



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



Dipartimento
di Ingegneria Industriale

Il numero tipico di macchina

Corso di Macchine 1

Agenda

- ▶ Il numero tipico di macchina
- ▶ Il numero tipico di macchina e le perdite
- ▶ Esercizi sul numero tipico di macchina K
- ▶ La scelta del regime di rotazione
- ▶ Esercizi sulla scelta della velocità di rotazione
- ▶ Approcci alternativi al numero tipico di macchina –
Note Integrative



Il numero tipico di macchina

Il numero tipico di macchina

- I parametri adimensionali finora introdotti **non** esauriscono la gamma dei possibili gruppi adimensionali in quanto, mediante opportune combinazioni di prodotti di potenze è possibile ottenerne molti **altri** e per tutti vale la similitudine meccanica
- Tra questi, uno si rivela di particolare utilità e si ottiene dai numeri funzionali di flusso φ_D e di pressione ψ_D nel modo che segue:

$$K = \frac{\varphi_D^{1/2}}{\psi_D^{3/4}} = \frac{\left(\frac{Q_v}{\omega D^3}\right)^{0,5}}{\left(\frac{gh}{\omega^2 D^2}\right)^{0,75}} = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$

- L'utilità di questo nuovo gruppo adimensionale K risiede nella possibilità di **contrassegnare** le **condizioni di funzionamento di una turbomacchina**, dato che esso lega insieme tutti e tre i parametri di esercizio ω , Q_v e h
- È evidente che due macchine geometricamente simili, in condizioni di similitudine meccanica, devono avere lo stesso valore del numero tipico di macchina K poiché devono avere gli stessi numeri φ_D e ψ_D

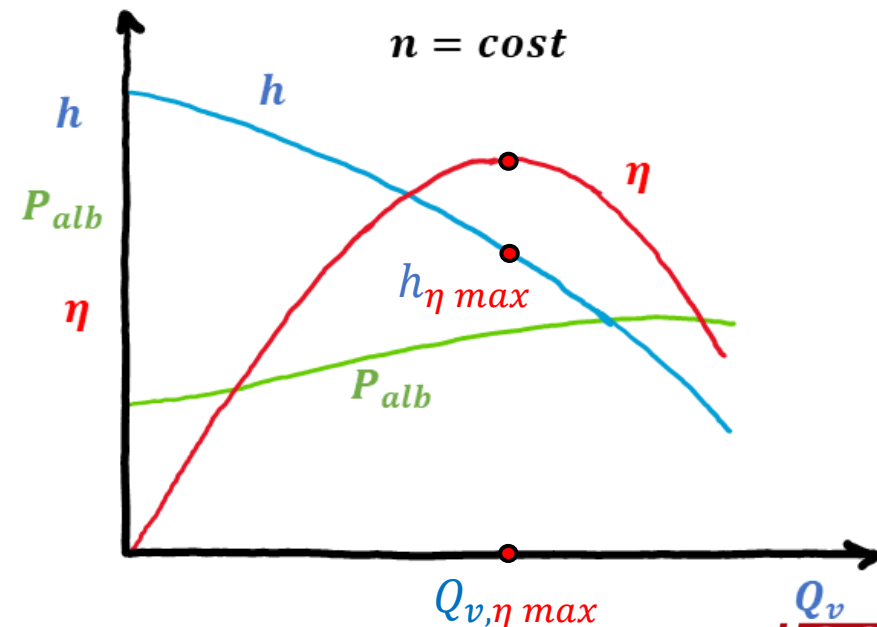


Il numero tipico di macchina

$$K = \frac{\varphi_D^{1/2}}{\psi_D^{3/4}} = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$

- Se ci si limita a queste considerazioni, **non** si hanno **informazioni** qualitative in più rispetto a quelle fornite dai numeri di pressione ψ e di flusso φ
- Dato che K contrassegna le condizioni di funzionamento di una turbomacchina, (stessi φ e $\psi \Rightarrow$ stessi **triangoli** delle velocità), si può pensare di **limitare** la definizione di K alle sole condizioni di **massimo rendimento**, di maggiore interesse nelle applicazioni

$$K = \omega \frac{Q_{v,\eta \max}^{0,5}}{(gh_{\eta \max})^{0,75}}$$



Il numero tipico di macchina

- L'esperienza dimostra infatti che **ciascuna categoria di macchine** ha una resa soddisfacente, cioè un **rendimento** elevato, solo per **K** compresi in un certo intervallo

- Così, ad esempio, per le pompe quando:

$0,2 \leq K \leq 0,8$ la geometria è solitamente **radiale**

$0,8 \leq K \leq 2,6$ la geometria è solitamente **assial-centrifuga**

$K \geq 2,6$ la geometria è solitamente **assiale**

- Per $K \leq 0,2$ il settore è solitamente coperto dalle **pompe volumetriche**

	K	ψ	φ
<u>Turbopompe</u>			
Radiali	0,10 + 0,80	0,56 + 0,48	0,08 + 0,15
Miste	0,80 + 2,60	0,48 + 0,25	0,15 + 0,26
Assiali	2,60 + 6,00	0,16 + 0,08	0,25 + 0,40
<u>Turbine Idrauliche</u>			
Pelton	0,04 + 0,35	2	2
Francis lente	0,35 + 0,60	1,2 + 0,95	0,15 + 0,20
Francis medie	0,60 + 1,2	0,95 + 0,85	0,20 + 0,30
Francis veloci	1,20 + 2,50	0,85 + 0,75	0,30 + 0,45
Assiali	2,50 + 6	0,30 + 0,11	0,25 + 0,40



Il numero tipico di macchina

	K	ψ	φ
<u>Turbopompe</u>			
Radiali	0,10 + 0,80	0,56 + 0,48	0,08 + 0,15
Miste	0,80 + 2,60	0,48 + 0,25	0,15 + 0,26
Assiali	2,60 + 6,00	0,16 + 0,08	0,25 + 0,40
<u>Turbine Idrauliche</u>			
Pelton	0,04 + 0,35	2	2
Francis lente	0,35 + 0,60	1,2 + 0,95	0,15 + 0,20
Francis medie	0,60 + 1,2	0,95 + 0,85	0,20 + 0,30
Francis veloci	1,20 + 2,50	0,85 + 0,75	0,30 + 0,45
Assiali	2,50 + 6	0,30 + 0,11	0,25 + 0,40

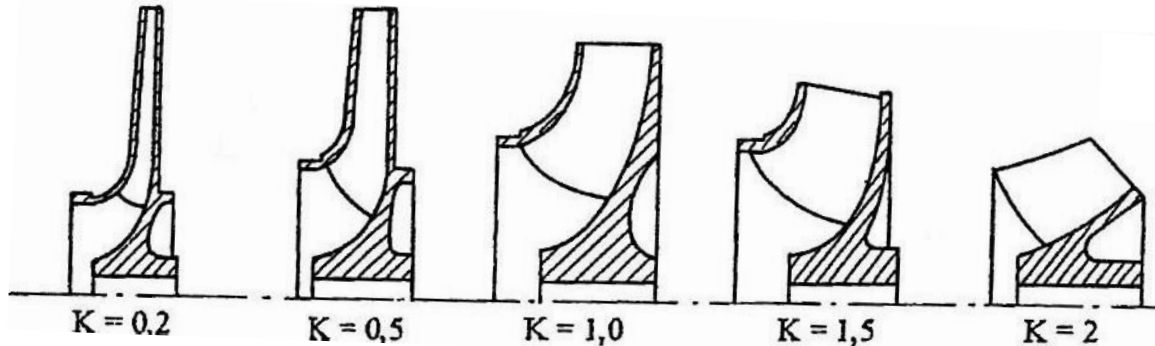
$$K = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$

$$\varphi = \frac{C_m}{U} = \frac{2 Q_v}{\pi D^2 B \omega} \quad \psi = \frac{gh}{U^2}$$

- Il valore di K precisato con queste modalità (cioè per Q_v e h di massimo rendimento), ha dunque la capacità intrinseca di **contrassegnare** il tipo di macchina, consentendone pertanto una **classificazione** in gruppi o famiglie
- Per questi motivi K è noto come **numero tipico di macchina**



Il numero tipico di macchina



$$K = \omega \frac{Q_v^{0.5}}{(gh)^{0.75}}$$
$$\varphi = \frac{C_m}{U} = \frac{2 Q_v}{\pi D^2 B \omega} \quad \psi = \frac{gh}{U^2}$$

- Il numero tipico di macchina K è rappresentativo **non solo** dell'assetto della corrente nelle condizioni di massimo rendimento **ma anche** della configurazione **geometrica** della macchina
- A **parità** di ω , quando K è piccolo significa che la prevalenza h è comparativamente più elevata della portata Q_v

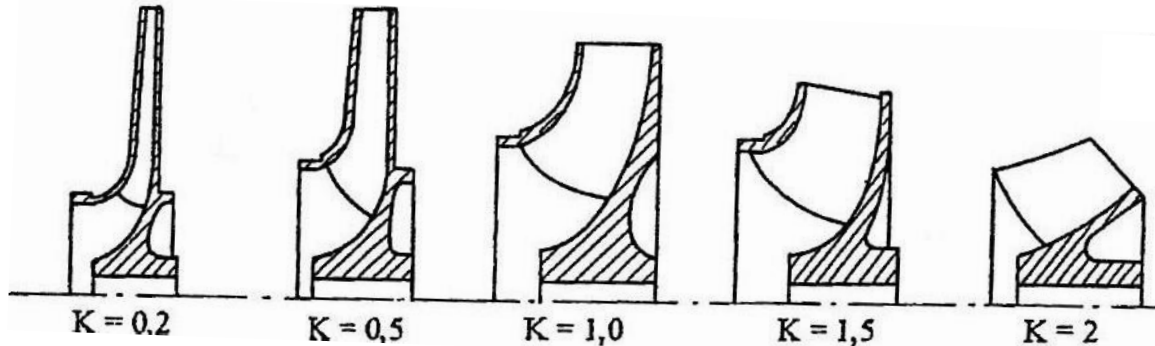
...ma:

$$h \propto D^2$$
$$Q_v \propto D^2 B$$



al **diminuire** di K i condotti palari diventano lunghi (D aumenta per consentire elevate h) e stretti (a pari distanza dall'asse la larghezza B della girante si riduce perché diminuisce la portata Q_v)

