



Appunti universitari
Tesi di laurea
Cartoleria e cancelleria
Stampa file e fotocopie
Print on demand
Rilegature

NUMERO: 2224A

ANNO: 2017

A P P U N T I

STUDENTE: Trabace Maria

MATERIA: Fondamenti di Macchine - Prof. Casalino

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.**

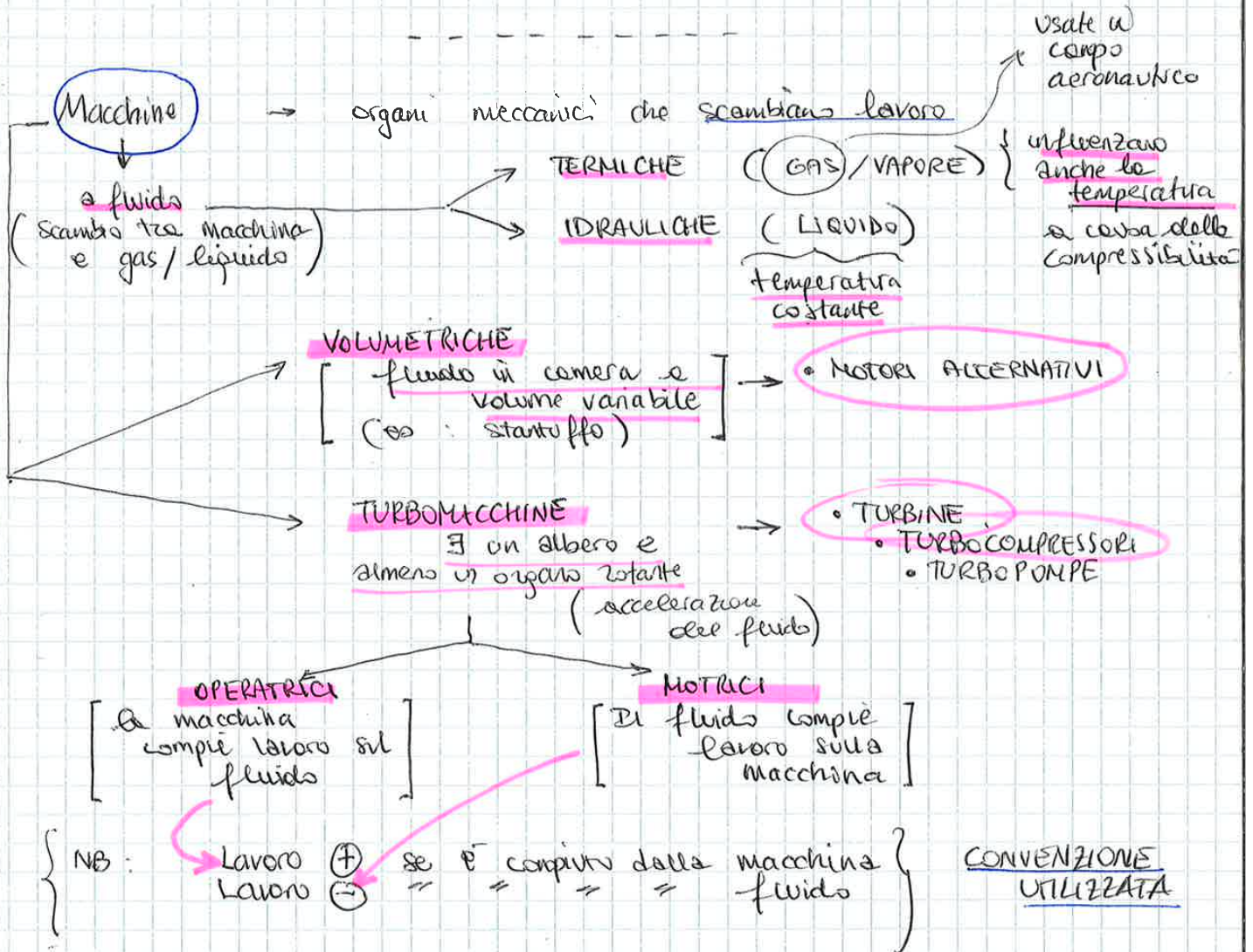
MACCHINE e PROPULSIONE

29/09/2016

LEZ ①

Testi :

- "Macchine Vol 1" : "Beccari", Clut.
- "Motori alternativi", Colasurdo
- "Mechanics and Thermodynamics Propulsion", Hill - Peterson (PDF)

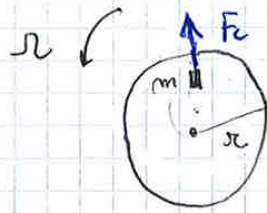


- I PROPULSORI sono costituiti da più macchine.



Eq

SIST. RF ROTANTE con velocità ω



decelerazione centripeta

$$F_c = \omega^2 r m$$

$$\left. \begin{aligned} dL_{Fc} &= \omega^2 r m dr \\ L_{Fc} &= \int_1^2 \omega^2 m r^2 - r_1^2 \end{aligned} \right\} \text{integro}$$

$\omega r = v$

Velocità di trascinamento

$$L_{Fc} = m \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

passando alle grandette massiche:

$$E_{CF} = -L_{Fc} = -\frac{v^2}{2}$$

NB: L'energia è una funzione di stato: per variare l'energia interna si può scegliere una trasformazione "a piacere", visto che dipende solo dallo stato iniziale e finale.

$m = 1$

ipotesi transf. ISOCORA (V costante)



$$dQ + \cancel{dW} = dU + \cancel{dF_c} + \cancel{dE_g} + \cancel{dE_{CF}}$$

\downarrow volume costante e sistema "fermo"
 \downarrow fluido fermo
 \downarrow quota costante

Calore specifico a volume costante:

$$c_v = \frac{dQ}{dT}$$

$$dU = c_v dT$$

qualunque sia la trasformazione

def \rightarrow
 transf \oplus
 1° principio

$$dQ_e + dL_s = c_v dT + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + g dz = \frac{dv^2}{2}$$

1° principio caso stazionario:

$$dQ_e + dL_e = dm (E_2 - E_1)$$

$$E_i = E_{int} + E_{ext}$$

Potenza termica:

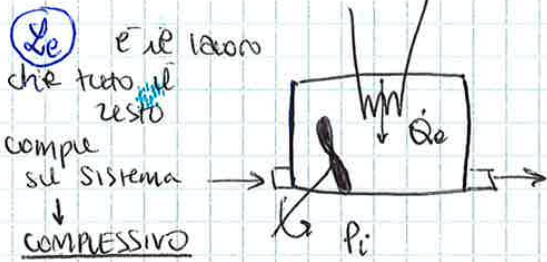
$$P_T = \dot{Q}_e = \frac{dQ_e}{dt}$$

fornita dall'esterno
nell'unità di tempo

Potenza interna:

$$P_i = \frac{dL_i}{dt}$$

lavoro "interno" dovuto ad
organismi mobili
(statoruffo, elica,
ecc...)



L_e è il lavoro
che tutto il resto
compie sul sistema
↓
COMPRESSIVO

Nel lavoro esterno rientra anche
quello compiuto dall'aria esterna
sull'aria che entra (ma non ci
interessa)

$$dL_e = P_i dt + dL_1 + dL_2$$

tra l'aria che
esce e
l'uscita
all'ingresso

Esprimi il volume:

$$dV = A dx$$

$$F = PA$$

tra l'aria
che entra e
l'ingresso

$$\rho = \frac{dm}{dV}$$

all'uscita

$$-dL = F dx = p A dx = p dV$$

$$-dL_1 = p_1 dV_1 = p_1 v_1 dm_1$$

$$-dL_2 = -p_2 dV_2 = -p_2 v_2 dm_2$$

all'uscita

v_1
 v_2 volumi
specifici

è il lavoro che
compie l'aria che
sta fuori

Lavoro di spostamento:

$$(p_1 v_1 - p_2 v_2) m dt$$

il lavoro che il
fluido riceve per il solo
fatto che si sposta

Il primo principio diventa:

$$\dot{Q}_e + P_i + (p_1 v_1 - p_2 v_2) \dot{m} = \dot{m} (E_2 - E_1)$$

$$\dot{Q}_e + P_i = \dot{m} (U_2 + p_2 v_2 + E_{cgf_2} - (U_1 + p_1 v_1 + E_{cgf_1}))$$

Entalpia:

$$i = U + p v$$

$$\dot{Q}_e + P_i = \dot{m} [i + E_{cgf_2} - (i_1 + E_{cgf_1})]$$

Calore esterno massico:

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}}$$

Lavoro interno massico:

$$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}}$$

→ rapportati
alla
 \dot{m}

!!!

$$\dot{Q}_e + L_i = i_2 - i_1 + E_{cgf_2} - E_{cgf_1}$$

$$di = c_p dT$$

calore specifico a
pressione
costante

(valido per
tutte le
trasformazioni)

05/10/2016

Lagrangiana : $Q_e + L_e = \Delta U + \Delta E_{cgf}$

$L_e = - \int p dv + \Delta E_{cgf} + L_w$

Euleriana : $Q_e + L_i = \Delta U + \Delta E_{cgf}$

$L_i = \int v dp + \Delta E_{cgf} + L_w$

Ci riferiamo ai gas perfetti :

$p v = R T$

$C_p - C_v = R$

$\frac{C_p}{C_v} = \gamma$

$R = \frac{R^*}{M}$ - $8314 \frac{J}{mol \cdot K}$
 - R^* - R gas costante
 - M - peso molecolare

C_p e C_v costanti.

