



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1609A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Giai Pron

MATERIA: Fondamenti di Macchine + Eserc. Prof.Nuccio

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

1

Definizioni

Sistema termodinamico

= quantità di materia / porzione di spazio

• racchiusa da una sep. di contorno che può essere:

• reale / immogenaia;

• rigida / deformabile;

• rete di:

• trasf. interne;

• scambi di materia / energia con l'ambiente esterno;

Gas perfetti

• Gas ideali ($c_p, c_v = \text{cost}$)

• $c_p, c_v = \text{cost}$ = valori specifici a p/v cost.

• Gas quasi ideali ($c_p, c_v = f(T)$)

Equazioni di stato dei gas perfetti

$p \nu = R T$ dove:

• p = pressione fluido [Pa]

• ν = volume specifico [m^3/kg]

• T = temperatura [K]

• R = costante di elastità del gas = $\frac{R_u}{\mu}$

dove:

- R_u = costante universale del gas = $8314 \frac{\text{J}}{\text{K} \cdot \text{kmol}}$

- μ = massa molecolare gas = $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$

N.B.

• Gas ideale considerato = aria

→ $R = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

Trasformazioni politropiche

= trasformazioni descritte dall'equazione

$p \nu^m = \text{cost}$

• m = esponente della politropica = cost;

N.B.

• Considero un gas ideale;

• il gas subisce una t. politropica

→ $dQ_{\text{tot}} = c dT$ dove:

• c = calore specifico della transf. [$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$]

• Q = calore scambiato complessivamente tra esterno e sistema;

Relazioni

• Gas ideali

$$\longrightarrow c = c_v \cdot \frac{m - k}{m - 1}$$

DIMOSTRAZIONE

• $T \cdot ds = c \cdot T \longrightarrow ds = c \frac{dT}{T}$

• $ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dV}{V} \longrightarrow c \frac{dT}{T} = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dV}{V} \quad (1)$

• $pV^m = \text{cost} \sim pV^m = k$

• $pV = RT \longrightarrow p = \frac{RT}{V} \implies \frac{RT}{V} V^m = k \longrightarrow T V^{m-1} = k' \longrightarrow T = k' V^{1-m}$

$$\longrightarrow \frac{dT}{dV} = k' (1-m) V^{-m} = T V^{m-1} (1-m) V^{-m} = T (1-m) \cdot \frac{1}{V}$$

$$\implies \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \cdot \frac{1}{(1-m)}$$

- Sost. in 1

$$\longrightarrow c \frac{dT}{T} = c_v \frac{dT}{T} + \frac{R}{(1-m)} \frac{dT}{T} \longrightarrow c = c_v + (c_p - c_v) \frac{1}{(1-m)}$$

$$\longrightarrow c = c_v + \frac{c_p}{1-m} - c_v \frac{1}{1-m} = c_v \left(1 - \frac{1}{1-m} \right) + \frac{k c_v}{1-m} = c_v \frac{1-m+k-1}{1-m} =$$

$$= c_v \frac{m-k}{m-1} \quad \text{C.V.D.}$$

LAVORO ESTERNO

= lavoro compiuto dalle forze di superficie sulla sup. di contorno del sistema;

$$= dL_e = -p dV + dE_{cig:F} + dL_w$$

• Caso stazionario

$$= dL_e = dL_i - d(pV)$$

DIM A Vedere dim. in forma Euleriana: $dL_e = dL_i + \Delta(pV) \longrightarrow L_e = L_i + \Delta(pV)$

- $-p dV$ = lavoro compiuto dalle forze di pressione sul contorno del sistema;
- $dE_{cig:F}$ = lavoro compiuto dalle forze di massa;
- dL_w = lavoro compiuto dalle resistenze passive a causa degli attriti fluidodinamici;

23

N.B

- I termini al 2° membro sono differenziali esatti, in quanto sono variazioni di grandezze di stato che dipendono solo dallo stato iniziale e finale del sistema;
- I termini al primo membro non sono diff. esatti.

Riservazione del primo principio in forma sostanziale

• sistema chiuso

→ $\delta Q_e + \delta L_w \stackrel{?}{=} dU + p dV \stackrel{?}{=} dh - v dp$

N.B

In forma integrale: $Q_e + L_w = \Delta U + \int p dV$

DIMOSTRAZIONE

• $\delta Q_e + \delta L_e = dU + dE_{c,q,F}$

• $\delta L_e = -p dV + dE_{c,q,F} + \delta L_w$

→ $\delta Q_e + \delta L_w + dE_{c,q,F} - p dV = dU + dE_{c,q,F}$

DIM 2

$dh = dU + p dV + v dp$

→ $dU + p dV = dh - v dp$

Definizione di dU

• Gas ideale

→ $dU = c_v dT$ (valida sempre) ~ $U = c_v T$

DIM

• Considero una trasformaz. isocora ($V = \text{cost}$)

→ $dQ_e + dL_w = dQ_{\text{TOT}} = c_v dT = dU + 0$

→ $dU = c_v dT$

N.B: Essendo U una grandezza di stato, la sua variazione dipende solo dalle condiz. iniziali e finali del sistema, e non dalla trasformaz.

→ Anche se è stato trovato per una trasform. isocora, il risultato vale per qualsiasi trasformazione;

Definizione generale di entalpia manica

= grandezza di stato: $h = U + pV = i$

Per Gas ideali...

• Gas ideale

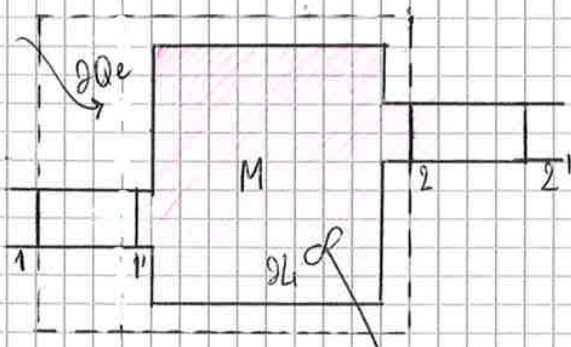
→ $i = c_p T$ ~ $di = c_p dT$

DIM

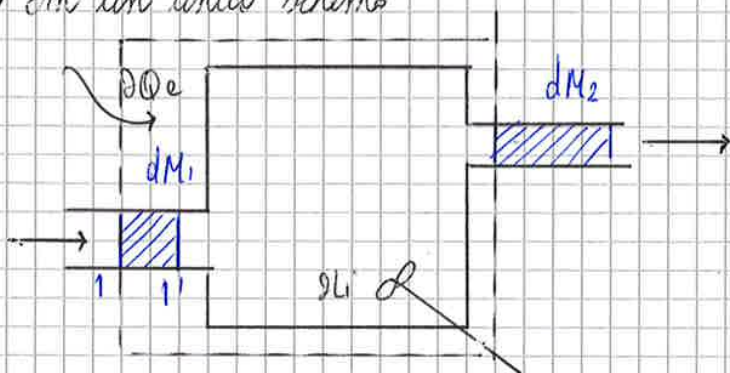
• $h = U + pV = c_v T + RT = c_v T + c_p T - c_p T = c_p T$

→ $dh = c_p dT$

² al tempo $t+dt$ si sposta dalle condizioni 1-2 alle 1'-2'



→ In un unico schema



→ Applico il principio alla massa M :

$$\partial Q_e + \partial L_e = dE = du + dE_{c,q,p} \text{ dove:}$$

- $dL_e = dL_i + p_1 dV_1 - p_2 dV_2 = p_1 v_1 dM_1 - p_2 v_2 dM_2 + dL_i$
- $dE_{c,q,p} = dM_2 \left(\frac{c_2^2}{2} + gZ_2 + v_2 \right) - dM_1 \left(\frac{c_1^2}{2} + gZ_1 + v_1 \right)$

N.B

• Moto stazionario

$$\rightarrow dM = dM_1 = dM_2$$

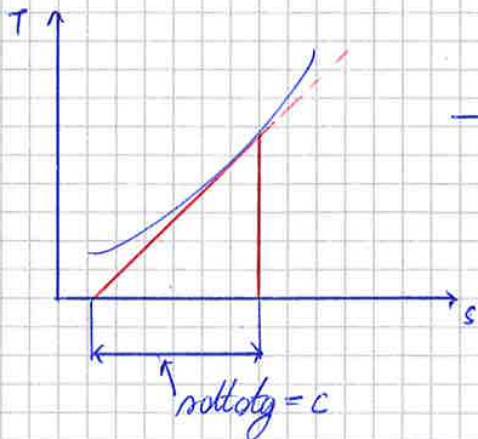
$$\begin{aligned} \Rightarrow \partial Q_e + \partial L_e + p_1 dV_1 - p_2 dV_2 &= \partial Q_e + \partial L_i + p_1 v_1 dM - p_2 v_2 dM = \\ &= + dM \left(\frac{c_2^2}{2} + gZ_2 + v_2 \right) - dM \left(\frac{c_1^2}{2} + gZ_1 + v_1 \right) \end{aligned}$$

divide $\times dM$

$$\begin{aligned} Q_e + L_i + p_1 v_1 - p_2 v_2 &= v_2 \left(\frac{c_2^2}{2} + gZ_2 + v_2 \right) - \left(v_1 + p v_1 \right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \\ \sim Q_e + L_i &= (v_2 + p v_2) - (v_1 + p v_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \\ &= h_2 - h_1 + \Delta E_{c,q,p} \end{aligned}$$

La pendenza di un punto di una curva è la sua calore specifico

3



Enunciato $T ds = c dT$
 $\rightarrow \frac{c}{T} = \frac{ds}{dT}$ e $\frac{\text{pendenza}}{T} = \frac{ds}{dT}$
 $\implies c = \text{pendenza}$

Definizioni

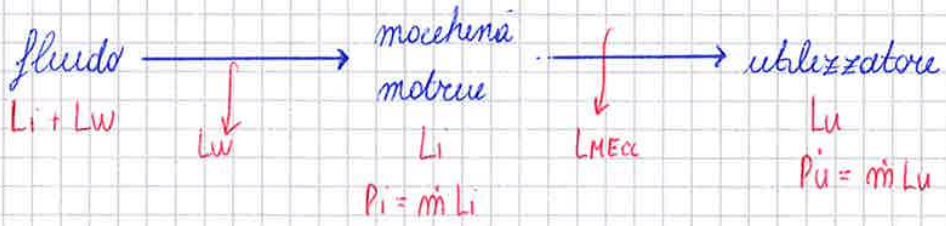
Rendimento idraulico

- Macchine operatrici $\rightarrow \eta_{yic} = \frac{L_i - L_w}{L_i}$
- Macchine motrici $\rightarrow \eta_{yc} = \frac{L_i}{L_i + L_w}$

Rendimento isentropico

- Mac. operatrici $\rightarrow \eta_{cis} = \frac{L_{iis}}{L_i} \approx \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h}$ (• eu. unibica trascurabile)
- Macchine motrici $\rightarrow \eta_{cIT} = \frac{L_i}{L_{iis}} \approx \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}}$ (• II)

Macchine operatrici



1 $\rightarrow L_u = L_i - L_{MEcc}$ • L_{MEcc} = perdita dovuta a fattori di attrito
 2 $\rightarrow \eta_M = \text{Rend. meccanico} = \frac{L_u}{L_i} = \frac{P_u}{P_i} = \frac{L_i - L_M}{L_i}$ ($L_{MOT} = -L_u$)
 $= \frac{-L_i + L_M}{-L_i} = \frac{L_i - L_M}{L_i}$

3 \rightarrow Rendimento organico $= \eta_o = \frac{L_i - L_M - L_{occ}}{L_i}$ • L_{occ} = lavoro svolto dall'utiliz.

