

## POMPE E ACCOPPIAMENTI

La pompa è una macchina operatrice idraulica - ossia che opera su un liquido. Si assume l'ipotesi di incomprimibilità.

$$\int_A^B \frac{dp}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} \rightarrow L = \frac{\Delta p}{\rho} = \gamma \Delta p$$

Per le pompe si usa in genere il Sist. Tecnico:

$$H = \frac{p_B - p_A}{\gamma} + (z_B - z_A) + \left( \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} \right) \quad [\text{m}]$$

SUL SIST. TECNICO:

$$[\rho] = [H][L][t]^{-2} = \text{kp}/\text{m}^2 \quad \text{dove } 1 \text{kp} = 9,81 \text{ N ("CHILOGRAMMI PESO/FORZA")}$$

$$\gamma = \text{PESO SPECIFICO} = \rho g, \quad [\gamma] = [H][L]^{-1}[t]^{-2} = \text{kp}/\text{m}^3$$

$$\rightarrow \text{Potenze ASSORBITA} = P = \gamma \frac{QH}{\eta} \quad \frac{[\text{kp}]}{[\text{m}^3]} \frac{[\text{m}^3]}{[\text{s}]} [\text{m}] = [\text{W}]$$

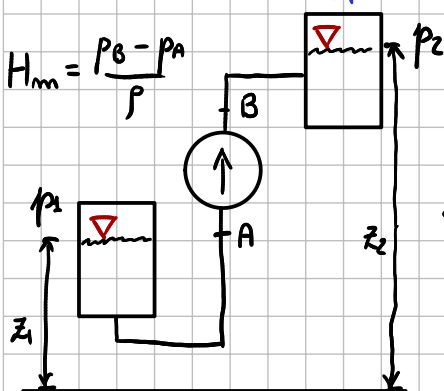
L'energia specifica si esprime in:

$$[H][L]^2[t]^{-2}[M]^{-1}[L]^{-1}[t]^2 = \frac{\text{kp} \cdot \text{m}}{\text{kp}} \quad (\text{oppure m})$$

Energia richiesta per sollevare di H un volume V di acqua:

$$E = \gamma \frac{VH}{\eta} = 9807 \frac{VH}{\eta} \quad [\text{J}]$$

## IMPIANTO DI POMPAGGIO



$$H_u = \frac{p_B - p_A}{\gamma} + g(z_B - z_A) + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2} \quad \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$$

$$\text{oppure} = \frac{p_B - p_A}{\gamma} + (z_B - z_A) \quad [\text{m}]$$

Si tenga conto delle perdite di carico dell'impianto ( $H_c$ ):

$$H_T = (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H_c$$

Il bilancio energetico fornisce il lavoro meccanico fornito realmente dalla pompa al fluido:

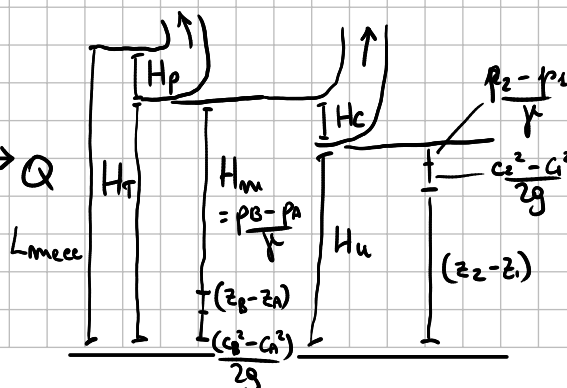
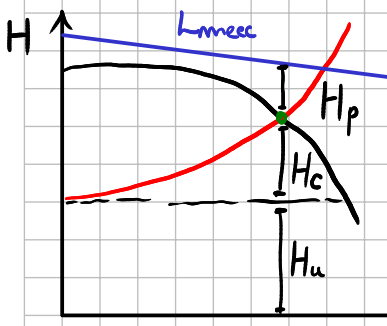
$$L_{mecc} = (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H_c + H_p$$

Definiamo quindi il rendimento della pompa:

$$\eta = \frac{H_T}{L_{mecc}}$$

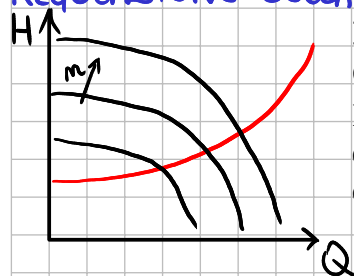
$$= H_u + H_c + H_p$$

con  $H_p$  = PERDITE NELLA POMPA



Le perdite nell'impianto dipendono dal quadrato di Q e non sono dovute alla pompa.

