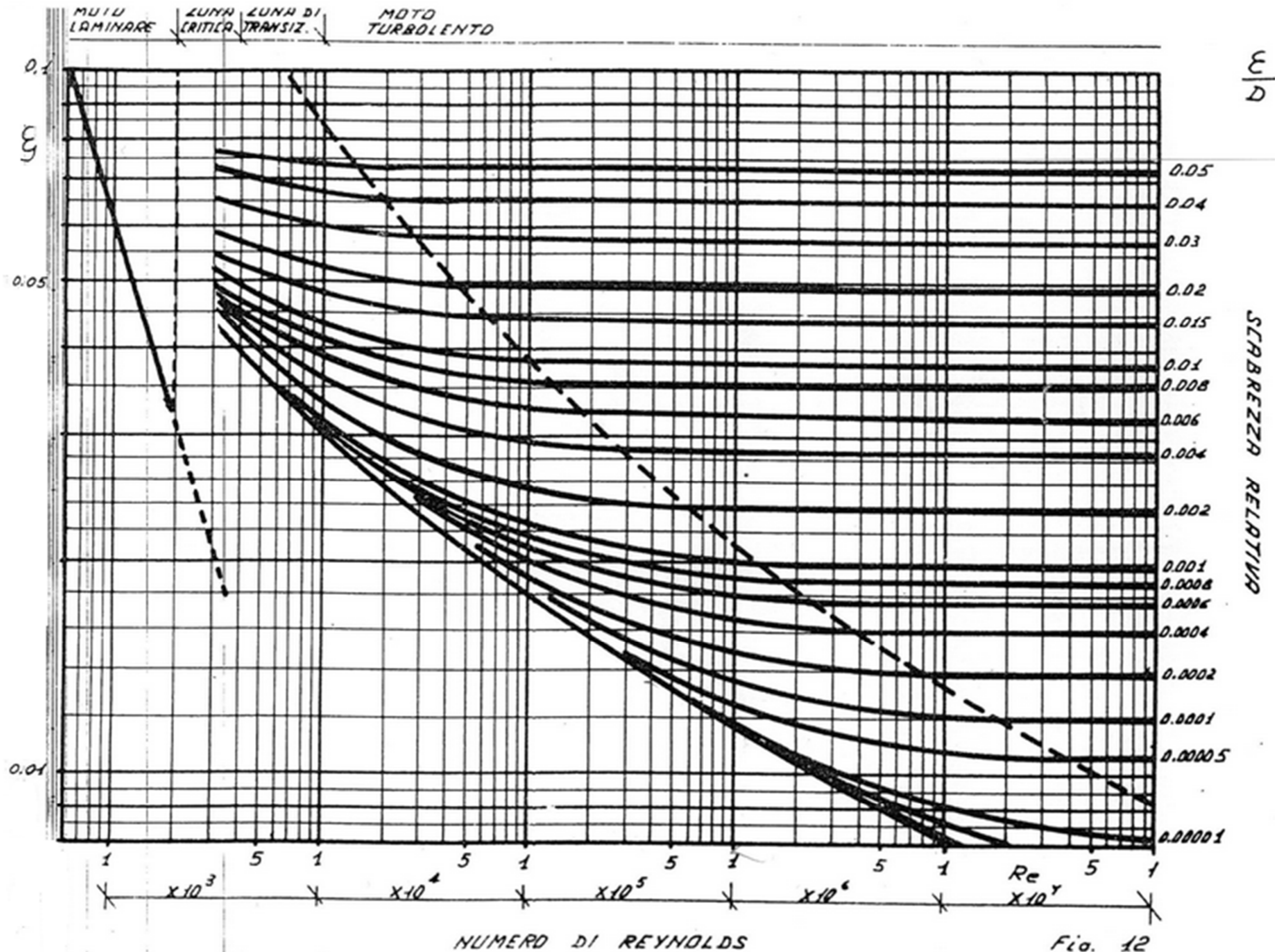
$$f(\pi_i, \pi_j, \varphi, \psi, \text{Re}, \text{Ma}) = 0$$

Geometria simile



$$f(\varphi, \psi, \text{Re}, \text{Ma}) = 0$$

Diagramma di Moody



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(\varphi, \psi, Re, Ma) = 0$$

n. Reynolds elevato



$$f(\varphi, \psi, Ma) = 0$$

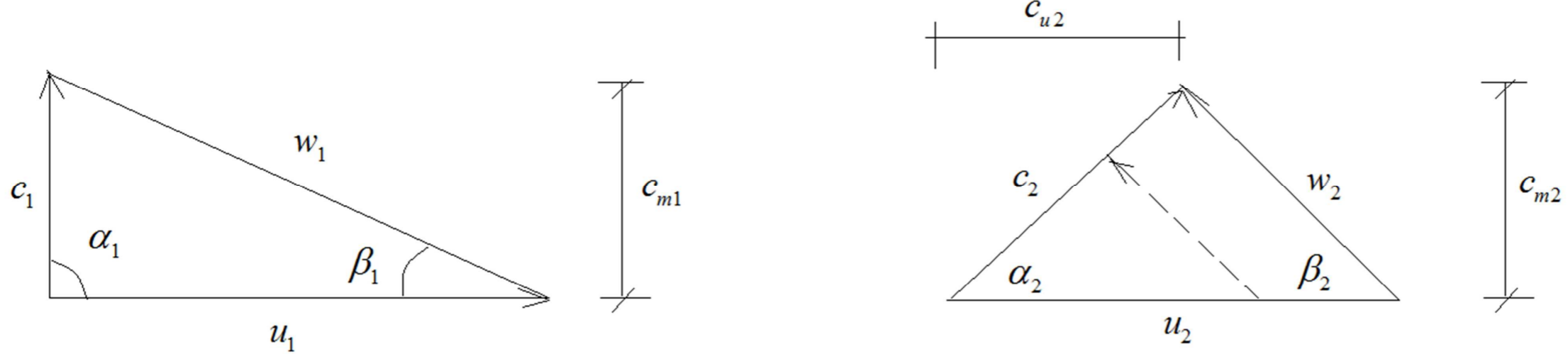
SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$f(\varphi, \psi, Ma) = 0$$