TRASFORMAZIONI

1) **ISENTROPICA** ($S = cost$)

è un'adiabatica ideale

Rela del di entropia :

$ds = \frac{C_p dT}{T} - \frac{v dp}{T}$; (forma euleriana)

$ds = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$

se $\Delta S = 0 \Rightarrow$

$C_p \int_1^2 \frac{dT}{T} - R \int_1^2 \frac{dp}{p} = 0$;

$C_p \ln \frac{T_2}{T_1} = R \ln \frac{p_2}{p_1}$;

$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{R/C_p}$;

$\Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{R}{C_p}}$

$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{\gamma-1}$

$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\gamma \Leftrightarrow$

$p v^\gamma = costante$

è un aumento di p corrisponde un aumento di T e una diminuzione di v

(caso generale)

2) **POLITROPICA**

$p v^m = costante$

, con $m \neq \gamma$

Analogamente :

$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$

$v = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{m}} \cdot v_1$

$\Rightarrow \int_1^2 v dp = \int_1^2 \left(p^{-1/m} \right) dp \cdot p_1^{\frac{1}{m}} \cdot v_1$
 $= \frac{m}{m-1} p_1^{\frac{1}{m}} v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$

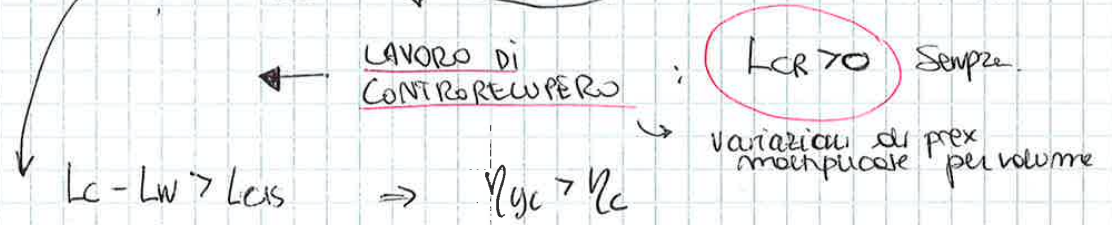
$\int_1^2 v dp = \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$

$L_c = \int_1^2 v dp + \cancel{\Delta E_{gc}} + L_w$; $L_c - L_w = \int_{1,m}^2 v dp =$ (area piana) (lungo una curva di exp m)
 $L_{cis} = \int_{1,8}^{2,5} v dp + \cancel{\Delta E_{gc}} + L_w$ (lungo una curva di exp r) caso isentropico

$\Rightarrow \eta_{yc} = \frac{\frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)}{C_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)} = \frac{m}{m-1} \frac{R}{C_p} = \frac{m-1}{m} \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma}$

oppure : $\frac{m-1}{m} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_{yc}}$ (**) non interoga su questo

Per ottenere l'altra espressione del lavoro basta sostituire (**) in $L_c = L_{cis} + L_w + \int_1^2 v dp - \int_1^{2,5} v dp$ dalle stesse delle 2 equazioni e ...



• Aumentando la compressione e costante il controrecupero aumento le variazioni di volume ; se v non c'è.

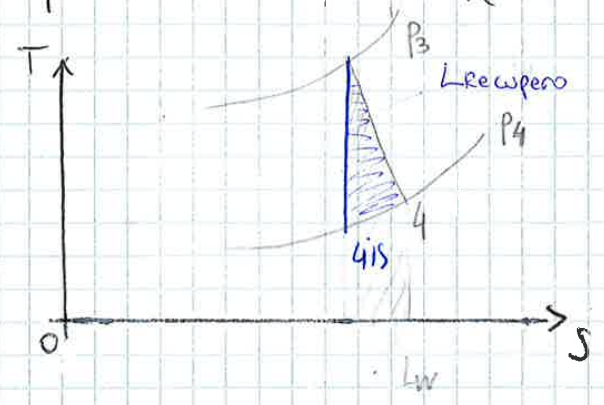
4) ESPANSIONE ADIABATICA

- $\Delta E = 0$
 - $\Delta E_{gc} = 0$
 - $\Delta E_c = 0$
- (ipotesi considerate)

Se c'è espansione, il lavoro interno è negativo (macchine motrici)

Lavoro di Turbina : $L_t = -L_i$

1° principio : $L_T = C_p(T_3 - T_4) + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2}$



Rendimento adiabatico

$$L_{TIS} = c_p (T_3 - T_{4IS})$$

$$L_T = c_p (T_3 - T_4)$$

$$T_{4IS} = \frac{T_3}{\beta_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} < T_4 = \frac{T_3}{\beta_T^{\frac{m-1}{m}}}$$

Si dice che $T_{4IS} < T_4$ allora $L_{TIS} > L$

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{TIS}}$$

Quindi:

$$L_T = \eta_T c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

$$L_T = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_T^{\frac{m-1}{m}}} \right)$$

Rendimento politropico

$$\eta_{yT} = \frac{L_T}{L_T + L_W}$$

Analogamente:

$$\eta_{yT} = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1} R T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)}{\frac{m}{m-1} R T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_T^{\frac{m-1}{m}}} \right)} \Rightarrow \frac{m-1}{m} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \eta_{yT}$$

oss:

$$L_T = L_{TIS} - L_W + \int_4^3 v dp - \int_{4IS}^3 v dp, \quad \eta_T > \eta_{yT}$$

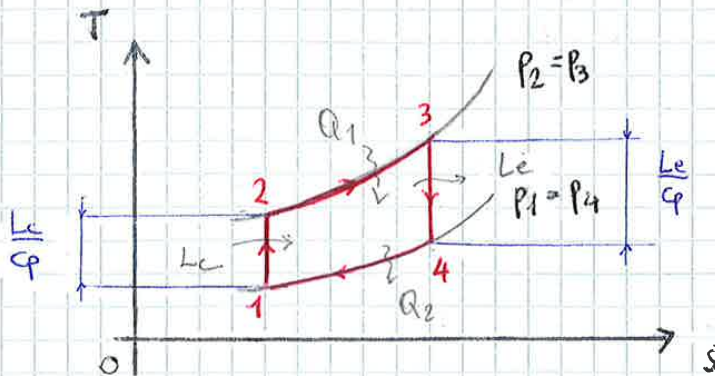
LAVORO DI REVERSO

Esprimendo la temperatura in funzione del lavoro:

$$\begin{cases} T_2 = T_1 + \frac{L_C}{c_p} \\ T_4 = T_3 - \frac{L_T}{c_p} \end{cases}$$

CICLO A GAS (o ciclo JOLLE-BRAYTON)

- CASO IDEALE : 2 ISO-P (L_i = L_w = 0)
2 ISO-S (Q_E = L_w = 0)



Rapporto di compressione (e di espansione)

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$$

di rend.

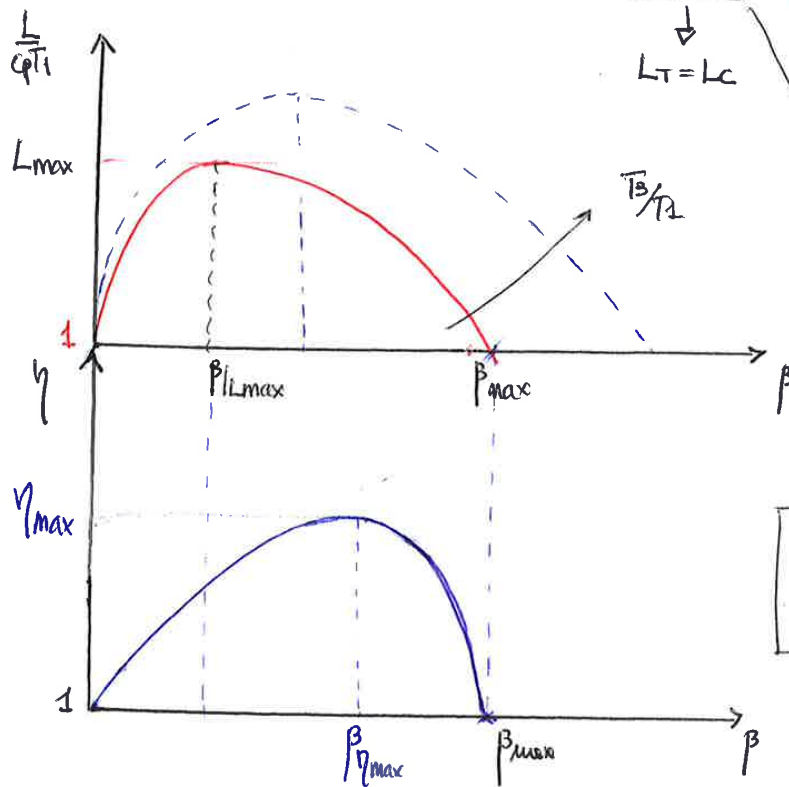
Nel punto in cui non
c'è lavoro, sto
compimendo ma non
posso scaldare ulterioz
mente perché "soglia"
alla temperatura max,
quindi espandi.



