



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1126

DATA: 22/09/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Cervasel

MATERIA: Macchine

Prof. Ferraro

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.**

"Ferraro"

ESAME! 1 Esercizio, 40 min circa

3 Domande di Teoria, 300 min circa

note: media pesata, del voto in 30 esami
di ciascuna parte

CONSULENZA! chiamare in ufficio, se si manda
una email mettere sempre il numero del
cellulare

NB • in "STAMPATELLO" le grandezze massiche, ossia
relative ad 1 kg di massa.

• in "corsivo" le grandezze relative ad una
massa qualunque/generica

"Fichiami di Termodinamica"

1) Lagrangiano - SOSTANZIALE

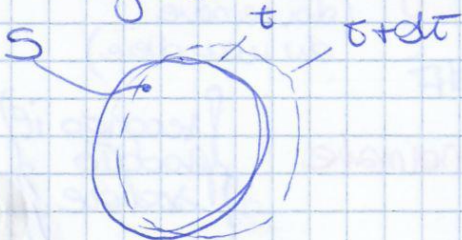
2) Euleriana - LOCALE

I Principio della Termodinamica



SOSTANZIALE

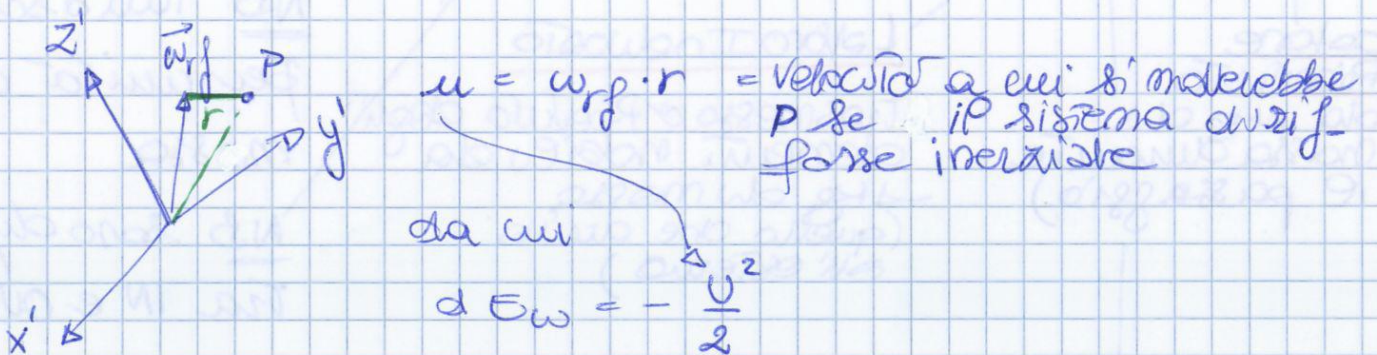
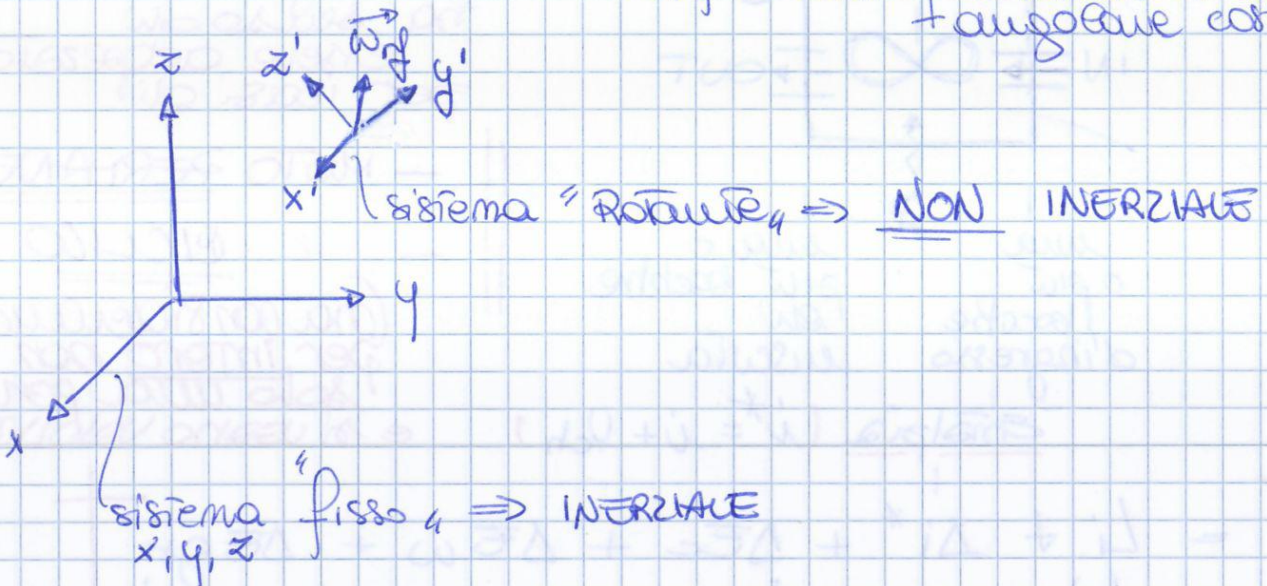
Individuata la massa e seguita nel tempo
eseguendo bilancio "massa-Energia"



sistema "S", osservato nel "tempo" t

$dE_w \rightarrow$ Energia Potenziale centrifuga

$\omega_{ng} = \text{cost}$ se sistema non inerziale, e con rotazione a velocità + angolare costante



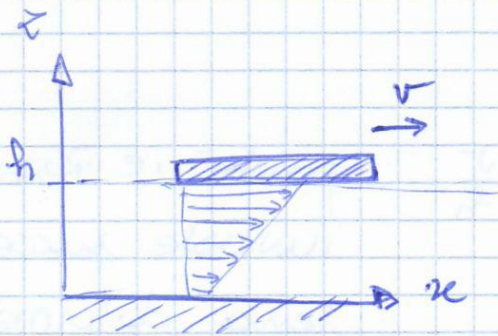
Altra scrittura:

$$\boxed{dQ + dL_{(m)} = dU^* + p dV}$$

$dL_{(m)}$ (meccanico)
 Lavoro delle resistenze viscosse

Termine dissipativo delle forze d'attrito

"VISCOSITÀ"

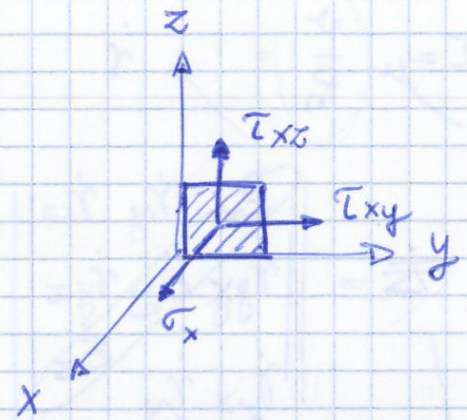


$\tau = \mu \frac{dv}{dx}$
 (with "derivato" written above the fraction)

$\tau = \mu \frac{v}{h}$

tensore di
 una matrice
 a 9 componenti
 \Rightarrow

$$\begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix}$$



dei 9 componenti ne
 bastano 6 indipendenti
 uguali i tensori $\tau_{ij} = \tau_{ji}$

$d\bar{F} = \bar{\pi} dA$

significa il tensore tagliato dalla
 superficie è dA

$d^3 \mathcal{L}_{f_3} = d\bar{F} d\bar{s}$

stato di tensione
 di un solido è
 descrivibile come
 per un liquido

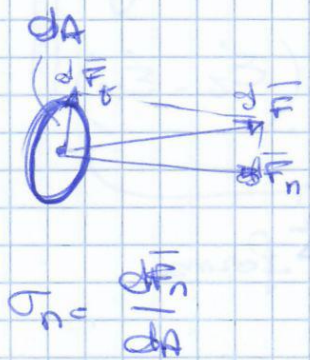
NB deformazioni lente
 fanno nascere sforzi
 trascurabili

solo con
 la velocità
 di deformazione
 cioè le tensioni sono

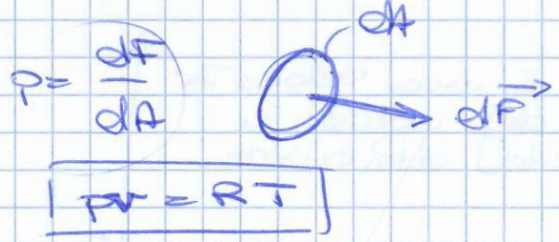
legame tra tensione
 degli sforzi con il
 tensore delle deformazioni
 in un solido

↓ corrispondenza
 liquido? NO

concetto di PRESSIONE



tradizionalmente



perché a seconda della normale ci sono valori di \vec{F}_n differenti

ma $\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \text{cost}$ possono variare ma la loro somma rimane costante allora la lex di stato di Vieue

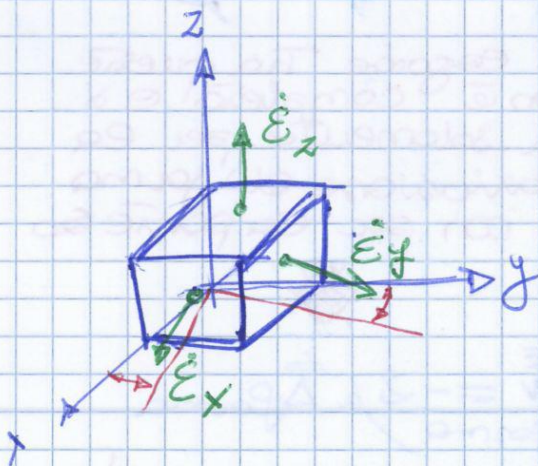
un discorso simile si può fare per il tensore della velocità di deformazione allora si ha:

$$\dot{\epsilon}_m = \frac{\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_y + \dot{\epsilon}_z}{3} = \text{cost}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3} = \text{cost}$$

$$\sigma_m v = RT$$

↑
(pV = RT)



si divide il campo in 3 sotto casi

- 1) $0 < v < \approx 20 \text{ m/s}$
- 2) $\approx 20 \text{ m/s} < v < \approx 80 \text{ m/s}$
- 3) $v > \approx 80 \text{ m/s}$

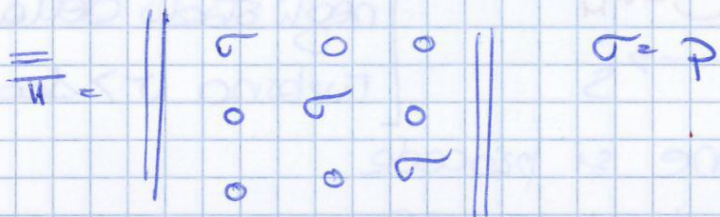
caso 1

$v < \approx 20 \text{ m/s}$

$$\tau = \mu \frac{\partial v_i}{\partial x_j}$$

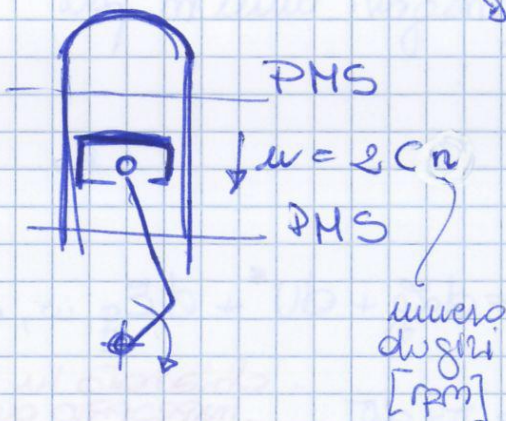
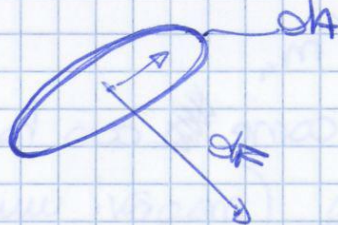
per velocità moderate
le τ sono piccole
(se non addirittura $\tau \rightarrow 0$)

in questa
categoria
ricorriamo
le macchine
volumetriche



essendo quasi nulle
le τ rimangono
quasi solamente
ricambiati dalle σ
dalla pressione

(non si ha contributo
di Navier-Stokes)



il motore alternativo

tipico ricorre in
questo caso

(non d'ordine queste limitazioni
dall'effetto di Navier Stokes)

$u = 20 \pm 55 \text{ m/s}$ ($u = 40 \text{ m/s}$ nei motori da competizione)

$u \neq \text{cost}$ nei diversi motori con diverse cilindrata (analogia) con la velocità periferica di un cuscinetto \downarrow diam \uparrow che può fare quindi per $v \rightarrow 0$

$\tau_{xy} = \mu \dot{\gamma}_{xy} \rightarrow \dot{\gamma}_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right)$

$\tau \rightarrow 0$

1

Problemi sul II Principio della Termodinamica

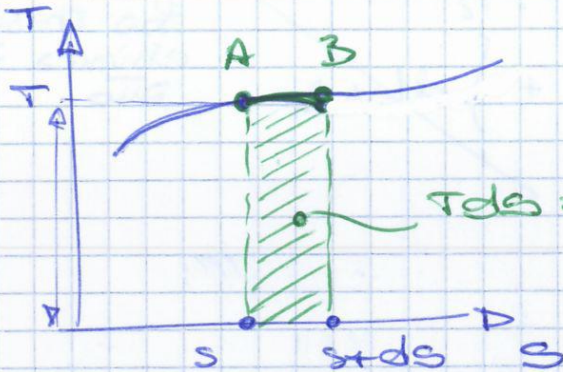
$$T ds = dQ + dL_{wm} + dL_{wch}$$

(A e B sono infinitamente vicini)

$\rightarrow \geq 0$ (se si fanno Reazioni chimiche)

(ma anche se si ha un disequilibrio fisico chimico)

dL_{wtot}

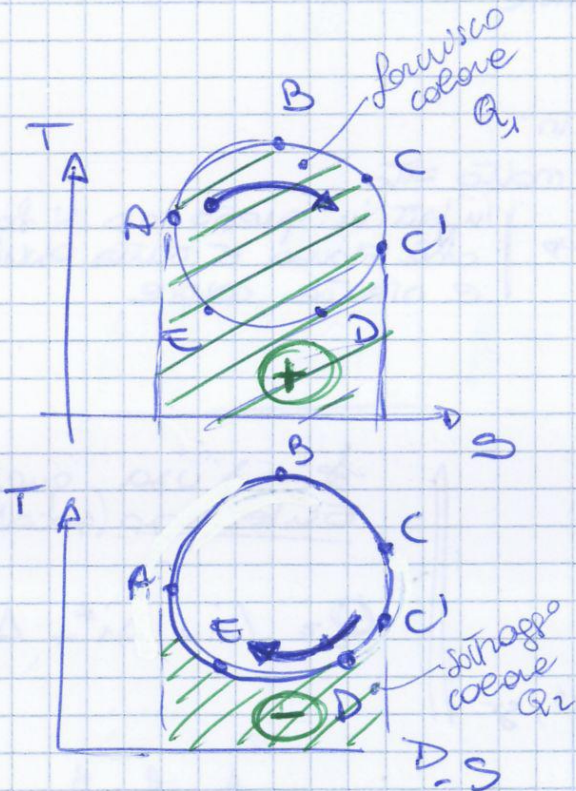


$$T ds = dQ + dL_{wm} + dL_{wch}$$

NB qualunque di questi contributi da una variazione di Entropia (non si distingue se chi gli viene dato le contribuisce)

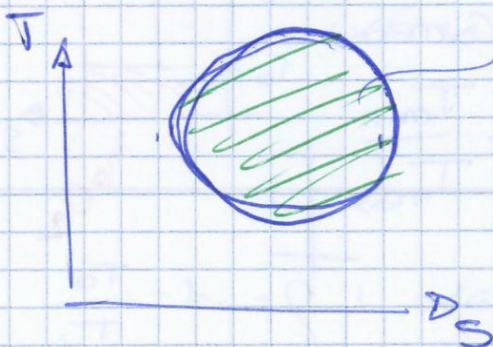
NB le aree non identificano del calore in tutti i casi (solo in alcuni casi)

$$[Area \equiv Q \text{ solo nei cicli isentropici}]$$



L'Area non è calore ma calore + dissipazione

non è lavoro ma è lavoro + dissipazione



$$\oint T ds = Q + L_{wm} + L_{wch}$$

$$\rightarrow Q = \underbrace{Q_1}_{\text{fornito}} - \underbrace{Q_2}_{\text{strattato}}$$

MACCHINE Exergia *

01/05/2013

$$L_i = Q_{12} \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right)$$

+ ie lavoro prelevato (L_i)
 è maggiore quanto è
 maggiore la temperatura (T_1)
 a cui viene prelevato

T_0 = Temp. ambiente
 ext. di solito
 ~ 20°

nel caso della TURBINA

- flusso PERMANENTE

allora \dot{Q} p.r. "locali"

$$\dot{Q} = L_i + \dot{L}_i^* + \dot{\Delta E}_{ch} + \dot{\Delta E}_w + \dot{\Delta E}_{gr}$$

$\dot{Q} \approx \dot{\phi}$ $\dot{L}_i^* \approx \dot{\phi}$ $\dot{\Delta E}_{ch} = \dot{\phi}$ $\dot{\Delta E}_w \approx \dot{\phi}$ $\dot{\Delta E}_{gr} \approx \dot{\phi}$
 $L_i + \Delta E_{ch} = \dot{\phi}$ $\dot{\Delta E}_w = \dot{\phi}$ $\dot{\Delta E}_{gr} = \dot{\phi}$
 componenti trascurabile in tutti gli aspetti essendo piccolo rispetto agli altri

Trascurabile da una nascita sperimentale di una lunga Espansione allora piccolissimo rispetto agli altri (solo per ESPANSIONE PRONUNCIATA)

(nel caso dei LIQUIDI e uno dei più importanti, se non è + importante)

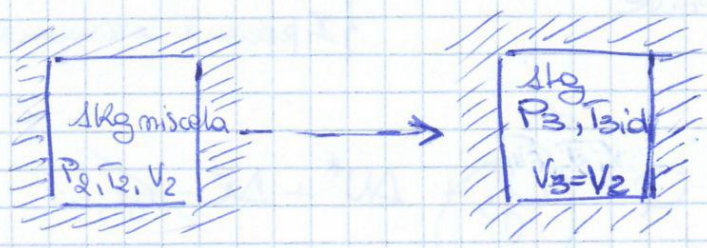
[NB per uno studio è importante tenerne conto, DIFENDE]

(Se "GAS PERFETTI")
 $di = c_p dT$

$$L_i = - \int c_p dT = - c_{pm} (T_2 - T_1) = c_{pm} (T_1 - T_2)$$

* EXERGIA valuta il livello di qualità del calore, tanto più alto, tanto più è alta la T_1 a cui è disponibile il calore (T_0 , costante, il posto), un calore a temp. T_0 ha exergia nulla.

Combustione A Volume Cost IDEALI



T_{3id} ?

Rapporto STECHIOMET.