Il numero tipico di macchina



$$K = \omega \frac{Q_v^{0.5}}{(gh)^{0.75}}$$
$$\varphi = \frac{C_m}{U} = \frac{2 Q_v}{\pi D^2 B \omega} \quad \psi = \frac{gh}{U^2}$$

- Con riferimento all'esempio precedente, all'aumentare di K accade l'opposto:

h diminuisce $\rightarrow D$ diminuisce

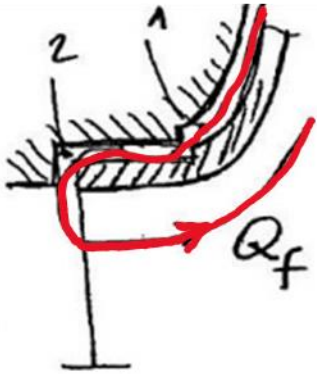
Q_v aumenta $\rightarrow B/D$ aumenta

e la girante da radiale tende ad acquisire una configurazione mista fino a diventare completamente assiale

- Allo stesso modo è anche possibile seguire l'evoluzione delle perdite idrauliche, volumetriche e per ventilazione

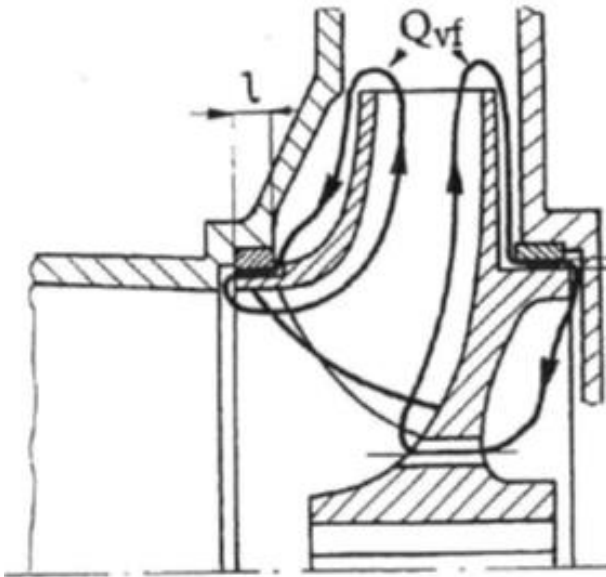
Il numero tipico di macchina e le
perdite

Il numero tipico di macchina



Ai bassi valori di K sono percentualmente elevate:

- le **perdite volumetriche** in quanto la portata Q_f che trafila dagli elementi di tenuta è proporzionale alla prevalenza h
- le **perdite per ventilazione**: Il fluido compreso tra girante e cassa è trascinato in rotazione dalla girante. Sui dischi della girante agisce perciò un momento d'attrito, che si oppone al moto della girante e aumenta con la superficie dei dischi e quindi con il diametro D della girante
- le **perdite idrauliche** in quanto i condotti interpalmari sono lunghi e stretti

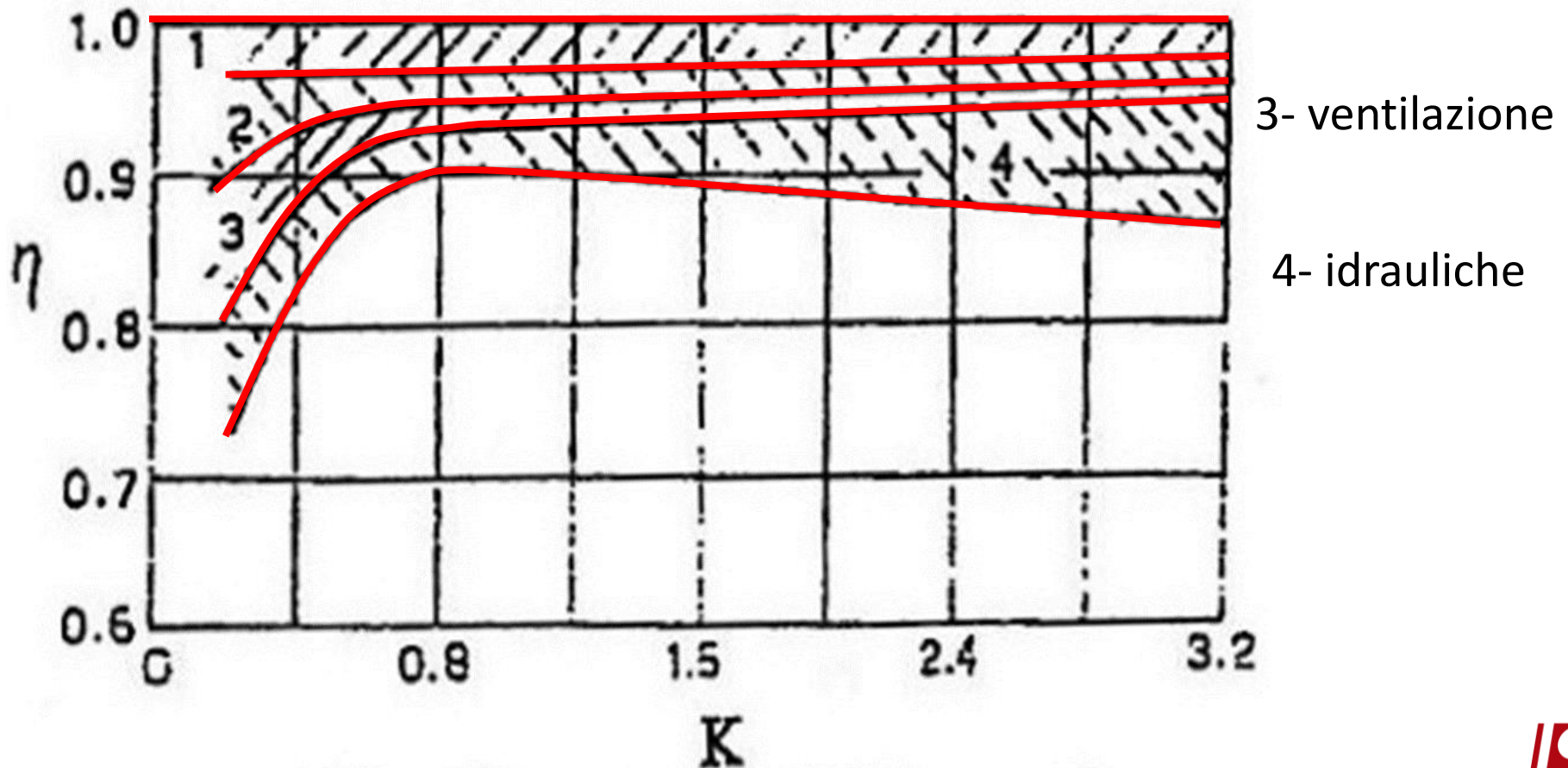


Il numero tipico K e le perdite

Perdite:

