

MACCHINE OPERATRICI

Classificazione

- Tipo di fluido: Compressori Pompe
 - Moto degli organi: Rotative Alternative
 - Scambi di lavoro: Volumetriche Dinamiche
- } Sono possibili tutte le combinazioni tra esse (alternative \nrightarrow dinamiche)

Scambi di energia

Energia entrante = Energia uscente

Lavoro fornito dall'esterno
(preso positivo)

Energia fornita al fluido

(termini specifici)

di 1° specie
(meccanica)

di 2° specie
(termica)

$$L = \int_1^2 v dp + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) + L_a$$

energia di pressione

energia cinetica

energia potenziale

lavoro di attrito

Viene definita
PREVALENZA H

Dissipazioni

È il tipo di energia che vogliamo fornire al fluido

$$H = \int_1^2 v dp + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1)$$

+ il lavoro rimane solo prevalenza, + il rendimento è UNITARIO

Se perde l'energia di pressione, la prevalenza è detta MANOMETRICA:

Se il flusso è incomprimibile, $\rho = \text{cost}$

$$\eta = \frac{H}{L_{in}} \quad \left. \vphantom{\eta} \right\} \text{(tutto in termini specifici)}$$

$$H_m = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad \longrightarrow \quad H_m = \frac{1}{\rho} \int_1^2 dp = \frac{\Delta P}{\rho}$$

Idealmente la macchina

deve trasferire solo energia di pressione al fluido (è il suo scopo)

Scriviamo la potenza assorbita:

$$L_{ideale} = \frac{\Delta P}{\rho}$$

$$P = \dot{m} L_m = \dot{m} \frac{H}{\eta}$$

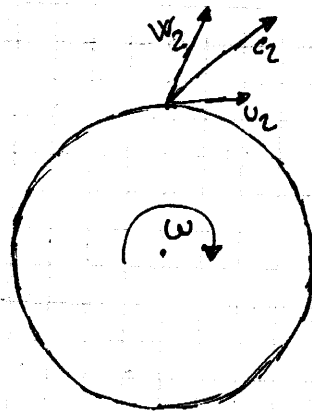
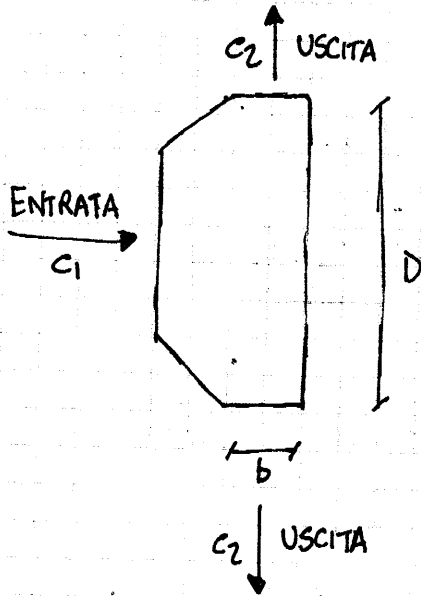
Notazione Spesso per le macchine opnatrici si usa il sistema tecnico:

$$H = \frac{P_B - P_A}{\gamma} + (z_B - z_A) + \left(\frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} \right) \quad [\text{metri}] \quad P = \frac{Q \gamma H}{\eta} \quad [\text{kW}]$$

$$\gamma = \rho g$$

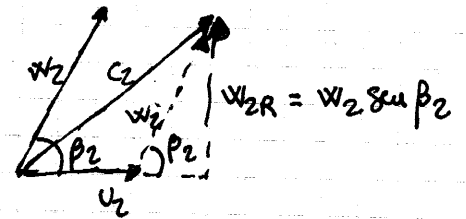
Macchina opnatrice centrifuga

(Fluido entra assialmente ed esce radialmente)



Calcolo portata volumetrica

Q = Sezione di uscita · componente di c2 ⊥ alla sezione di uscita (osserva triangolo di velocità)



Osservazione

Poiché c1 assiale, la sua componente tangenziale è nulla: c1u = 0

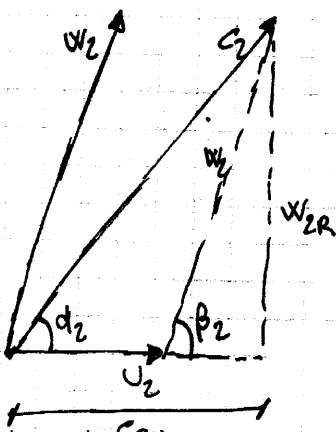
b = lunghezza bordo di uscita

$$Q = \pi D b w_2 \sin \beta_2$$

Calcoliamo il lavoro euleriano:

In generale: $L = c_{1u} u_1 - c_{2u} u_2$ → chiamando α l'angolo tra c e u

MA c1u = 0 → $L = -c_2 u_2 \cos \alpha_2$ $L = c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2$



Possiamo anche scrivere:

$$L = -c_{2u} u_2 = -u_2 (u_2 + w_{2R} \cot \beta_2)$$

Oppure possiamo riscriverlo in funzione di altre variabili:

$$Q = \pi D b w_{2R} \Rightarrow w_{2R} = \frac{Q}{\pi D b}$$

$$v_2 = \frac{D}{2} \omega = \frac{D}{2} \frac{2\pi u}{60} \Rightarrow v_2 = \frac{D\pi u}{60}$$

$$L = v_2 (v_2 + w_{2R} \cot \beta_2)$$

$$\left(\frac{D\pi u}{60}\right)^2 + \frac{D\pi u}{60} \frac{Q}{\pi D b} \cot \beta_2$$

Denominando:

$$K_1 = \left(\frac{D\pi}{60}\right)^2$$

$$K_2 = \frac{1}{60b}$$

$$\left(\frac{D\pi}{60}\right)^2 u^2 + \frac{1}{60b} Q u \cot \beta_2$$

$$K_1 u^2 + K_2 Q u \cot \beta_2$$

Analisi:

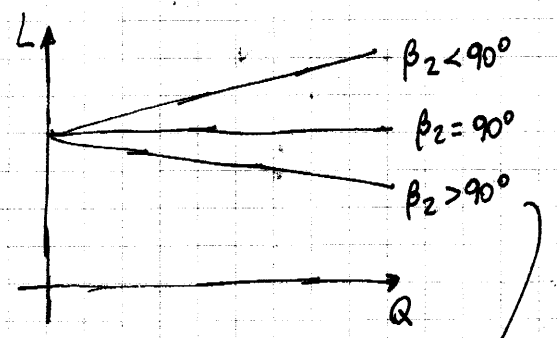
Direttamente proporzionale alla portata Q