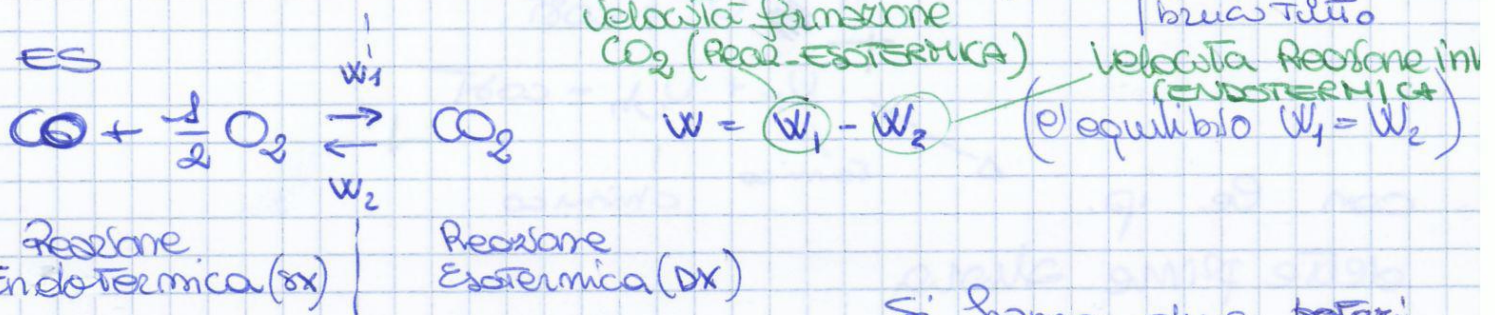
$$\alpha = \frac{m_a}{m_b} \quad \begin{array}{l} \text{— aria} \\ \text{— combustibile} \end{array}$$

esiste $\alpha_{ST} \approx 14,6$

è valido per quasi tutti i combustibili (la benzina è una miscela ed almeno 20-30 compon.

$\alpha < \alpha_{ST}$ Ricche (di CARBURANTE)
 $\alpha > \alpha_{ST}$ Povere (" ")

← quando si separa sia questa e si fa per far n'che bruci tutto



(NB solo i 1850K e tutta spostata verso DX)
 (NB oltre i 1850K si ha una dissociazione che tende ad opporsi all'azione esterna)
 [più si sale rispetto ai 1850K = a diminuzione del caso ideale]

Si hanno due poteri calorifici, se
 Combustibile Liquido
 " " VAPORE

$$\frac{H_v}{1+\alpha} = C_v (T_{3id} - T_2) \quad ? \rightarrow \text{Si e No}$$

INTUITIVO

C_v	Reagenti
C'_v	Prodotti

$$\frac{H_{pv}}{1+\alpha} = C'_v (T_{3is} - T_1)$$

potere calorifico inferiore prodotti

se $T > T_3$ allora valgono le leggi dei GAS PERFETTI

$p v = RT$ con $R = \text{cost}$

$p' = p'(T)$

$c_v' = c_v'(T)$

$R = c_p'(T) - c_v'(T) = \text{cost}$

da cui $\gamma \propto c_p'$

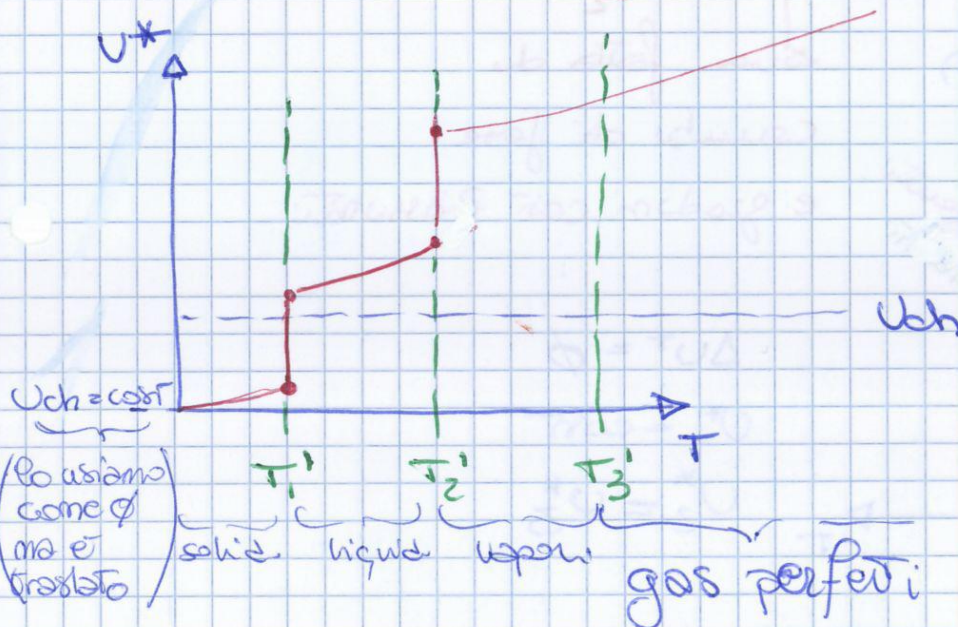
$c_v'(T) \uparrow \text{ se } T \uparrow$

$dU_v' = c_v' dT$

$\frac{dU_v'}{dT} = c_v' = \frac{dU^*}{dT}$

gas Reagenti

$U^* = U_v + U_{ch}$



$U_{ch} = \text{cost}$

$p v = RT$

$c_v(T) = c_v$

$c_p(T) = c_p$

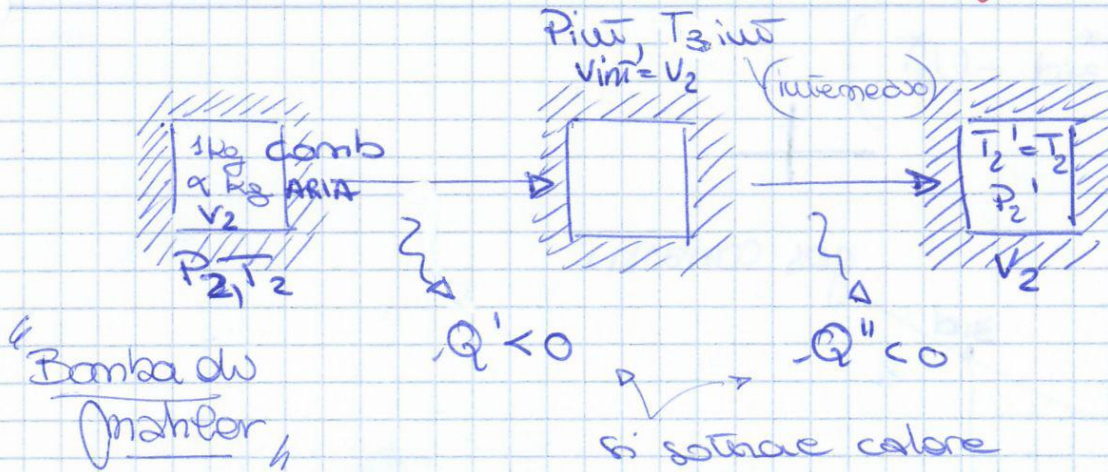
$\gamma \propto c_p(T)$

$c_v(T) \uparrow \text{ se } T \uparrow$

$c_p < c_v'$

Σ Reagenti crescono nella loro temperatura e nel numero di gradi di libertà

Si misura il potere e potere calorifico



Tint è come se fosse la T di fine comb. ma non quella ideale fache c'è stata la dispersione di Q'

Si definisce con:

$$+ H_{ov} = |Q'| + |Q''| +$$

Potere calorifico in fiamma e H₂O tutta già vapore

$$- H_{ov} T_2 = \Delta U^*$$

$$\Delta U^* = (1 + \alpha) [U_{21}^* - U_2^*]$$



$$- H_{ov} T_2 = (1 + \alpha) (U_{21}^* - U_2^*)$$

$$\frac{H_{ov} T_2}{(1 + \alpha)} = (U_{21}^* - U_2^*)$$

si applica le 2 p.T. di sistema (1 + alpha) kg miscela di carburante e aria

Evoluzione da 1 a 2'

$$-Q = \alpha \phi_{12} + \Delta U^* + \Delta E_{c,w,gr}$$

$\approx \phi$

allora $Q = \Delta U^*$

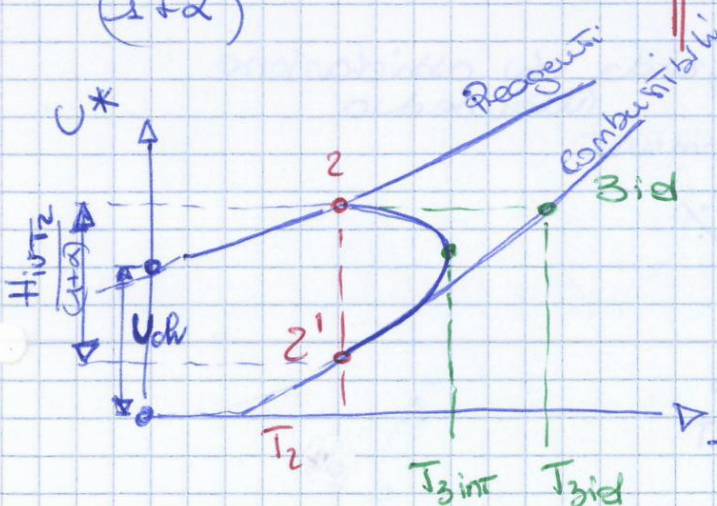
$$Q = Q' + Q'' = -H_{ov}$$

segno negativo i calori sono sottratti

questa U_u indica che si è a volume costante

Misura del Potere calorifico di 1 kg di miscela

(questa misura vale anche se non siamo più nel caso a volume costante)



$$\frac{H_{ov} T_2}{(1 + \alpha)} = T$$

NB
 Varie della T

solo due zero assoluto c'è $\frac{H_{ov} T_0}{1 + \alpha} = U_{ch}$ (6)

MACCHINE

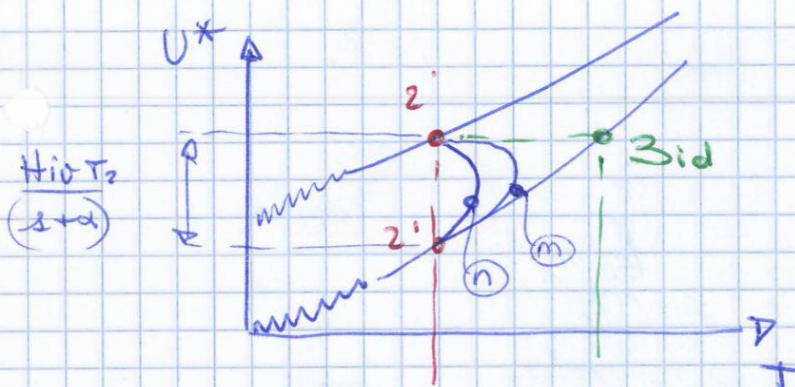
01/07/2013

$$U_B^* - U_A^* = (U_{OB} - U_{OA}) + (U_{chB} - U_{chA}) =$$

~~=~~ perché curva di ossidazione costante

$$U_B^* - U_A^* = U_{OB} - U_{OA} = \int_{T_A}^{T_B} C_v'' dT = C_{v_m}'' (T_B - T_A)$$

$$T (U_B^* - U_A^*) = C_{v_m}'' (T_B - T_A)$$



sembra che si debba un colore diverso a seconda della linea che sia n o m



avendo il volume costante allora il pot. cal. H_{10} rimane uguale nei due casi, anche se funzione di stato

NB che si segue n o m il risultato o C_v stesso

Definizioni utili: (son Wikipedia)

Potere CALORIFICO è la quantità massima di energia che si può ricavare bruciando completamente una massa unitaria di un vettore energetico in condizioni standard -

P.C. Superiore è la quantità di calore che si rende disponibile per effetto della combustione completa a pressione costante della massa unitaria del combustibile, quando i prodotti della combustione siano riportati alla temperatura iniziale del combustibile e del comburente -

P.C. Inferiore (a causa del dispendio di energia per evaporare la temp. dell'acqua o per la vaporizzazione dell'acqua prodotta dalla combustione) \approx il potere calorifico sup. diminuito del calore di condensazione dell'acqua prodotta

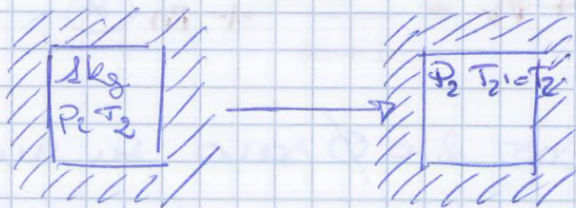
formula completa per trovare
 il potere calorifico da un T_0 a un T_2

$$\frac{H_{i0} - T_0}{1 + \alpha} + m = \frac{H_{i2} - T_2}{1 + \alpha} + n$$

$$\frac{H_{i0} - T_0}{1 + \alpha} + C_{vm} (T_2 - T_0) = \frac{H_{i2} - T_2}{1 + \alpha} + C'_{vm} (T_2 - T_0)$$

$$m = U_2^* - U_0^* = C_{vm} (T_2 - T_0)$$

$$n = U_2'^* - U_0'^* = C'_{vm} (T_2 - T_0)$$

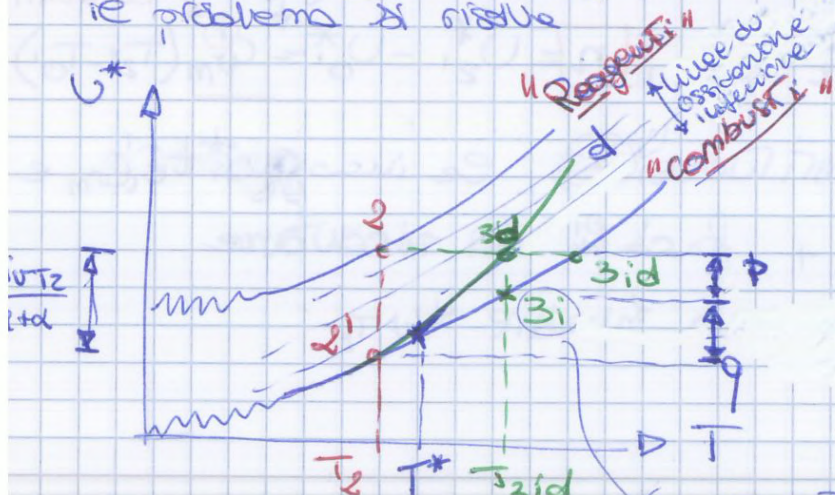


$$\phi = \frac{L_f}{\omega} + \Delta U^* + \frac{\Delta E}{\omega}_{c, gr, w}$$

$$\Delta U^* = \phi$$

COMBUSTIONE con "DISSOCIAZIONE"

de si hanno le Tabelle del carbonio
 il problema si risolve

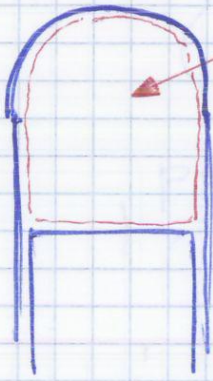


$$\frac{H_{i2}}{1 + \alpha} = p + q$$

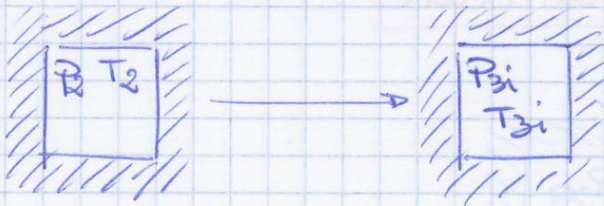
$$q = U_{3i}^* - U_{2i}^* = C'_{vm} (T_{3i} - T_{2i}) = C'_{vm} (T_{3id} - T_{2i})$$

$$p = k (T_{3id} - T^*)^2$$

può essere discusso ed dove
 calcoli (punto utile per i)

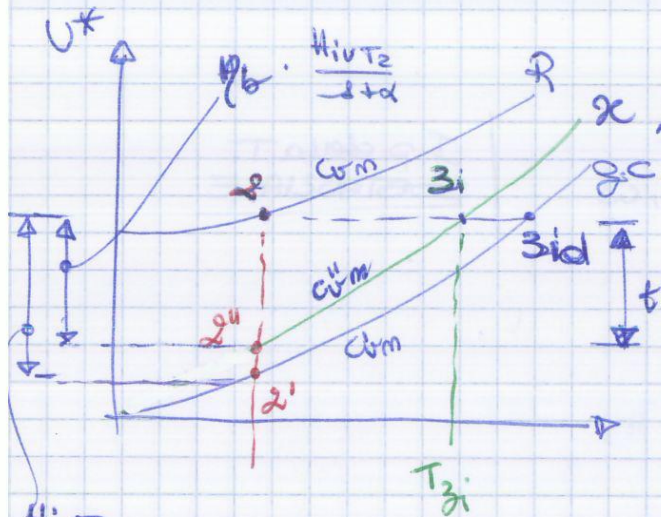


di l'interno della camera di combustione abbiamo sempre uno straterello pari a $\frac{1}{10}$ mm dalle eq fiamma non arriva e non si fa combustione cascadando dei gas incombusti (ed è 100%)



$$\dot{Q} = \frac{L}{t_s} + \Delta U^* + \frac{\Delta c_p}{\rho_r} \omega$$

$$\Delta U^* = 0$$



α % \rightarrow aumento ad un grado di ossidazione inferiore (dovuto alla presenza di incombusti)
 α_{c} \rightarrow massima combustione

metodo 1

$$\eta_b = \frac{H_{ivT_2}}{1+\alpha} = U_{2i}^* - U_{2i}^* = U_{3i}^* - U_{2i}^* = c_{vm}^u (T_{3i} - T_2)$$

frazione di reagente non bruciata
 $\eta_b = (1 - \alpha)$

$$\eta_b \cdot \frac{H_{ivT_2}}{1+\alpha} = c_{vm}^u (T_{3i} - T_2)$$

metodo 2

$$\eta_b \frac{H_{ivT_2}}{1+\alpha} = t = U_{3i}^* - U_{2i}^*$$

si usa quello specifico della unita di ossidazione

della via sperimentale si accetta un errore piccolo si fa una correzione di η_b nominandolo η'_b diluendo, visto che

$$\eta'_b \frac{H_{ivT_2}}{1+\alpha} = c_{vm}^u (T_{3i} - T_2)$$

si approssima con quello della unita del gas combusto massi ha η'_b

le due curve sono molto prossime, ma almeno non si deve calcolare c_{vm}^u

andando a trovarsi dove un caso
Reale e scrivendo la formula
 completa si ha:

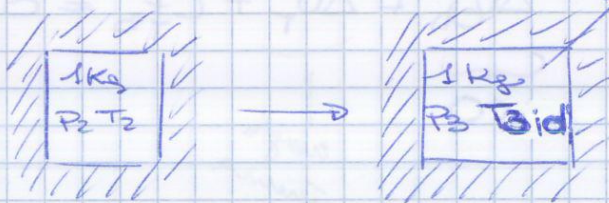
CASO REALE →

$$p_b' \cdot \frac{H_{iO_2}}{1+\alpha} = C_{vm} (T_3 - T_2) + K (T_3 - T^*)^2 - Q + L_f$$

NB ($\alpha \geq \alpha_{st}$)

Combustione IDEALE a
 $v = \text{cost}$ con $\alpha \leq \alpha_{st}$

Ricca / *Povera*
 $q = \frac{m_a}{m_b}$ $q \downarrow \rightarrow m_b \uparrow$



NB $T_{3id} (\alpha < \alpha_{st}) < T_{3id} (\alpha > \alpha_{st})$

$$Q = \underbrace{L_f}_{=0} + \underbrace{\Delta U^*}_{=0} + \underbrace{\Delta E_{g,c,w}}_{=0}$$

