



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



Dipartimento
di Ingegneria Industriale

Le pompe alternative

Corso di Macchine 1

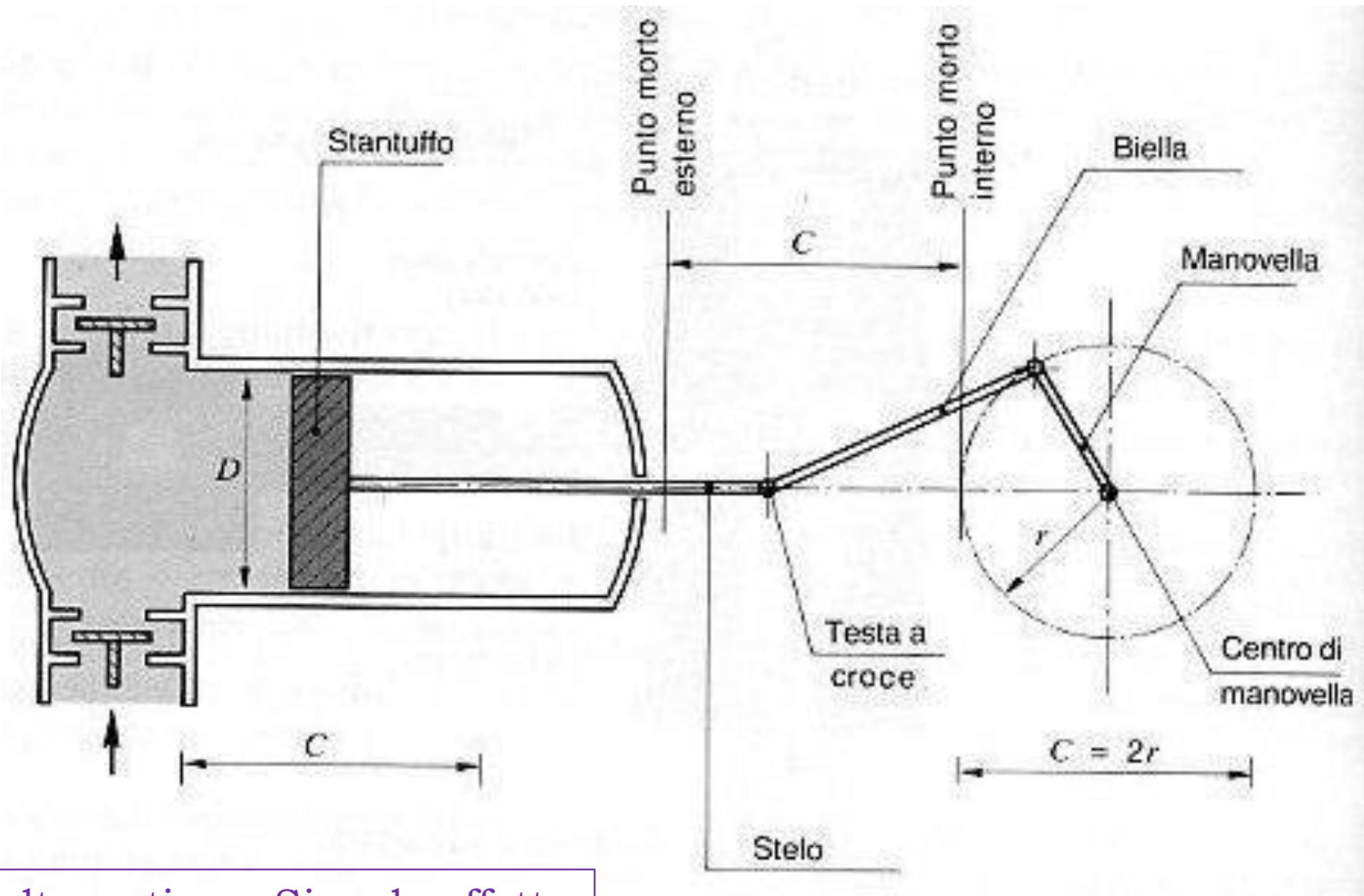
Agenda

- ▶ Pompe volumetriche alternative: generalità
- ▶ Pompe volumetriche alternative: portata
- ▶ Scambio Energetico nelle pompe volumetriche alternative
 - ▶ Diagramma Indicato con fluido perfetto e effetti inerziali nulli
 - ▶ Lavoro per Unità di Massa
 - ▶ Diagramma Indicato con fluido perfetto
 - ▶ Diagramma Indicato nel caso reale
- ▶ Rendimento nelle pompe volumetriche alternative
- ▶ Campi di impiego e condizioni di esercizio



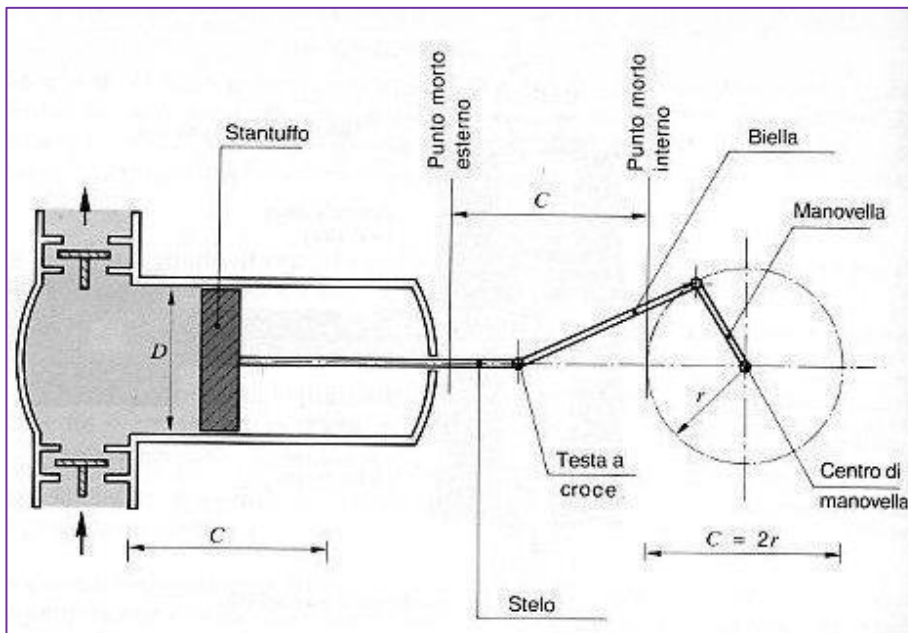
Pompe volumetriche alternative: Generalità

Pompe alternative: generalità



Pompa alternativa a Singolo effetto

Pompe alternative: generalità



Pompa alternativa a Singolo effetto

- Elaborano **portate** molto piccole:
 $Q_v < 0.1 \text{ m}^3/\text{s}$
- **Pressioni** molto elevate (fino a circa 200÷300 bar)
- Il **funzionamento alternativo** e **non continuativo** dà luogo a effetti negativi quali:
 - Rumore
 - Vibrazioni
 - Fenomeni dinamici
- Sono caratterizzate da un «**volume nocivo**» per impedire il contatto delle valvole con lo stantuffo o pistone

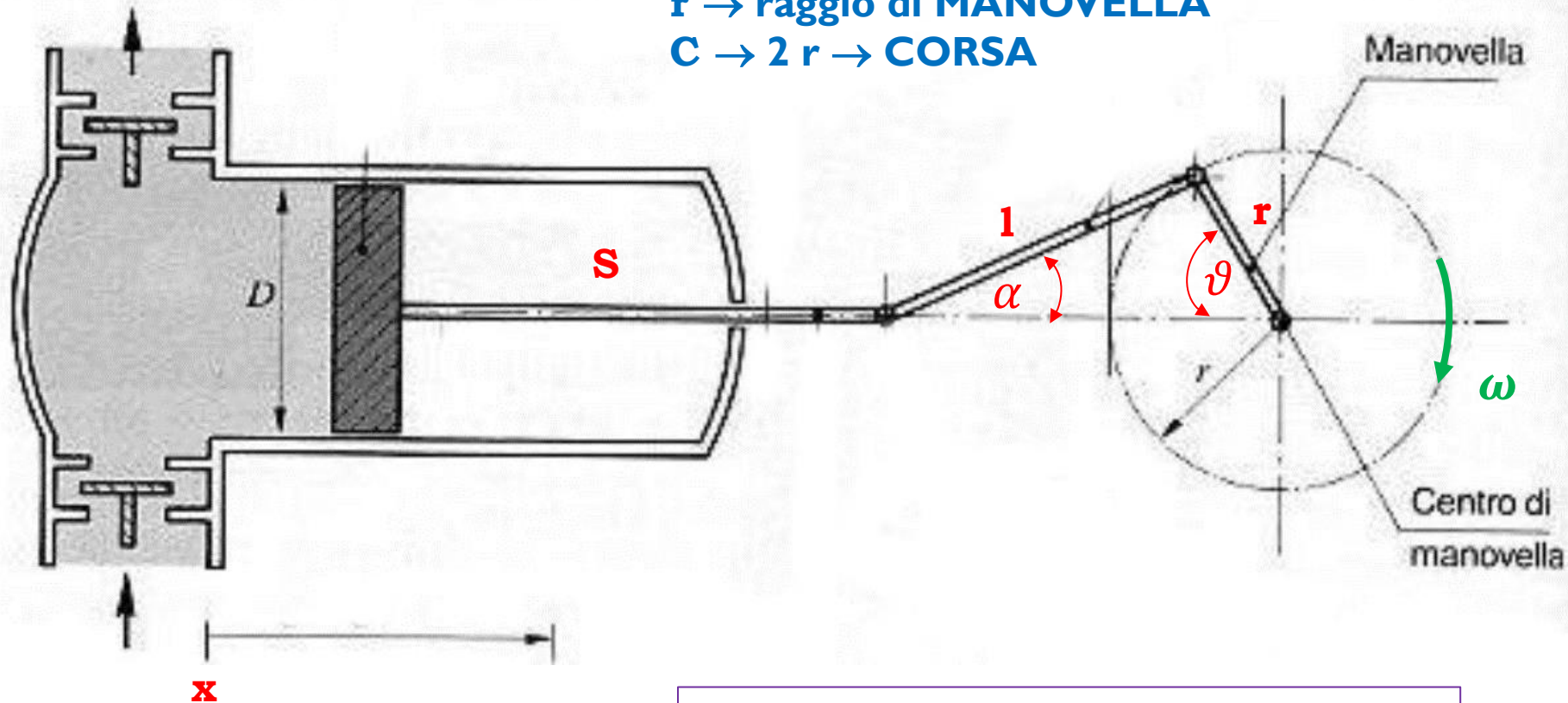
Pompe alternative: generalità

S → Stelo

l → Lunghezza BIELLA

r → raggio di MANOVELLA

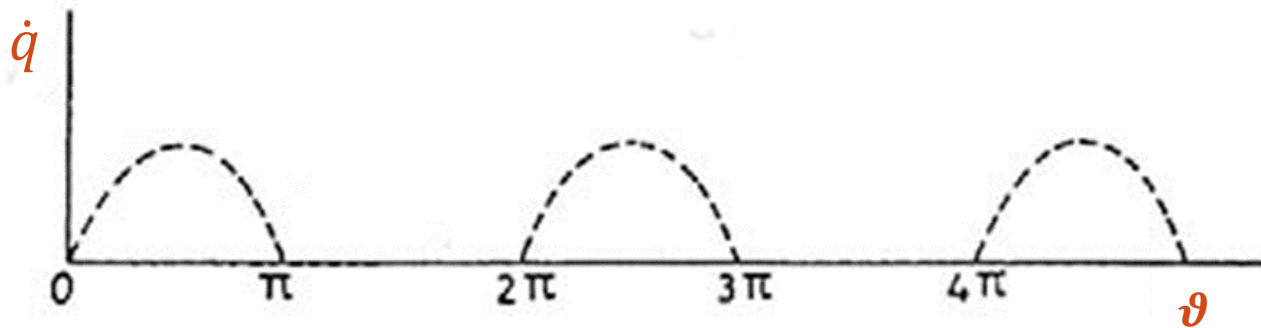
C → $2r$ → CORSA



Pompa alternativa a Singolo effetto

Pompe volumetriche alternative: Portata

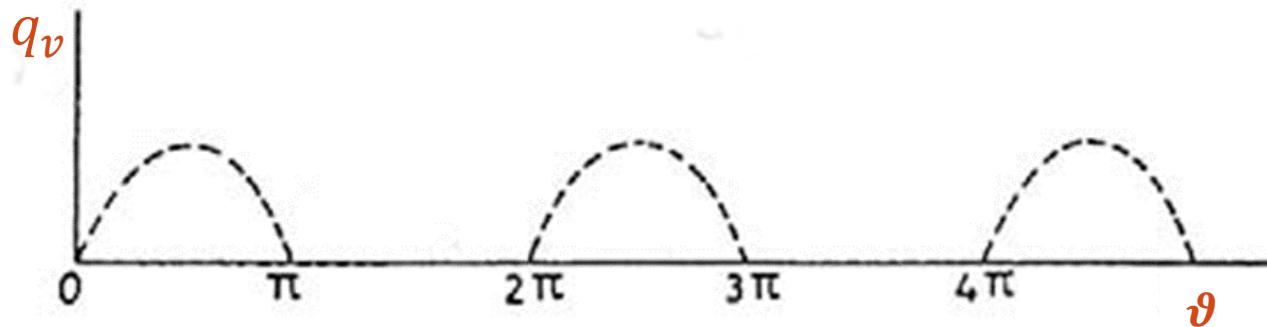
Pompe alternative a singolo effetto: portata



$$q_v = A_P \dot{x}_P$$

COME SI PUO' ESPRIMERE $\dot{x}_p$?