4 \rightarrow Rendimento ideale $= \eta_{id} = \frac{L_{id}}{Q_1}$ • Q_1 = calore ass. dalla macchina;

FORMULA

- Moto $\begin{cases} \rightarrow \text{stazionario} \\ \rightarrow \text{monodimensionale} \\ \rightarrow \text{all'interno di un condotto } (\rightarrow \text{non c'è scambio di lavoro } L_i=0) \end{cases}$
 - Caso reversibile ($\delta W=0$)
 - Considero un gas ($dE_p=0$)
- 1 $\rightarrow \frac{dp}{\rho} + cdc = 0 \Rightarrow \begin{cases} \bullet dp < 0 \rightarrow dc > 0 \text{ (effusore)} \\ \bullet dp > 0 \rightarrow dc < 0 \text{ (diffusore)} \end{cases}$

DIMOSTRAZIONE

• $\frac{\delta L_i}{L_0} - \frac{\delta W}{L_0} = dE_c + dE_p + \delta W_{dp} \rightarrow cdc + \frac{dp}{\rho} = 0;$

OSSERVAZIONE

- $dp < 0 \rightarrow dc > 0$ (Effusione)
- $dp > 0 \rightarrow dc < 0$ (Diffusione)

2 $\rightarrow \frac{dA}{A} \stackrel{1}{=} \frac{dp}{\rho} \left(\frac{1}{c^2} - \frac{1}{c_s^2} \right) \stackrel{2}{=} \frac{dp}{\rho c^2} \left(\frac{c_s^2 - c^2}{c^2} \right) \stackrel{3}{=} \frac{dp}{\rho} \left(\frac{1 - M^2}{M^2} \right) = \frac{dp}{\rho} \frac{1 - M^2}{c^2}$

dove: • $M = \text{numero di Mach} = \frac{c}{c_s}$

DIMOSTRAZIONE 1

1 $\frac{dp}{\rho} = -cdc \rightarrow \frac{dp}{\rho c^2} = -\frac{dc}{c}$

2 $\frac{dp}{\rho} = c_s^2 \rightarrow dp = \frac{dp}{c_s^2} \rightarrow -\frac{dp}{\rho} = -\frac{dp}{\rho c_s^2}$

$\rightarrow \frac{dA}{A} = -\frac{dp}{\rho} - \frac{dc}{c} = +\frac{dp}{\rho c_s^2} + \frac{dp}{\rho c^2} = \frac{dp}{\rho} \left(\frac{1}{c_s^2} + \frac{1}{c^2} \right)$

$\rightarrow \frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho} \left(\frac{1}{c^2} - \frac{1}{c_s^2} \right)$

DIMOSTRAZ. 2

$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho} \left(\frac{c_s^2 - c^2}{c^2 c_s^2} \right) = \frac{dp}{\rho} \cdot \frac{\rho c^2}{\rho c^2} \left(\frac{c_s^2 - c^2}{c^2 c_s^2} \right) = \frac{dp}{\rho c^2} \left(\frac{c_s^2 - c^2}{c_s^2} \right) = \frac{dp}{\rho} \left(\frac{c_s^2 - c^2}{c^2} \right)$

DIMOSTRAZ. 3

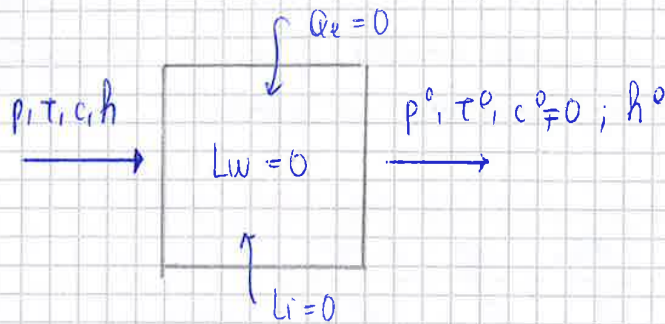
• $M = \frac{c}{c_s} \rightarrow \frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho c^2} \left(\frac{c_s^2}{c^2} - 1 \right) = \frac{dp}{\rho c^2} \left(\frac{1}{M^2} - 1 \right) = \frac{dp}{\rho} \left(\frac{1 - M^2}{M^2} \right)$

$\Rightarrow \frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho} \left(\frac{1 - M^2}{M^2} \right)$

Grandezze totali / di ristagno / di arresto di una corrente fluido

= valori che i parametri termici della corrente assumerebbero se questa fosse decelerata:

- fino ad una velocità nulla ($c^0 = 0$)
- isentropicamente \rightsquigarrow adiabaticamente ($Q_e = 0$)
 \rightsquigarrow reversibilmente ($L_i = 0$)
- senza scambio di lavoro ($L_i = 0$)



Formulazioni

- Caso stazionario
- fluido gassoso (cond. uszidi: p, T, c, h)

→ le grandezze totali sono:

$$1 - \text{Temperatura totale} = T^0: \frac{T^0}{T} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2$$

$$2 - \frac{p^0}{p} = \left(\frac{T^0}{T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$3 - \frac{\rho^0}{\rho} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}$$

DIMOSTRAZIONE

• Caso staz: $\rightarrow \frac{dQ_e}{dt} + \frac{dL_i}{dt} = dh + dE_c \rightarrow dh = -dE_c$

$$\rightarrow c_p(T^0 - T) = - \left(\frac{c^0^2 - c^2}{2} \right) = + \frac{c^2}{2}$$

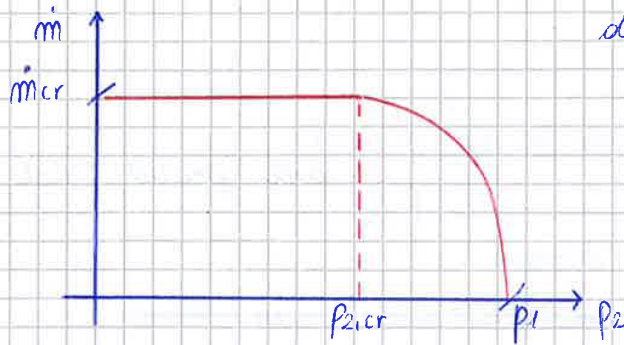
$$\cdot c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \rightarrow \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T \left(\frac{T^0}{T} - 1 \right) = + \frac{c^2}{2}$$

$$\rightarrow \frac{T^0}{T} = 1 + \frac{c^2}{2} \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa R T} \stackrel{c_s^2 = \kappa R T}{=} 1 + \frac{c^2}{2} \cdot \frac{\kappa - 1}{c_s^2} = 1 + \frac{M^2}{2} (\kappa - 1)$$

Andamento di $m(p_2)$ in un ugello semplicemente convergente (caso ideale)

• (effusore subsonico)

→ l'andamento di $m(p_2)$ è:



dove: p_2 = condizioni all'uscita
 p_1 = condiz. all'ingresso

• $p_{2cr} < p_2 < p_1$

→ • Diminuisce p_2

⇒ la portata aumenta;

• $p_2 < p_{2cr}$

→ Per variare la portata si possono solo modificare le condiz. a monte

→ Variando p_2 , (abbassandola) la portata non varia;

N.B

• Ugello sempl. conv.

→ la velocità max raggiungibile è quello del suono.

N.B

• $p_2 > p_{cr}$ → $C_2 < C_s$ (condotto subsonico)

→ Il condotto è convergente

• $p_2 = p_{cr}$ → $C_2 = C_s$ (condotto sonico)

Problema rivolto del diffusore

= Determinazione della geometria del condotto

Dati necessari

• Condizione di monte (p_1, p_2, T_1)
 • di sbocco (almeno p_2)

• Caratt. del gas (γ, R^*)

• Portata all'interno del condotto.

DIMOSTRAZIONE 2

$$\dot{m}_{cr} = p_{cr} \cdot A_2 \cdot C_s = p_{cr} \cdot A_2 \cdot \sqrt{k \frac{p_{cr}}{p_{cr}}} = A_2 \sqrt{k p_{cr} \cdot p_{cr}}$$

- Esplicito sia p_{cr} che p_{cr} in funzione di $\frac{T_1}{T_{cr}} = \frac{k+1}{2}$

$$\textcircled{p_{cr}} \quad p_{cr}^k = \text{cost} \rightarrow p \left(\frac{p}{T} \right)^k = \text{cost} \rightarrow p^{1-k} T^k = \text{cost}$$

$$\rightarrow p_{cr} T_{cr}^{k/1-k} = p_1 T_1^{k/k+1} \rightarrow p_{cr} = p_1 \left(\frac{T_1}{T_{cr}} \right)^{k/k+1} = p_1 \left(\frac{k+1}{2} \right)^{k/k+1}$$

$$\rightarrow p_{cr} = p_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{-k/1-k} = p_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1}$$

$$\textcircled{p_1} \quad p_{cr}^k = \text{cost} \rightarrow \frac{p_1}{p_{cr}} = \left(\frac{p_1}{p_{cr}} \right)^k \rightarrow p_{cr} = p_1 \left(\frac{p_{cr}}{p_1} \right)^{1/k}$$

$$p_{cr} = p_1 \left[\frac{p_1}{p_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1} \right]^{1/k} = p_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/k-1}$$

→ Sostituisco:

$$\dot{m}_{cr} = A_2 \sqrt{k \cdot p_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1} \cdot p_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/k-1}} =$$

$$= A_2 \sqrt{\frac{p_1^2}{p_1 \cdot T_1}} \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k+1/k-1}} = A_2 \frac{p_1}{\sqrt{k T_1}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k+1/k-1}} \quad \text{c.v.d.}$$

 Osservazioni esercizi

1) • Condotta convergente

$$\bullet p_1 > p_2$$

→ il condotto non è in condizioni di progetto

$$\rightarrow T_2 = T_{cr} ; C_2 = C_s$$

2) Le formule per la portata valgono solo quando le condizioni iniziali sono totali,

• Condiz. iniziali non totali

$$\rightarrow \dot{m} = A p_1 C_2$$

- $\dot{m}_{cr} = \text{portata}$
 - che viene raggiunta quando la pressione di stacco è $p_{2,lim}$
 - valore max della portata che si mantiene anche diminuendo la $p_2 < p_{2,lim}$.

N.B.

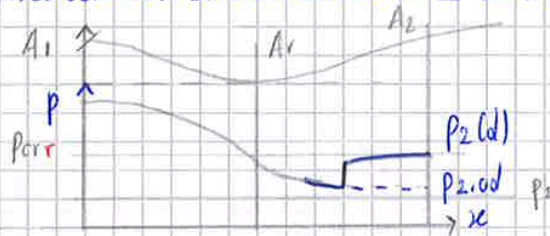
- $p_{2,od} < p_2 < p_{2,lim}$ (vedere dopo $p_{2,od}$)

→ si verificano le onde d'urto (urbs)
 = sezioni di discontinuità

- nella pressione } che aumentano
- nell'entropia } che aumentano
- nella velocità (che diminuisce)

Classificazione urbi

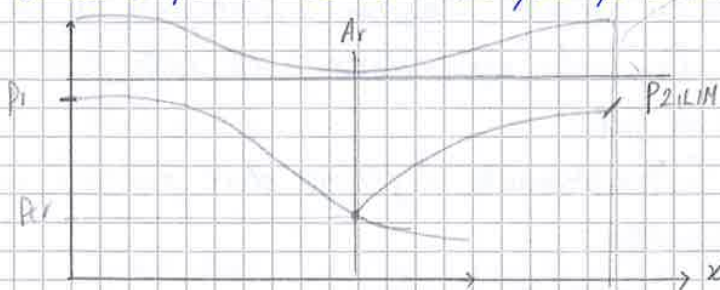
• retti (sezione di discontinuità \perp all'asse condotto) e se attraversano esso il flusso diventa subsonico



- a valle di un urto retto il flusso è ancora isentropico

• Obliqui α

- 1 la sezione di discontinuità non è \perp all'asse del condotto;
- 2 attraversando esso il flusso può o meno diventare subsonico;
- 3 a valle di esso, in genere, la vena fluida si stacca dalle pareti e tutto procede come se in quel punto il condotto terminasse (procede indisturbata)



N.B.

Esiste un valore di pressione di valle per cui si localizza l'urto retto nello sbocco del condotto.

- Al di sotto di questo valore → si verificano urti obliqui a monte dello sbocco

- $p_{2,od} = \text{pressione di sbocco ottimale, considerabile}$
 - che permette di sfruttare l'espansione nel divergente (di avere flusso supersonico allo sbocco)
 - che rappresenta la situazione di funzionamento in condiz. di progetto.

Effusore in presenza di perdite parziali

- Considero il caso \rightarrow adiabatico ($Q_e = 0$)
 \rightarrow non reversibile ($L_w \neq 0$)

$$\rightarrow C_2 = \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]}$$

$$\rightarrow C_{2,15} = \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}$$

\Rightarrow Spero, invece che dare m , forniscono il

$$a) \text{ K. di riduzione di velocità } = \psi = \frac{C_2}{C_{2,15}} = \sqrt{\frac{\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]}{\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}}$$

$$b) \text{ Rendimento idraulico } = \eta_{y,E} = \frac{\Delta E_{c,12}}{\Delta E_{c,12} + L_w}$$

$$c) \text{ Rendimento isentropico } = \eta_{15,E} = \frac{\Delta E_{c,12}}{\Delta E_{c,15}}$$

Diffusore //

$$\eta_{y,D} = \frac{\Delta E_c + L_w}{\Delta E_c (20)} \quad \eta_{15,D} = \frac{\Delta h_{15}}{\Delta h}$$

TURBOMACCHINE

COMPONENTI

1 Polittatura rotante (girante)

- superficie all. cui c'è lo scambio di lavoro con il fluido e le pareti in moto della macchina;

2 Polittatura / canali fissi

- superficie fissa all'opposto di non c'è scambio di lavoro

a) nelle macchine motrici

→ precedono la polittatura mobile

→ trasformano l'energia di pressione in energia cinetica

⇒ sono effusori

b) nelle macchine operatrici

→ seguono la //

→ trasformano l'energia cinetica in energia di pressione;

⇒ sono diffusori;

3 Carra (parete fissa)

N.B.

Stadio = insieme dello polittatura mobile e di quello fissa.

CLASSIFICAZIONE

1 Motrice se fornisce lavoro all'albero

2 Operatrici se bisogna fornire lavoro all'albero.

Triangoli di velocità

= Rappresentazione grafica, mediante vettori, delle velocità del fluido che attraversano le polittature;

- Descrivono la rot. di una particella di fluido in una determinata parte della macchina.