Proporzionale al quadrato della velocità di rotazione (u)

Varia con l'angolo di efflusso sul vettore velocità (β₂)

Considerazioni sulla variazione dei parametri:

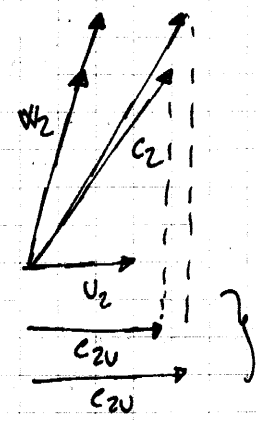
CASO A) u = costante
L ed insieme di Q e β₂



Con β₂ < 90° il lavoro aumenta al crescere della portata

[β₂ < 90° ⇒ pale della girante rivolte in avanti]

Analizzando i TDV:



[N.B. Aumento della portata con u = cost, significa v₂ = cost w₂ aumenta]

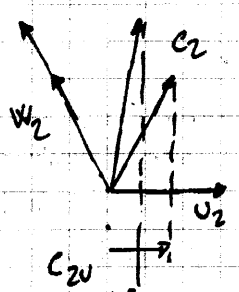
c_{2v} è cresciuto

$$L = c_{2v} v_2 \text{ cresce}$$

Con β₂ > 90° il lavoro diminuisce al crescere della portata

[β₂ > 90° ⇒ pale della girante rivolte all'indietro]

Analizzando i TDV



Per simulare aumento portata aumentiamo w₂

c_{2v} è diminuito:

$$L = c_{2v} v_2 \text{ è diminuito}$$

Flusso dello scorrimento (laborazioni con ipotesi di fluido non viscoso)

Esempio pratico

Cilindro in rotazione che contiene al suo interno fluido non viscoso

Poiché il fluido è non viscoso non risente del movimento delle pareti del cilindro, quindi rimane fermo rispetto al cilindro

Rotazione con velocità w

Nel sistema di riferimento solido con il cilindro:

- Cilindro è fermo \Rightarrow fluido sta rotando con velocità angolare $-w$

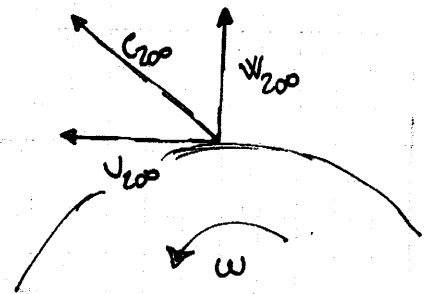
Applicazione a un compressore centrifugo a pale radiali ($\beta_2 = 90^\circ$)

Hp: flusso unidimensionale $\Rightarrow w_2$ è parallelo alla linea di condotto (\Rightarrow radiale)

il TDV diventa

Indichiamo qst situazione con il pedice ∞

Se $w_{2\infty}$ è radiale allora la componente tangenziale di $c_{2\infty}$ è proprio $U_{2\infty}$, cioè la velocità periferica della girante

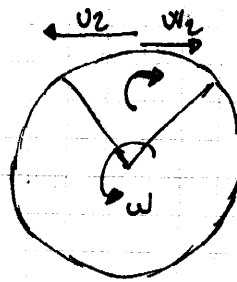


Come se ci fossero infinite pale di spessore infinitesimo

come se il flusso fosse completamente guidato dalle pale (in assume la sua stessa componente tangenziale)

Questa situazione può essere vista come sovrapposizione di 2 condizioni:

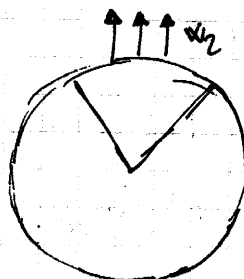
- (A) Sola rotazione, con portata nulla
- (B) Girante ferma, con passaggio della portata Q



CASO A

Poiché il fluido non può uscire dalla ruota, ed è ferma ruota con vel. $-w$

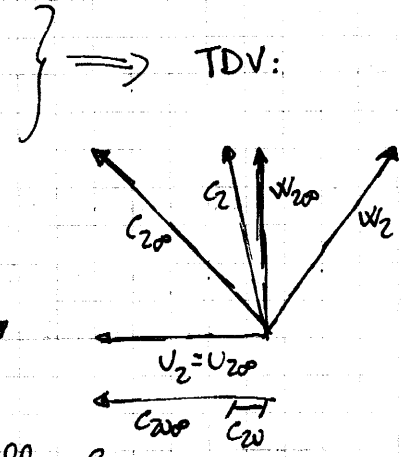
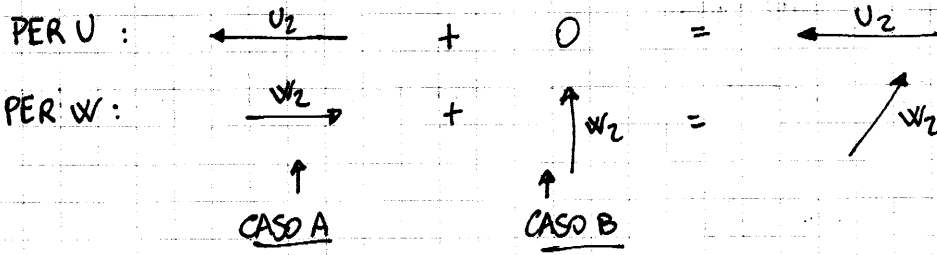
La velocità relativa è w_2



CASO B

Poiché la ruota è ferma, e il flusso deve solo allontanarsi dalla ruota, allora la velocità relativa è radiale uscente

Sommando le due velocità, otteniamo quella reale:



La componente C_{20} maggiore si ottiene nel caso ideale

Sottraiamo i triangoli di velocità ottenuti nel caso ∞ e in quello reale

Nel caso reale quindi il lavoro trasferito dalla macchina al fluido è MINORE

Fattore di scorrimento (slip factor)

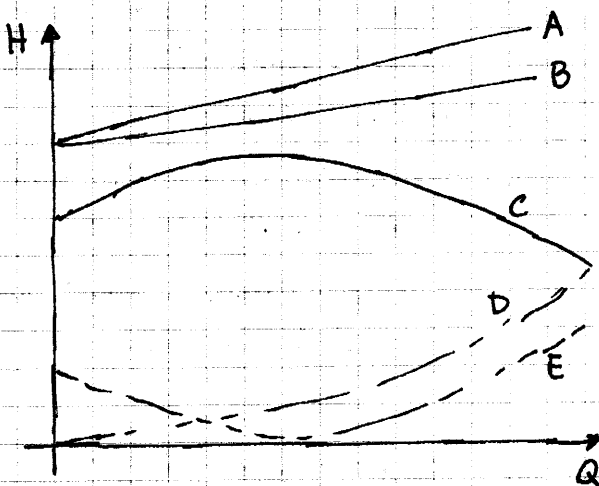
$$\sigma = \frac{C_{20}}{C_{200}} \quad \sigma \in [0,1]$$

indica quanto riusciamo ad avvicinarci al caso ideale

ATTENZIONE Ciò non significa che c'è una perdita di lavoro maggiore, ma soltanto che non riusciamo a trasferire molta energia al fluido

Curve caratteristiche e stabilità

- Curva caratteristica interna (reale): si ottiene da quella teorica, sottraendo le perdite per attrito e per imbocco



- A - Lavoro Euleriano (fatto con ipotesi di flusso monodimensionale)
- B - Lavoro Euleriano reale (considerando gli effetti dello scorrimento)

- D - Perdite per attrito
 - Perdite di carico distribuite lungo le tubazioni - variano con il quadrato della portata!

