

Pompe centrifughe

Dispense per il corso di
Macchine e Sistemi Energetici Speciali

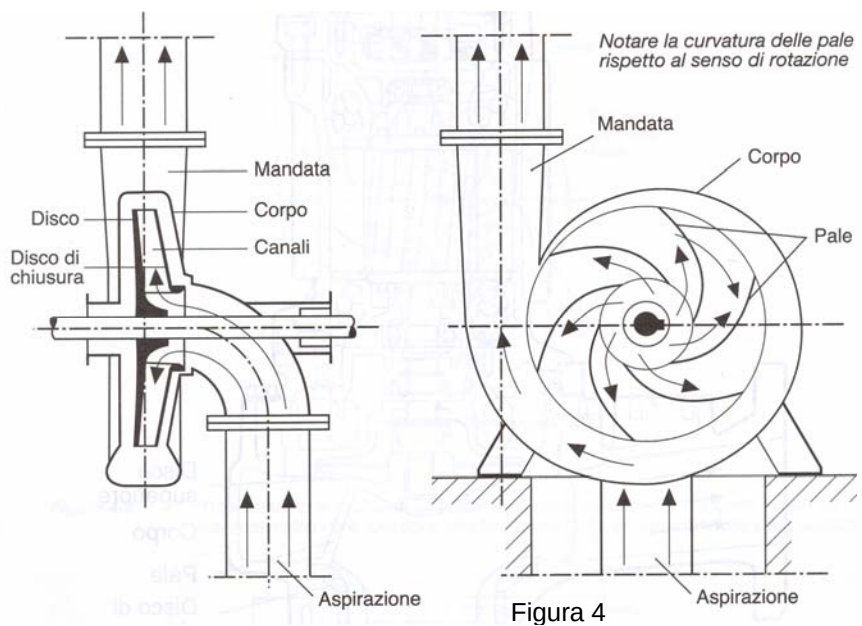
Corso di Laurea in Scienze ed Ingegneria dei
Materiali

Aggiornamento al 20/09/2006

Ing Amoresano Amedeo

Pompe 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.



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

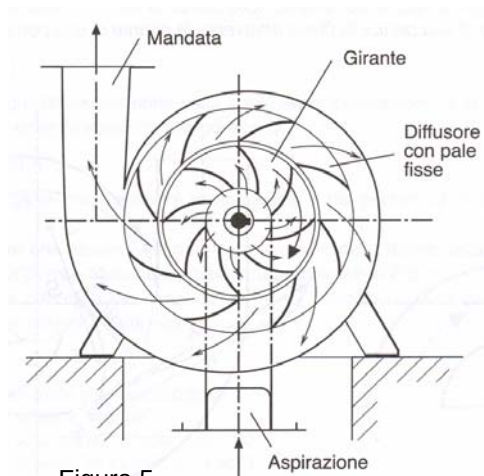
La teoria delle pompe centrifughe si fonda sull'equazione di Eulero che, in base al teorema del momento di una corrente fluida, consente di calcolare, tramite una schematizzazione unidimensionale del campo di moto, il trasferimento di energia che avviene attraverso la girante.

Con riferimento alla Figura 3 (Cfr dispensa 2), si consideri una stessa particella di liquido all'ingresso e all'uscita

della girante; siano in particolare:

- ω 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



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:

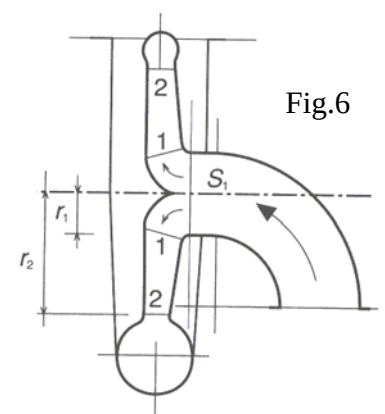
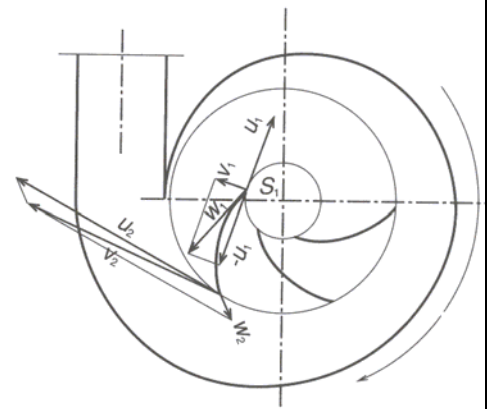
$$W_2 = Q / (S \sin \beta_2)$$