Classificazione delle velocità

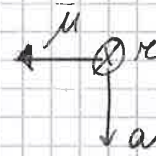
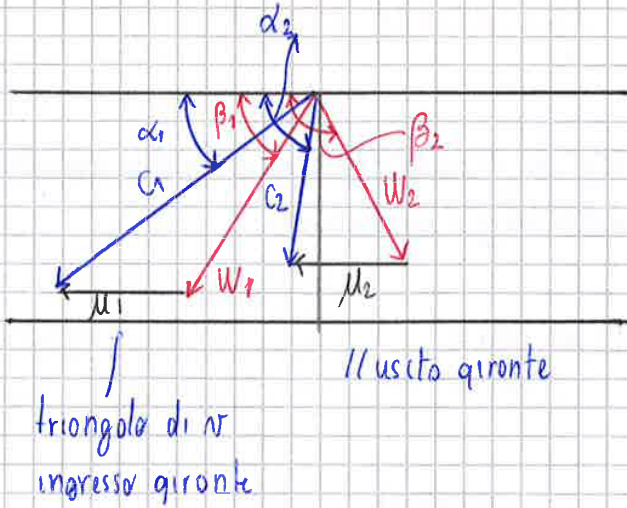
1 Velocità assoluta (\vec{c}) = velocità del fluido rispetto ad un rot. inerziale (costituito da assi fissi)

→ velocità rispetto allo polittatura fissa

2 Velocità relative (\vec{w}) = velocità // rispetto ad un rot. solidale con le parti mobili

→ // rispetto alla girante

3 Velocità di trascinamento (\vec{u}) = velocità di una particella solidale alla girante = $\vec{w} \cdot \vec{r}$ • $w = v \cdot \sin \alpha$; $r = \text{dist. dall'axe}$



dove:

- α_1 = angolo di attacco (angolo ~~con cui~~ il fluido si presenta allo paleototuro mobile) esso risulta un angolo costruttivo in quanto imposto dalle pale fisse.
- α_1, α_2 = angoli cinematici di ingresso ed uscita (α_1 = imposto dalle pale fisse \rightarrow angolo costruttivo)
- β_2 = angolo imposto dalle pale mobili (\rightarrow costruttivo) \rightarrow dipende solo dalla geom. delle pale mobile
- β_1 = angolo ~~cinematico~~ di fuozionamento (il suo valore dipende dalla velocità della girante)

N.B

Attraverso i canali mobili, la v subisce cambi di:

- direzione
- verso

che provoca una variazione della quantità di moto
 (\rightarrow un momento, infatti $\frac{dL}{dt} = M$)

→ la coppia scambiata fra pellettatura e fluido vale:

$$C = \frac{dR}{dt} = \dot{m} (c_{p2} r_2 - c_{p1} r_1)$$

N.B.

$$P_i = C \cdot \omega = \dot{m} (c_{p2} \cdot \mu_2 - c_{p1} \cdot \mu_1)$$

$$\rightarrow L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = c_{p2} \cdot \mu_2 - c_{p1} \cdot \mu_1$$

NOTE

• Macchina operatrice

$$\rightarrow L_i = \mu_2 \cdot c_{p2} - \mu_1 \cdot c_{p1} (> 0)$$

• Macchine motrici (il fluido cede lavoro alla pellettatura)

$$\rightarrow L_i = \mu_2 \cdot c_{p2} - \mu_1 \cdot c_{p1} (< 0)$$

$$\rightarrow \text{si considera il lavoro ottenuto} = L_{\text{ott}} = -L_i = \mu_1 \cdot c_{p1} - \mu_2 \cdot c_{p2}$$

↳ lavoro tecnico (stema cosa) L_t

TURBINE

pag 17

= Macchina motrice costituita da:

- pallettatura fissa (effettori / distributori)
- // mobile (girante)

percorso da:

- gas/vapore

- acqua

che (cedono) scambiano lavoro sulle pareti delle pallettature rotanti.

TURBINA ASSIALE AD AZIONE MONOSTADIO SEMPLICE

= Turbina:

- ad azione \longleftrightarrow l'espansione del fluido avviene solo nel distributore
 - $\xrightarrow{1}$ non c'è caduta di pressione / entalpia attraverso la girante
 - $\xrightarrow{2}$ la pressione a valle e a monte della girante sono uguali.
- Monostadio \longleftrightarrow la turbina è composta da un solo distributore e una sola girante;
- semplice \longleftrightarrow distributore unico
- assiali \longleftrightarrow $\mu_1 = \mu_2 \sim$ il diametro medio della pallettatura mobile si mantiene costante.

IPOTESI

- W_1 e W_2 sono vettori tangenziali resp. alle due anelli del flusso ($\beta_2 = \pi - \beta_1$)
- anche le pale della girante sono simmetriche resp. alla mezzetta

$$\rightarrow \eta_{vis} = \frac{L_{0T}}{L_{0T,LIN}} = \frac{L_T}{\Delta h_{vis}(c_0=0)} = 4 \frac{\mu}{c_1} \left[\cos \alpha_1 - \frac{\mu}{c_1} \right] \quad \text{pag 31}$$

dove:

- $\frac{\mu}{c_1}$ = rapporto caratteristico di funzionamento
- $L_{T,LIN}$ = Variaz. di entropia entalpia = $c_1^2/2$ = max lavoro ottenibile
 - isentropico
 - attraverso il distributore girante

DIM 1° pr. Girante

$$L_T + Q = \Delta h + \Delta E_c$$

$$L_T = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \rightarrow L_T = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$$

N.B. $c_2 = 0 \rightarrow L_T = L_{T0T}$

$$L_T = \frac{c_1^2}{2}$$

DIMOSTRAZIONE

(con grand. totali $\rightarrow c_1=0$)

$$\eta_{vis} = \frac{L_T}{\Delta h_{is, tot} - \Delta h_{is, foto.}}$$

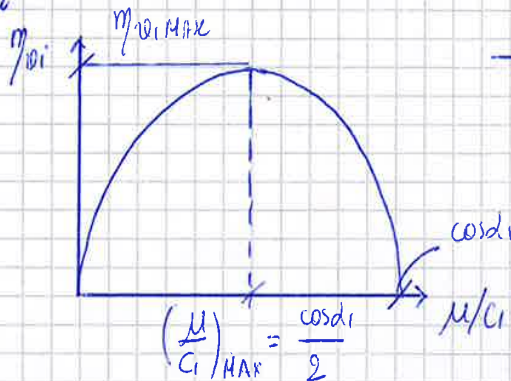
Grand. totali

$$\Delta h + \Delta E_c = 0 \rightarrow h_1 - h_0 = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} = \Delta h \rightarrow -\Delta h = \frac{c_1^2}{2}$$

$$L_T = 2\mu [c_1 \cos \alpha_1 - \mu] \rightarrow \eta_{vis} = \frac{4\mu}{c_1} \left[\cos \alpha_1 - \frac{\mu}{c_1} \right]$$

Andamento $\eta_{vis} (\mu/c_1)$

= parabola



$$\rightarrow \left(\frac{\mu}{c_1} \right)_{MAX} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

$$\eta_{vis,MAX} = \cos^2 \alpha_1$$

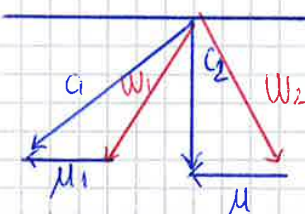
DIMOSTRAZIONE

$$\eta_{vis} = \frac{4\mu}{c_1} \cos \alpha_1 - 4 \left(\frac{\mu}{c_1} \right)^2$$

$$\rightarrow \frac{\partial \eta_{vis}}{\partial (\mu/c_1)} = 0 \iff 4 \cos \alpha_1 - 8 \frac{\mu}{c_1} = 0 \iff \frac{\mu}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

$$\rightarrow \eta_{vis} \left(\frac{\mu}{c_1} \right)_{MAX} = 4 \frac{\cos \alpha_1}{2} \left[\cos \alpha_1 - \frac{\cos \alpha_1}{2} \right] = \cos^2 \alpha_1$$

Triangolo delle velocità nelle condizioni di massimo rendimento.



\rightarrow Si ha la minima perdita per energia cinetica di scarico (l'unica perdita considerata in questo caso è ideale), ottenendo annullando la c_2 il minimo valore ottenibile (tenendo la sua direzione assiale)

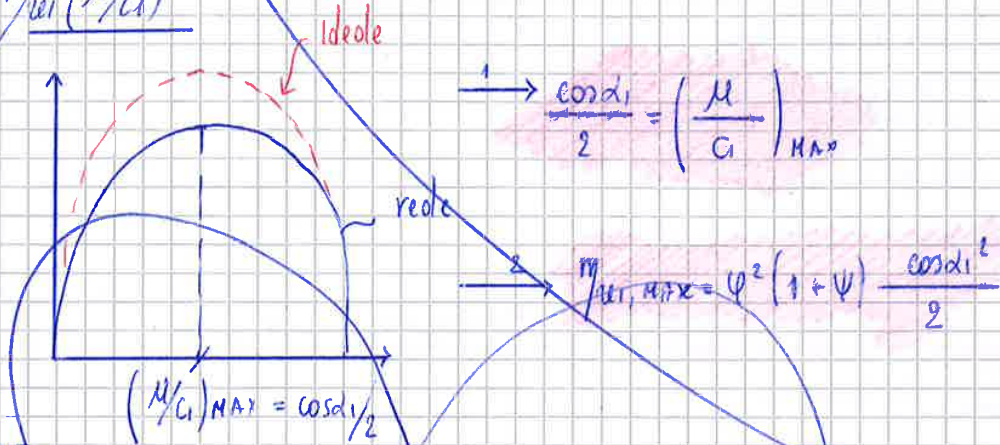
DIMOSTRAZIONE 2

pag 51

$$\frac{m}{\rho_1} = \frac{L_T}{\Delta h_{15}} = \frac{(1+\psi)\mu(c_{m1}-\mu)}{C_{f,15}^2/2} = \frac{2(1+\psi)\mu(c_{m1}-\mu)}{C_1^2/\psi^2} = \frac{2\psi^2(1+\psi)}{C_1^2}$$

$$\psi = \frac{C_1}{C_{f,15}}$$

Andamento $m_{rel} (\mu/C_1)$



NOTA BENE

- Quando l'energia cinetica uscita dalla turbina $\left(\frac{C_2^2}{2}\right)$ viene utilizzata (ad esempio nelle turbine multistadio) (\rightarrow non è persa)

\rightarrow Si fa riferimento al rendimento m_{rel} con energia di scarico recuperata

$$\frac{m}{\rho_1} = \frac{L_T}{\frac{C_1^2 - C_2^2}{2}}$$

PORTATA SMALTITA

= Portata che attraversa la mocepina

$\dot{m} = \pi d_m l_1 \cdot c_{a1} \cdot \rho_1 \xi$ dove:

- d_m = diametro medio polette
- l_1 = altezza poletta all'ingresso dello girante
- ρ_1 = ρ all'ingresso girante
- ξ = K. di ingombro (che rapp. le perdite di portata per la presenza di polette)
- $c_{a1} = c_{a1}$

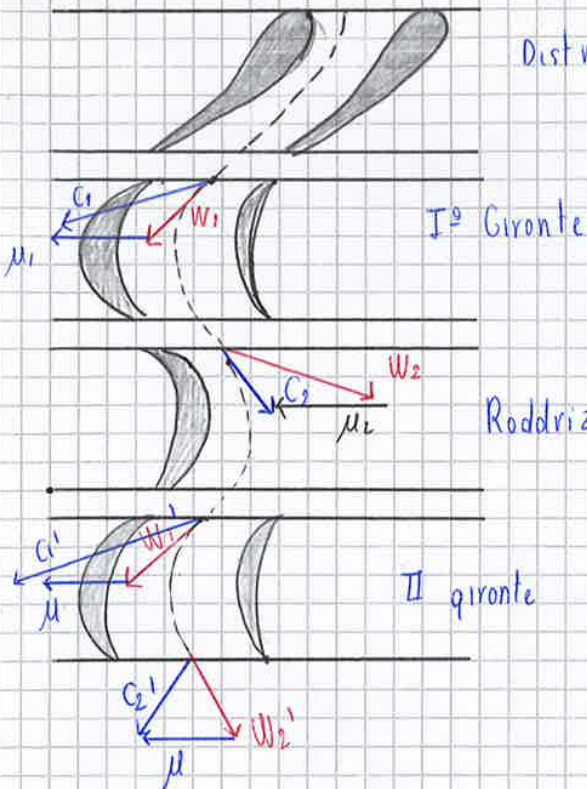
$$A' = \pi d_m l_1 (1-\epsilon)$$

PARZIALIZZAZIONE PORTATA

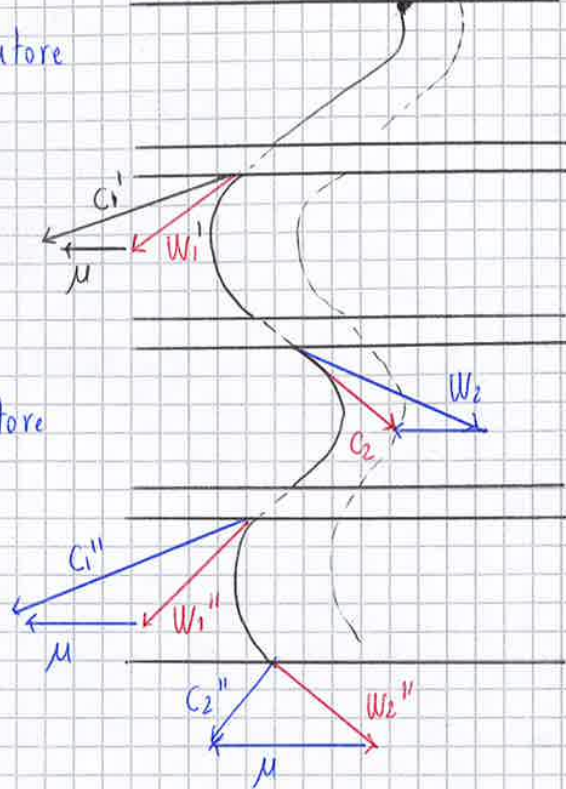
= pratica che consiste nell'ammisione del fluido attraverso solo una parte della sezione di passaggio, in particolare solo sulla frazione $(1-\epsilon)$

La portata diventa $\dot{m} = \xi \pi d l_1 \rho_1 c_{a1} (1-\epsilon)$ dove ϵ = grado di parzializzazione