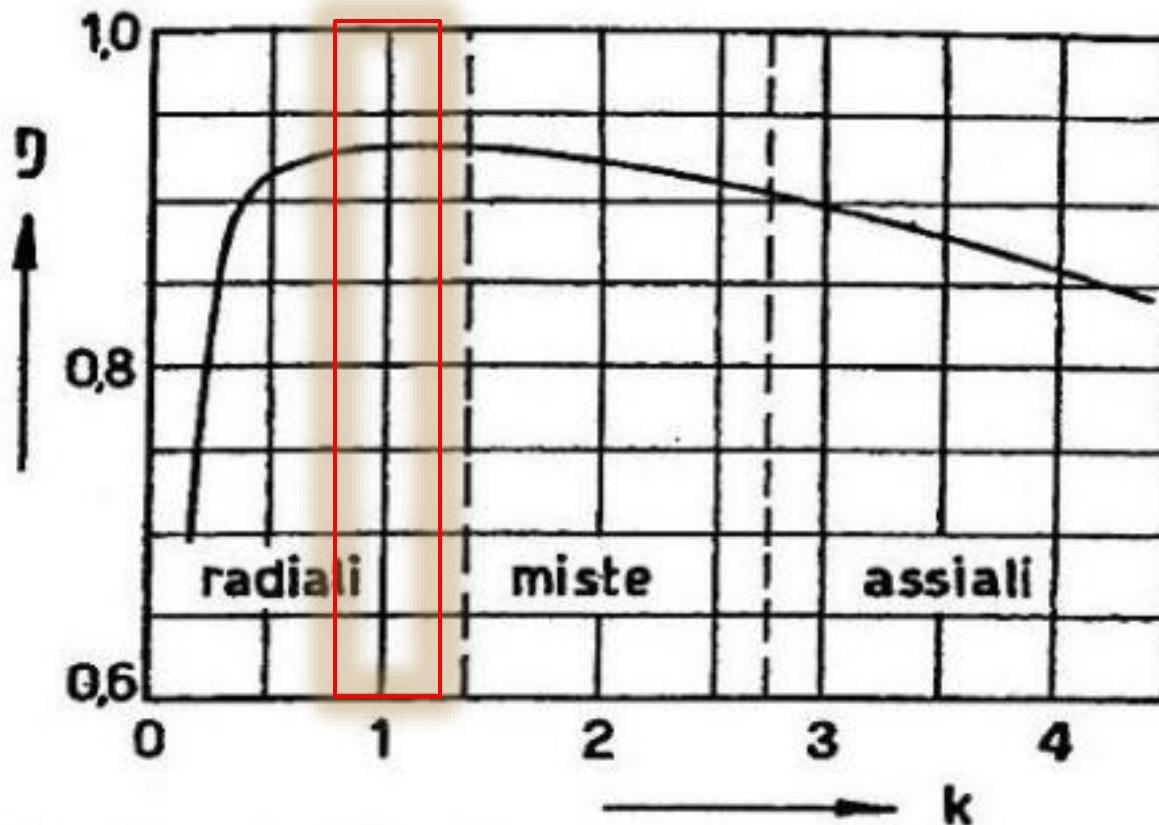
1-per attriti meccanici

2- volumetriche



Il numero tipico K e le perdite

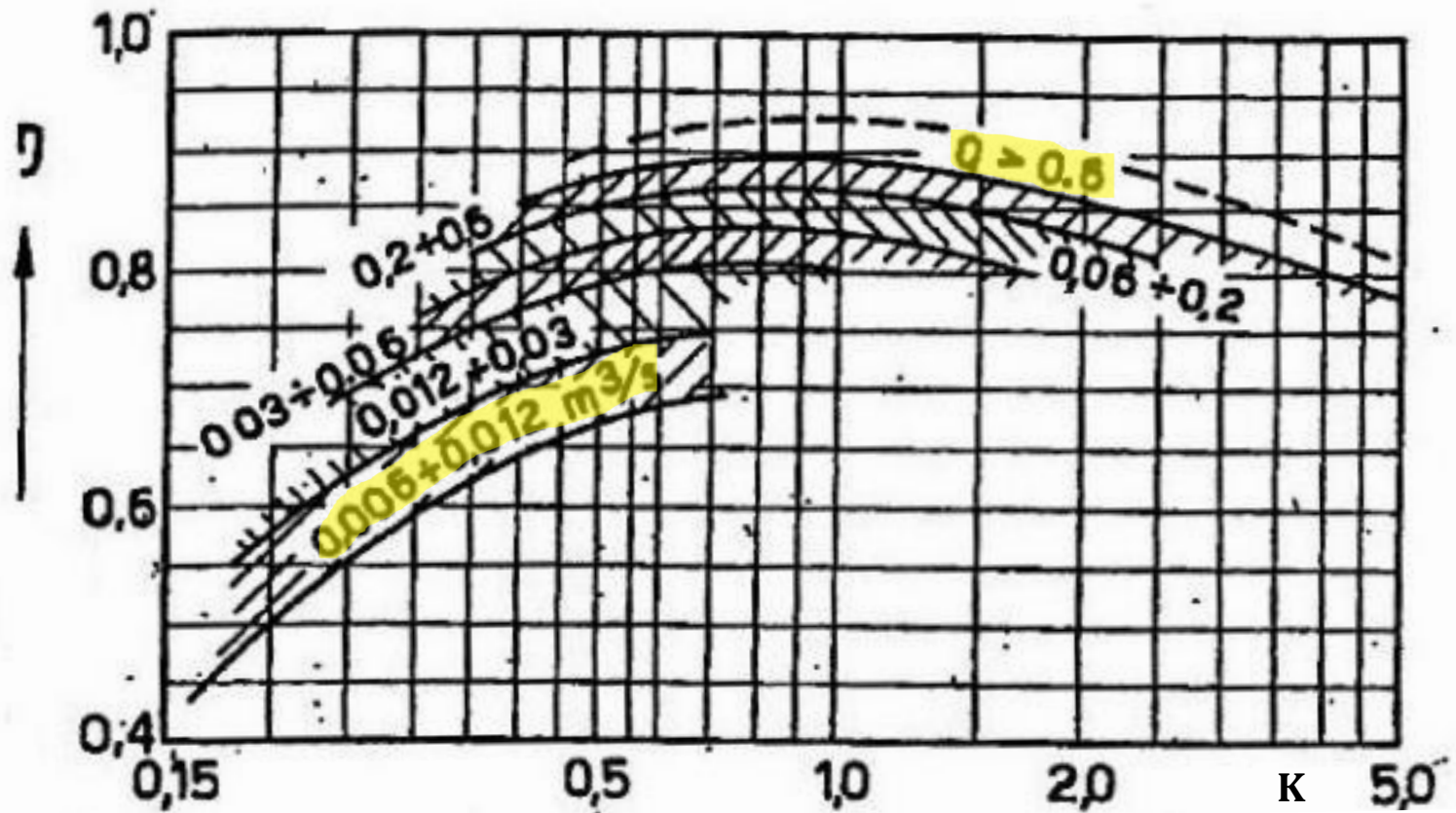
- I rendimenti ottimali ottenibili con le varie configurazioni di pompe quindi variano con il numero tipico K
- Il **minimo delle perdite** si registra statisticamente per un valore di K compreso tra 0,8 e 1,2



$$0.8 < K < 1.2$$

Il numero tipico K e le perdite

- A parità di K il **rendimento** aumenta all'aumentare della **portata** perché aumentano le dimensioni della macchina e con esse diminuisce la scabrezza relativa (**effetto scala**)

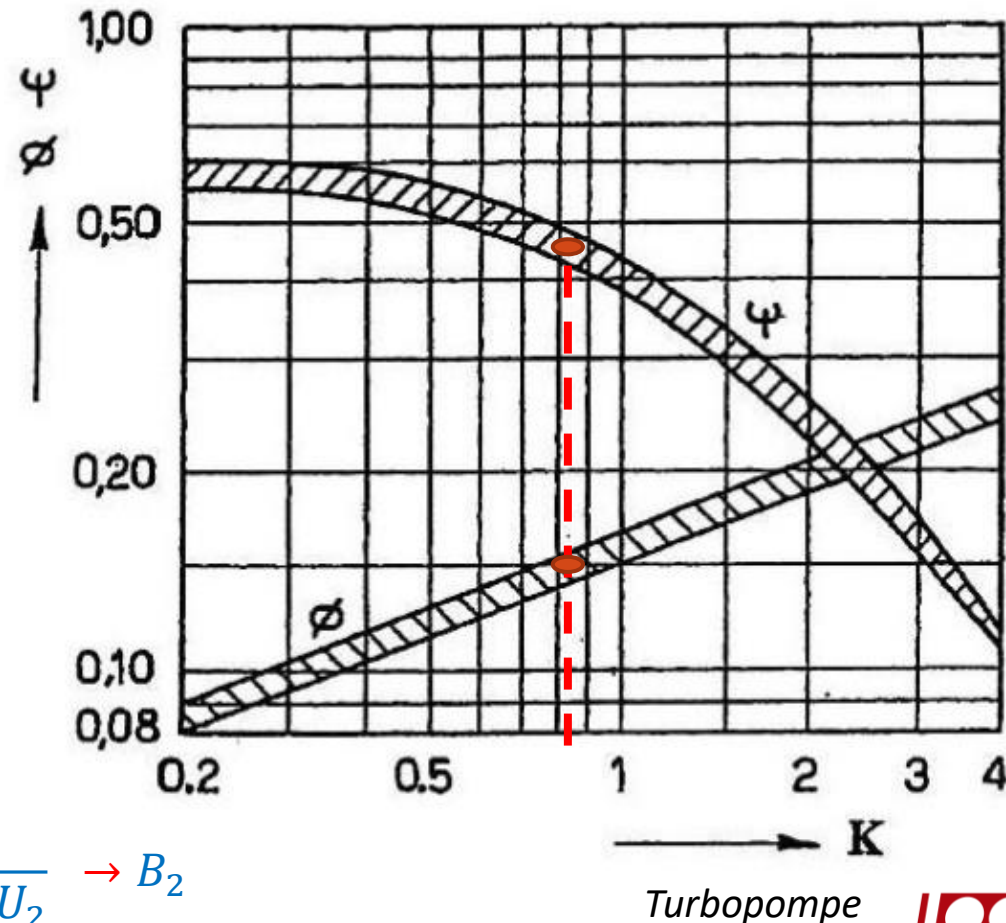


I numeri di flusso e di pressione

- Questa classificazione delle turbomacchine in funzione di K è particolarmente utile per la scelta del tipo di macchina più adatto a soddisfare le prescritte condizioni di esercizio ω , Q_v e h
- Poiché K è calcolato per le condizioni di massimo rendimento η , con esso si possono memorizzare anche i corrispondenti valori del numero di pressione ψ e di flusso ϕ , ottenendo per le varie tipologie di macchine diagrammi statistici come quello riportato in figura per le turbopompe
- In tal modo è possibile risalire alle dimensioni principali D e B della macchina:

$$\psi = \frac{gh}{U_2^2} \rightarrow U_2 \rightarrow D_2$$

$$\phi = \frac{Q_v}{\pi D_2 B_2 U_2} \rightarrow B_2$$



Teoria della similitudine

La teoria della similitudine nasce come risposta ad una serie di esigenze:

- Come posso **prevedere** il comportamento di un prototipo partendo dal modello? O come posso prevedere il comportamento di una macchina in diverse condizioni operative?

Leggi di affinità

$$K = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$



$$\varphi, \psi, \eta = f(K)$$

- Come faccio a **scegliere** il tipo di macchina adatto a soddisfare i dati di progetto? Per esperienza?

