

# Progetto di Macchine 2016/17

Prof. C.Poloni

# ORARI del corso

MARTEDI 11:15 - 12:45 Aula C

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](mailto: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

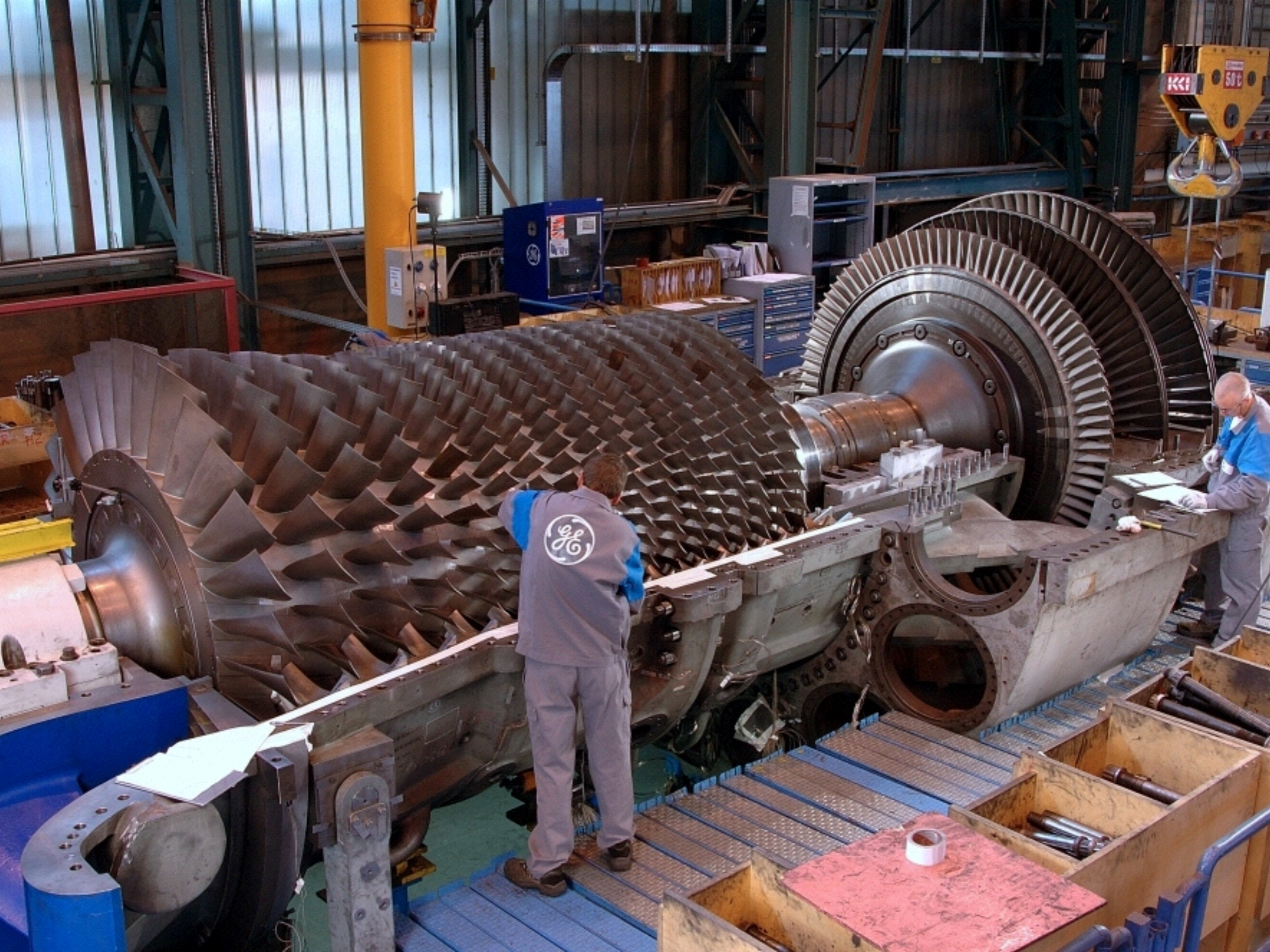
B5. Progetto e realizzazione di una turbina eolica