SCHEMA

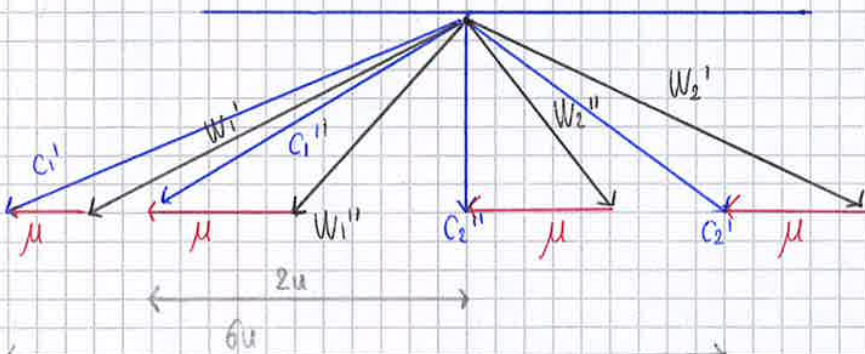


SCHEMA SEMPLIFICATO 1 PARTIECCLLA



pag 77

TRIANGOLO N



sviluppati nel 1° stadio
2° stadio

1 → $LT = 2Zu (c_1 \cos \alpha_1 - Zu)$

2 → $\eta_{wi} = 4Z \cdot \frac{\mu}{c_1^2} \left[\cos \alpha_1 - Z \frac{u}{c_1} \right]$

DIMOSTRAZIONE 1

$$LT = LT' + LT'' = 2\mu [c_{\mu 1}' - \mu] + 2\mu [c_{\mu 1}'' - \mu] = 2\mu [c_{\mu 1}' - \mu] + 2\mu [c_{\mu 1}' - 3\mu] = 2\mu [2c_{\mu 1}' - 4\mu] = 4\mu [c_{\mu 1}' - 2\mu] = Z \cdot 2\mu [c_{\mu 1}' - Zu]$$

DIMOSTRAZIONE 2

$$\eta_{wi} = \frac{2LT}{c_1^2} = \frac{4Zu (c_1 \cos \alpha_1 - Zu)}{c_1^2} = 4Z \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - Z \frac{u}{c_1} \right)$$

OSSERVAZIONE

L_i, η_{wi} sono uguali a quello di uno stadio semplice con velocità periferica Zu .

TURBINA A SALTI DI PRESSIONE

= Turbina:

- ^A costituita da una successione di stadi ad azione (solitamente semplice) disposti in serie (ciascuno dei quali riceve il vapore scaricato da quello precedente)
- ^B il cui nome deriva dal fatto che l'espansione (\rightarrow anche il salto entalpico) si suddivide tra i vari stadi.
- ^C la cui cassa è divisa in un certo numero di camere attraversate dall'albero motore attraverso setti.

N.B.

- ¹ In ogni distributore avviene una parte della caduta entalpica totale \rightarrow maggiori rendimenti rispetto a quella a salti di n , perché (per $!$) si hanno velocità del vapore minore (\rightarrow minori perdite, dato che queste sono proporzionali a v^2)

PRO (rispetto a quello a salti di n)

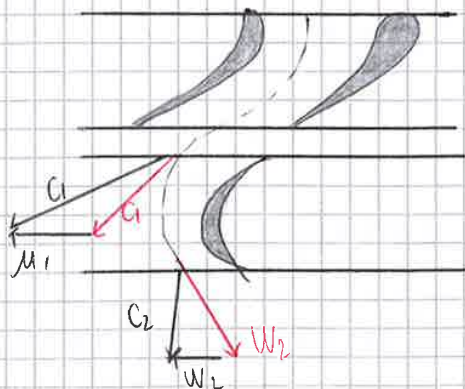
- Distributore dello stadio successivo, molto vicino alla girante di quello precedente
- ¹ \rightarrow Si riesce a recuperare l'energia cinetica di scarico dello stadio precedente

- ² \rightarrow Il rendimento di uno degli stadi intermedi in cui c'è il recupero

$$\eta_{int} = \frac{L_T}{L_{T1}} = \frac{L_T}{h_0 - h_2} \rightarrow \text{stesso valore del caso a singolo stadio.}$$

N.B.

Il triangolo di velocità, per ogni stadio è uguale nel caso di singolo stadio



Dove:

- L_w = lavoro dissipato per attrito fluidodinamico
- L_{re} = lavoro recuperato, a causa della comprimibilità del fluido, rispetto al lavoro dissipato dagli attriti F.D.

Spiegazione

L'incremento di entropia Δs

- Le perdite per attrito aumentano l'entropia del fluido a pressione costante, incrementando il volume massico

→ a causa delle perdite, la stessa quantità di fluido, occupando un volume maggiore, è in grado di svolgere maggiore lavoro nell'espansione successiva.

2 → Il Rendimento reale:

$$m_{rei} = \frac{2\mu(2C_1 \cos \alpha_1 - \mu)}{C_1^2 + \mu(2C_1 \cos \alpha_1 - \mu)} = 2 \cdot \frac{\left[2 \cos \alpha_1 - \frac{\mu}{C_1}\right] \cdot \frac{\mu}{C_1}}{\left[2 \cos \alpha_1 - \frac{\mu}{C_1}\right] \frac{\mu}{C_1} + 1}$$

DIMOSTRAZIONE 2

$$\bullet m_{rei} = \frac{L_T}{-\Delta h_{is\ tot}} = \frac{\mu[2C_1 \cos \alpha_1 - \mu]}{\frac{C_1^2 + W_2^2 - W_1^2}{2}} = \frac{2\mu[2C_1 \cos \alpha_1 - \mu]}{C_1^2 + W_2^2 - W_1^2} =$$

$$\frac{2\mu[2C_1 \cos \alpha_1 - \mu]}{C_1^2 + W_2^2 - W_1^2} \cdot \frac{C_1^2}{C_1^2} = 2 \cdot \frac{\mu/C_1[2 \cos \alpha_1 - \mu]}{1 + W_2^2 - W_1^2} \cdot C_1^2$$

- Esempio $C_2 = W_1$, dal grafico si deduce che: $W_1^2 = W_2^2 + \mu^2 - 2W_2\mu \cos \alpha_1$

$$\rightarrow m_{rei} = 2 \cdot \frac{\mu/C_1[2 \cos \alpha_1 - \mu]}{C_1^2 + 2W_2\mu \cos \alpha_1 - \mu^2} \cdot C_1^2 = 2 \cdot \frac{\mu/C_1[2 \cos \alpha_1 - \mu]}{C_1^2 + 2C_1\mu \cos \alpha_1 - \mu^2} \cdot C_1^2 = 2 \cdot \frac{\mu/C_1[2 \cos \alpha_1 - \mu]}{1 + \frac{\mu}{C_1}[2 \cos \alpha_1 - \mu]}$$

$$3 \rightarrow m_{rei\ MAX} = m_{rei}(\cos \alpha_1) = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$$

$$4 \rightarrow \bullet m_{rei} = m_{rei\ MAX} \rightarrow L_T = \mu^2$$

N.B. (DIM 2)

$$\Delta h_{is\ tot} = \Delta h_g + \Delta h_d = -\frac{1}{2} [C_1^2 + W_2^2 - W_1^2] - \frac{1}{2} [C_2^2 - C_1^2] = -\frac{1}{2} [W_2^2 + \mu^2 - W_1^2 - \mu^2]$$

DIMOSTRAZIONE 1

pag 2c

• $Q + Li = \Delta h + \Delta E_c \left[1^{\circ} \text{ principio in f. deleriana per sot. aperto in moto staz} \right]$

$\rightarrow Q + Li = c_p (T_{2c} - T_{2e})$

gas ideale (•1)

• (politropica) $\rightarrow T_{2c} p_{2c}^{\frac{m}{m-1}} = T_{2e} p_{2e}^{\frac{m}{m-1}} \rightarrow T_{2c} = T_{2e} \left(\frac{p_{2e}}{p_{2c}} \right)^{\frac{m-1}{m}} = T_{2e} \beta^{\frac{m-1}{m}}$

$\rightarrow Q + Li = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_{2e} \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$

DIMOSTRAZIONE 2

• $Li = \int_{p_{1c}}^{p_{2c}} v dp + Lw + \Delta E_c + \Delta E_g$

• (•3) $p v^m = \text{cost}$

$\rightarrow p_{1c} v_{1c}^m = p_{2c} v_{2c}^m \rightarrow p_{1c}^{1/m} v_{1c} = p_{2c}^{1/m} v_{2c} \rightarrow v = v_{2c} \left(\frac{p_{2c}}{p} \right)^{1/m}$

$\Rightarrow Li = \int_{p_{1c}}^{p_{2c}} v_{2c} p_{2c}^{1/m} p^{-1/m} dp + Lw = v_{2c} p_{2c}^{1/m} \int_{p_{2c}}^{p_{1c}} p^{-1/m} dp = v_{2c} p_{2c}^{1/m} \left[\frac{p^{-1/m+1}}{-1/m+1} \right]_{p_{2c}}^{p_{1c}} + Lw =$
 $= v_{2c} p_{2c}^{1/m} \left[\frac{p^{1/m}}{(m-1)/m} \right]_{p_{2c}}^{p_{1c}} + Lw = v_{2c} p_{2c}^{1/m} \cdot \frac{m}{m-1} \left[p_{2c}^{m-1/m} - p_{1c}^{m-1/m} \right] + Lw =$
 $= \frac{m}{m-1} v_{2c} p_{2c}^{1/m} p_{2c}^{m-1/m} \left[\beta^{m-1/m} - 1 \right] = \frac{m}{m-1} R T_{2e} \left[\beta^{m-1/m} - 1 \right]$ $\beta = p_{2e}/p_{2c}$

Definizione lavoro interno (Caso isentropico)

• ipotesi precedenti

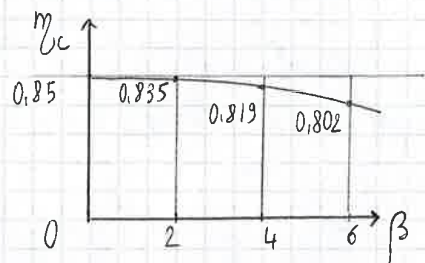
• caso isentropico ($Q, Lw = 0 \rightarrow \int T ds = 0 \rightarrow s = \text{cost}$) ($\rightarrow m = \kappa$)

$\rightarrow Li, is = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_2 \left[\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$

Rendimento isentropico (/adiabatico)

• caso adiabatico

$\rightarrow \eta_c = \frac{Li, is}{Li(a=0)} = \frac{c_p T_1 \left[\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{c_p T_1 \left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]} = \frac{\left[\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{\left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}$



Rendimento idraulico

• caso adiabatico

$\rightarrow \eta_{yc} = \frac{Li - Lw}{Li} = \frac{m}{\kappa / \kappa - 1}$

Compressione con inter-refrigerazione (uniforme), in più stadi

Ragionamento

essendo $\kappa \Delta T = Q + Li = c_p \Delta T$
 $\Delta T = 0 \rightarrow Li \text{ min}$

neg $4c$

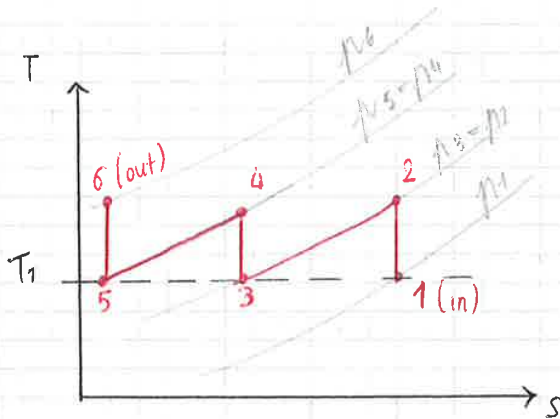
502
07/1/1

- Il lavoro di comp. è minimo se la comp. avviene lungo un'isoterma
- È vantaggioso ai fini del rendimento eseguire una compressione refrigerata

Definizione

- = Compressione divisa in più stadi, al termine dei quali il fluido è raffreddato
- Si parla di inter-refrigerazione omogenea perché il raff. porta il fluido sempre allo T di inizio compressione.

Grafico



Formule

$$1) \beta_{TOT} = \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 = \frac{p_6}{p_1}$$

$$\text{DIM} \cdot \beta_{TOT} = \frac{p_6}{p_1} = \frac{p_6}{p_2} \cdot \frac{p_2}{p_3} \cdot \frac{p_3}{p_4} \cdot \frac{p_4}{p_5} \cdot \frac{p_5}{p_1} = \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3$$

2) • Caso isentropico

$$\rightarrow Li_{TOT is} = \sum_{i=1}^{n(\text{inter})} Li_{is i} = \sum_{i=1}^{n(\text{inter})} \left[\frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \cdot \left(\beta_i^{\kappa/\kappa} - 1 \right) \right] = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \cdot \sum_{i=1}^{n(\text{inter})} \left[\beta_i^{\kappa/\kappa} - 1 \right]$$

N.B

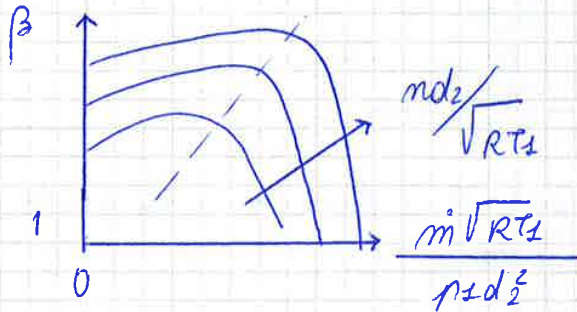
Il massimo rendimento si ha quando i rapporti di compressione sono uguali tra loro.