Pompe alternative a singolo effetto: portata

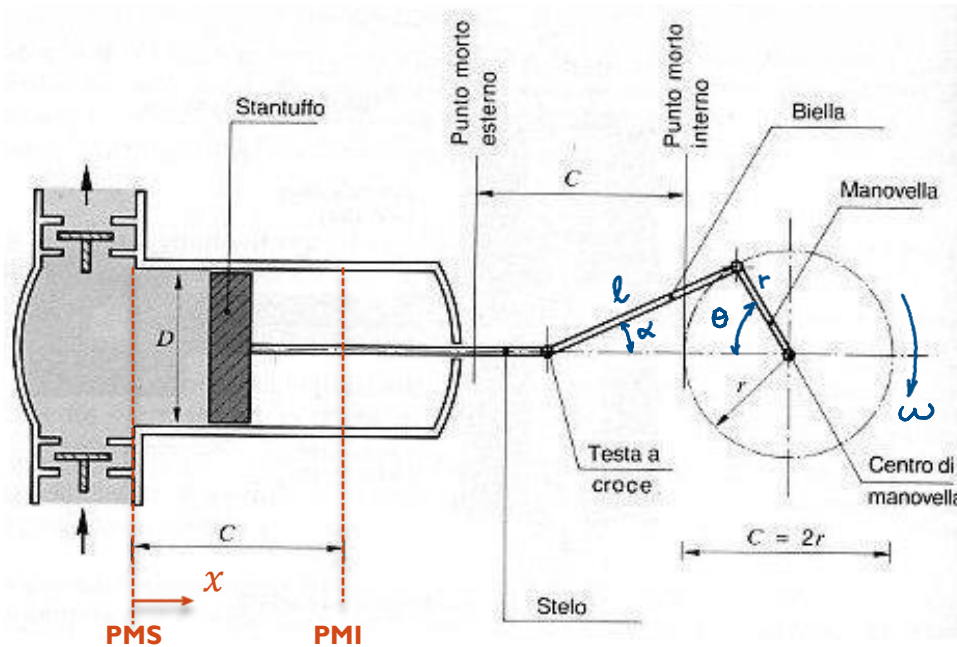


$$q_v = A_P \dot{x}_P = A_P \cdot r\omega \left(\sin \vartheta + \frac{r}{2l} \sin 2\vartheta \right)$$

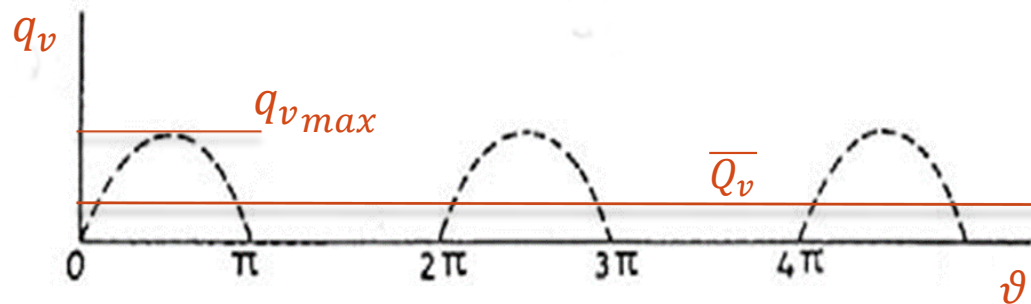
- Si supponga $l/r > 3,5$ così da poter trascurare le armoniche di ordine superiore e ritenere il moto del pistone perfettamente armonico:

$$x_p \approx r(1 - \cos \vartheta) \quad \Rightarrow \quad q_v = A_P \dot{x}_P \approx A_P r\omega \sin \vartheta$$

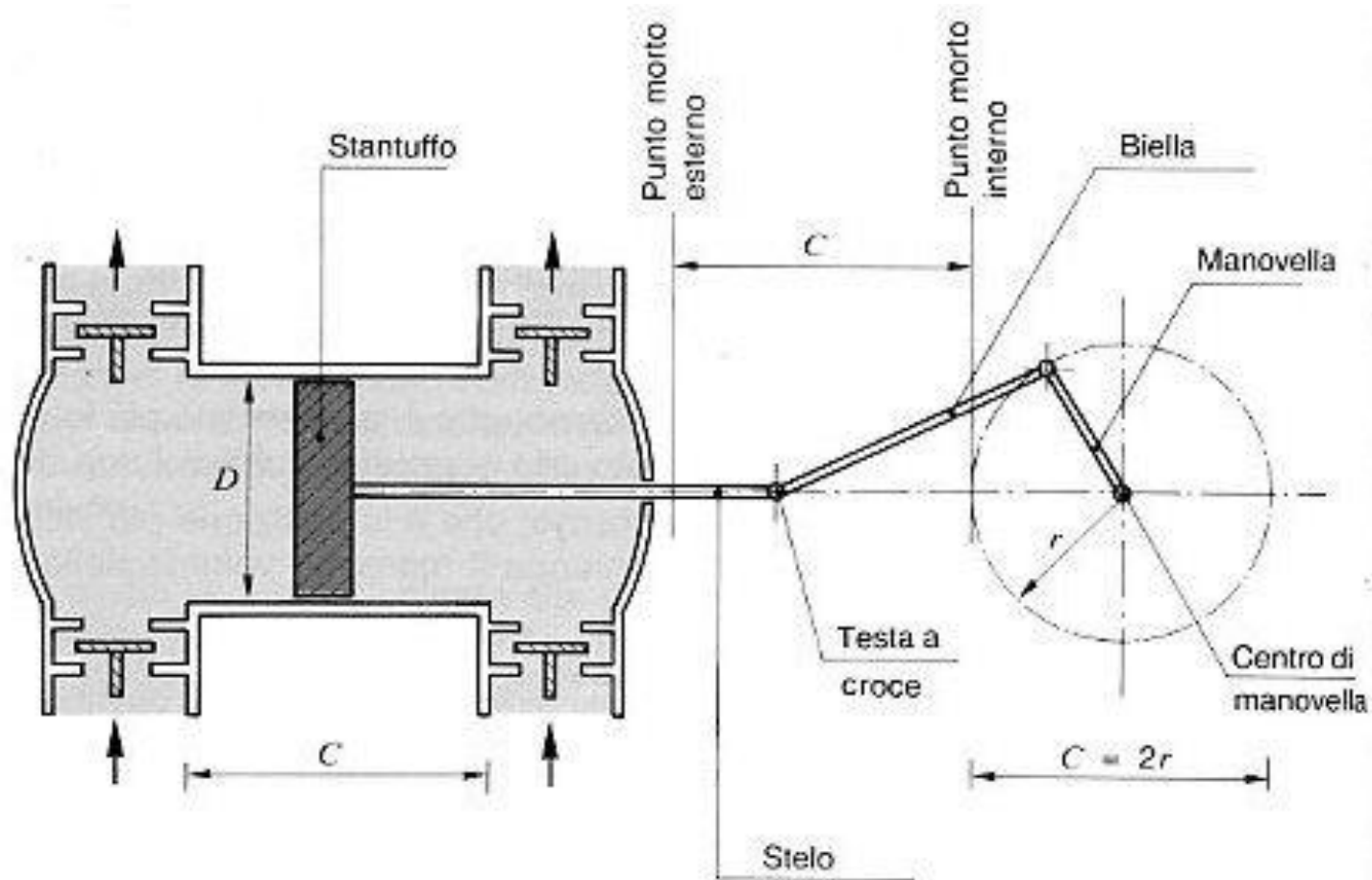
Pompe alternative a singolo effetto: portata



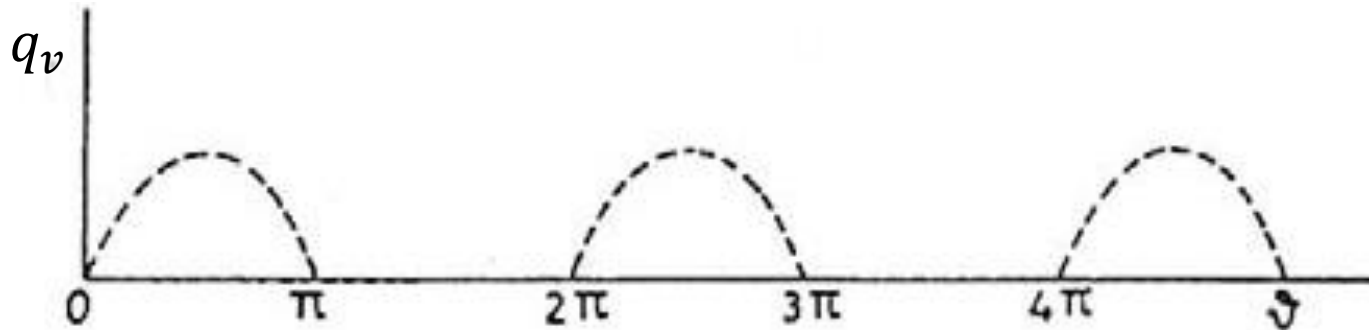
$$\overline{Q_v} = \int_0^{2\pi} A_p r \omega \sin \vartheta d\vartheta / (2\pi) \approx 0.318 q_{v_{max}}$$



Pompe alternative a doppio effetto



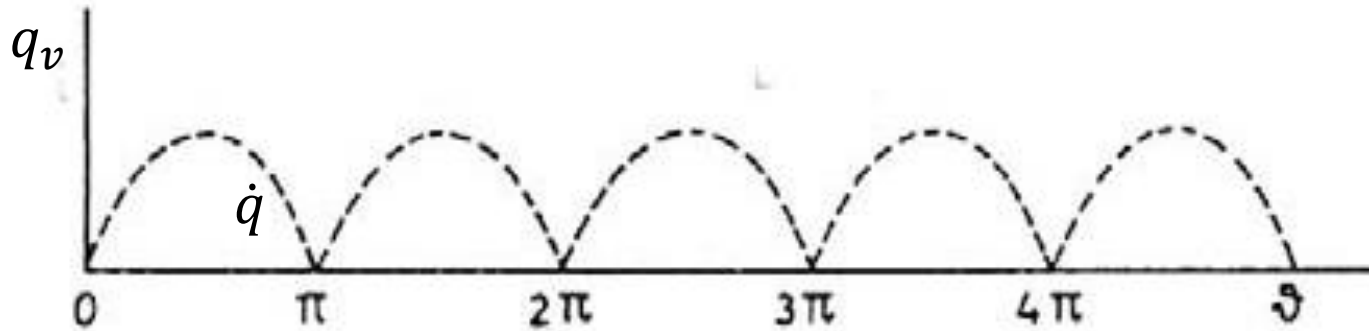
Pompe alternative: andamento della portata a confronto – Singolo vs Doppio Effetto



Singolo effetto



$$\overline{Q_v} \approx \boxed{0.318} q_{v_{max}}$$



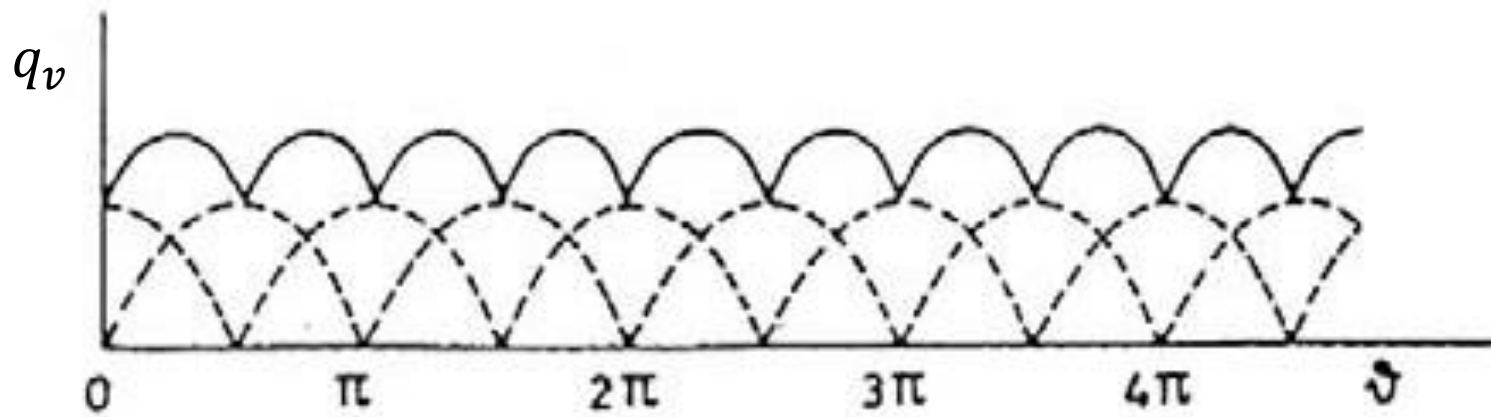
Doppio effetto



$$\overline{Q_v} \approx \boxed{0.535} q_{v_{max}}$$

Pompe alternative: andamento della portata a confronto

Pompa alternativa a **due cilindri a doppio effetto sfasati di 90°**



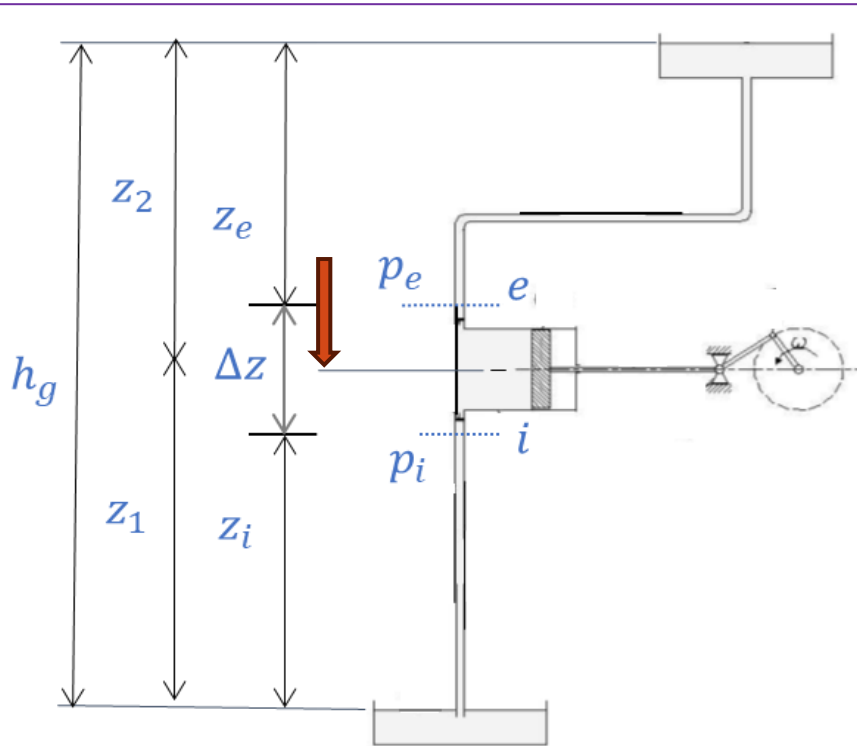
$$q_v = \overline{Q_v} \approx \boxed{0.77} q_{v_{max}}$$

Pompe volumetriche alternative: Scambio energetico

Diagramma indicato IDEALE, Diagramma indicato INERZIALE,
Diagramma indicato

Pompe alternative a singolo effetto: **scambio energetico**

Pompa alternativa a Singolo effetto



- Il **carattere pulsante** del moto del liquido all'interno di un impianto, ad esempio di sollevamento, **influenza sensibilmente** l'andamento delle **pressioni** all'interno della pompa
- Tale andamento deve essere determinato al fine di garantire **adeguate prestazioni** della pompa e per motivazioni **strutturali**



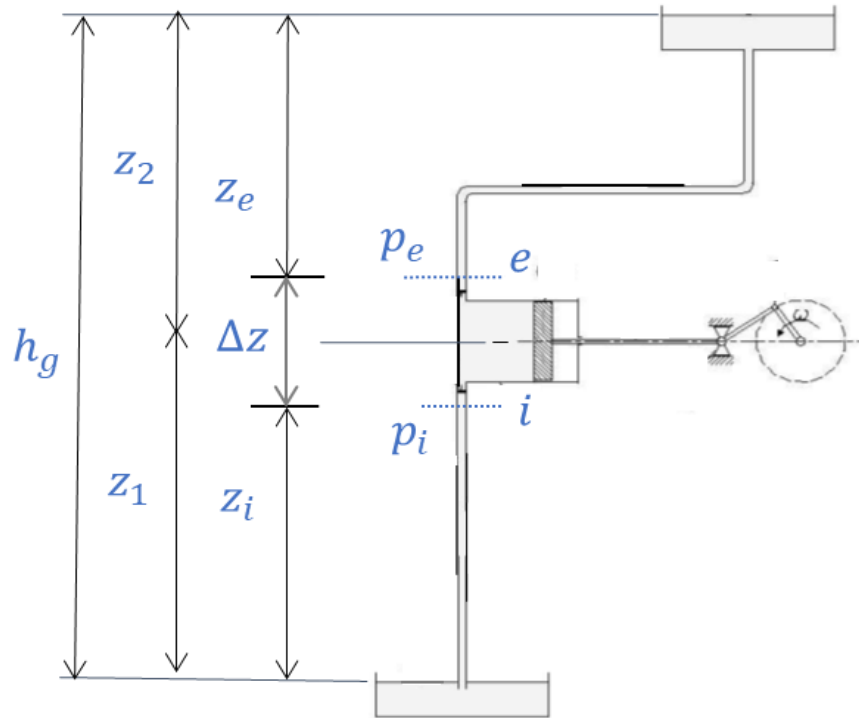
DIAGRAMMA INDICATO

- Nel **DIAGRAMMA INDICATO** le pressioni all'interno della pompa sono riferite **all'asse del cilindro**



