

# **Generalità sulle pompe**

Dispense per il corso di  
Macchine e Sistemi Energetici Speciali

Corso di Laurea in Scienze ed Ingegneria dei  
Materiali

Aggiornamento al 20/09/2006

Ing Amoresano Amedeo

## Pompe e Sistemi di Sollevamento

Questa dispensa tratta soprattutto il convogliamento dell'acqua;

### Dati della pompa

#### Portata Q della pompa

La portata Q è il volume utile di liquido convogliato alla bocca premente della pompa nell'unità di tempo; l'unità di misura della portata è m<sup>3</sup>/sec (si usano anche l/sec e m<sup>3</sup>/h). La portata varia in proporzione alla velocità di rotazione della pompa. Dal volume utile sono esclusi il liquido di gocciolamento nonché quello interno di fuga attraverso gli strozzamenti di tenuta.

#### Prevalenza H e incremento di pressione della pompa

**La prevalenza H è il lavoro meccanico utile in Nm, riferito alla forza peso del liquido convogliato espressa in N, che la pompa trasmette al liquido convogliato ed espressa con l'unità di misura Nm/N = m** (in passato indicata anche in m di colonna di liquido). La prevalenza è proporzionale al quadrato della velocità di rotazione della girante ed è indipendente dalla densità Q del liquido convogliato. Quindi, una pompa centrifuga può convogliare diversi liquidi (aventi la stessa viscosità cinematica  $\nu$ ) alla stessa prevalenza H, indipendentemente dalla loro densità  $\rho$ . Questa affermazione è valida per tutte le pompe centrifughe.

La prevalenza H della pompa viene espressa secondo l'equazione di Bernoulli

- nell'altezza piezometrica  $H_p$  proporzionale alla differenza della pressione statica fra la bocca premente e la bocca aspirante della pompa,
- nella altezza geodetica  $z_{s,d}$  ossia il dislivello fra la bocca premente e la bocca aspirante della pompa, e
- nella differenza fra le altezze cinetiche  $(v_i^2 - v_s^2)/2g$  sulla bocca premente e sulla bocca aspirante della pompa.

Per l'incremento di **1bar** della pressione all'interno della pompa, l'altezza piezometrica  $H_p$  e la densità  $\rho$  del liquido convogliato sono determinanti secondo l'equazione

$$\Delta p = \rho g [H - z_{s,d} - (v_d^2 - v_s^2)/2g] \quad (1)$$

dove

- $\rho$  densità del liquido convogliato espresso in kg/m<sup>3</sup>
- $g$  accelerazione di gravità, 9,81 m/s<sup>2</sup>
- $H$  prevalenza della pompa espressa in m
- $z_{s,d}$  dislivello fra la bocca premente e la bocca aspirante della pompa espresso in m
- $v_d$  velocità del liquido alla bocca premente =  $4 Q/\pi d_d^2$  in m/s
- $v_s$  velocità del liquido alla bocca aspirante =  $4 Q/\pi d_s^2$  in m/s
- $Q$  portata della pompa alla bocca aspirante/premente m<sup>3</sup>/s
- $d$  diametro interno della bocca aspirante/premente espresso in m

$\Delta p$  incremento di pressione in  $N/m^2$  (per la conversione in bar: 1 bar = 100000  $N/m^2$ )

N. dei poli	2	4	6	8	10	12	14
-------------	---	---	---	---	----	----	----

A densità elevate aumenta quindi l'incremento di pressione, di conseguenza, la pressione finale della pompa. La pressione finale risulta dalla somma fra l'incremento di pressione e la pressione che insiste

sull'ingresso della pompa ed è limitata dalla resistenza del corpo. Inoltre è necessario considerare i limiti della resistenza del corpo dovuti all'influenza della temperatura

### **Rendimento; Potenza assorbita; Velocità di rotazione; Numero di giri specifico**

La potenza  $P$  assorbita da una pompa è la potenza meccanica assorbita all'albero della pompa o al giunto ed è espressa in kW; è proporzionale alla velocità di rotazione elevata alla terza potenza e viene calcolata con una delle formule seguenti:

dove

- $\rho$  densità in  $kg/m^3$
- $Q$  portata in  $m^3/s$
- $g$  accelerazione di gravità =  $9,81 m/s^2$
- $H$  prevalenza in m
- $\eta$  rendimento fra 0 e < 1 (non in %)

Il rendimento  $\eta$  della pompa è indicato nelle curve caratteristiche

La potenza  $P$  assorbita dalla pompa può essere ricavata con sufficiente precisione direttamente dalle curve caratteristiche della in  $kg/dm^3$  in  $m^3/h$  pompa ad una densità  $\rho = 1000 kg/m^3$ . Con un diverso valore della densità  $\rho$ , la potenza assorbita  $P$  deve essere convertita in modo proporzionale. Se i liquidi convogliati hanno una viscosità superiore a quella dell'acqua o un contenuto superiore di corpi in sospensione si può verificare un aumento della potenza assorbita (fra questi liquidi rientrano anche le acque cariche).

La densità  $Q$  entra linearmente nella potenza  $P$  assorbita dalla pompa. Se la densità è molto elevata è necessario osservare i valori massimi di carico ammissibili per il motore e per il momento torcente (a causa della sollecitazione di giunto, albero e linguette).