## REGOLAZIONE DELLA PORTATA



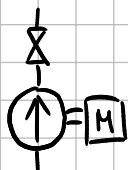
È possibile variare in tempo reale la portata di una pompa a prescindere dalla prevalenza richiesta?

È possibile dal momento che la portata dipende anche dal numero di giri della macchina. Sarebbe quindi sufficiente aumentare il regime della pompa, cosa che però non è possibile nella soluzione più comune ed economica quale è la macchina con motore asincrono.

È necessario adottare un cambio di velocità oppure un motore a regime variabile (es. motore a corrente continua o motore a combustione interna).

È l'unico modo? No.

## STROZZAMENTO

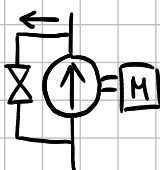


È possibile ridurre la portata gendo sulla caratteristica esterna con una valvola di laminazione, la quale introduce perdite di carico

"volute" che aumentano la prevalenza richiesta e comportano una diminuzione della portata.

**La valvola si applica a valle, NON a monte, della pompa per non indurre cavitazione!**

## BYPASS



Si può anche variare la portata bypassando una parte della portata originale della pompa a valle e reimmettendola a monte.

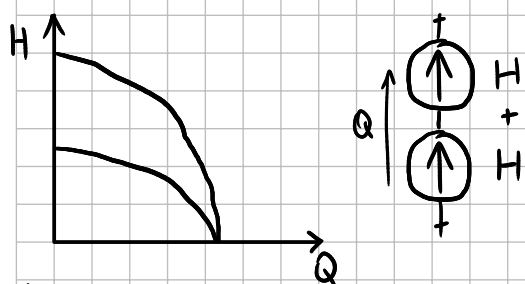
La portata effettiva della pompa aumenta, quella dell'impianto diminuisce; la prevalenza richiesta deve uguagliare quella fornita dalla pompa.

$$Q_p = Q_i + Q_b, \quad H = H_r(Q_p)$$

Quali sono le differenze?

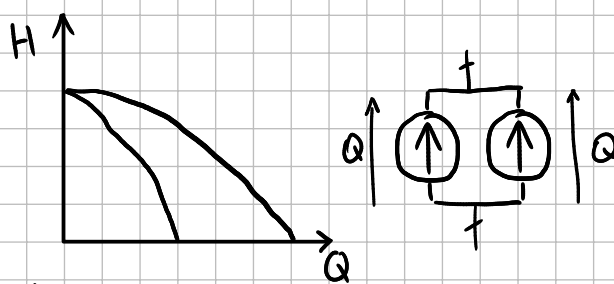
- La variazione del numero di giri richiede macchine apposite caratterizzate da alti costi di acquisto e manutenzione dovuti alla loro complessità, ma garantisce la minima spesa energetica in quanto non induce dissipazioni.
- Lo strozzamento ha una maggior semplicità d'impianto, ma di contro si può indurre instabilità o peggio andare incontro alla cavitazione.
- Il bypass ha una relativa maggior semplicità d'impianto, ma oltre alla cavitazione può indurre bloccaggio nei compressori.