Fluido incompressibile



$$f(\varphi, \psi) = 0$$



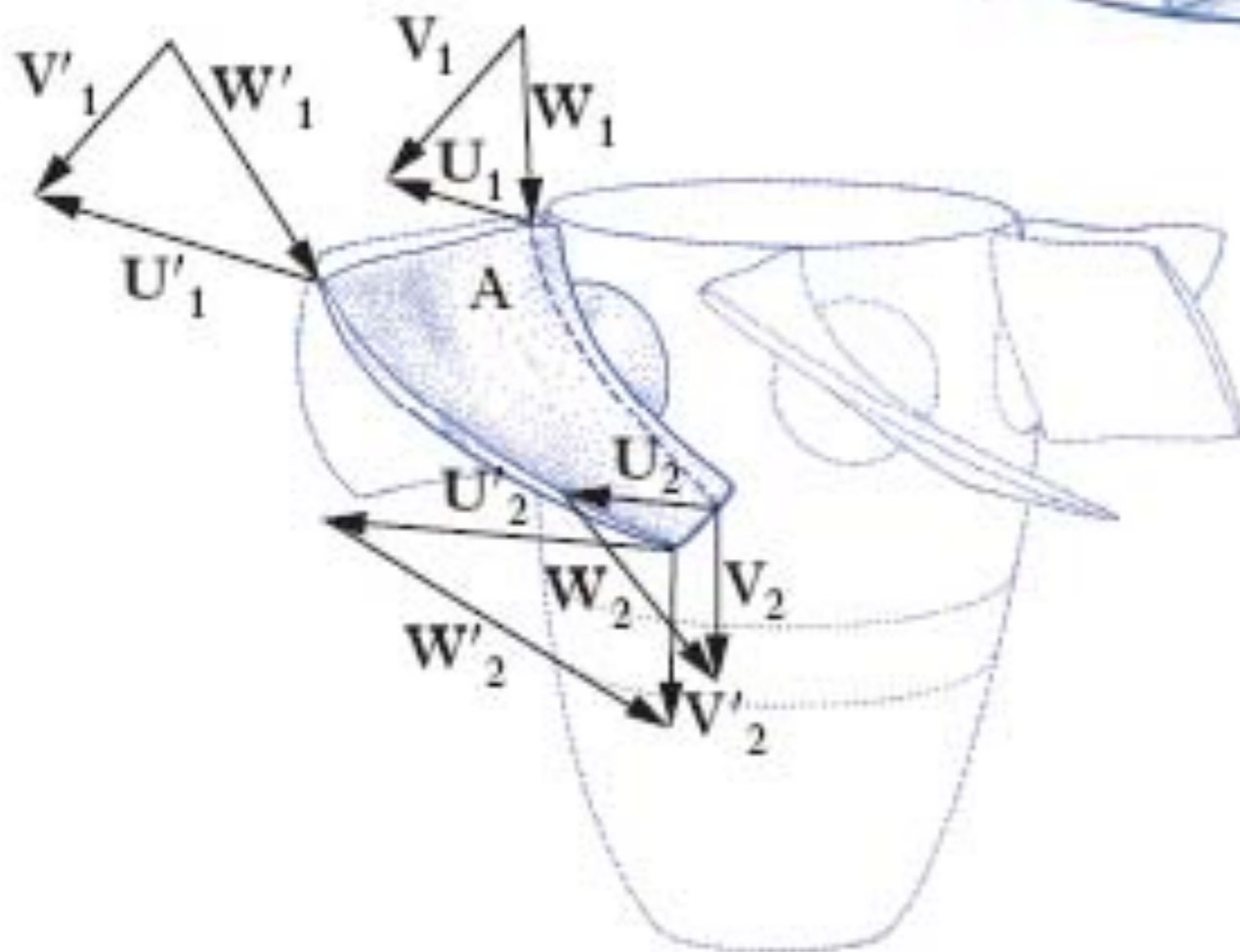
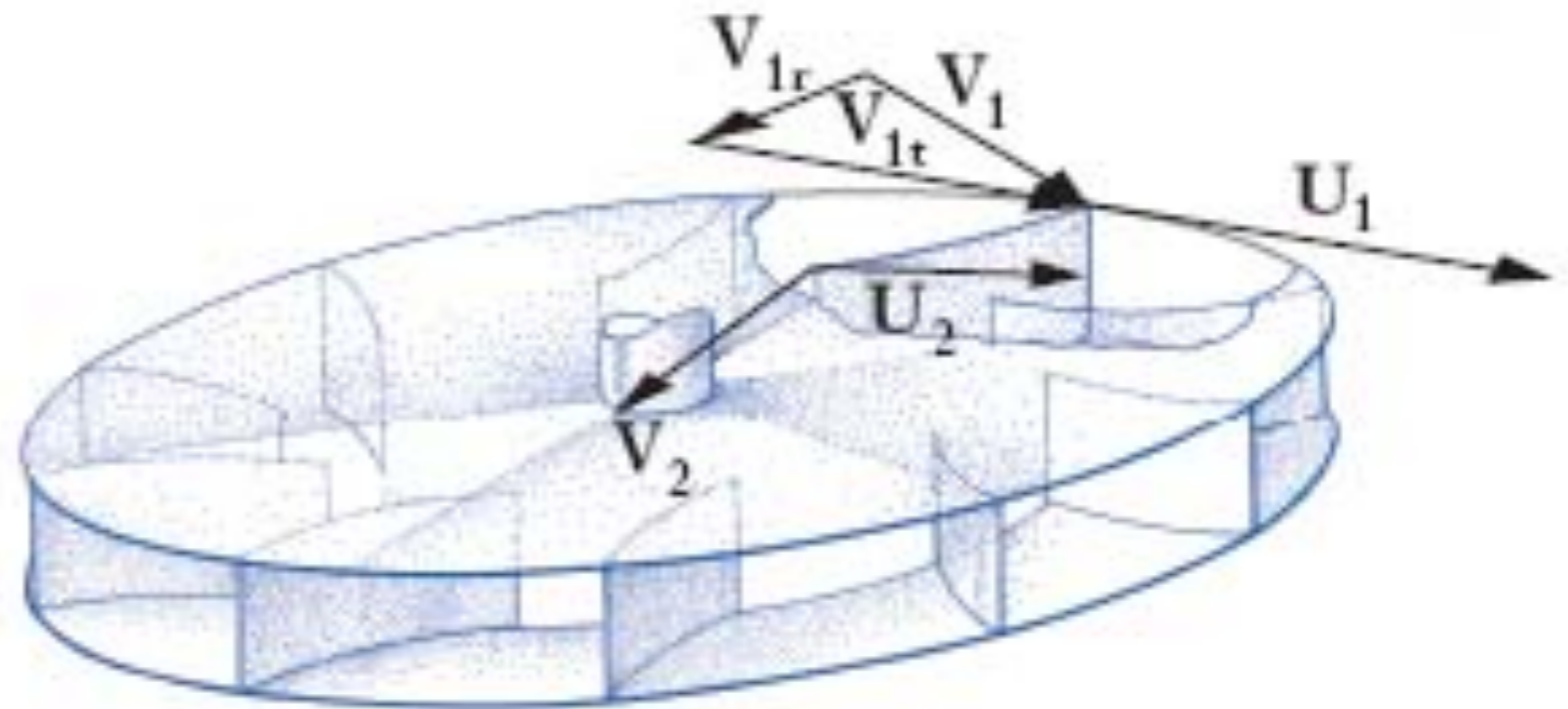
Affinché delle macchine idrauliche operino in condizioni di similitudine tra loro è sufficiente che abbiano lo stesso valore di ψ e φ

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \propto \frac{c_m}{u}$$

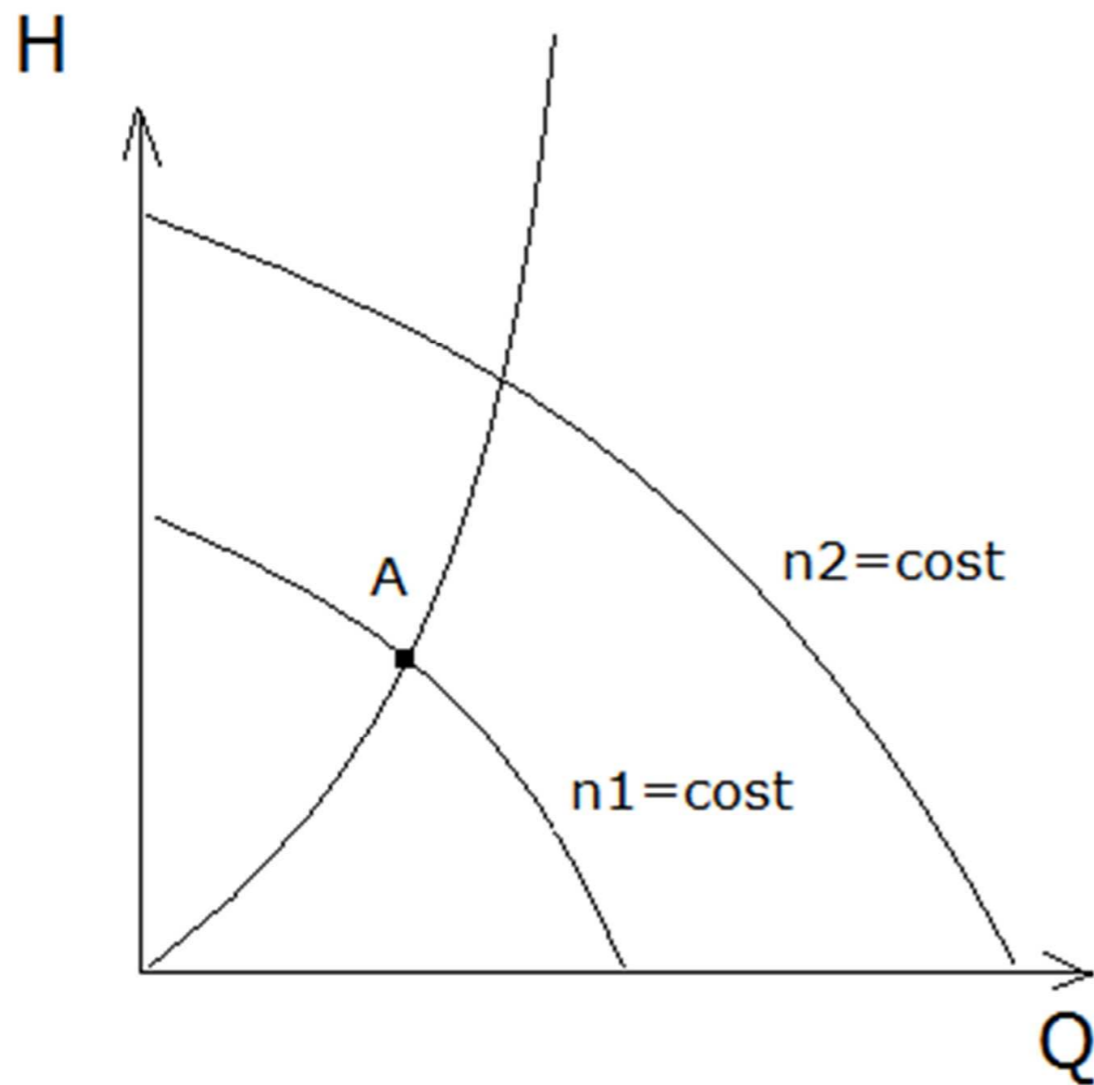
$$\psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2} \propto \frac{c_u}{u}$$

Quindi due macchine che operano in condizioni di similitudine hanno lo stesso valore di ψ e φ e quindi avranno lo stesso valore dei rapporti c_m/u e c_u/u . Allora si manterranno i valori degli angoli dei triangoli di velocità.