Pompe alternative a singolo effetto: **scambio energetico**

Pompa alternativa a Singolo effetto

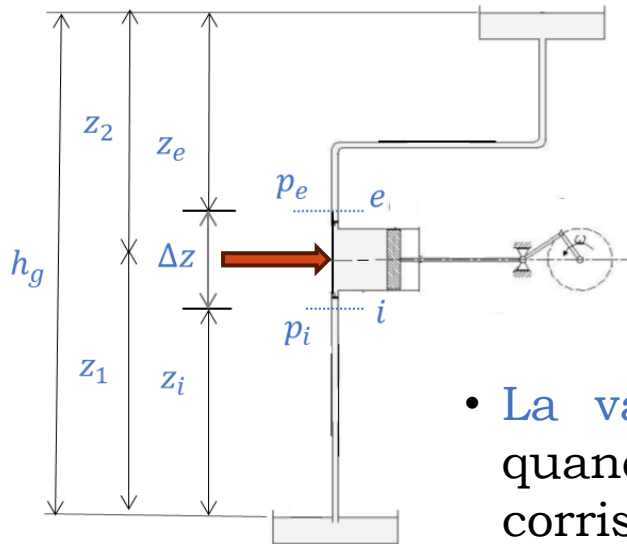


- Il **DIAGRAMMA INDICATO** si riferisce alle **condizioni REALI** e non alle situazioni intermedie che prevedono IPOTESI SEMPLIFICATIVE!!!
- Per correlare gli effetti alle cause che li producono si ignorino inizialmente gli **effetti inerziali** legati al carattere **non stazionario** del moto all'interno delle condotte e si suppone inoltre il **fluido perfetto**
 - ✓ **Diagramma indicato IDEALE**: fluido perfetto ed effetti inerziali nulli
 - ✓ **Diagramma indicato INERZIALE**: fluido perfetto
 - ✓ **Diagramma indicato**: nessuna ipotesi semplificativa!

Pompe volumetriche alternative: Scambio energetico

Diagramma indicato «IDEALE»

Diagramma indicato «IDEALE» – Ipotesi: fluido perfetto e effetti inerziali nulli



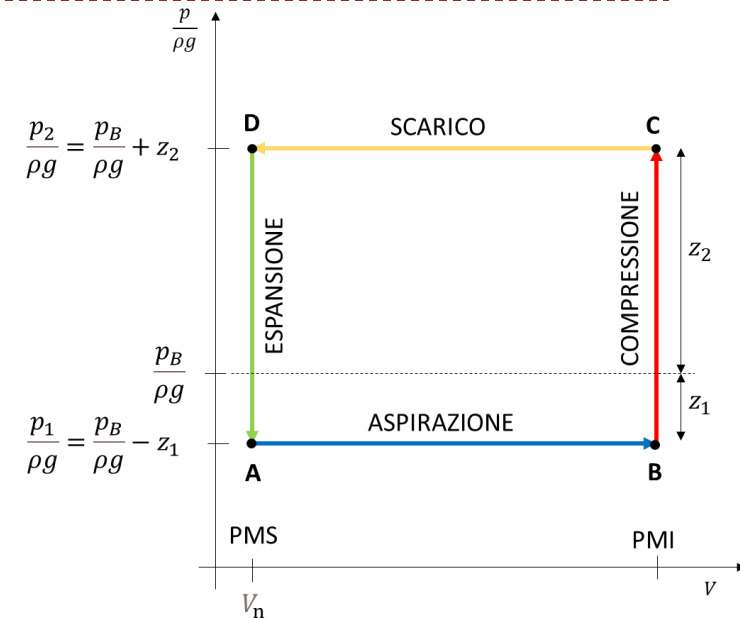
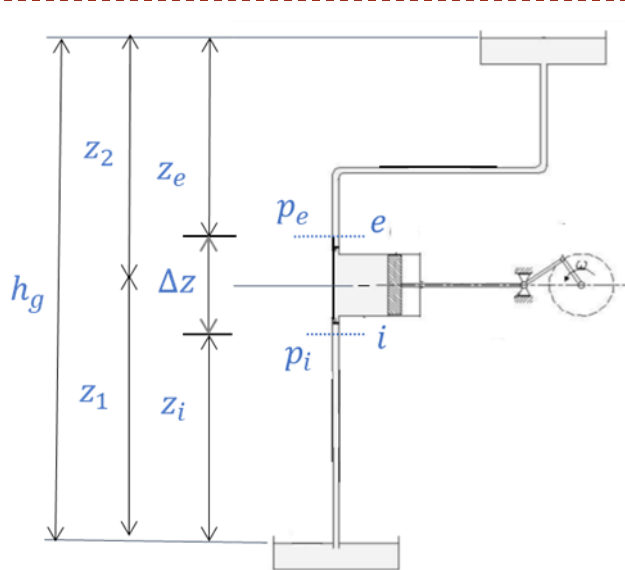
- Nel **diagramma indicato IDEALE** le pressioni all'interno della pompa sono riferite **all'asse del cilindro**
- Il ciclo di funzionamento di una pompa alternativa ha inizio all'apertura della valvola di aspirazione
- La **valvola di aspirazione si apre** spontaneamente quando la pressione interna del cilindro in corrispondenza della valvola eguaglia la pressione p_i esercitata dal fluido che dipende dall'impianto:

$$\frac{p_i}{\rho g} = \frac{p_B}{\rho g} - z_i$$

- All'apertura della valvola la **pressione p_1** in corrispondenza dell'**asse del cilindro** ha il valore:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_i}{\rho g} - \frac{\Delta z}{2}$$

Diagramma indicato «IDEALE» – Ipotesi: fluido perfetto e effetti inerziali nulli



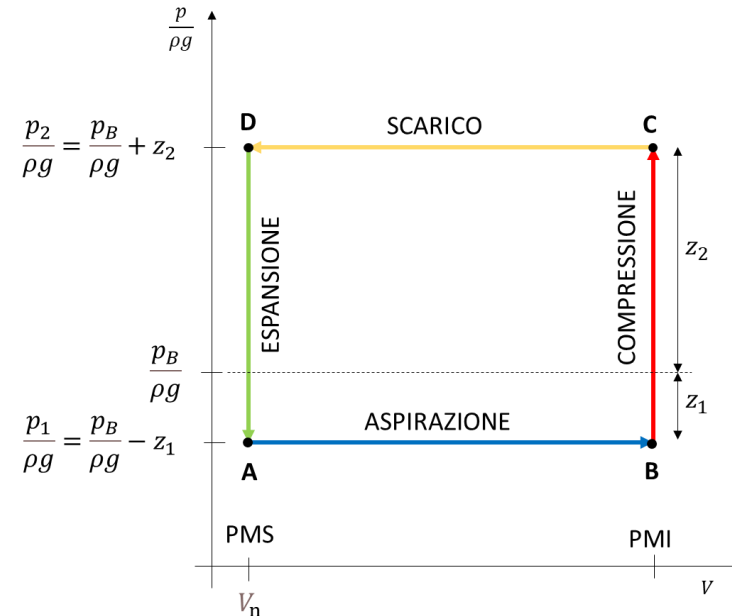
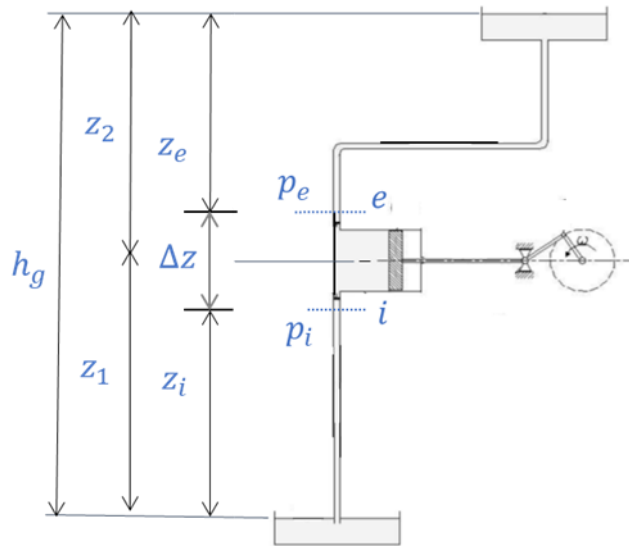
- Il momento di apertura della valvola corrisponde con l'inizio della fase di aspirazione, quando il pistone si trova al punto morto superiore (PMS) ed è ancora $Q_v = 0$:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_i}{\rho g} - \frac{\Delta z}{2} = \frac{p_B}{\rho g} - z_i - \frac{\Delta z}{2} = \frac{p_B}{\rho g} - z_1$$

Nelle ipotesi fatte la pressione si mantiene costante per tutta la corsa di aspirazione (tratto A-B)



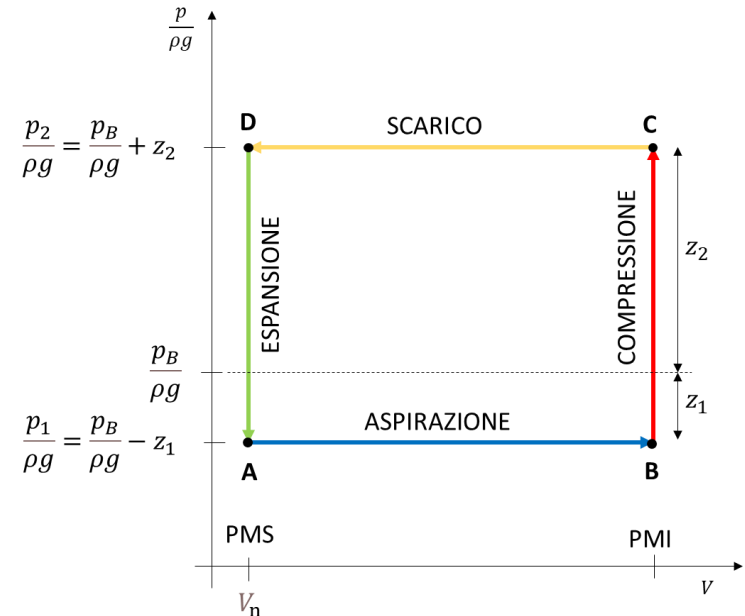
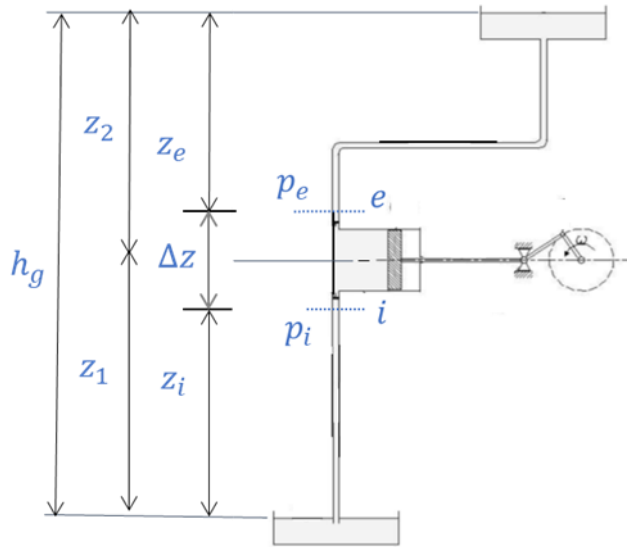
Diagramma indicato «IDEALE» – Ipotesi: fluido perfetto e effetti inerziali nulli



- Raggiunto il punto morto inferiore (PMI), non appena il pistone tende a invertire il moto verso il PMS, la **pressione** del fluido **aumenta istantaneamente** (a volume costante, fluido incompressibile) chiudendo la valvola di aspirazione



Diagramma indicato «IDEALE» – Ipotesi: fluido perfetto e effetti inerziali nulli

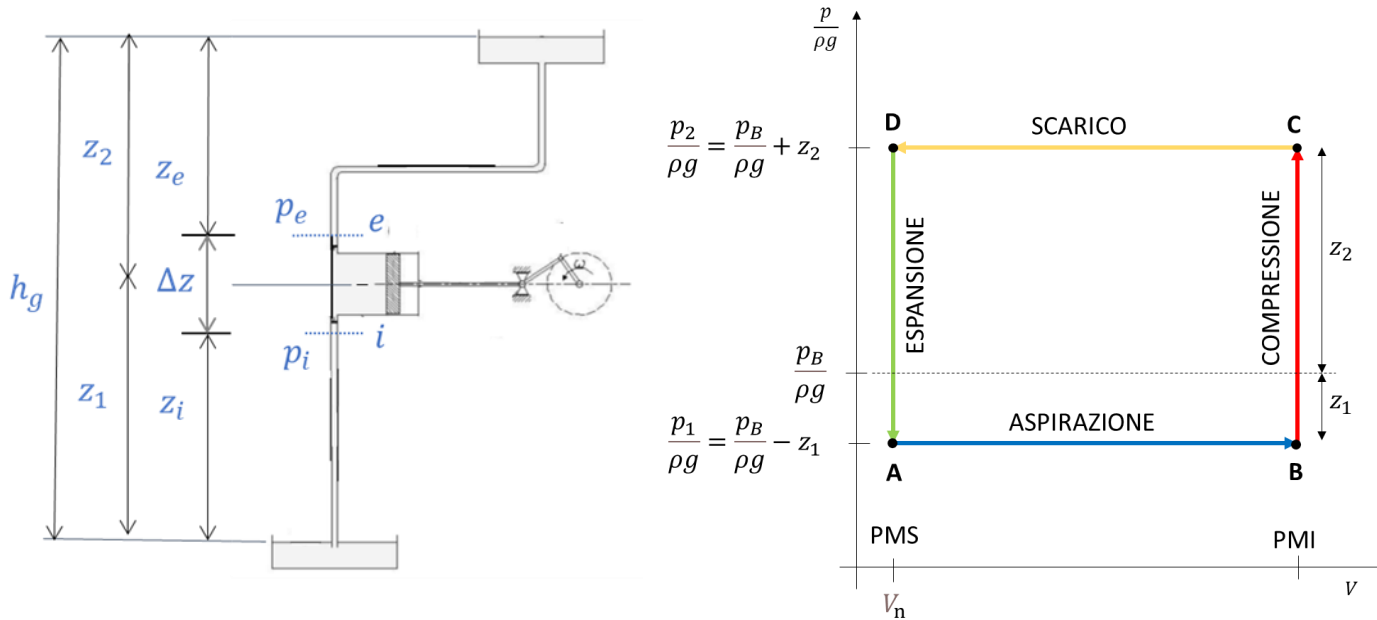


- Sempre **istantaneamente**, con il pistone ancora al **PMI**, la **pressione** all'**interno** del cilindro raggiunge il valore p_2 che porta all'apertura della valvola di scarico (**tratto B-C**):

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_e}{\rho g} + \frac{\Delta z}{2} = \frac{p_B}{\rho g} + z_e + \frac{\Delta z}{2} = \frac{p_B}{\rho g} + z_2$$