## SERIE E PARALLELO



Due pompe identiche in serie:

$$Q_2 = Q_1, \quad H_2 = 2H_1$$



Due pompe identiche in parallelo:

$$H_2 = H_1, \quad Q_2 = 2Q_1$$

Analogia elettrica:  $H \rightarrow V$   $Q \rightarrow I$

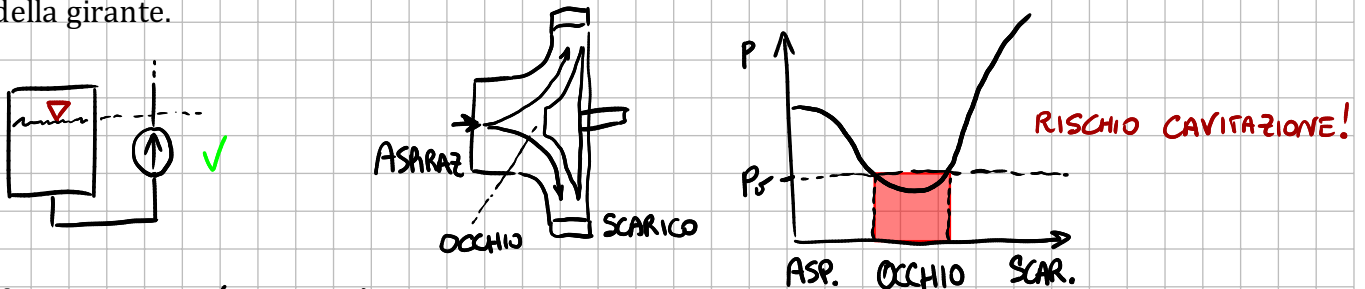
# IL PROBLEMA DELLA CAVITAZIONE

La depressione che caratterizza il volume di controllo precedente alla pompa è causa di un problema molto serio per questo tipo di macchine e per l'impianto in generale: la cavitazione.

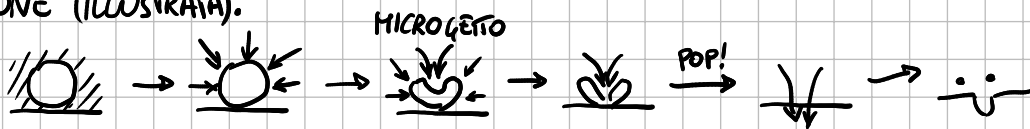
Sappiamo che la pressione prima della pompa è bassa perché il fluido è "trascinato via" dalla macchina; quello che può capitare è che la pressione del liquido scenda al di sotto della pressione di saturazione - che abbiamo visto in termodinamica - causando la formazione di bolle di vapore all'interno dello stesso.

Le bolle di vapore rischiano maggiormente di formarsi nel punto di minima pressione, in corrispondenza dell'occhio della girante. Da quel punto in poi, la pressione aumenta bruscamente per azione della pompa: il brusco aumento di pressione fa esplodere eventuali bolle di vapore, cosa che genera elevate sollecitazioni meccaniche, vibrazioni, fenomeni di corrosione e - eventualmente - la rottura della pompa.

Una prima precauzione da prendere per evitare di incorrere nella cavitazione è quella di posizionare la pompa sottobattente, quindi al di sotto del pelo libero del serbatoio a monte (in basso), riducendo così il tratto posto in depressione e aumentando la pressione (minima) in corrispondenza dell'occhio della girante.



CAVITAZIONE (ILLUSTRATA):



NPSH

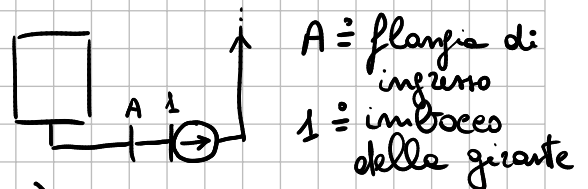
Come esprimiamo in termini quantitativi l'assenza o meno di cavitazione?