## C) Seminari e/o visite

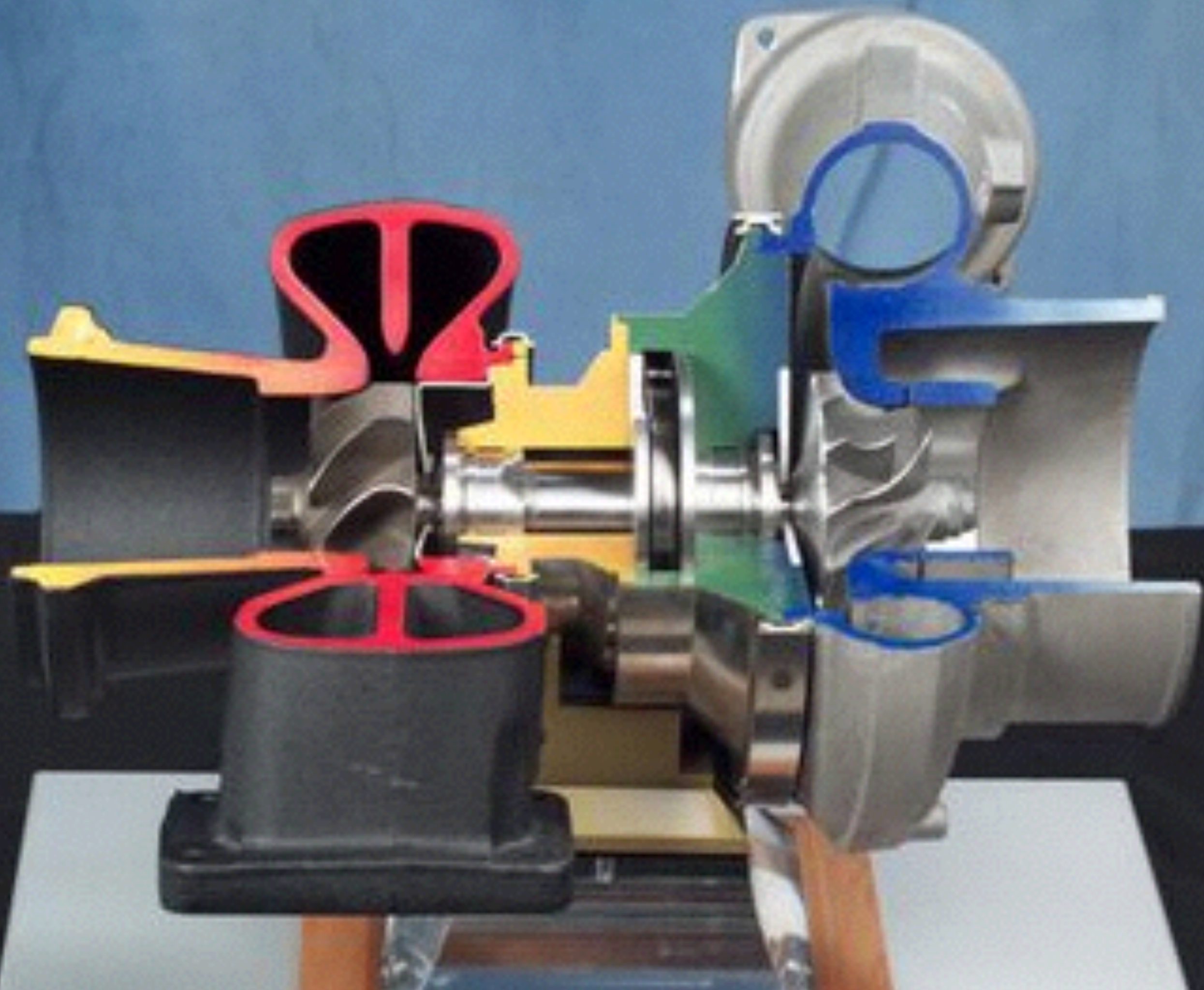
# testi di riferimento

- **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**





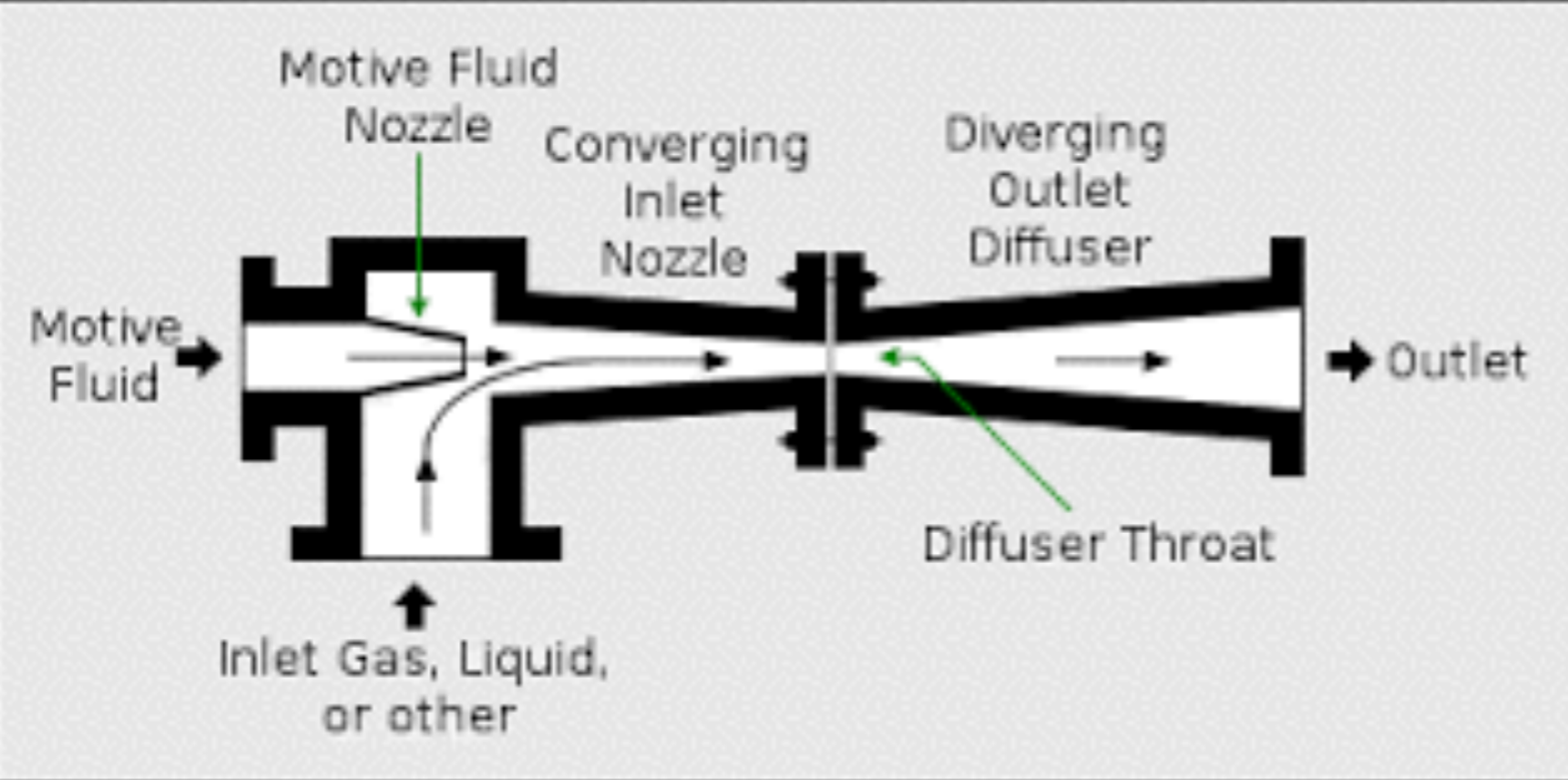




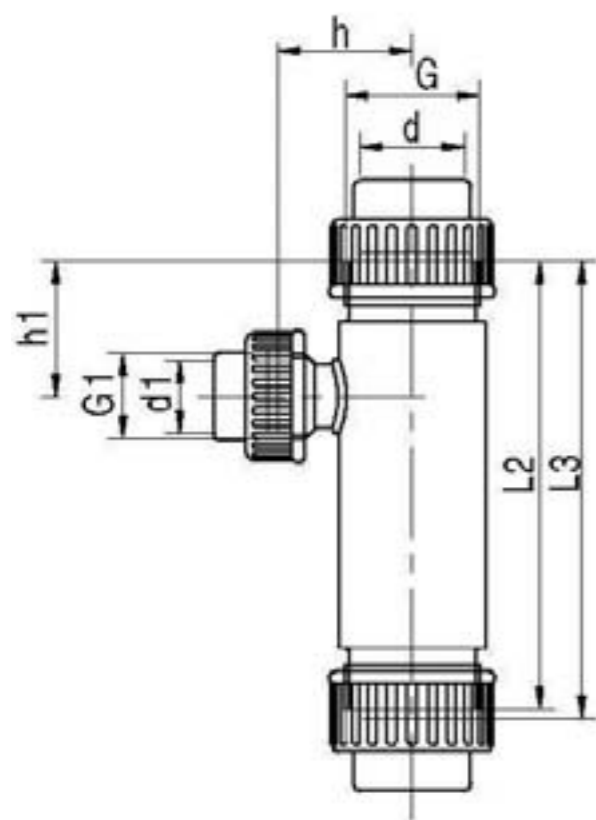


"Designed by Daviles / Freepik"

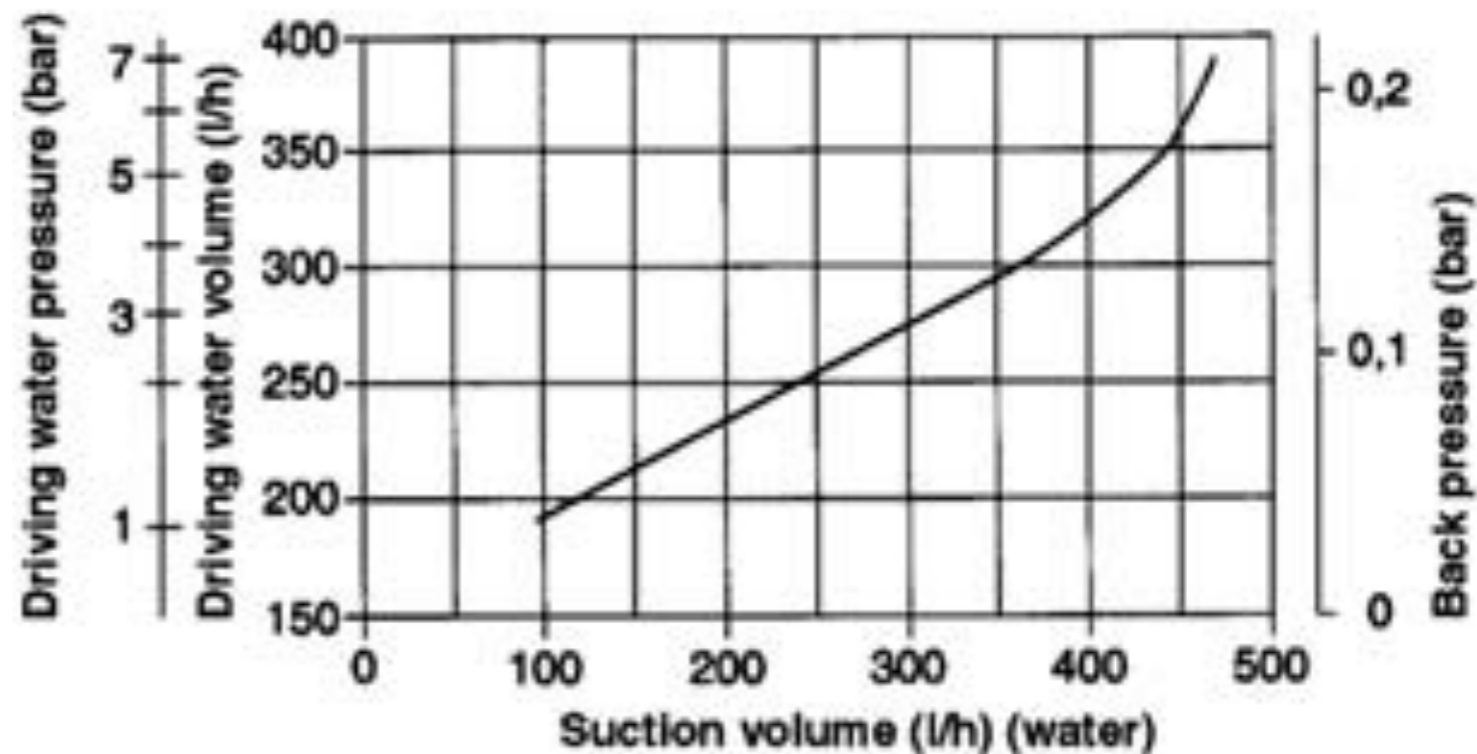




**Suction media: water**



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

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

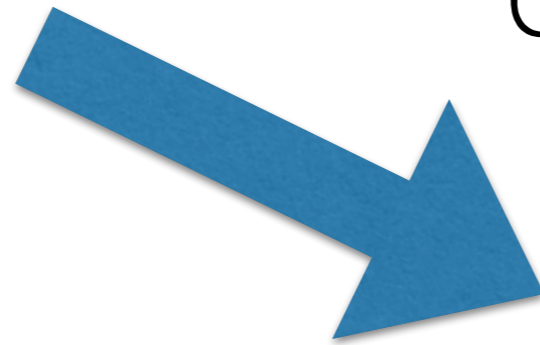


$$f(\pi_i, \pi_j, \varphi, \psi, Re, Ma) = 0$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

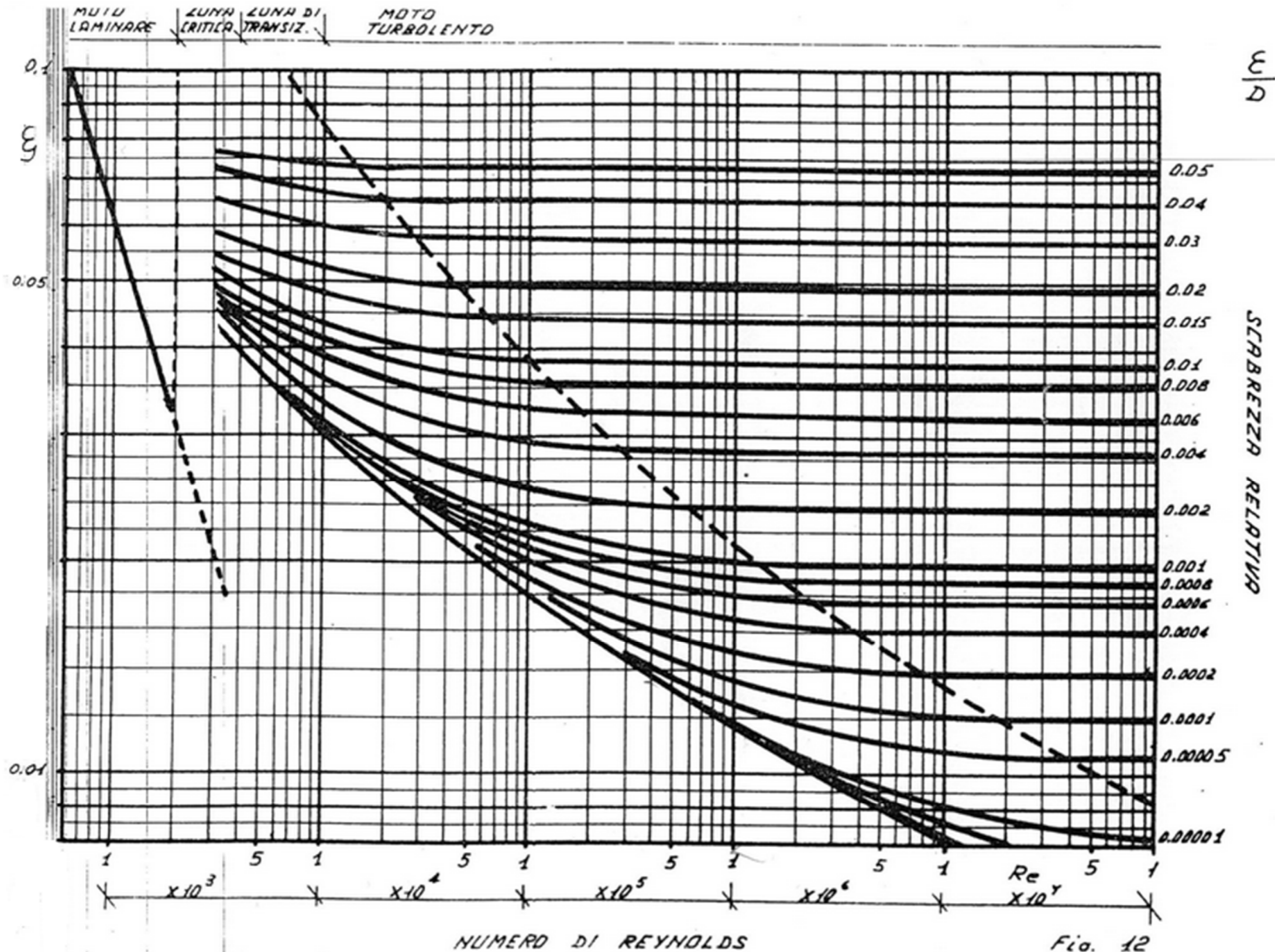
$$f(\pi_i, \pi_j, \varphi, \psi, \text{Re}, \text{Ma}) = 0$$