Rappresentazione di β in funzione della portata

• fluido incompressibile

$$\rightarrow \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{d_2^2 p_1} \propto \frac{n d_2}{\sqrt{RT_1}} \varphi$$

\sim → Si può rappresentare β in funzione della portata corretta (φ), per un fissato valore di num. di giri corretto.



(Non convergono mai per $\beta=1$)
 perché per un valore di φ , ci sono
 più valori di $\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{p_1 d_2^2}$

DIMOSTRAZ.

La portata all'uscita della girante vale:

$$\dot{V} = \dot{m} v_2 = \dot{m} v_1 = \left\{ \pi d_2 l_2 \omega r_2 = \left\{ \pi d_2^2 \frac{l_2}{d_2} \varphi \omega = \left\{ \pi d_2^2 \frac{l_2}{d_2} \varphi d_2^2 n_2 = \right. \right. \right.$$

$$\rightarrow \frac{\dot{m} RT_1}{p_1 d_2^2} \frac{1}{d_2 n_2} \propto \varphi \rightarrow \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1} \sqrt{RT_1}}{p_1 d_2^2} \cdot \frac{1}{d_2 n_2} \stackrel{cost}{\propto} \varphi$$

$$\rightarrow \varphi \cdot \frac{n_2 d_2}{\sqrt{RT_1}} \propto \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{p_1 d_2^2}$$

Osservazione

• Due compressori geometricamente simili [stessa forma delle pale e tutte le dim. analoghe in rapporto di scala costante]

$$\rightarrow d_2/l_2 = const$$

N.B.

• Fissato R, d_2

$$\rightarrow \frac{\dot{m}}{p_1} \sqrt{T_1} \propto \frac{\dot{m}}{\sqrt{T_1}} \quad \text{oppure, se riferite alle grandezze standard} \quad \frac{\dot{m}}{p_1/p_0} \sqrt{T_1/T_0} \propto \frac{\dot{m}}{\sqrt{T_1/T_0}}$$

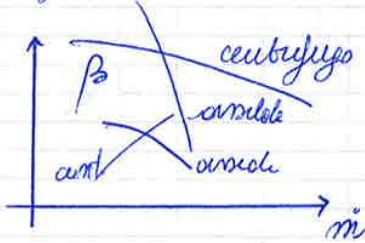


Osservazioni

¹ La manometrica sarà più rapida del corso centrifuga (perché essendo $\beta_2 > \alpha_1$, $\rightarrow \cotg \alpha_1 > \cotg \beta_2 \rightarrow \Psi(\varphi)$ decresce molto all'aumentare di φ).

² Solitamente è una macchina pluristadio; (per i bassi β).

³ Alle valori di Mach in uscite ($M_d \approx \frac{U_2}{\sqrt{K_2}}$ con φ alto (alte portate) e bassi β)
 \rightarrow grandi perdite fluido-dinamiche



pag 60

Coefficienti adimensionali

1 - Coef. di pressione = $\psi = \frac{L_i}{u_2^2/2}$

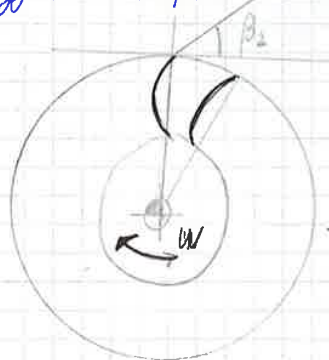
2 - // di portata = $\varphi = \frac{w_{r2}}{u_2}$ (comp. radiale) (*) ossidi $\varphi = \frac{c_0}{u}$ ($\mu_1 = \mu_2$)
 = $\frac{w_{a2}}{u_2}$ (Comp. assiale)

3 - // di perdita = $\frac{L_w}{u_2^2/2} = \epsilon$

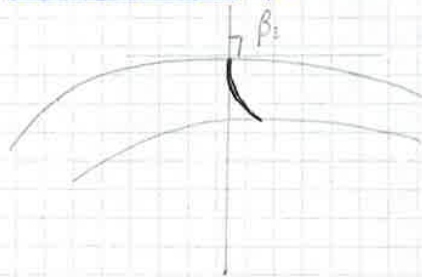
4 - // termometrico = $\tau_1 = \frac{cp T_1}{u_2^2/2}$

Ciclo di girante Compressori centrifughi monostadio (flusso \perp asse di rotazione)

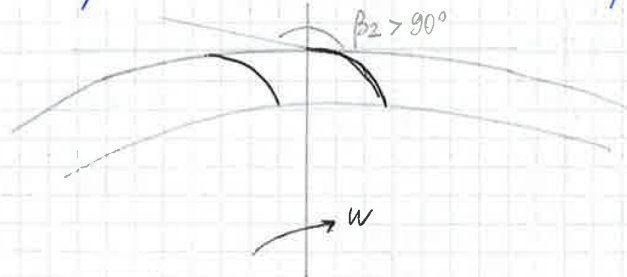
• $\beta_2 < 90^\circ$ \rightarrow Girante con palette incurvate in avanti (Poco usata perché provoca grosse perdite nel diffusore) rispetto al verso di rotazione



• $\beta_2 = 90^\circ$ \rightarrow Girante con palette radiali resp. al verso di rotazione.



• $\beta_2 > 90^\circ$ \rightarrow Girante con palette incurvate all'indietro resp. al verso di rotazione



DIMOSTRAZIONE 1

$$\cdot x = \frac{\Delta h_{gvc}}{\Delta h_{TOT}} = \frac{L_i - \Delta E_c}{L_i} = \frac{L_i - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}}{L_i} = 1 - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2L_i}$$

dove $\begin{cases} 1 \text{ in gvc} \\ 2 \text{ out gvc} \end{cases}$

$(L_i = \Delta h + \Delta E_c)_{gvc}$

DIM. 2.

$$\cdot C_1 \ll C_2 \longrightarrow x = 1 - \frac{C_2^2}{2L_i} = 1 - \frac{C_2^2}{2\mu_2 C_{\mu 2}} = 1 - \frac{W_{rc}^2}{2\mu_2 C_{\mu 2}} = 1 - \frac{C_{\mu 2}^2 + \varphi^2 \mu_2^2}{2\mu_2 C_{\mu 2}} =$$

$$= 1 - \frac{1}{2} \left[\frac{C_{\mu 2}}{\mu_2} + \frac{\varphi^2 \mu_2}{C_{\mu 2}} \right] = 1 - \frac{1}{2} \left[\frac{\Psi}{2} + \frac{2\varphi^2}{\Psi} \right] = 1 - \frac{\Psi}{4} - \frac{\varphi^2}{\Psi}$$

$$\frac{C_{\mu 2}}{\mu_2} = \frac{C_{\mu 2} \cdot \mu_2}{\mu_2^2} = \frac{L_i}{\mu_2^2} = \frac{\Psi}{2}$$

DIM. 3.

$$\cdot \Psi = 2(1 + \varphi \cot \beta_2) \longrightarrow x = 1 - \frac{1}{4} \left[2(1 + \varphi \cot \beta_2) \right] - \frac{\varphi^2}{2(1 + \cot \beta_2 \cdot \varphi)} =$$

$$= 1 - \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \varphi \cot \beta_2 - \frac{\varphi^2}{2(1 + \varphi \cot \beta_2)} = \frac{1}{2} - \frac{\varphi \cot \beta_2}{2} - \frac{\varphi^2}{2(1 + \cot \beta_2)}$$

N.B.

• Conviene che il grado di reaz. sia il più alto possibile (per evitare perdite nello trof. do en. cin. a h nel effusore) \longrightarrow meglio $\beta_2 > 90$ o $\beta_2 = 90$.

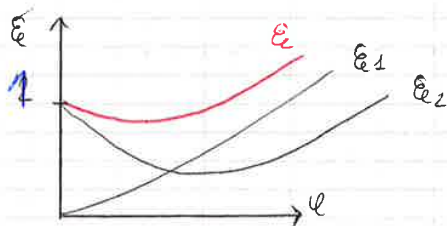
Lavoro dissipato per attrito fluido-dinamico (Lw)

- $\frac{1}{2} Lw = Lw_1 + Lw_2$ dove:
- Lw_1 è dovuto alle perdite distribuite nei condotti ($Lw_1 \propto \varphi^2$)
 - Lw_2 è dovuto alle perdite concentrate all'imbocco dello girante e del diffusore.

\longrightarrow si possono esprimere due coefficienti di perdite:

$$\cdot \epsilon_1 = \frac{Lw_1}{\mu_2^2/2} \quad ; \quad \cdot \epsilon_2 = \frac{Lw_2}{\mu_2^2/2} \quad ; \quad \epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$$

Rappresentazione $\epsilon(\varphi)$



Nota Bene

• $\varphi = 0 \longrightarrow \epsilon_2 \rightarrow 1$

DIM

• $\varphi = 0 \xrightarrow{1} \Psi = 2(1 + \varphi \cot \beta_2) = 2$

$\xrightarrow{2} \varphi = \frac{W_{rc}}{\mu_2} = 0 \longrightarrow W_{rc} = C_{rc} = 0;$

$\xrightarrow{3} \Psi = 2 = \frac{L_i}{\mu_2^2/2} \Rightarrow L_i = \mu_2^2 = C_{\mu 2} \mu_2 \longrightarrow C_{\mu 2} = \mu_2 = C_2$

• Per lo due punti progetto di C_2 , esso è complet. perduto

$\longrightarrow Lw = C_2^2/2 = \mu_2^2/2 \longrightarrow \epsilon_2 = \frac{Lw_2}{\mu_2^2/2} = 1$

Rendimento idraulico

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{gH}{L_i}$$

Nota: Prevalenze di pompe pluristadio

= Somma delle prevalenze dei singoli stadi.

Rendimento volumetrico

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_f}$$

dove:

- \dot{m} = portata di fluido che arriva all'utilizzatore
- \dot{m}_f = // perse per fughe;
- $\dot{m} + \dot{m}_f$ = // elaborata dalla pompa.

Potenza interna che la pompa fornisce al fluido

$$P_i = L_i (\dot{m} + \dot{m}_f) \stackrel{1}{=} - \frac{gH}{\eta_y} (\dot{m} + \dot{m}_f) = \frac{gH}{\eta_y} \cdot \frac{\dot{m}}{\eta_y} \stackrel{2}{=} \frac{gH}{\eta_y} \cdot \frac{\rho Q}{\eta_v}$$

DIM. 1

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{gH}{L_i} \rightarrow L_i = \frac{gH}{\eta_y}$$

dove:

• Q = portata volumetrica che va all'utenza.

DIM. 2.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_f} \rightarrow \dot{m} = \rho Q = \frac{(\dot{m} + \dot{m}_f)}{\eta_v}$$

Rendimento meccanico

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{am}}$$

dove: • P_{am} = pot. assorbita dall'albero della pompa.

Rendimento globale della pompa

Rendimento complessivo della pompa

$$\eta_p = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_y$$

Potenza assorbita

$$P_{am} = \frac{P_i}{\eta_m} = -g \frac{H \cdot \rho Q}{\eta_p}$$

Prevalenza totale

$$H_g = H - Y \quad \text{dove: } Y = \frac{L_w^{\text{condotta}}}{g} = \text{perdite nel circuito}$$

Rendimento condotte

$$\eta_c = \frac{H_T}{H} = \frac{H - Y}{H}$$

Coefficienti adimensionali

1 Coefficiente di pressione: $\psi = \frac{L_i}{\mu_2^2/2} = 2(1 + \varphi \cotg \beta_2)$

2 // di perdita: $\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$ dove: $\epsilon_1 = \frac{Lw_1}{\mu_2^2/2}$ perdite distribuite nei condotti
 $= \frac{Lw}{\mu_2^2/2}$ $\epsilon_2 = \frac{Lw_2}{\mu_2^2/2}$ perdite di imbocco
 $Lw = Lw_1 + Lw_2$

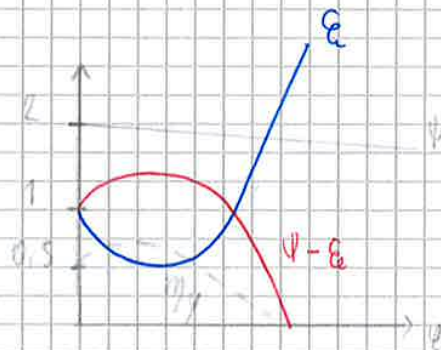
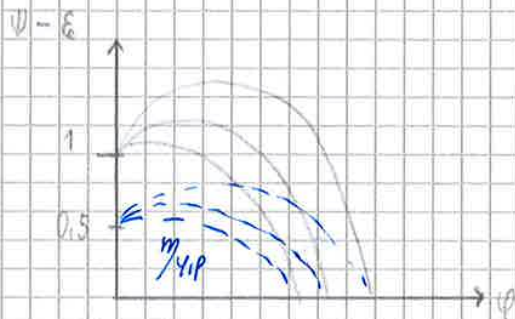
3 // di portata: $\psi = \frac{W_{r2}}{\mu_2}$

Risultato rendimento idraulico

$$\eta_{\psi, P} = \frac{L_i - Lw}{L_i} = \frac{\psi - \epsilon}{\psi}$$

DIM

$$\psi = \frac{L_i}{\mu_2^2/2}; \quad \epsilon = \frac{Lw}{\mu_2^2/2} \longrightarrow \eta_{\psi, P} = \frac{\psi - \epsilon}{\psi}$$



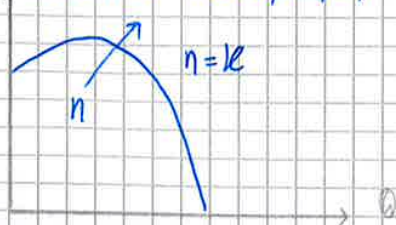
Risultato di H (K. adimensionale)

$$H = (\psi - \epsilon) \frac{\mu_2^2}{2g} \longrightarrow H \propto n^2 d_2^2 (\psi - \epsilon)$$

DIM

$$gH = L_i - Lw \longrightarrow gH = \frac{\mu_2^2}{2} (\psi - \epsilon)$$

H(omega) (Caratteristica Turbopompa)



Cavitazione

= fenomeno fisico che consiste nella formazione di bollicine di vapore (di solito) in prossimità del bordo di attacco della girante all'interno della corrente liquida.