- E - Perdite per imbocco
 - Perdite concentrate nei punti in cui varia la direzione del tubo

C - CURVA CARATTERISTICA INTERNA REALE

C = B - D - E

Sono 0 le condizioni di progetto → "di imbocco" x K all'ingresso della pompa variano velocemente le direzioni

Cosa ci dice il grafico? Per ogni valore della portata, ci dice il valore della prevalenza che può fornire la pompa

Nota: Le curve sono costruite a $u = \text{cost}$ e si alzano verso l'alto all'aumentare di u

• Curva caratteristica esterna (dell'impianto)

↳ Ci dice, per ogni valore della portata, qual è la prevalenza richiesta x il funzionamento di tutto l'impianto

Cosa succede quando inserisco la pompa nell'impianto?

↳ Essa funzionerà in modo da fornire una prevalenza uguale a quella richiesta dall'impianto

Il punto di funzionamento è il punto di intersezione tra le due curve

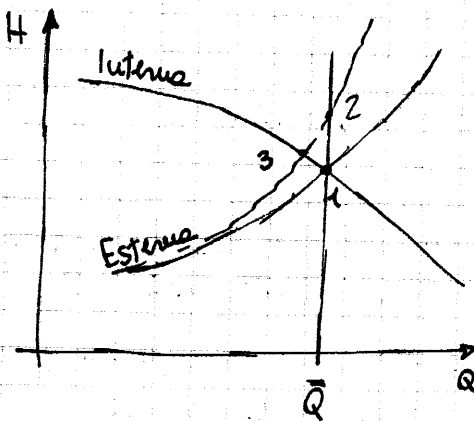
Analisi della stabilità del punto di funzionamento:

→ STABILE

Se accade una variazione il sistema ritorna un punto di equilibrio

→ INSTABILE ... viceversa

Casi di equilibrio STABILE



↑
Aumento perdite di carico

Aumento portata

Se, durante le normali condizioni, aumenta improvvisamente la portata, abbiamo che:

- la prevalenza fornita dalla pompa diminuisce
- la prevalenza richiesta dallo impianto aumenta

⇓

La pompa non riesce a far circolare fluido nell'impianto così portata si riduce x

tornerà al punto di stabilità

L'impianto deve lavorare ad una certa

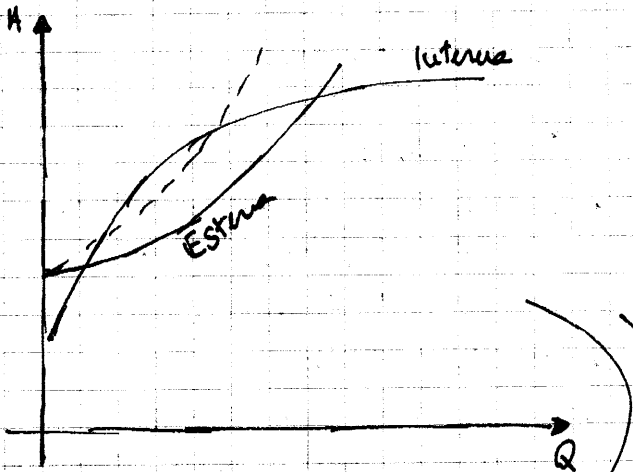
\bar{Q} → Se ci fosse un aumento delle perdite di carico, la portata si ridurrebbe, quindi è necessaria una prevalenza + alta x mantenere \bar{Q} (es. esterna varia verso l'alto)

Nelle nuove condizioni, la pompa ritrova un equilibrio al punto 3, riducendo di poco la portata e aumentando prevalenza

(le due curve trovano un punto d'incontro)

[per chiarire, fare esempio con colonna d'acqua]

Casi di equilibrio INSTABILE



Osservazione

La prevalenza (espressa in metri) può essere vista la massima altezza che una colonna di fluido può raggiungere all'uscita della macchina

(la quantità è indipendente dal tipo di fluido)

Aumento portata

Se la portata aumenta improvvisamente, la prevalenza fornita dalla pompa è maggiore di quella richiesta dall'impianto

Poiché la prevalenza è maggiore, la portata tende ad aumentare, instaurando una reazione a catena e allontanandosi dall'equilibrio

Aumento delle perdite di carico

Variazione curva esterna verso l'alto

Macchina non riesce a soddisfare più richieste impianto e riduce portata. può cercare punto di equilibrio, CHE NON TROVA

IN GENERALE:

Nel punto di funzionamento

- x STABILITA': pendenza curva interna minore di quella esterna
- x INSTABILITA': viceversa

Confronto tra i diversi giranti (x macchina centrifuga)

NOTE	β	VANTAGGI	SVANTAGGI
A pale in avanti	$< 90^\circ$	+ scambio energetico adatto come ventilatori	velocità uscite all'uscita: + perdite tratto iniziale curva crescente: + instabilità
A pale all'indietro	$> 90^\circ$	ampia tratto di stabilità	minimo scambio energetico
A pale radiali	$= 90^\circ$	Migliori con alte velocità di rotazione, pale pollettatura + adatta a sopportare sollecitazioni	

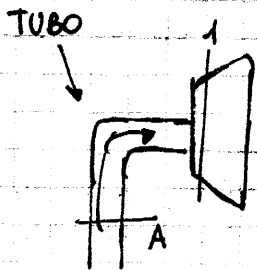
Fenomeno della CAVITAZIONE

↳ Accade quando il fluido evapora, poiché la sua pressione diviene minore di quella di saturazione.

DOVE PUO' AVVENIRE?

Nella zona in cui si raggiunge la pressione minore, cioè all'entrata della girante

(poiché all'entrata il fluido ha appena superato il cambio di direzione del tubo, subendo un'ulteriore perdita di carico)



COSA PROVOCA?