Geometria simile



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

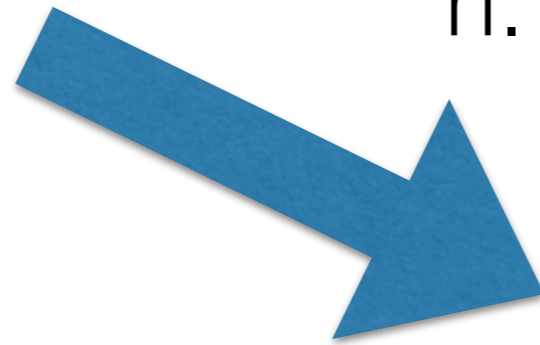
# Diagramma di Moody



# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

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

n. Reynolds elevato



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

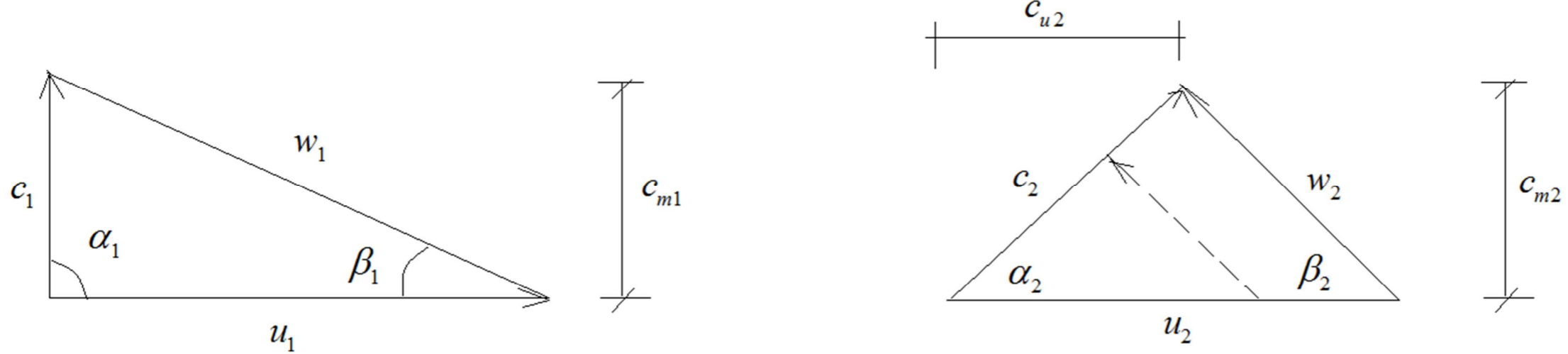
# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

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

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  $\psi$  e  $\varphi$

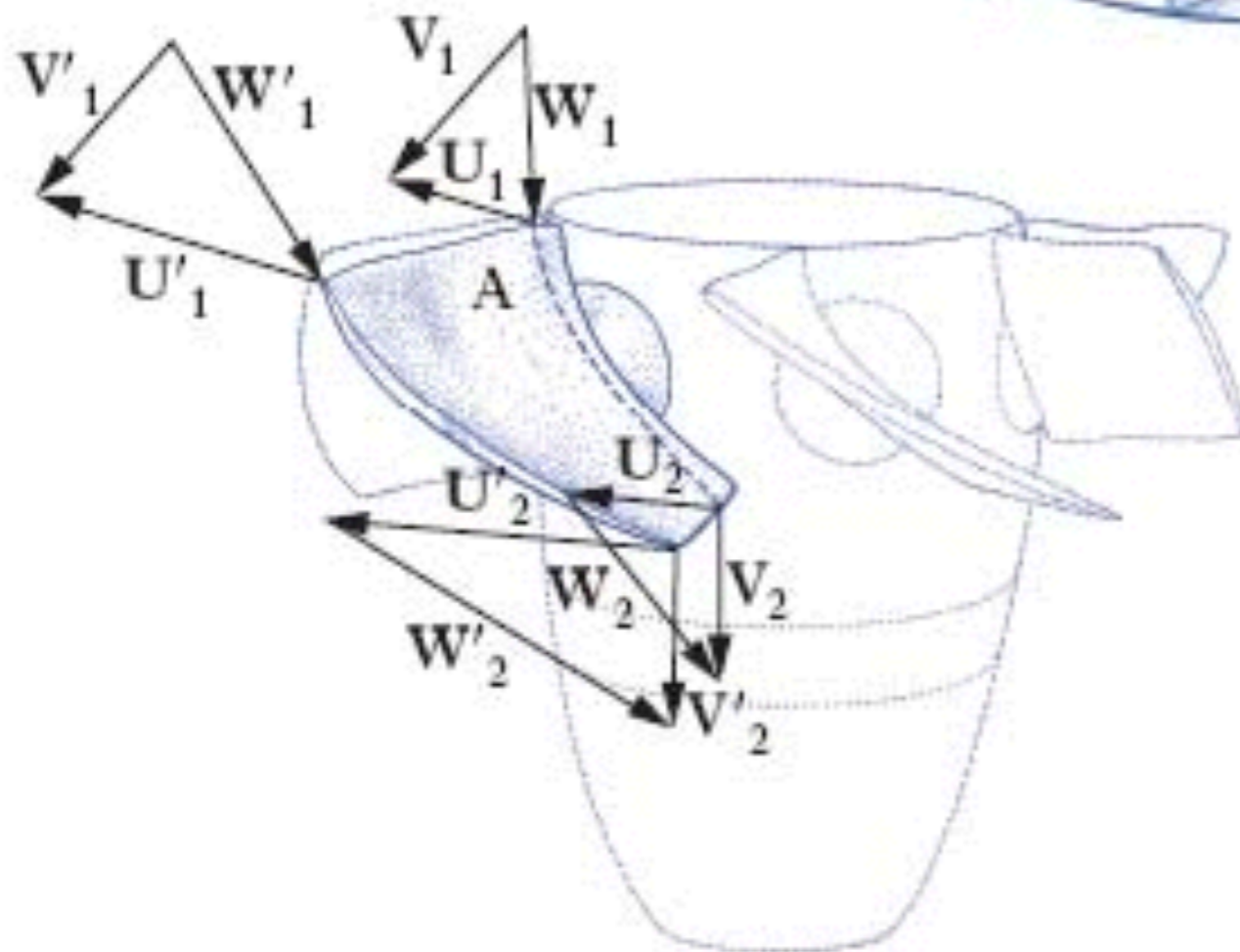
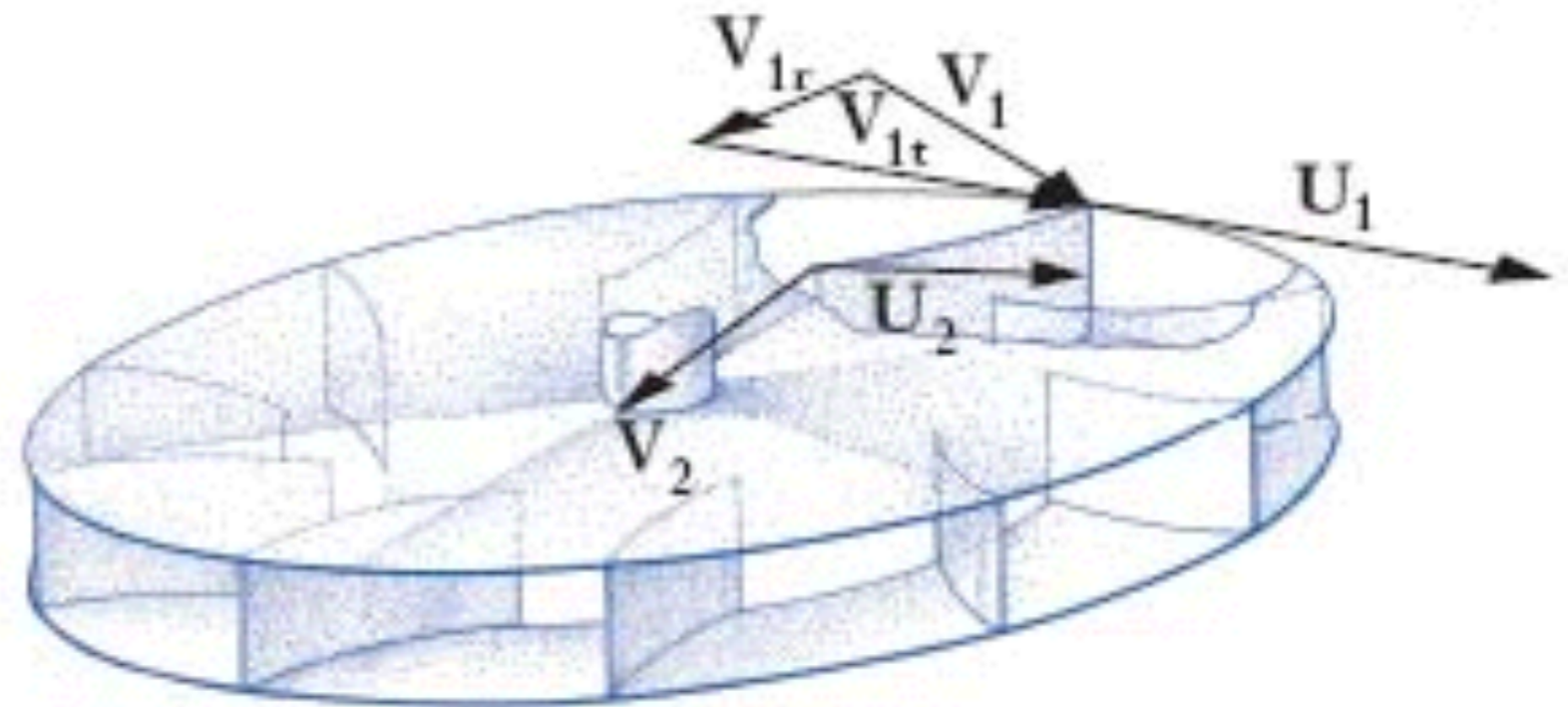
$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \propto \frac{c_m}{u}$$