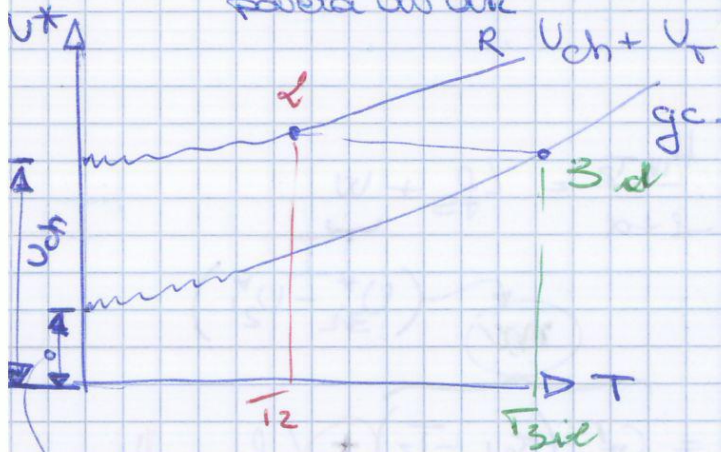
$\alpha < \alpha_{st}$

(se la miscela non ha abbastanza
 AIR o è troppo Ricca di Carburante)
 povera di aria

$$\Delta U^* = 0$$

$$v^* = \text{cost}$$

$$v_{ch} + v_f = \text{cost}$$



v_{ch}
 perché non si sfrutta tutta
 la v_{ch} per la T_{3id} (o v_f)
 disponibile

$$\frac{1}{\alpha}$$

$$p_{in}$$

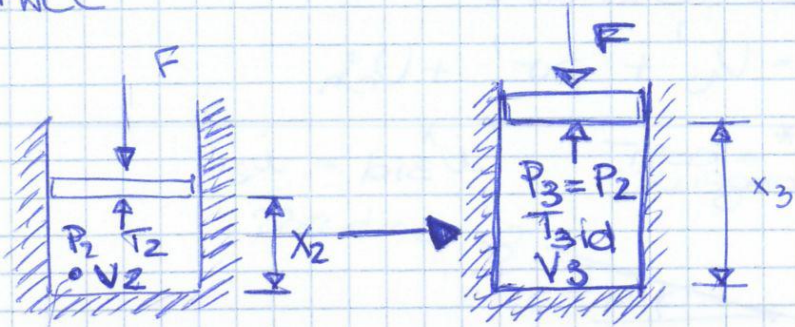
 T_{in}

$$1/2 \approx T_2$$

$$H_{iO} (\alpha < \alpha_{st}) = |2^1| + |2^2|$$

07/05/2023

MACC



Combustione
a $p = \text{cost}$ IDEALE

$$F = P_2 \cdot A_{\text{stampa}}$$

1 p. della T. SOSTANZIALE
kg di miscela (1+x)

(dopo la combustione) le pistone è salito

$$Q = L_{fs} + \Delta U^* + \Delta E_{c,w,gr} = \phi$$

$$L_{fs} = \int_2^3 F dx = F(x_3 - x_2) =$$

$$L_{fs} + \Delta U^* = \phi$$

$$= P_3(A_s x_3) - P_2(A_s x_2) =$$

$$\Delta(pv) + \Delta U^* = \phi$$

$$= P_3 V_3 - P_2 V_2 =$$

$$= P_2 (V_3 - V_2) =$$

$\Delta i^* = \phi$ ecco perché conviene usare il diagramma (i^*, T)

$P_3 = P_2$

$$= \Delta(pv)$$

$$\Delta i^* = \Delta U + \Delta(pv)$$

$$\Delta(pv) + \Delta U^* = \Delta U_{ch} + \Delta U_t + \Delta(pv)$$

$$i' = U_t + pv$$

$$i'^* = U^* + pv = U_t + U_{ch} + pv =$$

$$\Delta(pv) + \Delta U^* = \Delta U_{ch} + \Delta i$$

$$i'^* = i' + U_{ch}$$

$$L_{fs} + \Delta U^* = \Delta U_{ch} + \Delta i$$

$$L_{fs} + \Delta U^* = \Delta i^*$$

$$Q = \Delta i^* + \Delta E_{c,w,gr}$$

NB
Usando solo e solamente per $p = \text{cost}$

$$Q = L_{fs} + \Delta U^* + \Delta E_{c,w,gr} \text{ nel caso ideale}$$

$$L_{fs} + \Delta U^* = \Delta pv + \Delta U^* \quad \alpha > \alpha_{ST} \text{ o } T_2 > T_{3id}$$

$$L_{fs} + \Delta U_t + \Delta U_{ch} = 0$$

< 0

$$(T_{3id})_{p=\text{cost}} < (T_{3id})$$

questo perché l'energia chimica non si trasforma tutta in energia termica ma anche in lavoro

\uparrow H_{ipT_2} \downarrow

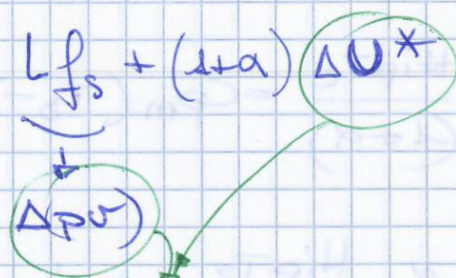
a noi interessa ie per
 calorifico inferiore, essendo
 sempre a Temp. molto elevata
 e quindi sempre allo stato
 di vapore

scrivendo ie
 \downarrow
 H_{ipT_2} della T
 SOSTANZIALE

$$Q = Lf_s + \Delta U^* + \Delta E_{c, w, gr} = 0$$

\downarrow
 $- H_{ipT_2}$

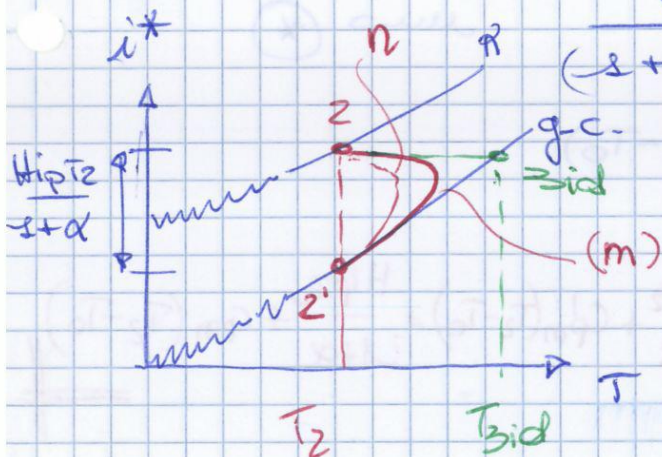
$$- H_{ipT_2} = (-s+\alpha) Lf_s + (s+\alpha) \Delta U^*$$



$$- H_{ipT_2} = (-s+\alpha) \Delta i^* = (-s+\alpha) (i_{2i}^* - i_2^*)$$

$$\frac{- H_{ipT_2}}{(-s+\alpha)} = i_{2i}^* - i_2^*$$

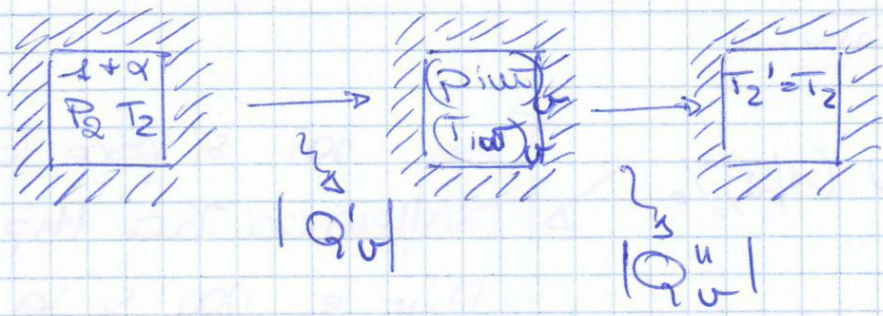
$$\frac{H_{ipT_2}}{(-s+\alpha)} = i_{2i}^* - i_2^*$$



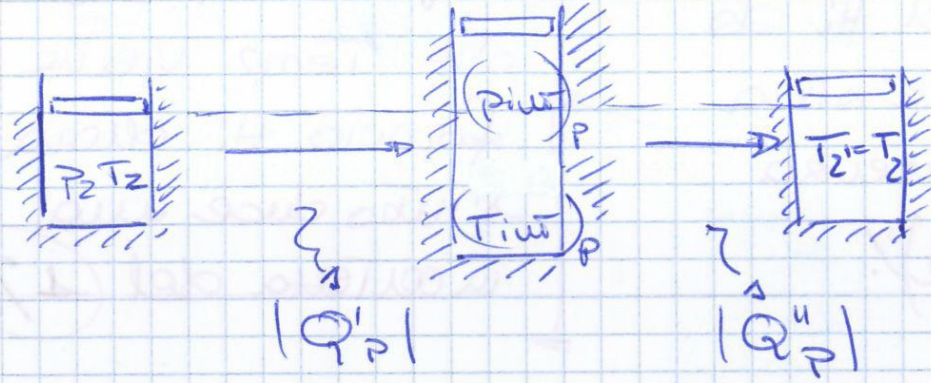
$$\frac{H_{ipT_2}}{s+\alpha} = i_{3id}^* - i_3^* +$$

le curve m_n ed n_n a pressione cost.
 differiscono solo da come e con quanta
 velocità raffredda, ma qualunque questa
 sia ie risultato non cambia

Correzione Traipos. Coloufics



misura
 H_{ivT_2}
 $v = \text{cost}$



misura
 H_{ipT_2}
 $p = \text{cost}$

per il momento ip: $\Delta U_v^* \neq \Delta U_p^*$

$H_{ivT_2} = |Q'u| + |Q''u| \rightarrow -H_{ivT_2} = \Delta U_v^* = U_{2'v}^* - U_{2v}^*$

$H_{ipT_2} = |Q'p| + |Q''p| \rightarrow -H_{ipT_2} = \Delta U_p^* + L_{fs}$

$\Delta U_v^* = (\Delta U_t)_v + (\Delta U_{ch})_v$
 $\Delta U_p^* = (\Delta U_t)_p + (\Delta U_{ch})_p$

La differenza tra i due è dato dal lavoro

$H_{ipT_2} = H_{ivT_2} - L_{fs}$

$L_{fs} = (1+\alpha)(R' - R)T_2$

La differenza di volume è data dalla differenza di numero di mole tra prima e dopo la reazione chimica

$H_{ipT_2} = H_{ivT_2} - (1+\alpha)(R' - R)T_2$

$R = C_{pm} - C_{vm}$
 $R' = C'_{pm} - C'_{vm}$

$L_{fs} = \Delta p v = T_2(1+\alpha)R' - T_2(1+\alpha)R$

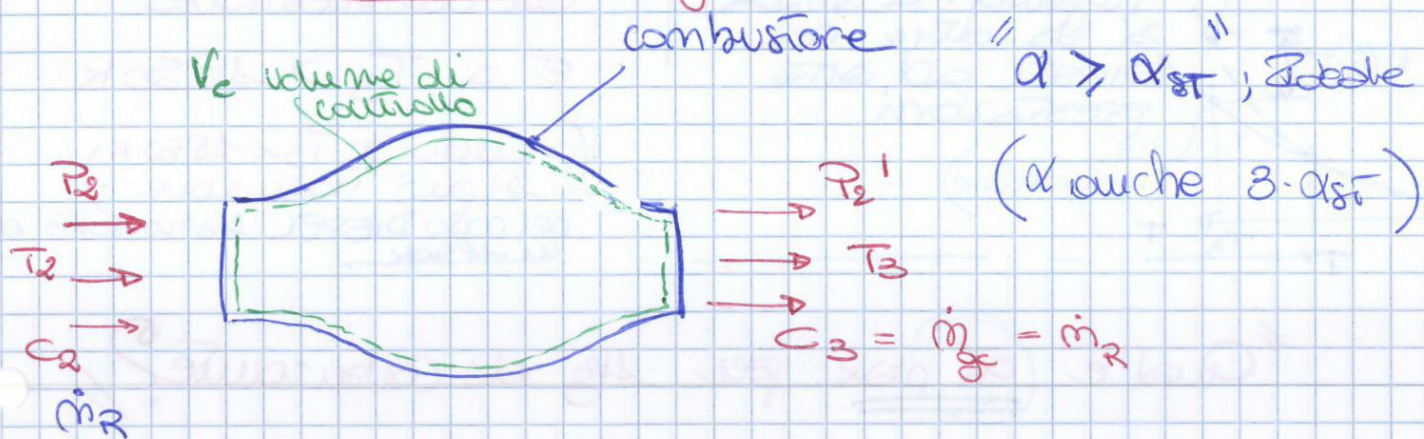
MACC

OF/OTU/CAB

$\alpha_{OTTO} \approx 13.1$ difetto d'aria $\alpha < \alpha_{ST}$

$\alpha_{DIESEL} \approx 19$ eccesso d'aria $\alpha > \alpha_{ST}$

Combustione in flusso permanente



scrivendo il \dot{Q} del ΔT , local =

$$\dot{Q} = \dot{Q}_L + \Delta \dot{E}_i^* + \Delta \dot{E}_c + \Delta \dot{E}_{gr} + \Delta \dot{E}_w$$

$\dot{Q} \approx \dot{Q}$ essendo flussi in massa notevoli e le superficie piccole e i flussi di calore piccoli

$$\left(\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \text{ piccolo} \right)$$

e poi noi tendiamo ad isolare

$\Delta \dot{E}_c \approx 0$ Δ molto piccolo

$\Delta \dot{E}_w = 0$ non si fa niente in rotazione (e si prende solo se si ha un interesse)

$\Delta \dot{E}_{gr} = 0$ essendo gassosa (occorrono continue di \dot{m} perché si abbia contributo)

$\dot{Q}_L = 0$ non si hanno punti mobili che raccolgano calore

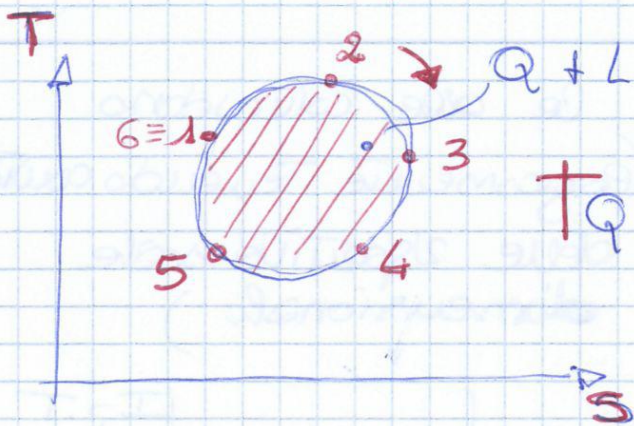
$$\boxed{\Delta i^* = 0}$$

$$\boxed{i^* = \text{cost}}$$

$$\boxed{i_3^* = i_2^*}$$

si ha lo stesso caso della combustione a $P = \text{cost}$

Richiamo: Aree diagrammi



$$Q + L_{wm} + L_{sch} = T ds$$

$$T Q + L_{wm} = L_{fs} + L_{wm} = L_i + L_{wm}$$

considerando $L_{sch} = \phi$

Trasformazione:

$$1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \equiv 1$$

I_{PT}
LOCALE

$$Q = L_{fs} + \cancel{\Delta U^*} + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_w} + \cancel{\Delta E_{gr}}$$

$$\Delta U^* = \frac{\Delta U_f}{T} + \frac{\Delta U_{sch}}{T} = \phi \quad \left| \begin{array}{l} \text{non si fanno Reazioni} \\ \text{in ATC} \end{array} \right.$$

$\Delta U_f = \phi \quad \Delta U_{sch} = \phi$

$\Delta E_c, w, gr = \phi$ per definizione di conservazione

$$Q = L_{fs} + \begin{array}{l} Q_1 \text{ calore fornito} \\ Q_2 \text{ " sottratto} \end{array}$$

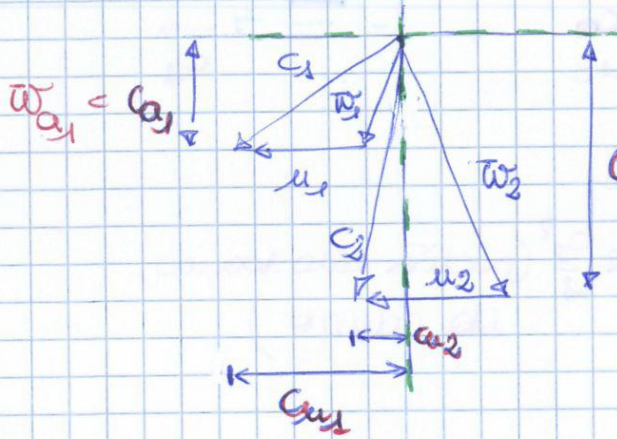
$$Q = Q_1 - Q_2 = L_{fs}$$

potendo definire un sistema con moto ciclico si scrive

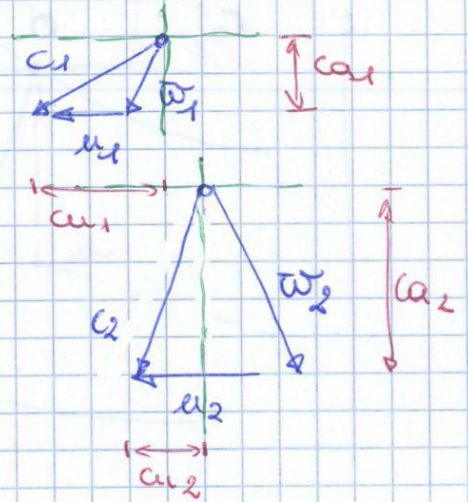
$$Q = L_i + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_{w,gr}}$$

$$Q = L_i = Q_1 - Q_2 = L_{fs}$$

TURBINE



$ca_2 = \omega a_2$

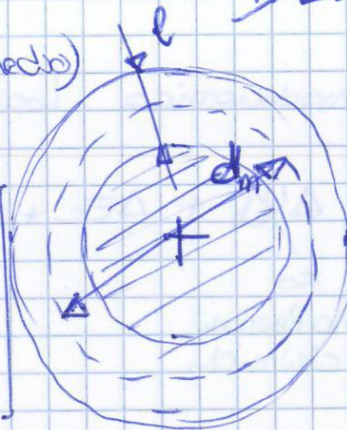
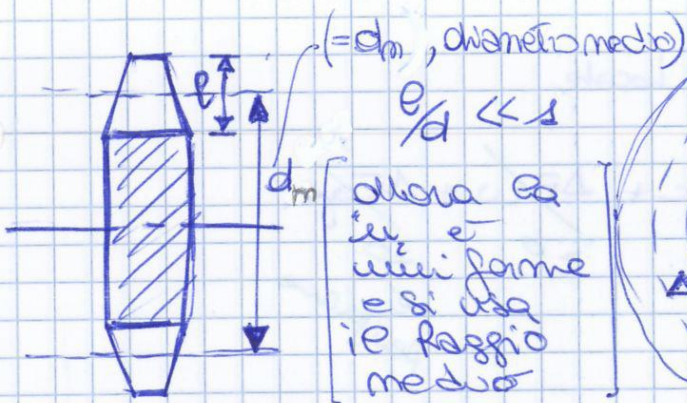