Cause

1 Il fenomeno della cavitazione si ha quando la ^{in 1 p dello cor. liquido} pressione scende al di sotto della tensione di vapore legata del liquido pompato.

Inconvenienti

1 Legati all'esplosione ripetuta delle bolle (quando la pressione risale al di sopra della tensione di vapore) per cui si crea un effetto di martellamento, provocato dal liquido che occupa bruscamente lo spazio prima occupato dal vapore (dallo brusco occupazione da parte del liquido dello spazio prima occupato dal vapore)

Condizioni affinché non vi sia cavitazione

$$1 \quad p_{min} = p_1 - \Delta p \geq p_{v1} \quad \text{dove:}$$

- p_{min} = pressione minima raggiunta dal fluido all'interno della macchina;
- p_{v1} = tensione di vapore del liquido (alla T di lavoro)
- $p_1 = p$ in corrispondenza della bocca di aspirazione;
- Δp = diminuzione della pressione per tenere conto delle accelerazioni del fluido a causa del profilo delle palette della girante

$$= \sigma_p \omega_1^2 / 2$$

parametro sperimentale

= k di pressione = f (geometria

della pala)

$$(p_1 - \Delta p) / \rho g$$

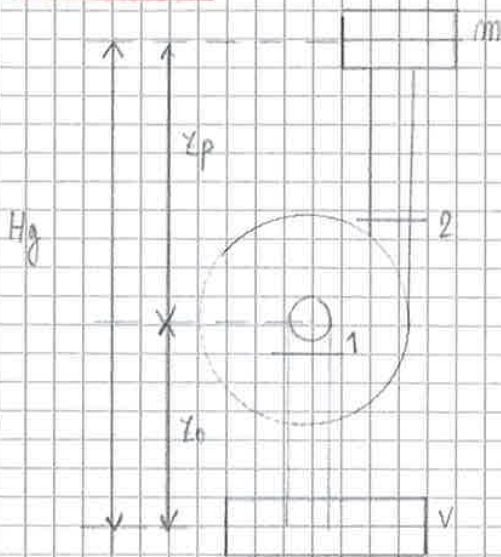
"

$$2 \quad \frac{p_a}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - z_1 - \frac{L_w}{g} - \frac{\Delta p}{\rho g} \geq \frac{p_v}{\rho g} \quad \text{dove:}$$

- 1 = condizioni in corrispondenza della bocca di aspirazione;
- z_1 = condiz in corrispondenza del serbatoio di alimentazione della pompa;
- L_w = perdite per aspirazione

Punto di funzionamento 3.

Circuito aperto



$\xrightarrow{1} Y_a = H_v^0 - H_1^0$

DIMOSTR.

• 1° princ. tra 1 e V

$\rightarrow L_1 = L_{w1} + \frac{p_1 - p_v}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_v^2}{2} + g(z_1 - z_v)$

$\rightarrow \frac{L_1 - L_{w1}}{g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1 - \left(\frac{p_v}{\rho g} + \frac{c_v^2}{2g} + z_v \right) = H_1^0 - H_v^0$

= 0 perché non ci sono pareti in moto nella parte di tubo considerato $\rightarrow Y_a = H_v^0 - H_1^0$

$\xrightarrow{2} Y_M = H_2^0 - H_M^0$

DIMOSTRAZ.

• 1° princ. tra 2 ed m

$\rightarrow L_1 = 0 = L_{wM} + g(z_M - z_2) + \frac{c_M^2 - c_2^2}{2} + \frac{p_M - p_2}{\rho}$

$\rightarrow -\frac{L_{wM}}{g} = H_M^0 - H_2^0 \rightarrow H_2^0 - H_M^0 = Y_M$

• circuito chiuso

2 → La condizione di non cavitazione è:

$$\frac{p_{TOT} - p_v}{\rho g} \geq NPSH_{MIN} \quad \text{dove:} \quad p_{TOT} = p_1 + \frac{c_1^2}{2} \rho$$

Nota Bene

DIM $\frac{D}{L} = \frac{c_1^2}{2g}$

$$\frac{p_1 - \rho \omega_1^2 r^2}{\rho g} \geq \frac{p_v}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g}$$

• Pompa qualsiasi

! la pompa lavora in condiz. prossime alla cavitazione

1 → Non è possibile fare smolture maggior portata alla pompa

2 Si accerta che la pompa è in grado di erogare una portata maggiore

2 → Nelle condiz. di ref., si è in una situazione di successo nei confronti del pericolo di cavitazione.

6.

DIM

~~$p_1 - \Delta p \geq p_v$~~

~~$p_1 - p_v \geq \Delta p$~~

~~$p_1 - p_v + \frac{c_1^2}{2g} \geq \Delta p + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{\rho \omega_1^2 r^2}{2} + \frac{c_1^2}{2}$~~

$\frac{p_1 - p_v}{\rho} \geq \frac{\Delta p}{\rho} \rightarrow \frac{p_1 - p_v}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \geq \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \quad NPSH_{MIN}$

$\frac{p_1 + \frac{c_1^2}{2g} \rho - p_v}{\rho g} \geq NPSH_{MIN}$

$p_{TOT} = p_1 + \frac{c_1^2}{2} \rho$

Regolazione per riflusso / bypass

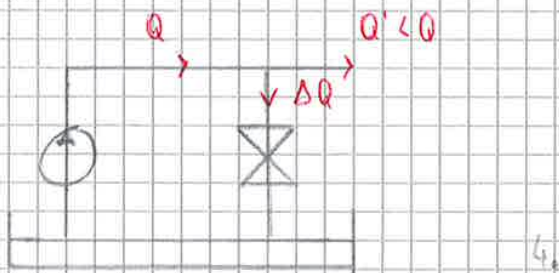
= Regolazione effettuata tramite una valvola di regolazione condotta da una valvola di regolazione che scarica a valle della pompa la portata in eccesso

Conseguenze

¹ La pompa continua a funzionare sempre nello stesso punto della caratteristica
 → la pot. assorbita rimane pressoché costante.

² Diminuzione del η , perché uso la stessa potenza con meno portata

Schema dell'impianto



AVVIAMENTO DELLA TURBO-POMPA 5.

Osservazione

• Differenza di quota del fluido ai capi tra bocca di aspirazione trascurabili e bocca di mandata

¹ → la differenza di pressione realizzata dalla pompa vale

$$\Delta p = \rho g H \quad \text{dove: } H \text{ non } \neq f(\text{fluidi})$$

$$\bullet \Delta p = f(\text{fluidi})$$

DIMOSTRAZ.

$$\frac{L_1 - L_2}{\rho} = \left(\frac{z_2 - z_1}{\rho} \right) + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta E_c}{\rho} \rightarrow \Delta p = \rho g H$$

Avvicinamento

• Pompa all'avvicinamento

• Pompa e condotti pieni d'aria invece che del fluido di lavoro (es. acqua)

¹ → H è la prevalenza ~~lotta~~ realizzata all'istante di avviamento (quella ~~lotta~~ sulla caratteristica per $Q = 0$)

² → $\Delta p = \rho g H$ è circa 1000 volte inferiore a quella realizzabile con acqua e spesso insufficiente a richiamare acqua dal serbatoio di aspirazione

⇒ Diventa impossibile l'innescamento dell'acqua (riempimento d' H_2O)

Compressori di Gas Volumetrici

= Macchine operatrici che trasferiscono energia meccanica ad un fluido compressibile mediante pareti mobili.

¹ Metodologie con cui viene fatta aumentare la p. del gas
 La pressione del gas può essere fatta aumentare:

- comprimendolo in un volume progressivamente decrescente;
- spostandolo da un ambiente a pressione inferiore in un ambiente a pressione superiore.

² Note sul primo principio

- Compressori di gas volumetrici (in generale per le macchine volumetriche)
 - ¹ → le resistenze passive (→ L_v) sono trascurabili;
 - ² → Gli scambi termici possono essere considerabili;

Compressori di gas volumetrici alternativi

= Compressori volumetrici in cui il moto delle pareti interne alle macchine è dovuto al moto alternativo di uno stantuffo all'interno di un cilindro.
Confronto con turbocompressore

¹ In generale, si possono ottenere:

- alti rapporti di compressione (in generale più alti che quelli ottenibili con i turbocompressori)
- portate che, a parità di ingombro sono molto migliori di quelle delle turbomacchine (a causa delle velocità medie del fluido che, nelle macchine volumetriche sono molto più basse)

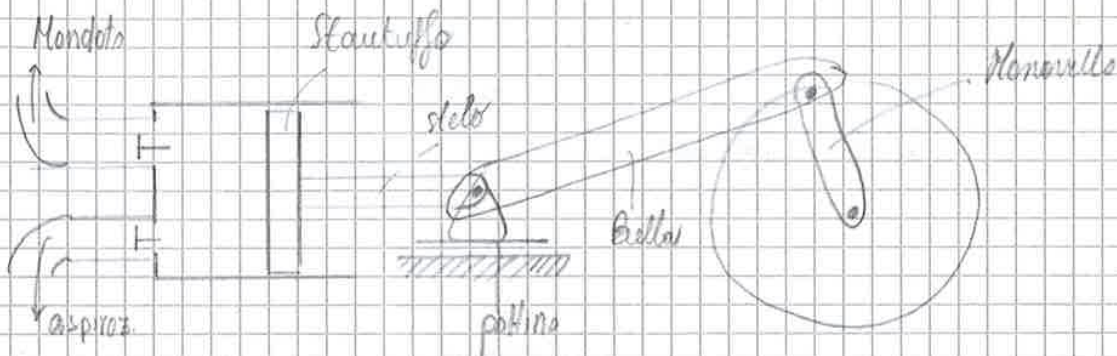
Camera a moto alternato

- Il compressore alternativo sono caratterizzati dalla presenza di una camera a volume variabile, realizzata tramite il moto alterno di uno stantuffo all'interno di un cilindro.

Sistemi con anematisma "testa a croce"

→ In questo caso il anematisma testa a croce

- è collegato allo biella mediante uno spinotto
- svolge la funzione di:
 - comandare tramite lo stelo lo stautuffo;
 - pallina reggipunta per contrastare l'azione laterale dello biella;



Parametri

- Alzaggio = d = diametro del cilindro in cui si muove il pistone
- Corsa = c = Spazio percorso dallo stautuffo nel suo moto alterno, dallo posizione di PMI a quello di PMS
 $= 2 \cdot r \cdot \sin(\alpha)$ (raggio di manovella che è diverso dalla metà del alzaggio)
- Cilindrata = $V = V_{MAX} - V_{MIN} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot c$
 $=$ Differenza tra il volume massimo (quando lo staut. è al PMI) ed il volume minimo (PMS)
- Grado di spazio morto = $\mu = \frac{V_{MIN}}{V}$
- Rapporto manometrico di compressione = $\beta = \frac{P_2}{P_1}$
- // volumetrico di // = $\rho = \frac{V_{MAX}}{V_{MIN}} < 6$

N.B

$$6 < \beta < 10$$

→ Teoricamente si potrebbero ottenere β più alti, praticamente, rapporti di compressione più elevati comportando T del gas al termine della compressione troppo elevate che provocherebbero il danneggiamento delle valvole

1 Fase di aspirazione (AB)

= Fase in cui viene immesso il gas da comprimere all'interno del cilindro,

- Inizia quando, a corso del moto dello stantuffo verso il punto morto inferiore che si ha davanti la fase di espansione del gas contenuto all'interno

(volume di spazio morto)

del cilindro, si raggiunge una condiz. di depressione del gas rispetto all'ambiente di aspiraz. che provoca l'apertura della valvola di aspiraz. e l'immersione di fluido fresco dall'ambiente.

2 Fase di compressione (BC)

= Fase in cui, si fa la compressione del gas contenuto nel cilindro ad opera dello stantuffo che, mosso dall'albero innanzi a spostarsi verso il punto morto superiore.

- Inizia quando, a corso dell'innanzi della corsa di compressione (del moto dello stantuffo verso il punto morto superiore), si raggiunge una condiz. di sovrapp. del gas all'interno del cilindro rispetto all'ambiente di aspiraz.

che provoca la chiusura della valvola di aspiraz. (→ termine fase aspiraz.)

- In questa fase le valvole sono chiuse (→ fase a mano di gas costante)

3 Fase di mandata (CD)

$$m_B = m_C$$

= Fase in cui viene inviato il gas compresso all'utilizzo.

- Inizia quando, a corso dello spostamento dello stantuffo avvenuto nella fase di compressione, si raggiunge una condiz. di sovrapp. del gas nel cilindro rispetto all'ambiente di mandata che provoca l'apertura della valvola di mandata e la conseguente espulsione del gas compresso.

4 Fase di espansione del gas contenuto nello spazio morto (DA)

= Fase in cui avviene l'espansione del gas contenuto nello spazio morto e che lo stantuffo non è stato in grado di espellere, ad opera dello stantuffo che, mosso dall'albero, inizia a spostarsi verso il PMI.