(B-1)

Spostandosi a destra,
diminuisce il lavoro
ma aumenta il
rendimento
(bisogna trovare un
compromesso)

Grafici:



$$L=0 \Rightarrow \begin{cases} \beta_{max} = \left(\eta_r \eta_c \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \\ \beta_{min} = 1 \end{cases}$$

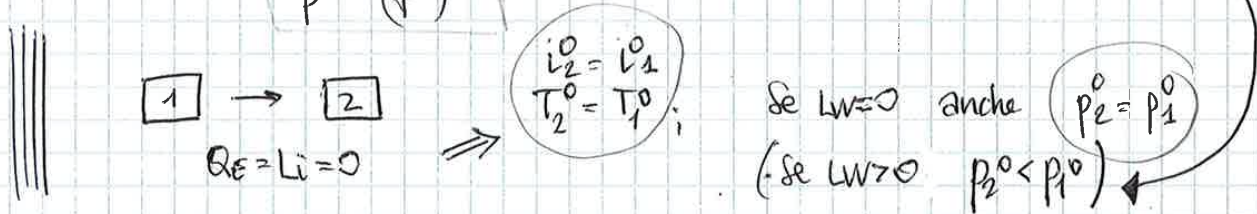
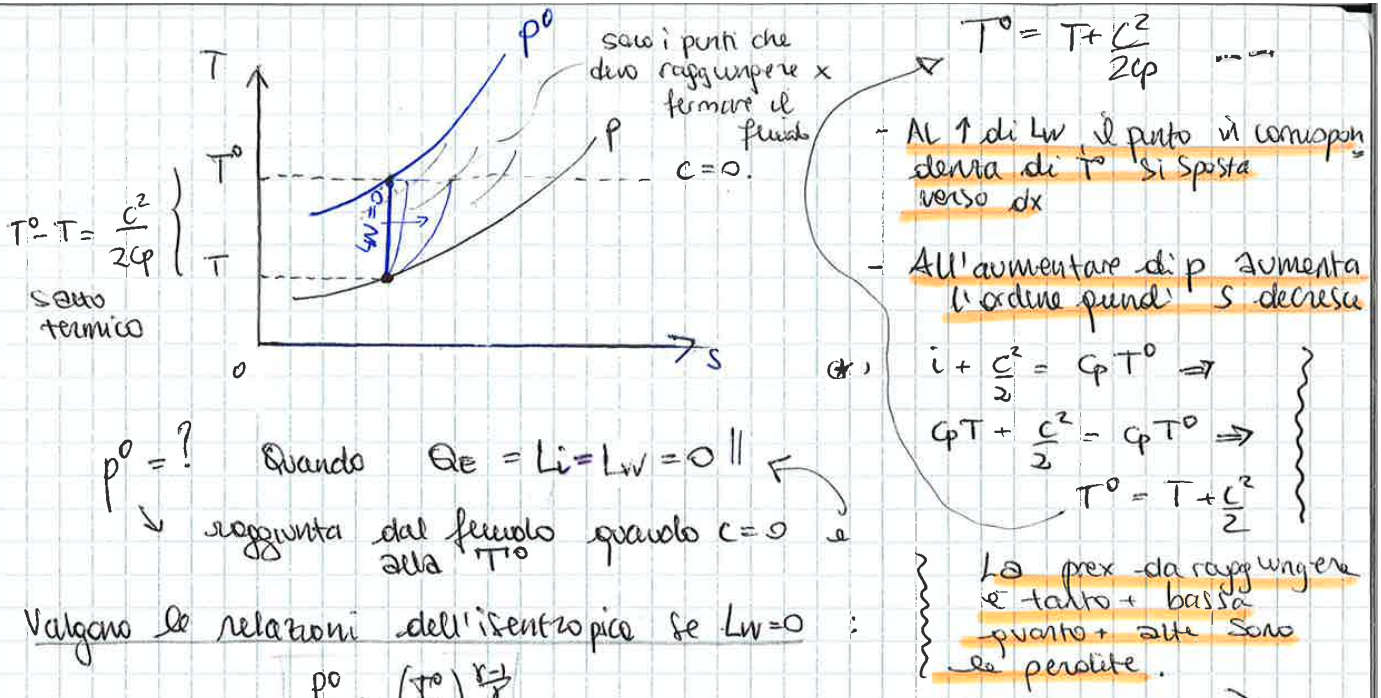
\downarrow
 $L_T = L_C$

* implica $\alpha_1 > 0$, cioè devo cambiare forma e colore

Se $T_3 \uparrow$ allora T_1 β_{max} si sposta a destra e $L_{max} \uparrow$.

$$\beta_{L_{max}} < \beta_{\eta_{max}} < \beta_{max}$$

Se β aumenta T_2 aumenta $\rightarrow T_3 - T_2$ diminuisce $\rightarrow \alpha_1$ diminuisce



LAVORO IN PRESENZA DI $\Delta E_c \neq 0$

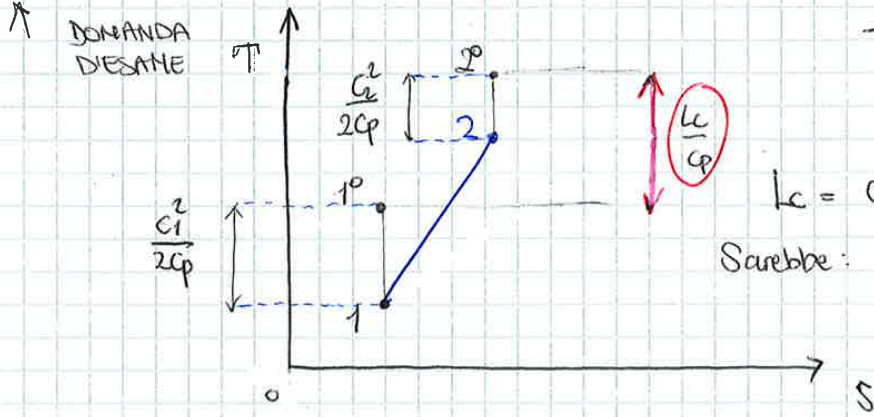
- Flusso Stationario e adiabatico
- Gas ideali e perfetti
- SRF fisso

(lavoro non nullo)

$L_i = \Delta i + \Delta E_c = \Delta i + \Delta \frac{c^2}{2}$
 $\Rightarrow L_i = \Delta i^0 = c_p (T_2^0 - T_1^0)$ (*)

se forniamo lavoro a un fluido, questo o aumenta di velocità o aumenta di temperatura

ES: Nello statore di una turbina siccome il lavoro è nullo ed il flusso è adiabatico allora la temperatura totale si conserva



$$\eta_c = \frac{L_{cid}}{L_c} \Rightarrow L_c = \frac{1}{\eta_c} L_{cid}$$

Non ci interessa tanto la pressione statica quanto quella totale

- La p^0 rappresenta il limite di press che poter raggiungere una volta che il fluido si arresta (senza calore e senza lavoro)

- In un compressore ci interessano la T_2^0 e la p_2^0 ;

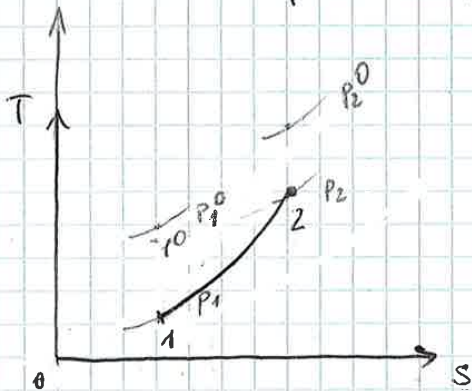
APPROCCIO TOTAL TO TOTAL

A parità di p^0 posso portare il fluido in qualunque combinazione press-velocità.

$$\beta_c = \frac{p_2^0}{p_1^0}$$

$$L_{cis} = c_p (T_{2s}^0 - T_1^0)$$

per passare dalla p_1^0 alla p_2^0 in modo isentropico



$$L_{cis} = c_p T_1^0 \left(\frac{T_{2s}^0}{T_1^0} - 1 \right)$$

$$= c_p T_1^0 \left[\left(\frac{p_2^0}{p_1^0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$L_c = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1^0 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

sempre circa 0,8

$$\Rightarrow T_2^0 = T_1^0 + \frac{L_c}{c_p} \Rightarrow T_2^0 = T_1^0 \left(\frac{p_2^0}{p_1^0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_c \gamma}}$$

$$L_c = c_p T_1^0 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\eta_c \gamma}} - 1 \right)$$

- ESPANSIONE ADIABATICA -

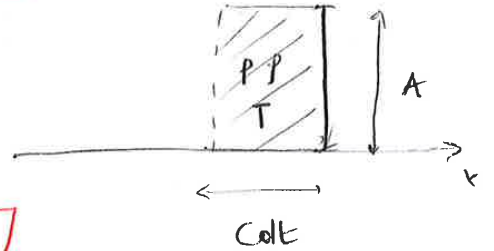
- Quando ho più macchine in serie è utile adottare il total to total

- se all'uscita della macchina non c'è nulla (scarico nell'ambiente) posso adottare TOTAL TO STATIC

PORTATA →

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho CA$$

- Fluido 1-D
- Grandezze uniformi su A
- Moto stazionario.



(def)

portata in volume:

$$Q_v = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

\dot{m} e Q si conservano sempre nel caso di liquidi in moto stazionario, nei gas Q no si conserva.

- Tipicamente la ~~pressione~~ ^{densità} può variare da punto a punto nella sezione. Unl'altro grandezze costanti → **< grandezze totali >**

1) Scrivo la densità sfruttando la relazione iso-s:

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \rightarrow \rho = \rho_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

2) Scrivo la velocità sfruttando il 1° principio in forma mista:

$$L_i = \int_p^{p_0} \frac{1}{\rho} dp + \frac{L_g}{\rho} + \frac{L_p}{\rho} + L_c + \frac{L_v}{\rho} = 0; \text{ (grandezze totali)}$$

$$\int_p^{p_0} \frac{\rho_0}{\rho_0} \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{1}{\gamma}} dp = \frac{c^2}{2}; \quad \frac{c^2}{2} = \frac{\rho_0}{\rho_0} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \right]_p^{p_0}$$

$$\Rightarrow \frac{c^2}{2} = \frac{\rho_0}{\rho_0} \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \rightarrow c = \sqrt{2 \frac{\rho_0}{\rho_0} \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}$$

3) Scrivo la portata:

$$\dot{m} = \rho_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_0} \cdot 2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

↳ porto dentro il termine e fuori l'altro

$$\dot{m} = \frac{\rho_0}{\rho_0} \rho_0 \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_0}} \cdot A \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