coefficient di ingombro perfetto

$A = \xi \pi d e$

$\dot{m} = \frac{\xi \pi d e}{A} (c_{a1}) \rho_1$

$c_{a1} = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{1}$



Razionalizzazione



statores di azione

E dove passa il fluido

$L_i = u_1 c_{a1} - u_2 c_{a2}$

$L_i > 0$ | macchina MOTRICE

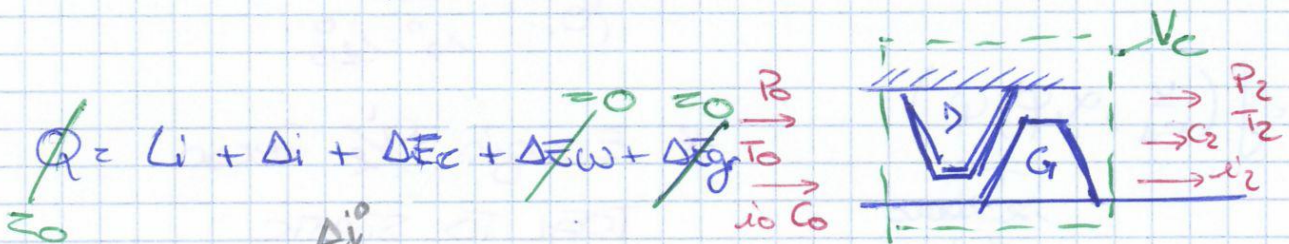
$L_i < 0$ | " OPERATRICE

$L_c = u_2 c_{a2} - u_1 c_{a1}$

$L_c > 0$ | macchina OPERATRICE

$L_c < 0$ | " MOTRICE

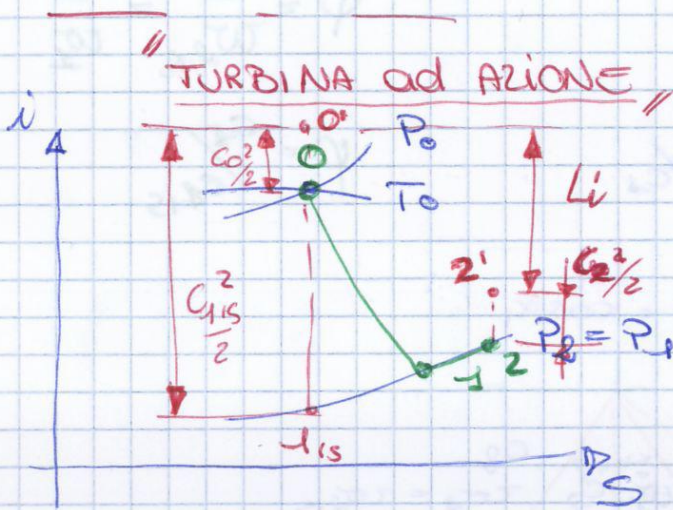
adesso lo facciamo dell'intero stadio



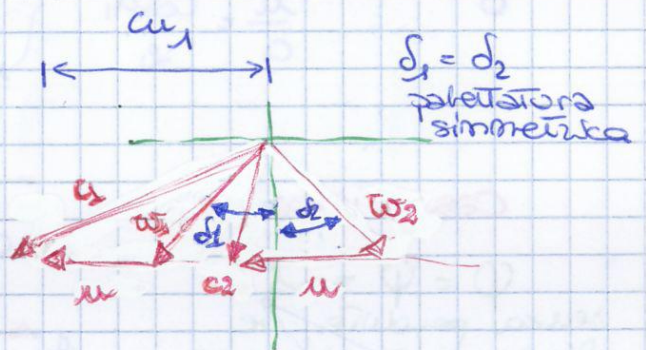
$Li + \Delta i + \Delta E_c = 0 \rightarrow Li = -\Delta i - \Delta E_c$

$Li = (i_0 - i_2) + \left(\frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right)$

$Li = \underbrace{\left(i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right)}_{i_0^0} - \underbrace{\left(i_2 + \frac{c_2^2}{2} \right)}_{i_2^0} = \Delta i^0$



$u = u_1 = u_2$ supponendo siano allo stesso Raggio medio



La Girante serve solo a far cambiare la direzione (in questo tipo di Turbine)

$\eta_{oi} = \frac{Li}{Li_{em}}$

ip: una macchina che espanda nel caso migliore possibile (ovvero sempre ISENTROPICO)

ma se una macchina fa una perdita di energia c_2 non è una perdita di energia isentropica con c_2 perché è solo isentropica

• Energia $\frac{c_2^2}{2}$ Recuperata (total to total) $\eta_{oi} = \frac{Li}{i_0^0 - i_{1s}^0}$

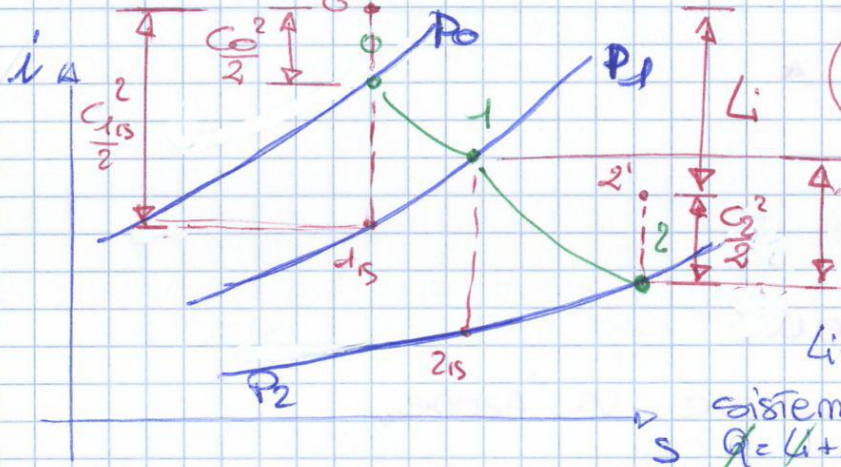
$\omega_2 = \psi \omega_{2s} = \psi \omega_1$

• Energia $\frac{c_2^2}{2}$ persa (total to static) $\eta_{oi} = \frac{Li}{i_0^0 - i_{1s}^0}$

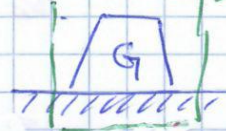
MACC

turbine una parte della Espansione nella Girante 08/09/2013 e nel distributore

turbine a Reazione



$$\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right) = i_1 - i_2$$



Principio Locale Sistema di Rif. Inerziale

$$Q = Li + \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_w + \Delta E_g$$

$$Li = -\Delta i - \Delta E_c = (i_1 - i_2) - \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) = \Delta i'$$

Sistema di Rif. Rotante ω della Girante

$$Q = Li + \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_w + \Delta E_g$$

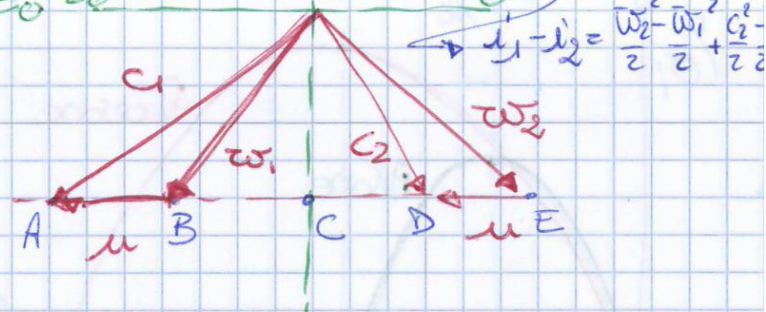
TRIANGOLI SIMMETRICI

(da progetto)

questo compoia come identita

$$|c_1| = |w_2|$$

$$|w_1| = |c_2|$$



$$E_c = \frac{w^2}{2}$$

$$E_w = -\frac{u^2}{2}$$

$$i_1 - i_2 = \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = 0$$

GRADO DI REAZIONE

$$\lambda = \frac{\Delta i_{gir}}{\Delta i_{gir} + \Delta i_{distrib}}$$

Termodinamico

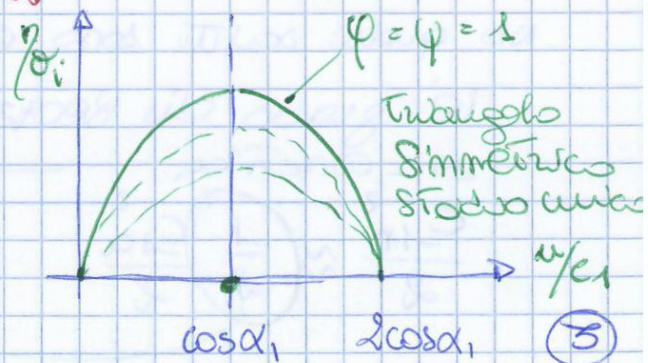
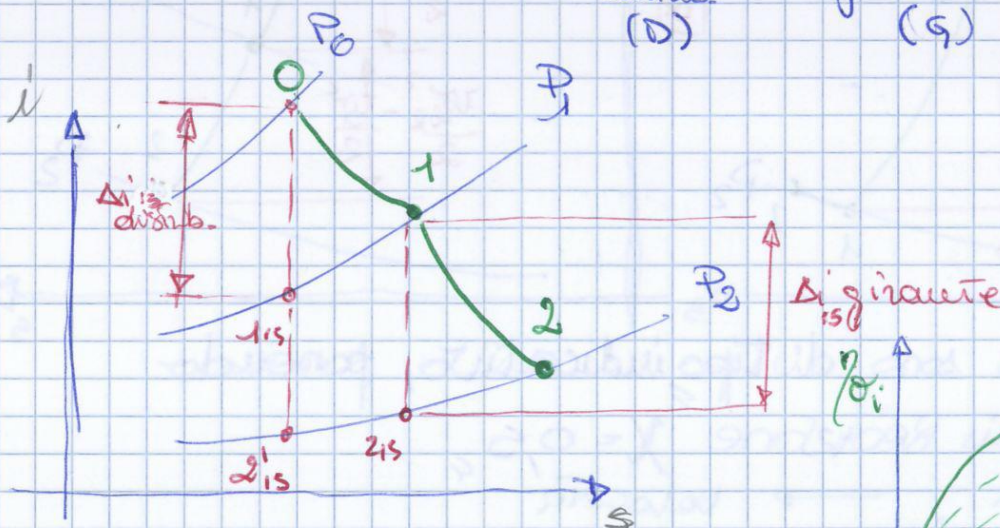
$\Delta i_{distrib}$ (D) + Δi_{gir} (G)

Cinematico

$$R = \frac{\Delta i_{gir}}{Li}$$

$R = \phi$ ad AZIONE
 $R \neq \phi$ a Reazione

(perche solo centrifugo (interamente nel distributore)

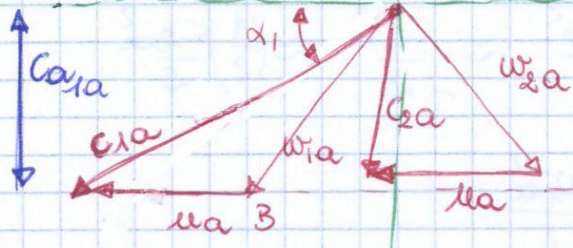


AZIONE

REAZIONE

Paletta
simmetrica

triangolo
simmetrico



$w_{2a} = \psi w_{1a}$

$w_{2r} \Rightarrow w_{2r} = \frac{w_{1r}}{\psi} > w_{1r}$

"C_{2a} la più assiale possibile per ridurre le perdite"

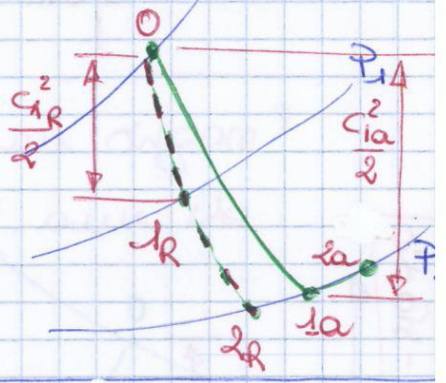
$C_{1r} \approx \boxed{0,7} C_{1a}$ ← ottenuto dal fatto che $\frac{C_{1r}^2}{2} \approx 0,5 \frac{C_{1a}^2}{2}$

$C_{2r} \approx \boxed{0,8} C_{2a} \Rightarrow$ si ha 0,8 e non 0,7 tenuto conto dell'effetto abbruzzo di ψ e della geometria del triangolo

$w_{1r} \approx \boxed{0,6} w_{1a}$

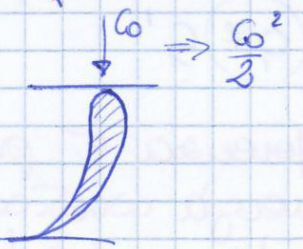
$u_a = \frac{1}{2} C_{1a} \cos \alpha_1 = 0,5 C_{1a} \cos \alpha_1$

$u_r = C_{1r} \cos \alpha_1 = 0,7 C_{1a} \cos \alpha_1 = \frac{0,7}{0,5} u_a \approx 1,4 u_a$



• le perdite distribuite (viscose) vanno con vel e quindi andranno a ridursi notevolmente

• le perdite localizzate (d'imbarco $\propto \frac{1}{2} vel^2$)

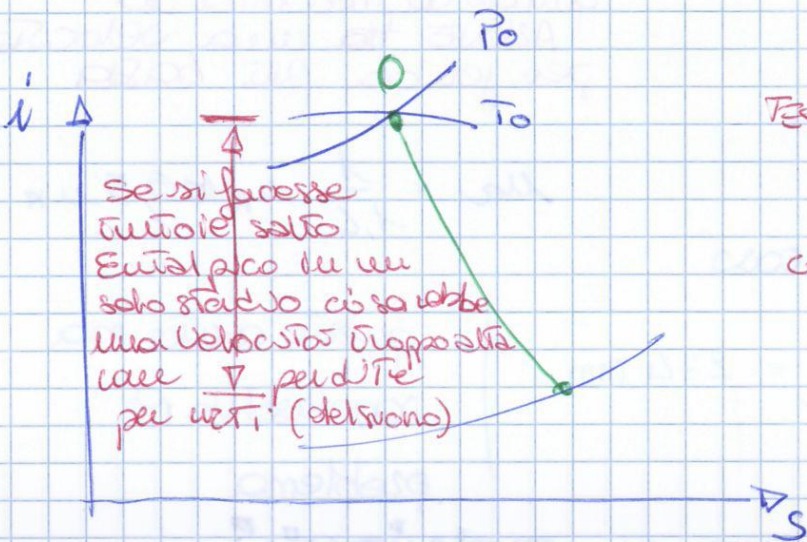


da cui si può affermare:

$C_{0a} \approx C_{2a}$

$C_{0r} \approx C_{2r}$

Problemi di portata a INIZIO e a FINE espansione



Per migliorare si
 TESTA } aumenta la Pressione
 e la Temp. e più
 possibile
 CODA } e si abbassa nell'ambiente
 di uscita la
 Pressione e Temp

IN TESTA

La P_0 alta fa aumentare
 la Temp. e più è alta meglio
 è per far diminuire la P_0
 ma attenzione ai limiti fisici
 dei materiali

NB ci sono problemi
 pratici dei materiali
 solidi per contenere
 la "GRANDE"

Sezione di Passaggio

$$(\pi d e) = A$$

"d" più piccolo possibile
 ma imposta dal
 numero di giri
 dell'Alternatore

ρ_0 (denso)
 $c_s \approx 600 - 700 \text{ m/s}$ (veloc)

$$\dot{m} = (\pi d e) \rho_0 c_s$$

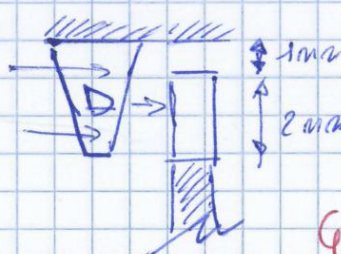
sezione
 di passaggio

costi alte che dobbiamo
 fare delle A molto
 piccole per rispettare
 l'eq. della portata

$n = \left(\frac{1/2}{\text{num. e. corse}} \right)$ se (10000) si hanno 3000 rpm

e_u imposta dalla w_u

$w_u = \pi n d$
 $e = 1 - 2 \text{ mm}$



$d = 600 \text{ mm}$

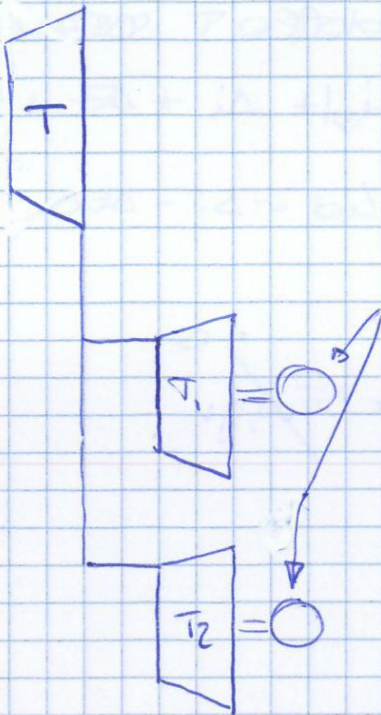
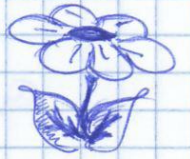
$e = 2 \text{ mm}$

(accanto dev'essere
 per le distribuzioni
 termiche 1mm)

GRANDE PERDITA

Installare problema ponista sulla ~~scelta~~ ^{line} dell'espansione

TURBINE in parallelo → per avere poca pressione da gestire



$$u = \pi d n \rightarrow d = \frac{u}{\pi n} \cdot 60$$

$$\dot{m} = \zeta n d e \rho_1 \{dt, e+\}$$

evitare la "u" è un metodo per sostituire eleg. della ponista in modo più semplice

Tensione cambia mono bi-stadio (la soluzione velocità)

Asse

Tangenz. impaviamo $\psi = \rho = 1$ (IDEALE)

$$u_s = \Delta$$

singolo (STABIO)

NB la

macchina a stadio "singolo"

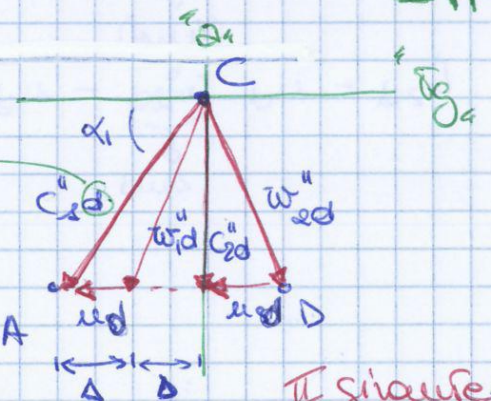
ha coefficiente η dello stadio "doppio"

anche qui si ha $\psi = \rho = 1$

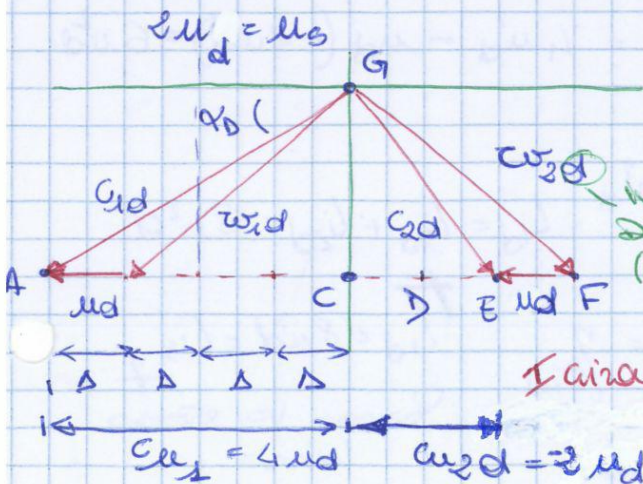
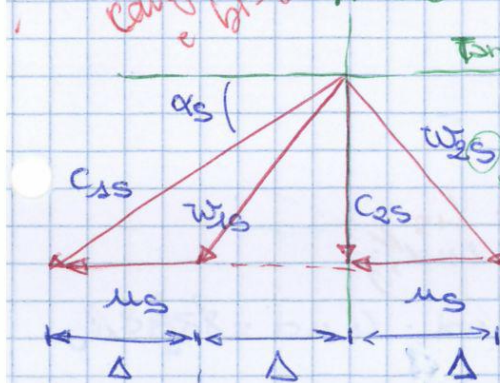
$$u_d = u_s$$