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

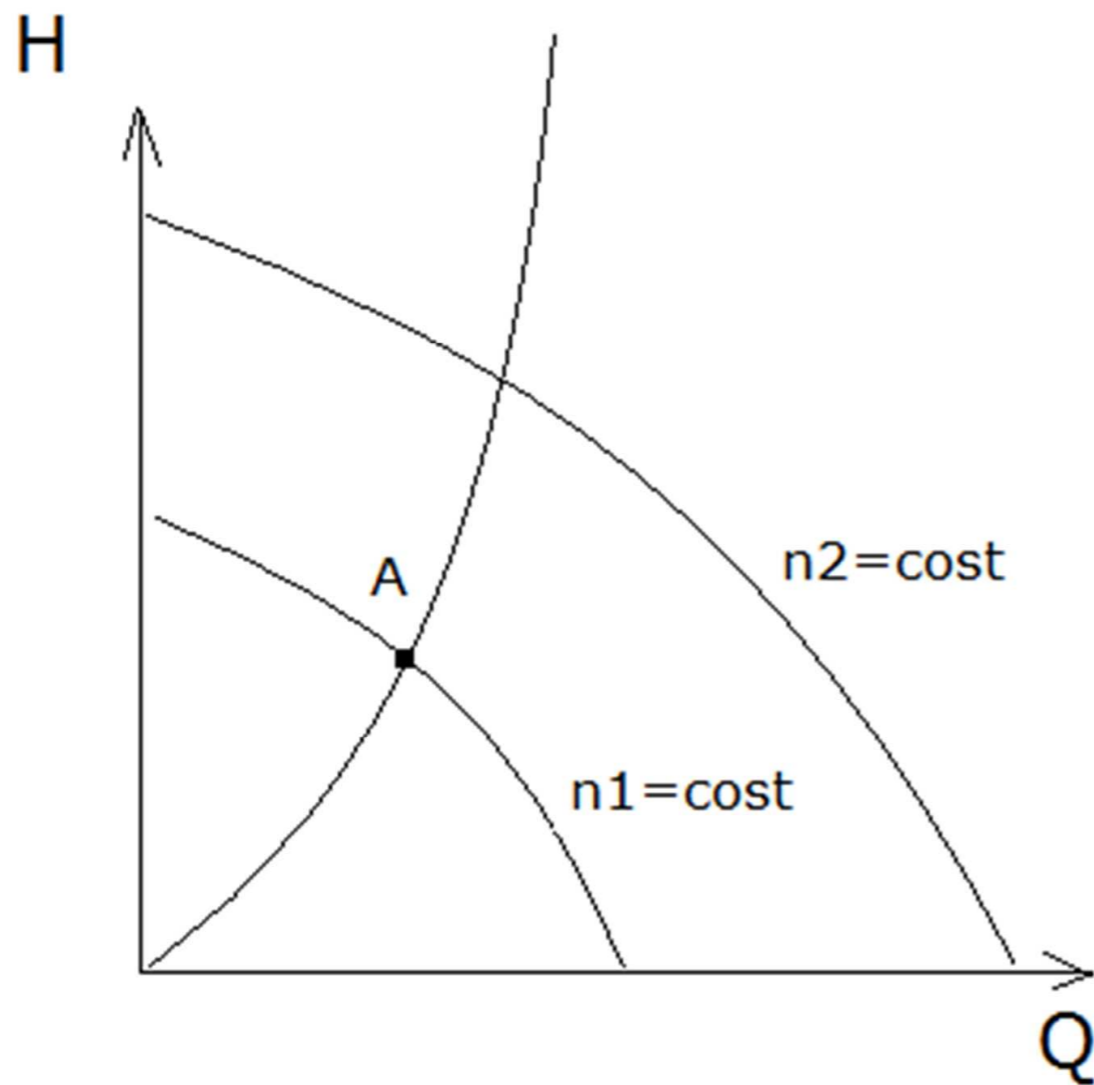
Quindi due macchine che operano in condizioni di similitudine hanno lo stesso valore di  $\psi$  e  $\varphi$  e quindi avranno lo stesso valore dei rapporti  $c_m/u$  e  $c_u/u$ . Allora si manterranno i valori degli angoli dei triangoli di velocità.



# 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

$$\Lambda = \frac{P_e}{\rho \omega^3 D^5}$$

Cifra di potenza

$$k_P = \frac{\omega D}{\sqrt{L_i}}$$

Cifra di velocità periferica

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

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

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

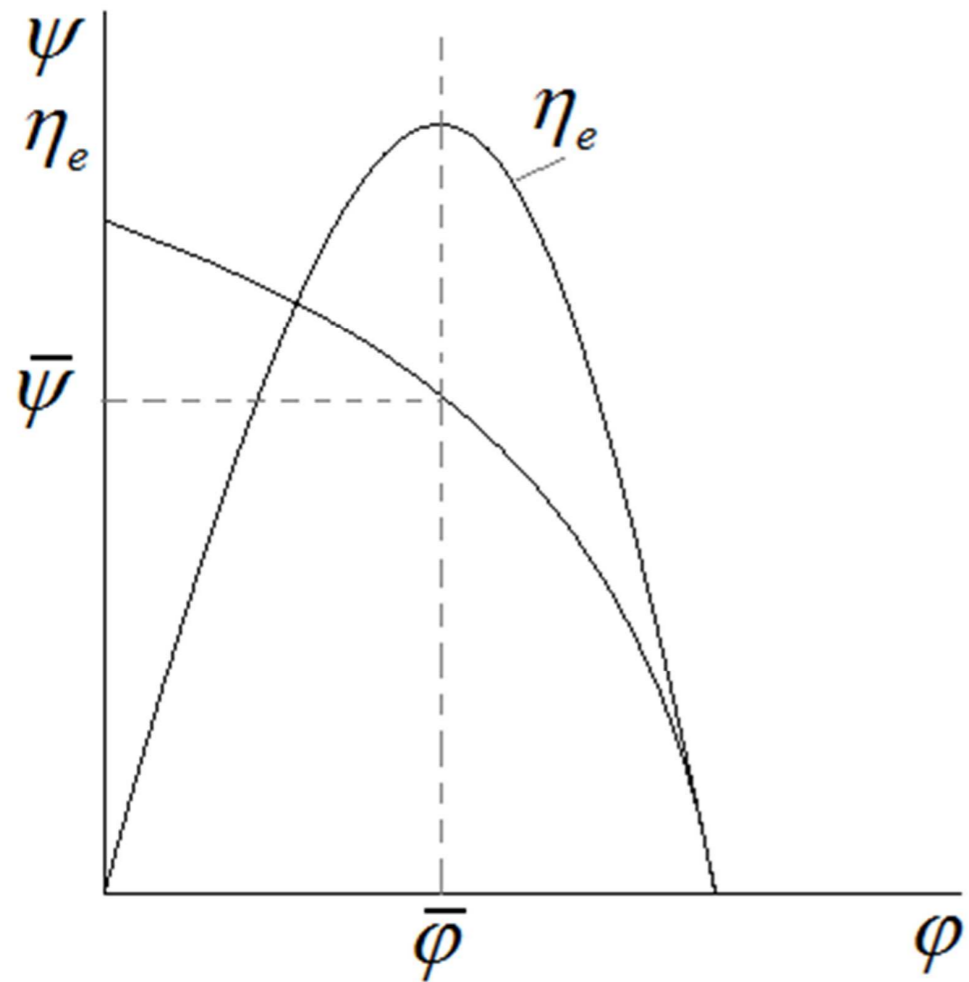
$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \propto \frac{c_m}{u} \qquad \psi = \frac{L_i}{\omega^2 D^2} \propto \frac{c_u}{u}$$

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



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

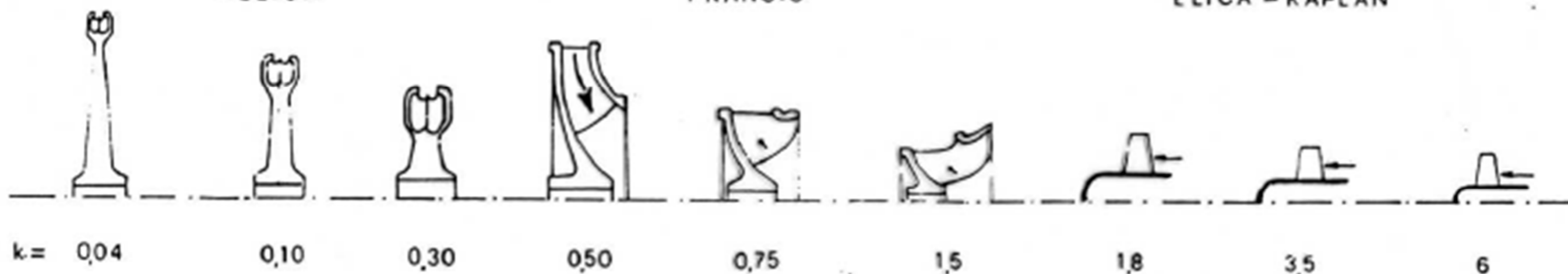
Numero caratteristico di  
macchina o Velocità  
Specifica