Applichiamo Bernoulli tra A e 1:

$$\frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} = \frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Y \quad (\text{si assume } z_A \approx z_1)$$

dove  $Y \equiv \text{PERDITE (DISTRIBUITE + IMBOCO)} = \Delta p + \lambda \frac{W_1^2}{2g}$

DUNQUE:  $\frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} = \frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + \Delta p + \lambda \frac{W_1^2}{2g}$



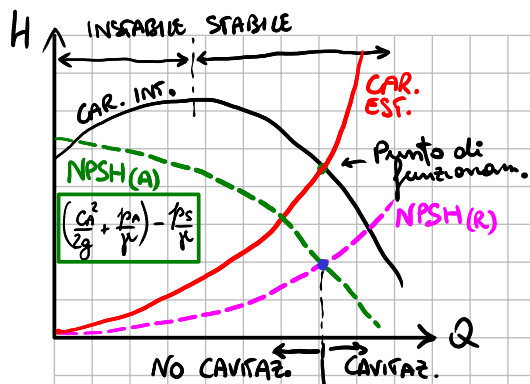
Qual è la condizione che indice l'assenza di cavitazione?  $P_1 \geq P_s$

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{C_A^2 - C_1^2}{2g} - \Delta p - \lambda \frac{W_1^2}{2g} > P_s$$

DEFINIZIONE: NPSH, "NET POSITIVE SUCTION HEAD"

$$\begin{array}{l} \text{NPSH(A)} > \text{NPSH(R)} \\ \downarrow \qquad \qquad \downarrow \\ \text{Dipende} \qquad \text{Dipende} \\ \text{dall'impianto} \qquad \text{dalla pompa} \end{array} \quad \left( \frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} \right) - \frac{P_s}{\gamma} > \left( \frac{C_1^2}{2g} + \Delta p + \lambda \frac{W_1^2}{2g} \right)$$

} A → AVAILABLE  
} R → REQUIRED



La curva dell'NPSH(A) (decrecente con la portata) può essere tracciata dall'utilizzatore, a partire dalle caratteristiche d'impianto e del fluido

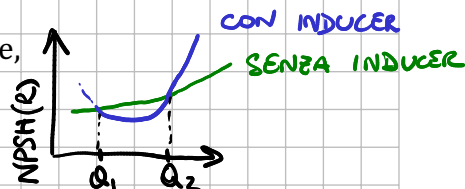
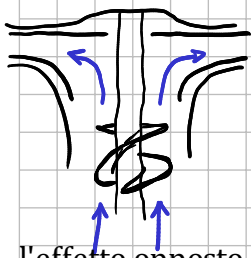
La curva dell'NPSH(R) (crescente con la portata) è fornita dal costruttore:  $\left(\frac{C_A^2}{2g} + \Delta p + \lambda \frac{w_1^2}{2g}\right)$

## L'INDUCER

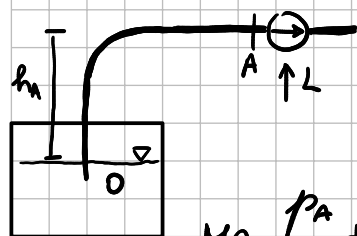
Si può ovviare al problema della cavitazione ponendo un inducer (o impeller) immediatamente a monte della girante.

L'inducer altro non è che una girante a flusso assiale, di prevalenza limitata ma non caratterizzata dalle brusche deviazioni del flusso tipiche della girante centrifuga successiva. In questo modo, in un campo di funzionamento vicino alle condizioni di progetto, diminuisce l'NPSH(r) aiutando a scongiurare il pericolo di cavitazione, ma

l'effetto opposto si ottiene per condizioni operative al di fuori di tale campo di funzionamento.



## ALTEZZA MASSIMA DI ASPIRAZIONE



$$\text{Bernoulli (0} \rightarrow \text{A): } \frac{p_{atm}}{\gamma} + \frac{0^2}{2} + z_0 = \frac{p_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2} + z_A + \Delta p_c$$

$$\rightarrow \frac{p_{atm}}{\gamma} - h_A - \Delta p_c = \frac{p_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2}$$

$$\text{MA } \frac{p_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2} > \text{NPSH(R)} + \frac{p_v}{\gamma} \text{ da cui:}$$

$$\frac{p_{atm}}{\gamma} - h_A - \Delta p_c > \text{NPSH(R)} + \frac{p_v}{\gamma}$$

$$\text{Q noi interessa che } h_A < \frac{p_{atm}}{\gamma} - \Delta p_c - \frac{p_v}{\gamma} - \text{NPSH(R)}$$