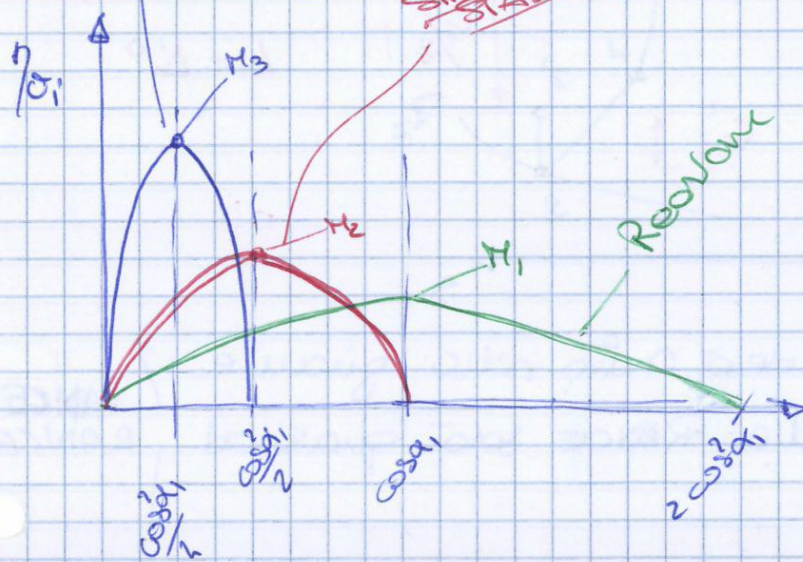
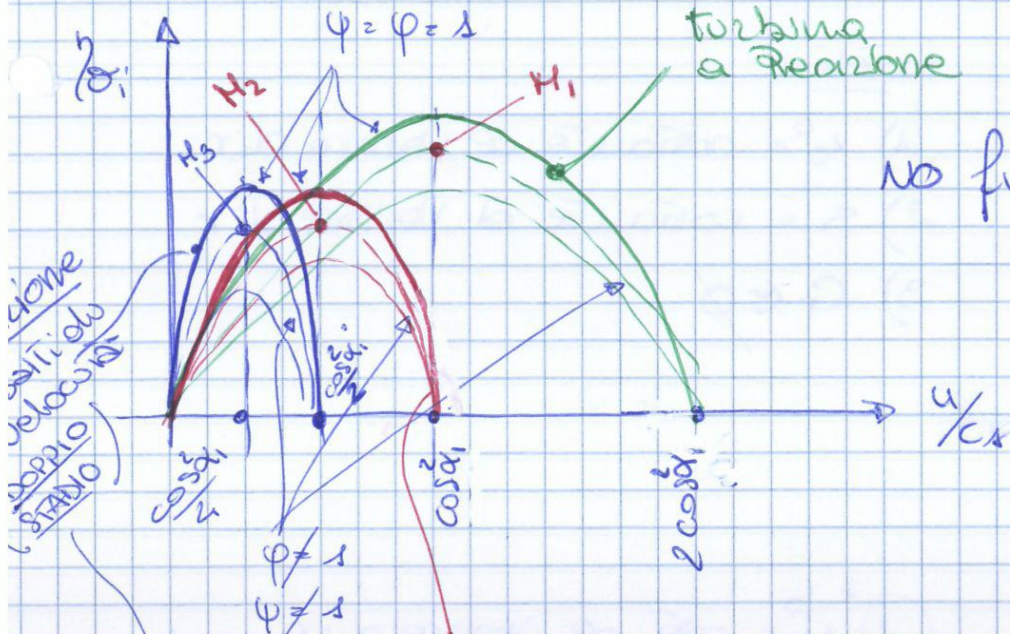
stadio doppio (STABIO)

I girante



II girante ①





con $\psi \neq 1$
 con $\psi \neq 1$
fughe

La presenza di fughe, è cost. Rilevante da ribaltare la gerarchia delle curve di rendimento

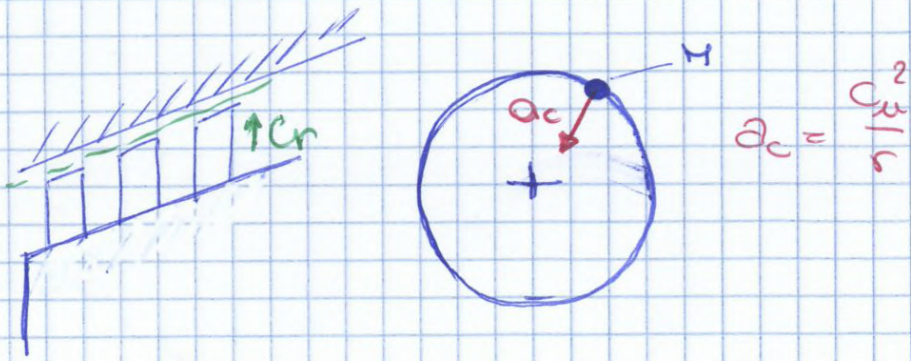
- si usa preferibilmente quella a stadio singolo
- se occorre la DOPIO STADIO a salti di velocità

NB la migliore risulta quella a doppio stadio, se siamo in presenza di alte velocità o grandi salti entalpici

CONCLUSIONE:

all'inizio per 1-3 stadi si usano turbine ad AZIONE mentre in CODA (alla fine) a Reazione

③ $C_r = \varnothing$ \longleftrightarrow $(C_r = \text{costante})$
 e - da stessa
 cosa



$C_r = \varnothing$ solo accelerazione centripeta

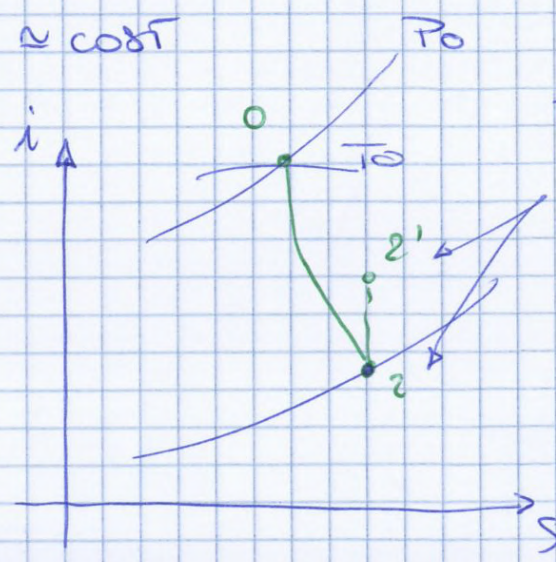
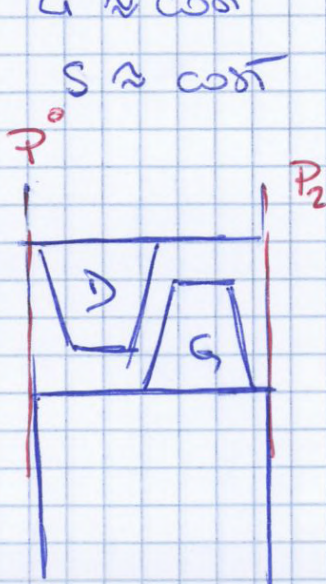
\Rightarrow solo forze di inerzia di tipo centrifugo

$$\vec{F}_e + \vec{F}_i = 0$$

$L_i \approx \text{cost}$
 $S \approx \text{cost}$

Forze Esterne
 $P_2 \approx \text{cost}$

Forze di Inerzia



Tra il punto 2 e 2' da pressione
 varia ma e'
 ed Entropia cost

ponendo in equilibrio pressione e inerzia:

$$\underbrace{dp}_r \underbrace{r}_{dr} = \underbrace{d\sigma}_{dr} \underbrace{r}_{dr} \rho \underbrace{a^2}_{\rho} \quad \leftarrow \textcircled{1+2}$$

pressione inerzia

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{a^2}{r} \quad \textcircled{3}$$

supponendo $C = C_a + C_u + C_r$

$$\underline{i^0 = \cos t} \rightarrow i^0 = i + \frac{C^2}{2} = \cos t$$

$$i^0 = i + \frac{C_a^2}{2} + \frac{C_u^2}{2} + \frac{C_r^2}{2} = \cos t$$

costa
Vettore del
Raggio

$\frac{di^0}{dr} = \frac{di}{dr} + \frac{d}{dr} \left(\frac{C_a^2}{2} \right) + \frac{d}{dr} \left(\frac{C_u^2}{2} \right)$

$$\frac{di^0}{dr} = \frac{di}{dr} + \frac{d}{dr} \left(\frac{C_a^2}{2} \right) + \frac{d}{dr} \left(\frac{C_u^2}{2} \right) = \frac{di}{dr} + \frac{2C_a}{2} \frac{dC_a}{dr} + \frac{2C_u}{2} \frac{dC_u}{dr} = \frac{di}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_u \frac{dC_u}{dr}$$

$\textcircled{4}$

$$\underline{S = \cos t}$$

$$T ds = dQ + dL_{wm} = dU^* + p dv = U_f + p dv = i^* - v dp$$

$$T ds = di - v dp \quad (dU_{ch} = \emptyset)$$

$$T \frac{ds}{dr} = \frac{di}{dr} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \emptyset$$

Uoglio ds/dr nullo, se S cost ca r

$$\frac{di}{dr} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \emptyset \quad \textcircled{5}$$

$\textcircled{5+3}$

$$\frac{di}{dr} - \frac{C_u^2}{r} = \emptyset \quad \textcircled{5'}$$

$$\frac{di}{dr} = \frac{C_u^2}{r} \quad \textcircled{5''}$$

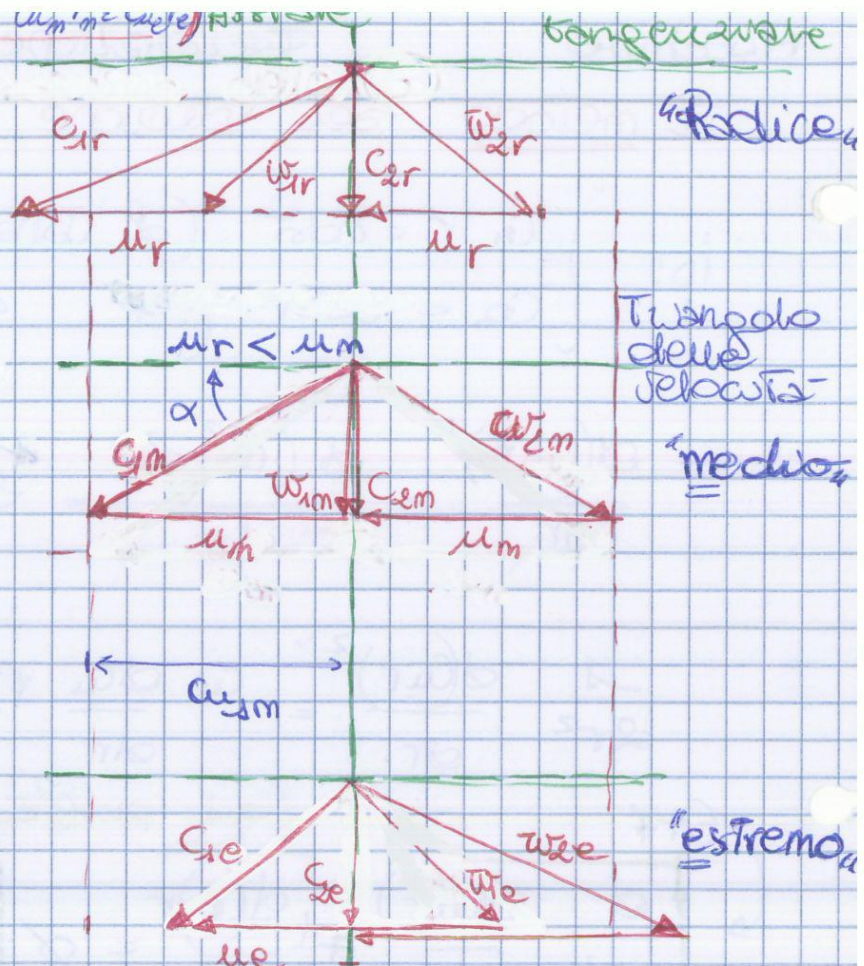
$$\frac{C_a^2}{r} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_u \frac{dC_u}{dr} = \emptyset \quad \textcircled{6}$$

$$\textcircled{4} \frac{di}{dr} = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_u \frac{dC_u}{dr} \xrightarrow{\textcircled{5+4}} \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_u \frac{dC_u}{dr}$$

$$C_{1m} u_m = C_{1r} u_r \rightarrow$$

$$C_{1s} = C_{2s} = \cos \alpha$$

C_2 costante



$$C_{1e} = C_{1m} \frac{r_m}{r_e}$$

$$C_{1r} = C_{1m} \frac{r_m}{r_r}$$

$$|w_{2m}| = |C_{2m}|$$

$$|w_{2em}| = |C_{2m}|$$

$$C_{1m} u_m = C_{1e} u_e \rightarrow$$

$$R = \frac{\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}}{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2}}$$

$$C_{1m} u_m = C_{1e} u_e$$

$$C_{1m} (w_{1m}) = C_{1e} (w_{1e})$$

$$R_m = 0,5$$

con $R \rightarrow \emptyset$ (si ha $w_2 < w_1$)

- C_{1e} si riduce ma aumenta u_e ($C_{1r} = \cos \alpha$)
- e C_{1e} componente assiale rimane costante ($C_{1e} = \cos \alpha$)

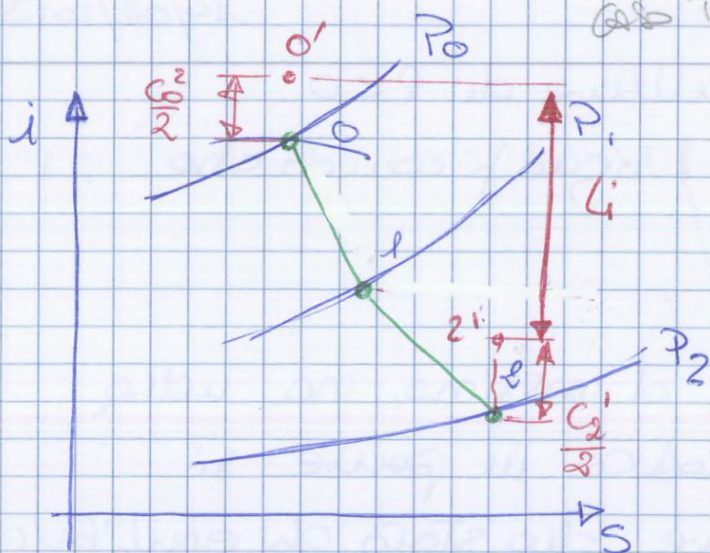
con $R \rightarrow 1$ (si ha $C_{1e} \rightarrow C_{2e}$)
 il triangolo diviene



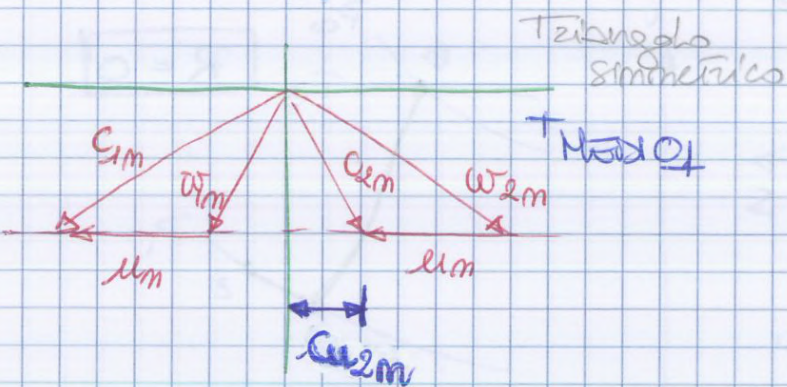
$$R = \frac{\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}}{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2}}$$

$C_1 = \cos \alpha$
 siccome può differire $w_2 < w_1$ si può avere $R < 0$, ma solo da radice

Caso Turbina a Reazione



e in tal caso ←
 il triangolo delle
 velocità diviene



Se imponiamo
 la C_{u2} nulla
 è facile mantenere
 la P_2 cost
 senza si ha una
 C_{u2} "medio", "radice",
 ed "estremo",
 ottenendo della P_2
 variabile da punto
 a punto dell'orbita
 della potenza

NB 1-1" $\Delta E_c \neq 0$
 1"-2 $\Delta E_c \neq 0$

$L_c = \Delta i^0$

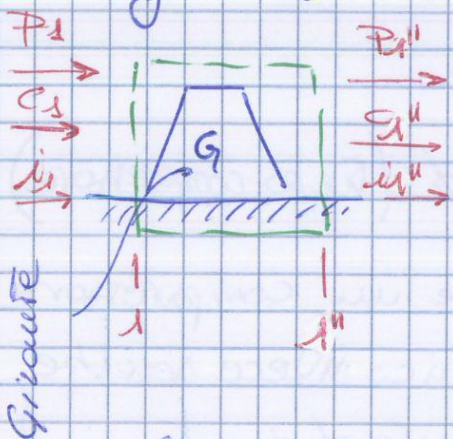
NB di usata da un comp. "centrifugo" $C_2 \rightarrow 0$, mentre nei comp. "Assiali" non si può di usata del singolo stadio ma si da tutta la macchina essendo un multi stadio

NB Δ nelle "Turbine" sono (IN-OUT)

Δ nei "Compressori" quasi sempre (OUT-IN)

$$\Delta i_g = \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \quad (\text{con } u_1 = u_2 = u)$$

uno dei pochi casi in cui il compressore ha il Δ (IN-OUT)



Sistema di riferimento "Rotante" (x', y', z')

Ipotesi T

$$Q = \dot{m} c_p = \Delta i_g + \Delta E_{comp,gr}$$

$$\Delta i_g + \Delta E_c + \Delta E_w = 0$$

$$\Delta i_g = -\Delta E_c - \Delta E_w =$$

$$(\Delta i^0 = \Delta i_g + \Delta E_c)$$

$$(L_i = \Delta i^0 = i_2^0 - i_1^0 \leftarrow \text{Turbina})$$

$$L_c = \Delta i^0 = i_2^0 - i_1^0 \leftarrow \text{Compressore}$$

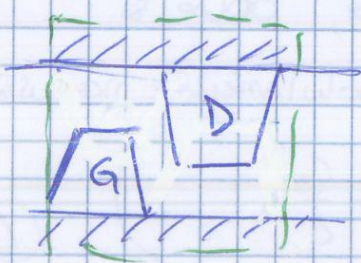
$$= -\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) - \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2}\right) =$$

$$= \left(\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}\right) + \left(\frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2}\right)$$