TURBINE

PELTON

FRANCIS

ELICA - KAPLAN



POMPE

RADIALI

SEMIASSIALI

ASSIALI

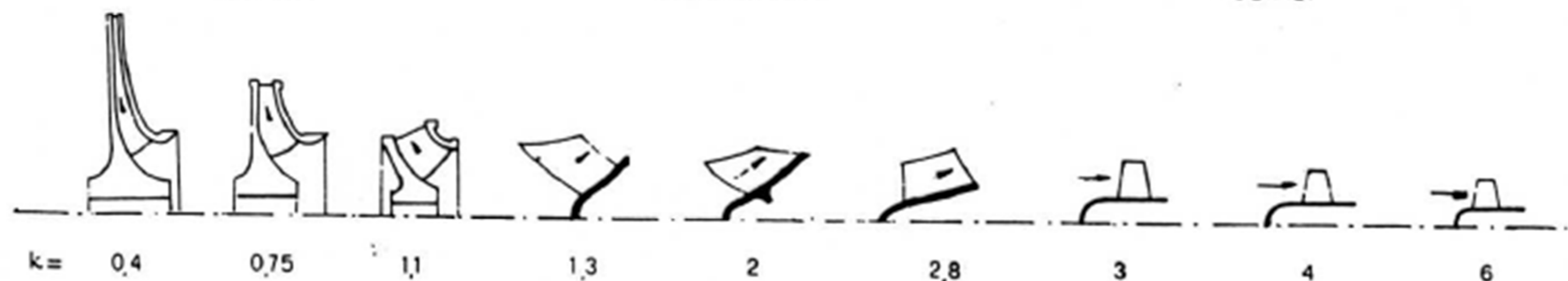


Fig. 3.5 - Variazione della forma delle giranti delle turbine e delle pompe idrauliche al variare del numero caratteristico di macchina.

# 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

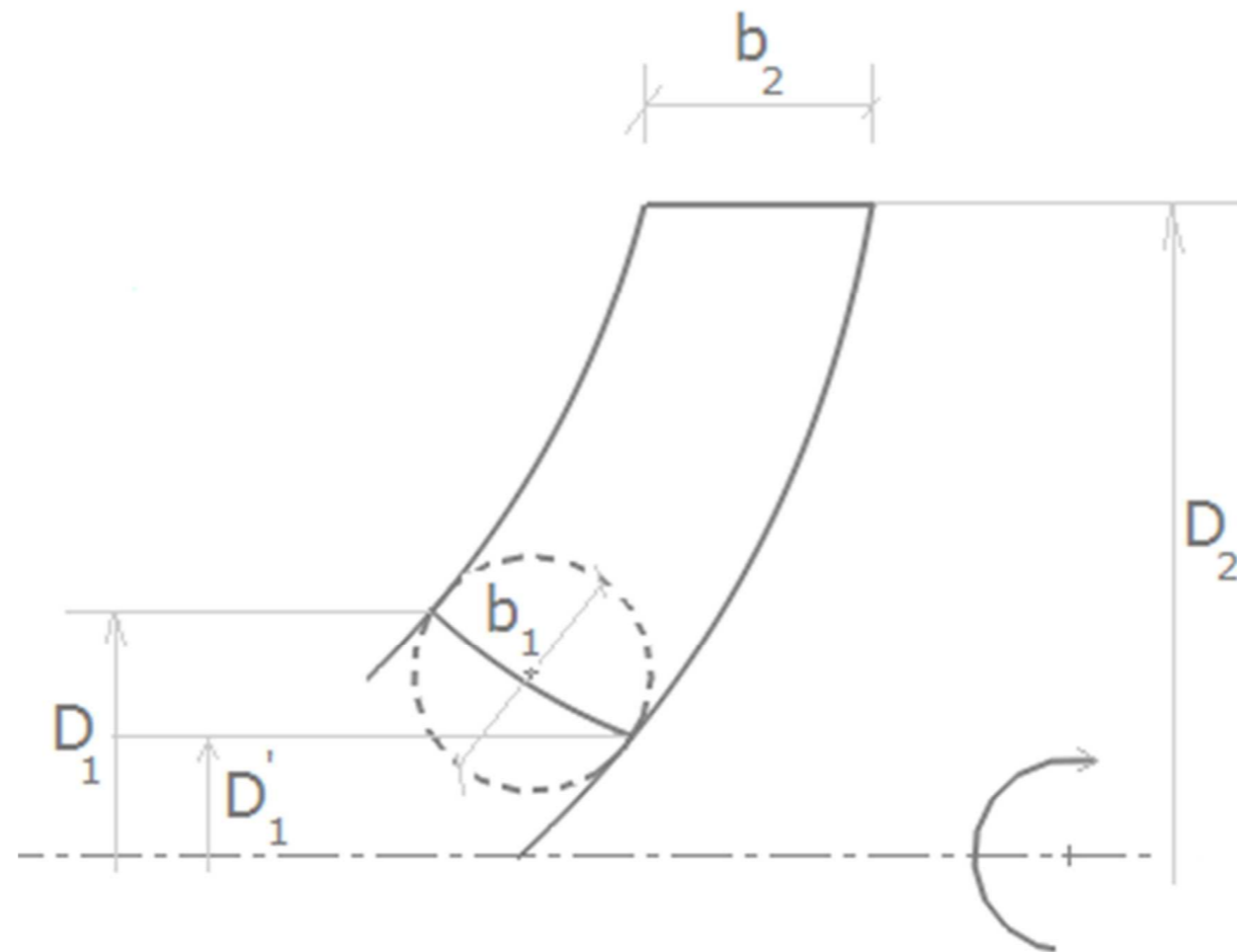


# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

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

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

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

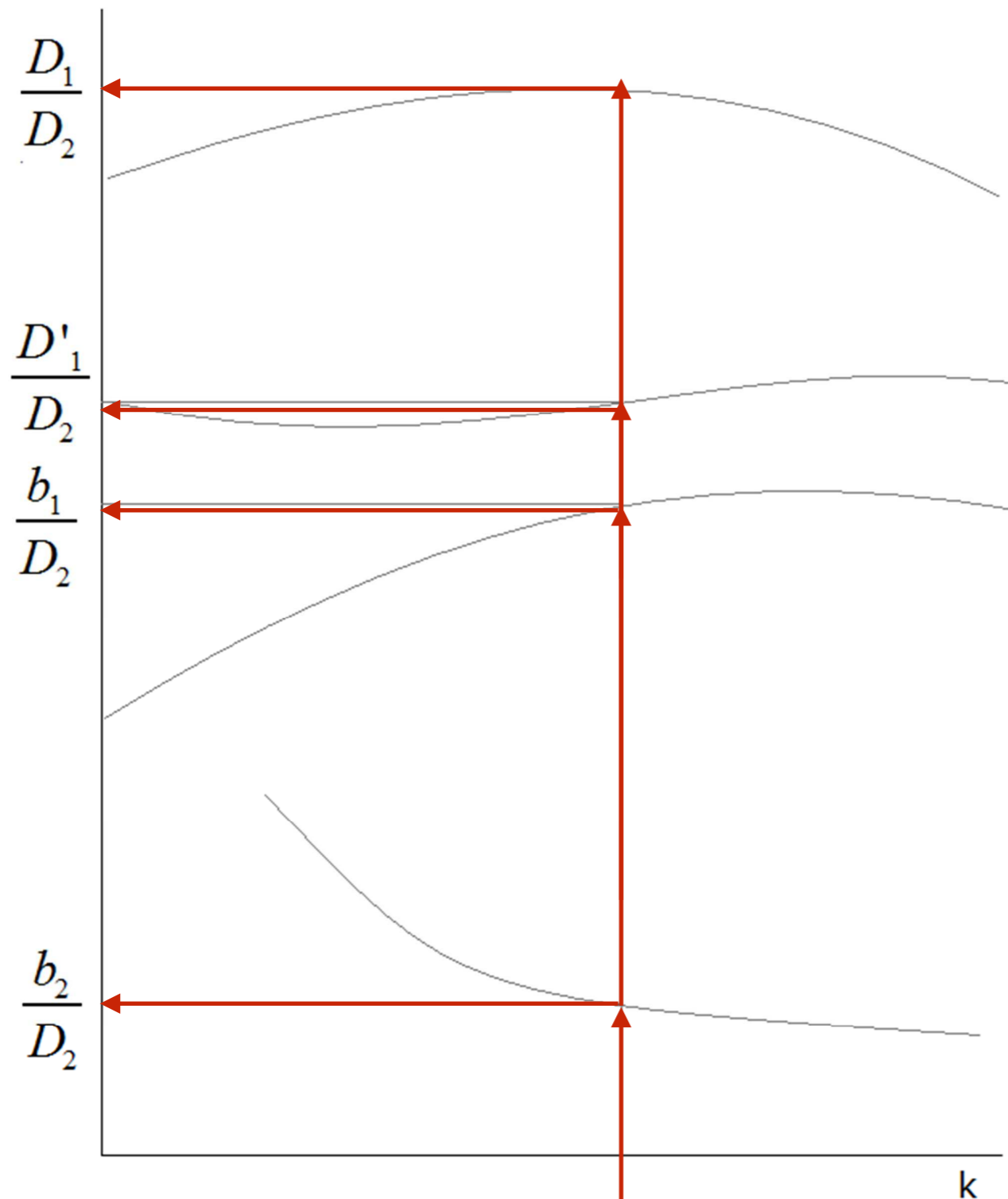


Le dimensioni caratteristiche più significative sono:

- $D_2$  : 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

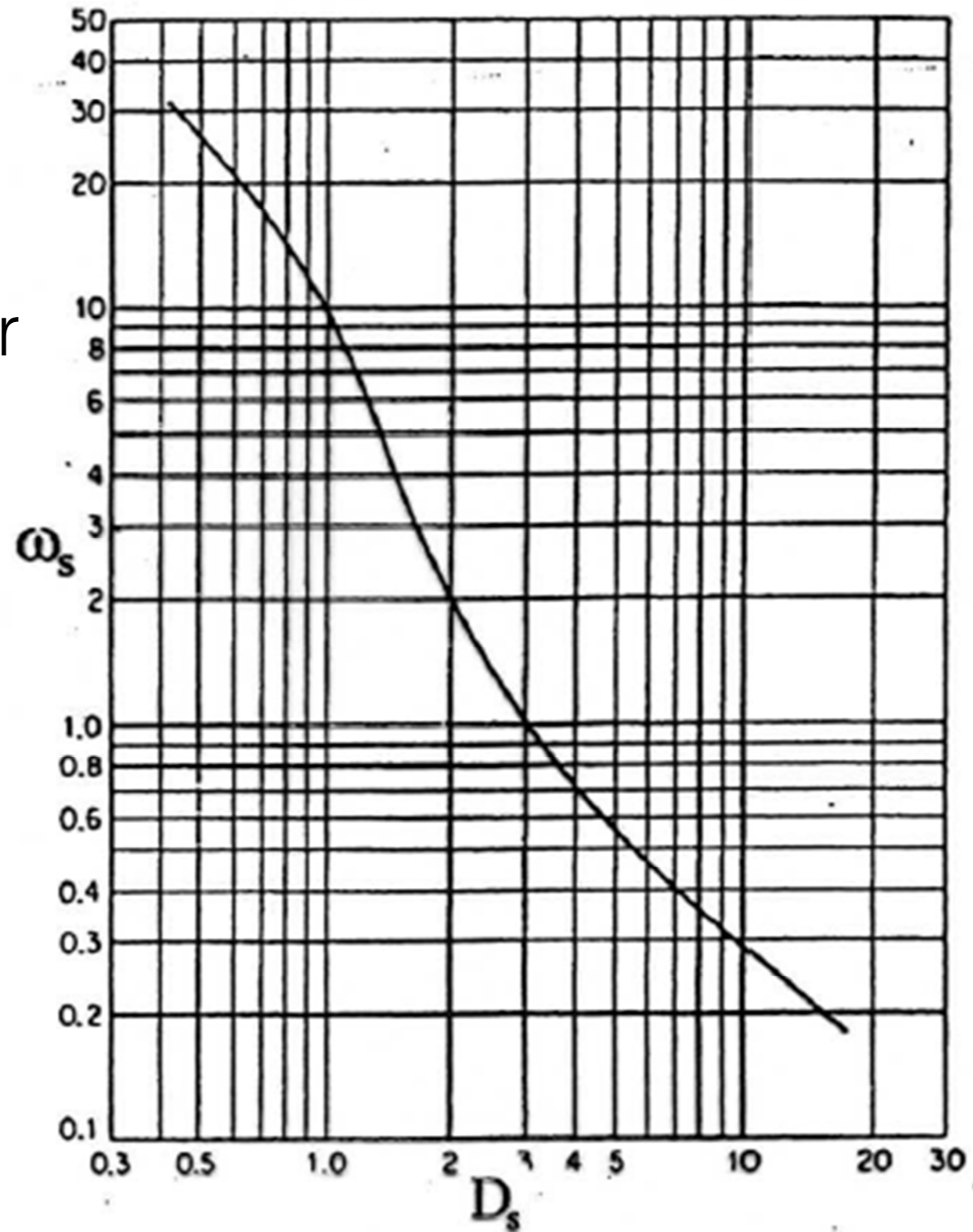


$$\underbrace{\frac{D_1}{D_2} \quad \frac{D'_1}{D_2} \quad \frac{b_1}{D_2} \quad \frac{b_2}{D_2}}_{f(k)}$$

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

$$D_s = f(\omega_s)$$

Diagramma di Cordier



# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

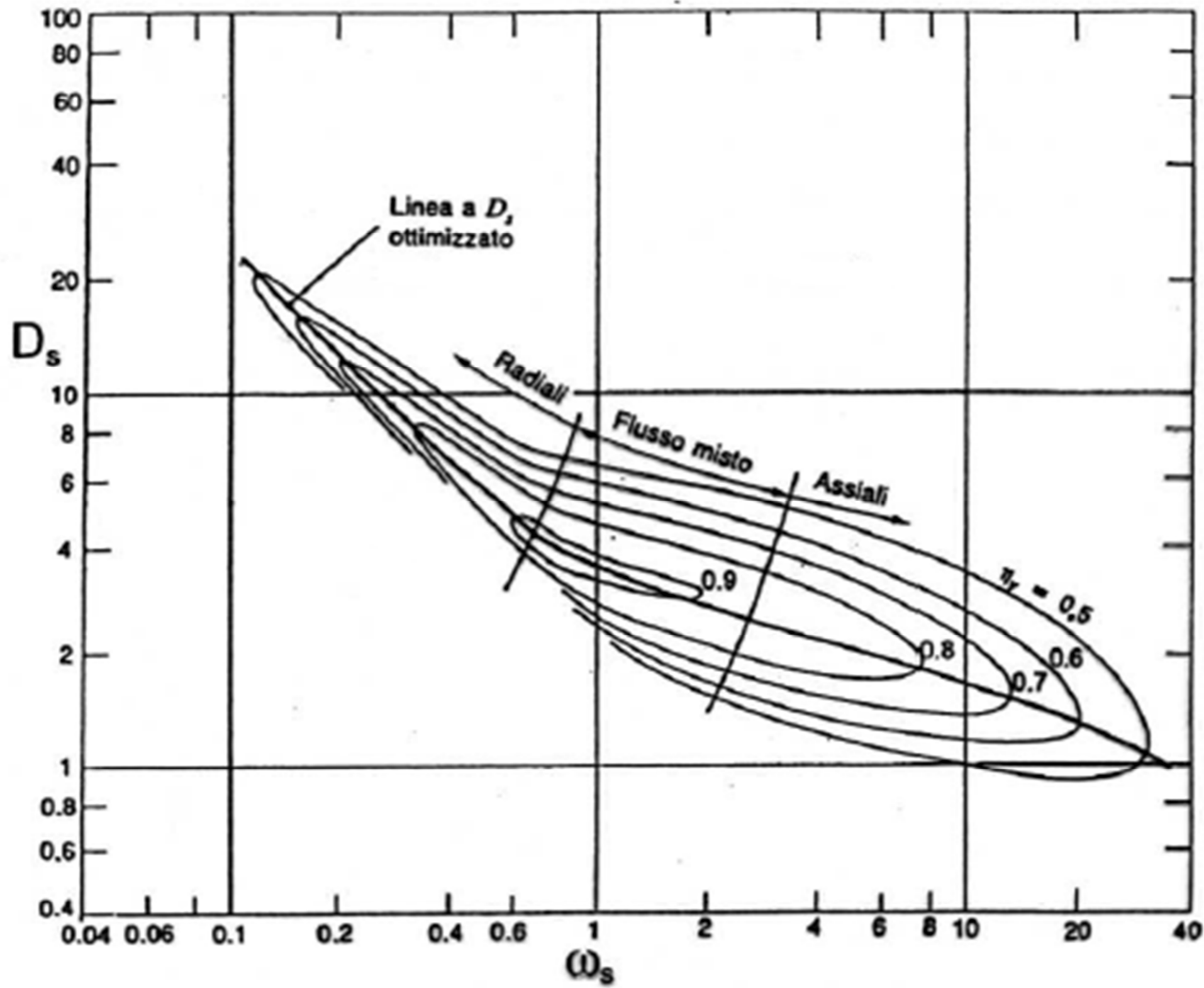
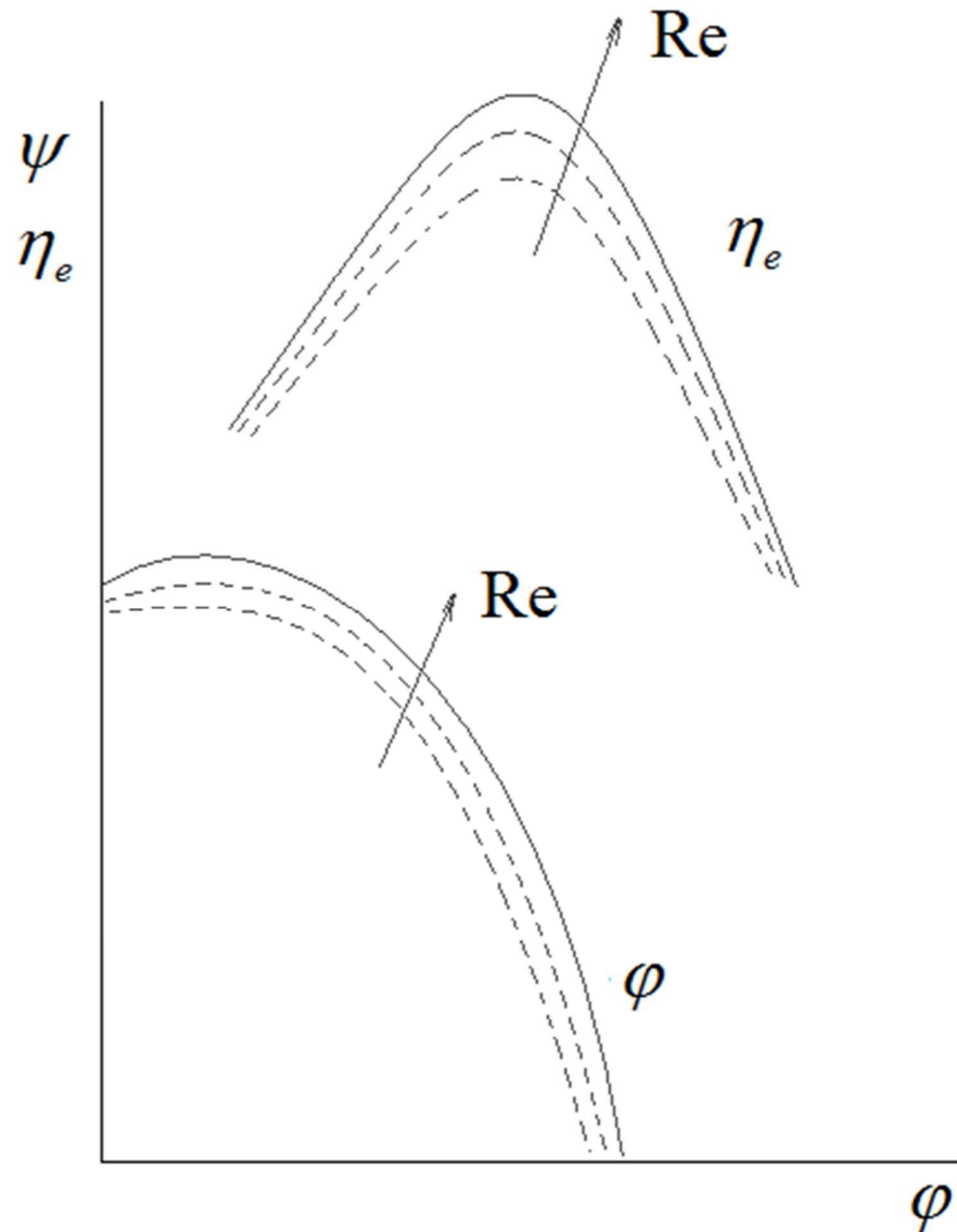