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE



$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{Q_x}{\omega_x D^3}$$

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} = \frac{gH_x}{\omega_x^2 D^2}$$

$$H_x = \frac{H}{Q^2} Q_x^2$$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{Q_x}{\omega_x D^3}$$

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} = \frac{gH_x}{\omega_x^2 D^2}$$

$$\frac{Q_x}{Q_y} = \frac{\omega_x}{\omega_y} \left(\frac{D_x}{D_y} \right)^3$$

$$\frac{L_{ix}}{L_{iy}} = \left(\frac{\omega_x}{\omega_y} \right)^2 \left(\frac{D_x}{D_y} \right)^2$$

$$\frac{Q_x}{Q_y} = \frac{\omega_x}{\omega_y}$$

$$\frac{L_{ix}}{L_{iy}} = \left(\frac{\omega_x}{\omega_y} \right)^2$$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$\Lambda = \frac{P_e}{\rho \omega^3 D^5} \quad \text{Cifra di potenza}$$

$$\Lambda = \varphi \cdot \psi \cdot \eta_e \quad (\text{macchina motrice})$$

$$\Lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta_e} \quad (\text{macchina operatrice})$$

$$k_P = \frac{\omega D}{\sqrt{L_i}} \quad \text{Cifra di velocità periferica}$$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

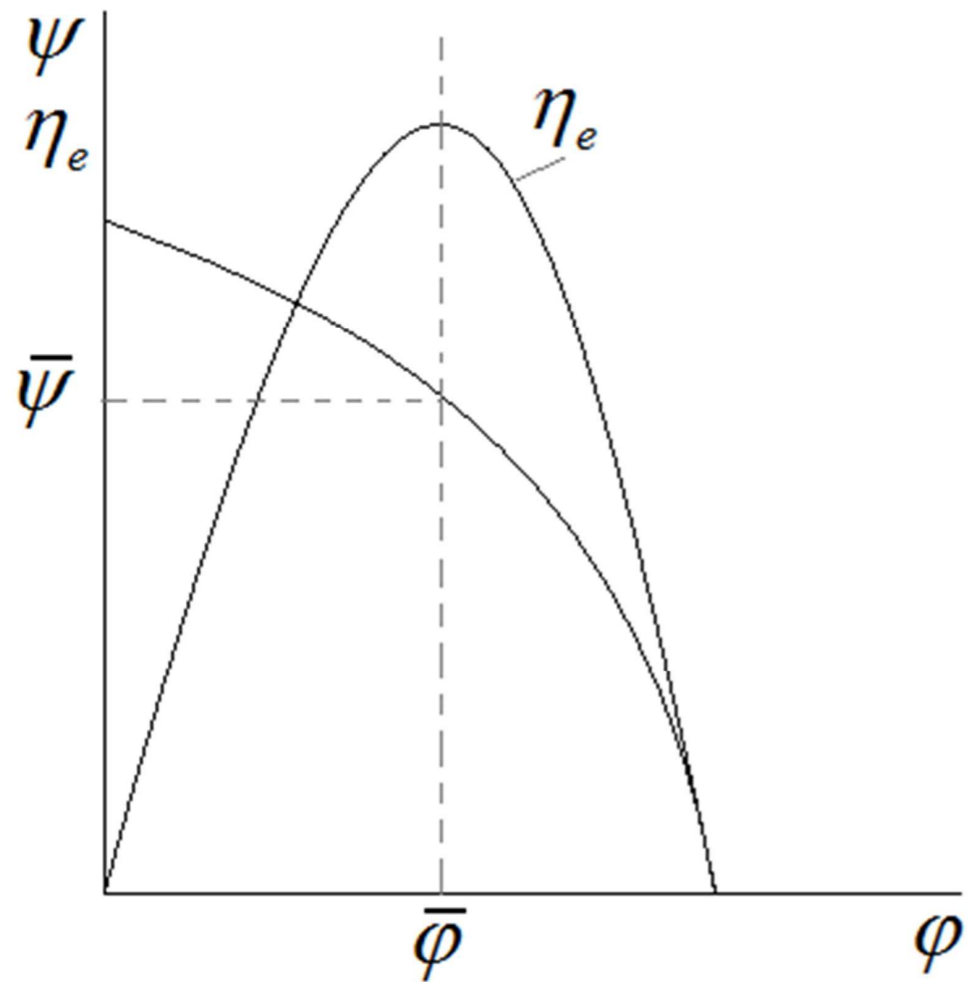
$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \propto \frac{c_m}{u} \qquad \psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2} \propto \frac{c_u}{u}$$

moltiplicando le due cifre di pressione e portata elevate all'esponente opportuno per eliminare la dimensione geometrica si ottiene:

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

Numero caratteristico di macchina o Velocità Specifica

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE



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

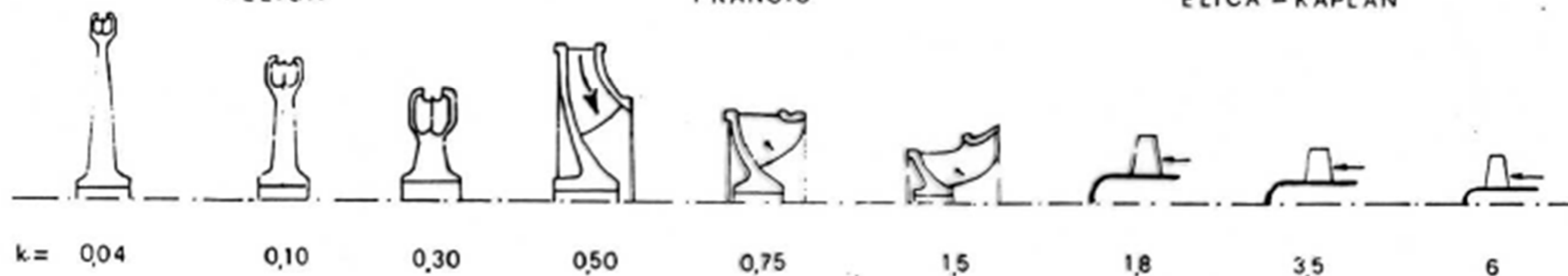
Numero caratteristico di
macchina o Velocità
Specifica

TURBINE

PELTON

FRANCIS

ELICA - KAPLAN



POMPE

RADIALI

SEMIASSIALI

ASSIALI

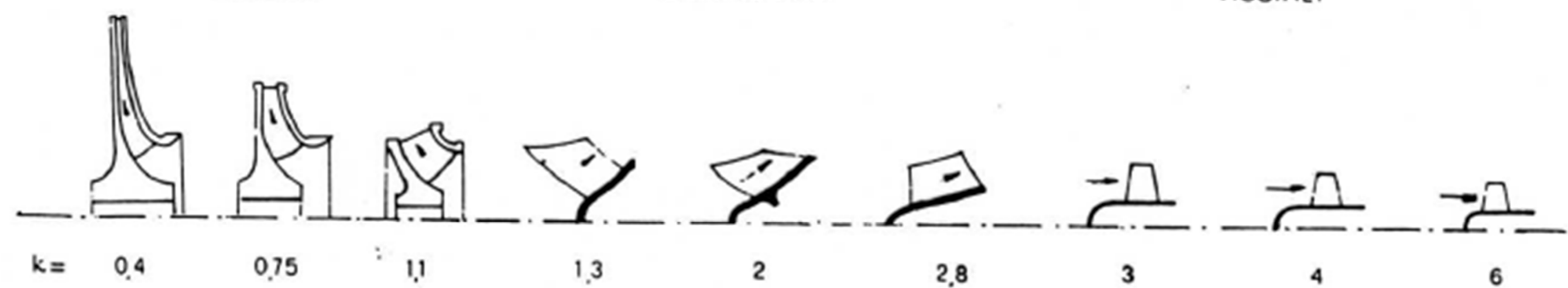


Fig. 3.5 - Variazione della forma delle giranti delle turbine e delle pompe idrauliche al variare del numero caratteristico di macchina.