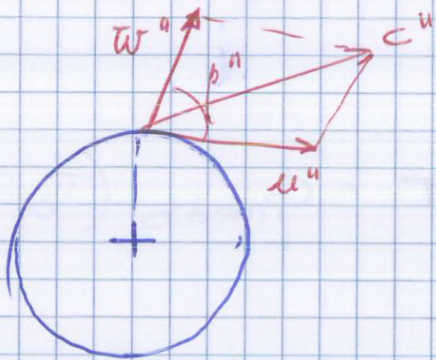
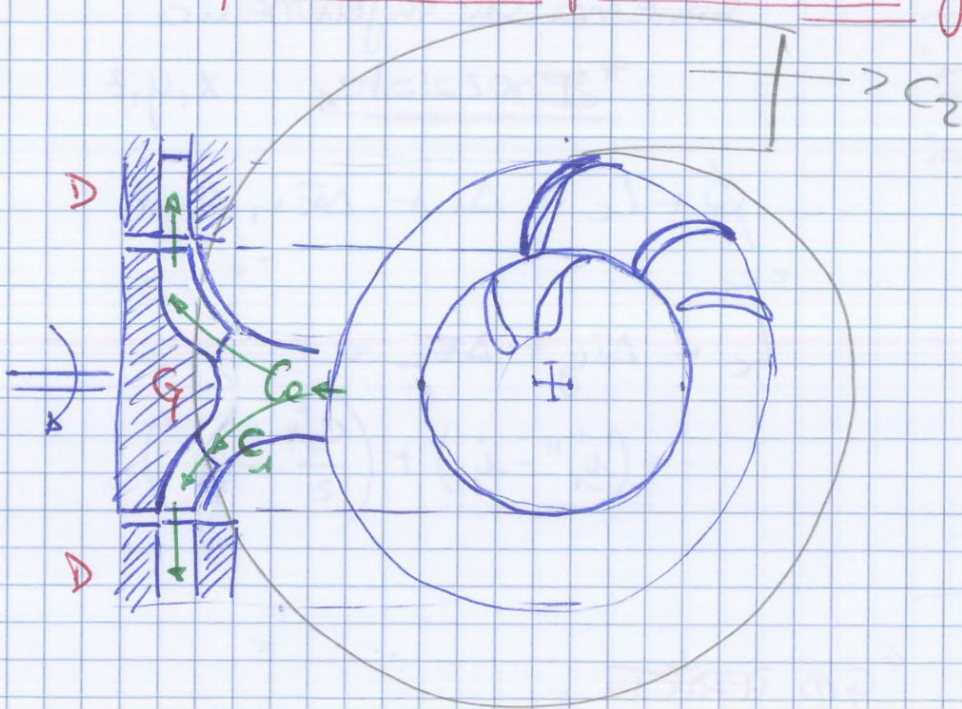
$$L_c = \left(\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}\right) + \left(\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2}\right)$$

Δi_{gr}
 "Zimero Stadio"

si troverà!
 $R \rightarrow 1$ punta
 $R \rightarrow 0$ Radice
 $R = 0,5$ medio



Richiami Compressori Centrifughi



$$L_c = \Delta i + \Delta \bar{e}_c$$

$$L_c = (i'' - i) + \left(\frac{c''^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \right)$$

$$L_c = u(c_{u2}'' - c_{u1})$$

$$\psi = \frac{L_c}{u''/2}$$

Coef. carico
oppressione

$$\chi = \frac{\Delta i_{gir}}{\Delta i_{sd} + \Delta i_{gir}}$$

Grad. Reax.
Termodinamico

$$\varphi = \frac{W_g u''}{u''}$$

Coef. portata

$$R = \frac{\Delta i_{gir}}{L_c}$$

Grad. Reax.
Cinematico

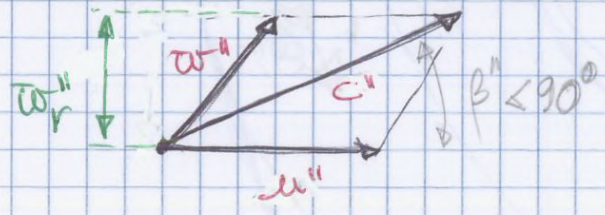
$$\xi = \frac{L_c W_m}{u''/2}$$

Perdita

$$\tau = \frac{C_p T}{W_g u''/2}$$

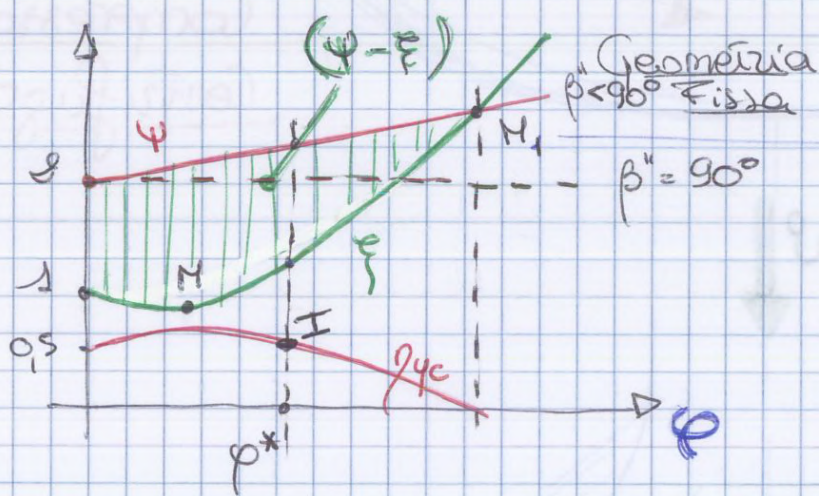
Temperatura

temp. d'ingresso



Rendimento
Pneumatico

$$\eta_{pc} = \frac{L_c - L_c W_m}{L_c} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$



$$\eta_{pc} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$

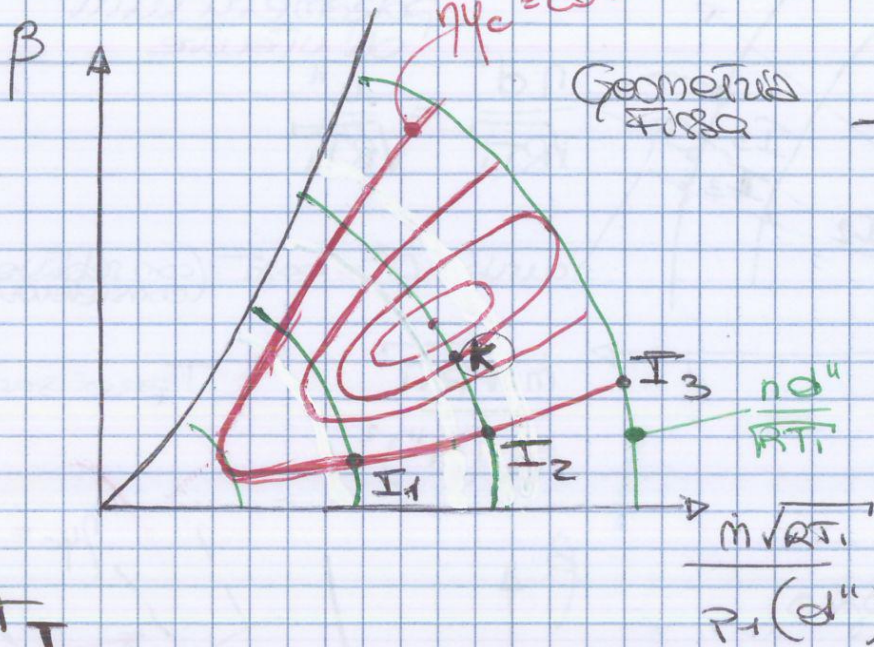
Similitudine fluidodinamica

NB se $\varphi^* = \text{cost}$
alla stessa
nella situazione
in cui

$$\varphi^* = \text{cost} \left\{ \begin{array}{l} \psi = \text{cost} \\ \xi = \text{cost} \\ \eta_{pc} = \text{cost} \\ \chi = \text{cost} \end{array} \right.$$

l'angolo delle
velocità simili

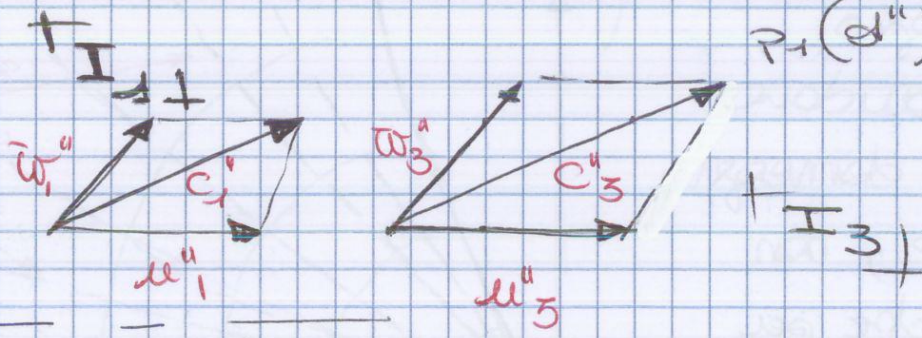
Per tenere conto delle "perdite", nei diagrammi come mostrato visivo evidente dobbiamo che le curve iso Rendimento si richiudono su se stesse dando origine a degli automeuri ciclici.



similitudine fluidodinamica + similitudine geometrica (re us e la sono)

Curve valide per tutti i compressori avendo la stessa geometria e le stesse cond. fluidodinamiche

Parametri frontali
 $T_1 = P_1$ (cond di aspirazione)
 posso sapere le Rendimenti



se si confrontano due compressori di geometria identica, ma con beta diversa e uno lavora nel punto I_1 e l'altro nel I_3 si trova che lavorano con lo stesso η e si conclude che lavorano con lo stesso ϕ^*

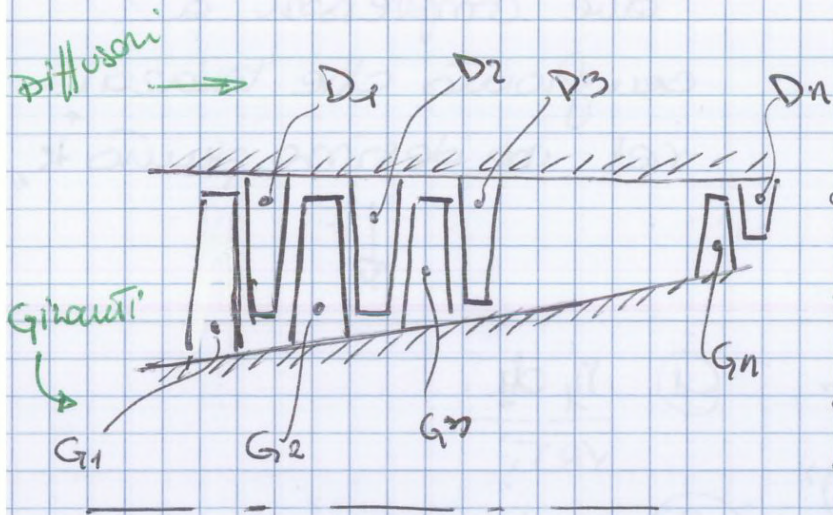
$$I_1 \rightarrow I_3$$

$$\phi^* = \cos^2 \alpha \begin{cases} \psi = \cos^2 \alpha \\ \rho = \cos^2 \alpha \\ \eta_c = \cos^2 \alpha \end{cases}$$

triangoli simili

similitudine fluidodinamica

Compressori assiali



Compressori Assiali
 Composti da una girante di ingresso e da un diffusore che trasforma l'energia cinetica in energia di pressione

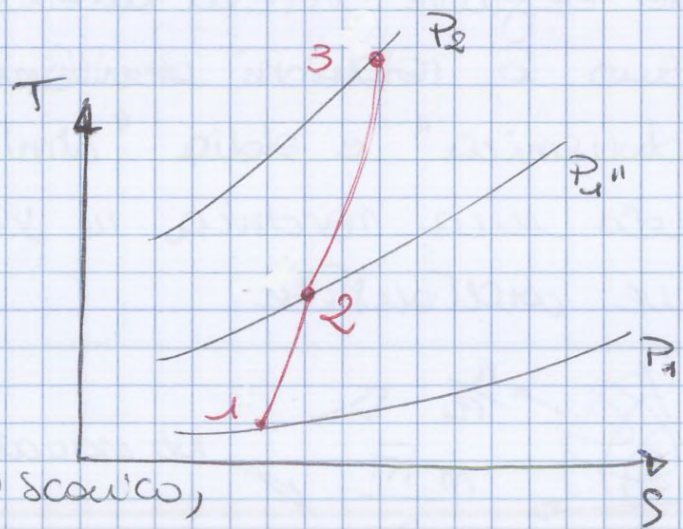
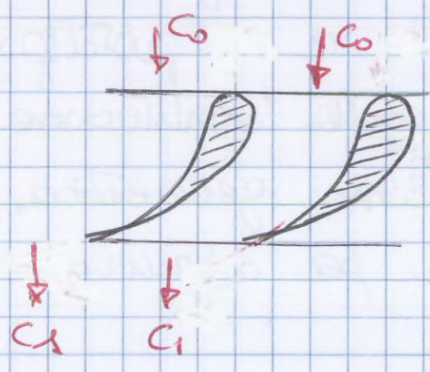
NB i compressori Assiali hanno la capacità di avere dei piccoli β

solitamente/sempre composta da multistadi

via via la ρ diminuisce e non dovrebbe mantenere la stessa Area, le palette diminuiscono di altezza = lungo l'asse del compressore
 (perché se $\rho \uparrow$ $r \uparrow$ $n = \text{costante}$)

NB nei compressori si svergano sempre le palette (come agli ultimi stadi della turbina) benché sono carico svergano, e se ne farebbe a meno, è necessario farlo sempre -

Bisogna farlo per evitare che ci sia il distacco della vena \rightarrow "palette con forma variabile"

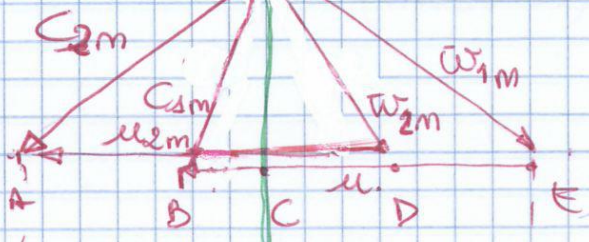


NB non d'interesse volume a zero fa C_2 di scarico, non ci riesce neanche, ma si pone come problema solo all'ultimo stadio

Assiale
Tangenziale

Medio

$R_m = 0,5$



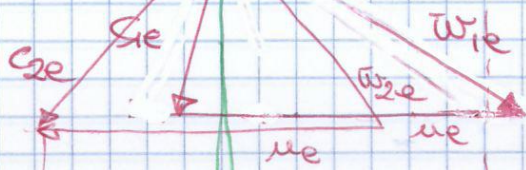
$$\begin{cases} w_1 r = c_2 r \\ c_2 = c_2 r \end{cases}$$

$$\begin{cases} |w_{1m}| = |c_2| \\ |w_{2m}| = |c_{1m}| \end{cases}$$

$$R_m = \frac{\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}}{\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}} = 0,5$$

Estremità

$R_e = 1$

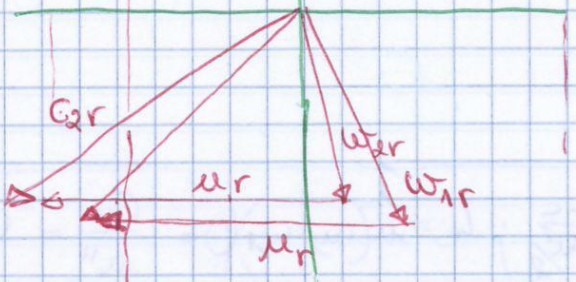


$S_e \quad c_{2e} \Rightarrow = c_{2e}$

$$\frac{c_{2e}^2}{2} - \frac{c_{1e}^2}{2} \rightarrow 0 \Rightarrow R_e = 1$$

Radice

$R_r = \emptyset$



caso estremo della

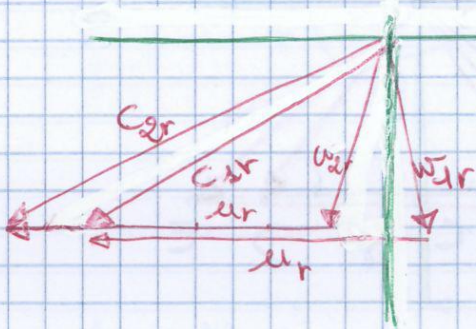
Radice con $R \ll 0$

dove si annulla ad
albe espansione

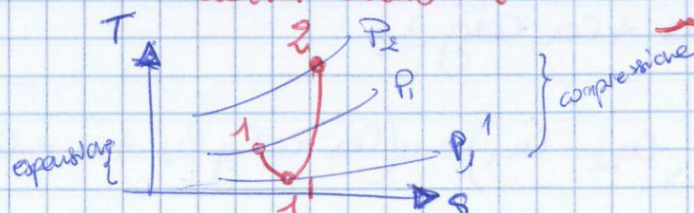
che si deve assolutamente
evitare (dannosa)

Estremo
della
Radice

caso tipico
delle prime
pile



$R < \emptyset$ Compressione nelle (non dannosa)
turbine e $R > \emptyset$ Espansione
effetto desiderato/cattivo
della turbina



$$\psi = \frac{L_c}{\frac{u^2}{2}} = \frac{u(u + c_a \cot \beta_2 - c_a \cot \alpha_1)}{u^2/2} =$$

coefficiente di Pressione

$$= \frac{u \left(1 + \frac{c_a}{u} \cot \beta_2 - \frac{c_a}{u} \cot \alpha_1 \right)}{u^2/2} =$$

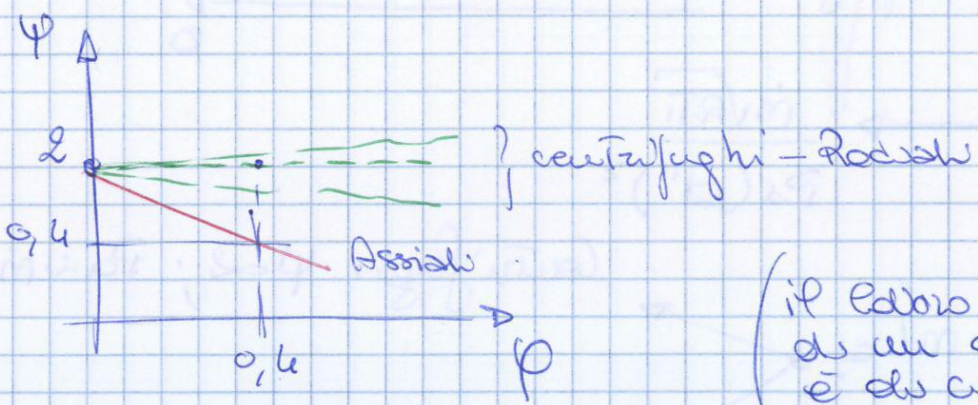
$$\varphi = \frac{c_a}{u}$$

$$\psi = 2 \left(1 + \frac{c_a}{u} \cot \beta_2 - \frac{c_a}{u} \cot \alpha_1 \right) =$$

$$\psi = 2 \left(1 + \varphi \cot \beta_2 - \varphi \cot \alpha_1 \right) =$$

$$\psi = 2 \left(1 + \varphi (\cot \beta_2 - \cot \alpha_1) \right)$$

ha una dipendenza lineare con φ sempre come le turbine Radiali



(il valore di compressione L_c di un compressore Assiale è di circa 1.5)

ES compressore Assiale

Valori tipici: $\alpha_1 = 45^\circ$

$\beta_2 = 135^\circ$; $\varphi = 0.4$

$$\psi = 2 [1 - 2\varphi]$$

Il regime dei compressori Radiali è $\varphi = \frac{w_{r2}}{u_2}$
 $\psi = \frac{L_c}{u^2/2}$
 $\psi = 2(1 + \varphi \cot \beta_2)$