Le bolle di vapore, quando arrivano a pressioni elevate, vengono rapidamente schiacciate dal liquido circostante, provocando irruzioni brusche di forze e pressioni, vibrazioni e fenomeni di corrosione

COME MAI?

- Aumento locale della temperatura del liquido, che causa aumento P_{sat}
- Perdite di carico
- Eventuale aumento velocità (che x Bernoulli, a energia costante, corrisponde a $\Delta p < 0$)
- Dislivelli da superare (vedi sempre Bernoulli)

COME SI MISURA?

Applichiamo equazione di Bernoulli tra la flangia di ingresso (sezione A) e la sezione di imbocco della girante (sezione 1) → che è il punto in cui abbiamo la pressione minima

$$\frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} = \frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Y$$

con $Y =$ perdite tra la sezione A e la 1

$$Y = \Delta p + h \frac{w_1^2}{2g} \rightarrow \text{Perdite di imbocco (calcolate)}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = \left(\frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} \right) - \left(\frac{C_1^2}{2g} + \Delta p + h \frac{w_1^2}{2g} \right) \geq \frac{P_{sat}}{\gamma}$$

↳ Perdite distribuite

$P_1 \geq P_{sat}$ affinché liquido non evaporii

$$\left(\frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} \right) - \frac{P_{sat}}{\gamma} \geq \frac{C_1^2}{2g} + \Delta p + h \frac{w_1^2}{2g}$$

Le due quantità sono dimensionalmente dei carichi

Definiamo il termine NPSH
Carico Totale Netto all'Aspirazione

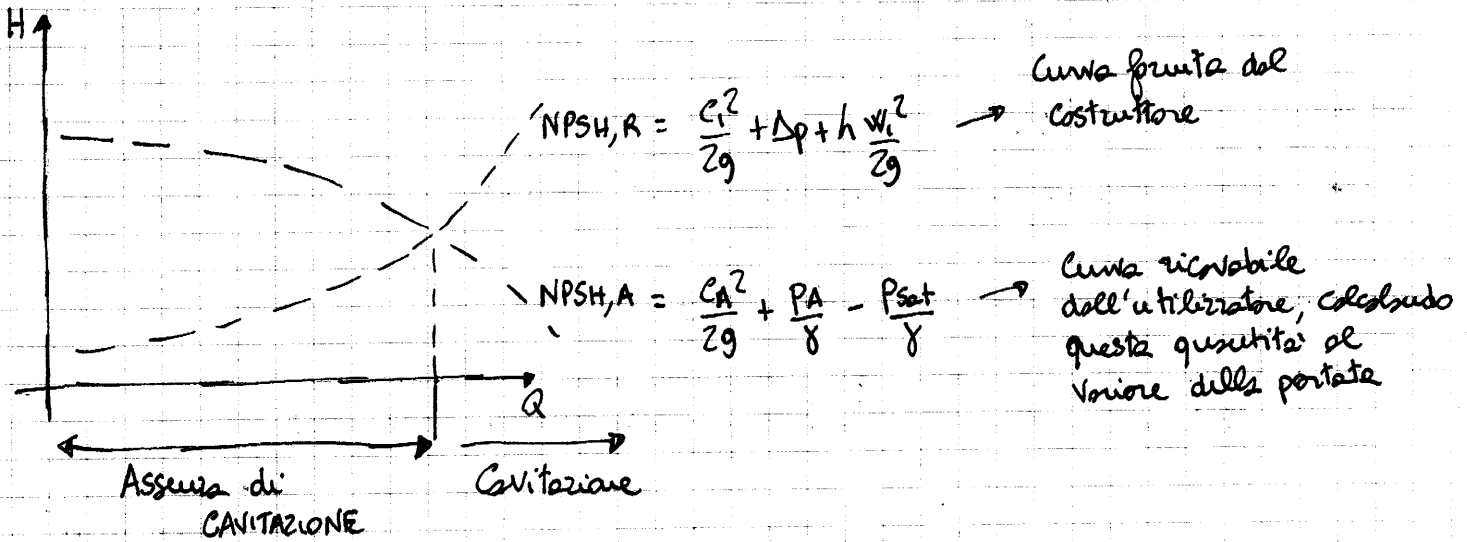
Differenza tra la pressione totale di ingresso flangia e il carico di saturazione

Somma dell'energia cinetica all'uscita della girante e delle perdite nella prima parte della pompa

Dato caratteristico dell'impianto
NPSH,A ("Available")

Dato caratteristico della POMPA
NPSH,R ("Required")

Audaziando disuguaglianza graficamente:



Come fare x aumentare zona di assenza di cavitazione?

Aumentare NPSH,A

Diminuire NPSH,R

- 1) far lavorare la pompa sotto battente, in modo da aumentare pressione nella sezione 1
 ↓
 Se non si può (cune, lago) cercare di lavorare almeno a pelo battente
- 2) ridurre perdite di carico nelle tubazioni che collegano serbatoio alla pompa
- 3) raffreddare liquido in modo da ridurre $P_{saturazione}$

- 1) Selezione pompe a basse velocità di rotazione per ridurre perdite nel corpo pompa (MA costoso di più)
- 2) impiegare un "INDUCER" a monte della girante

Che cos'è?

È un girante assiale con NPSH bassissimo che viene montato davanti al girante della pompa, in modo da creare già un livello di prevalenza che innalza pressione

Leggi di affinita'

$Q \propto c \propto u$

Q è proporzionale a c , che è prop. a u ,
che è prop. a u : Se u raddoppia, raddoppia Q

$H \propto L \propto u^2$

Il numero euleriano è proporzionale direttamente
a H $L = \frac{H}{\eta}$, e inoltre è proporzionale al quadrato di u

$P \propto QH \propto u^3$

$P = \frac{QH\gamma}{\eta}$ quindi è proporzionale
al cubo di u

$H \propto u^2$

Regolazione della portata

↳ Spesso è necessario regolare la portata: Come? 3 MODI:

1) Variazione caratteristica esterna (strozciamento)

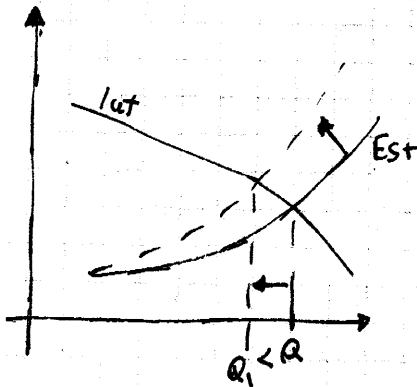
↳ Si inserisce una valvola di limitazione a valle della pompa che può stringere la sezione di passaggio, provocando uno strozciamento