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

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

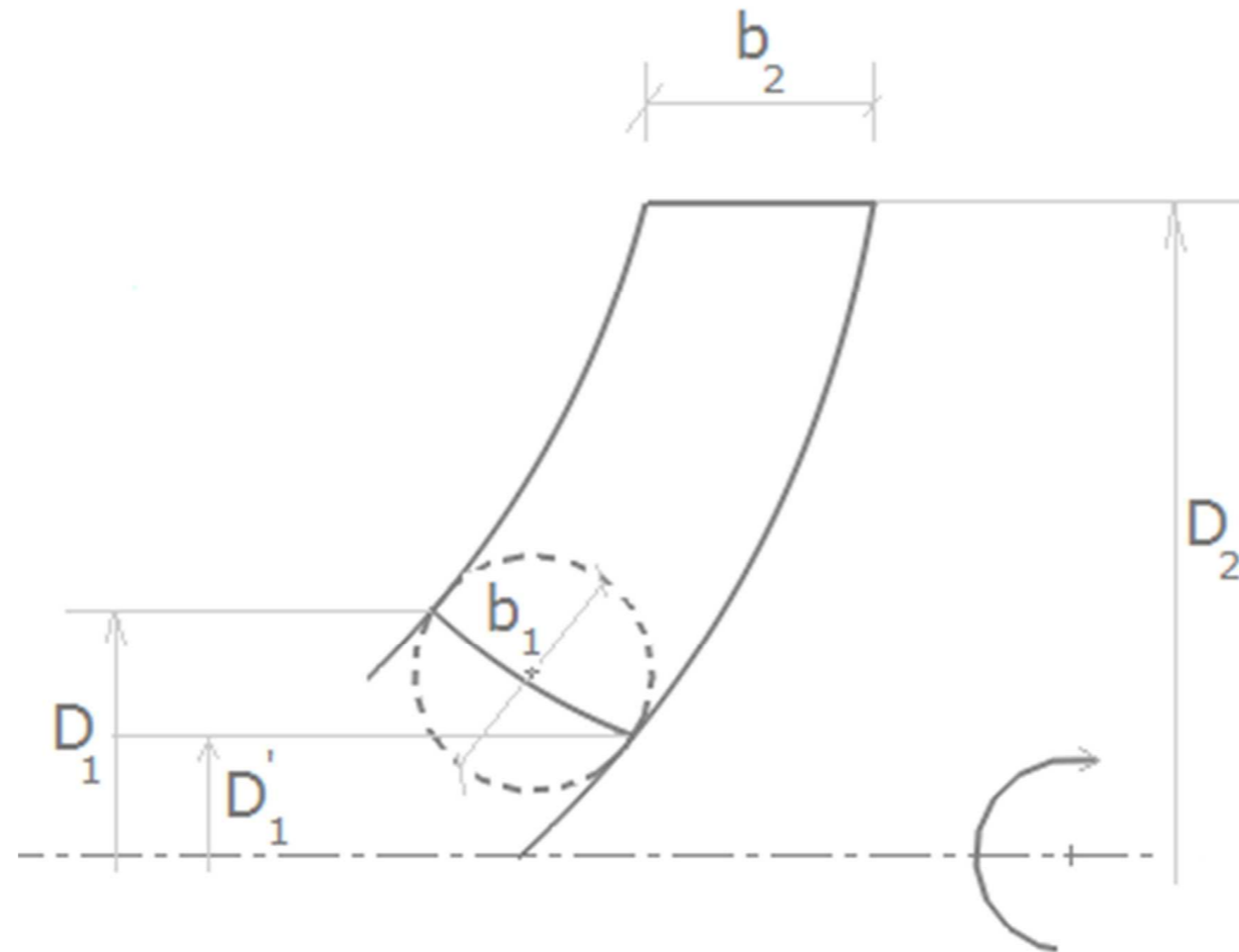
- noti gli obiettivi di prestazione della macchina (portata e lavoro nel punto di progetto) devo determinare la velocità in base ai vincoli esterni
- determinata la velocità angolare, e' determinato k

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

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

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

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

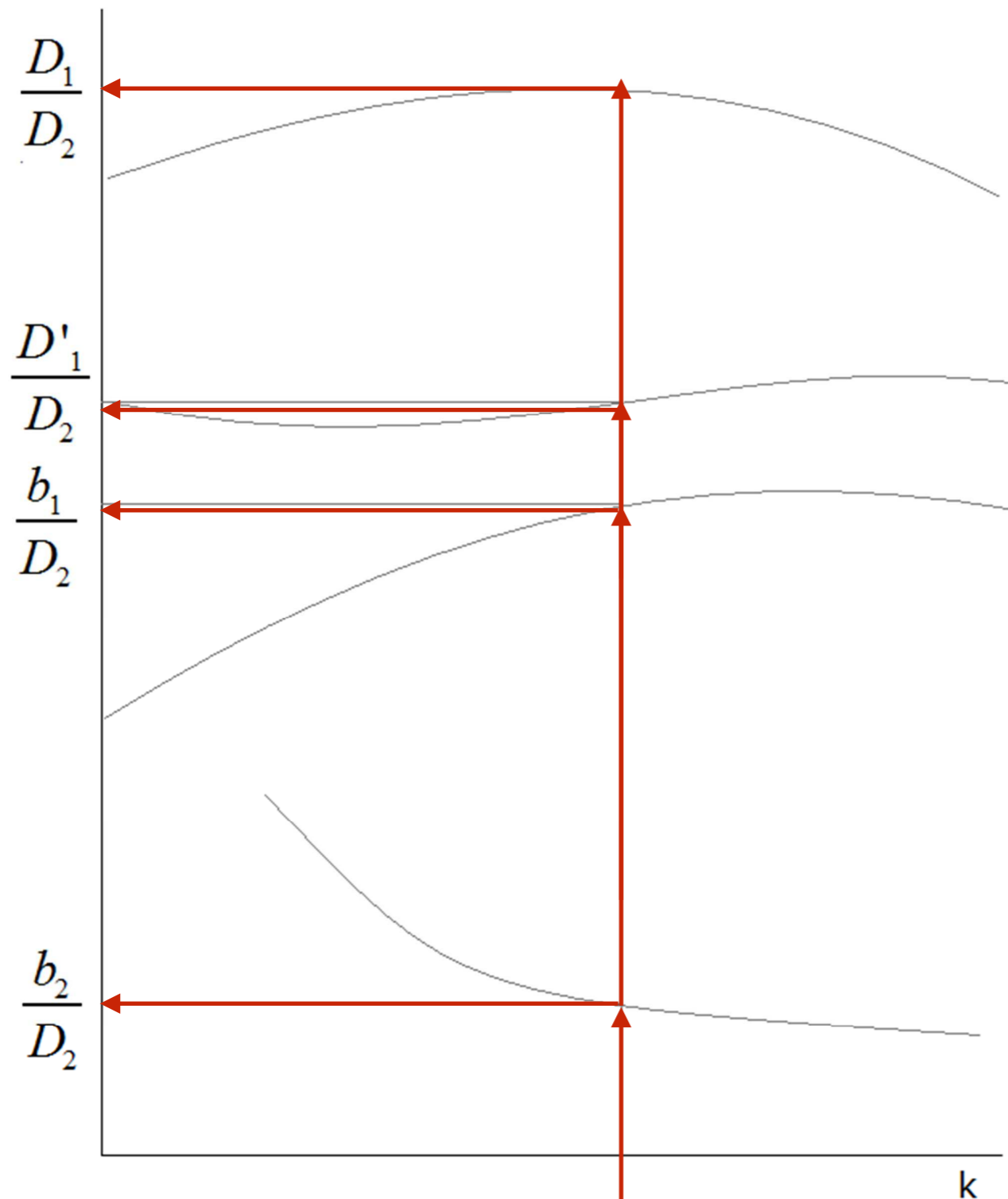


Le dimensioni caratteristiche più significative sono:

- 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



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

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*

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

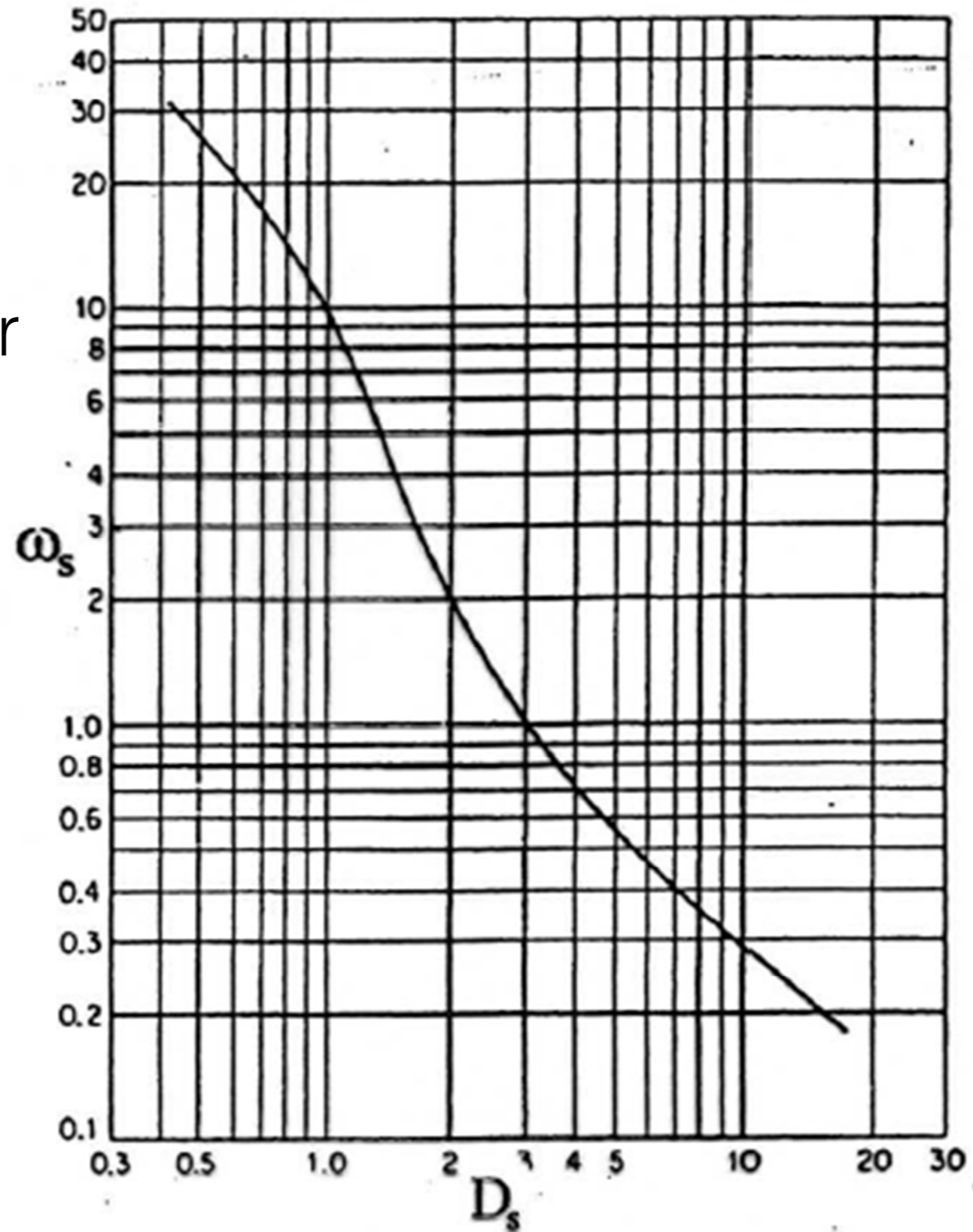
$$D_s = \varphi^{-1/2} \psi^{1/4} = D \cdot \frac{L_i^{1/4}}{\sqrt{Q}}$$

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

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$D_s = f(\omega_s)$$

Diagramma di Cordier



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

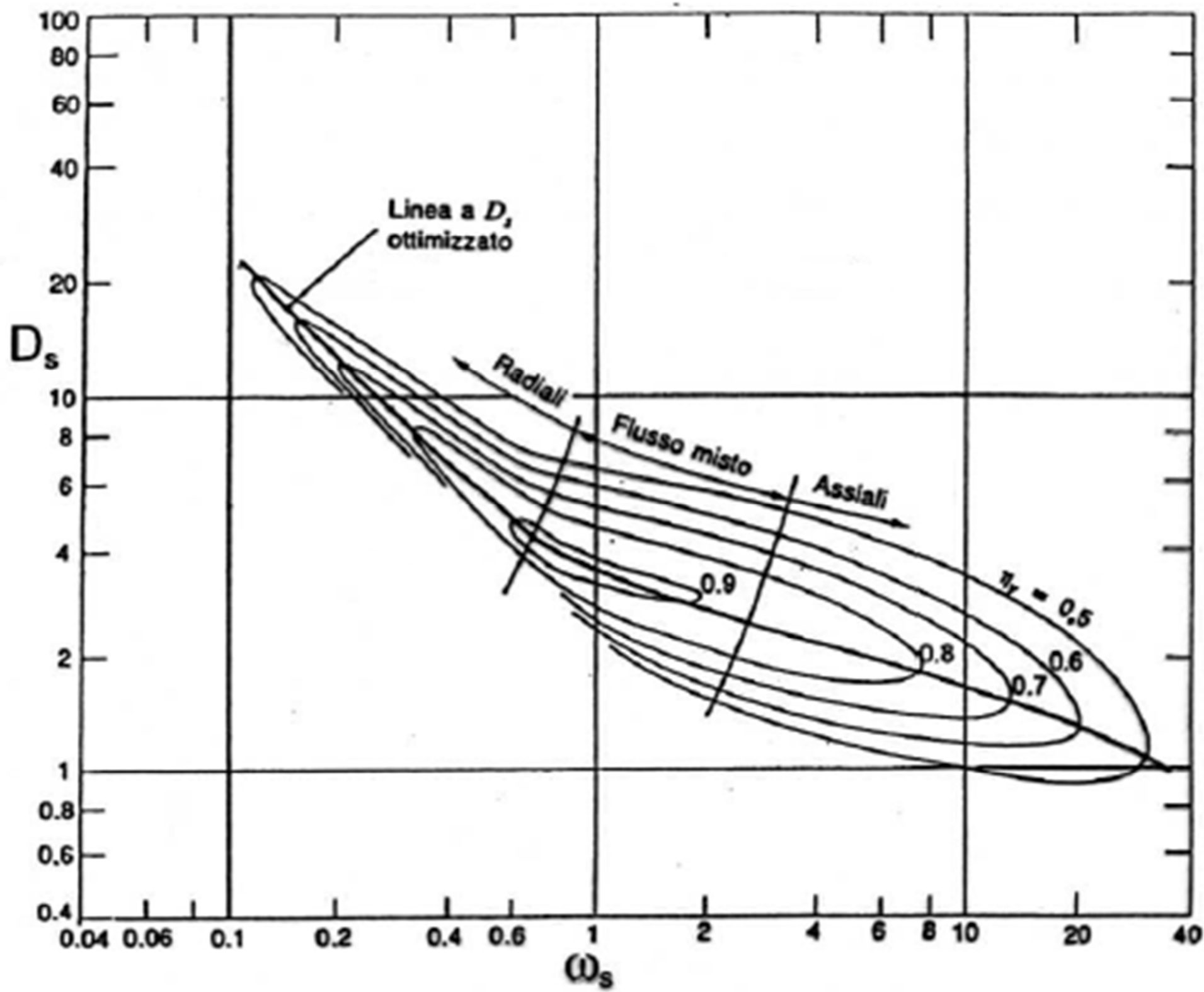
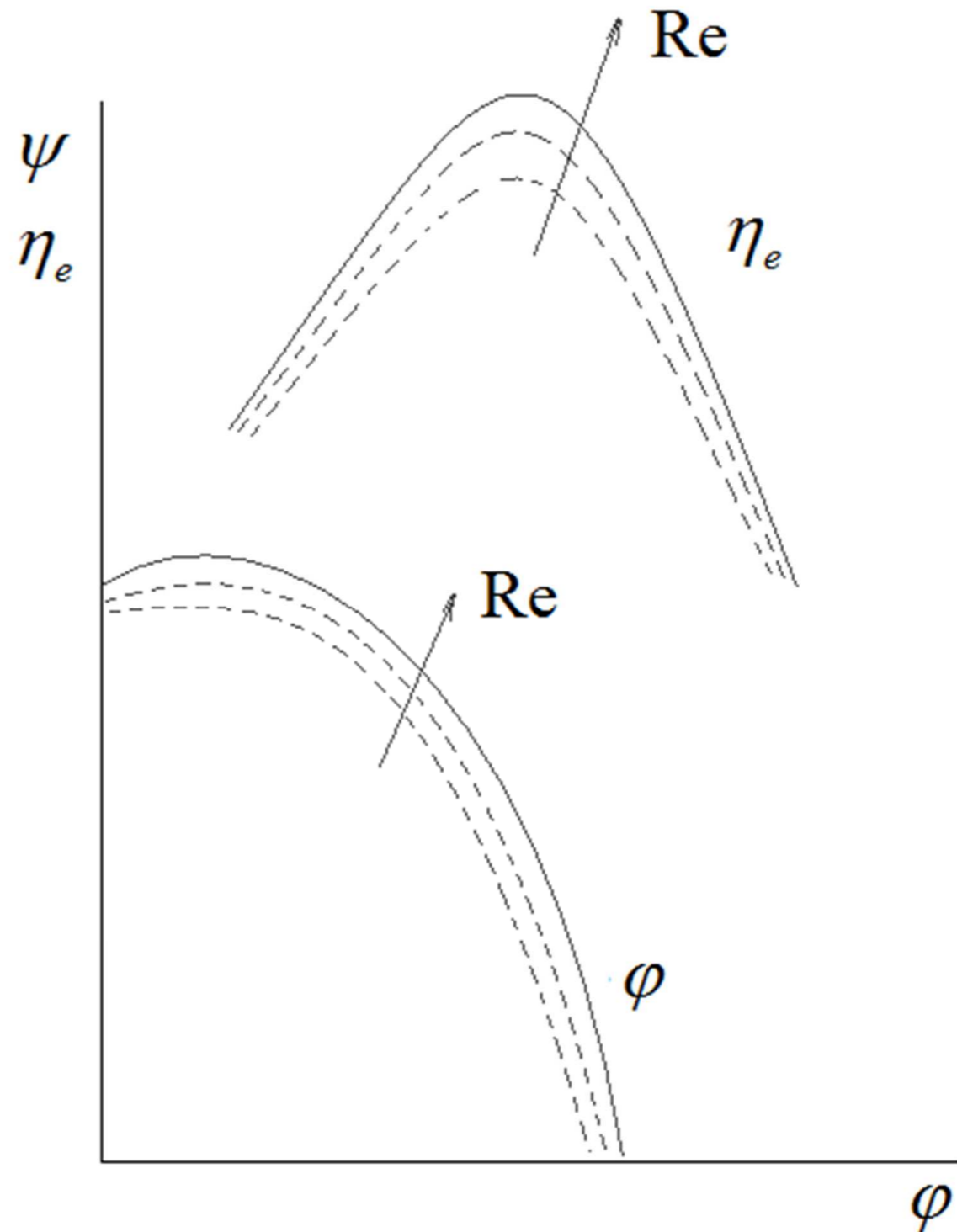