Nelle ipotesi fatte la pressione si mantiene costante per tutta la corsa di scarico (**tratto C-D**)

Diagramma indicato «IDEALE» – Ipotesi:
fluido perfetto e effetti inerziali nulli

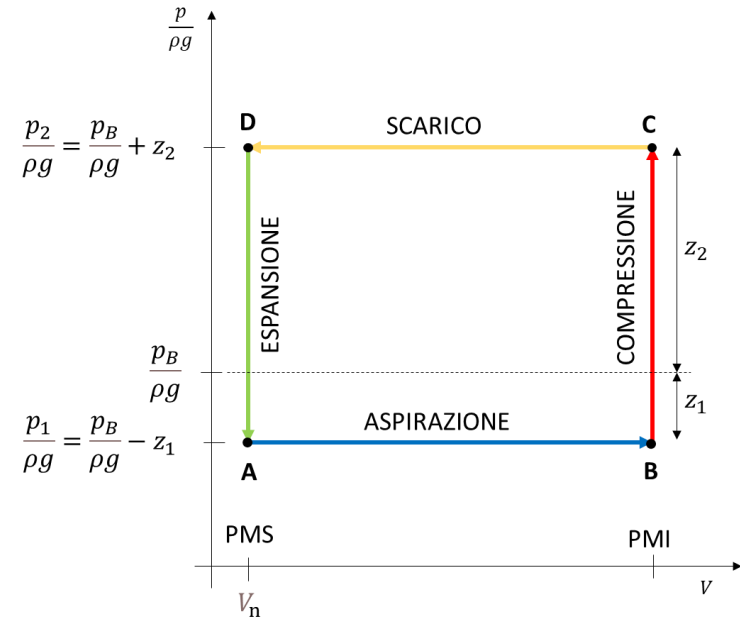
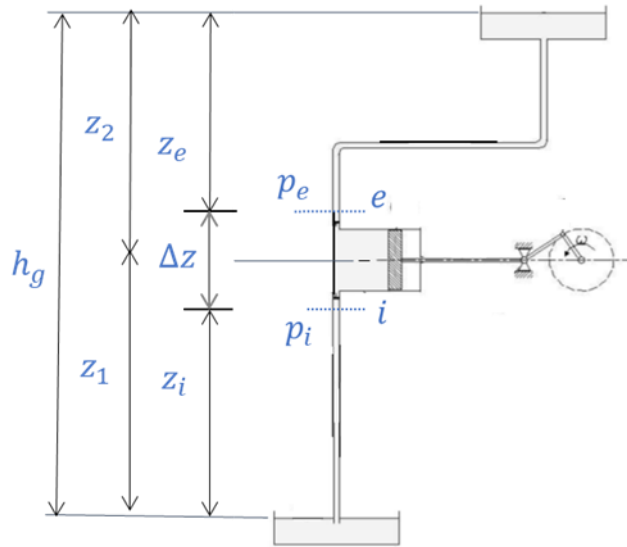


- Raggiunto il PMS, il pistone inverte la direzione del moto e la pressione nel cilindro cala istantaneamente (a volume costante) fino al valore:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_i}{\rho g} - \frac{\Delta z}{2}$$

consentendo un nuovo riempimento del cilindro e la ripetizione del ciclo
(tratto D-A)

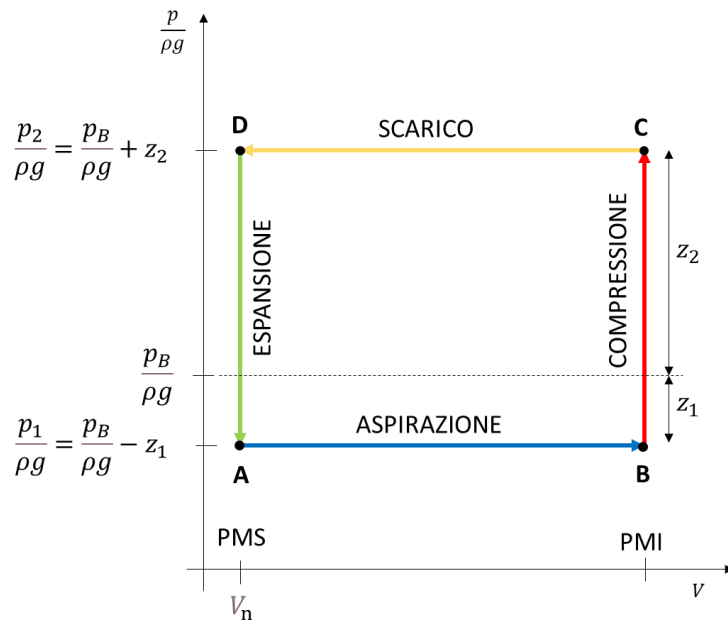
Diagramma indicato «IDEALE» – Ipotesi: fluido perfetto e effetti inerziali nulli



- Noti gli andamenti della pressione all'interno del cilindro è possibile determinare il **lavoro richiesto alla pompa** per completare il ciclo di funzionamento descritto
- NOTA: Questo è il DIAGRAMMA INDICATO «IDEALE»

Diagramma indicato «IDEALE» – Lavoro ideale per unità di massa

- Nelle ipotesi di ciclo «ideale», il lavoro ideale richiesto dalla pompa coincide con l'energia fornita al fluido, data dalla differenza tra l'energia del fluido tra la sezione d'uscita e e la sezione di ingresso i della pompa:



$$gh = \frac{p_e^0}{\rho} - \frac{p_i^0}{\rho}$$

$$gh = \left[\frac{p_e}{\rho} + g(z_i + \Delta z) + \cancel{\frac{C_e^2}{2}} \right] - \left(\frac{p_i}{\rho} + gz_i + \cancel{\frac{C_i^2}{2}} \right)$$

- Assumendo trascurabile la variazione di energia cinetica:

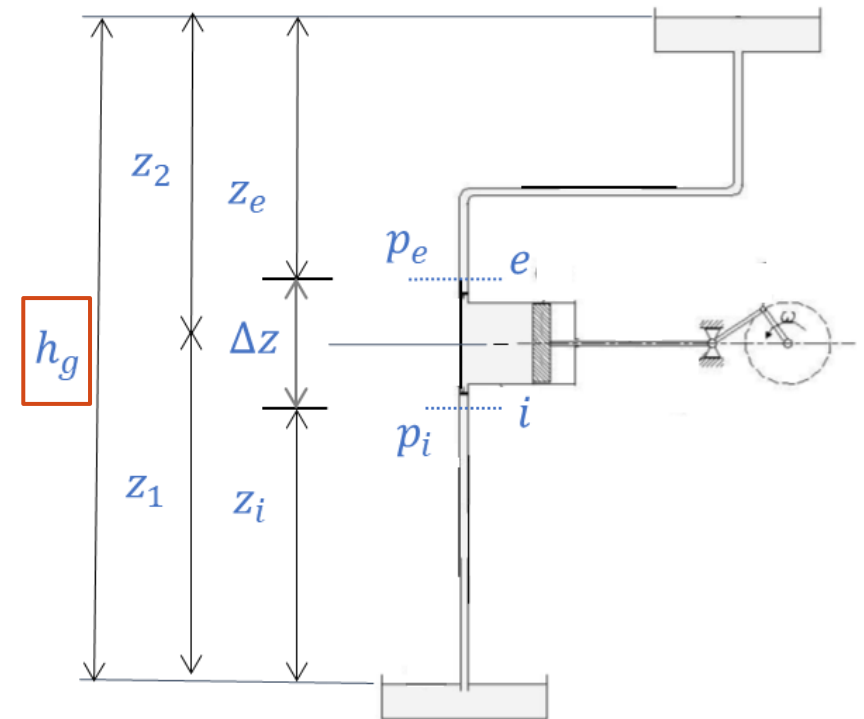
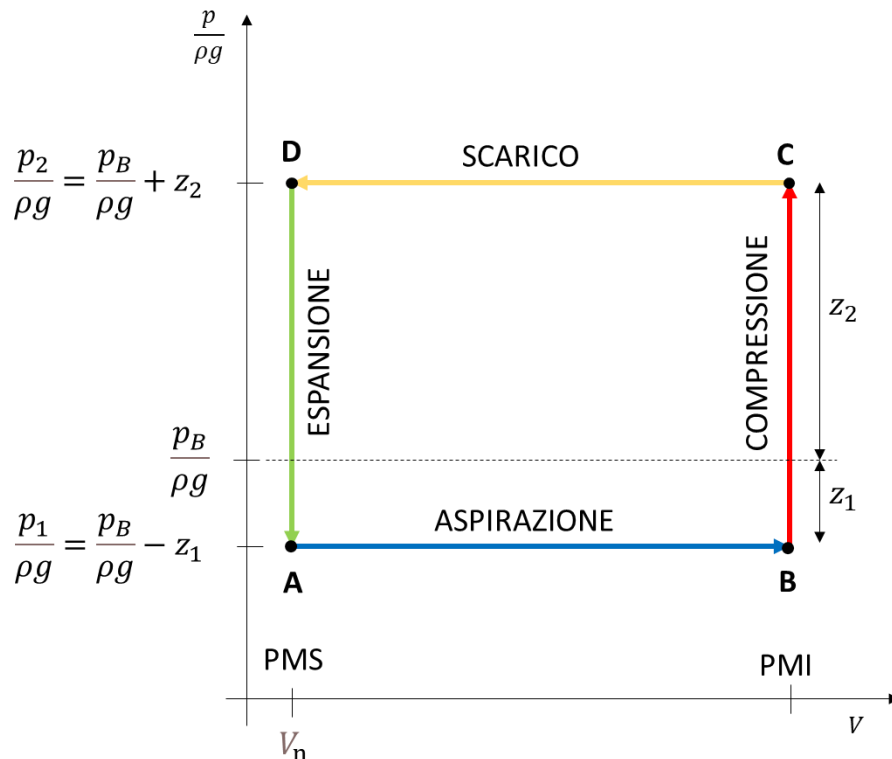
$$gh = \left[\left(\frac{p_B}{\rho} + g z_e \right) + g(z_i + \Delta z) \right] - \left[\left(\frac{p_B}{\rho} - g z_i \right) + g z_i \right]$$

- Assumendo trascurabile la variazione di quota:

Diagramma indicato «IDEALE» – Lavoro ideale per unità di massa

$$gh = \left[\left(\cancel{\frac{p_B}{\rho}} + g z_e \right) + g (z_i + \Delta z) \right] - \left[\left(\cancel{\frac{p_B}{\rho}} - \cancel{g z_i} \right) + \cancel{g z_i} \right] = g(z_e + z_i + \Delta z)$$

$$= g(z_1 + z_2) = g h_g \Rightarrow \boxed{g h = g h_g}$$

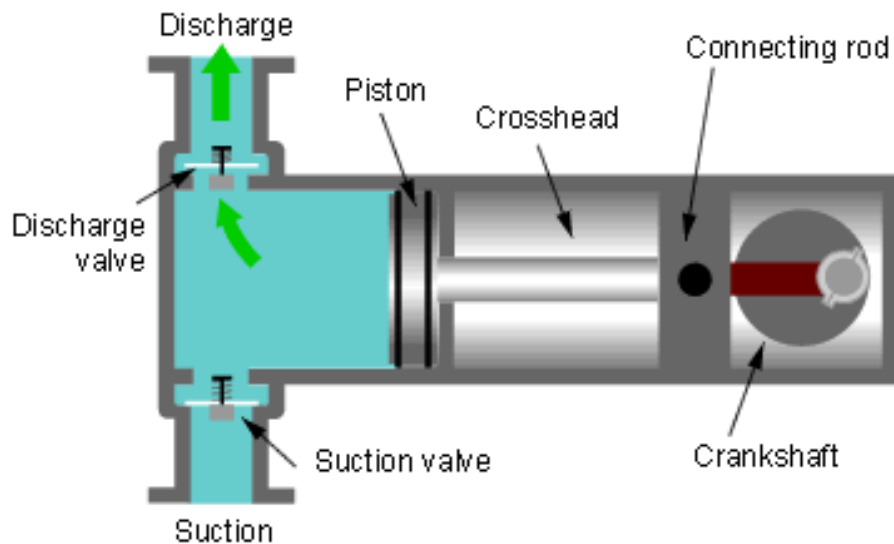


Pompe volumetriche alternative: Scambio energetico

Diagramma indicato «INERZIALE»

Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi
semplificative: fluido perfetto

- Si considerino adesso gli **effetti inerziali** ma il fluido rimane perfetto!!!!



- L'azione combinata del moto del pistone e dell'apertura/chiusura delle valvole **costringe** il **fluido** nelle condotte ad alterare il suo **stato** di moto/quiete

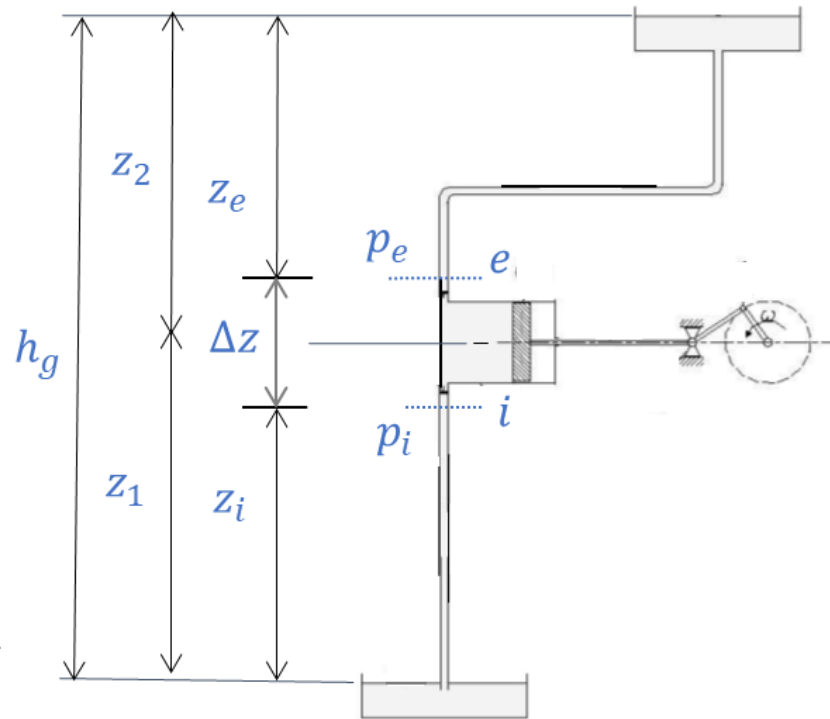


Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto

INIZIO ASPIRAZIONE

- Si apre la valvola ed il pistone comincia la corsa di aspirazione
- L'ingresso del fluido all'interno del cilindro è ottenuto creando un differenza di **pressione**:

$$p_{cil} < p_{condotta}$$

- Tale differenza di pressione comporta infatti l'apertura pressochè istantanea della valvola di aspirazione
- Se non ci fossero gli effetti inerziali, basterebbe questa **minima differenza** di pressione per ottenere la messa in moto di **TUTTA la massa fluida** contenuta nella condotta