Numero tipico di macchina K

$$\psi = \frac{gh}{U_2^2} \rightarrow U_2 \rightarrow D_2$$

- Come stabilisco le **dimensioni principali** di una macchina? Per tentativi, per esperienza?

$$\varphi = \frac{Q_v}{\pi D_2 B_2 U_2} \rightarrow B_2$$

K e diagrammi statistici



Esercizi sul numero tipico di macchina K

Esercizio 1

Si deve realizzare una pompa centrifuga (denominata PROTOTIPO) caratterizzata dai seguenti dati di targa:

- Portata volumetrica $Q_v = 5.6 \text{ m}^3/\text{s}$
- Prevalenza $h = 130 \text{ m}$
- Velocità di rotazione $n = 450 \text{ giri}/\text{minuto}$
- Potenza all'albero $P_{alb} = 8112 \text{ kW}$
- Rendimento $\eta = 0.88$

Sono note inoltre le seguenti costanti:

- Densità del fluido $\rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$
- Accelerazione di gravità $g = 9.806 \text{ m}/\text{s}^2$

Esercizio 1

Sfortunatamente, per limiti di strumentazione, non è possibile testare la pompa PROTOTIPO in laboratorio. Si decide quindi di realizzare (e testare) una pompa centrifuga MODELLO caratterizzata dai seguenti dati di targa:

- Portata volumetrica $Q_v = 0.195 \text{ m}^3/\text{s}$
- Potenza all'albero $P_{alb} = 220 \text{ kW}$
- Rendimento $\eta = 0.88$

Determinare, nell'ipotesi di similitudine meccanica,

- Prevalenza del modello h_M
- Velocità di rotazione del modello n_M
- Rapporto di scala D_M/D_P

Esercizio 2

Si deve realizzare una turbina idraulica (denominata PROTOTIPO) caratterizzata dai seguenti dati di targa:

- Caduta $h = 16.5 \text{ m}$
- Velocità di rotazione $n = 93.75 \text{ giri}/\text{minuto}$
- Potenza all'albero $P_{alb} = 27 \text{ MW}$
- Rendimento $\eta = 0.88$
- Spinta assiale $F_{assiale} = 7 \text{ GN}$

Sono note inoltre le seguenti costanti:

- Densità del fluido $\rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$
- Accelerazione di gravità $g = 9.806 \text{ m}/\text{s}^2$

Esercizio 2

Sfortunatamente, per limiti di strumentazione, non è possibile testare questa turbina PROTOTIPO in laboratorio. Si decide quindi di realizzare (e testare) una turbina MODELLO caratterizzata dai seguenti dati di targa:

- Caduta $h = 4.9 \text{ m}$
- Potenza all'albero $P_{alb} = 37.5 \text{ kW}$

Determinare, nell'ipotesi di similitudine meccanica,

- Rapporto tra i numeri di giri n_M/n_P
- Rapporto di scala D_P/D_M
- Spinta assiale sul Modello $F_{assiale_M}$

Esercizio 3

La spinta assiale su una turbina caratterizzata da un diametro $D = 500 \text{ mm}$ e una caduta $h = 6 \text{ m}$ è pari a $F_{assiale} = 200 \text{ kg}$.

Quanto vale la spinta assiale in una turbina geometricamente e dinamicamente simile avente un diametro $D' = 5000 \text{ mm}$ e una caduta $h' = 18 \text{ m}$?

La scelta del regime di rotazione

Scelta del regime di rotazione

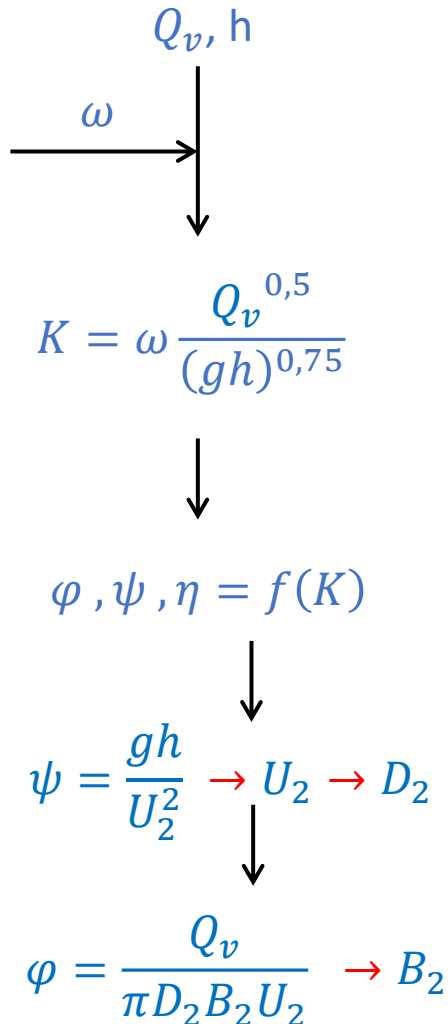
- I dati di progetto sono rappresentati dalla portata Q_v (o Q_m) e dallo scambio energetico h
- Per determinare il numero tipico di macchina è necessario definire anche il regime di rotazione:

$$K = \omega \frac{Q^{0.5}}{(gh)^{0.75}}$$

- In base a quali criteri si sceglie il regime di rotazione??
- Che valori di velocità si possono avere??



Scelta del regime di rotazione



- Dalla scelta del regime di rotazione dipendono diversi aspetti progettuali tra cui le dimensioni della macchina, il rendimento ed il comportamento a cavitazione
- In linea di principio sono **due** i **criteri** a cui ispirarsi per scegliere ω , ed entrambi hanno in comune l'obiettivo di contenere i costi.
 1. Contenere il più possibile le **dimensioni** del macchinario, e con esse le **spese** iniziali di investimento
 2. Massimizzare il **rendimento** della macchina, per rendere minime le **spese** di esercizio durante la conduzione dell'impianto

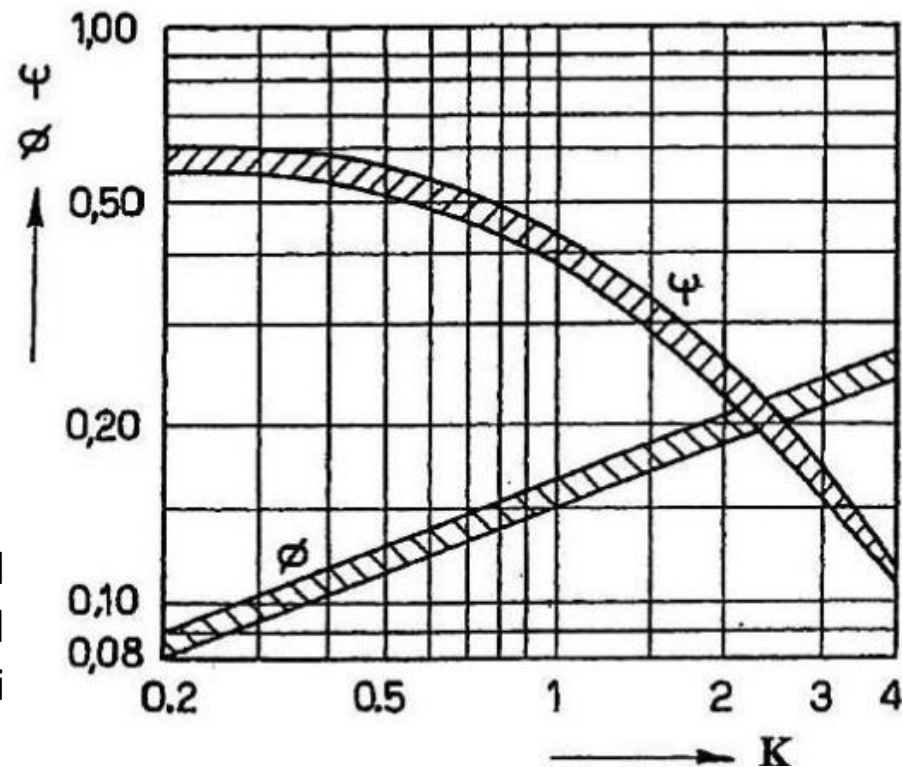
Scelta del regime di rotazione

- In linea di principio sono **due** i **criteri** a cui ispirarsi per scegliere ω , ed entrambi hanno in comune l'obiettivo di contenere i costi
 - Contenere il più possibile le **dimensioni** del macchinario, e con esse le **spese** iniziali di investimento

Ad esempio, per le pompe si potrebbero scegliere ω alti in modo tale che il valore di K sia alto

$$K = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}} \quad \psi = \frac{gh}{U_2^2} \rightarrow U_2 \rightarrow D_2$$

Oltre all'influenza sul rendimento, anche il comportamento a **cavitazione** dipende dal regime di rotazione e peggiora all'aumentare di questo



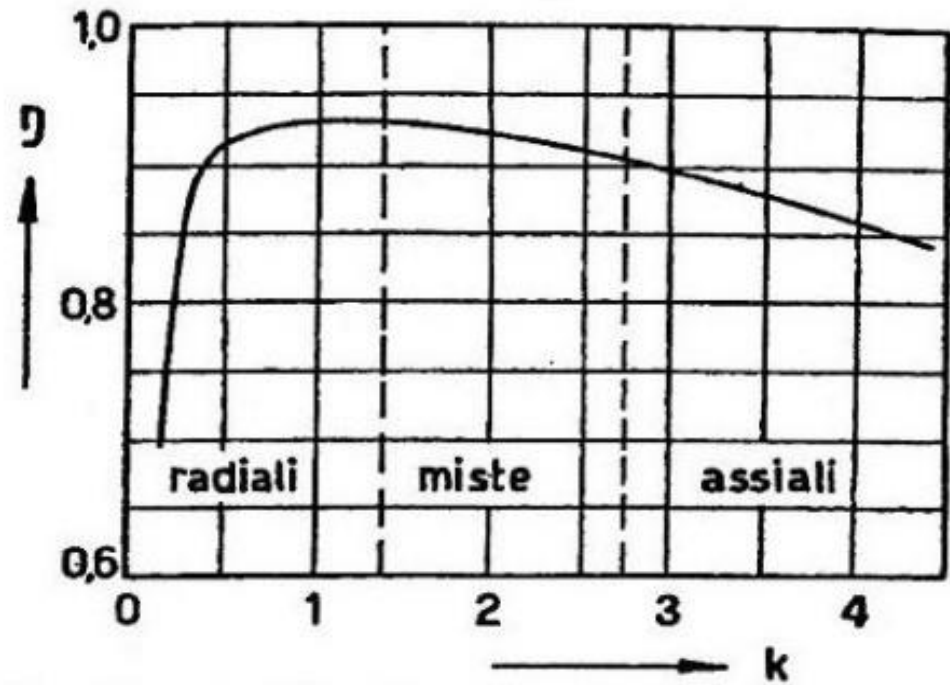
Scelta del regime di rotazione

- In linea di principio sono **due** i **criteri** a cui ispirarsi per scegliere ω , ed entrambi hanno in comune l'obiettivo di contenere i costi
 2. Massimizzare il **rendimento** della macchina, per rendere minime le **spese** di esercizio durante la conduzione dell'impianto

Ad esempio, per le pompe si potrebbe scegliere ω in modo tale che il valore K cada all'interno dell'intervallo $0,8 \div 1,2$

$$K = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$

Questo però non è sempre possibile!