Lo strozciamento produce notevoli
perdite di carico nell'impianto, rendendo
necessaria una prevalenza maggiore per
il suo funzionamento

Non a vuoto xk
si rischierebbe la
cavitazione

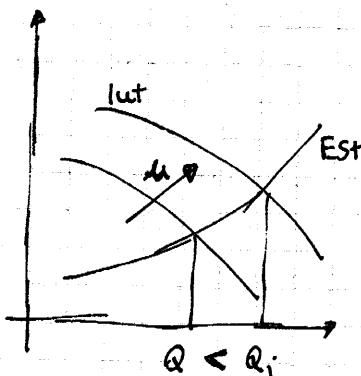
↳ la caratteristica esterna
si sposta verso l'alto e
il punto di funzionamento
verso sinistra

↳ La portata si
riduce



2) Variazione caratteristica interna (variazione numero giri)

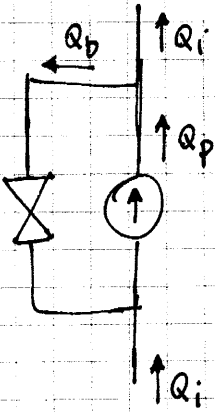
↳ Variando il numero di giri della
pompa (es. aumentando), la
caratteristica interna si sposta
verso l'alto, e il punto di
funzionamento verso destra,
aumentando portata



{ Con i motori
asincroni
(i + utilizzati)
non è possibile }

3) By-pass

Il fluido già elaborato dalla pompa, viene in parte riportato a valle in un condotto in parallelo alla pompa, riducendo portata impianto: COME MAI?



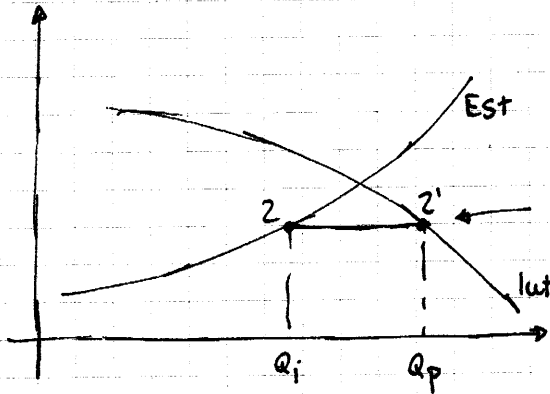
$Q_b = Q$ bypass
 $Q_i = Q$ impianto
 $Q_p = Q$ pompa

$Q_p = Q_i + Q_b \Rightarrow Q_i < Q_p$ ed è tanto minore quanto è maggiore il bypass

Cosa succede?

Le condizioni di funzionamento convergono quando le due prevalenze sono uguali

↓ HA
 le portate x impianto e pompa ora sono diverse



2 e 2' sono le condizioni di funzionamento rispettivamente per impianto e pompa

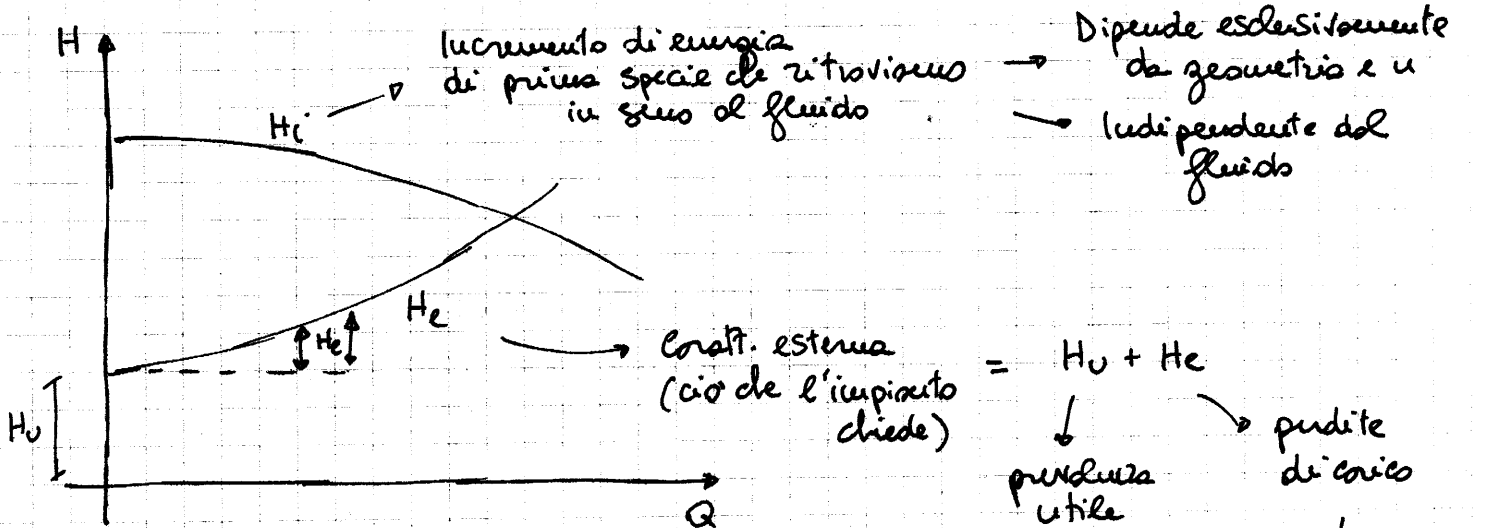
Riduciamo portata impianto, mantenendo la portata della pompa costante (o aumentandola)

PRO E CONTRO DEI 3 METODI

	PRO	CONTRO
Variabile numero giri	Minima spesa energetica	Maggiore costo e complessità
Storciamento	Semplicità di impianto	Notevoli perdite Aumento prevalenza Possibile instabilità Possibile erogazione
By pass	"	Controindicazione o bloccaggio

→ xk ci spostiamo in zone in cui la differenza di prevalenza tra le due curve diminuisce (t a sinistra)
 → Se mettiamo la valvola a monte

REGOLAZIONE MACCHINE OP. IDRAULICHE



Punto di funzionamento: condizioni in cui potenza fornita e richiesta si eguagliano