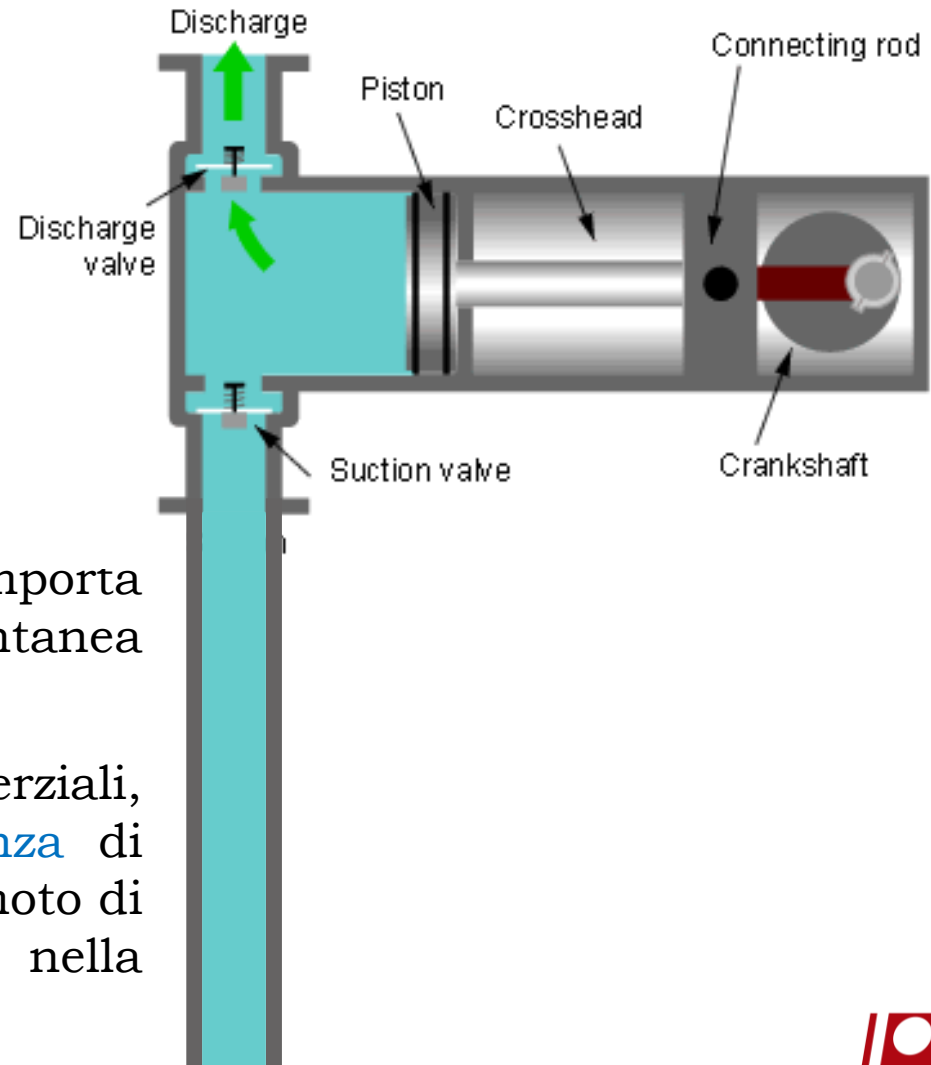


Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto

ASPIRAZIONE

- La massa fluida nella condotta si trova però in uno stato di **quiete**
- La sua inerzia la porta ad **opporsi** al **moto** indotto dal **pistone**
- Questa forza di inerzia si quantifica tramite la legge di **Newton**:

$$F_{i_{in}} = m_c a_{ci}$$

- Per vincere questa forza il pistone dovrà creare una **depressione** all'interno del cilindro tale da generare una forza di pressione **uguale** a quella di **inerzia**

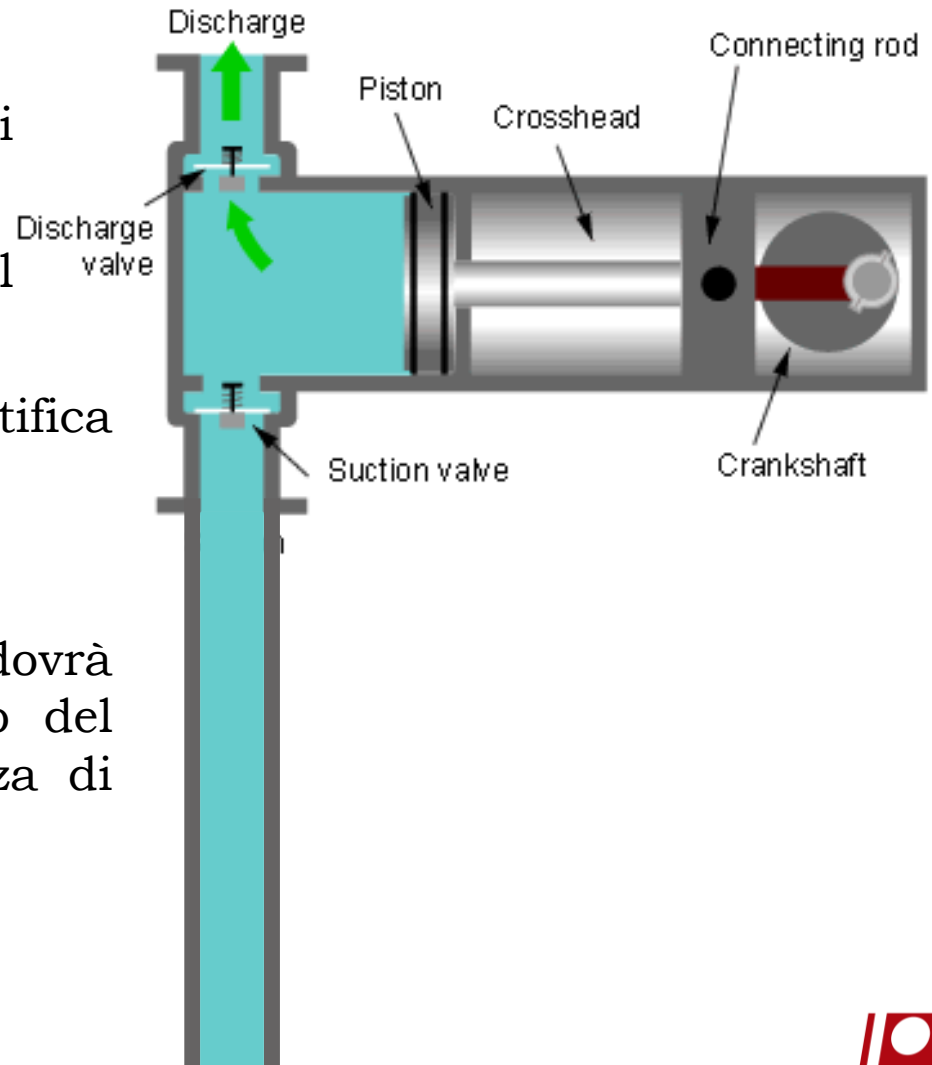


Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto

FINE ASPIRAZIONE

- Nella fase finale dell'aspirazione, il **pistone** comincia a rallentare
- In **assenza di effetti inerziali**, la massa fluida nella condotta **rallenterebbe** istante per **istante**, **adeguandosi** alla variazione di velocità del pistone
- In realtà tale massa ha un'inerzia di movimento che si **oppone** al rallentamento e che la porta a cercare di mantenere la stessa velocità
- Tale forza genera un'azione di **pressione** sul pistone e sul fluido all'interno del cilindro

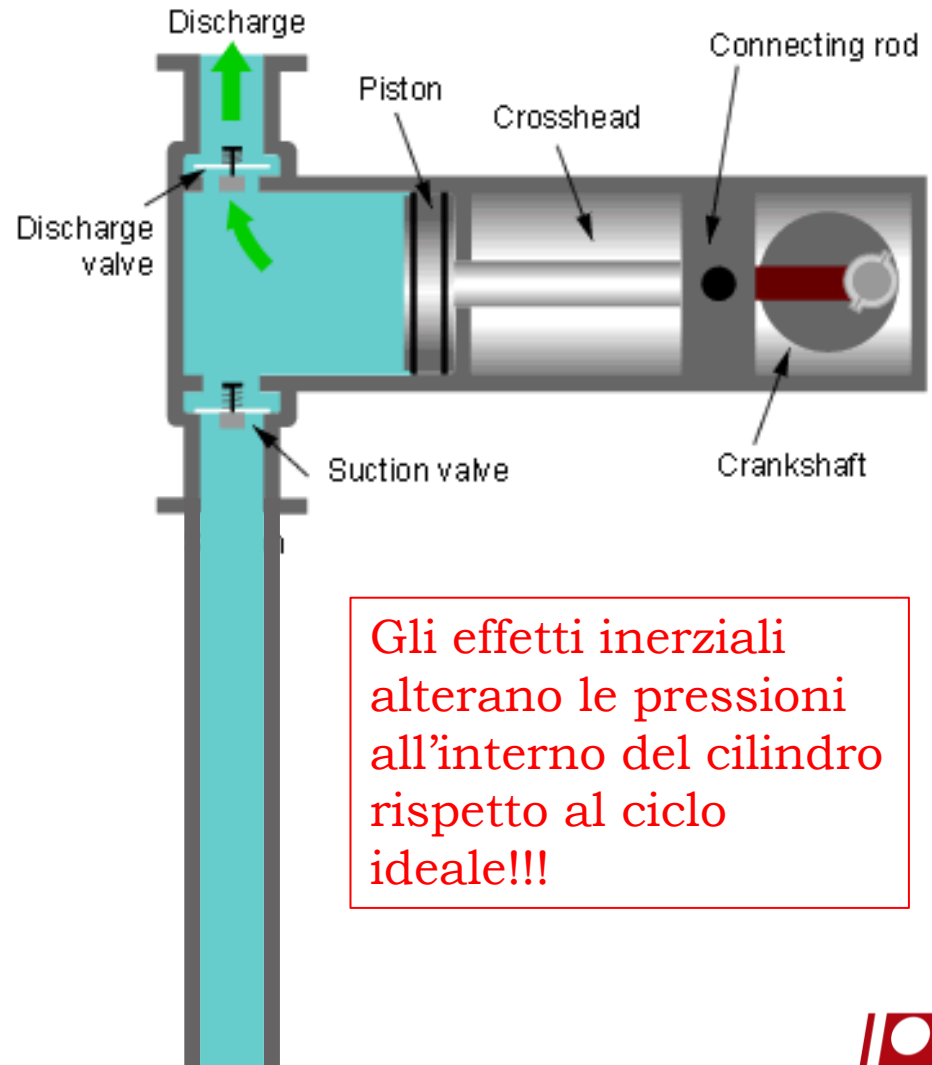
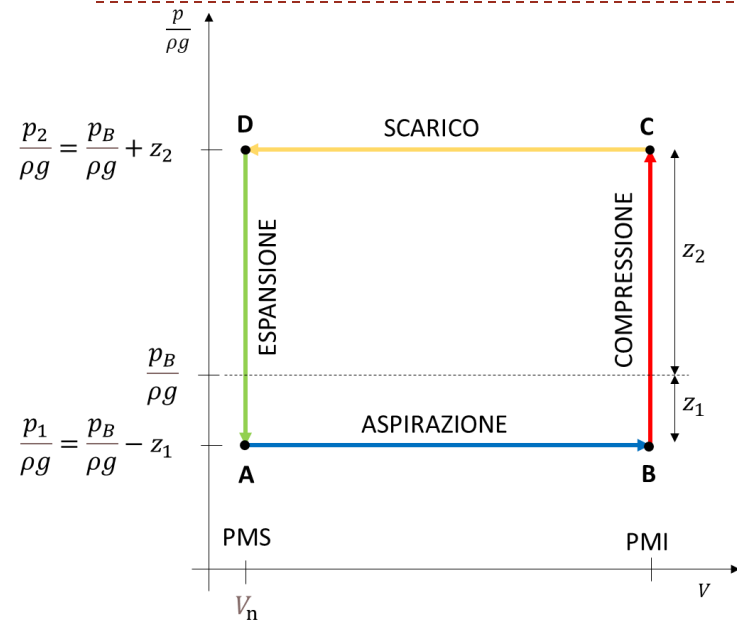


Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto



- Nel valutare il diagramma, si devono quindi considerare gli **effetti inerziali** dovuti al carattere non stazionario del campo di moto
- All'inizio della fase di aspirazione, la **massa** m_c di **liquido** presente nella **condotta di aspirazione**, di sezione A_{ci} e di lunghezza l_{ci} , è soggetta a un'accelerazione a_{ci} e quindi a una forza d'inerzia $F_{i_{in}}$ pari a:

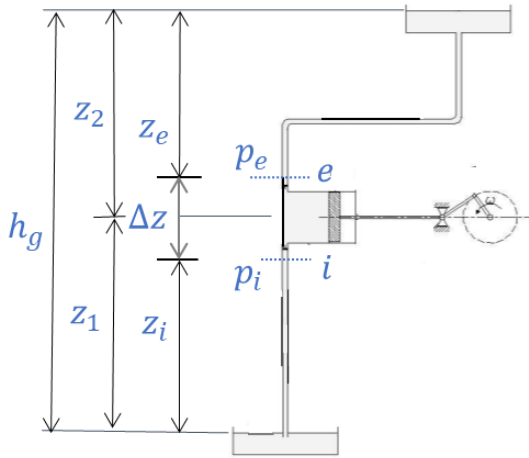
$$F_{i_{in}} = m_c a_{ci} = (\rho A_{ci} l_{ci}) a_{ci}$$

- L'accelerazione a_{ci} può essere determinata sfruttando l'**equazione di continuità** e l'**incomprimibilità** del fluido:

$$\underbrace{A_{ci} \dot{x}_{ci}}_{Q_{v,condotta}} = \underbrace{A_p \dot{x}_p}_{Q_{v,cilindro}} \rightarrow \dot{x}_{ci} = \dot{x}_p \frac{A_p}{A_{ci}} \rightarrow \ddot{x}_{ci} = \ddot{x}_p \frac{A_p}{A_{ci}}$$



Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto



$$A_{ci} \dot{x}_{ci} = A_p \dot{x}_p \rightarrow \dot{x}_{ci} = \dot{x}_p \frac{A_p}{A_{ci}} \rightarrow \ddot{x}_{ci} = \ddot{x}_p \frac{A_p}{A_{ci}}$$

- Assumendo per semplicità il moto del pistone perfettamente armonico, si ottiene:

$$x_p \approx r[1 - \cos(\omega t)] \rightarrow \dot{x}_p = r \omega \sin(\omega t) \rightarrow a_p = r \omega^2 \cos(\omega t)$$

$$\Rightarrow F_{iin} = m_c a_{ci} = (\rho A_{ci} l_{ci}) \ddot{x}_p \frac{A_p}{A_{ci}}$$

$$= \rho l_{ci} r \omega^2 \cos(\omega t) A_p$$

- Dal momento che la pressione che determina l'ingresso del fluido è quella in corrispondenza della valvola stessa, il contributo in pressione delle forze inerziali, si ottiene dividendo F_{iin} per la sezione della condotta A_{ci} , ottenendo:

$$\Delta p_{1in} = \rho l_{ci} r \omega^2 \frac{A_p}{A_{ci}} \cos(\omega t)$$

Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto

- La pressione all'interno del cilindro varierà quindi di un contributo **uguale e contrario** a quello derivante dalle forze di inerzia:
- La pressione dell'interno del cilindro durante l'**aspirazione** sarà pari a:

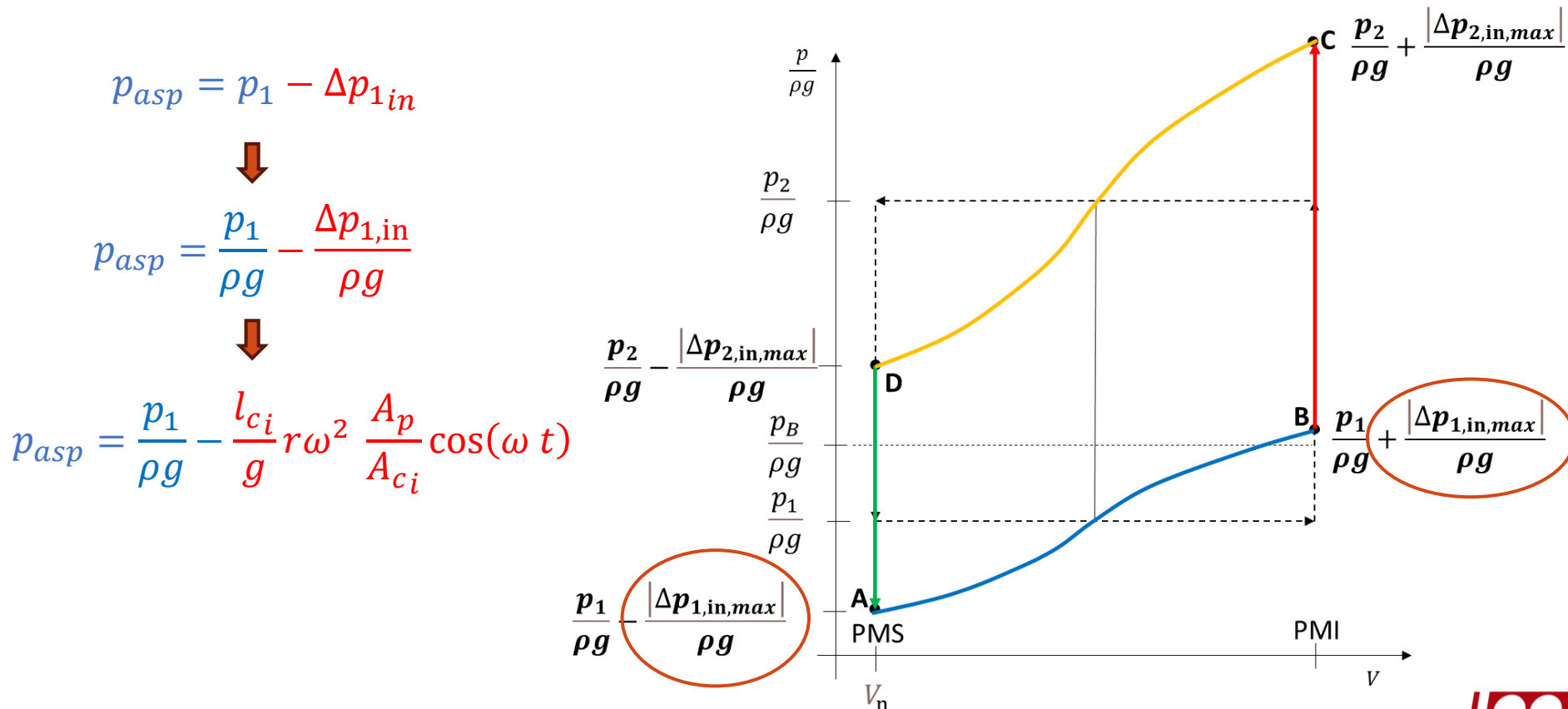


Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto

- Allo **scarico** si ha un analogo contributo di pressione dovuto alle forze inerziali:

$$\Delta p_{2in} = \rho l_{ce} r \omega^2 \frac{A_p}{A_{ce}} \cos(\omega t)$$

- La pressione dell'interno del cilindro sarà quindi pari a:

$$p_{scarico} = p_2 - \Delta p_{2in}$$

$$p_{scarico} = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{\Delta p_{2in}}{\rho g}$$

$$p_{scarico} = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{l_{ce}}{g} r \omega^2 \frac{A_p}{A_{ce}} \cos(\omega t)$$

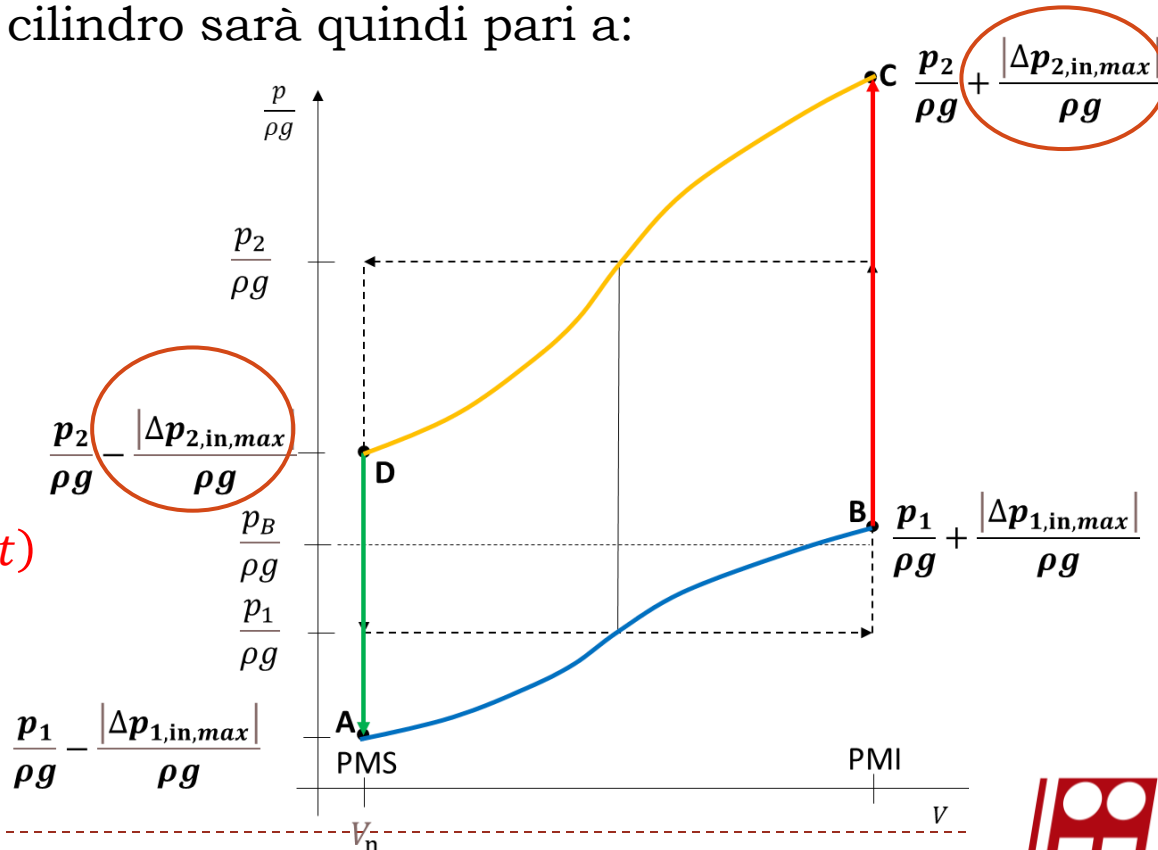


Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto

- Il diagramma indicato «**INERZIALE**» assume quindi la forma:

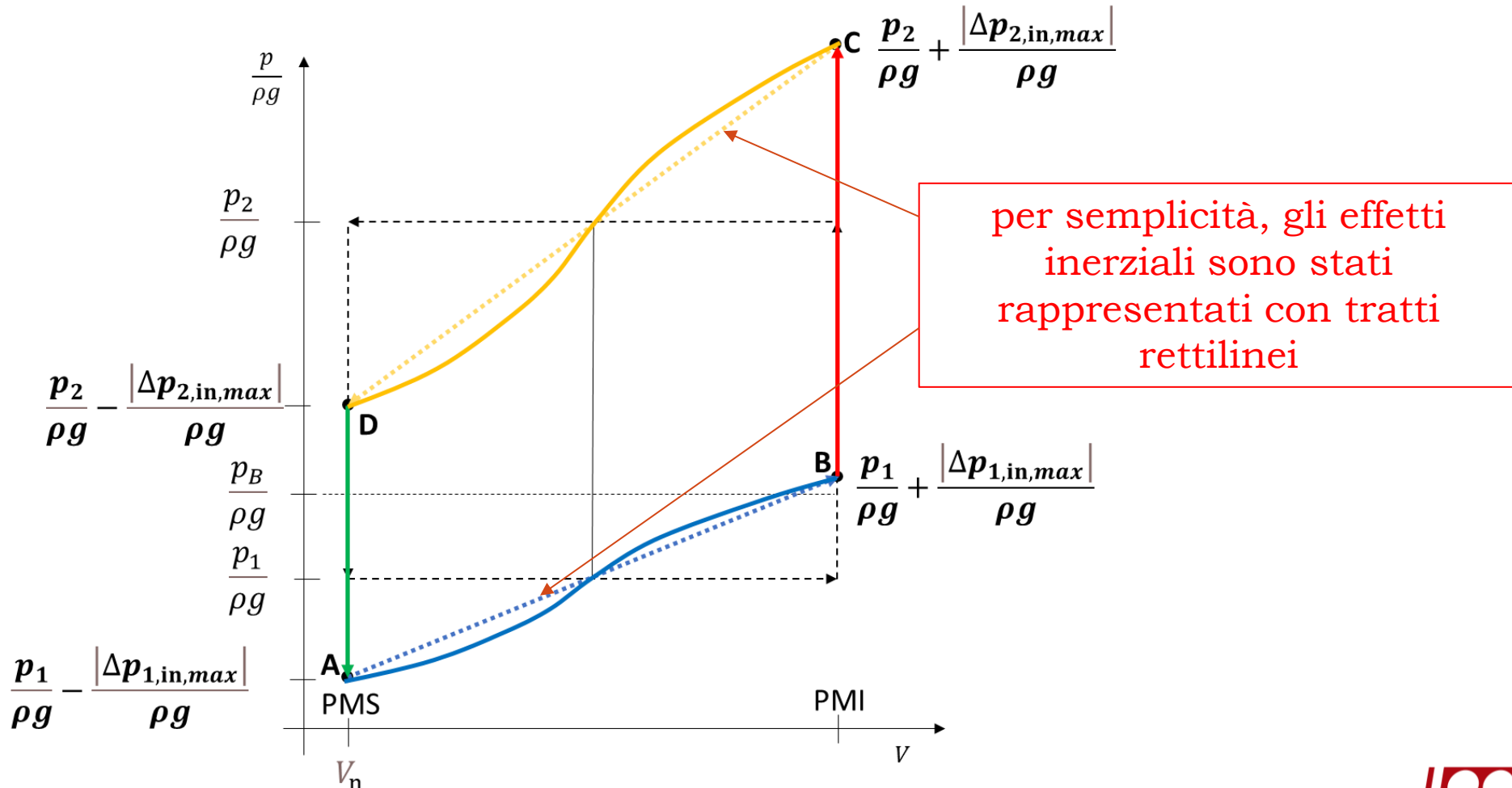
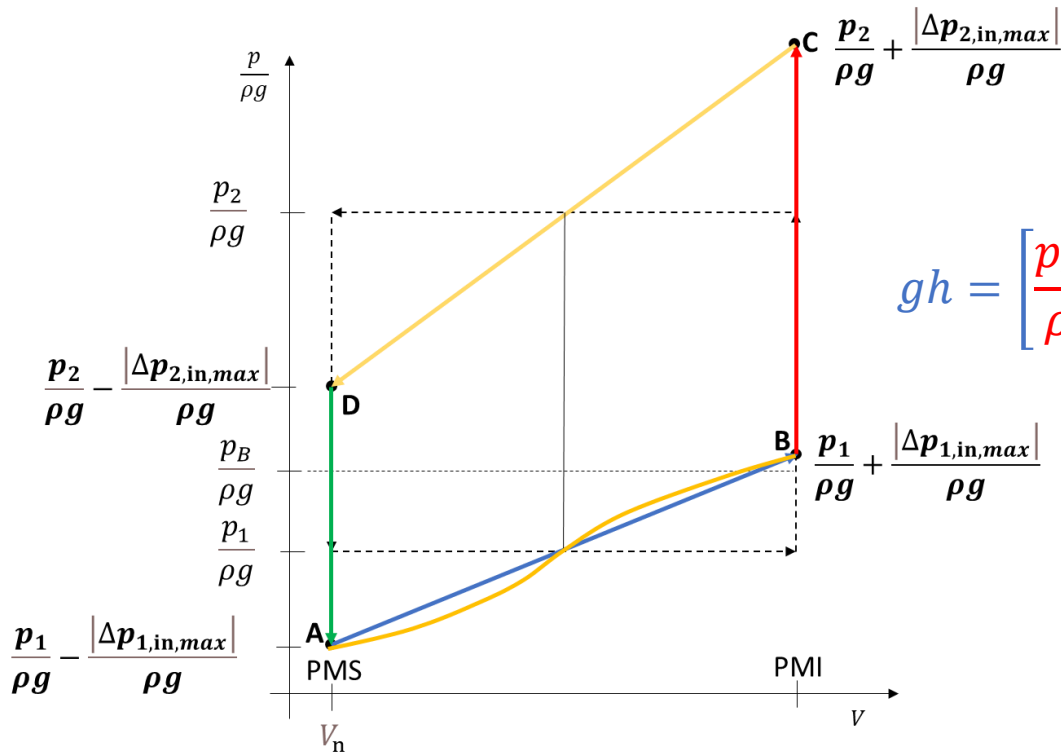


Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto

Che impatto hanno gli effetti inerziali sullo scambio energetico?



Non c'è nessuna influenza sullo scambio energetico!

$$gh = \frac{p_e^0}{\rho} - \frac{p_i^0}{\rho}$$



$$gh = \left[\frac{p_e}{\rho} + g(z_i + \Delta z) + \frac{C_e^2}{2} \right] - \left(\frac{p_i}{\rho} + gz_i + \frac{C_i^2}{2} \right)$$

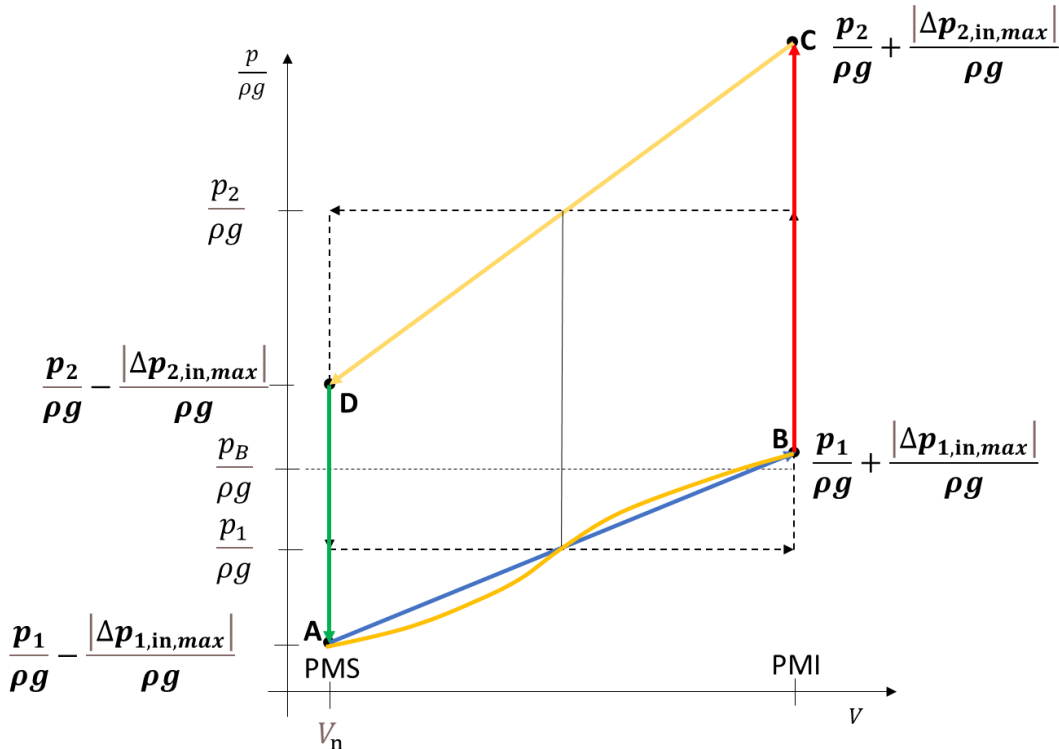
Si tratta di valori medi di pressione!!



$$gh = g(z_1 + z_2)$$

Diagramma indicato «**INERZIALE**» – Ipotesi semplificative: fluido perfetto

Perché sono da conteggiare?