### **Velocità di rotazione n**

In caso di comando mediante motori trifase (motori asincroni con rotore in corto circuito a norme IEC), per la pompa vengono stabilite le velocità di rotazione indicate qui di seguito:

Frequenza	Velocità di rotazione di riferimento secondo la documentazione delle curve caratteristiche in min <sup>-1</sup>						
50 Hz	2900	1450	960	725	580	480	415
60 Hz	3500	1750	1160	875	700	580	500

Tabella 2: Velocità di rotazione di riferimento

In realtà i motori a corrente trifase funzionano (a seconda della potenza P e del costruttore) con una velocità di rotazione leggermente più alta di cui il costruttore della pompa può tenere conto, previo accordo con l'utilizzatore, nella fase di dimensionamento. In questo caso valgono le indicazioni delle leggi di (legge delle affinità). Le curve caratteristiche delle elettropompe sommergibili e di quelle sommerse sono già selezionate in base alle velocità di rotazione effettive dei motori corrispondenti. Variando la velocità di rotazione (ad es. mediante variazione della tensione con frequenza di rete fissa per potenze di pochi kW, oppure mediante convertitori di frequenza), con riduttori o trasmissioni a cinghie, oppure comandi mediante turbine o motori a combustione interna, sono possibili altre velocità di rotazione.

### Numero di giri specifico n<sub>q</sub> e forme costruttive delle giranti

Il numero di giri specifico **n<sub>q</sub>** è un valore di comparazione ricavato dalla legge delle similitudini che consente, in presenza di dati di esercizio diversi (portata Q<sub>opt</sub>, prevalenza H<sub>opt</sub> e velocità di rotazione n della girante di una pompa nel punto di miglior rendimento η<sub>opr</sub>), di paragonare fra loro giranti di grandezza costruttiva diversa e determinare la forma costruttiva ottimale (vedi figura 2) nonché la forma della relativa curva caratteristica

n<sub>q</sub> è il numero di giri che una pompa ideale, geometricamente simile alla pompa da costruire, dovrebbe compiere per dare una portata di 1 m<sup>3</sup>/s alla prevalenza di 1 m nel punto di miglior rendimento. L'unità di misura è la stessa della velocità di rotazione. Trattandosi di un numero caratteristico relativo al tipo costruttivo può anche essere rappresentato in modo adimensionale, secondo la parte destra delle seguenti equazioni :

$$n_q = n Q^{1/2} / (H_{opt})^{3/4}$$

<b>Q<sub>opt</sub> in m<sup>3</sup>/s</b>	<b>n in min<sup>-1</sup></b>
<b>H<sub>opt</sub> in m</b>	<b>n<sub>q</sub> in min<sup>-1</sup></b>

Nelle pompe multistadio H<sub>opt</sub> sta per la prevalenza ottimale di un unico stadio; per le giranti a doppio ingresso Q<sub>opt</sub> sta per la portata ottimale in una semigirante. Con l'aumentare del numero di giri specifico n<sub>q</sub> le giranti con uscita inizialmente radiale sono attraversate sempre più in senso semiassiale ("diagonale") per giungere, infine, ad un deflusso

$$n_q = 333 n Q^{1/2} / (g H_{opt})^{3/4}$$

$Q_{opt}$	=	portata a $\eta_{opt}$
$H_{opt}$	=	prevalenza a $\eta_{opt}$
$n$	=	velocità di rotazione della pompa
$n_q$	=	numero caratteristico adimensionale
$g$	=	$9,81 \text{ m*s}^2$ = accelerazione di gravità

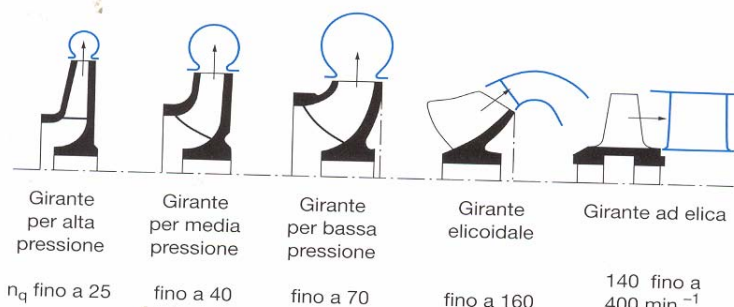
solo assiale (Fig. 1). Anche i setti direttori nei corpi radiali (ad es. nei corpi a spirale) diventano sempre più voluminosi finché è possibile un deflusso del liquido in direzione radiale. Infine il liquido può essere convogliato solo assialmente (ad es. nei corpi tubolari).

### **Valori approssimati di riferimento: $n_q$**

fino a circa 25 girante radiale (girante per alta pressione)  
 fino a circa 40 girante radiale (girante per media pressione)  
 fino a circa 70 girante radiale (girante per bassa pressione)  
 fino a circa 160 girante semiassiale (girante elicoidale, girante diagonale) da circa 140 fino a 400 girante assiale (girante ad elica)

### **Numero di giri specifico**

Fig 1



La Fig.2 consente una rappresentazione grafica. Nella Fig.3 sono rappresentate altre forme di giranti: le giranti a stella vengono montate nelle pompe autoadescanti. Le giranti periferiche ampliano il campo del numero di giri specifico verso il basso fino a circa  $n_q = 5$  (è possibile un tipo di pompa fino a tre stadi); con numeri di giri specifici ancora inferiori sono consigliate pompe volumetriche rotanti (ad es.

pompe a vite eccentrica con  $n_q = 0,1$  fino a 3) oppure pompe volumetriche alternative (pompe a stantuffi).

Il valore numerico del numero di giri specifico è necessario anche per la selezione dei fattori influenti, per la conversione delle curve caratteristiche delle pompe nel caso di convogliamento di liquidi viscosi o contenenti sostanze solide (vedi paragrafi 4 e 6).

Nei paesi anglosassoni il numero di giri specifico viene denominato "type number K", negli USA con  $N_s$ .