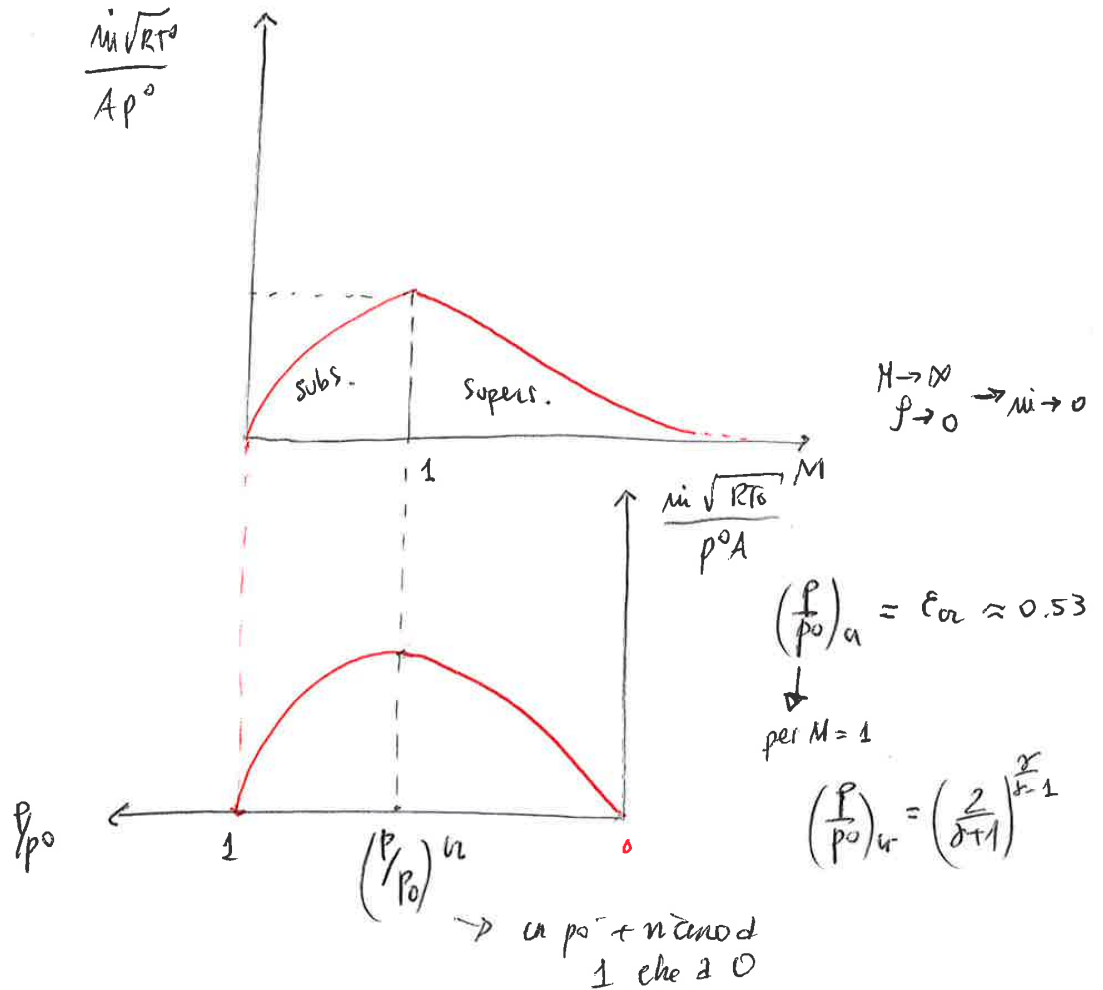
$$\Rightarrow \dot{m} = \frac{\rho_0}{\sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_0}}} \cdot A \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

1° formula della \dot{m}

Semplificazione: Def e Studio della portata corretta

• Fissando le grandezze totali, definisco:

$$m_c = \frac{m_i \sqrt{RT_0}}{p^0 A}$$

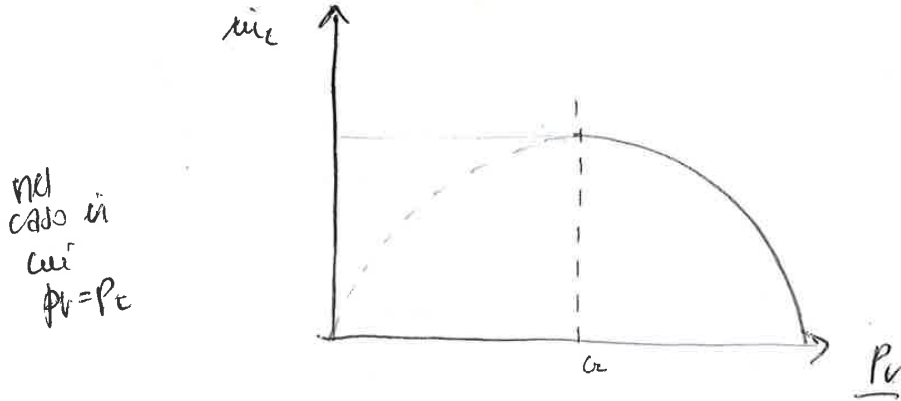


- Se dunque conosciamo le grandezze totali, l'area e il Mach, possiamo trovare m_i ed m_c
- Le espressioni trovate sono valide localmente;
- Densità e velocità hanno 2 comportamenti opposti:

$C \uparrow, \rho \downarrow, p \downarrow, M \uparrow, T \downarrow$	SUBS:	$C \uparrow, p \uparrow$
$C \downarrow, T \uparrow, p \uparrow, \rho \uparrow, M \downarrow$	PC	SUPERS: $C \uparrow, p \downarrow$

$$\Rightarrow \dot{m}_c = \frac{p_{in}^0 A_t}{\sqrt{RT_{in}^0}} \sqrt{\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \left[\left(\frac{p_v}{p_{in}^0}\right)^{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} - \left(\frac{p_v}{p_{in}^0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

Visto che sono note le grandezze di monte e di valle, traccio l'andamento di \dot{m}_c in funzione di p_v/p_{in}^0



L'impossibilità di un flusso di superare $Ma = 1$ in un convergente è spiegato fisicamente: se alla sezione "t" il flusso uscirà con $Ma = 1$ e diminuirà la pressione di valle il flusso fuori dall'ugello accelererà per differenza di pressione, ma all'interno dell'ugello non arriverà mai perché il segnale della diff. di pres. (che viaggia a $Ma = 1$) ci mette a raggiungere una particella interna all'ugello in un intervallo di tempo uguale a quello della stessa particella che sta uscendo, quindi risentirà della diff. di pres. solo all'esterno.

GRAFICO

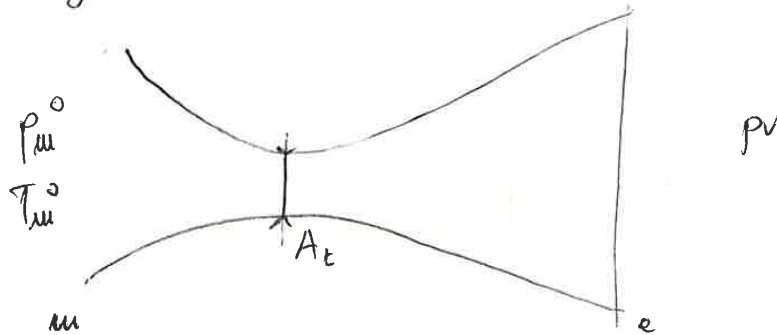
• $p_v/p_{in}^0 < (p/p_0)_c \Rightarrow$ ugello critico

$$\left\{ \begin{array}{l} Ma = 1 \\ p_{in} \neq p_v \end{array} \right. \rightarrow \dot{m}_{c,c} = \frac{p_{in}^0 A_t}{\sqrt{RT_{in}^0}} \sqrt{\frac{\gamma}{\frac{\gamma+1}{2}}} \quad (\text{costante})$$

• $p_v/p_{in}^0 > (p/p_0)_c \quad p_v \neq p_c \quad \left(\text{caso } M_e \text{ e } M_c \text{ da } \frac{p_c}{p} = \frac{p_v}{p_{in}^0} \right)$

UGELLO CONVERGENTE - DIVERGENTE di DE LAVAL

Un semplice convergente non può superare $M=1$. Ma ciò è possibile se in coda a un ~~convergente~~ convergente attacca un divergente.



$p_v = P_{in}^0$

$dp=0 \rightarrow$ velocità nulla \rightarrow portata corretta calcolata in A_t nulla.

$p_v < P_{in}^0$

particelle accelerate verso l'uscita dell'ugello. La pressione nel convergente diminuisce mentre $M \uparrow$ (ma rimane subsonico); nel divergente la pressione aumenta e $M \downarrow$. La portata avrà andamento classico e $P_e^0 = P_{in}^0 \Rightarrow P_e = p_v$

Abbassando ancora la pressione $p_v \rightarrow$ CONDIZIONE LIMITE

Raggiungo $Ma=1$ nel convergente. Se poi piovole Mach è di un infinitesimo inferiore a 1 allora nel divergente il flusso si comporterà come subsonico. Si nota che avendo espresso la portata corretta con A_t il punto A_t non sarà in corrispondenza di $M=1$ ma un po' prima.

(grafici)



l'urto che aumenterà la sua pressione fino al valore imposto.
 Le onde d'urto fanno sì che $p_v = p_e$ ma $p_e \neq p_{in}^0$ (dissipazioni)
 Abbassando ulteriormente sotto la p_{lim} le onde d'urto si spostano a destra finché non raggiungono l'uscita.

Nel tratto rimanente si ha che $p_e \neq p_v$ ma $p_e^0 = p_{in}^0$ (adattamento).
 Se $p < p_{ad}$ il flusso si espande fuori dall'ugello;
 Se $p > p_{ad}$ il flusso si combina con le onde d'urto fuori dall'ugello.
 Se $p \gg p_{ad}$ si forma un'onda d'urto obliqua all'interno dell'ugello.

⇒ È opportuno evitare di lavorare con $p_{in} < p < p_{ad}$.
 Le zone utili sono sotto la p_{lim} dove ho subsonico fino a p_{in} dove $M=1$ oppure per $p_e = p_{ad}$ flusso supersonico.

CONDIZIONI DI ADATTAMENTO ho MASSIMA SPINTA

Valutiamo la $\dot{m} = f(p_v/p_{in}^0)$ nota la p_{lim} .