Incremento di energia di 1° specie in seno al fluido considerando non solo la pompa, ma anche tutti i condotti e impianto circostante

perdite di carico
 ↳ perdite fluidodin. che si osservano con la portata

Condizione di funzionamento privilegiata

Si verifica in corrispondenza di una portata Q

di imbocco

2 tipologie di perdite

E' quella in cui dovrebbe operare

Perdite distribuite
 si ottengono lungo i condotti di collegamento

Dobbiamo fare in modo che questi punti siano abbastanza vicini

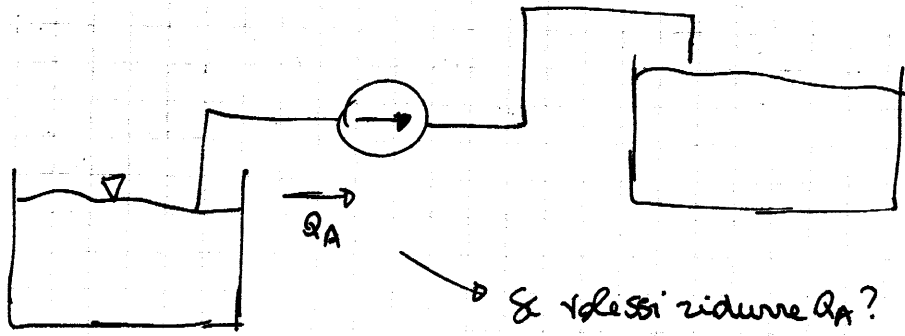
Però, se per alcuni motivi si debba modificare la portata elaborata dalla pompa

(punto di funzionamento coincide con condizione di rendimento elevato)

3 metodi di fare ciò:

STROZZAMENTO
 O LAMINAZIONE

STROZZAMENTO



Se volessi ridurre Q_A ?
 Si inserisce a valle della pompa una valvola di laminazione

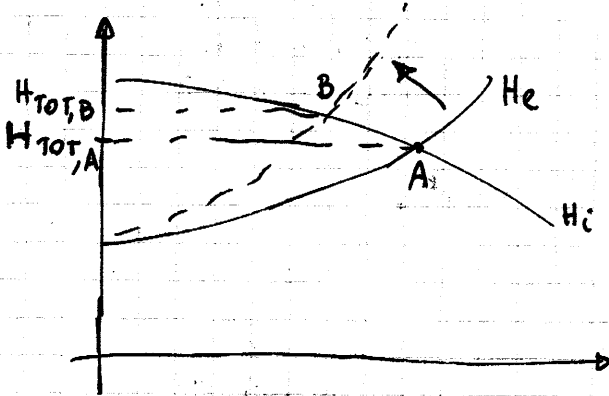
↓
 Che comincia a stringere la serbatoio

Si introduce una perdita di carico concentrata

↙
 Aumentano le perdite dell'impianto (mentre la pompa non ne risente)

↘
 C. interna rimane la stessa
 C. esterna si impenna

↘
 Non si mette a monte altrimenti la perdita di carico potrebbe causare CAVITAZIONE



Potenza della pompa $P = \frac{\rho Q H_{TOT} g}{\eta_p}$

→ cambia in A o B?

↓
 da A e B:

- riduzione di portata
- aumento pressione
- e la potenza??

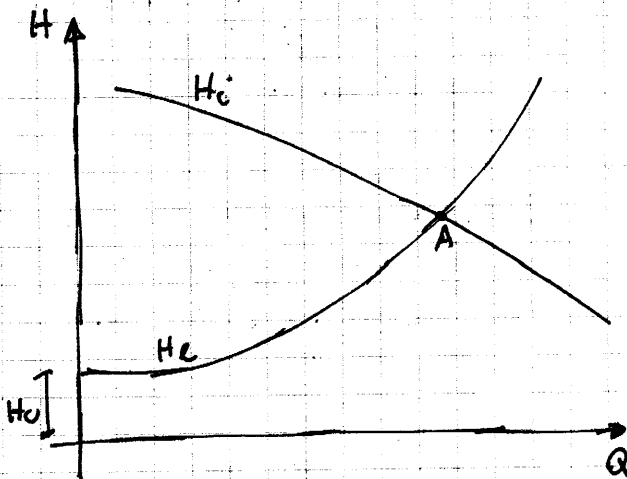
↓
 Dipende dalla stessa caratteristica interna se essa è molto pendente, la prevalenza totale impenna e quindi la potenza assorbita aumenta molto

Quindi:

- Valvola è fortemente dissipativa
- MA per minimizzare l'aumento di potenza, basta scegliere una car. interna poco pendente

PRO → Facilità d'installazione e utilizzo

REGOLAZIONE GIRI



A: punto di funzionamento di progetto (coincidente con quello di massimo rendimento)

Se volessi ridurre la portata, basta ridurre il numero di giri



La caratteristica si sposta verso il basso e il p.to di funzionamento si sposta verso sinistra



Q diminuisce

Inoltre sia Q che H diminuisce quindi anche la potenza assorbita diminuisce

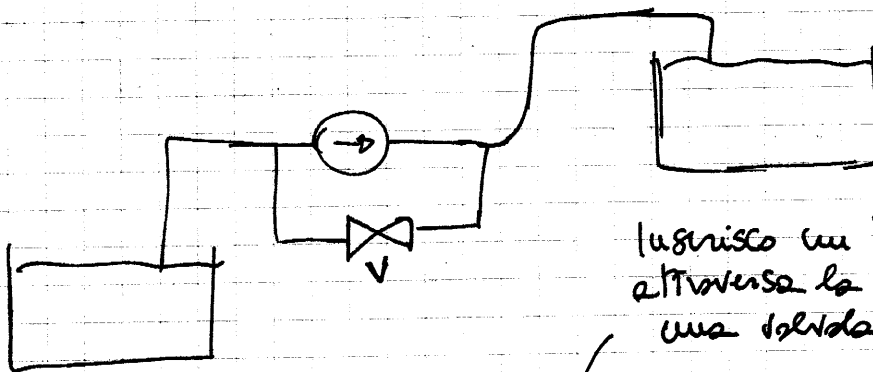
Inoltre non vi sono effetti dissipativi

CONTRO Se utilizziamo un motore elettrico a corrente alternata, il regime del motore elettrico non può essere variato e così non può essere toccato il numero di giri della pompa

Come fare?