### **Conversione:**

$$K = n_q \mid 52,9$$

$$Ns = nq \mid 51,6$$

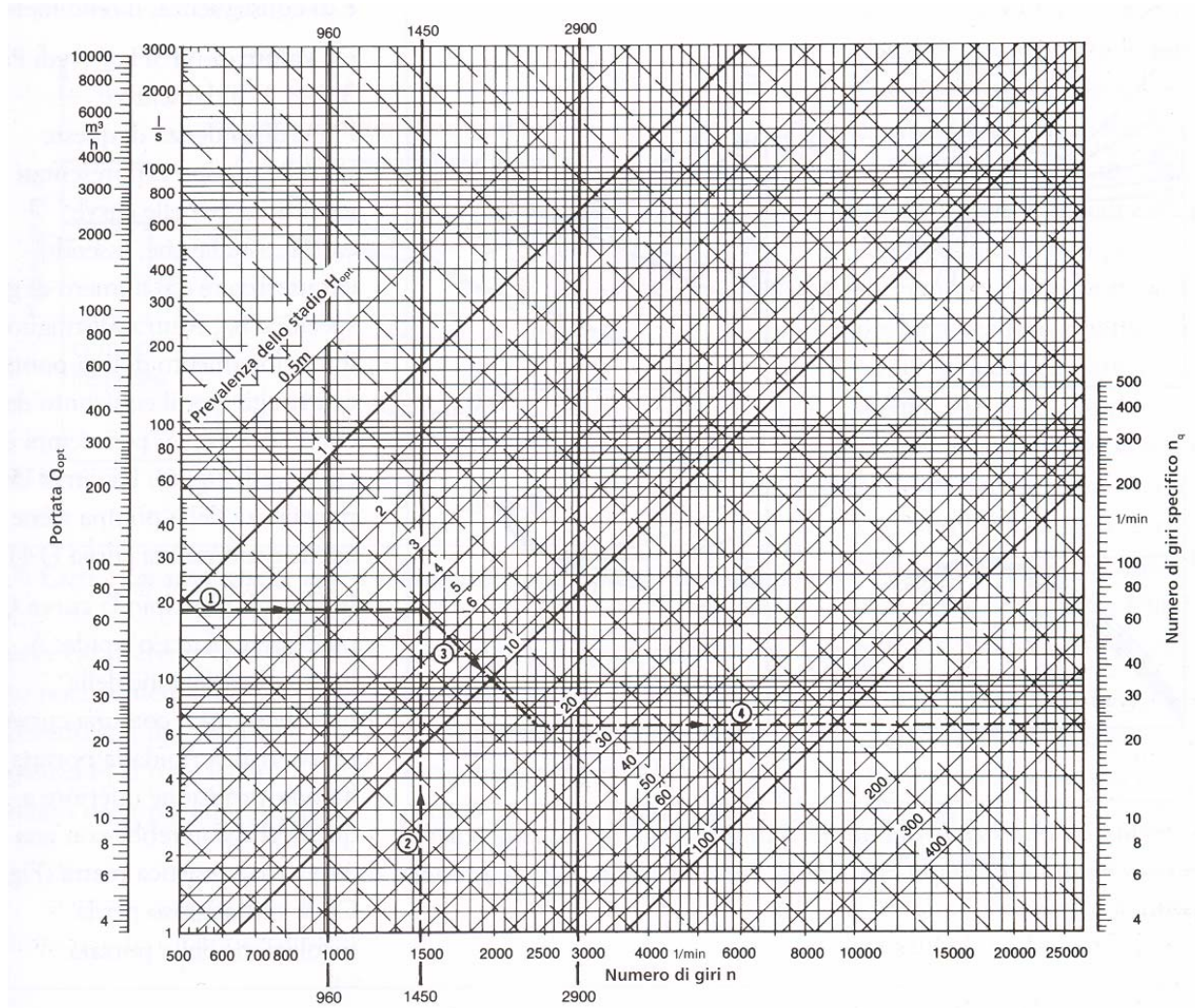


Fig..2 Rappresentazione grafica del numero di giri specifico  $nq$

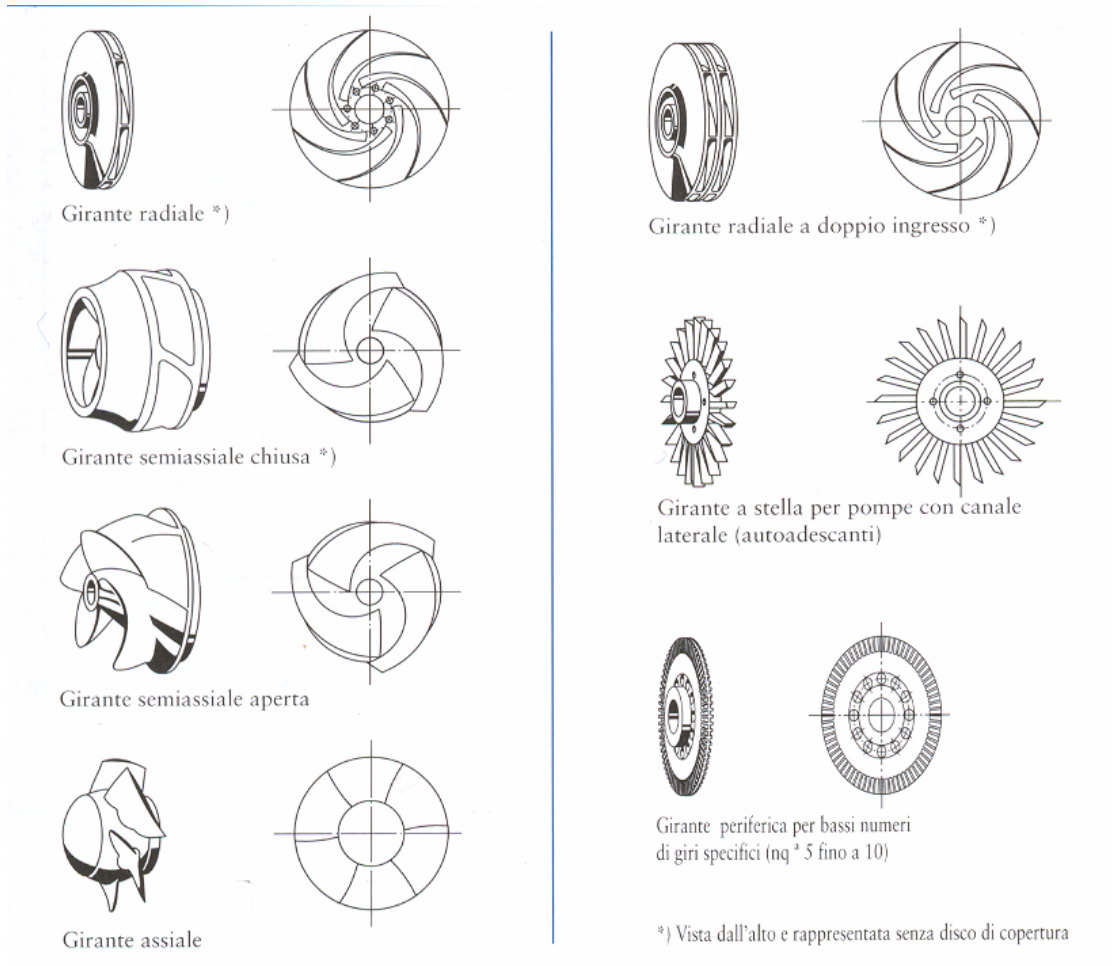


Fig.3 Forme di girante per liquidi puliti

## Pompe centrifughe

La Figura 4 e mostra rispettivamente lo schema e lo spaccato di una pompa centrifuga. Le componenti principali di una pompa centrifuga sono il corpo pompa, che è fisso, e la girante che ruota al suo interno aspirando il liquido attraverso l'entrata ed espellendolo attraverso l'uscita. La girante a sua volta è costituita dal disco, dal disco di chiusura e dalle pale. Le frecce indicano il percorso del liquido attraverso la pompa e il verso di rotazione della girante.

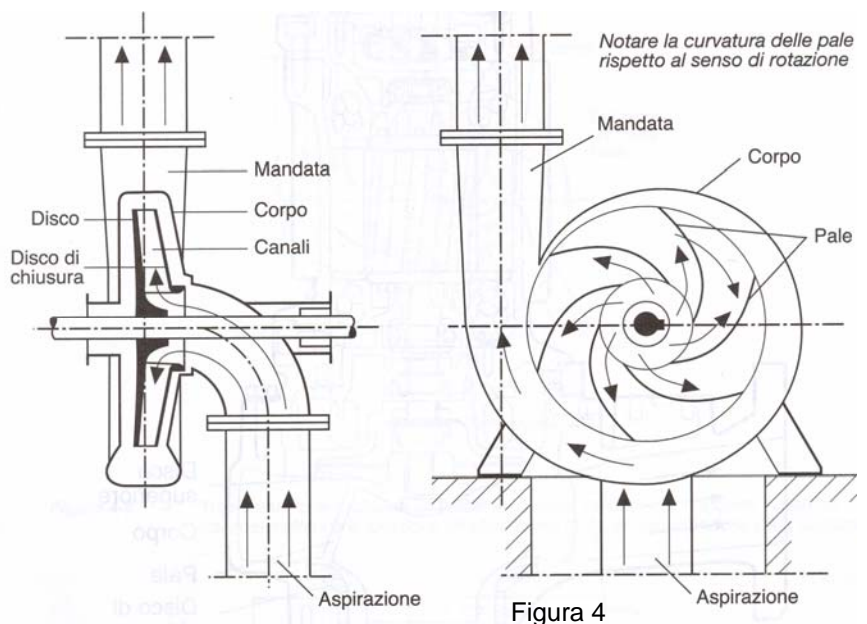


Figura 4

In alcune pompe, la girante è circondata da un anello con pale fisse, chiamato *diffusore* (Figura 5). Lo scopo di questo dispositivo è di deviare il flusso del liquido in modo da ridurre l'impatto contro il corpo pompa, migliorando così il rendimento della macchina. Curva caratteristica della pompa

La teoria delle pompe centrifughe si fonda sull'equazione di Eulero che, in base al teorema del momento di una corrente fluida, consente di calcolare, tramite una schematizzazione unidimensionale del campo di moto, il trasferimento di energia che avviene attraverso la girante.

Con riferimento alla Figura 3, si consideri una stessa particella di liquido all'ingresso e all'uscita della girante; siano in particolare:

- $\omega$  la velocità angolare della girante,
- $u$  la velocità di trascinamento, ossia la velocità tangenziale in un punto della girante,
- $v$  la velocità assoluta della particella di liquido,
- $w$  la velocità relativa della particella rispetto alla girante.