Scelta del regime di rotazione

- Le pompe sono azionate comunemente da motori elettrici asincroni. La velocità di sincronismo è:

$$n_s = 120 \frac{f}{p} = 60 \frac{f}{m}$$

dove p è il numero di poli (2,4,6,...), $m = p/2$ è il numero di coppie polari e f la frequenza di rete, e varia in modo discreto con un valore massimo di 3000 giri/min per $f = 50 \text{ Hz}$

- La velocità di rotazione n del motore:

$$n = n_s(1 - s)$$

è minore di n_s a causa dello scorrimento s , mediamente intorno al 3%

- Le condizioni di esercizio possono essere tali da impedire al numero tipico K di assumere valori prossimi a quello ottimale o, addirittura, sconsigliarne l'impiego qualora invece ciò capiti

Esempio: $h = 95 \text{ m}$ e $Q = 0,026 \text{ m}^3/\text{s}$

$$n = 2910 \text{ giri/min} \\ (f = 50 \text{ Hz}, p = 2, s = 3\%)$$



$$K = 0,293 \\ (\text{ben lontano dall'intervallo ottimale} \\ K = 0,8 \div 1,2)$$



Scelta del regime di rotazione

- Può invece capitare che il valore di K entri in tale intervallo. Sia, ad esempio:

$$Q_v = 0,9 \text{ m}^3/\text{s}, h = 150 \text{ m}, n = 2910 \text{ giri/min} \Rightarrow K \approx 1,2$$

$$\dots \text{ma } K \approx 1,2 \Rightarrow \psi \approx 0,38 \Rightarrow U = \sqrt{gh/\psi} \approx 62 \text{ m/s}$$

↑
eccessiva per una girante in ghisa

- Si hanno infatti valori limite di velocità periferica a seconda del materiale:

Ghisa grigia: $U \approx 40 \text{ m/s}$

Ghisa sferoidale: $U \approx 45 \text{ m/s}$

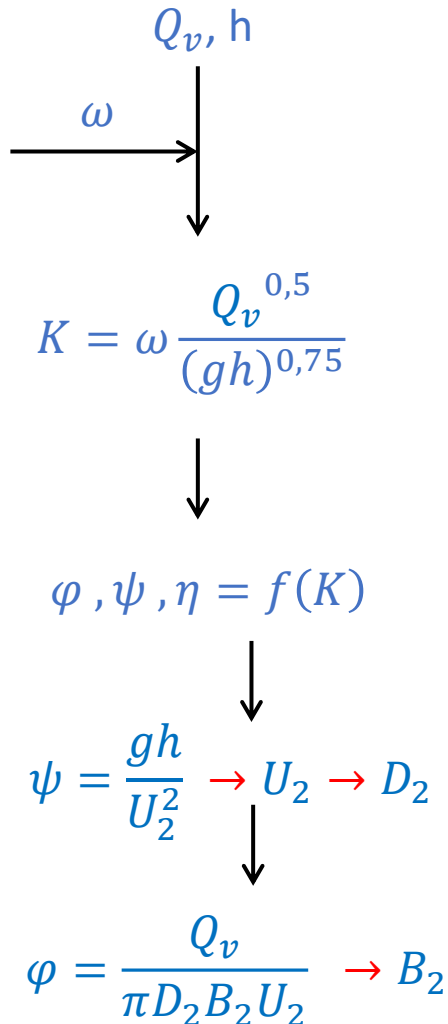
Acciaio: $U \approx 60 \text{ m/s}$

Polietilene: $U \approx 45 \text{ m/s}$

Bronzo: $U \approx 45 \text{ m/s}$

- In tal caso è necessario ridurre n per abbassare K e aumentare il numero di pressione ψ oppure cambiare materiale o ricorrere a soluzioni particolari (e.g. pluristadio)

Scelta del regime di rotazione



- Ci sono anche aspetti di costo: negli impieghi comuni il numero di poli può raggiungere al più valori di $6 \div 8$. Con il numero di poli infatti cresce il **costo** del motore elettrico ed un numero maggiore di poli rende poco conveniente la soluzione sotto l'aspetto economico
- Per tutte queste ragioni la definizione del numero di giri n non è immediata e spesso, prima della scelta definitiva, è necessario eseguire un vero e proprio **studio di fattibilità**

consiste nel **confrontare** tra di loro i principali parametri geometrici ($D, B, \dots$) e funzionali ($U_2, NPSH, \eta, \dots$) che si ottengono al variare della velocità angolare ω



Esercizio sulla scelta della velocità di rotazione – Studio di Fattibilità

Esercizio

DATI: $Q_v = 0,10 \text{ m}^3/\text{s}$ $h = 180 \text{ m}$

- L'elevato valore della prevalenza h richiede elevati valori del numero di pressione ψ per contenere la velocità periferica U_2 a valori ammissibili:

$$U_2 = \sqrt{\frac{gh}{\psi}}$$

e dunque piccoli valori del numero tipico K piccolo

$$n = 2910 \text{ giri/min}$$

(motori elettrici asincroni con 2 poli, scorrimento 3%)

$$K = \frac{\pi n}{30} \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}} = 0,3538 \rightarrow \psi = 0,521 \quad \varphi = 0,095 \rightarrow U_2 = \sqrt{\frac{gh}{\psi}} = 58,2 \text{ m/s} \rightarrow \text{girante in acciaio}$$

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = 382 \text{ mm} \quad B_2 = \frac{Q_v}{\pi D_2 \varphi U_2} = 15 \text{ mm} \rightarrow B_2/D_2 = 0,0394$$

$$NPSH_R \approx 1,107 \cdot 10^{-3} Q_v^{2/3} n^{4/3} \approx 10 \text{ m} \rightarrow Z_i = \frac{p_B - p_v}{\rho g} - h_{ri} - NPSH_R \approx 10 - 1 - 10 = -1 \text{ m}$$



Esercizio

$$Q_v = 0,10 \text{ m}^3/\text{s} \quad h = 180 \text{ m} \quad NPSH_R \approx 1,107 \cdot 10^{-3} Q_v^{2/3} n^{4/3}$$

- Per abbassare la $NPSH_R$ si prova a ridurre il numero di giri n , assumendo $n = 1450 \text{ giri/min}$

$$n = 1450 \text{ giri/min}$$

- Si ottiene $NPSH_R = 3,9 \text{ m}$ e:

$$K = 0.176 \rightarrow \psi \approx 0,557 \quad \varphi \approx 0,066$$

$$U_2 = 56,29 \text{ m/s} \quad D_2 = 741 \text{ mm} \quad B_2 = 11,5 \text{ mm} \rightarrow B_2/D_2 = 0,016$$

⇒ Per non avere rendimenti η troppo bassi ($< 0,3$) è opportuno che $B_2/D_2 > 0,02$ e, in genere questa condizione richiede $K > 0.2$

E' possibile ridurre l' $NPSH_R$ senza pregiudicare il rendimento η ?

Esercizio

E' possibile ridurre l' $NPSH_R$ senza pregiudicare il rendimento η ?

$$Q_v = 0,10 \text{ m}^3/\text{s} \quad h = 180 \text{ m} \quad NPSH_R \approx 1,107 \cdot 10^{-3} Q_v^{2/3} n^{4/3} \quad K = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$

⇒ Bisogna ridurre il numero di giri n senza ridurre K , e per far ciò bisogna ridurre la prevalenza h suddividendola su più stadi di compressione disposti in serie ⇒ Soluzione pluristadio



Esercizio

E' possibile ridurre l' $NPSH_R$ senza pregiudicare il rendimento η ?

$$Q_v = 0,10 \text{ m}^3/\text{s} \quad h = 180 \text{ m} \quad NPSH_R \approx 1,107 \cdot 10^{-3} Q_v^{2/3} n^{4/3} \quad K = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$

⇒ Bisogna ridurre il numero di giri n senza ridurre K , e per far ciò bisogna ridurre la prevalenza h suddividendola su più stadi di compressione disposti in serie ⇒ Soluzione pluristadio

- Non è però la soluzione pluristadio in sé una **condizione sufficiente** per ridurre l' $NPSH$ della pompa, come ben testimonia la relazione:

$$NPSH_R \approx 1,107 \cdot 10^{-3} Q_v^{2/3} n^{4/3}$$

dove non figura il valore della prevalenza h

...ma è una **condizione necessaria** per ridurre il numero di giri n senza alterare apprezzabilmente il numero tipico di macchina K :

$$K = \omega \frac{Q_v^{0,5}}{(gh)^{0,75}}$$



Esercizio

$$Q_v = 0,10 \text{ m}^3/\text{s} \quad h = 180 \text{ m}$$

- Ad esempio, assumendo $n = 1450 \text{ giri/min}$ e per la pompa a 3 stadi, risulta:

$$h_{stadio} = \frac{h}{3} = 60 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad K_{stadio} = \frac{\pi \cdot 1450}{30} \frac{\sqrt{0,10}}{(9,806 \cdot 60)^{0,75}} = 0,4$$

valore poco diverso da quello ottenuto con i dati di progetto $Q_v = 0,10 \text{ m}^3/\text{s}$ e $h = 180 \text{ m}$ ed $n = 2910 \text{ giri/min}$, pari a $K = 0,3538$