Diagramma
di Balié
(pompe
centrifughe)

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

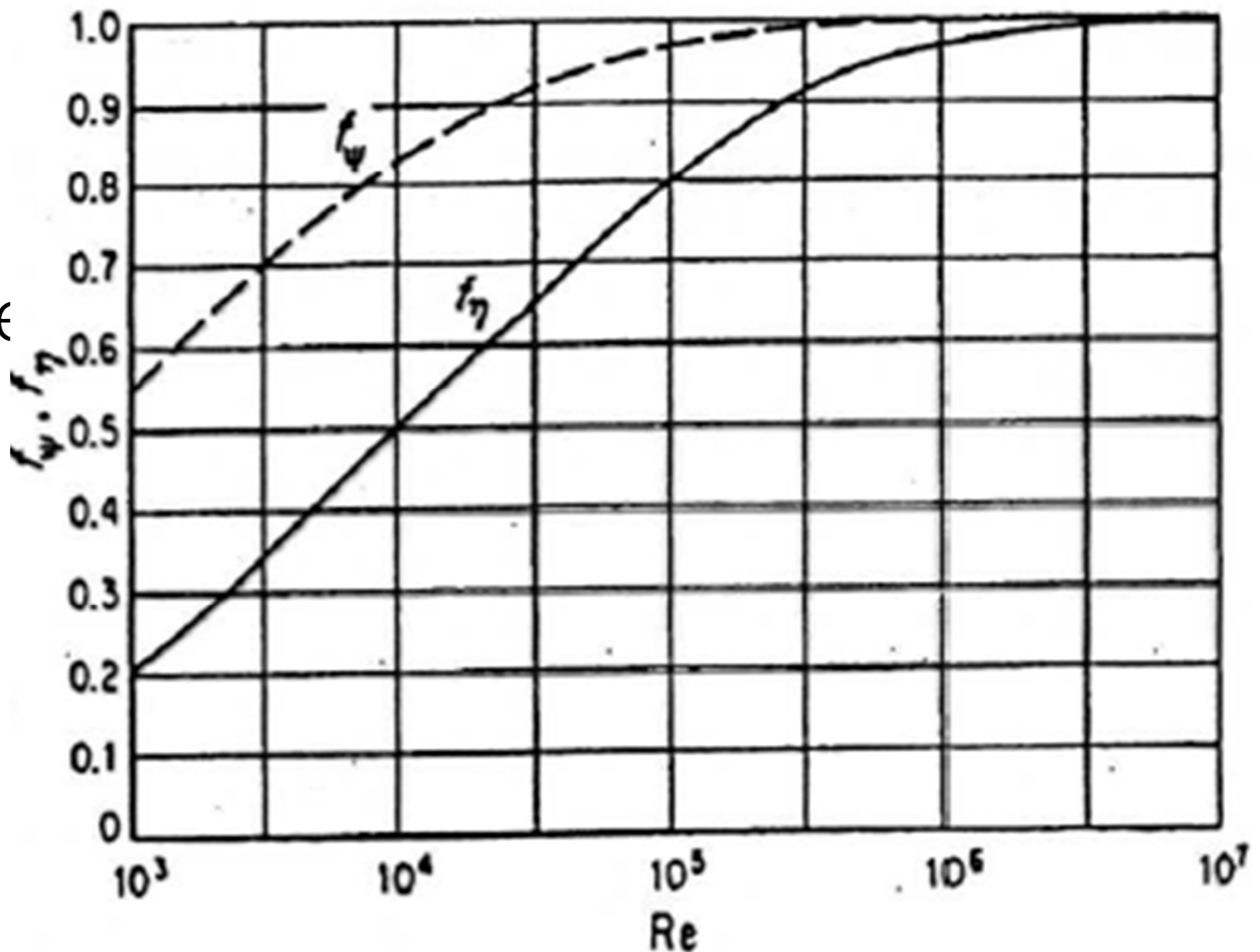
2)

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

$$\omega_S = \varphi^{1/2} \psi^{-3/4} \quad \longrightarrow \quad \begin{aligned} \psi &= f(\omega_S) = \psi(\omega_S) \\ \eta &= f(\omega_S) = \eta(\omega_S) \end{aligned} \quad \longrightarrow \quad \begin{aligned} f_\psi &= f(\text{Re}) \\ f_\eta &= f(\text{Re}) \end{aligned}$$

$$\psi_{\text{corretto}} = f_\psi \cdot \psi(\omega_S)$$

$$\eta_{\text{corretto}} = f_\eta \cdot \eta(\omega_S)$$

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

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

effetto scala

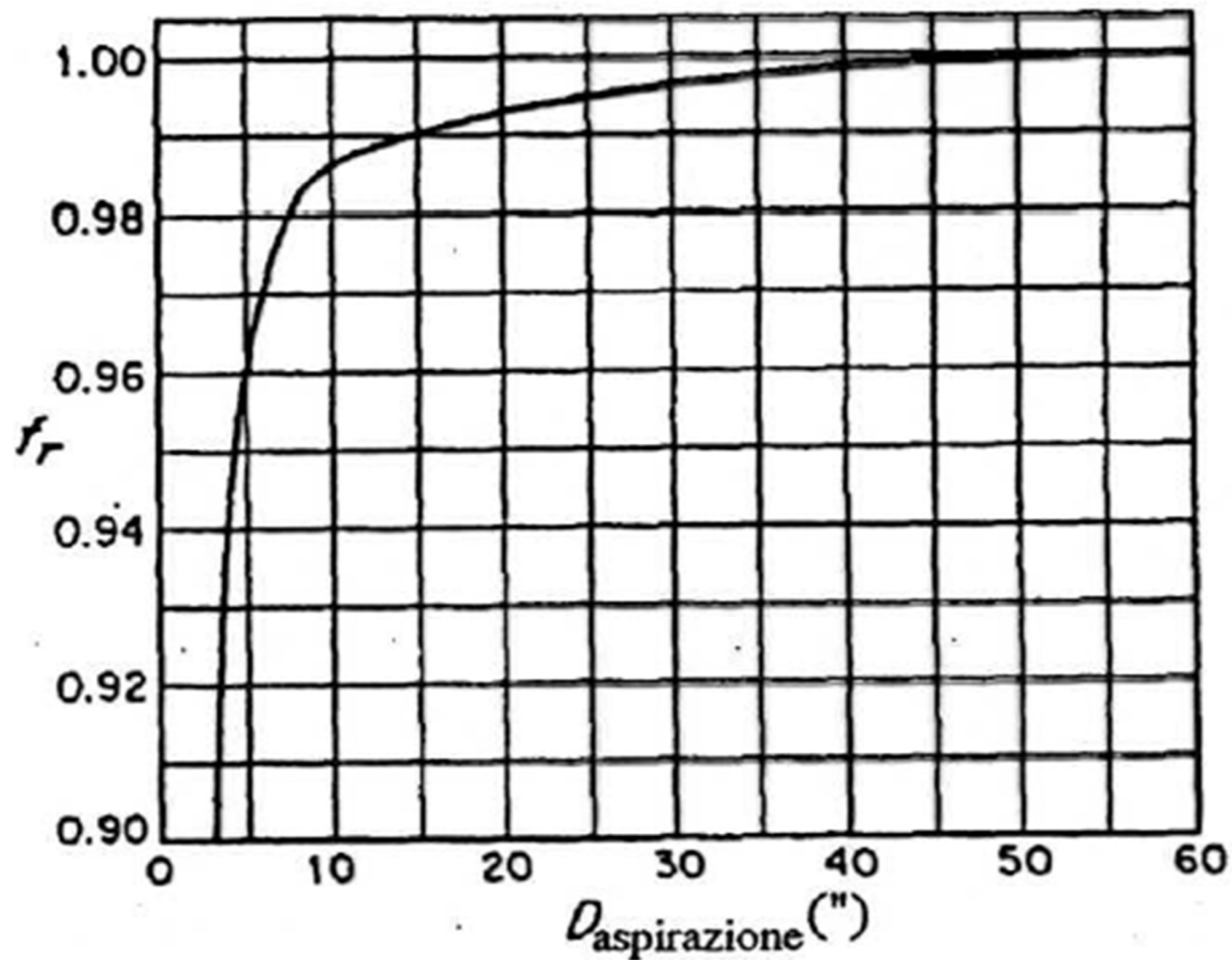
A parità di bontà di progettazione, geometria, ecc la macchina grande ha rendimento più grande della macchina piccola. Questo si spiega osservando:

- 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)

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



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

D_1/D_2
rapporto di
scala

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

effetto scala (turbine idrauliche)

$$\frac{1 - \eta_1}{1 - \eta_2} = \left[\frac{\text{Re}_{u,2}}{\text{Re}_{u,1}} \right]^n \quad n=0,1 \div 0,25$$

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

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

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

4) Quando abbiamo a che fare con macchine che operano con fluidi comprimibili bisogna tener conto del numero di Mach

$$\psi = f(\varphi, Ma)$$

$$Ma = \frac{\omega D}{a_{01}}$$

$$Mu = \frac{\omega \frac{D}{2}}{a}$$

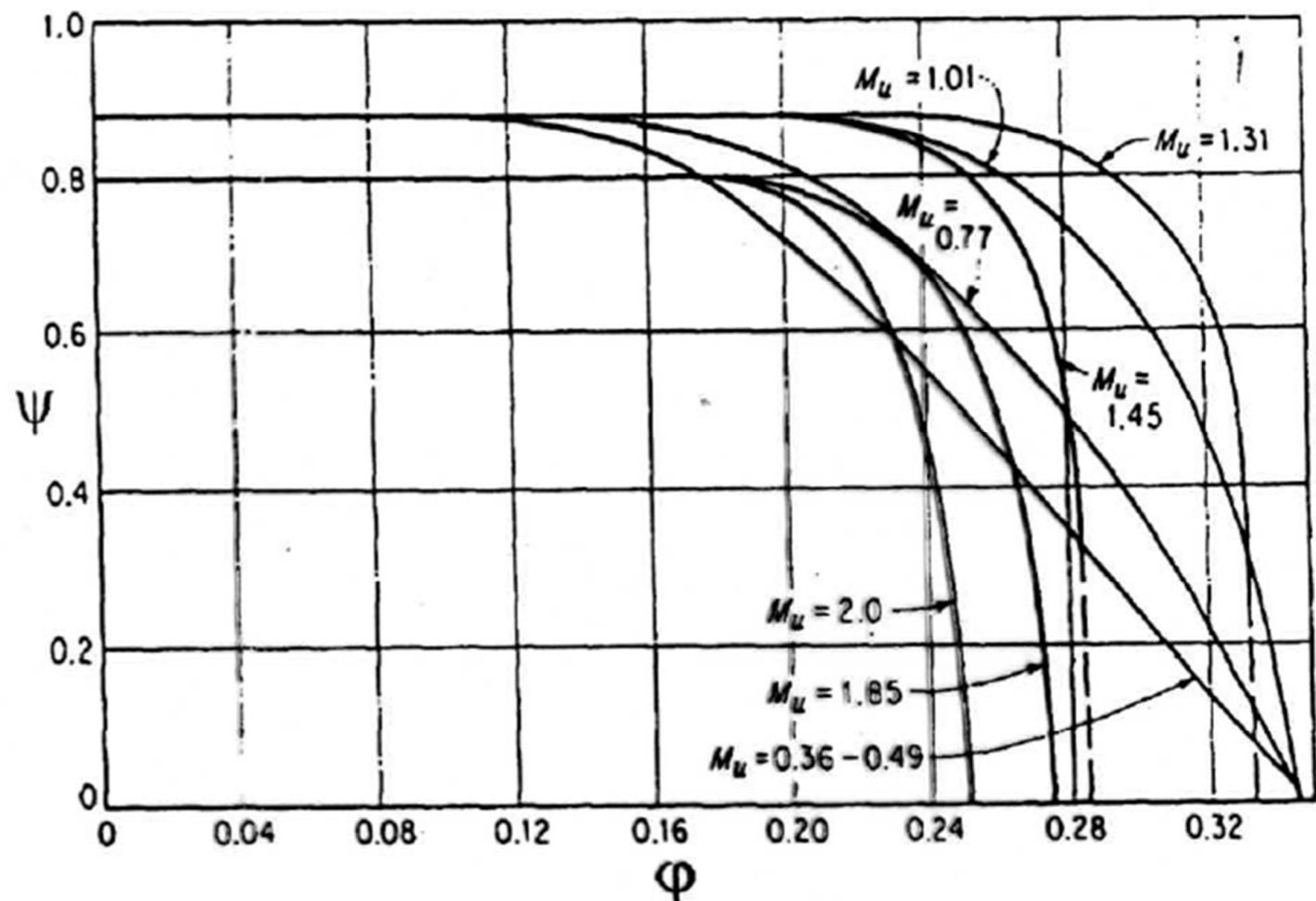


Figura 3.17: Curve adimensionali di funzionamento di una famiglia di compressori, per un fluido assegnato, a diversi numeri di Mach periferici.

Condizioni ambientali standard

Significato dei pedici:

- “s” : grandezze relative alle condizioni standard;
- “c” : valori corretti cioè riportati alle condizioni standard
- “ “ : valori da correggere (valori rilevati nel corso della prova)

Proprietà di un gas generico miscela di due gas con massa molare M:

$$\frac{p}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{p_2}{\rho} = x_1 \frac{p_1}{\rho_1} + x_2 \frac{p_2}{\rho_2} = \mathcal{R}T \left(\frac{x_1}{\mathcal{M}_1} + \frac{x_2}{\mathcal{M}_2} \right) = \mathcal{R}T \left(\frac{1}{\mathcal{M}} \right)$$

$$c_p = x_1 c_{p1} + x_2 c_{p2}$$

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} = \frac{\frac{x_1}{\mathcal{M}_1} \frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} + \frac{x_2}{\mathcal{M}_2} \frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}}{\frac{x_1}{\mathcal{M}_1} + \frac{x_2}{\mathcal{M}_2}}$$

Condizioni ambientali standard

a) Rapporto di compressione

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{p_{02c}}{p_{01s}} \quad \rightarrow \quad p_{02c} = p_{02} \frac{p_{01s}}{p_{01}}$$

b) Parametro di portata

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} = \frac{\dot{m}_c \sqrt{T_{01s}}}{p_{01s}} \quad \rightarrow \quad \dot{m}_c = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{01s}}} \left(\frac{p_{01s}}{p_{01}} \right)$$

c) Parametro di velocità

$$\frac{n}{\sqrt{T_{01}}} = \frac{n_c}{\sqrt{T_{01s}}} \quad \rightarrow \quad n_c = n \sqrt{\frac{T_{01s}}{T_{01}}}$$