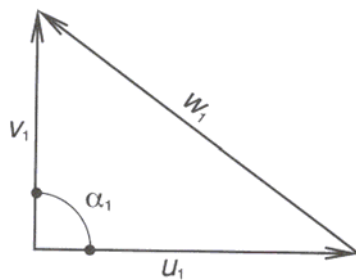
Sostituendo anche questa espressione nella precedente espressione di H_t si ottiene una relazione che lega l'incremento di energia specifica alla portata Q :

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

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

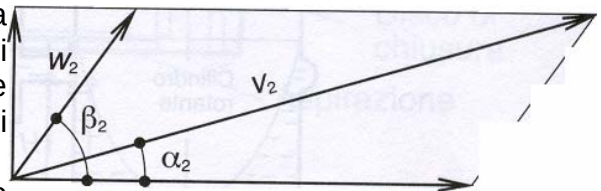
A seconda del valore che assume l'angolo β_2 , ovverosia della forma della girante (Figura 4-6), la caratteristica ideale della pompa assume gli aspetti rappresentati in Figura 4-7, dalla quale si vede anche che la prevalenza a portata nulla, essendo pari a U_2^2 , cresce in modo proporzionale al quadrato della velocità tangenziale all'uscita della girante.





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):

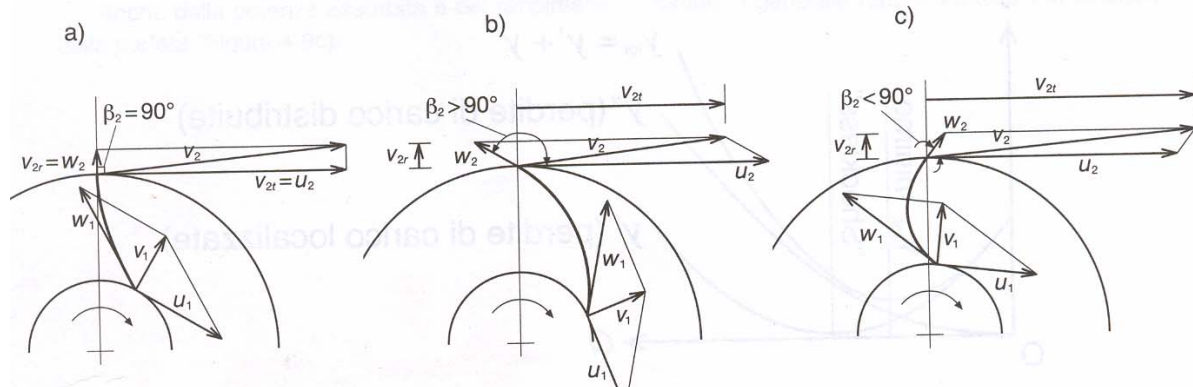
- *perdite di carico localizzate*, dovute agli urti e ai bruschi cambiamenti di direzione che la particella subisce all'ingresso e all'uscita della girante; esse si annullano per il valore della portata per il quale le traiettorie risultano perfettamente congruenti (*shockless*) col profilo delle pale 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" ($\beta_2 < 90^\circ$).

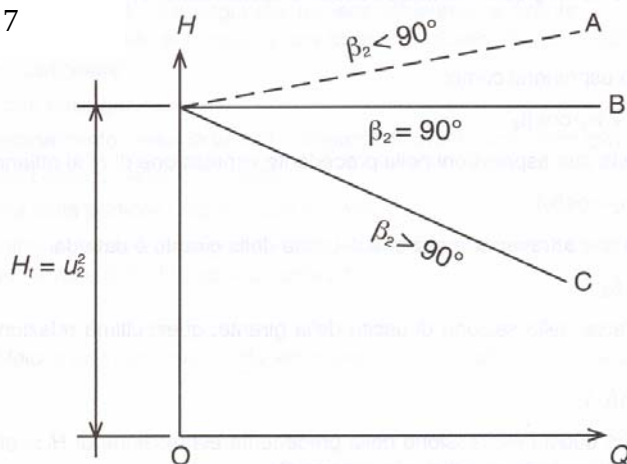
Fig 7



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

Il rapporto:

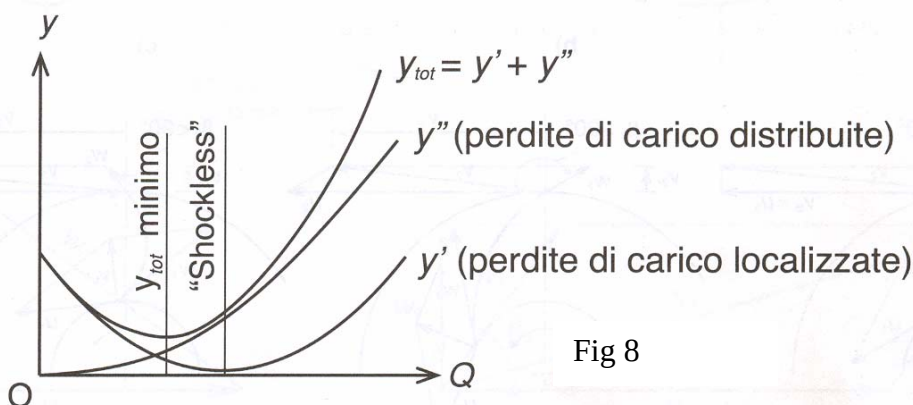


tra la prevalenza effettiva e la prevalenza teorica è detto *rendimento idraulico* (Figura 4-9b).