Danno informazioni sui valori massimi e minimi di pressione all'interno del cilindro

- La pressione minima del ciclo **non deve scendere** al di sotto di p_v , per non rischiare l'insorgere della **cavitazione**:

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{\Delta p_{1,in,max}}{\rho g}$$

- La pressione massima non deve superare il limite strutturale

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\Delta p_{2,in,max}}{\rho g}$$

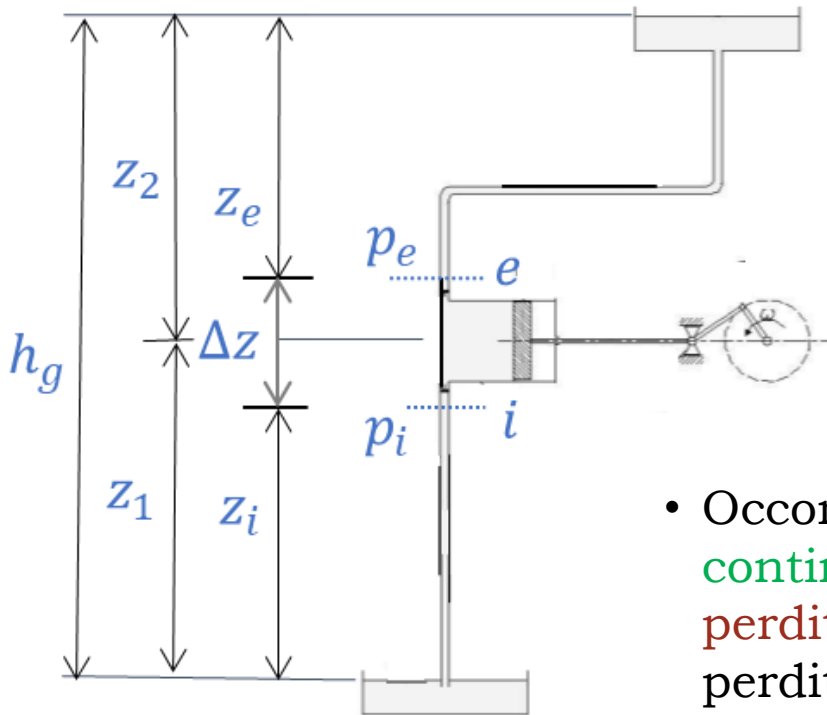


Diagramma indicato – Caso Reale – Nessuna ipotesi semplificativa

Hp: FLUIDO PERFETTO

$$gh = g(z_1 + z_2)$$

- Il trasferimento del fluido dal serbatoio di aspirazione a quello di mandata richiede alla pompa un **lavoro** per unità di massa **maggiore** rispetto a quello corrispondente al dislivello geodetico h_g



- Occorre infatti sopperire alle **perdite di carico continue** e **localizzate** lungo le condotte e le **perdite interne alla macchina**, tipicamente le perdite localizzate attraverso le valvole di aspirazione e di mandata

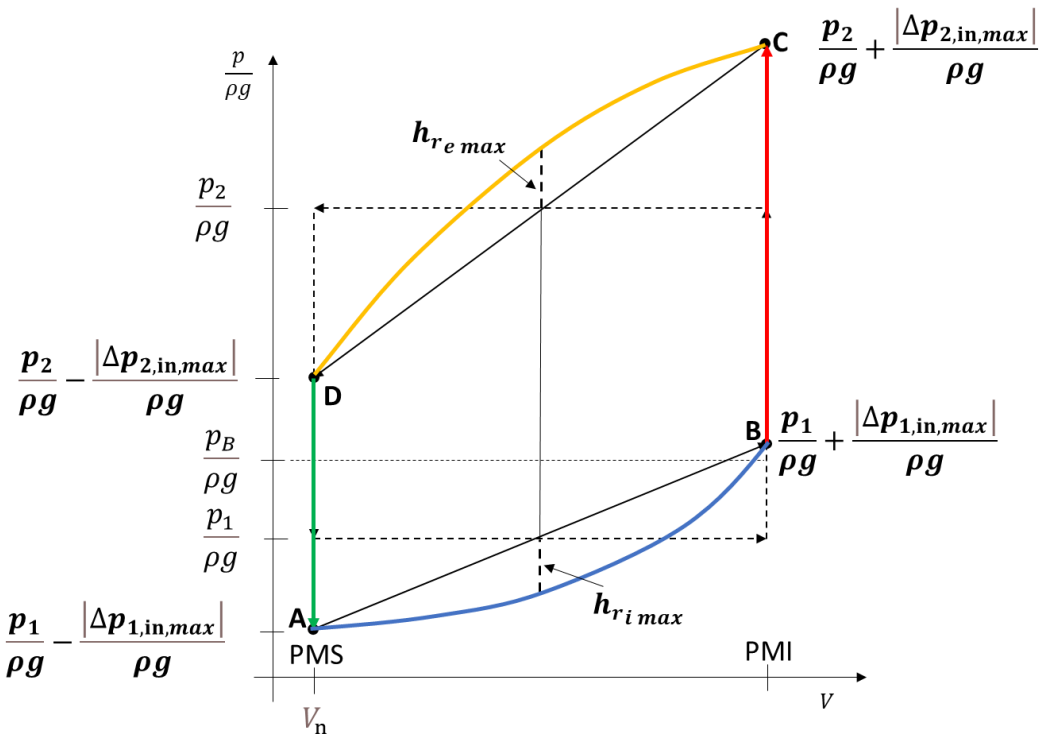
- Le **perdite di carico** dipendono dalla **velocità del fluido** nella **condotta**:

$$\dot{x}_c = \dot{x}_p \frac{A_p}{A_c}$$

Diagramma indicato – Perdite di carico per attriti viscosi e turbolenti lungo le condotte

- Alle **perdite continue** lungo le condotte di aspirazione corrisponde una perdita di pressione pari a:

$$h_{ri} = \frac{p_{ri}}{\rho g} = \frac{f}{\rho g} \frac{l_{ci}}{d_{ci}} \rho \frac{\dot{x}_{ci}^2}{2} = \frac{f}{\rho g} \frac{l_{ci}}{d_{ci}} \rho \frac{1}{2} \left(\dot{x}_p \frac{A_p}{A_{ci}} \right)^2$$



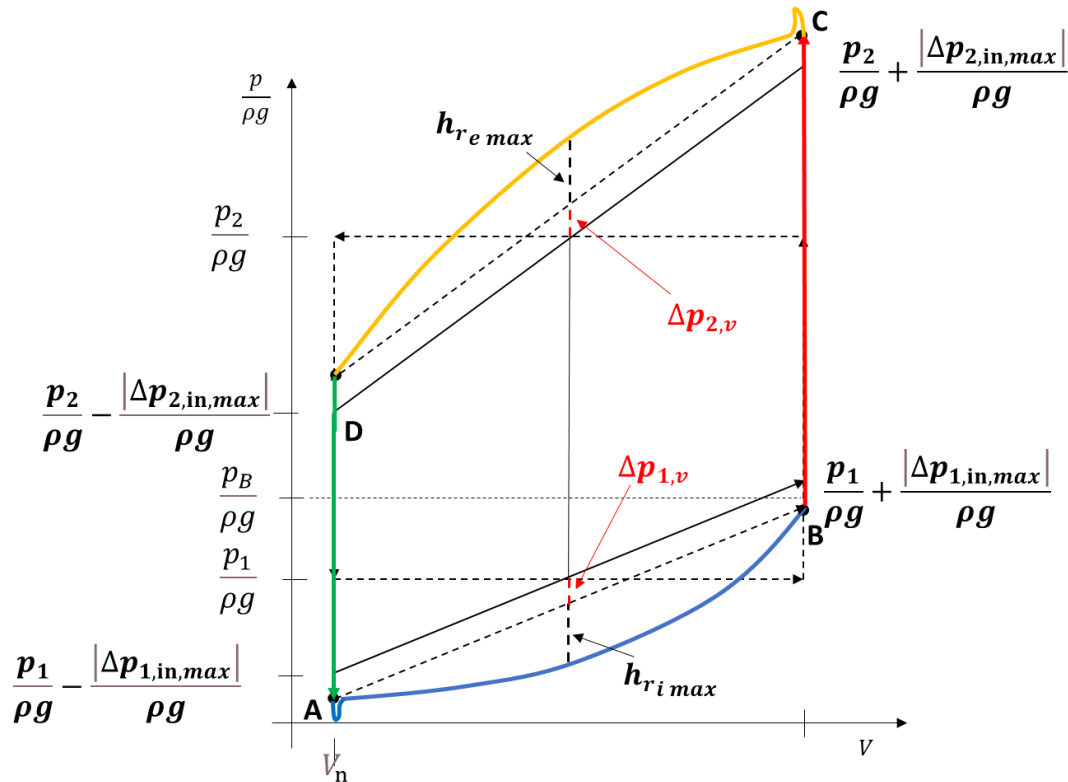
- Alle perdite continue lungo le condotte di aspirazione corrisponde una sovrappressione pari a:

$$h_{r_e} = \frac{p_{r_e}}{\rho g} = \frac{f}{\rho g} \frac{l_{ce}}{d_{ce}} \rho \frac{1}{2} \left(\dot{x}_p \frac{A_p}{A_{c_e}} \right)^2$$

$$\dot{x}_p = r \omega \sin(\omega t)$$



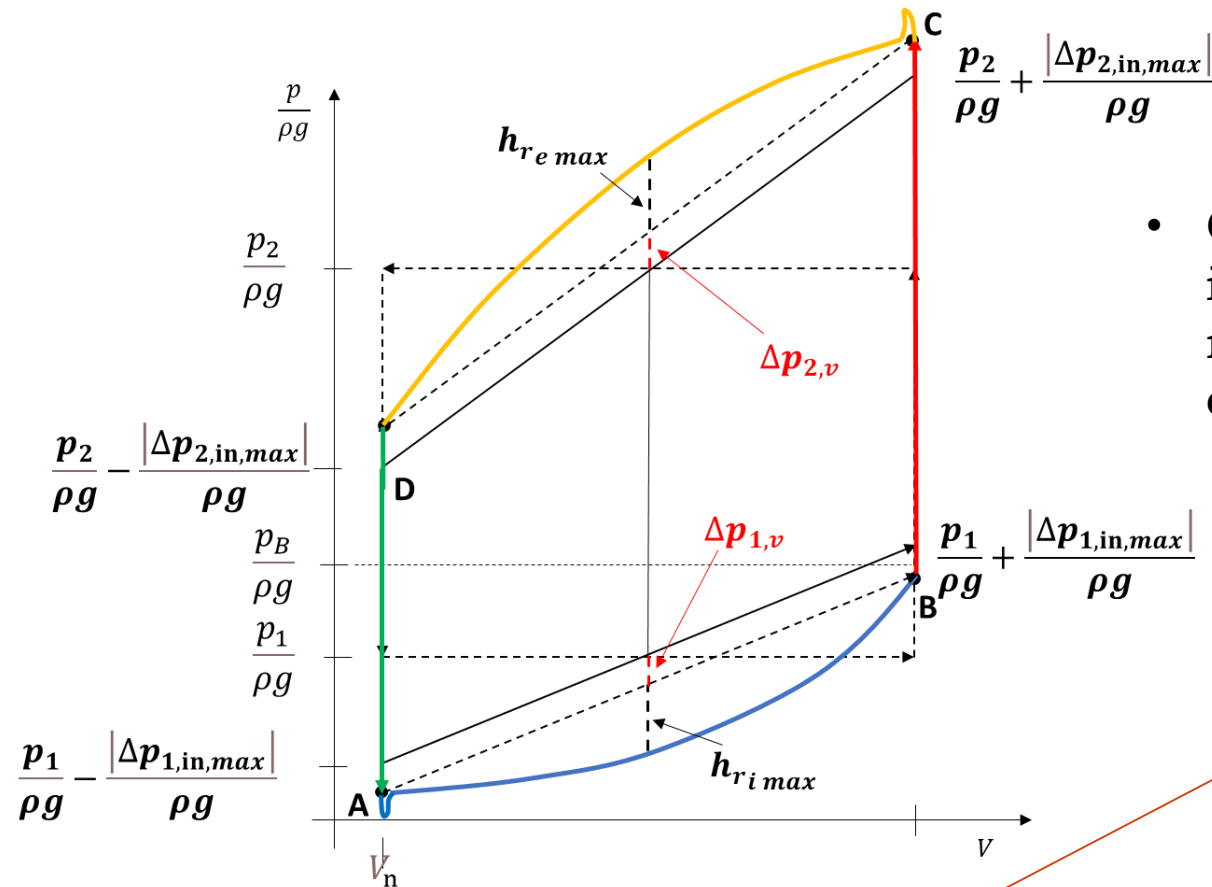
Diagramma indicato – Perdite di carico localizzate attraverso le valvole



- L'andamento delle pressioni all'interno del cilindro è condizionato anche dalle perdite di carico localizzate attraverso le valvole di aspirazione e di mandata
- Queste perdite, indicate con $\Delta p_{1,v}$ e $\Delta p_{2,v}$ per le valvole di aspirazione e di mandata, sono rappresentate qualitativamente in figura
- Gli andamenti di entrambe le perdite $\Delta p_{1,v}$ e $\Delta p_{2,v}$ presentano un valore più elevato all'inizio delle rispettive corse, non essendo le valvole ancora completamente aperte