I pedici 1 e 2 distinguono rispettivamente le grandezze in ingresso e in uscita, mentre il significato

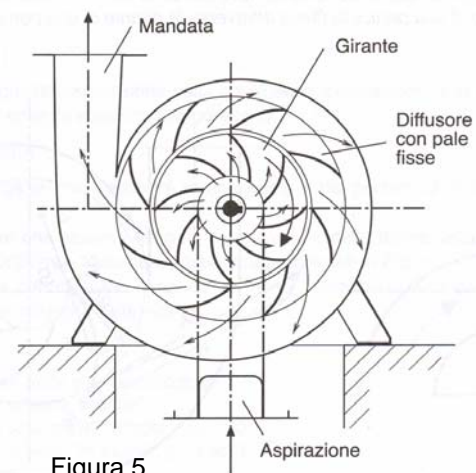


Figura 5

degli altri simboli è desumibile dalla Figura 6 .L'incremento teorico di energia specifica  $H_t$  è dato dall'equazione di Eulero:

$$H_t = (U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t}) = (U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

Poiché generalmente l'ingresso del liquido avviene assialmente,  $V_1$  ha direzione radiale e quindi:  $U_1 V_1 \cos \alpha_1 = 0$

mentre  $V_2 \cos \alpha_2$  può esprimersi come

$$U_2 V_2 \cos \alpha_2 = U_2 + W_2 \cos \beta_2$$

Sostituendo queste due espressioni nella precedente espressione di  $H_t$  si ottiene:

$$H_t = U_2(U_2 + W_2 \cos \beta_2)$$

Inoltre, la portata che attraversa la sezione di uscita della girante è data da:

$$Q = S w_2 \sin \beta_2$$

ove con  $S$  s'indica l'area della sezione di uscita della girante; quest'ultima relazione, scritta rispetto a  $W_2$  è:

$$W_2 = Q / (S \sin \beta_2)$$

Sostituendo anche questa espressione nella precedente espressione di  $H_t$  si ottiene una relazione che lega l'incremento di energia specifica alla portata  $Q$ :

$$H_t = U_2^2 + U_2 + W_2 \cot \beta_2 / S$$

La relazione che lega la prevalenza  $H_t$  di una pompa alla portata  $Q$  si dice curva caratteristica ideale della pompa.

A seconda del valore che assume l'angolo  $\beta_2$ , ovvero della forma della girante (Figura 4-6), la caratteristica ideale della pompa assume gli aspetti rappresentati in Figura 4-7, dalla quale si vede anche che la prevalenza a portata nulla, essendo pari a  $U_2^2$ , cresce in modo proporzionale al quadrato della velocità tangenziale all'uscita della girante.

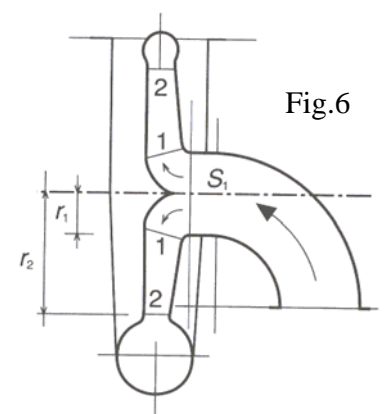
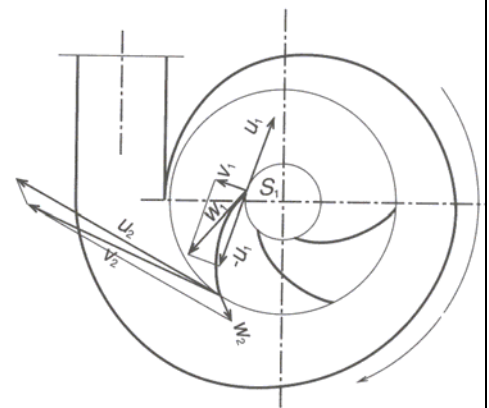
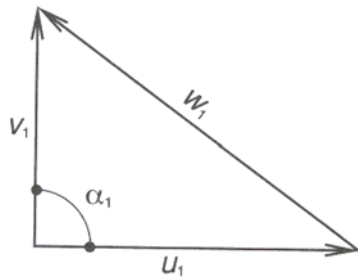


Fig.6

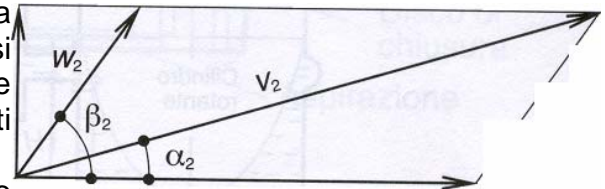


Queste curve caratteristiche si riferiscono a una situazione *ideale* che non tiene conto delle perdite di carico che il fluido subisce nel suo percorso attraverso la girante. In realtà una particella in questo percorso è soggetta a perdite di carico di due tipi (Figura 8):

- *perdite di carico localizzate*, dovute agli urti e ai bruschi cambiamenti di direzione che la particella subisce all'ingresso e all'uscita della girante; esse si

annullano per il valore della portata per il quale le traiettorie risultano perfettamente congruenti (*shockless*) col profilo delle pale della girante;