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

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

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

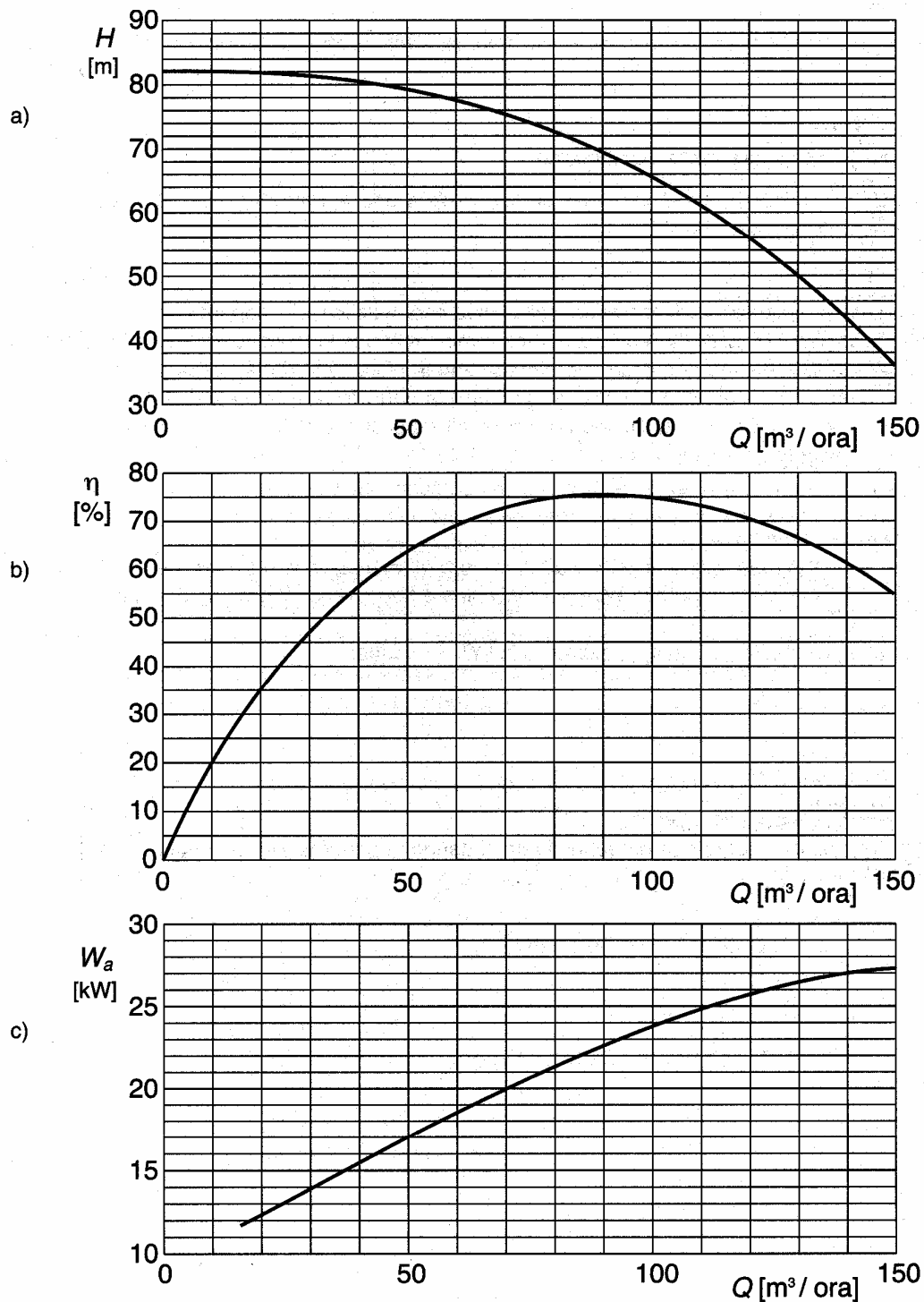


è detto
rendimento
volumetrico.

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 η_o

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:

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

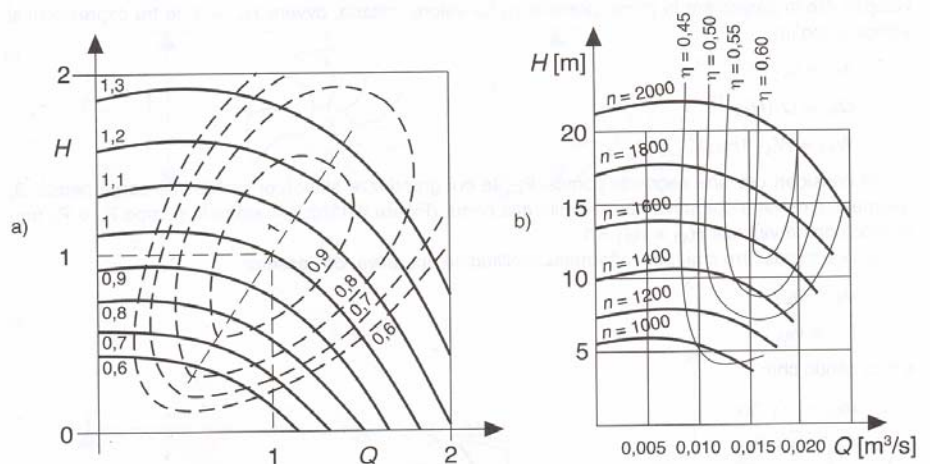
$$Q_{n1}/Q_{n2} = (n_1/n_2)^2 \quad (*)$$

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

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:

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

$$H = H(Q)$$

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.

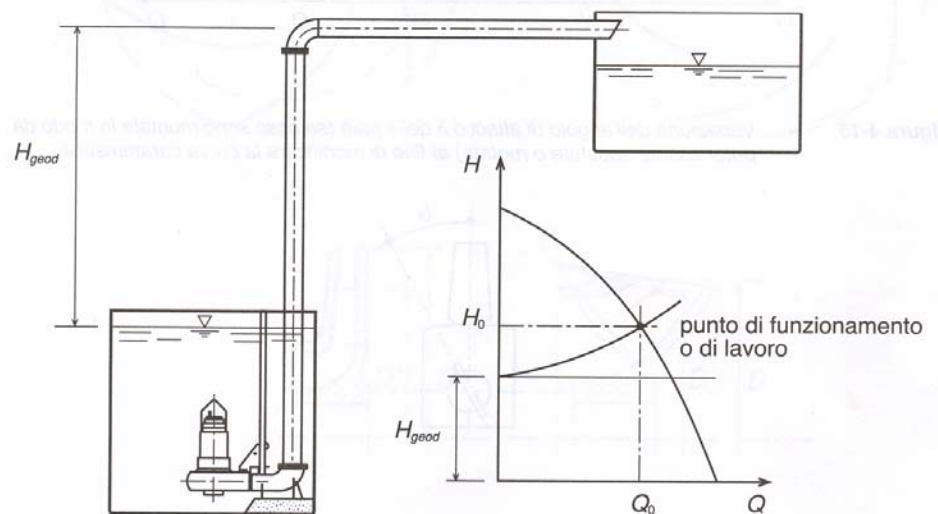


Fig.11

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