Diagramma  
di Balié  
(pompe  
centrifughe)

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

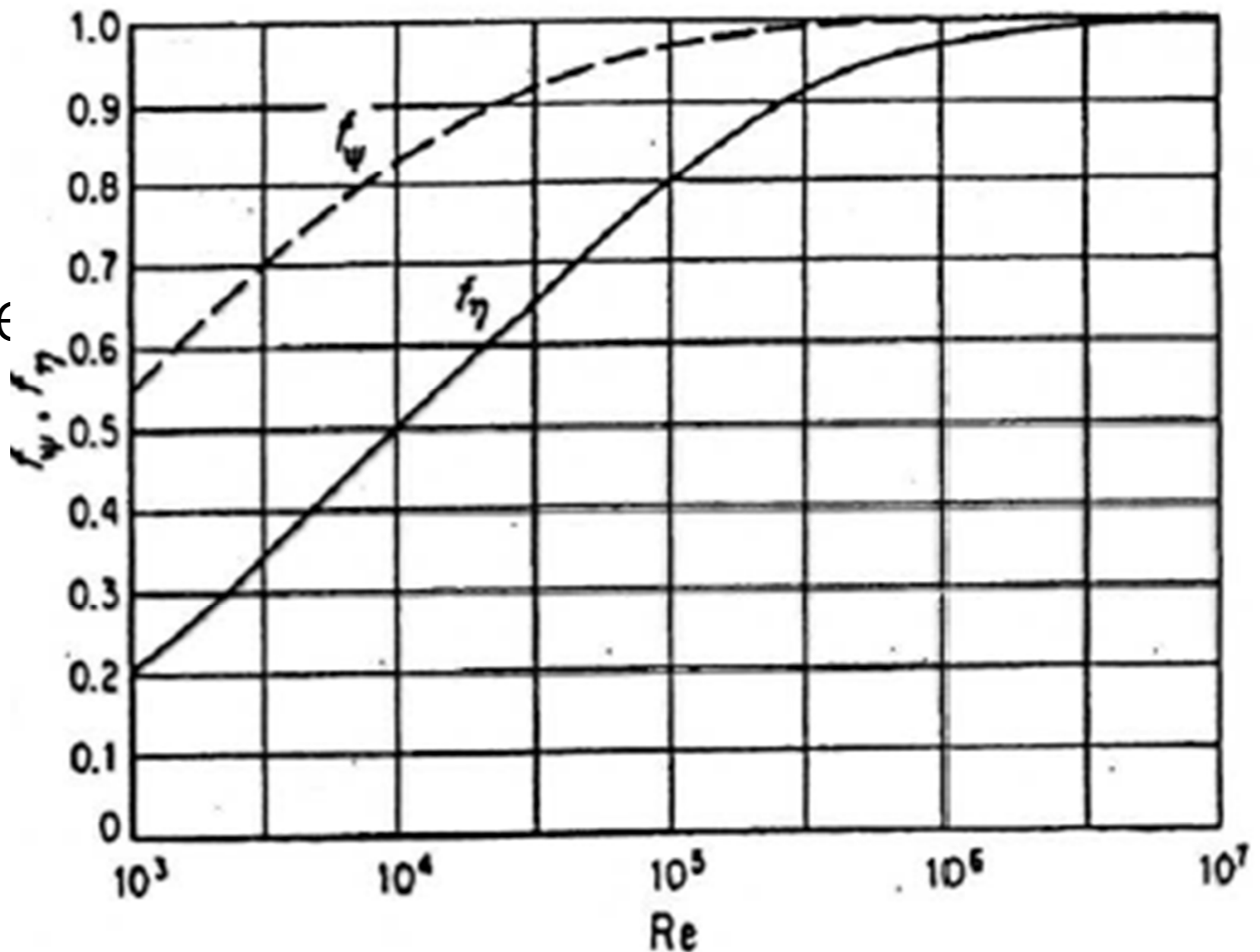
2)

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

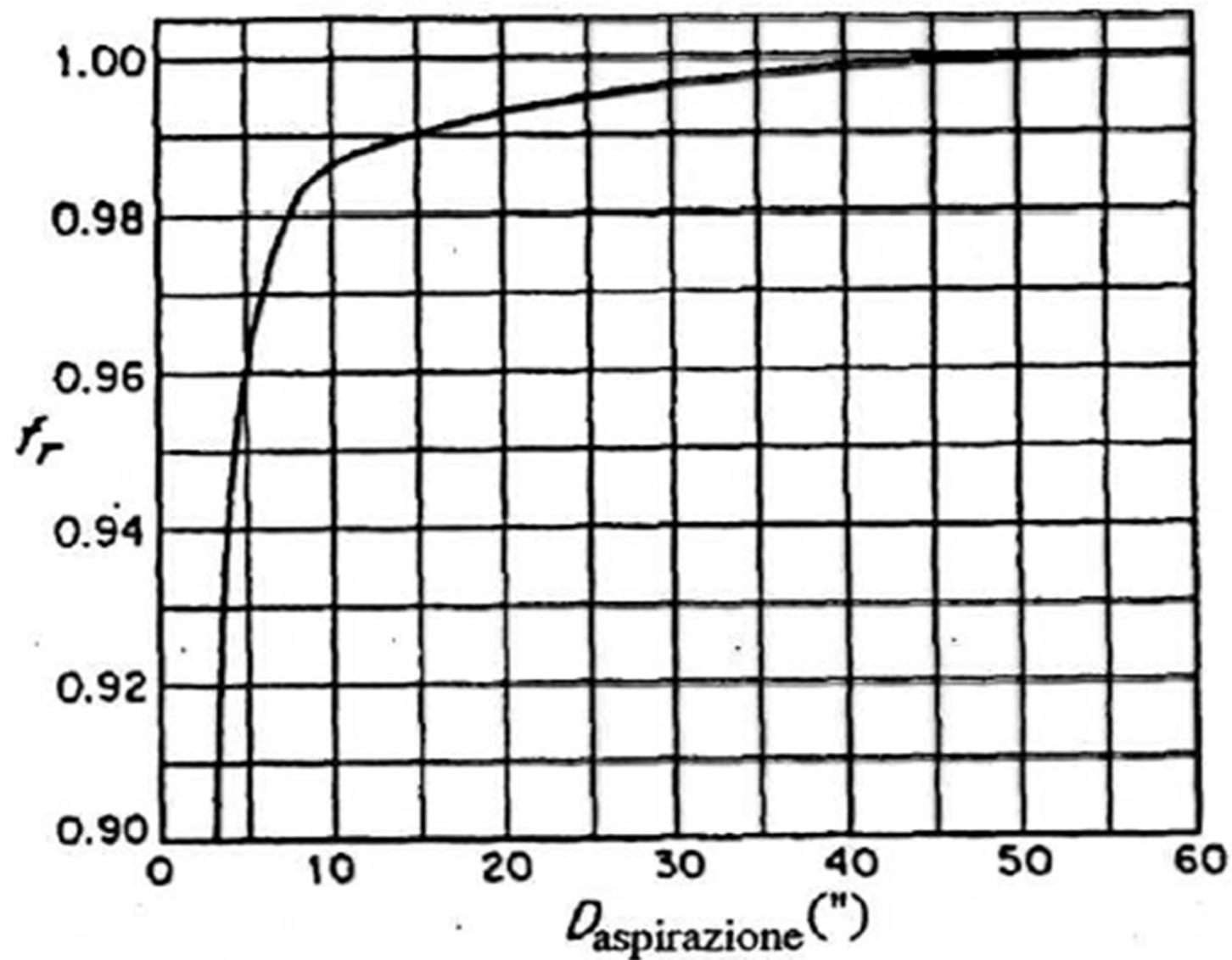
A parità di bontà di progettazione, geometria, ecc la macchina grande ha rendimento più grande della macchina piccola. Questo si spiega osservando:

- 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

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

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

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

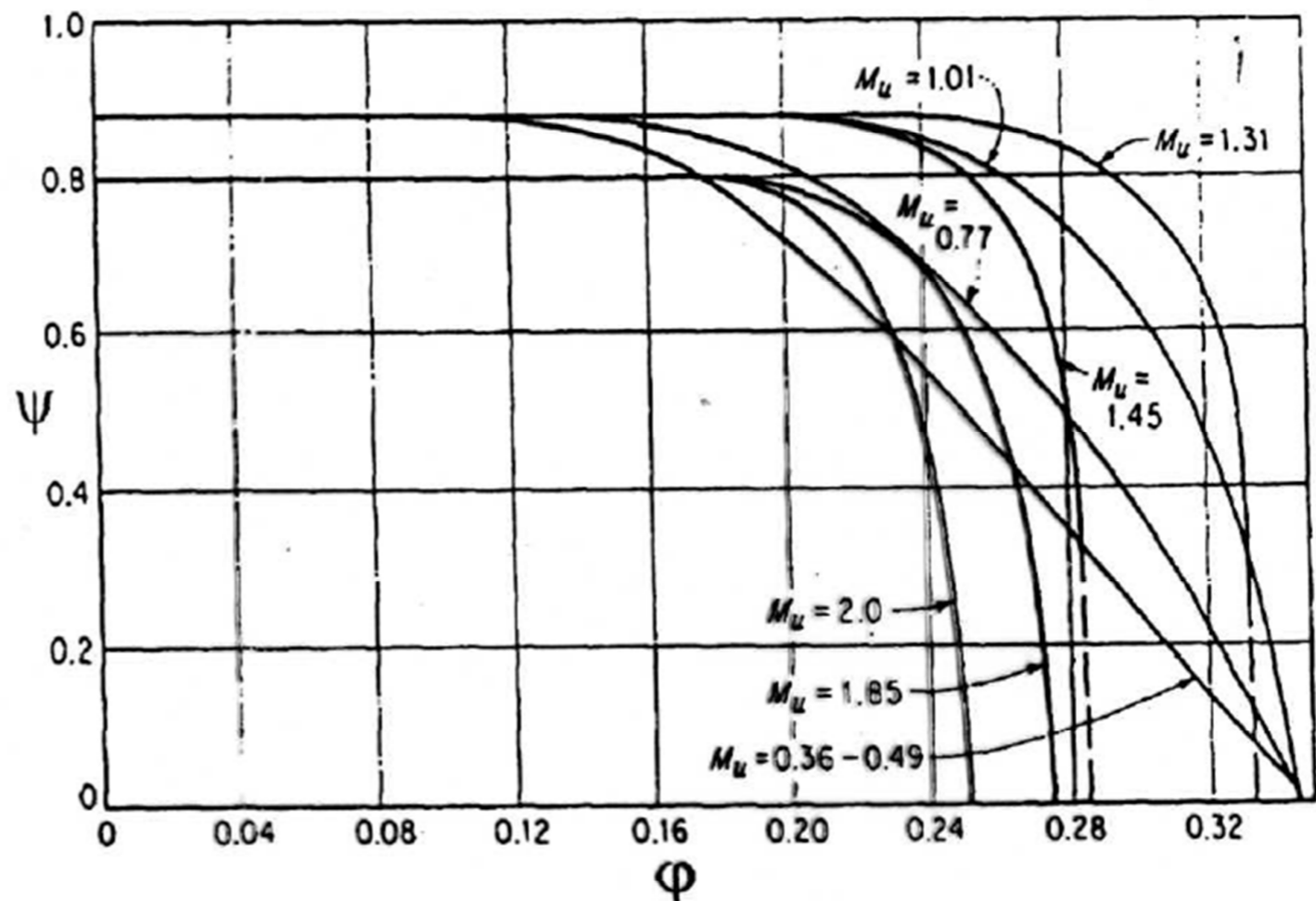


Figura 3.17: Curve adimensionali di funzionamento di una famiglia di compressori, per un fluido assegnato, a diversi numeri di Mach periferici.

# 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

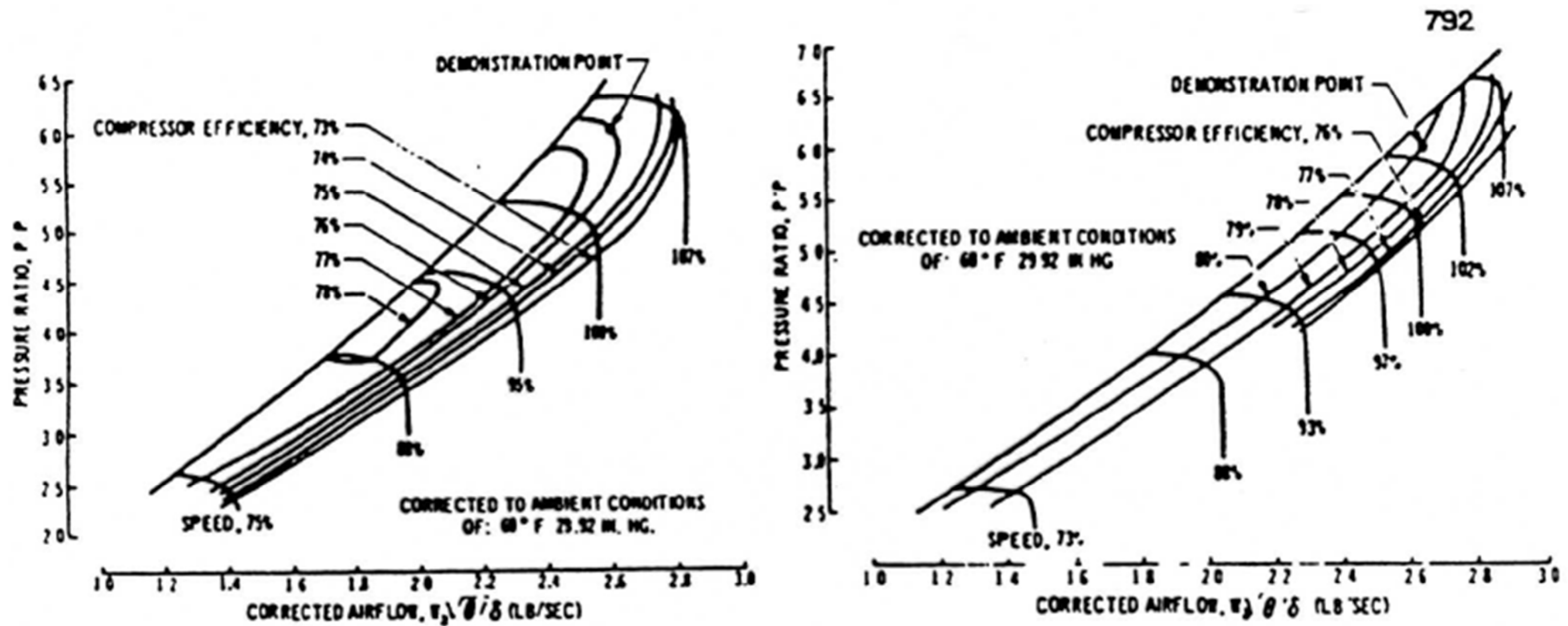


Figure 5.50. Sample Compressor Maps  
Showing  $\partial pr / \partial m = 0$  at Surge

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

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

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

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

# SIMILITUDINE DELLE TURBOMACCHINE

Posso ipotizzare:

stesso fluido  $R, k$  cost.

Stessa macchina  $D$  cost.

condizioni in ingresso  $M_{01}$  cost.

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

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

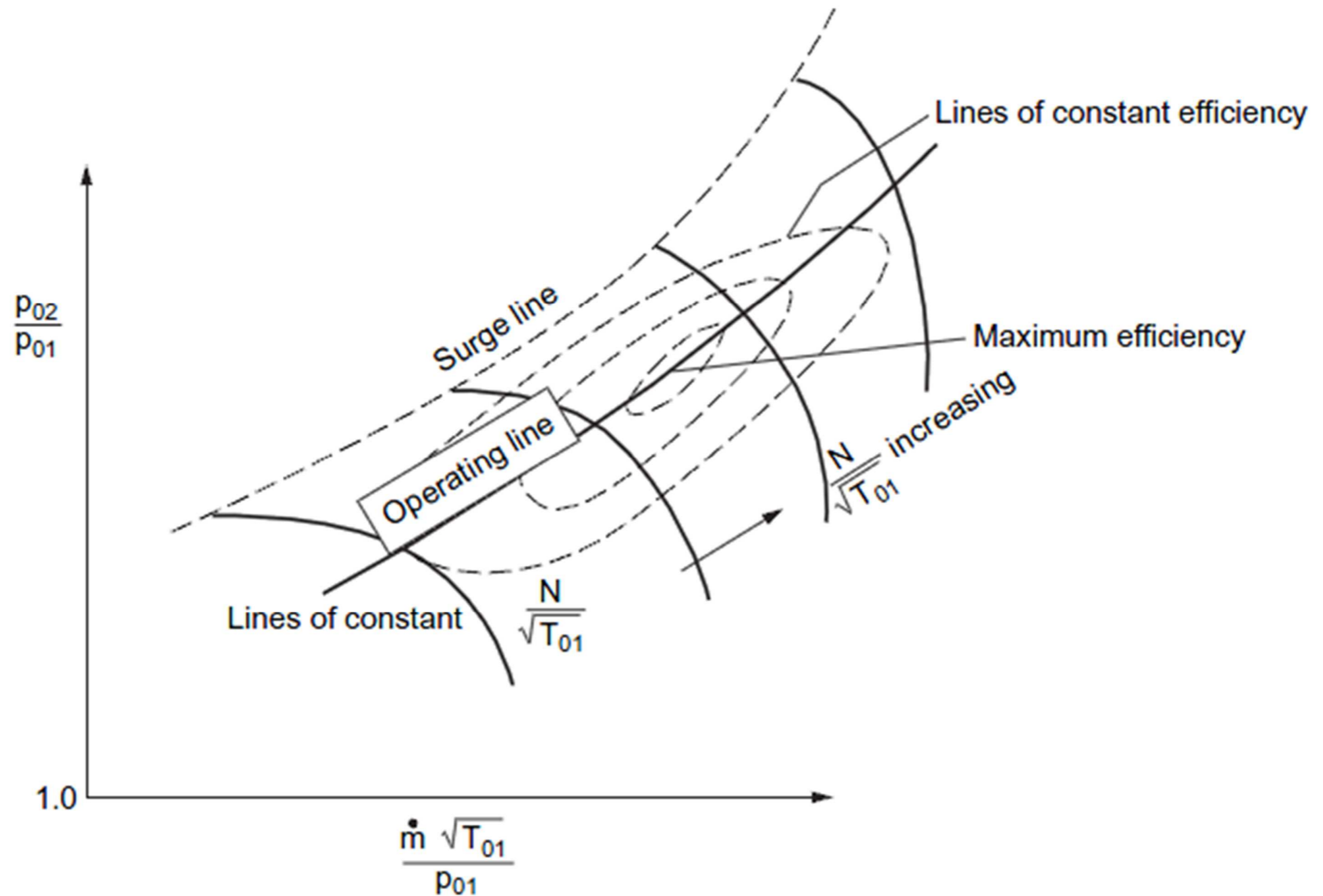
$$\psi \rightarrow \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)$$

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

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

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

# 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.