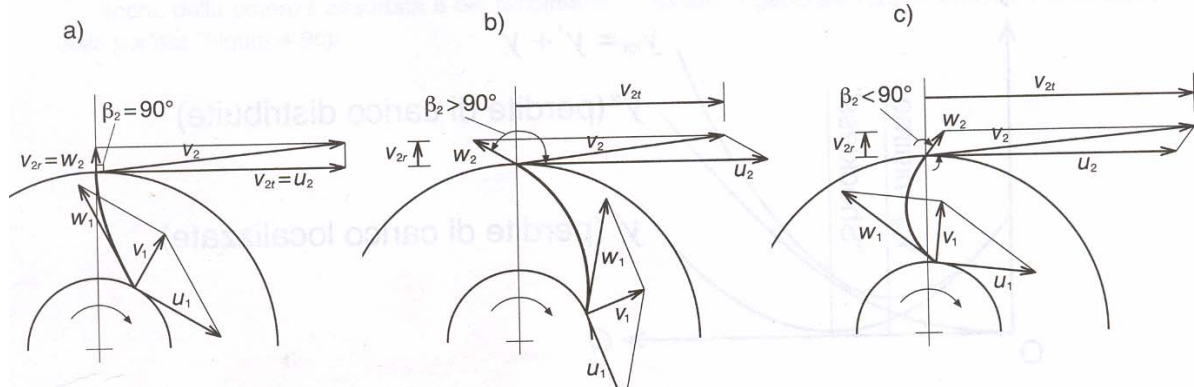
- *perdite di carico distribuite*, che invece sono nulle per portata nulla e crescono con andamento approssimativamente parabolico con la portata stessa.



Forma della girante centrifuga:

- a) a scarico "radiale",
- b) a scarico "all'indietro"  $\beta_2 > 90^\circ$ ,
- c) a scarico "in avanti" ( $\beta_2 < 90^\circ$ ).

Fig 7



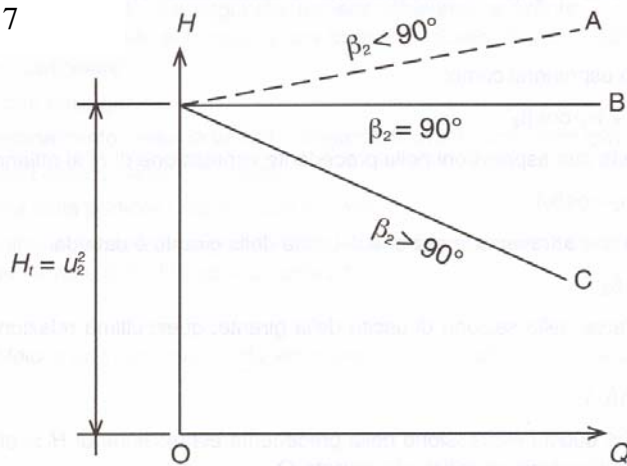
Queste curve caratteristiche si riferiscono a una situazione ideale che non tiene conto delle perdite di carico che il fluido subisce nel suo percorso attraverso la girante. In realtà una particella durante il percorso è soggetta a perdite di carico di due tipi (Figura 8):

- perdite di carico localizzate, dovute agli urti e ai bruschi cambiamenti di direzione che subisce all'ingresso e all'uscita della girante; esse si annullano per il valore della portata  $Q_i$  le traiettorie risultano perfettamente congruenti (*shockless*) col profilo delle pale della girante
- perdite di carico distribuite, che invece sono nulle per portata nulla e crescono con andamento approssimativamente parabolico con la portata stessa

Sottraendo tali perdite di carico dalla curva caratteristica ideale di una pompa si ottiene la curva caratteristica della pompa  $H = H(Q)$ , il cui andamento qualitativo è del tipo di quello illustrato in Figura 49a.

Il rapporto:

Fig 7



$$\eta_l = H/H_t$$

tra la prevalenza effettiva e la prevalenza teorica è detto *rendimento idraulico* (Figura 4-9b).

**Potenza ceduta e assorbita, rendimento**

La *potenza W*, espressa in kW, che una pompa cede a una portata Q (in l/s) di fluido di peso specifico  $\gamma$  (in kg/l) che

l'attraversa è:

$$W = \gamma \cdot Q \cdot H / 102$$

in cui  $H$  (in m) è la prevalenza corrispondente, nella curva caratteristica, alla portata  $Q$ .

Non solo la prevalenza effettiva  $H$  di una pompa è minore di quella teorica, ma anche la portata  $Q$  sollevata è minore di quella trattata dalla sua girante. Infatti, affinché la ruota possa girare all'interno della capsula, è necessario lasciare un piccolo gioco fra la parte fissa e la parte rotante, il che però permette il ritorno di una porzione di liquido dall'uscita

all'imboccatura della ruota. Detta  $Q_v$ , la portata totale che passa nella girante, il rapporto:

$$\eta_v = Q_v/Q,$$

è detto *rendimento volumetrico*.

All'interno di

una pompa, infine, esistono attriti tra le parti meccaniche e fra queste e il fluido, sicché nel calcolo della potenza assorbita  $W_a$  dalla macchina è necessario tenere conto anche di un rendimento organico  $\eta_o$