1) $p_v/p_{in}^0 > (p/p_{in}^0)_{lim} \rightarrow$ ugello SUBSONICO, adattato e reversibile

$$\dot{m} = \frac{p_{lim}^0 \cdot A_e}{\sqrt{R T_{lim}^0}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_e}{p_{lim}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_e}{p_{lim}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

⇒ ugello convergente subsonico.

2) $p_v/p_{in}^0 < (p/p_{in}^0)_{lim} \rightarrow$ la portata è costante in tutte le sezioni → spunto e gradiente di gola

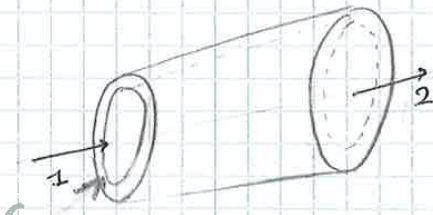
$$\dot{m} = \dot{m}_c = \frac{p_{in}^0 A_c}{\sqrt{R T_{in}^0}} f(M=1) \rightarrow$$

uso la formula della portata critica

Per valutare p_{lim} e p_{ad} considero ugello adattato
 ugello le 2 portate :

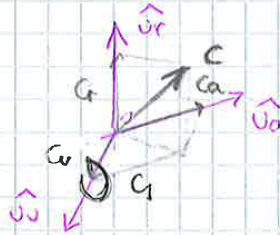
Ip : h paletta \ll raggio.

(Volume di controllo)
Vc



ω rotaz.

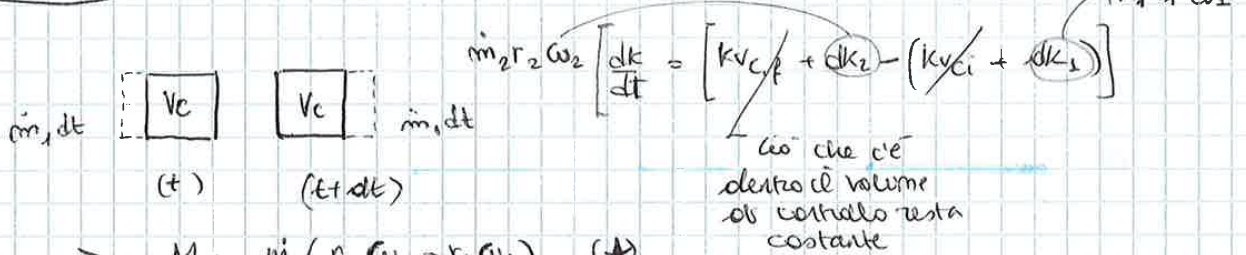
$$\vec{c} = \underbrace{c_a \hat{u}_a}_{c. \text{ assiale}} + \underbrace{\omega \hat{u}_\theta + c_r \hat{u}_r}_{c. \text{ tangenziale}}$$



- Qual è l'effetto di una coppia applicata a una corrente?
- Applico conservaz. Momento Angolare per calcolare la coppia totale M

$$M_{\text{ris}} = \frac{dK}{dt} \quad (\text{valido sia per palettature fisse che mobili})$$

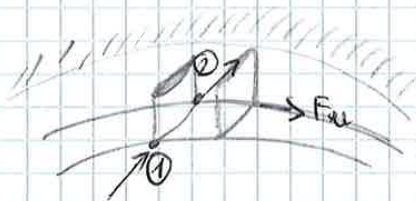
STAZIONARIETA': $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ (portate in ingresso e uscita)



$$\Rightarrow M = \dot{m} (r_2 \omega_2 - r_1 \omega_1) \quad (*)$$

\hookrightarrow Solo ω da momento

- ① Ingresso Rotore
- ② Uscita Rotore



\triangleright Se trascurando l'effetto risultante dalle forze d'attrito sulle superfici interne (causate da componenti tangenziali al flusso all'aria)

$$M = N_{\text{pale}} \cdot F_u \cdot r \quad (\text{complessivo})$$

con F_u = forza esercitata dalla paletta sul fluido ($L_i > 0$ nel compressore)

Il momento è dovuto unicamente al rotore

Nel caso di turbina, F_u è esercitata dal fluido sulla paletta ($L_i < 0$)

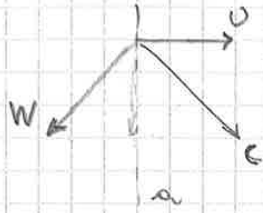
POENZA SCAMBIATA:

$$P = M_{\text{rot}} \cdot \omega = \dot{m} \omega (r_2 \omega_2 - r_1 \omega_1) \quad (*)$$

\hookrightarrow **LAVORO INTERNO:**

$$\frac{P}{\dot{m}} = L_i = \omega (r_2 \omega_2 - r_1 \omega_1)$$

• MACCHINA ASSIALE
($c_r = 0$)



• MACCHINA RADIALE
($c_a = 0$)



19/10/2016

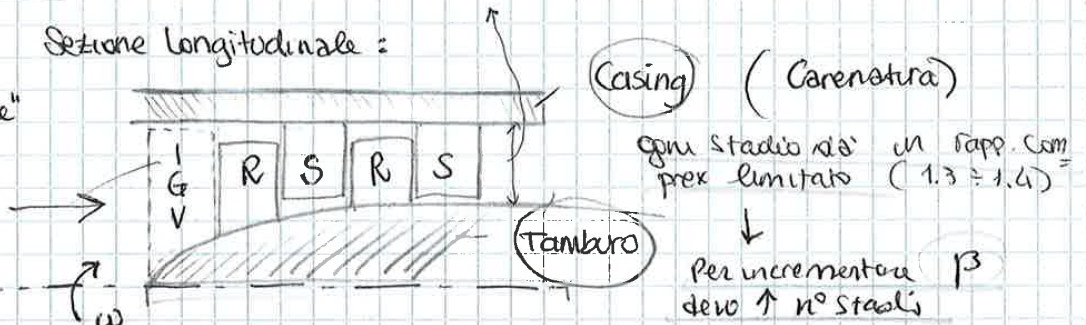
TURBOMACCHINE

COMPRESSORE ASSIALE

l'area del compres (spazio tra casing e tamburo) va via via riducendosi *

Sezione longitudinale =

IGL: "Inlet Guide Vane"
R+S = Stadio



asse rotazione

ω

$\left\{ \begin{array}{l} C_a \\ C_o \\ C_r \end{array} \right.$ "di portata" costante
($\neq 0$ per avere lavoro)
 $C_r \approx 0$
c. tangenziale

* $\dot{m} = \rho C_a \cdot A$
(costante se moto stazionario)
 $\dot{m}_{ultimo} = \dot{m}_{prima}$

- Il flusso non va in direzione radiale perché c'è il casing e anche il tamburo.
- Negli ultimi stadi p e $\rho \gg p$ e ρ iniziali.

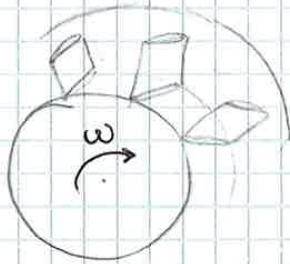
se $C_a \uparrow$ allora il flusso \dot{m} diventa supersonico \rightarrow onde d'urto \rightarrow stalli

- In un compressore è bene che la C_a sia costante; \exists un valore ottimale che \dot{m} fa funzionare bene lo stadio. Più C_a è piccolo, più la A è grande quindi serve bisogno di macchine + grosse

C_a costante

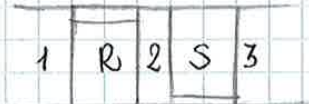


A deve diminuire in base a tutte le ipotesi fatte



← vista frontale

STADIO



$$\rho_1 C_a A_1 = \rho_2 C_a A_2$$

$$\rho_1 A_1 = \rho_2 A_2$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

$\rho \uparrow \rightarrow A \downarrow$

$L_c = u_2 C_{u2} - u_1 C_{u1}$
(il lavoro avviene solo nelle rotore statore)

Triangoli di velocità:

- \vec{c} "vel assoluta del fluido" Ser. fisso
- \vec{w} "vel. relativa del flusso risp. alle pale"
- \vec{u} "vel pala"

$\vec{w} + \vec{u} = \vec{c}$

Compressore assiale :

$C_2 = C_1 = U = WR$ (no velocità radiale)
 $[r_1 = r_2]$
 $[C_r = 0]$

Scelto il triangolo di velocità posso costruire le palette

$\Rightarrow L_c = U(C_{2t} - C_{1t})$

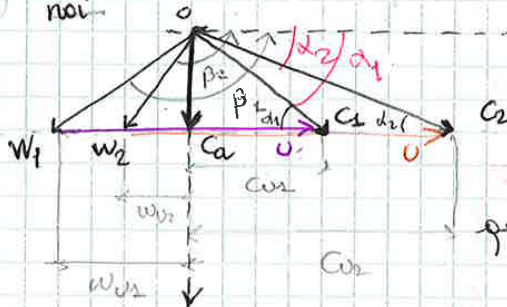
Studiamo il comportamento dello stadio al raggio medio (altezza piccola delle palette) (Dover considerare velocità diverse al tip e all'hub)

$C_{01} = C_{02} = C_a$

lo assumiamo noi

Mincondiz a 2 componenti:

C_2 a destra di C_1 per avere lavoro \oplus



$(U = W_2)$

Le componenti le consideriamo con segno;

Hp (ca costante, punti x avere ca tutte le velocità devono finire su questa quota

$C_{2t} > C_{1t}$

In genere l'aspetto è simmetrico [$C_{01} = W_{02}$ e $C_{02} = W_{01}$];

Ho 2 criteri x scegliere come progettare le palette in base al t.d.v:

① Vin uscita // bordo di fuga (W_2)

de l'angolo d'uscita è "costruttivo", cioè in qualunque condizione di funzionamento dipende solo da come è stato progettato *

Se ho tante palette molto rannicinate allora la differenza tra il bf e le velocità è piccolissima