- Acquistare inverter per motore (costoso)
- Utilizzare motore a Combustione interna

BYPASS



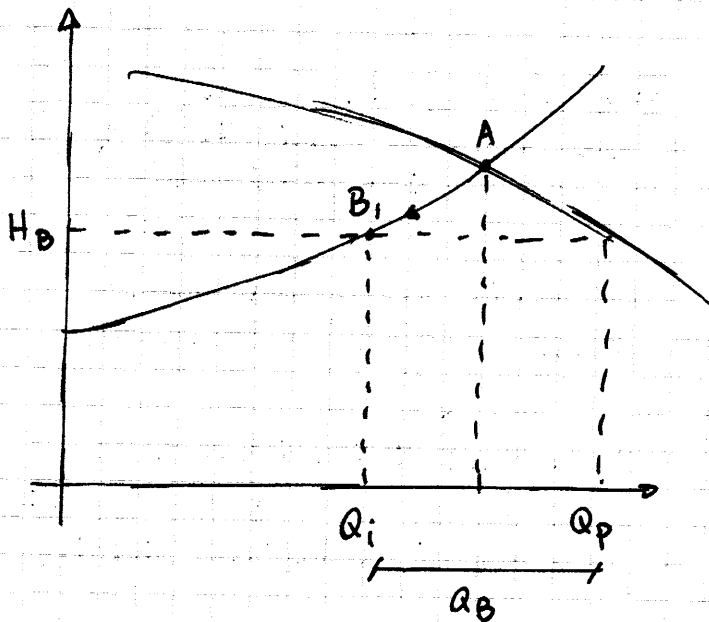
Inserisco un bypass al condotto che attraversa la pompa, regolata attraverso una valvola di laminazione

Se V è chiuso, funzionamento solito

Se cominciamo ad aprire la valvola, parte del fluido a valle della pompa ritorna a monte

Q nell'impianto si riduce (e la chiamiamo Q_i)

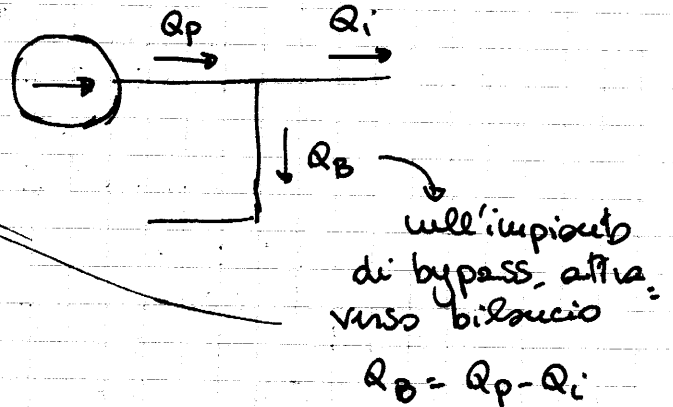
Poiché Q_i è più piccola, la perdita richiesta è minore



H_B : un'alta prevalenza richiesta dall'impianto che funziona a portata Q_i

La pompa, però, può fornire una prevalenza H_B , deve lavorare con una portata pari a Q_p (vedi figura)

Le portate sono divise



Cosa accade in termini di potenza?

Per il calcolo della potenza:

- H è la prevalenza fornita dalla pompa
- Q è la portata elaborata dalla pompa

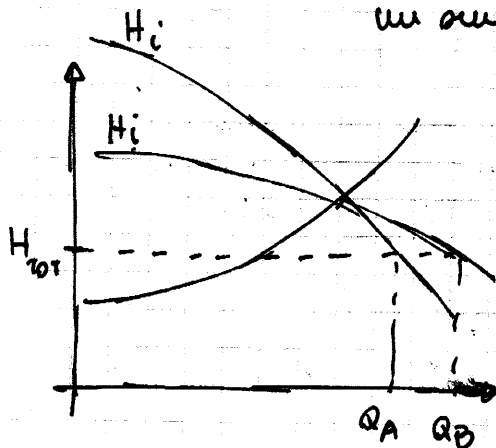
La portata volumetrica aumenta
La prevalenza fornita diminuisce

E la potenza?

Aumento dipende dall'andamento caratteristica interna

In questo modo, alla diminuzione brusca di H , corrisponde un aumento piccolo di Q

Per far sì che la potenza diminuisca, dobbiamo avere una caratteristica interna più ripida



meno produttiva
 $Q_B > Q_A$

più produttiva

ANALISI

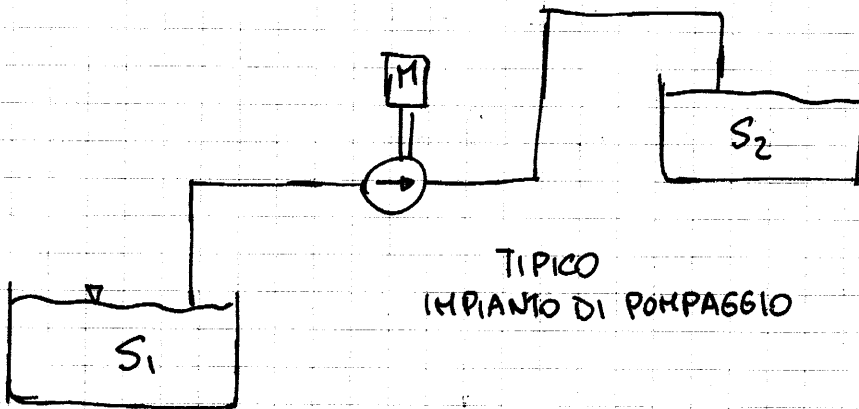
- Se le potenze in gioco sono notevoli, è preferibile ricorrere per un sistema non dissipativo, anche se più costoso.

↳ Meglio fare un investimento iniziale ed evitare eccessivi sprechi in seguito

Nota bene: se non dispongo di un motore adatto a regolare un numero di giri della pompa, posso sempre regolare attraverso un Trasmissione meccanica a cinghia o a catena ecc...

In questo modo bisogna considerare le perdite in attrito nelle trasmissioni (cioè il rendimento meccanico)

- Se le potenze in gioco sono piccole, a quel punto dissipare un po' di energia in più non è molto costoso.



TIPICO IMPIANTO DI POMPAGGIO

Uno dei problemi più critici: CAVITAZIONE

Il fluido scende al di sotto della pressione di saturazione

Comincia una fase di evaporazione del fluido

Si formano nel condotto sacche di vapore di acqua

Queste trasmissioni notevoli sollecitazioni meccaniche a tutto quello che circonda

Dove può avvenire principalmente?

Quali sono i punti in cui vi è la pressione + bassa?

Vedi schema

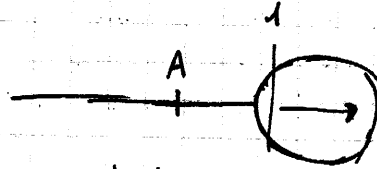
Sezione di ingresso della girante

(punti qui è l'ultimo punto prima che il fluido venga compresso)

Le sacche di vapore nella girante vengono compresse e poi esplodono, provocando danni seri alla girante.