- Si ottiene per gli altri parametri geometrici e funzionali della soluzione pluristadio:

$$\psi \approx 0,511 \quad \varphi \approx 0,105 \quad U_2 = 33,9 \text{ m/s} \quad (\text{girante in ghisa})$$

$$D_2 = 447 \text{ mm} \quad B_2 = 20 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad B_2/D_2 = 0,0447 > 0,02$$

$$NPSH_R \approx 1,107 \cdot 10^{-3} Q_v^{2/3} n^{4/3} = 4 \text{ m}$$

$$\Rightarrow \text{Si è dimezzata l' } NPSH_R \rightarrow Z_i = (p_B - p_v)/(\rho g) - h_{ri} - NPSH_R \approx 10 - 1 - 4 = 5 \text{ m}$$



Approcci alternativi a K

Note integrative

Approcci alternativi: velocità specifica

- Il numero tipico di macchina K trova largo impiego soprattutto nel campo delle **turbopompe** poiché le principali variabili di progetto sono proprio Q_v , h e ω
- E' ancora in uso nella pratica tecnica il **numero caratteristico di giri** n_{sq} così definito:

$$n_{sq} = n \frac{Q_v^{0,5}}{h^{0,75}} = 52,9 K$$

- Il nuovo parametro è **dimensionale** e, nel gergo tecnico, distingue le macchine in lente, medie o veloci a seconda del suo valore
 - Per le **turbine idrauliche** la potenza $P = \rho Q_v g h \eta$ è **preferita** a livello industriale **rispetto** alla portata Q_v
- ⇒ per la scelta del tipo di turbina (Pelton, Francis, Elica o Kaplan) si preferisce sovente nella pratica tecnica far affidamento, in luogo di K , alla **velocità specifica** n_s così definita:

$$n_s = \frac{n}{h} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{h}}} = n \sqrt{\frac{P}{h^{5/4}}}$$

dove P è espressa in **CV**, n in giri/min e H in m



Approcci alternativi: velocità specifica

$$n_s = \frac{n}{h} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{h}}} = n \sqrt{\frac{P}{h^{5/4}}}$$

- Questo **approccio** non disattende la procedura fin qui adottata basata sull'analisi dimensionale; più semplicemente sono stati **riadattati** i **gruppi adimensionali** precedenti per eliminare la portata Q_v e far posto alla potenza P :

$$K = \pi \frac{n}{30} \frac{\sqrt{Q_v}}{(gh)^{3/4}} = \frac{\pi}{30} n \frac{\sqrt{\frac{P}{\rho g h \eta}}}{(gh)^{3/4}} = \frac{\pi}{30} \frac{1}{g^{3/4} \sqrt{\rho g \eta}} n \sqrt{\frac{735,5 P_{CV}}{h^{5/4}}} = A n \sqrt{\frac{P_{CV}}{h^{5/4}}} = A n_s$$

- Assunto per η un valore medio pari a **0,85** si ottiene il seguente legame tra n_s e K :

$$K = A n_s \approx 0.00561 n_s \quad \Rightarrow \quad n_s = \frac{1}{A} K \approx 178 K$$

⇒ Possibilità di **integrare** efficacemente **anche dati** basate su parametri che riassumono esperienze diverse, ma tutte di analoga rilevanza

- A differenza del numero tipico K , la velocità caratteristica n_s **non** è **adimensionale**



Approcci alternativi: diametro specifico

- Non di rado nelle applicazioni sono prescritti vincoli sull'**ingombro** della macchina, riconducibili indirettamente al diametro esterno D della girante.
- Torna utile in questi casi **aggiungere** ai parametri di esercizio Q_v e h il **diametro** esterno D della girante per ottenere un nuovo parametro adimensionale, denominato **diametro specifico** D_s , così definito:

$$D_s = \frac{\psi_D^{1/4}}{\phi_D^{1/2}} = \frac{\left(\frac{gh}{\omega^2 D^2}\right)^{1/4}}{\left(\frac{Q_v}{\omega D^3}\right)^{1/2}} = D \frac{(gh)^{1/4}}{\sqrt{Q_v}}$$

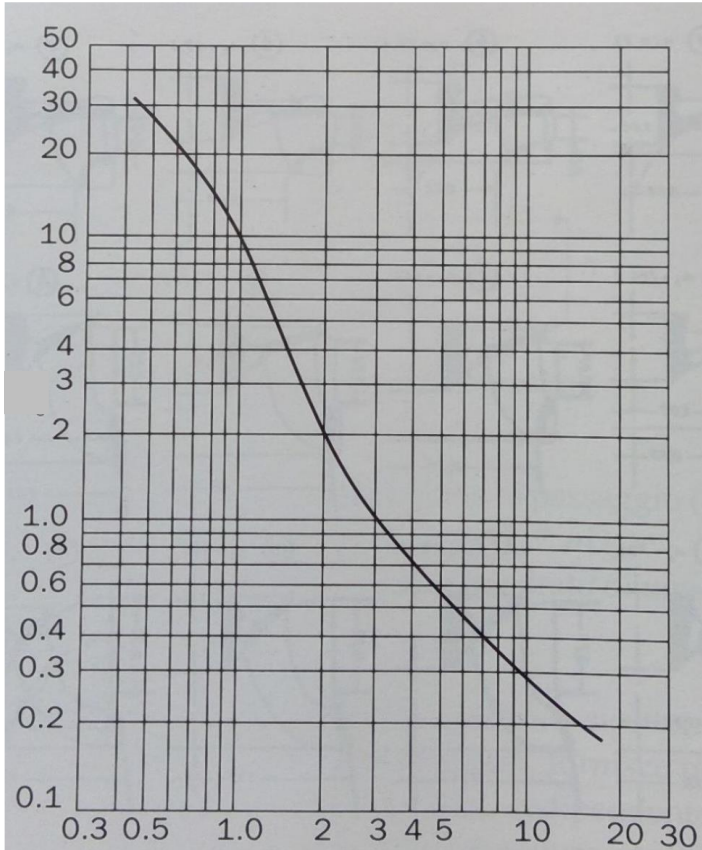
- Anche in questo caso, come fatto per K , si può riassumere il comportamento della macchina attraverso il valore particolare di D_s ottenuto per le condizioni di esercizio Q_v e h di massimo rendimento η
- Rimane però **escluso** dalla definizione di D_s il **numero di giri** n , variabile di esercizio indipendente, al pari della portata Q_v , della macchina
- E' però evidente, dalla definizione di D_s e dal modo con cui se ne individua il valore ottimale (**massimo** rendimento η) oltre che dal coinvolgimento di ϕ_D e ψ_D , una **stretta correlazione** con il numero tipico di macchina K



Approcci alternativi: diametro specifico

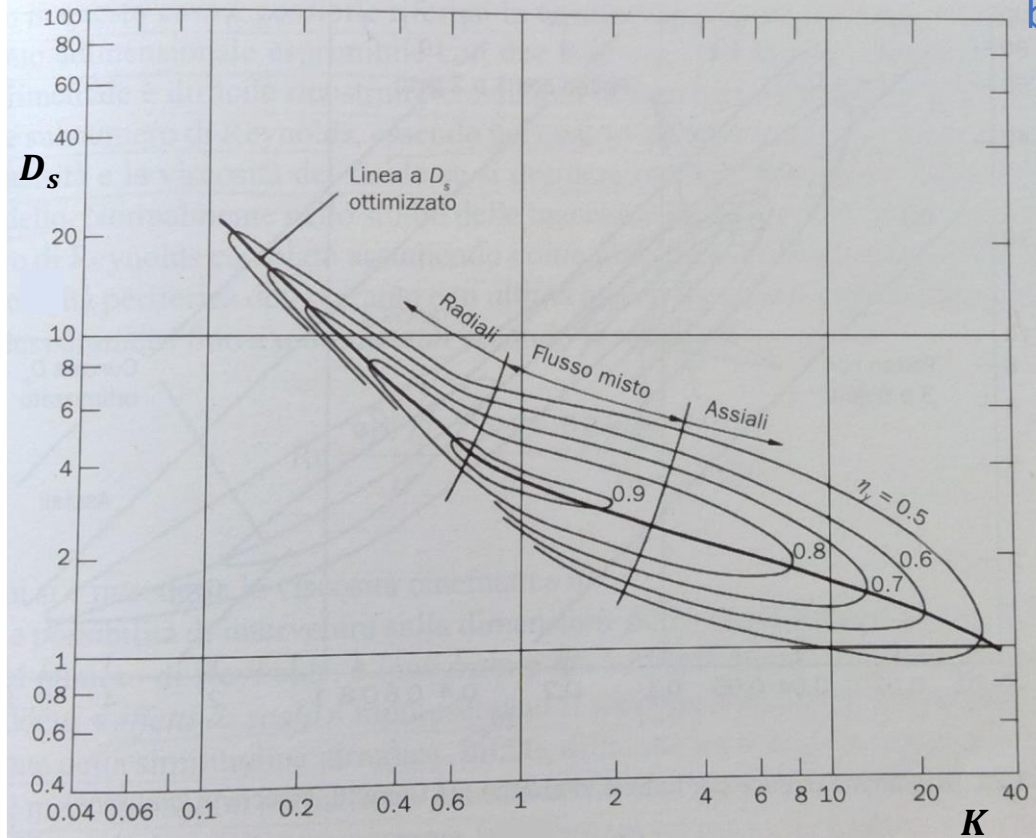
a)

K



D_s

b)