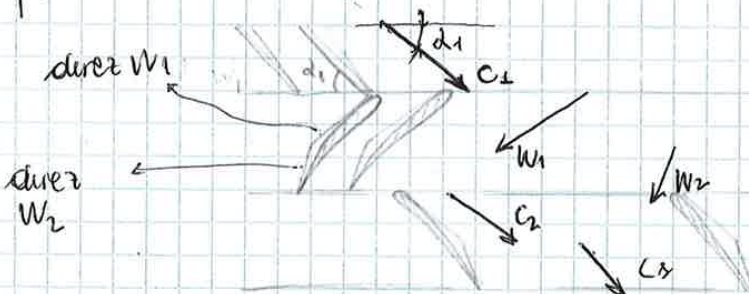
② Stallo se l'incidenza in ingresso è troppo grande $\Rightarrow i = 0$ a progetto (incidenza)

Vin ingresso // bordo d'attacco (W_1)

α_1
 β_2
 α_2
 β_1

costruttivi \Rightarrow direzioni (C_1, W_2) fisse

dependono del funzionamento, cioè da C_1 e U



La direzione di C_1 dipende dalla palette tra che ho davanti, ad esempio 1'IGV

- 1) R
- 2) velocità al rotore, W
- 3) S

Lo stadio deve rallentare la corrente per guadagnare pressione e preparare le "velocità per lo stadio successivo."

stallo (Stallo)

(NB)

- Se Δ simmetrico, allora le palette sono speculari tra R e S.
- Nelle turbine posso notare anche fino 90° , perché l'abbassamento di α prelo allontana il pericolo di Stallo.

$\alpha \Rightarrow 120^\circ$

Coefficiente di perdita

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = \frac{LW}{U^2 \frac{1}{2}}$$

zeta

Def: GIRA CORRETTI

$$\dot{m}_{cor} = \frac{\rho D^3 \omega}{\sqrt{RT_1^0}} \propto \frac{1}{\sqrt{\gamma_1}}$$

↓ diametro del compressore

funzione di γ_1 e φ

(È difficile raggruppare in termini di φ e C_a)

$$\begin{cases} U = \omega r = \omega \frac{D}{2} \\ \omega = 2\pi n \\ \varphi = \frac{\gamma-1}{\gamma} R \end{cases}$$

↓
Riscrivo la mappa in termini di GIRA CORRETTI e PORTATA CORRETTA

portata corretta:

$$\dot{m}_{cor} = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^0}}{P_1^0 D^2}$$

(la stessa degli ugelli)

Si dimostra essere proporzionale a meno di una funzione del Mach, a φ e γ

n_{cor}

$$\dot{m} = \rho C_a A \propto \frac{\rho}{RT} \varphi_0 \cdot D^2 \propto \frac{\rho_0}{RT_0} g(M) \varphi U D^2$$

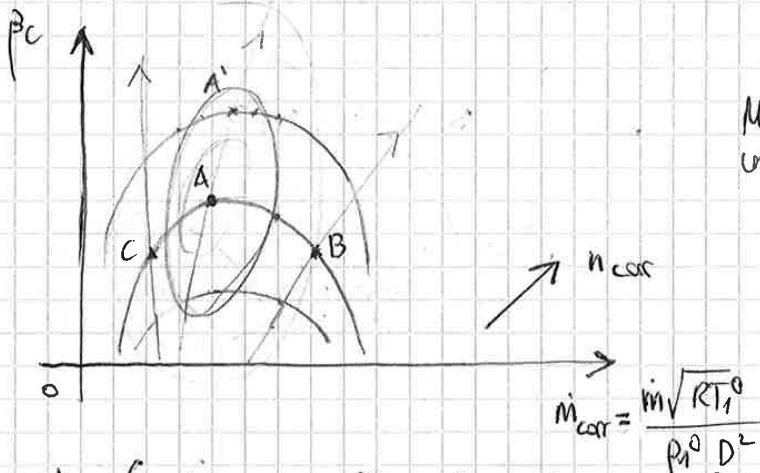
↓ funz. Mach

$$\dot{m} \propto n_{cor} \varphi \frac{\rho_0}{\sqrt{RT_0}} D^2 g(M)$$

$$M_1 = \frac{C_a}{\sqrt{RT_1}}$$

$$\Rightarrow M_1 = \frac{C_a / \sin \alpha}{\frac{\sqrt{\gamma RT_1^0}}{U} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right)}$$

$$\propto n_{cor} \varphi g(n_{cor} \varphi)$$



$$A = \varphi \uparrow = \dot{m}_{cor} \uparrow = \beta_c \downarrow$$

MAPPA COMPRESSORE per un singolo STADIO

OSS: Le curve sono a n_{cor} costante.

A → B : φ aumento
↳ \dot{m} aumenta
 β_c scende

A → A' (diminuisce γ , aumenta n_{cor})
 φ costante → β_c cresce, \dot{m} cresce

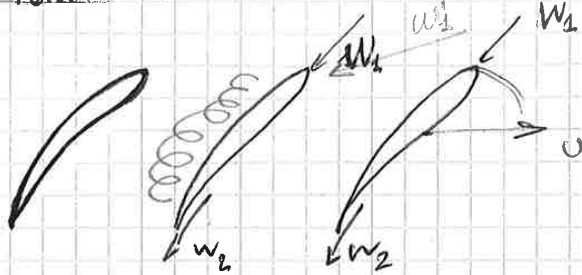
Si possono mettere assieme mappe di + stadi e moltiplicando β fra loro otteniamo β del compressore

Max η sta a destra del max β

Quando ho n troppo alti → $Ma \uparrow$ flusso ipersonico (η peggiora)
bassi → $Re \downarrow$ forte attrito (η peggiora)
prevalevano

Quando tutti i punti η otteniamo le curve iso- η .
"collina"

2) Stallo rotante :



Lo Stallo può insorgere se cambiano le condizioni di funzionamento

↓
Si crea una zona di riciccolo (scia) che impedisce il passaggio del flusso.

⇒ Parte della portata viene "deviata" in altre direzioni. Se parte di quest'aria va a ~~colpire~~ ^{colpire} le w_1 , ne cambia l'incidenza e la velocità → RIPRENDE a funzionare ma mi si Stallo l'altra palette (lo Stallo si propaga)

CAUSE :

- ▷ RIDUZIONE α
- ▷ SOLLECITAZIONI ELEVATE delle PALETTE

• Si verifica in genere se l'incidenza varia troppo rispetto al valore ottimale (oppure una palette danneggiata ecc)
(troppo a sx o troppo a dx, troppo alta o si abbassa troppo)

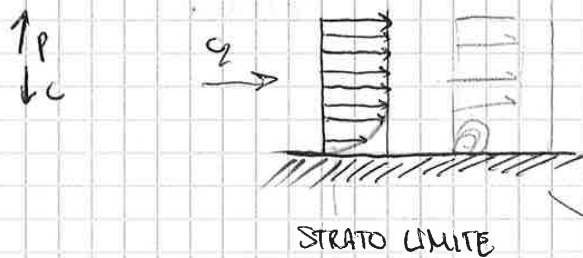
Aerodinamica . LIMITAZIONI SU M_{crit} e sul C_p ca 0.3

① Devo evitare presenza d'onde d'urto (compres subsonici) $M_{del} = \frac{w_1}{\sqrt{\gamma R T_1}} \ll M_{max}$

Posso avere tuttavia compres TRANSONICI che arrivano a $M = 1.5$. Ammissibili solo se il flusso è regolare e so dove ci saranno onde d'urto. Lo posso fare solo nel 1° stadio dove non ci sono le due pale subsonici. dove non ci sono perturbazioni

② $C_{PR} = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \rho w_1^2}$ rotore
In Generale $C_p < C_{pmax} \approx 0.5$

Statore $C_{PS} = \frac{P_3 - P_2}{\frac{1}{2} \rho c^2}$ reolotta di ingresso
Nei compressori C_p non c'è questa limitazione e neanche nello turbina



$P_3 > P_2 \Rightarrow C_3 < C_2$
In questo caso lo Stallo non avviene sulle palette ma sulle caratteristiche

limitazione strutturale

$P_c = \frac{P_3^0}{P_1^0}$; $C_3 = C_2$; $M_3 = M_1 \Rightarrow P_c = \frac{P_3}{P_1}$

Ho un limite sul tapp. di compressione

($\Delta p \uparrow \uparrow$)
Se il rallentamento è troppo notevole, le particelle nello staz. limite si fermano e invertono il moto
↓
vortici

26/10/2016

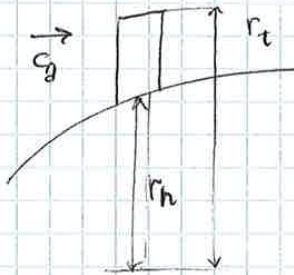
1) EQUAZIONE EQUILIBRIO RADIALE

cosa cambia nel flusso al variare dell'angolo

2) SVERGOLAMENTO PALETTE

"hub" radice
"tip" estremità

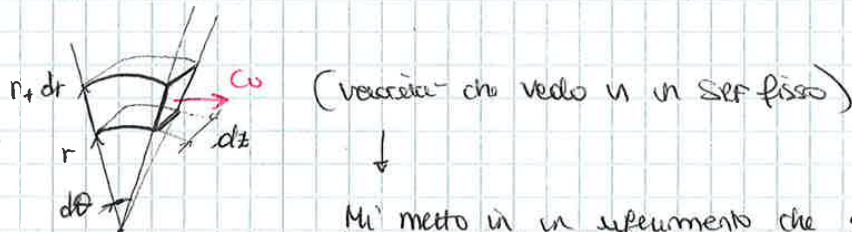
$$r_m = \frac{r_t + r_h}{2}$$



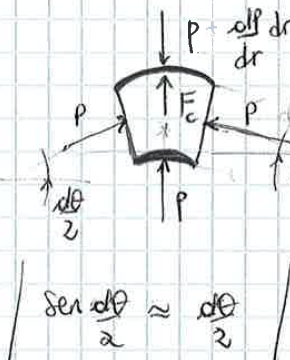
oss 2): se abbiamo macchina assiale allora $q_r = 0$

$$\Leftrightarrow \frac{dr}{dt} = 0 \Rightarrow \Sigma F_r = 0$$

Considero il seguente volume di fluido:



Mi metto in un riferimento che gira con velocità $\omega = \frac{C_u}{r}$



$$\Sigma F_r = 0 \Rightarrow p r d\theta dz + 2p dr dz \sin \frac{d\theta}{2} + (p + \frac{dp}{dr}) (r + dr) d\theta dz - \int \rho d\theta dr dz \frac{\omega^2}{r} = 0$$

forze in direzione radiale

$\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}$
 $p = F$

$$\Rightarrow - \frac{dp}{dr} r d\theta dz + \rho r d\theta dz dr \frac{\omega^2}{r} = 0$$

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{C_u^2}{r}$$

EQUAZIONE EQ. RADIALE

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{C_u^2}{r}$$

se un fluido sta ruotando all'esterno deve avere una certa magnitudine del r piccoli

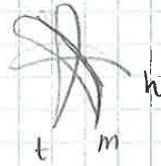
Nei compressori c'è sempre un gradiente di pressione lungo il raggio. Se non ci fosse C_u non ci sarebbe lavoro. L'importante è che la p_0 (pres. totale) non abbia gradiente.