- Inizia quando, a corso dell'innanzi della corsa di espansione (del moto dello stantuffo verso il PMI), si raggiunge una condiz. di sotto depressione del gas all'interno del cilindro rispetto all'ambiente di mandata che provoca il termine la chiusura della valvola di mandata e il termine della fase di mandata.

- fase a mano di gas costante perché le valvole, in questa fase sono entrambe chiuse.

$$(m_A = m_D)$$

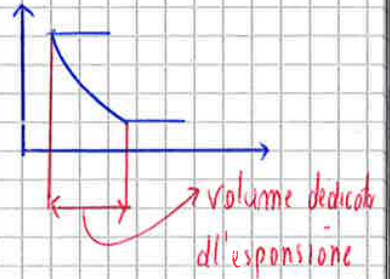
Corollario 3

• Funzionamento ideale

→ L'unica fonte di perdita è rappresentata dalla presenza del volume di spazio morto

~ Una frazione della cilindrata viene riservata all'espansione del gas contenuto nel volume di spazio morto e quindi non tutta la cilindrata può essere riempita con carica fresca.

⇒ Il volume utile della camera risulta $V_B - V_A$.



4 → La portata elaborata dal compressore

$$= \dot{m} = m_a \cdot i \cdot n = N_{v,d} \cdot \rho_1 \cdot V \cdot i \cdot n$$

dove:

- n = numero di giri al secondo dell'albero | giri/s |
- i = numero di cili effettuati in un giro | cili/giro | • i = numero cili nodri

DIMOSTRAZ 1

$$\bullet N_{v,d} = m_a / \rho_1 V \Rightarrow m_o = N_{v,d} \cdot \rho_1 V \rightarrow \dot{m} = N_{v,d} \rho_1 V \cdot m \cdot i$$

5 → Il lavoro speso ad ogni ciclo, $\left[\frac{J}{\text{ciclo}} \right]$.

$= L_c \stackrel{1}{=} \int_B^C V dp - \int_A^D V dp = \text{area racchiusa sul diagramma (p,v) del ciclo di lavoro della macchina.}$

$$\stackrel{2}{=} \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 (V_B - V_A) \left[\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \stackrel{3}{=} \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 N_{v,d} V \left[\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

DIMOSTRAZ 1

$$\stackrel{1}{=} L_c = - \oint p dV = \oint V dp = \int_A^B V dp + \int_B^C V dp + \int_C^D V dp + \int_D^A V dp = \int_B^C V dp - \int_A^D V dp$$

DIMOSTRAZ 2

• Considera $\int_B^C V dp$.

$$\stackrel{1}{=} V_B^\kappa p_B = p V^\kappa \rightarrow V p^{1/\kappa} = p_B^{1/\kappa} V_B \rightarrow V = V_B p_B^{1/\kappa} p^{-1/\kappa}$$

$$\rightarrow \int_B^C V dp = \int_B^C V_B p_B^{1/\kappa} p^{-1/\kappa} dp = V_B p_B^{1/\kappa} \left[\frac{p^{-1/\kappa+1}}{-1/\kappa+1} \right]_B^C = V_B p_B^{1/\kappa} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[p_C^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_B^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$$

$$= V_B p_B^{1/\kappa} \frac{\kappa}{\kappa-1} p_B^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left[\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_B V_B \left[\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 V_B \left[\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

DIMOSTRAZ. 7

$$i_m \cdot L_{c,ld} = \dot{m} L_{i,ld} = L_{i,ld} \cdot \dot{m}_{a,i,m} = L_{i,ld} \cdot \rho_1 (V_B - V_A)_{i,m} = \rho_1 N_{v,ld} \cdot V_{i,m} L_{i,ld}$$

$$\rightarrow i_m \frac{R}{R-1} N_{v,ld} \cdot \rho_1 \cdot V \left(\beta^{\frac{R-1}{R}} - 1 \right) = \rho_1 N_{v,ld} \cdot V \cdot i_m L_{i,ld}$$

$$\Rightarrow L_{i,ld} = \frac{R}{R-1} \rho_1 N_{v,ld} \left(\beta^{\frac{R-1}{R}} - 1 \right) = \frac{R}{R-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{R-1}{R}} - 1 \right)$$

N.B.

- Al precedente risultato si pervenirebbe applicando il primo principio in forma euleriana:

- tra due sezioni (ingresso e uscita fluido) sufficientemente distanti dalle valvole di aspiraz. e mandata (\rightarrow così da poter supporre il moto stazionario)
- trascurando gli scambi di calore con l'esterno.

Funzionamento RealePerdite

1. Perdite per attriti meccanici ($\eta_M < 1$)

2. Perdite di pressione per limitazione attraversando le valvole (che avviene a $T \cong \text{cost}$ (area costante))

1 \rightarrow Durante l'aspirazione, la pressione all'interno del cilindro p_1' , sarà minore di quello nell'ambiente di mandata (p_1) ($p_1' < p_1$)

2 \rightarrow Durante la mandata, la pressione all'interno del cilindro p_2' , sarà maggiore di quello nell'ambiente di mandata ($p_2' > p_2$)

N.B.

- Le cadute di pressione saranno tanto più elevate quanto più elevate sono le velocità del fluido nei fori delle valvole (\rightarrow quanto più è elevato la \bar{v} delle stambuffe)

3 \rightarrow Si definiscono i coefficienti:

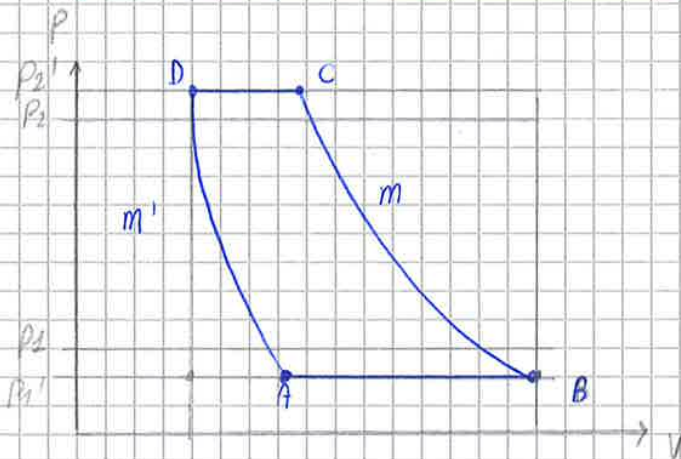
$$S_1 = \frac{p_1 - p_1'}{p_1},$$

$$S_2 = \frac{p_2' - p_2}{p_2},$$

3 - Le espansioni/compressioni non sono rappresentabili né da eq. p.dibropiche né da isentropiche.

Nota: Le fluttuazioni di pressione presenti in tutto il ciclo reale sono determinabili solo sperimentalmente → si usa il ciclo di lavoro convenzionale

Ciclo di lavoro convenzionale



1 AB: Fase di aspirazione → nel ciclo reale avviene a pressione variabile
 → nel ciclo convenzionale viene approssimata con la linea media a pressione p_1'

2 BC: Fase di compressione → nel ciclo reale non può essere rap. da una p.dibropica (→ neanche da un isentropica)
 → nel ciclo convenzionale è approssimata con una relazione analitica del tipo $pV^m = \text{cost}$ ($m \neq \gamma$) per tenere conto dello scarto isentropicità dello scorf.)

N.B

- Fughe di gas trascurabile ($m_e = 1$)
- la massa di gas all'interno del cilindro è costante nello fase di compressione ($pV^m = \text{cost}$)
- ⇒ L'eq. di p.dibropica può essere scritta, riferendosi ai volumi massici, come $p v^m = \text{cost}$
- ⇒ la compressione è approssimata con una p.dibropica di cap. m.

$$\rightarrow L_c = \frac{m}{m-1} p_1' V (1+\mu) \dots$$

N.B

• caso reale

→ la portata diventa

$$\dot{m} = m_{\text{min}} \dot{m} = \eta_e m_{\text{max}} \dot{m} =$$

$$= \eta_e (p_1' (V_B - V_A)) \dot{m}$$

→ densità del gas nell'ambiente di aspirazione

Espressione della potenza interna

$$P_i = L_c \cdot i \cdot m_v = L_c$$

Espressioni della potenza ammorzata

$$P_{\text{am}} = \frac{L_c \cdot i \cdot m_v}{\eta_{\text{M}}} =$$

DIMOSTRAZ.

$$\cdot \eta_{\text{M}} = \frac{P_i}{P_{\text{am}}} \rightarrow P_{\text{am}} = \frac{P_i}{\eta_{\text{M}}} = \frac{L_c \cdot i \cdot m_v}{\eta_{\text{M}}}$$

Coefficiente di riempimento - T_{sp} nel caso reale (comp ~ durante aspirazione)

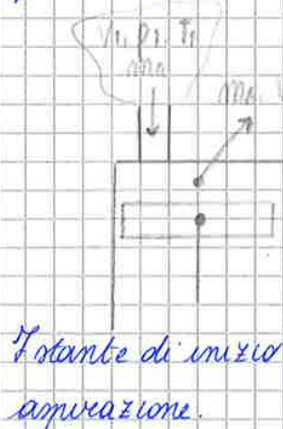
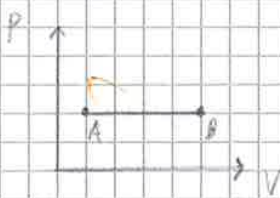
- Caso adiabatico → Q_{sp} = 0;
- ΔE_c = 0 (≈ fluido fermo all'inizio e alla fine dell'aspirazione)
- Compressione di gas (→ ΔE_p = 0)

$$\xrightarrow{1} T_B = \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{m_A T_A + m_B T_B}{m_B}$$

$$\xrightarrow{2} N_v = \eta_e \frac{p_1'}{p_1} \cdot \frac{\eta_c V_B - V_A}{V} = \eta_c \eta_e (1 - \delta_c) \left[1 - \mu \left(\frac{p_1'}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$$

dove:

- 1 sono le grandezze dell'aria nell'ambiente di aspirazione;
- A sono le grandezze nell'istante iniziale dell'aspirazione
- B // finale dell'aspirazione



- $V_B = V(1+\mu)$
- $V_A = \beta^{1/m'} V_D = \beta^{1/m'} \mu V$

$$\rightarrow \eta_V = (1-\delta_1)^{\eta_e \eta_c} \frac{V(1+\mu) \mu \beta^{1/m'}}{V} = (1-\delta_1)^{\eta_e \eta_c} \left[1 - \mu \left(\frac{\beta^{1/m'}}{\frac{1}{m_c}} - 1 \right) \right]$$

Regolazioni dei compressori volumetrici alternativi

Nota

1. I comp. vol. alternativi sono usati principalmente in campo industriale
 → le regolazioni consistono nel variare le portate di mandata, in base alle esigenze dell'utenza, mantenendo costante p_2 .

Metodi di regolazione

1. Variaz. numero del numero di giri

- In seguito al quale variano solo:
 → la portata
 → la potenza assorbita.

2. Lomuzazione all'aspirazione

1. → con cui si ottiene la riduzione di:

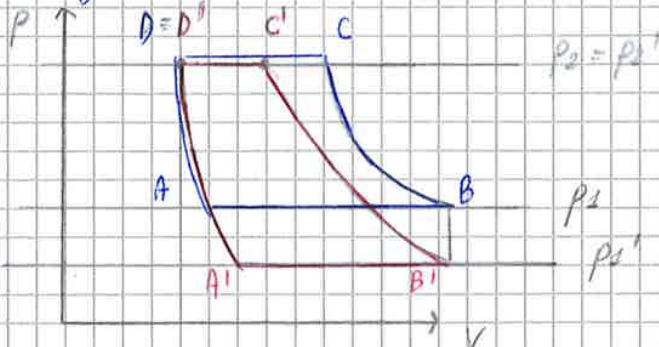
- Il coefficiente di riempimento η_v , perché diminuisce il volume a disposizione dello carico fresco a causa della maggiore espansione subita dal gas residuo nello spazio morto. (fino al punto A')

- della pressione di aspirazione

2. → L'aumento del rapporto manometrico di compressione, essendo

$$\beta' = \frac{p_2'}{p_1}$$

3. → Grafico: Regolazione per lomuzazione nel caso ideale



3 - Reflusso di parte della portata

- Consiste nel fare refluire alla ~~ps~~ aspirazione la portata in eccesso.

→ Provoca:

- riduzione dello scambiatore in portata di potenza assorbita
(→ il lavoro al ciclo L_c rimane invariato)

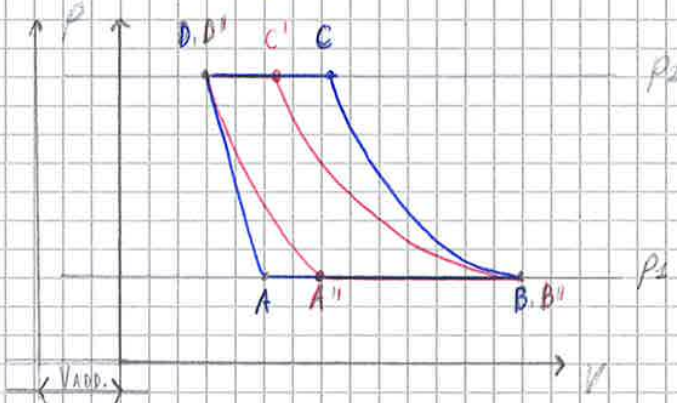
N.B

- È necessario prevedere una refrigerazione del fluido ricambiato, per evitare di avere T_1 troppo alte.

- Utilizzato se il fluido di lavoro è pregevole

4 - Variazione del volume di spazio morto

Grafico della regolazione



= Regolazione che si effettua aggiungendo una portata di volume (V_{add}) allo spazio morto

(la portata addizionale può essere ad esempio costituita da un volume aggiuntivo, collegato tramite una valvola, con il volume della camera.)