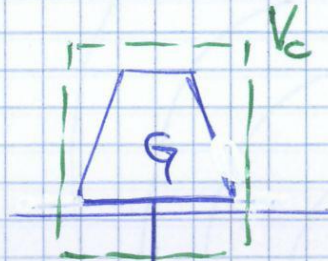
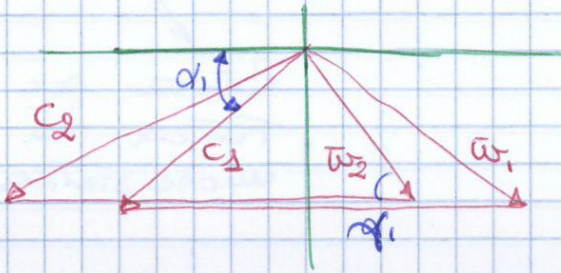
ES Compo Assiale

$\varphi = 0,4 \quad \alpha_1 = 45^\circ \quad \beta_2 = 135^\circ$

(se fosse un centrifugo sarebbe di 5 volte la β^*)

$\psi = 2(1 - 2\varphi) = 0,4$

$u = 230 \text{ m/s} \quad L_c = \psi \frac{u^2}{2} \approx 10600 \text{ J/kg}$



$L_c = \Delta i + \Delta E_c =$

$L_c = G_p(T_2 - T_1) + \frac{G_2^2}{2} - \frac{G_1^2}{2}$

Compressore Assiale

- Alto Rendimento
- β piccoli (ma + stadi)
- n molto ALTE
- piu complicata (avendo piu stadi, compensato da Rendimento Alto)

$L_c = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_1 \left[\beta_c^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \frac{1}{\gamma_c} - 1 \right] + \frac{G_2^2}{2} - \frac{G_1^2}{2}$

$\gamma_c = 0,8 \quad \beta_c \approx 1,1$

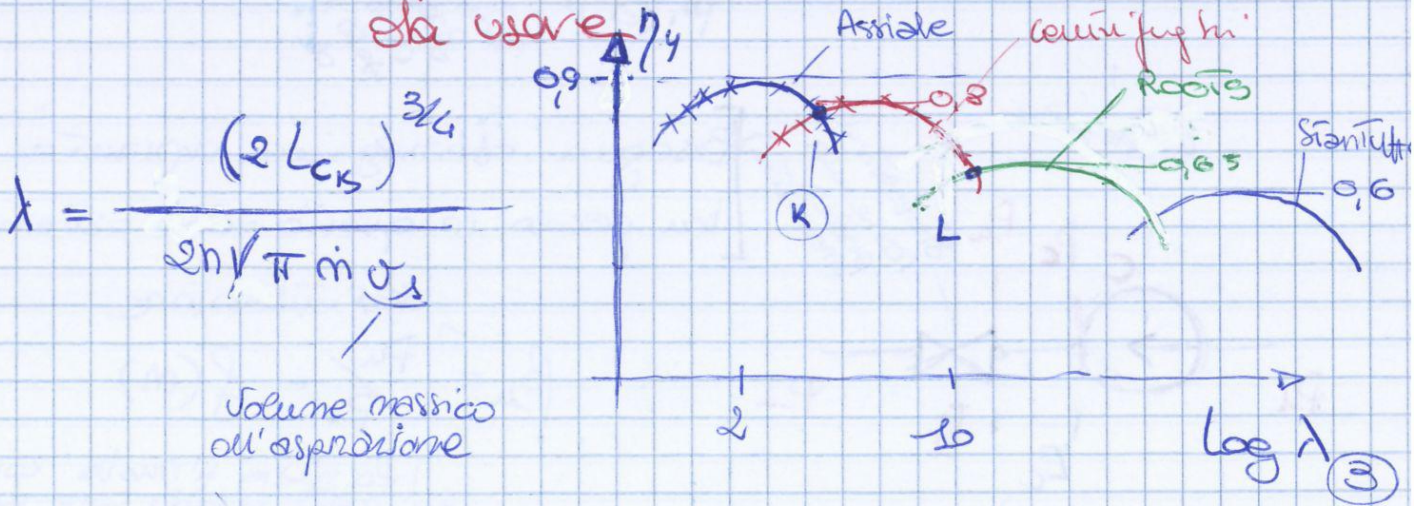
$\eta_y = \frac{L_i + L_w}{L_i}$

Parametro per Identificazione

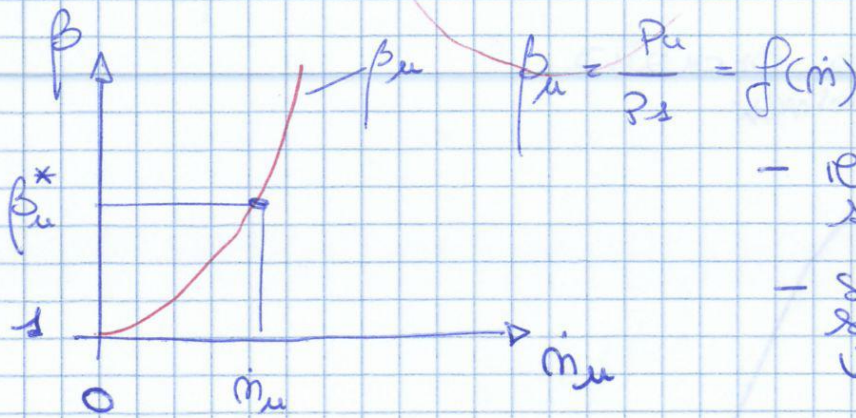
" λ " dal tipo di Compressore

$\eta_y = \frac{(m/m-1)}{(k/k-1)}$

da usare η_y



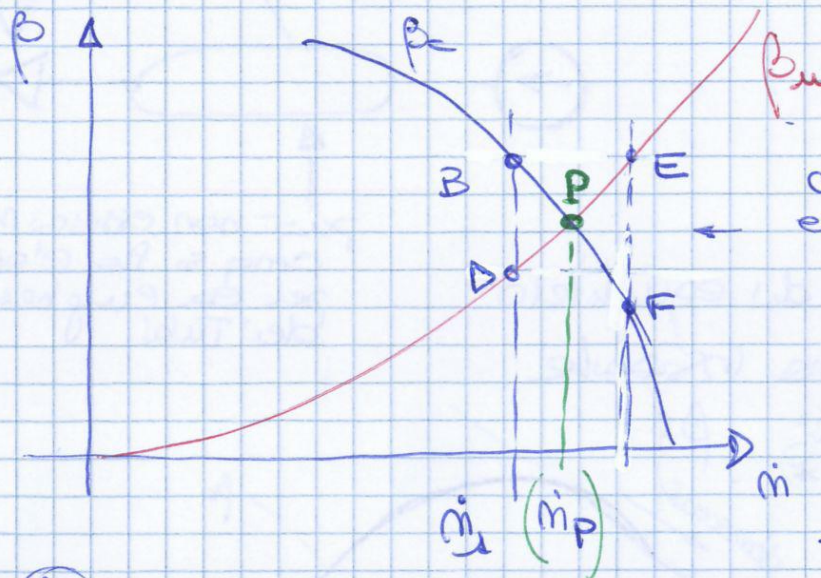
Volume massico all'aspirazione



- il ragionamento dice solo che è crescente
- sperimentalmente si trova che è concava verso e' alto

si sovrappongono le curve caratteristiche β_u e β_c nel diagramma β - m

NB questo sistema è stabile



condizione di equilibrio:
 $(\dot{m}_c)_p = \dot{m}_p$
 $(\dot{m}_u)_p = \dot{m}_p$

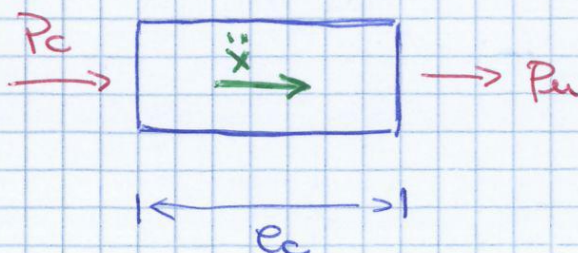
caso $(\dot{m}_u)_i$:

$$P_c = (\beta_c)_B P_s$$

$$P_u = (\beta_u)_D P_s < P_c$$

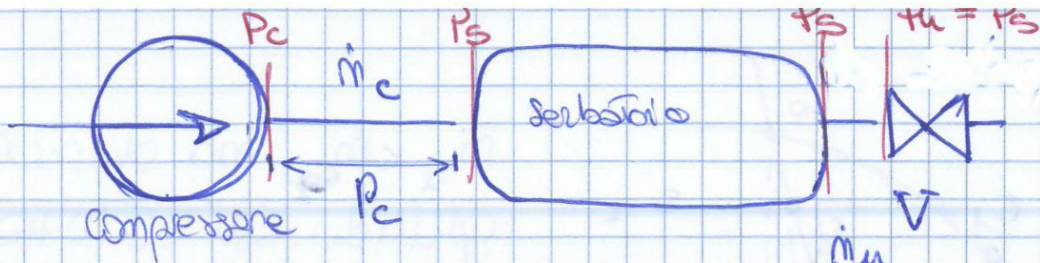
se si ha una riduzione di m (TRANSITORIO)

grazie a e_c
 piccolo/breve
 si ha l'uguaglianza istante per istante delle portate in "C"
 e per "u".



MACC
21/07/2013

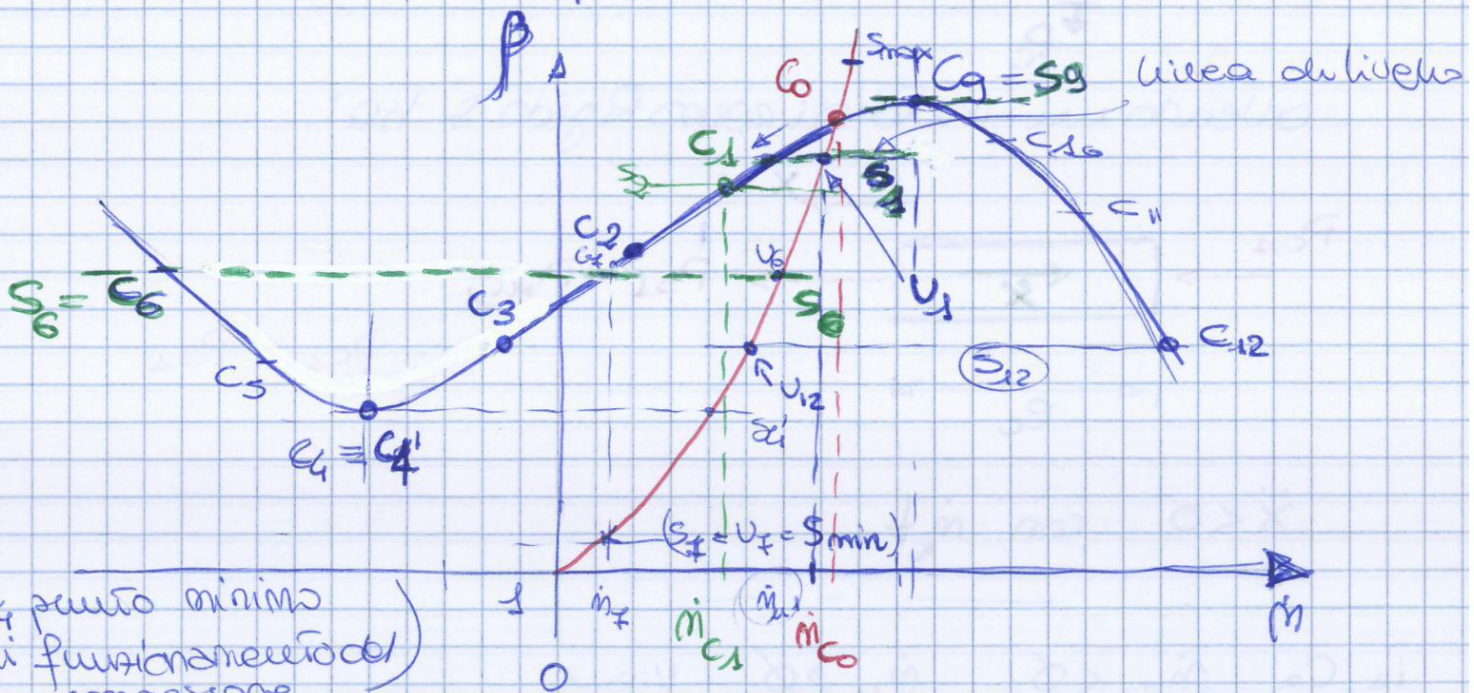
ipotesi:



- 1) compressore veloce ed confronto del Serbatoio (come rispetto alla sua velocità di adattamento e più lui è grande, più sarà lento)

$$\dot{m}_c > \dot{m}_u$$

- 2) Serbatoio lento rispetto al compressore
- 3) Confronto tra compressore e serbatoio breve ($e_c \rightarrow$ breve \rightarrow moto corpo Rigidò)
- 4) Inerzia del compressore trascurabile



(C_4 punto minimo di funzionamento del compressore)

in una fase Iniziale

$$P_{c\phi} = P_{s\phi} = P_{u\phi}$$

$$\dot{m}_{c\phi} = \dot{m}_{u\phi}$$

C_0 punto di equilibrio

ma instabile

da C_0 a C_1 per motivi accidentali

il compressore va da C_0 a C_1

il Serbatoio

$$\dot{m}_{u\phi} < \dot{m}_{c\phi}$$

MACC

21/07/2013

- C_4 punto di minimo del compressore

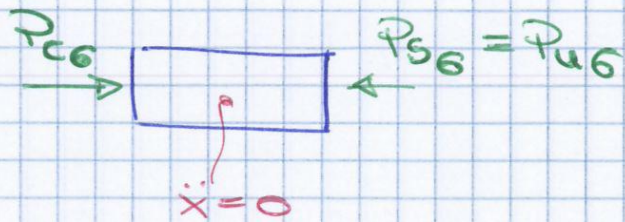
- dopo C_4

$P_c \uparrow$ e la linea di livello del serbatoio continua a scendere

- $C_6 = S_6$

s'incastrano la linea di livello del serbatoio e il punto della caratteristica del compressore

$$P_{c6} = S_6$$



da C_6 a C_6

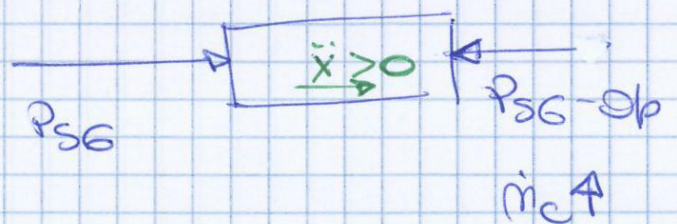
Anche se sembrano due pezzi: serbatoio e compressore, in realtà sono relazionati ma hanno un comportamento "ASINCRONO"

dopo C_6

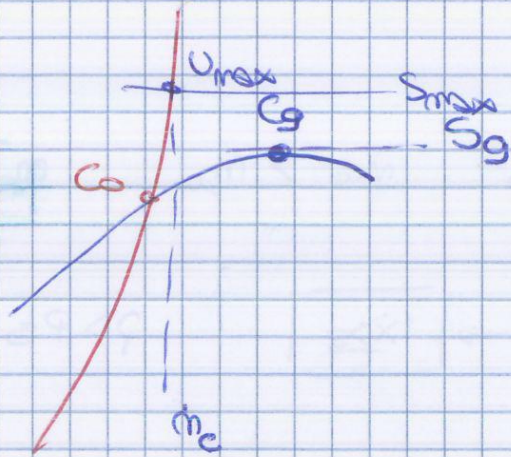
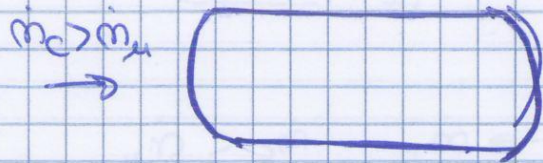
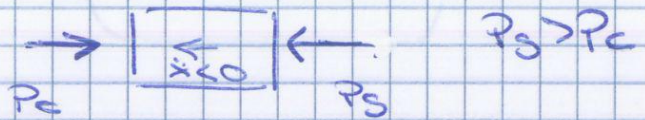
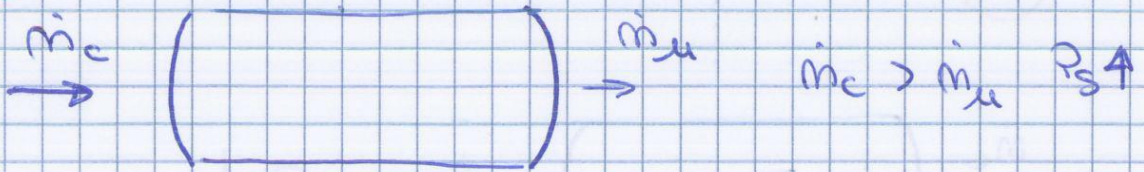
invece una fase SINCRONA del serbatoio-compressore dove appena il serbatoio scende di pressione il compressore essendo velocissimo lo raggiunge subito, dando delle portate uguali

$$P_{s6} \quad P < P_{s6}$$

$$P_s = P_{s6} - dp$$



In C_g



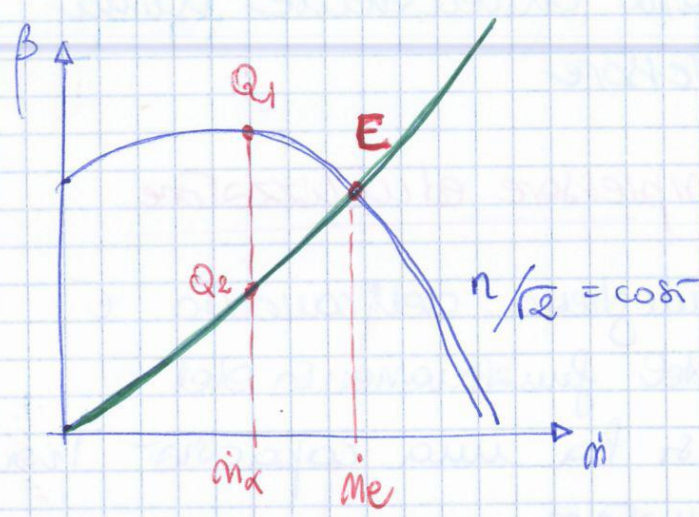
È un processo continuo dove le compressione varia le sue pressioni tra un minimo e un massimo, senza più arrestarsi.

NB con la lunghezza si stabilizza ma si rompe

Si "Rompe", perché fondamentalmente si hanno portate notevolmente diverse da quelle di progetto, con addirittura delle velocità negative.

Pa' e' impoanto in comincia a vibrare notevolmente addirittura andando a rompere i supporti.