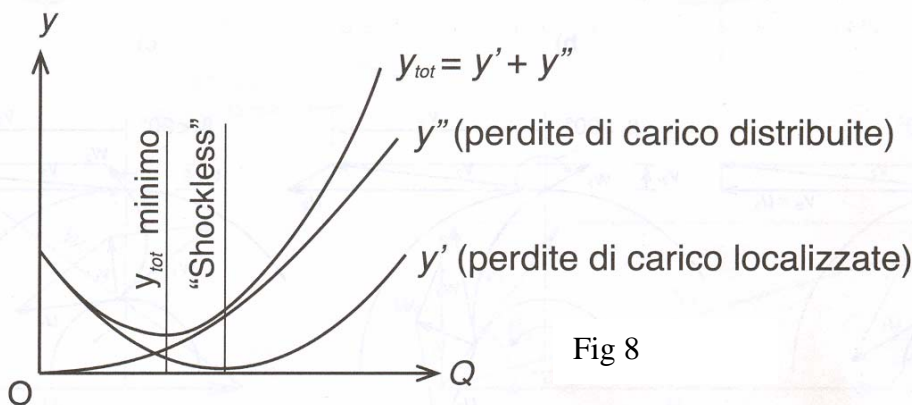
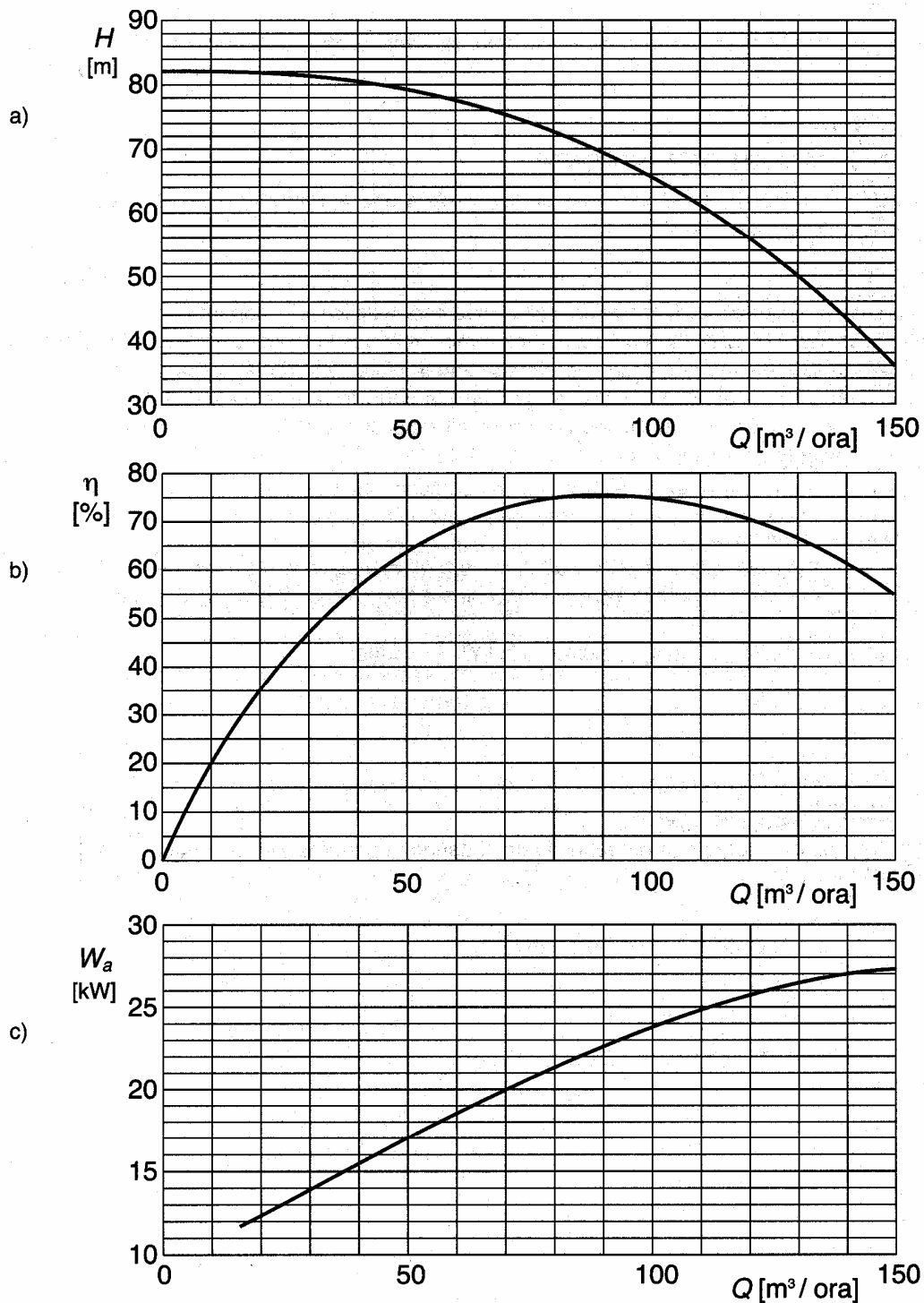


Fig 8

Fig 9

- Esempio di rappresentazione grafiche delle caratteristiche di una pompa:
  - a) curva caratteristica,
  - b) rendimento,
  - c) potenza assorbita.



La potenza assorbita da una pompa, espressa in kW, è dunque:

$$W = \gamma \cdot Q \cdot H / 102\eta$$

in cui:

$$\eta = \eta_i \eta_v \eta_o = W/W_a$$

è il rendimento complessivo della pompa.

Anche della potenza assorbita e del rendimento si danno in generale rappresentazioni in funzione della portata (Figura 9c).

### Campo caratteristico e leggi di similitudine

Per velocità di rotazione diverse le curve caratteristiche di una stessa pompa sono diverse. Riportate su un unico diagramma, esse definiscono il campo caratteristico della pompa (Figura 4-10a).