- Ipotesi:
- 1) $\frac{dT_0}{dr} = \frac{dp_0}{dr} = 0$ (fluido uniforme in ingresso)
 - 2) $\frac{dC_u}{dr} = \frac{T_0 \omega}{dr} = 0$ (percente uniformi al variare dell'angolo)

ROTORE



STATORE



La torsione della palette tipicamente diventa molto alta, difficilmente sopportabile a livello strutturale.

2) VORTICE ESPONENZIALE

$$L = w \left[a_2 - a_1 + \left(\frac{b_2 - b_1}{r} \right) x \right]$$

$b_1 = b_2$

w + piccole all'hub e + grandi al tip.

GRADO DI REAZIONE

$$R = \frac{i_2 - i_1}{L_1} = \frac{i_2 - i_1}{i_2^0 - i_1^0} = \frac{i_2 - i_1}{i_3^0 - i_1^0}$$

se $C_3 = C_1$ allora $i_3^0 - i_1^0 = i_3 - i_1$ ($M_3 \approx M_1$)

$$\Rightarrow R = \frac{i_2 - i_1}{i_3 - i_1}$$

$i_3^0 = i_2^0$ hanno lavoro nello statore

1° PRINCIPIO

$$Qe + L_1 = \Delta i + \Delta E_{cpf} \quad ; \quad L_1 = \int v dp + \Delta E_{cpf} + L_2$$

$$R = \frac{P_2 - P_1}{P_3 - P_2}$$

guadagno press rot / guad. press stat

in medio: $R = 0.5$

hub $R < R_m$
tip $R > R_m$

se la palette è molto lunga, all'hub il R può diventare anche negativo

La w potrebbe aumentare tanto da rendere il flusso sovraccarico, e quindi la portata non può più aumentare perché gli ultimi stadi funzionano da tappo → calo di densità

Anche gli stadi finali funzionano male (Co troppo GRANDE)

AP

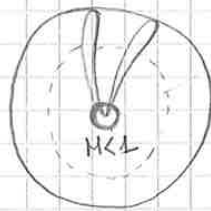


$f_{pulsante} \downarrow$, $U \uparrow \Rightarrow LA W_1$ si sposta verso SX

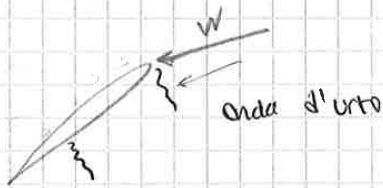
21/10/2016

compressore transonico ($M \approx 1$)
compressori civili (ma principalmente nei fan)

Si usano nei primi stadi dei compressori



$M < 1$
rel

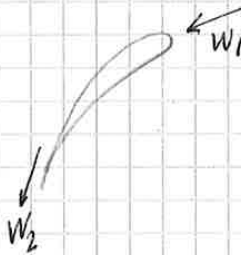


Le onde d'urto vanno interpretate con onde di espansione
L'interazione nel dove interferisce con lo stesso limite per evitare lo stallo.

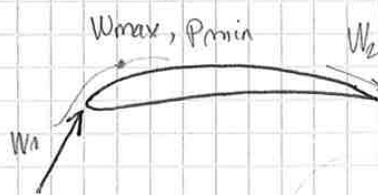
2° onda d'urto ("zetta")
[primi dissipative delle onde d'urto normali]

β di un fan $\approx 1,6 \div 1,7$

N° Pale



Il problema è legato allo stallo sul dorso delle palette.



Se l'incidenza \uparrow , il flusso si deve comprimere velocemente

Def.

Coef. di DIFFUSIONE

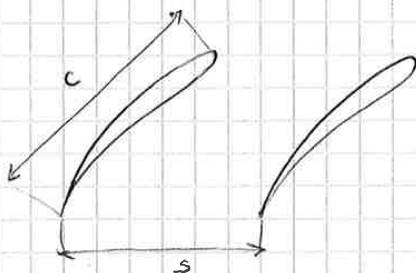
$D < D_{max} \approx 0,5$

per garantire il funzionamento delle palette senza incorrere nello stallo

$$D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{|w_2 - w_1|}{2 \frac{c}{s} w_1}$$

$P_{min} < P_1$

$P_2 > P_1$



c "corda"
s "passo"

Caso ...

Il flusso viene compresso
dalla forte C_p , il che
non porta a un pericolo
di stallo ($u_2 > u_1$).

Valle scure l'eq. RADIALE

$$W_r = C_r :$$

$$\int \frac{dr}{r} = \frac{C_r^2}{2}$$

* La C_1 è più piccola
della W_1 , quindi
il flusso accelera
→ pericolo di
Stallo.

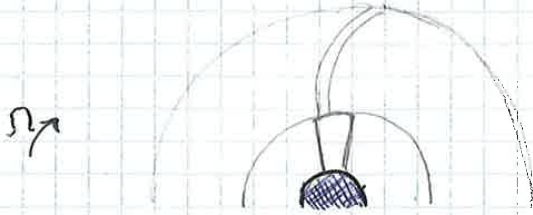
↓

Perché le velocità non
possono essere troppo
grandi sopprimere la
portata vuol dire
sopprimere il
diametro all'ingresso.

↳ limitazione - su
numero di giri

↳ (0,52)
"COMPRESSORE
GRANDE"

Considero non pale radiali ma generiche, ed es. col bordo d'uscita curvato in avanti.



- Trascurando backslip, W_2 // bordo di fuga:
- Devo disegnare il triangolo partendo da U_2 e W_2 , di cui conosco le direzioni.

W_r componente radiale

$$\vec{C}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2$$

$C_{u2} = W_{u2} + U$ (devo usare solo angoli costruttivi, quindi β_2)

$$\begin{cases} W_{u2} = W_2 \cos \beta_2 \\ W_r = W_2 \sin \beta_2 \end{cases} \rightarrow C_{u2} = U + W_r \cotg \beta_2$$

Definisco

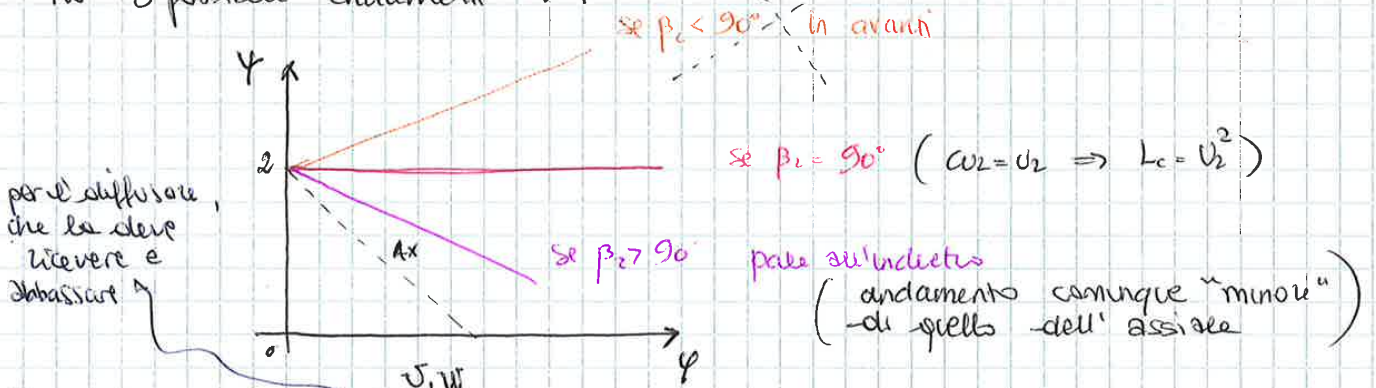
$$\begin{cases} \psi = \frac{W_r}{U_2} & \text{"coeff. portata"} \\ \psi = \frac{L_c}{\frac{U_2^2}{2}} & \text{"coeff. pressione"} \end{cases}$$

Andamento al caso di compressore assiale

Sostituendo nell'espressione del lavoro:

$$\psi = 2(1 + \psi \cotg \beta_2)$$

• Ho 3 possibili andamenti ψ - ψ



A parità di tutto il resto, se le pale sono in avanti comprime di più. Nella pratica se pale in avanti non si usano, perché hanno valori di C_x troppo grandi, dop. la girante che in diffusore che riduce la C e guadagna pressione. La notizia però influenza sui rendimenti (perdite maggiori e ingombri del diffusore); scegliamo pale radiali (impieghi non rilevante importanza). In aeronautica uso PALÉ ALL'INDIETRO, più delicate dal pto di vista strutturale.

$$\beta_2 = 90^\circ \rightarrow L_c = U_2^2$$

• In teoria non ho limitazioni aerodinamiche alla U_2 , ma solo strutturali:

$$\begin{aligned} U_{max} &= 500 \div 600 \text{ m/s} \\ \rightarrow L_c &\approx 250 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

U_2 determina le F_{cf} , responsabili della compres. del flusso che però selezionano anche i materiali.