Diagramma indicato

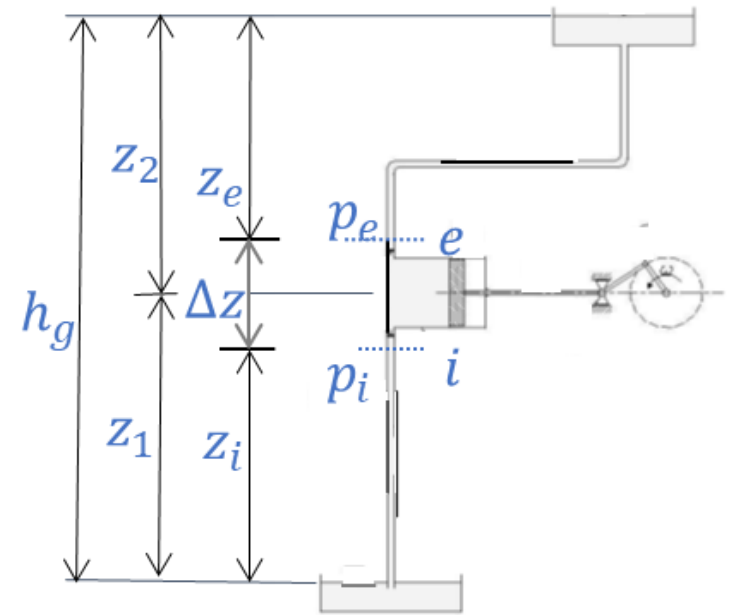
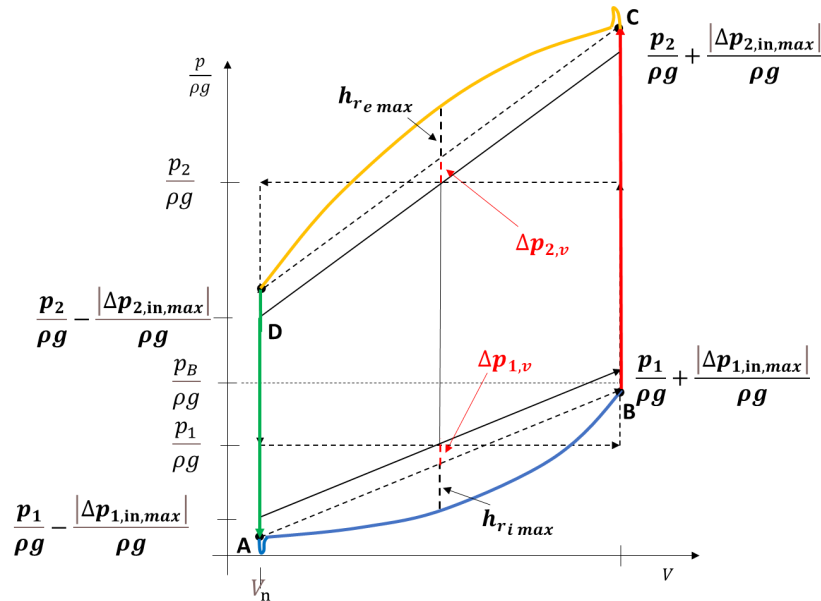


- Gli effetti viscosi modificano il valore della pressione media in fase di aspirazione e scarico

Gli effetti viscosi modificano l'entità dello scambio di energia!!!

$$gh = \frac{p_e^0}{\rho} - \frac{p_i^0}{\rho} = \left[\frac{p_e}{\rho} + g(z_i + \Delta z) \right] - \left(\frac{p_i}{\rho} + gz_i \right)$$

Diagramma indicato



$$gh = \left[\frac{p_e}{\rho} + g(z_i + \Delta z) \right] - \left(\frac{p_i}{\rho} + gz_i \right)$$

$$gh = \left[\left(\frac{p_B}{\rho} + gz_e \right) + g h_{re} + g(z_i + \Delta z) \right] - \left[\left(\frac{p_B}{\rho} - g z_i \right) - g h_{ri} + g z_i \right] =$$

Le perdite di carico variano al variare della posizione del pistone (e quindi del tempo)

Diagramma indicato

$$gh = \left[\left(\frac{p_B}{\rho} + g z_e \right) + g h_{r_e} + g (z_i + \Delta z) \right] - \left[\left(\frac{p_B}{\rho} - g z_i \right) - g h_{r_i} + g z_i \right] =$$

- Per semplificare si considera un **valor medio della perdita di carico** nelle rispettive condotte: $\overline{h_r} = \frac{2}{3} h_{r_{max}}$

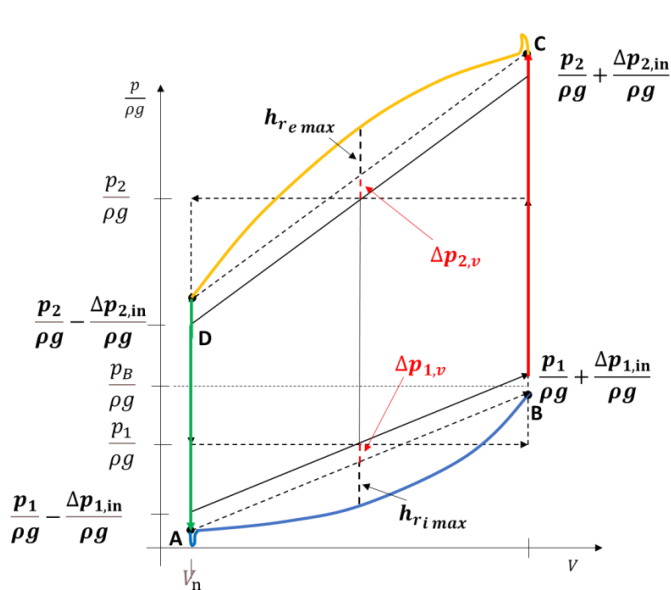
$$gh = \left[\left(\frac{p_B}{\rho} + g z_e \right) + \frac{2}{3} g h_{r_{e_{max}}} + g (z_i + \Delta z) \right] - \left[\left(\frac{p_B}{\rho} - g z_i \right) - \frac{2}{3} g h_{r_{i_{max}}} + g z_i \right] =$$

$$= g(z_e + z_i + \Delta z) + \frac{2}{3} g (h_{r_{e_{max}}} + h_{r_{i_{max}}})$$

$$= g \left[h_g + \frac{2}{3} (h_{r_{e_{max}}} + h_{r_{i_{max}}}) \right]$$

Stima dell'incremento di scambio energetico dovuto agli effetti viscosi

Diagramma indicato



$$g h = g \left[h_g + \frac{2}{3} (h_{re \max} + h_{ri \max}) \right]$$

energia ricevuta dal fluido

- Per ottenere l'energia richiesta alla pompa L_{pompa} , è necessario aggiungere le perdite idrauliche interna alla pompa, di difficile quantificazione

- Pertanto, negli studi preliminari delle macchine a fluido, il lavoro della pompa si determina solitamente assumendo un valore plausibile per il rendimento idraulico e meccanico:

$$L_{alb} = \frac{g h}{\eta_{id} \eta_m} \quad [J/kg]$$

- Per le pompe alternative $\eta_{id} \approx 0,85 \div 0,95$

Diagramma indicato

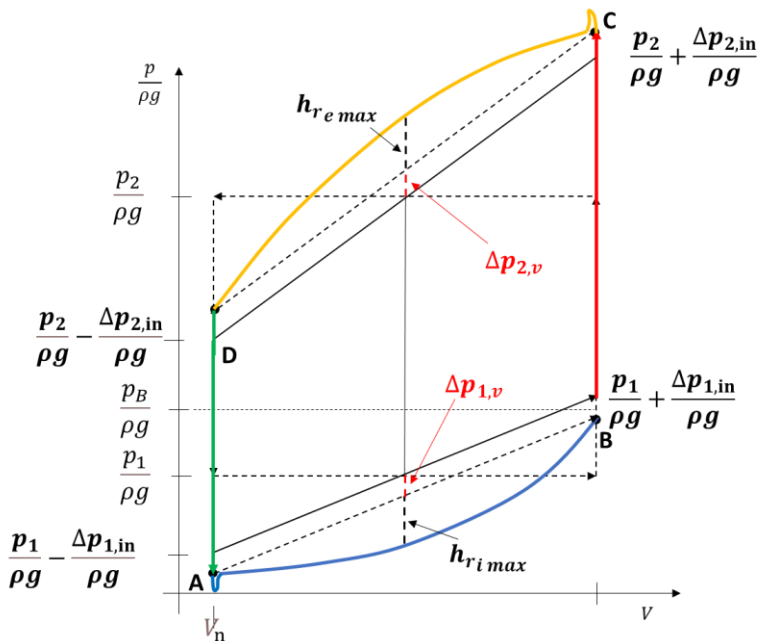
- Definito il lavoro, la **potenza assorbita** dalla macchina può essere determinata considerando anche le perdite **meccaniche** tramite la seguente relazione:

$$P_{alb} = L_{alb} \rho Q_{v_i} = \frac{\rho Q_{v_i} g h}{\eta_{id} \eta_m} = \frac{\rho Q_v g h}{\eta_{id} \eta_m \eta_v} [\text{W}]$$

dove η_m il rendimento meccanico e Q_{v_i} è la portata geometrica aspirata:

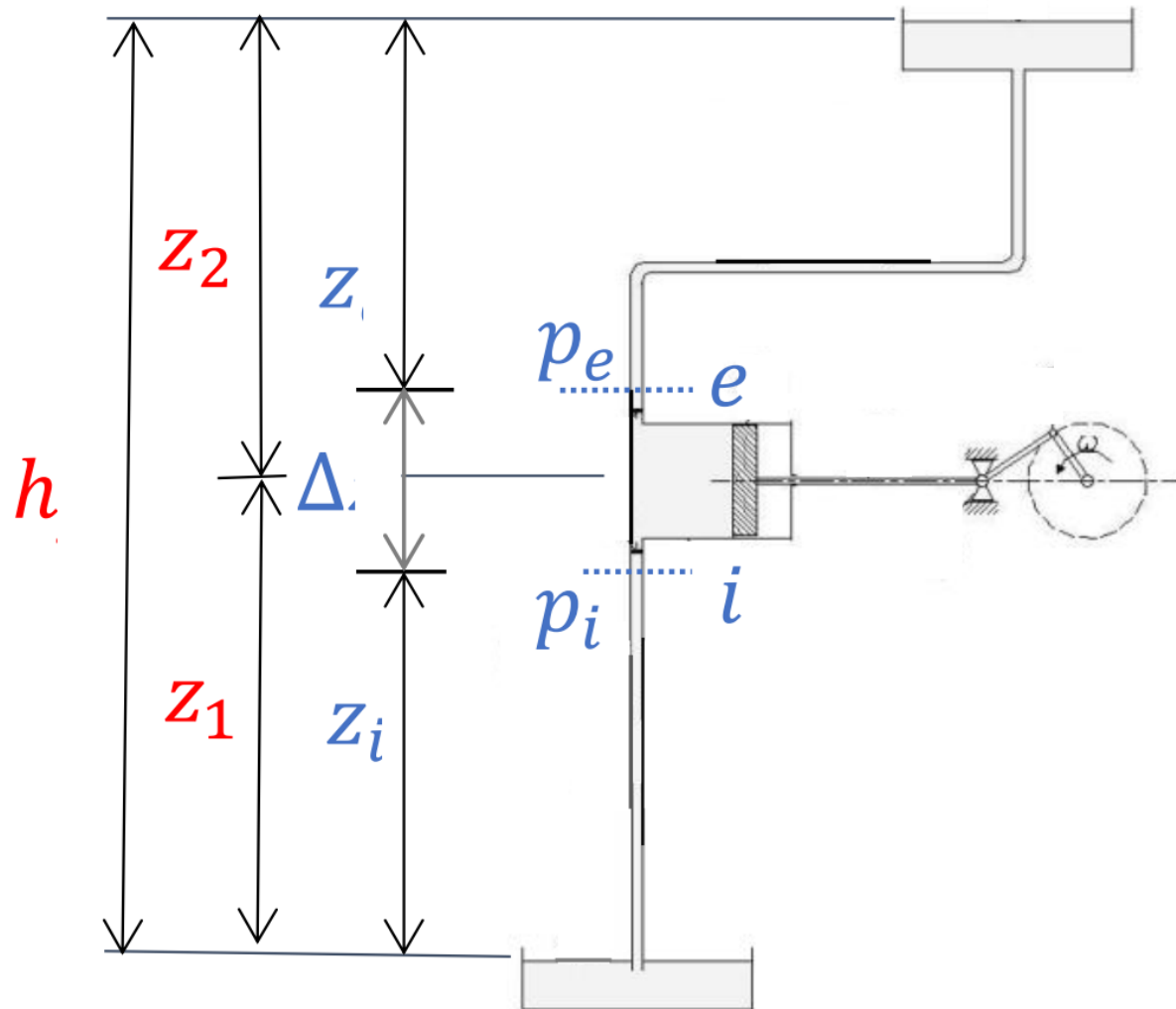
$$Q_{v_i} = V_g \frac{n}{60} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\begin{aligned} \eta_{id} &\approx 0,85 \div 0,95 \\ \eta_m &\approx 0,88 \div 0,95 \\ \eta_v &\approx 0,9 \div 0,98 \end{aligned}$$



Pompe volumetriche alternative: Esercizio

Esercizio: schema





La lunghezza e il diametro della condotta di mandata sono, rispettivamente, $l_{ce} = 22 \text{ m}$ e $d_{ce} = 100 \text{ mm}$.

Esercizio: quesiti

- a) Tracciare il diagramma indicato trascurando le perdite localizzate nelle valvole. Per le perdite continue si consideri $f = 0,04$. Si valorizzino le perdite idrauliche localizzate all'interno di quelle continue, maggiorando la lunghezza effettiva della condotta di 4 e 5 m rispettivamente.
- b) Determinare lo scambio energetico.
- c) Determinare la potenza assorbita, assumendo $\eta_{id} = 0,85$, $\eta_m = 0,9$ e $\eta_v = 0,92$
- d) determinare la quota z_1 di installazione in modo che la pressione minima abbia un battente di sicurezza pari a $0,7\text{ m}$ rispetto alla tensione di vapore, assumendo pari a $20\text{ }^\circ\text{C}$ la temperatura della acqua ($p_v = 2343\text{ Pa}$).
- e) Determinare il numero di giri n limite per il quale la pressione minima all'aspirazione, oppure alla mandata raggiunge alla tensione di vapore $p_v = 2343\text{ Pa}$ ($T = 20\text{ }^\circ\text{C}$).
- f) Determinare la lunghezza l_c massima della condotta di mandata per evitare l'insorgere della cavitazione durante il trasferimento della portata ($p_v = 2343\text{ Pa}$, $T = 20\text{ }^\circ\text{C}$).



Pompe volumetriche alternative: Campi di Impiego

Campi di impiego e condizioni di esercizio

- Le pompe volumetriche alternative raramente superano il **centinaio di giri/min** a causa delle pulsazioni di pressione che si manifestano in seno al fluido durante il funzionamento, che potrebbero dare origine a cavitazione e a fenomeni dinamici pericolosi per l'integrità strutturale dell'impianto (per le pompe rotative il limite era 1000 giri/min)
- Le pompe volumetriche sono impiegate quando le portate sono piccole a fronte della prevalenza
- Si fa ancora riferimento alle macchine volumetriche quando è necessario che la portata e quindi la velocità del fluido alla mandata debbano rimanere costanti al variare della pressione di esercizio
- Devono inoltre essere dotate di una valvola di sicurezza per impedire che la pressione raggiunga valori inammissibili per la resistenza strutturale delle condotte qualora si verificassero ostruzioni accidentali nell'impianto

Domande, Curiosità, Dubbi, Perplessità?

PROF. ING. ALBERTO BENATO, PH.D.

ASSOCIATE PROFESSOR

TURBOMACHINERY & ENERGY SYSTEMS GROUP

DEPARTMENT OF INDUSTRIAL ENGINEERING - UNIVERSITY OF PADOVA
VIA VENEZIA 1 - 35131 - PADOVA
BLDG. EX DIM - 5TH FLOOR - ROOM 19

TEL. 049 827 6752

MAIL: ALBERTO.BENATO@UNIPD.IT

WEBSITE: RESEARCH.DII.UNIPD.IT/TES/