Dunque  $h_A$  è sempre minore di  $\frac{p_{atm}}{\gamma}$  ( $\sim 10,31$  per l'acqua, 0 n.m.), e diminuisce con l'aumento della pressione di vapore.

$$\text{ESEMPIO: } \begin{cases} p_{atm}/\gamma = 10,33 \text{ m} \\ T = 20^\circ\text{C} \rightarrow p_v/\gamma = 0,24 \text{ m} \\ T = 80^\circ\text{C} \rightarrow p_v/\gamma = 4,83 \text{ m} \end{cases}$$

$$\text{Dunque: } \begin{cases} \text{per } T = 20^\circ\text{C} \\ h_A < 10,1 - \Delta p_c - \text{NPSH(R)} \\ \text{per } T = 80^\circ\text{C} \\ h_A < 5,5 - \Delta p_c - \text{NPSH(R)} \end{cases}$$

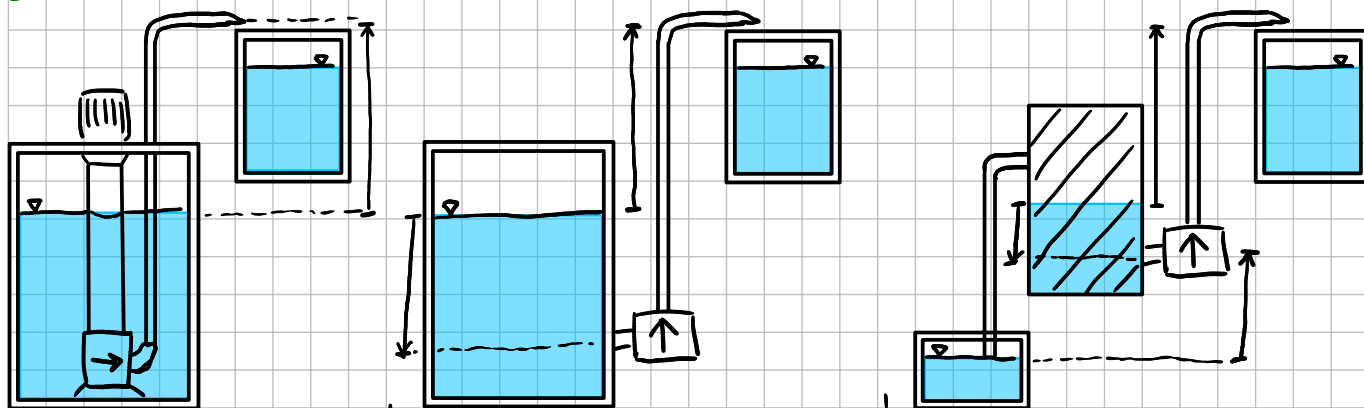
## AVVIAMENTO POMPE DINAMICHE

Per funzionare, una pompa deve essere prima avviata.

Per quanto questa affermazione possa sembrare un'ovvietà, sono necessarie alcune considerazioni: durante la fase di avvio, è possibile che il liquido di pompaggio non sia all'altezza della girante né dentro il condotto che precede la pompa; al suo posto, all'interno di tale condotto troveremo aria, che ha un peso specifico molto minore e richiede un maggiore sforzo per essere pompata. Vediamo un esempio.

$$\begin{aligned} H &= 50 \text{ m} \\ \gamma_{\text{aria}} &= 1,25 \text{ kg/m}^3 \end{aligned} \rightarrow H = \frac{\Delta p}{\gamma_{\text{aria}}} \rightarrow \Delta p = H \gamma_{\text{aria}} = 625 \text{ Pa} \approx 6,25 \text{ cm H}_2\text{O}$$

## SOLUZIONI IMPIANTISTICHE



Girante allagata.

Fluido sempre in

contatto con la girante.

Alto costo d'impiego.

Installazione convenzionale.

Pompe sottobattente, non

serve lavoro per inondare

la girante.

Serbatoio intermedio con

pompe sottoposte.

## CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE

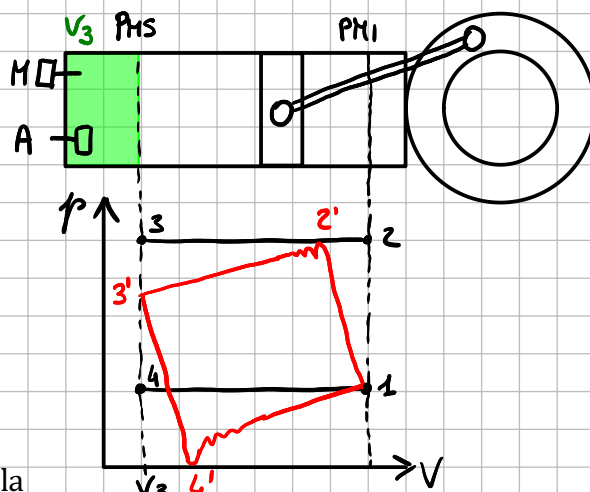
### P. VOLUMETRICHE ALTERNATIVE

1-2: COMPRESSIONE ( $V_{\text{cost}}$ )

2-3: MANDATA ( $V_3 \equiv \text{VOL. MORTO}$ )

3-4: ESPANSIONE DEL FLUIDO RESIDUO

4-1: ASPIRAZIONE



Nel diagramma p-V reale avremmo:

- Effetti dovuti alle perdite;
- Il moto alterno del pistone determina la variazione della pressione durante la fase di introduzione e mandata proporzionalmente al numero di giri;
- La portata varia durante la corsa di mandata con la stessa legge di variazione della velocità del pistone.

Portate medie:  $\dot{V} = V \cdot f \cdot i \cdot \eta_v = \left( \frac{\pi D^2}{4} s \right) \frac{n}{60} i \eta_v$  con  $s \equiv$  corsa del pist.  
 $i \equiv$  num. di pistoni  
 $\eta_v \equiv$  rendim. volumetrico.

Si assume  $\eta_v = 0,9 \sim 0,95$

Il moto del liquido è ovviamente alternativo, "ad impulsi", e questo costituisce un effetto fastidioso e indesiderato perché con la portata varia anche la pressione. Al di là degli effetti di sollecitazione su macchina e impianto, questi impulsi devono essere in qualche modo attenuati: per regolarizzare il moto del liquido si introducono casse d'aria a monte e a valle, che agiscono come smorzatori. La portata risultante ha un valore di picco minore, ma minore è anche la variazione.



PRO

+ Elevate prevalenze

CONTRO

- Portate intermittente
- Vibrazioni

## P. VOLUMETRICHE A MEMBRANA

Differiscono dalle pompe alternative per l'impiego di una membrana (o diaframma) come mezzo di pompaggio. In sintesi:



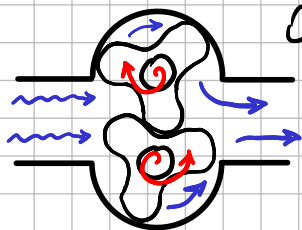
PRO

- + Perfette tenute (ideale per liquidi sabbiosi)
- + Portata costante con la pressione di mandata

CONTRO

- Basse prevalenze

## P. VOLUMETRICHE ROTATIVE



Q lobi/ingranaggi/palette oppure peristaltica

PRO

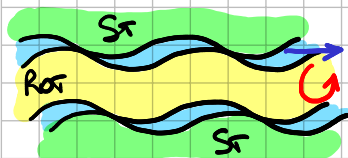
- + Portata costante
- + Elaborano fluidi autodlubrificanti o ad elevate viscosità

CONTRO

- Basse prevalenze
- Richiedono accurate lavorazioni

+ Portata continua senza pulsazioni, turbolenze o schiuma, fino a  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $p_B = 350 \text{ bar}$  e  $n = 1000 \text{ rpm}$

## POMPE MOHNO



Industria alimentare e chimica, adatta per fluidi sabbiosi o a viscosità molto elevate.

$$Q = 1 \text{ cm}^3/\text{min} \sim 400 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_B = 160 \text{ bar}, \Delta p = 70 \text{ bar}$$