→ Provoca:

1. Riduzione coef. di riempimento (perché aumenta il grado di spazio morto)
2. Riduzione della portata nel rapporto (nel caso ideale)

$$\frac{m'}{m} = \frac{N'_{vid}}{N_{vid}} = \frac{1 - \mu' (\beta^{1/k} - 1)}{1 - \mu (\beta^{1/k} - 1)} \quad \text{dove: } \mu' = \mu + \frac{V_{add}}{V}$$

3. Variaz. dello pot. assorbita in proporzione al lavoro al ciclo qui pseudo (quadrato area)

$$L_{c, id} = \frac{k}{k-1} P_1 N_{vid} V \left[\beta^{k-1/k} - 1 \right] \propto N_{vid} \left(1 - \mu \left[\beta^{1/k} - 1 \right] \right)$$

che varia in base al k di riempimento (→ in proporzione alla portata)

→ Rimangono costanti: β meno volumina del fluido in aspirazione.

Compressori volumetrici di gas Rotativi

= Compressori volumetrici in cui il moto delle pareti interne è dovuto alla rotazione di un organo meccanico.

N.B. (per capire quello dopo)

≙ La comunicazione con l'ambiente di aspiraz. e di mandata avviene, ^{di lavoro} (dallo comuro)

- quando la camera (le camere) di lavoro si trovano in opportune posizioni angolari
- senza la presenza di sistemi di distribuzione, resi inutili dalla rotazione della camera (delle camere).

Caratteristica comune a tutte le tipologie: Autodistribuzione mediante coperta attiva

= Comunicazione con l'ambiente di aspiraz. e di mandata mediante l'apertura di 2 luci (una di aspiraz. e 1 di mandata) che avviene quando il volume di lavoro si trova in una precisa posizione angolare.

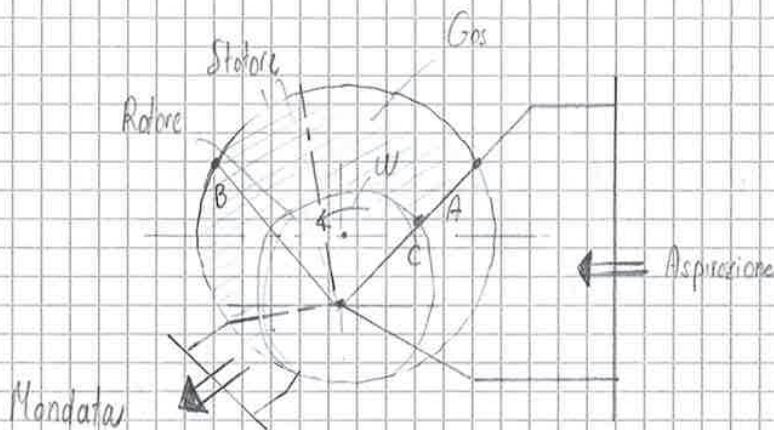
N.B.

- Con l'autodistribuzione non si è adeguamento:

- della pressione all'interno della camera;
- ai livelli di pressione tra i quali la macchina può lavorare.

Compressori Rotativi a Palette

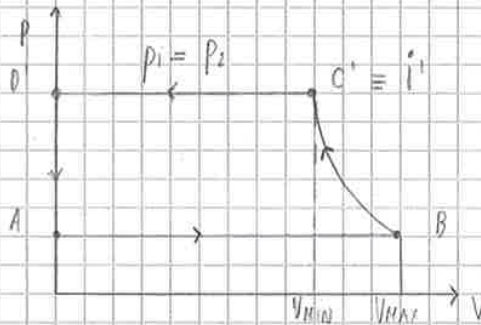
Schematizzazione



Ciclo di lavoro

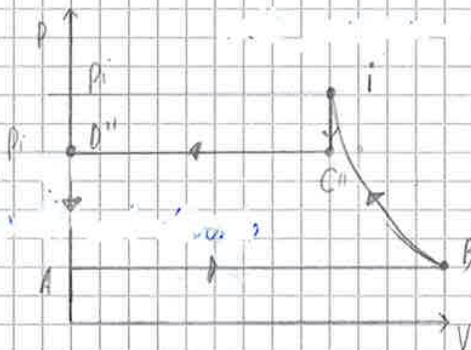
1. p_2 (pressione dell'ambiente di mandata) = p_1 (pressione di fine compressione)

→ Il ciclo di lavoro è:



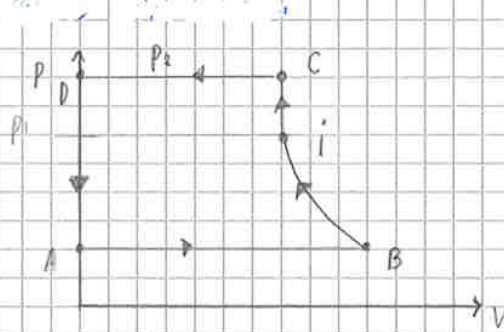
2. $p_2 < p_1$

→ Il ciclo di lavoro è:



3. $p_2 > p_1$

→ Il ciclo di lavoro è:



→ V_i è un adeguamento istantaneo

- dalla pressione interna del fluido (all'uscita dalla compressione) (p_1)
- alla $p.$ che regna nell'ambiente di mandata (p_2)

N.B.

• $p_2 > p_1$

→ Si esegue il ciclo ambiente con la compressione per reflusso (reflusso all'interno dello spazio dell'ambiente di mandata)

N.B. luci

- Il bordo superiore della luce di mandata deve essere tale da non permettere
 - la compressione per reflusso
 - l'espansione nell'ambiente di mandata.

$$\rightarrow L_c = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left[p_1^{m-1} \right] + \frac{p_1 V_1}{p_1} (\beta - p_1^m) = p_1 V_1 \left[\frac{m}{m-1} (p_1^{m-1}) + \frac{\beta - p_1^m}{p_1} \right]$$

6 Potenza interna di compressione

$$P_i = m L_i = i m L_c$$

7 Lavoro interno di compressione

$$L_i = \frac{i m L_c}{m} = R T_1 \left[\frac{m}{m-1} (p_1^{m-1} - 1) + \frac{\beta - p_1^m}{p_1} \right]$$

DIMOSTRAZ.

$$\begin{aligned} \bullet P_i = m L_i = i m L_c &\rightarrow L_i = \frac{i m L_c}{m} = \frac{i m L_c}{p_1 V_1 i m} = \frac{p_1 V_1}{p_1 V_1} \left[\frac{m}{m-1} (p_1^{m-1} - 1) + \frac{\beta - p_1^m}{p_1} \right] \\ &= p_1 V_1 \dots = R T_1 \dots \end{aligned}$$

Regolazioni

1 Variaz. numero di giri

1 L_c rimane costante

2 Portata \searrow
 P. assorbita \searrow diminuiscono proporzionalmente a m

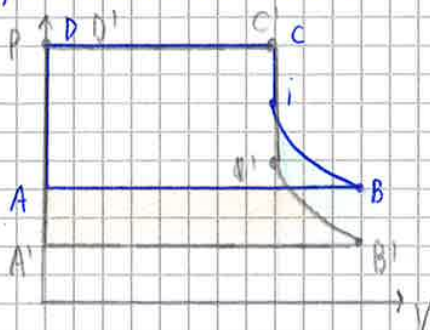
Riflusso

- Portata cambia
- Lavoro al ciclo, P_{in} costanti

La mutazione all'aspirazione

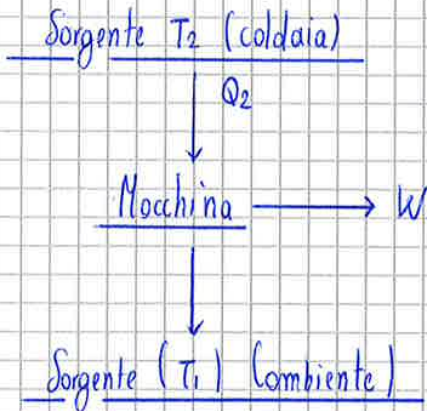
= regolaz. che consiste nella diminuz. dello pressione di aspirazione per mezzo di una valvola.

\rightarrow da rappresentaz. del ciclo e'



MACCHINE TERMICHE

Concetto base



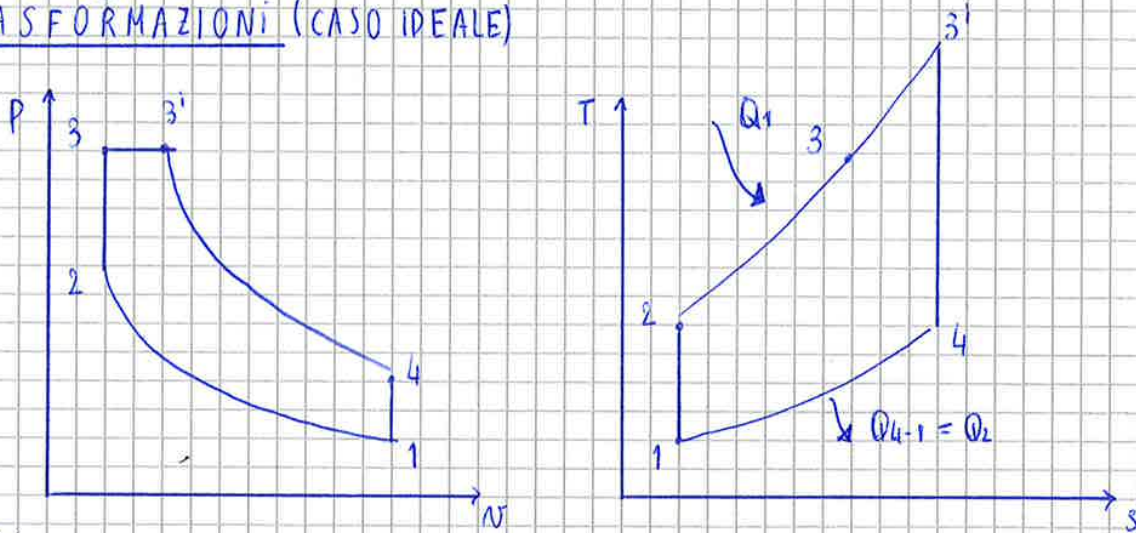
Classificazione (combustione)

- 1 Combustione interna : se la combustione avviene nel fluido che scambia lavoro con le pareti in moto della macchina
- 2 esterna : se la combustione avviene in un fluido che non scambia lavoro con le parti in moto della macchina

CICLO SABATHE'

= ciclo più generale usato nei motori a combustione interna.

TRASFORMAZIONI (CASO IDEALE)



dove:

- 1 1-2 : Compressione isentropica;
- 2 2-3 : fornitura di calore ($v = \text{cost}$)
- 3 3-3' : fornitura di calore ($p = \text{cost}$)
- 4 3'-4 : espansione isentropica
- 5 4-1 : sottrazione calore a ($v = \text{cost}$)

$$\eta_{id} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + R c_v(T_3' - T_3)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2 + R_{sp}(T_3' - T_3)} =$$

$$= 1 - \frac{r r^{k-1} T_1 - T_1}{r^{k-1} r \cdot \epsilon^{k-1} T_1 - \epsilon^{k-1} T_1 + R_{sp} (r^{k-1} r \epsilon^{k-1} T_1 - \epsilon^{k-1} T_1)}$$

N.B.

Il ciclo Sabathe è usato per rappresentare il ciclo ideale dei motori "Diesel veloci" dove non è possibile non tenere conto che la prima parte della combustione avviene a $v = \text{cost.}$

Ciclo Otto

= Ciclo ideale a cui dovrebbero tendere i motori ad accensione comandata (a combustibile premiscelato)

$$\rightarrow \eta_{id, Otto} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} = \eta_{Sab, id} (r=1)$$

Ciclo Diesel

= // motori in cui il combustibile è iniettato all'atto della combustione ed è acceso grazie al riscaldamento dell'aria comburente

$$\rightarrow \eta_{id, Diesel} = 1 - \frac{r^k - 1}{k(r-1)} \cdot \frac{1}{\epsilon^{k-1}} = \eta_{Sab} (r=1)$$

- nei motori a 4 tempi → con 2 corse dello stantuffo, che prima espelle il gas e poi riempie il cilindro con nuova carica

Rendimento limite

$$\eta_{LIM} = \frac{L_{LIM}}{m_{D.H.I.}}$$

↳ Massa introdotta al ciclo

Rendimento fluido-dinamico

$$\eta_{rei} = \frac{L_i}{L_{LIM}} \quad \text{dove: } L_i = \text{lavoro al ciclo}$$

$$\Rightarrow \eta_i = \frac{L_i}{m_{D.H.I.}} = \frac{L_i}{L_{LIM}} \cdot \frac{L_{LIM}}{m_{D.H.I.}} = \eta_{LIM} \cdot \eta_{rei}$$

N.B.

$$\eta_{rei} = f \quad \xrightarrow{1} \text{ imperfezioni combustione } (\eta < 10\%)$$

a) intemperata

- = fenomeno che provoca una diminuzione di lavoro fatto da 3-4
- si verifica quando, al momento dell'innescio la velocità del volume è più rapida di quello della p → abbassamento punto 3.

b) incompletezza di una parte

- = mancata combustione del combustibile che si trova in prossimità delle pareti (più fredde)

² → Scambi termici fluido-pareti (5/10%)

³ → fughe di fluido attraverso le valvole (15%)

⁴ → Laminazione sulle valvole

- che riducono le perdite dovute alla "non istantaneità" di apertura delle valvole
- che provocano delle perdite (minori a quelle che si sarebbero se non si praticasse.)