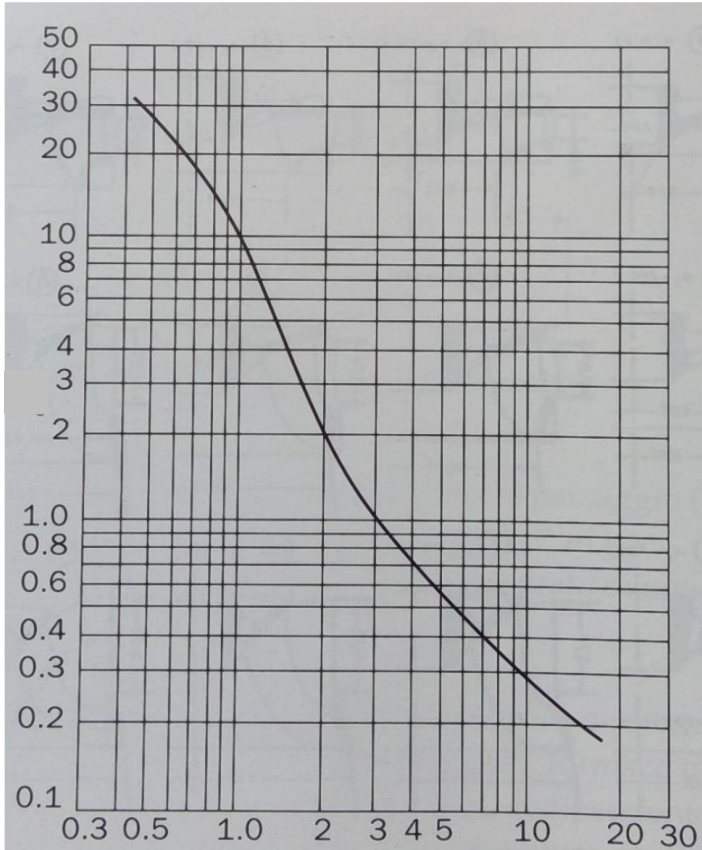
- La **correlazione** tra D_s e K proposta da **Cordier** (1955) per le **turbopompe**, e riassunta graficamente in **Fig. a**, è stata successivamente estesa da **Baljè** (1981) a condizioni di esercizio diverse da quella ottimale (**Fig. b**)



Approcci alternativi: diametro specifico

a)

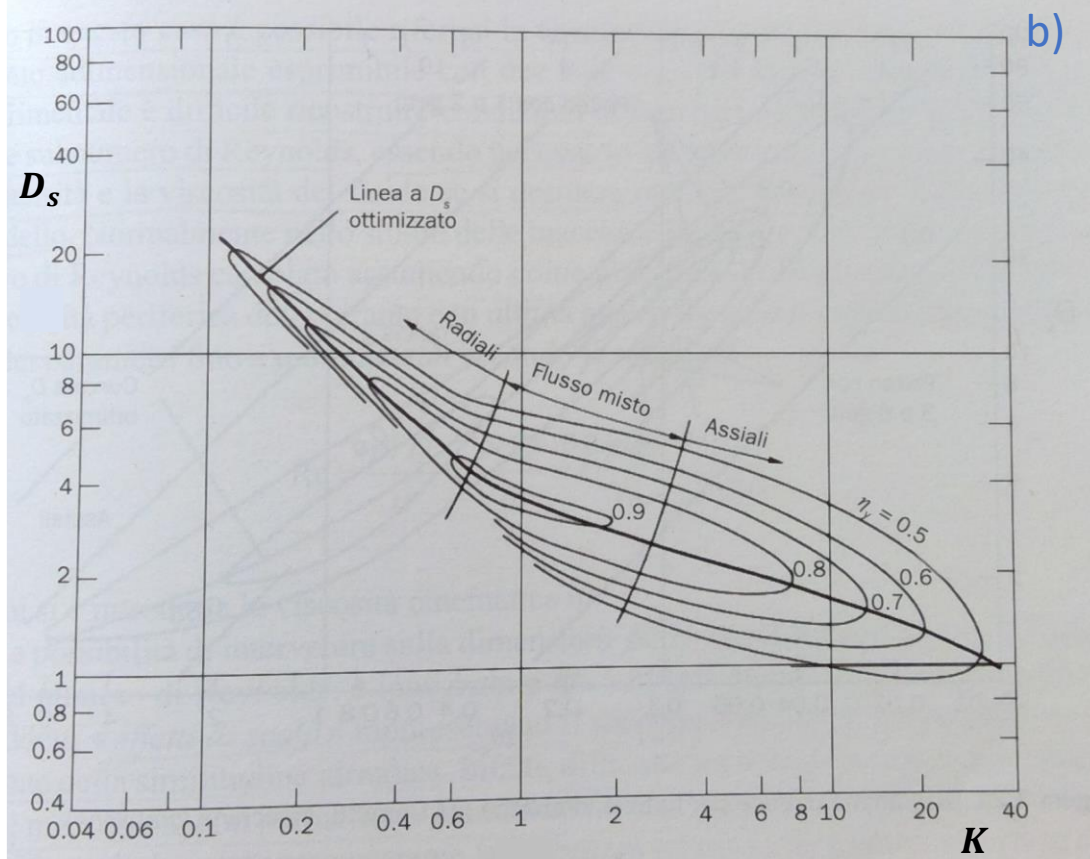
K



D_s

- Noto il valore del numero tipico di macchina K , il grafico di Fig. a fornisce il valore ottimo del diametro specifico D_s , dal quale dedurre poi il diametro D da assegnare alla girante per massimizzare il rendimento η della turbopompa

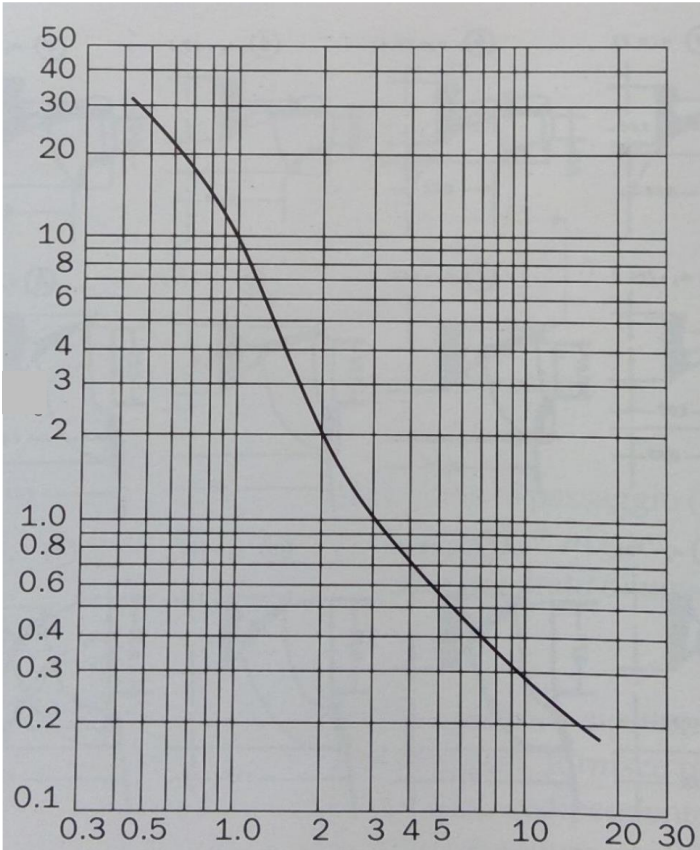
b)



Approcci alternativi: diametro specifico

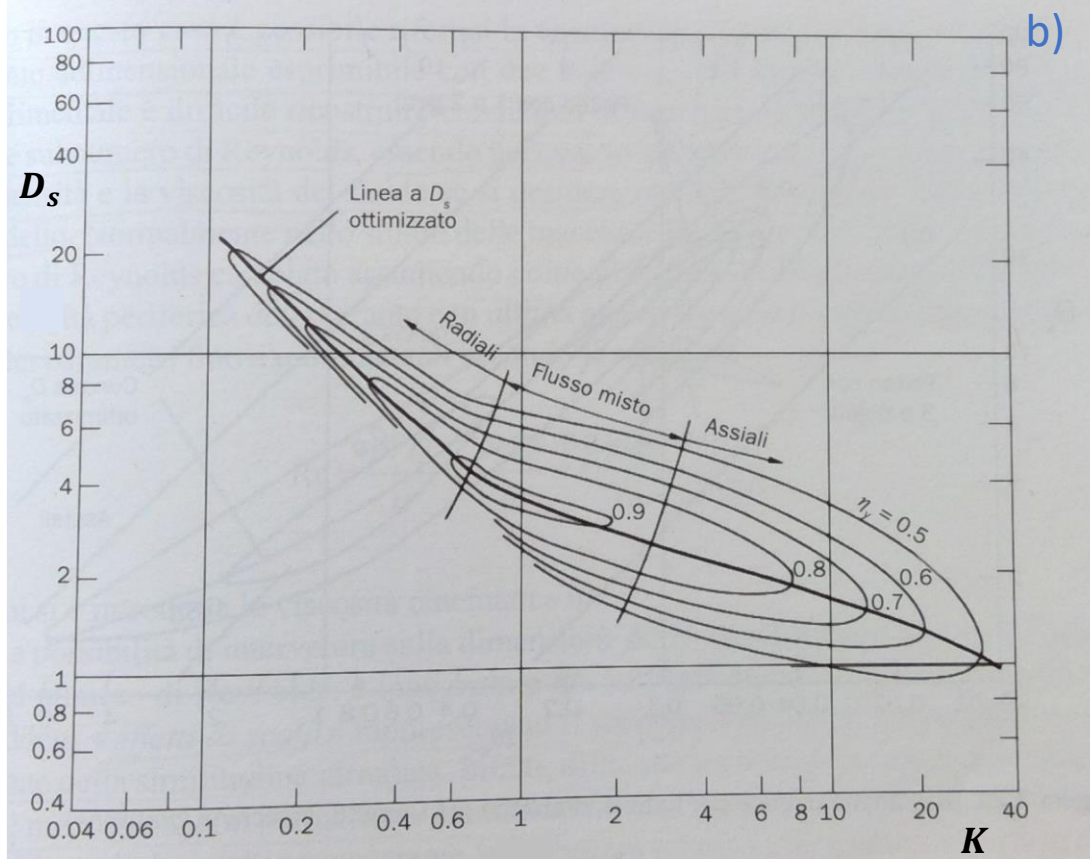
a)