La pressione è solo quella in senso al fluido

Come fare per evitare cavitazione



A - flangia di aspirazione
1 - sezione di ingresso della girante

Tra A e 1 non vi è variazione di energia (Bernoulli):

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{c_A^2}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + Y$$

perdite per attrito tra A e 1

Semplificazione: non vi è variazione di quota $\Rightarrow z_A = z_B$

Inoltre: Y (termine dissipativo) = $\frac{\Delta p}{\gamma} + h \frac{w_i^2}{2g}$

\downarrow distribuite \downarrow imbocco

Calcoliamo P_1 :

$$\begin{aligned} \frac{P_1}{\gamma} &= \frac{P_A}{\gamma} + \frac{c_A^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} - \frac{\Delta p}{\gamma} - h \frac{w_i^2}{2g} = \\ &= \frac{P_A}{\gamma} + \frac{c_A^2}{2g} - \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{\Delta p}{\gamma} + h \frac{w_i^2}{2g} \right) \end{aligned}$$

Patrimonio energetico del fluido alla sezione A

Elementi che diminuiscono patrimonio energetico

- c_1 - perdite

Affinché non ci sia cavitazione:

$$\frac{P_1}{\gamma} > \frac{P_s}{\gamma}$$

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{c_A^2}{2g} - \frac{P_s}{\gamma} > \frac{c_1^2}{2g} + \frac{\Delta p}{\gamma} + h \frac{w_i^2}{2g}$$

Accomparsi in modo diverso

Parametri dipendenti da impianto e fluido

Parametri che dipendono solo dalla pompa

- perdite interne della pompa
- velocità di ingresso

Definizione di NPSH : Net Positive Suction Head

NPSH, A \rightarrow Available $\rightarrow \frac{P_A}{\rho} + \frac{C_A^2}{2g} - \frac{P_S}{\rho}$

NPSH, R \rightarrow Required $\rightarrow \frac{C_1^2}{2g} + \frac{\Delta P}{\rho} + h \frac{w_1^2}{2g}$

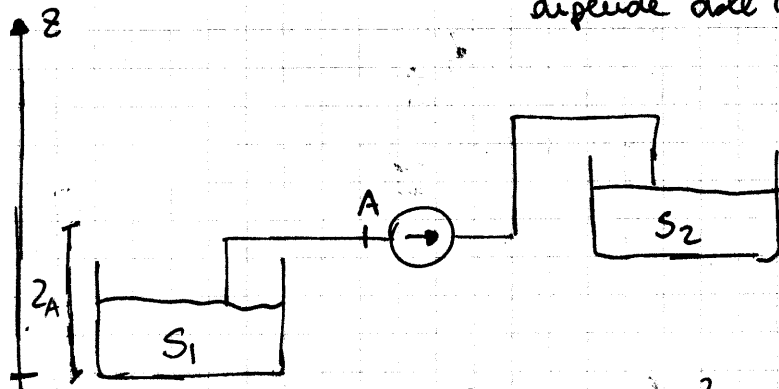
$NPSH, A > NPSH, R$

Come procedere:

- il costruttore della pompa ci fornisce NPSH, R
- NOI dobbiamo calcolare NPSH, A in base all'impianto

Se $NPSH, A > NPSH, R$
OK, altrimenti...

Punto NPSH, A dipende dall'impianto?



$$\frac{P_{S1}}{\rho} + z_{S1} + \frac{C_{S1}^2}{2g} = \frac{P_A}{\rho} + \frac{C_A^2}{2g} + z_A + \Delta P_c$$

↓
perdite nel condotto che collega S1 ad A

$$\frac{P_A}{\rho} + \frac{C_A^2}{2g} = \frac{P_{S1}}{\rho} - z_A - \Delta P_c = NPSH, A$$

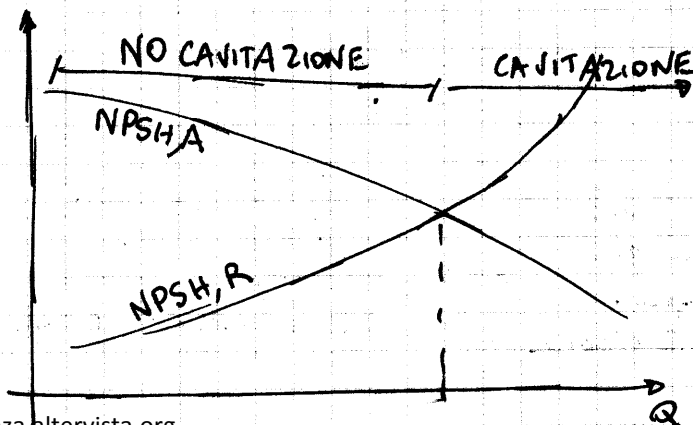
Per aumentare NPSH, A, basta ridurre la quota a cui è installata la pompa.
Al limite, posizionarla sotto battente

NPSH, A e R variano con la portata:

- pm A : dipende dalle perdite di carico, che aumentano con Q
se Q aumenta \rightarrow NPSH, A decresce
- pm B : dipende dalle perdite di carico, ma con segno positivo, che aumentano con Q

↓
In questo modo, sicuramente non avrò cavitazione

se Q aumenta
 \rightarrow NPSH, R cresce



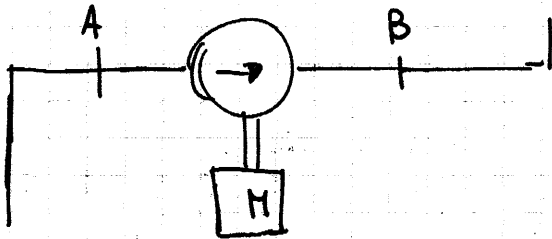
Combinando con il grafico delle caratteristiche, possiamo individuare il punto di funzionamento che deve risiedere nella zona di assenza di cavitazione

→ Se il punto è in zona di cavitazione, cosa fare?

- ① Cerco di aumentare NPSH,A
- ② Se non ci riesco, provo a diminuire NPSH,R, cioè cambio la pompa con una più efficiente (quindi riduce le perdite e NPSH,R) MA costa di più
- ③ Se non posso spendere troppo, compra una pompa ausiliaria, detta inducer

PROBLEMI DI AVVIAMENTO

Condizione iniziale: condotta vuota (cioè piena di aria)



↓
All'inizio la pompa comprime aria
Se la prevalenza è H :
 $\Delta p = H \rho g$ $\rho = \rho_{\text{aria}}$

⇓
Nella condotta si realizza una depressione pari a questo valore
Anche il fluido a monte questa depressione e viene innalzata nella condotta

Di quanto?

$$h = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (\text{legge di Pascal}) \quad \Rightarrow \quad h = \frac{H \rho_{\text{aria}} g}{\rho_{\text{H}_2\text{O}} g} \sim 0,001 H$$

Come fare?
Bisogna già riempire il condotto d'acqua

↓
Cioè l'acqua non si alza nella condotta per essere risucchiata dalla pompa