Condizioni ambientali standard

Pressione ridotta

$$\delta = \frac{p_{01}}{p_{01s}}$$

Temperatura ridotta

$$\theta = \frac{T_{01}}{T_{01s}}$$

si ottiene:

$$p_{02c} = \frac{p_{02}}{\delta}$$
$$\dot{m}_c = \dot{m} \frac{\sqrt{\theta}}{\delta}$$

$$n_c = \frac{n}{\sqrt{\theta}}$$

Condizioni ambientali standard

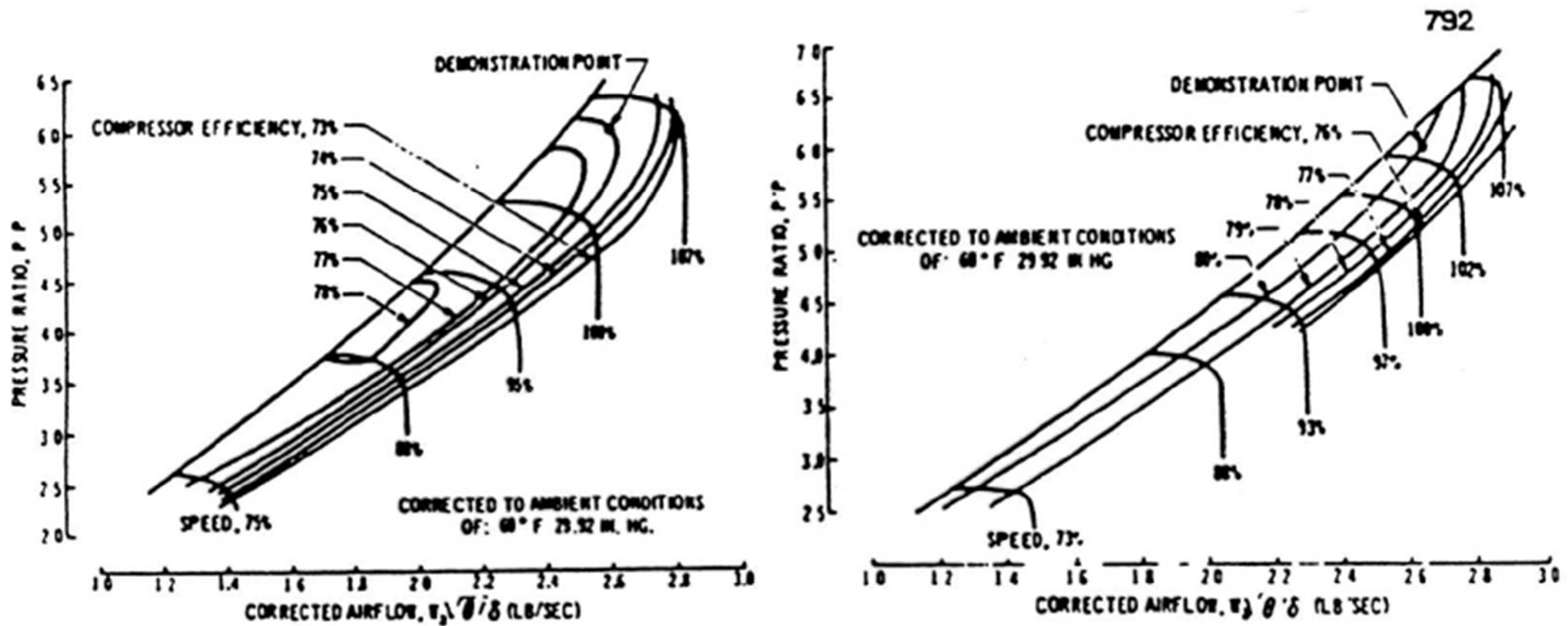


Figure 5.50. Sample Compressor Maps
Showing $\partial pr / \partial m = 0$ at Surge

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$M_{01} = \frac{\omega D}{a_{01}} = \frac{\omega D}{\sqrt{kRT_{01}}} \quad \rho = \rho_0^{RT} \quad a = \sqrt{k\bar{R}T}$$

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} \omega D^3} = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} M_{01} a_{01} D^2} = \frac{\dot{m} RT_{01}}{\rho_{01} M_{01} \sqrt{kRT_{01}} D^2} = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_{01}}}{\rho_{01} M_{01} \sqrt{k} D^2}$$

$$\psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2} = \frac{\Delta h_{0s}}{\omega^2 D^2} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_{01} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{M_{01}^2 k RT_{01}} = \frac{1}{k-1} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] M_{01}^{-2}$$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

Posso ipotizzare:

stesso fluido R, k cost.

Stessa macchina D cost.

condizioni in ingresso M_{01} cost.

$$M_{01} \rightarrow \frac{\omega D}{\sqrt{RT_{01}}}$$

$$\varphi \rightarrow \frac{\dot{m} \sqrt{RT_{01}}}{\rho_{01} D^2}$$

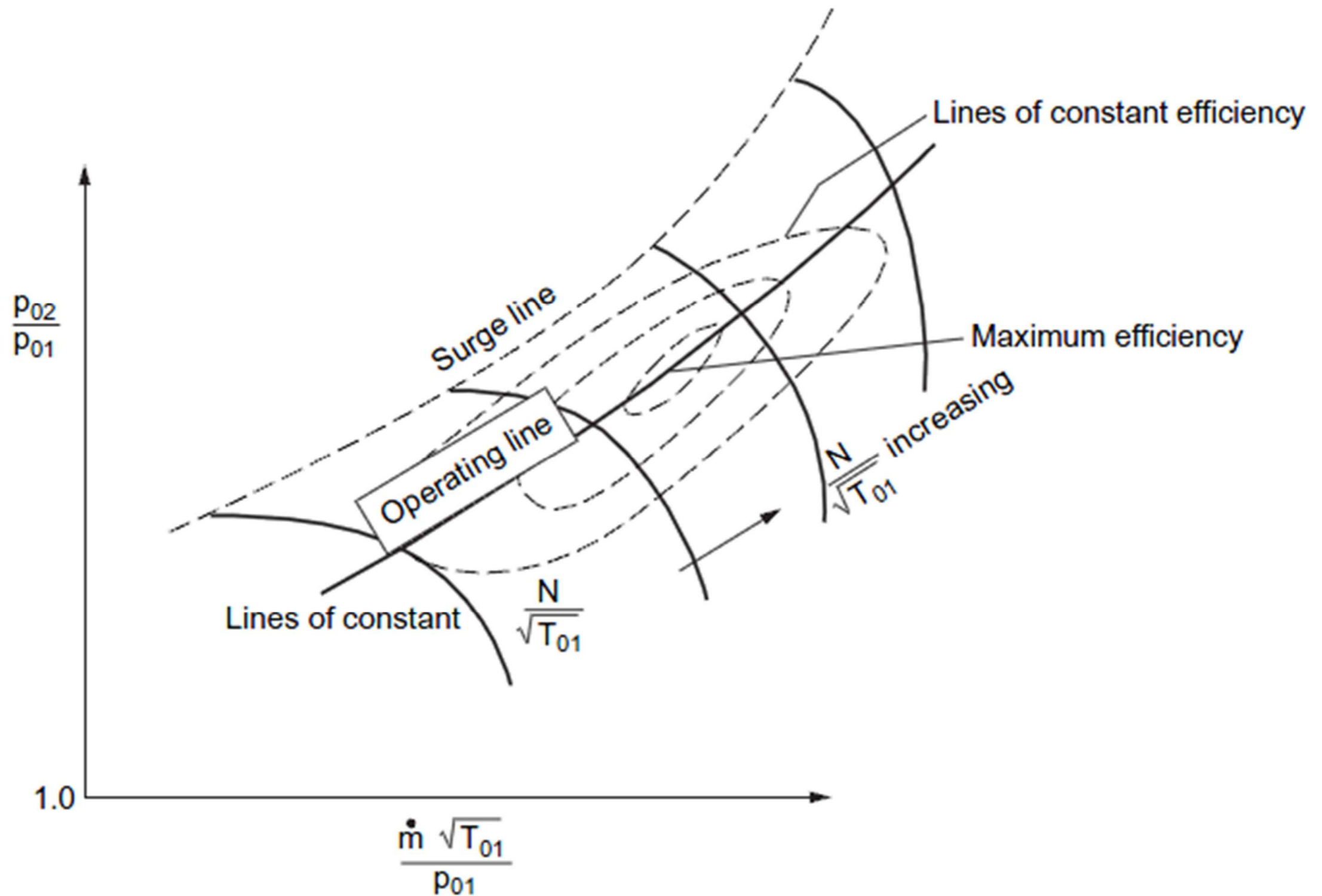
$$\psi \rightarrow \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)$$

$$M_{01} \rightarrow \frac{\omega}{\sqrt{T_{01}}}$$

$$\varphi \rightarrow \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{\rho_{01}}$$

$$\psi \rightarrow \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)$$

SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE



SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

Abbiamo un fenomeno noto come *ingolfamento del compressore*. Intendiamo il raggiungimento di quella condizione di funzionamento in cui non è più possibile variare la portata variando il rapporto delle pressioni attorno alla macchina. Questo perchè in qualche punto si raggiungono le condizioni di flusso sonico e quindi, ricordando lo studio dell'ugello convergente-divergente, abbiamo un blocco sonico della portata.