K



D_s

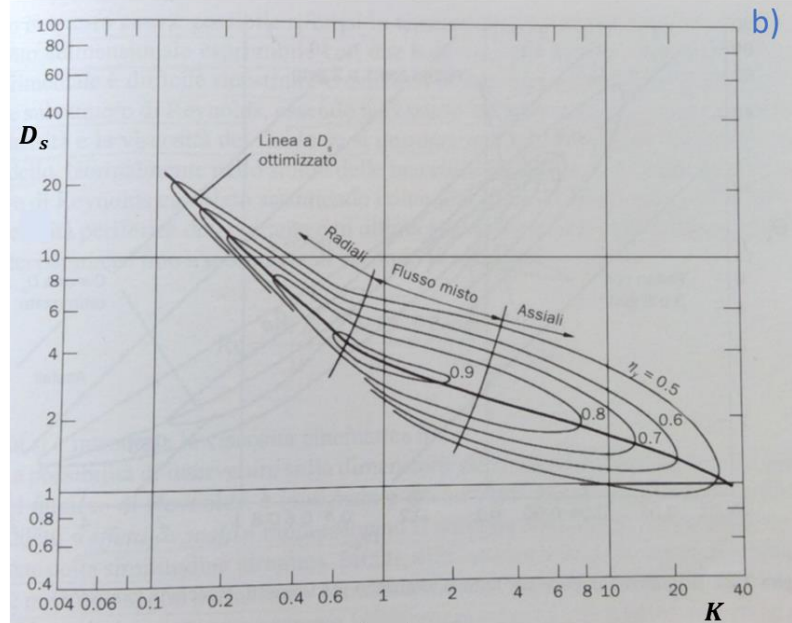
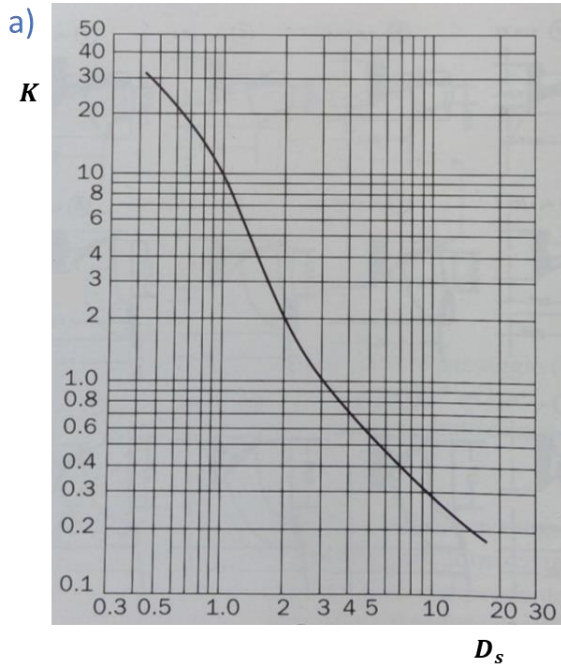
b)



- Il grafico di Fig. b evidenzia il decadimento del rendimento η quando ci si discosta dal legame ottimale tra K e D_s , ovvero quando si adotta un diametro D della girante diverso da quello ottimale



Approcci alternativi: diametro specifico



$$\begin{aligned}
 & \begin{array}{c} Q_v, h \\ \omega \end{array} \downarrow \\
 & K = \omega \frac{Q_v^{0.5}}{(gh)^{0.75}} \\
 & \downarrow \\
 & \varphi, \psi = f(K) \rightarrow U \rightarrow D \rightarrow B \\
 & \downarrow \\
 & D_s = \frac{2}{K \sqrt{\psi}} \\
 & \rightarrow D' = D_s \frac{\sqrt{Q_v}}{(gh)^{1/4}} \\
 & \rightarrow B'
 \end{aligned}$$

.....
.....

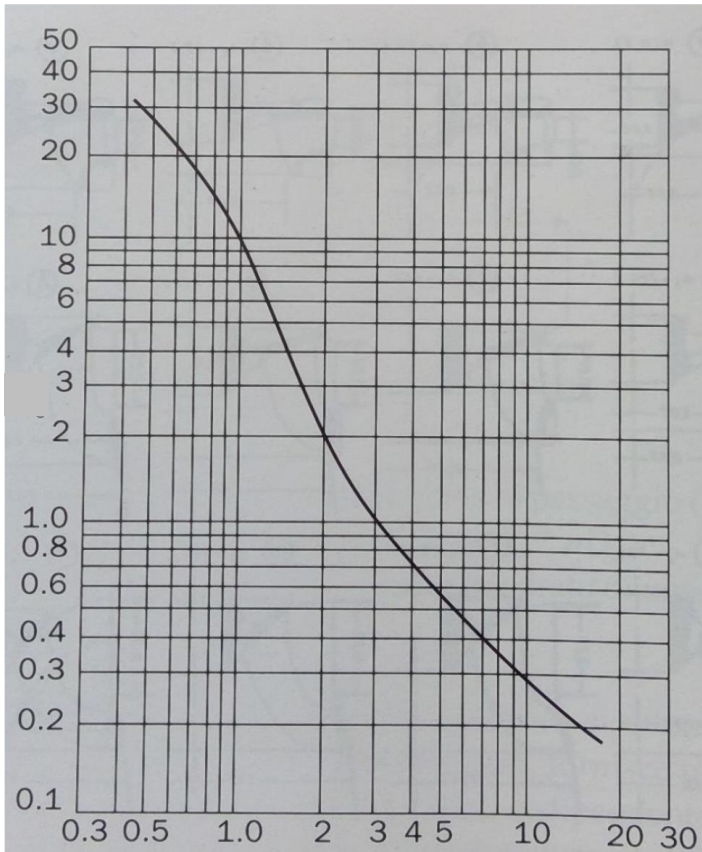
- Nel flow-chart è riassunto uno **schema semplificato di calcolo** che fa uso dei diversi parametri funzionali proposti per le turbopompe per trarne il maggior numero di informazioni (D , B , η , etc.) e gestire al meglio lo studio di fattibilità



Approcci alternativi: diametro specifico

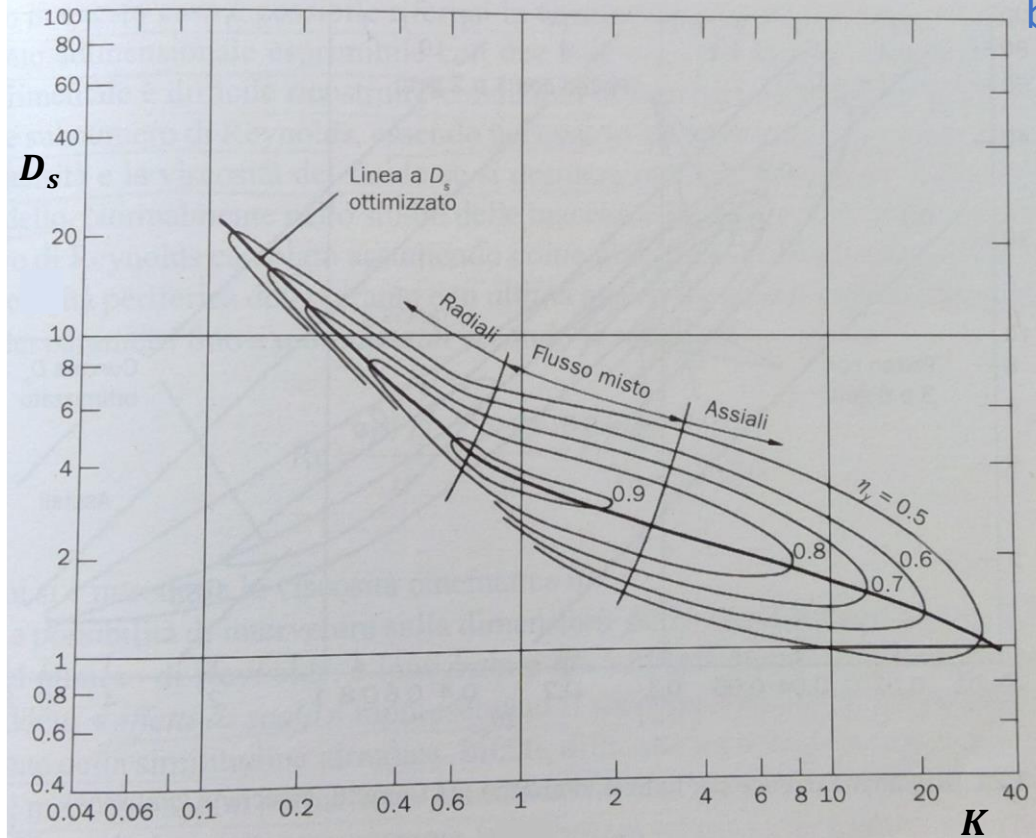
a)

K



D_s

b)



In ogni caso, è necessario aver stabilito il numero di giri n della macchina secondo uno dei criteri proposti: massima economia di esercizio (η_{max}) o di investimento (minime dimensioni $\Rightarrow D_{min}$); oppure il miglior compromesso che deriva da uno studio di fattibilità



Domande, Curiosità, Dubbi, Perplessità?