Passando da una curva tracciata per una velocità di rotazione  $n = n_1$  a una tracciata per  $n = n_2$ , fra le coppie di valori  $Q$  e  $H$  delle due curve sussistono, in assenza di fenomeni di cavitazione, le seguenti relazioni, dette leggi di similitudine:

$$H_{n1}/H_{n2} = (n_1/n_2)$$

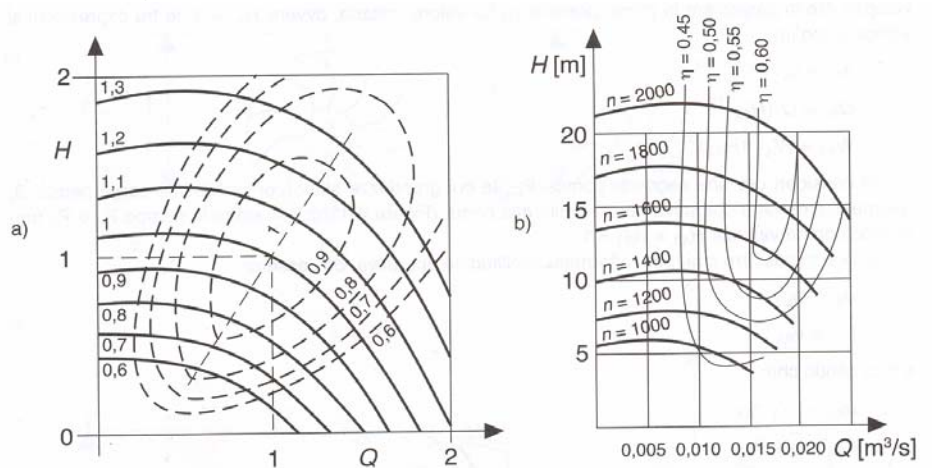
$$Q_{n1}/Q_{n2} = (n_1/n_2)^2 \quad (*)$$

$$W_{n1}/W_{n2} = (n_1/n_2)^3$$

Le leggi di similitudine permettono quindi di costruire la curva caratteristica di una pompa per un numero di giri diverso da quello della curva disponibile, o di riunire in un'unica curva caratteristica valori rilevati a differenti velocità di rotazione.

Nel campo caratteristico i punti di uguale rendimento alle diverse velocità di rotazione

possono essere uniti con linee. Tali linee di uguale rendimento, nell'ipotesi che il rendimento si mantenesse rigorosamente costante nella trasformazione da una velocità di rotazione a un'altra, sarebbero ellissi, ma poiché la suddetta ipotesi non è rigorosamente verificata esse si deformano diventando ovali o assumendo altre forme (Figura 10), cosicché anche i valori della potenza calcolati con la precedente sono solo approssimati



Campo caratteristico e linee di uguale rendimento di una medesima pompa al variare della velocità di rotazione:  
a) esempio di diagramma teorico,

b) esempio di diagramma sperimentale Fig 10

### Punto di funzionamento

La prevalenza che una pompa deve fornire a un impianto è una funzione della portata che vi deve transitare e che tale funzione, rappresentata in un piano cartesiano di ascisse  $Q$  e ordinate  $H$ , è detta curva caratteristica dell'impianto.

Si è visto inoltre che la curva caratteristica della pompa rappresenta il legame tra la portata  $Q$  che transita attraverso la pompa e la prevalenza  $H$  che la pompa è in grado di fornire per quella portata.

Una pompa di data curva caratteristica (Figura 11) inserita in un impianto, anch'esso rappresentato dalla sua curva caratteristica, funzionerà fornendo una portata e una prevalenza rappresentate rispettivamente dall'ascissa  $Q_0$  e dall'ordinata  $H_0$  del punto d'intersezione delle curve caratteristiche della pompa e dell'impianto. In effetti questa coppia di valori è l'unica compatibile contemporaneamente con le caratteristiche dell'impianto e con le prestazioni della pompa.

Tale punto del piano cartesiano è detto punto di funzionamento o punto di lavoro.

Questo procedimento consente di determinare per via grafica i valori di  $Q$  e  $H$  soluzioni del sistema delle due equazioni:

$$H = H_{geod} + a.Q + \frac{1}{3}.Q^2$$

$$H = H(Q)$$

di cui la prima è l'espressione analitica della curva caratteristica dell'impianto mentre la seconda è l'espressione, non sempre analitica, della curva caratteristica della pompa.

In generale, per il tracciamento della curva caratteristica di un impianto bisogna considerarne:

- la prevalenza geodetica,
- le perdite di carico distribuite della condotta,
  - le perdite di carico concentrate d'imbocco e di sbocco, delle curve e di altre singolarità della condotta.

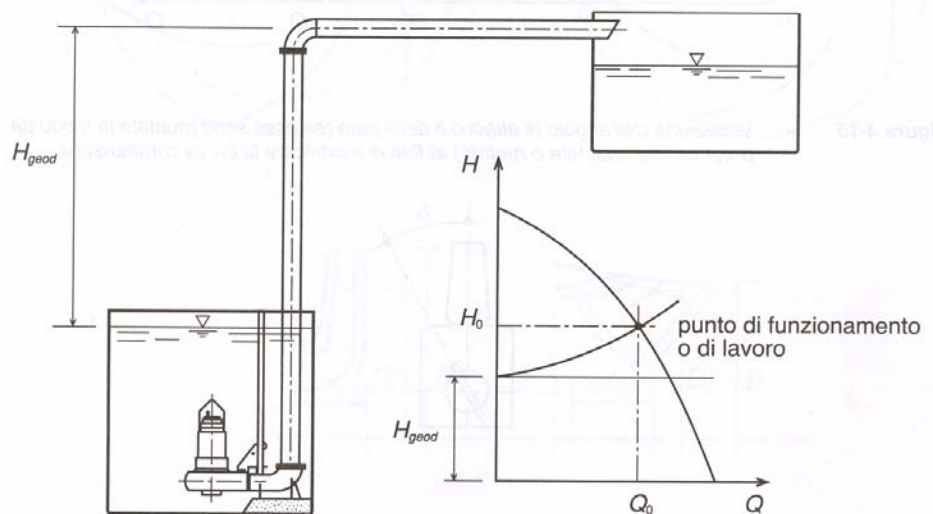


Fig.11

*Individuazione del punto di funzionamento, intersezione della curva caratteristica dell'impianto con la curva caratteristica della pompa.*