POMPA & GIÒ

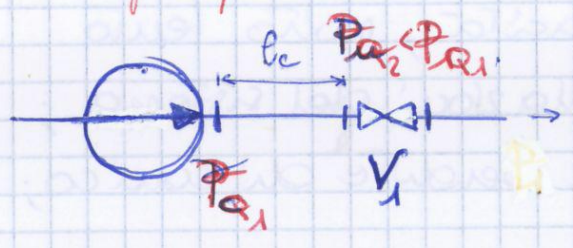


È un fenomeno strettamente correlato al circuito esterno nel quale è inserito il compressore - Si inizia con due ipotesi:

- $n = \text{cost}$
- perdite di carico sono trascurabili

In un caso semplice ho 1 compressore (con una sua caratteristica manometrica in blu) e 1 utilizzatore (in verde) - Dove l'intersezione delle due curve in **(E)** è il punto di equilibrio STABILE, se mi allontanavo da esso il sistema ritorna a tale equilibrio - Se ad esempio:

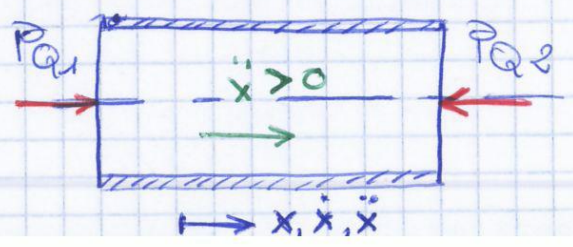
caso pompa-utilizzatore "stabile"



caso $p_u < p_1$

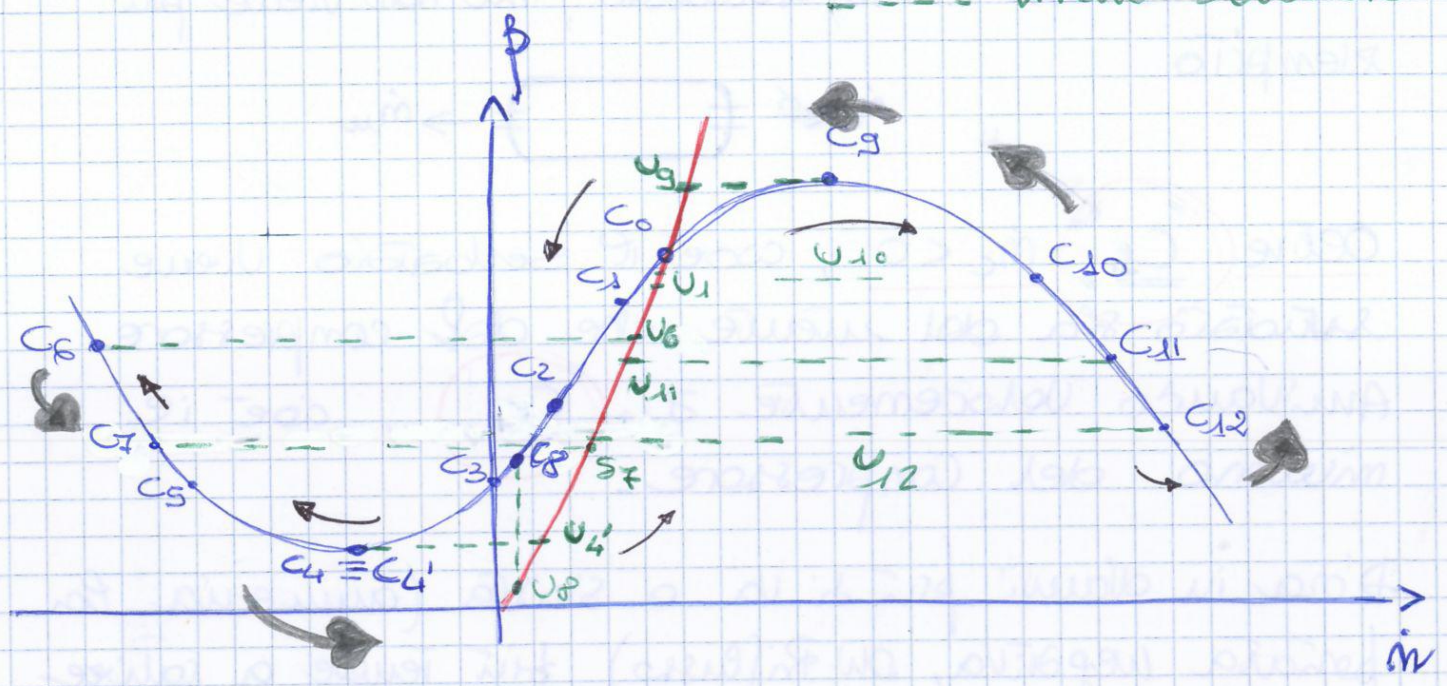
In caso di rallentamento del compressore la portata m_x è uguale sia nel compressore (uscita) che all'andata dell'utilizzatore, tuttavia si

crea un ΔP nel condotto che provoca una accelerazione del fluido - Questa accelerazione provoca un aumento della portata che tende a portare il sistema in **(E)**



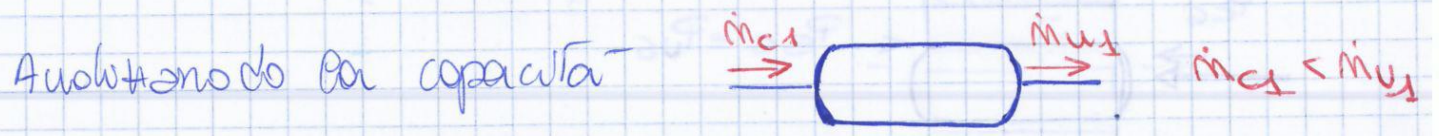
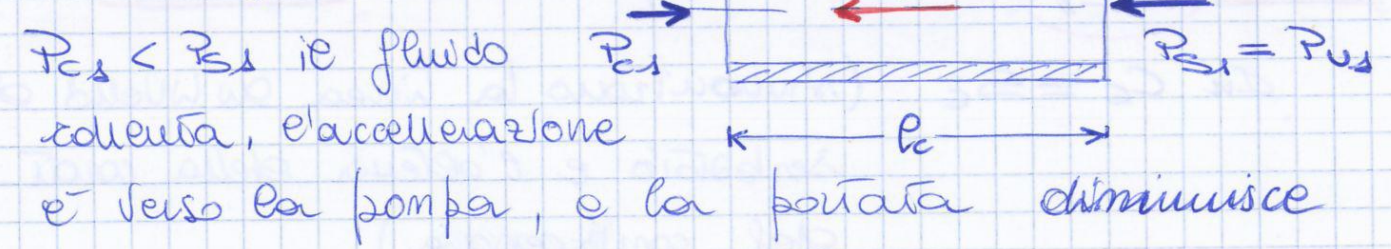
→ fase ASINCRONA
 → fase SINCRONA

— caratteristica
 utente
 ——— canali, COMPRESSORE
 - - - - - livello Serbatoio



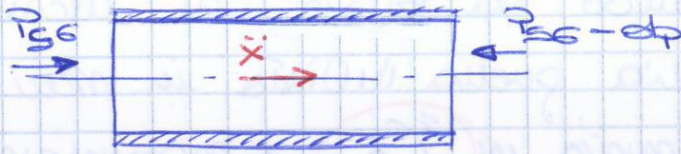
Intersezione sono in C₀ e in quanto intersezione
 caratteristiche "compressore-utente" $P_{C0} \equiv P_{U0}$ - Non c'è quindi
 alcuna risultante e $\dot{m}_{C0} = \dot{m}_{U0}$ -

In C₁, poiché il serbatoio è più lento ad adeguarsi
 allora $P_{S1} > P_{C1}$ - Il punto U_1 è a pressione
 maggiore di C_1 , ha portata maggiore $\dot{m}_{C0} > \dot{m}_{U1} > \dot{m}_{C1}$
 Analizzando il condotto fra compressore e serbatoio
 di lunghezza l_c :



Dopo C₆ si ha una fase SINCRONA 3
 del serbatoio - con pressione, dove appena il
 serbatoio scende di pressione il compressore
 essendo velocissimo lo raggiunge subito,
 dando delle portate uguali.

$P_s \downarrow$ dove $P_s < P_{s6} \rightarrow P_s = P_{s6} - dp$



Il compressore molto veloce ad adeguarsi
 può spingere rapidamente il fluido verso il
 serbatoio.

Si ripercorre (lentamente) quindi la
 caratteristica verso destra.

La velocità (portata) è sempre negativa ma
 l'accelerazione positiva si ripassa per C₃ e il
 compressore ricomincia ad iniettare portata al serbatoio che
 Audizzando il punto C₈ il serbatoio è $P_{s8} < P_{c4} < P_{co}$.

Il Serbatoio risale lentamente di pressione!
 così il compressore percorre tutto il ramo di destra

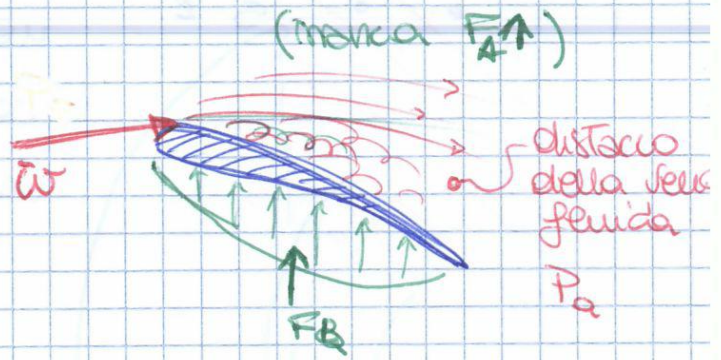
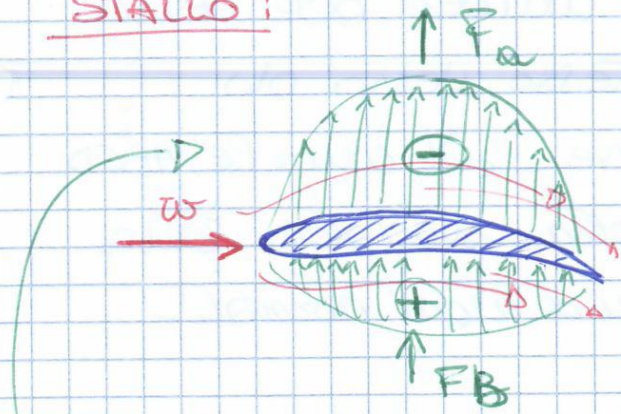
fino al massimo C₉ dove $P_{c9} > P_{s9}$.

L'accelerazione positiva porta quindi il compressore
 ad aumentare la portata in mandata, il che
 porta anche ad una diminuzione di P_c finché
 non si ha $P_{c12} = P_{s12}$.

Da C₄ a C₁₂ sono in fase ASINCRONA

STALLO!

ECCESSO D'INCIDENZA!

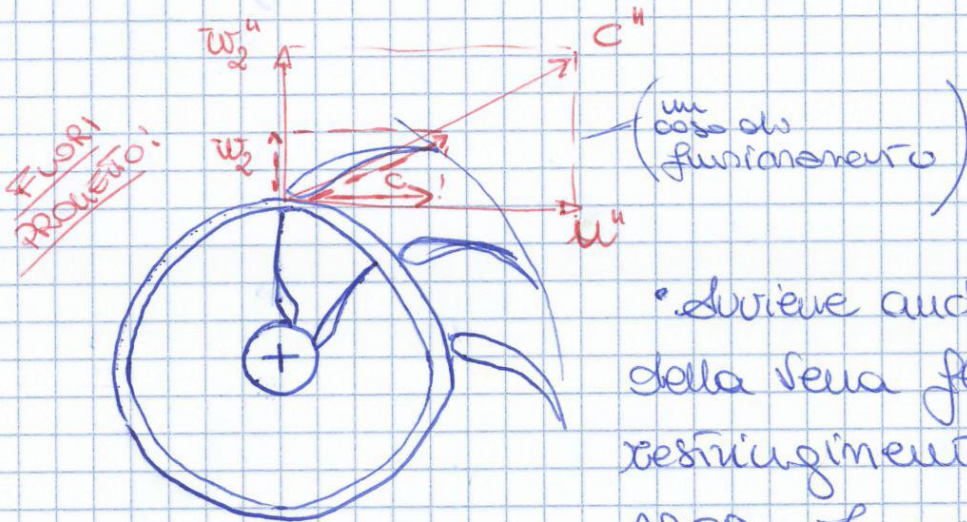


Depressioni negative

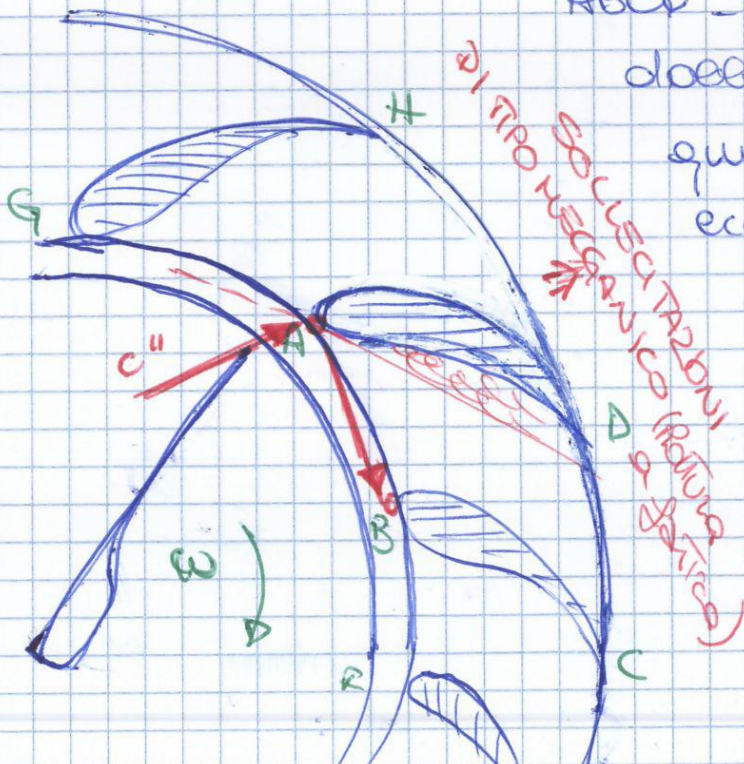
(almeno il doppio della pressione all'incidenza) e questa che garantisce il normale

sollevamento dell'ala

anche per i compressori centrifughi e possibile fare alcune considerazioni



• avviene anche qui il distacco della vena fluida con il restringimento del canale ABCD - La portata in eccesso della girante è costante, quindi la portata in eccesso è diretta nei canali adiacenti.

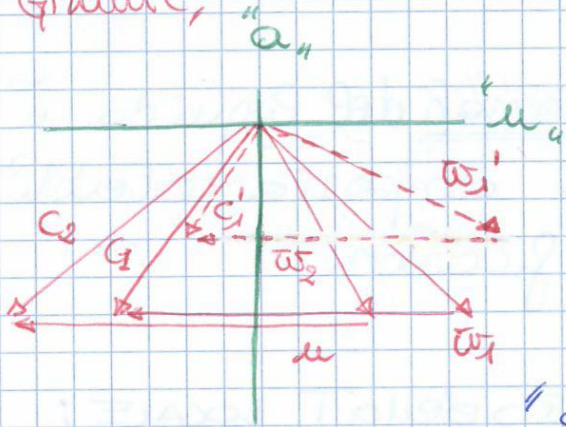


• La portata addizionale ha direzione tangenziale

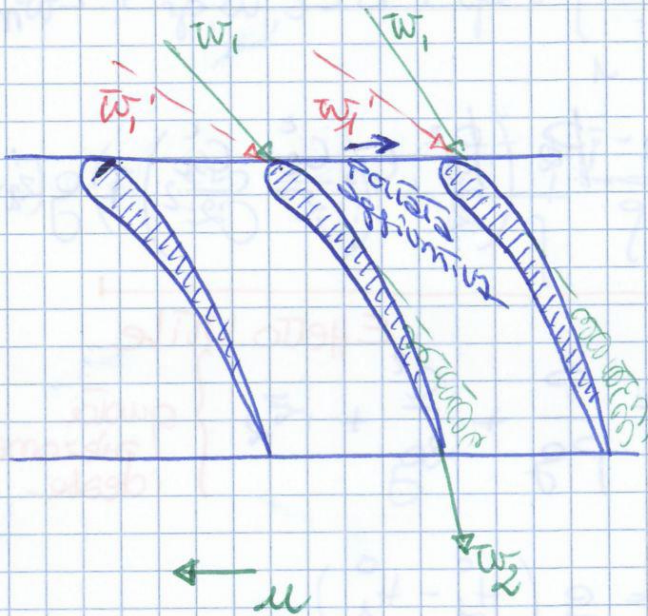
STALLO

COMPRESSORE ASSIALE

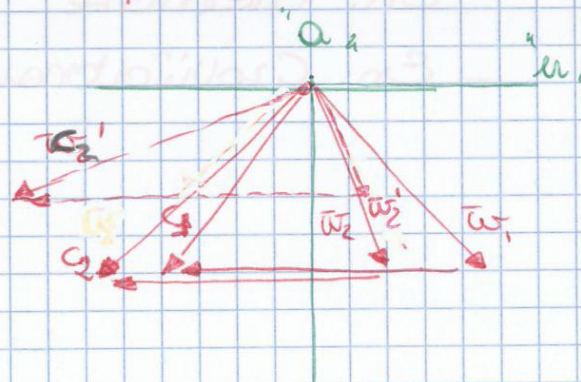
"Girante,"



"Indico il funzionamento sulle nuove condizioni"



"Diffusore"



si può dire anche lo stallo nel "diffusore", che è di tipo Rotante

(mentre nelle "Giranti" è sempre contro-Rotante)

$$H_u = H_2^0 - H_1^0$$

$$L_p = \rho H_u + L_{wm}$$

$$L_{p, is} = \rho H_u \leftarrow$$

ha validità anche nel caso di strutt. multi (che è un caso particolare)

$$L_p = L_{p, is} + L_{wm}$$

qui è valido rispetto ai turbo-compressori, perché qui non si ha il fenomeno del contro Recupero

nel caso del turbo compressore $L_c \neq L_{c, is} + L_{wm}$ $\eta_{yc} \neq \eta_{is, c}$

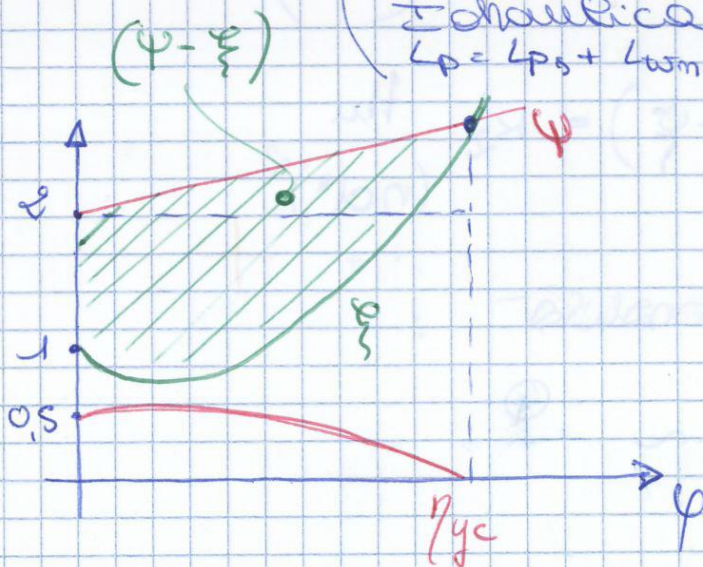
$$\eta_{is, p} = \frac{L_{p, is}}{L_p} = \frac{L_{p, is}}{L_{p, is} + L_{wm}}$$

rendimento isentropico

$$\eta_{y, p} = \frac{L_p - L_{wm}}{L_p} = \frac{L_{p, is}}{L_p} = \eta_{is, p}$$

rendimento idraulico

nel caso della macchina idraulica $L_p = L_{p, is} + L_{wm}$



per il passaggio da questo tipo di rappresentazione grafica ingegneristica a quella per uso utente, occorre fare delle trasformazioni