Assiale

$$L_c = V(C_{w2} - C_{w1})$$

$$L_c = 15 \text{ KJ/kg}$$

La V è limitata a $\approx 300 \text{ m/s}$
 $C_{w2} - C_{w1} \approx 50$

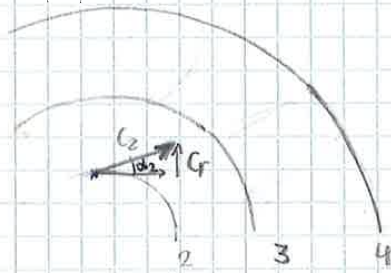
ragioni aerodinamiche

$$\beta_{\text{max}}^{\text{assiale}} \approx 1.3$$

$\beta_{\text{max}}^{\text{rad}}$ può arrivare a 10 (per uno stadio)

Se la portata è $\geq 5 \text{ kg/s}$ spesso compressori assiali. Al di sotto di questo valore di portata delle palette si riduce \rightarrow paragono gli stadi limite e meglio usare il compressore radiale (perdite e dissipazioni)

Diffuser



- Metto un diffusore per palette (2-3) che serve a una prima riduzione della velocità
- La parte da 3-4 è palette \rightarrow DIFFUSER

NON PALETTATO (Stato dopo la girante)

* conservazione portata: $\rho C_2 r = \rho C_3 r_3 = \text{cost}$

* conservazione momento angolare: $r C_2 = \text{cost}$ [equazione vortice libero]

$$\rightarrow r C_2 \cos \alpha = \text{cost}$$

ρ dipende da $C_2 \Rightarrow$ è anche funzione del Mach. $\left\{ \begin{matrix} \alpha? \\ C? \end{matrix} \right.$

Ipotesi: ρh costante

Le 2 equazioni diventano:

$$\begin{aligned} r C \sin \alpha &= k_1 \\ r C \cos \alpha &= k_2 \end{aligned}$$

$$r C = k \Rightarrow \alpha \text{ costante}$$

Se α costante \Rightarrow r C costante

Intervengo sul raggio \times Modifico la velocità

$$r_3 C_3 = r_2 C_2 \Rightarrow \frac{r_3}{r_2} = \frac{C_2}{C_3}$$

La parte non paletteggiata mi permette di rendere subsonico il flusso.

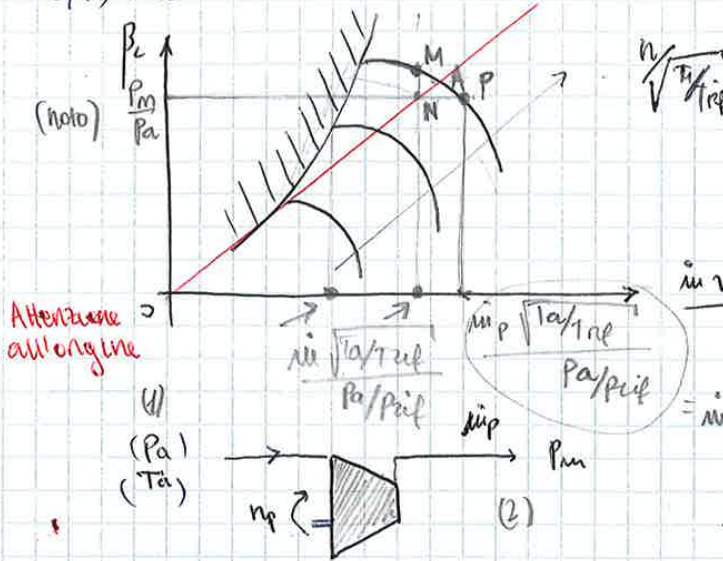
Le linee di corrente sono delle spirali logaritmiche:

RISUMENDO:

La ζ viene rallentata nella parte non pallettata (con un aumento del raggio); poi con della pallettatura velocizza (in termini di cambio di raggio) il rallentamento del f.w.s.s. *

03/11/2016

Dobbiamo considerare la MAPPA del COMPRESSORE.



Attenzione all'origine

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_1/T_{ref}}}{P_1/P_{ref}} = \dot{m}_c$$

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_1/T_{ref}}}{P_1/P_{ref}} = \dot{m}_{cp}$$

Non compare R (aria) e non compare D (compressore sotto a) fuori

$$\beta_{cp} = \frac{P_m}{P_a} \quad (\text{di progetto})$$

"P" è il punto di funzionamento sulla mappa

(4) VARIAZIONE n° GIRI

Per individuare un pt sulla mappa ho bisogno di due condizioni:

$$\begin{cases} P_1 = P_a \\ P_2 = P_m \\ T_1 = T_a \end{cases}$$

cioè le condit. di mandata non cambiano.

Voglio cambiare il numero di giri senza cambiare β : (sono sulle rette orizzontali)

nuova portata $\beta_{cn} = \beta_{cp} = \frac{P_m}{P_a}$

Cambio n \rightarrow cambia \dot{m}

$$\dot{m}_{cn} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_a/T_{ref}}}{P_a/P_{ref}} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_p} \cdot \dot{m}_{cp} \Rightarrow \frac{\dot{m}_{cp}}{\dot{m}_p} = \frac{\dot{m}_{cn}}{\dot{m}}$$

(se riduco la portata, anche la corrente si riduce)

Quindi punto con il nuovo valore di \dot{m} e individuo il nuovo pt di funzionamento sapendo che β è lo stesso. Dallo mappa leggo anche il rendimento (curve iso-rendimentistiche)

Punto $\rightarrow L_c$, $P = \dot{m} L_c$

$$L_c = \frac{C_p T_1}{\eta_c} (\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

A meno di variazioni sul rendimento, se lavoro è uguale a quello di prima MAX RENDIMENTO quello di progetto

Tipicamente + ω allontanando dal punto P, più il rendimento peggiora, il lavoro aumenta (vedi grafico)

OTTIME PRESTAZIONI A PATTO DI VARIARE IL NUM. di GIRI
[motore a giri variabili, o in cambio, o una turbina, ecc]

NB: In campo aeronautico il compressore può essere direttamente attaccato al motore (a comando meccanico) che a sua volta è attaccato all'elice, che lavora a n costante, quindi non posso variare il num di giri (*) oppure il compressore può essere mosso da una turbina a gas di scarico e la regolazione di n viene proprio mediando i gas di scarico: per ridurre, lo faccio cracciare da una valvola riduco portata e potenza

La velocità
di
nostra velocità

La velocità rappresenta una
"strada": il flusso deve
accelerare all'inizio ma
deve rallentare a valle
(in modo brusco e
inevitabile) senza
recuperare la pressione che
avere perso. Quindi una
velocità composta sempre
delle dispersioni.

RIASSUMENDO..

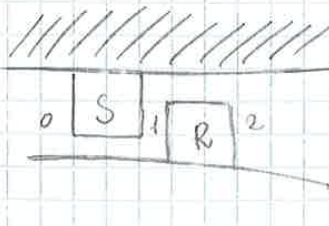
Laminando alla mandata
Cambiamo in perché cambia
 β (chiediamo al compressore di
comprimere di più, $\beta \uparrow$ in \downarrow)
Laminando all'aspirazione
oltre al β devo considerare
la variazione di densità
del flusso che arriva al
compressore (flusso - denso o
non laminato)

TURBINE ASSIALI

09/11/2016

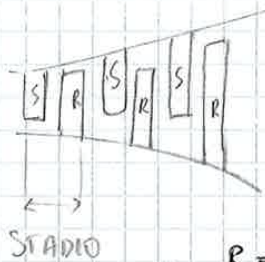
- Le palette si usano per portate piccole e nei sono usate in campo aeronautico
- La ρ si mantiene costante ($v_2 = v_1$)

ρ (avapore)



$$L_t = -L_r = \rho(C_{u1} - C_{u2})$$

SEZIONE LONGITUDINALE :



$$\dot{m} = \rho C_A A \text{ costante}$$

impongo C_A cost

$$\rho \downarrow \Rightarrow A \uparrow$$

(ASSIALI) TURBINE AD AZIONE E REAZIONE

stesso a fare meno stadi (Lavoro \uparrow per ogni stadio)

zenerimenti alti e sono + facilmente regolabili
 in quelle ad az, η cala repentinamente non appena ci spostiamo dal punto di funzionamento

LIMITE :

A parità di area le palette piccole

In campo aeronautico non usano palette piccole quindi sono diffuse le TURBINE a REAZIONE; quelle ad azione sono usate negli impieghi a vapore. grandi \rightarrow palette lunghe

TURBINA AD AZIONE \Leftrightarrow pressione nel settore costante

$$(P_2 = P_1)$$

Cioè tutta l'espansione avviene nello statore, in cui trasformo $E_{interna}$ in velocità (E_k); nel rotore trasformo E_k in lavoro. (termico)

1° PRINCIPIO allo statore :

$$\int_{L=0}^L \rho e + L_i = \Delta i = \Delta E_c \quad \left\{ \begin{array}{l} i^0 - i = \frac{c^2}{2} \\ \rho(T_0 - T_1) = \frac{c^2}{2} \end{array} \right.$$

(non ho organi mobili)

$$\frac{c^2}{2} = \rho(T_0 - T_1)$$

(adiabatica)

lo scuro usando le grandezze totali visto che sono in condizioni adiabatiche

Rotore:

$$\int_{L=0}^L \rho e + L_i = \Delta i + \Delta E_c \quad \rightarrow \quad L_t = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (\text{caso ideale})$$

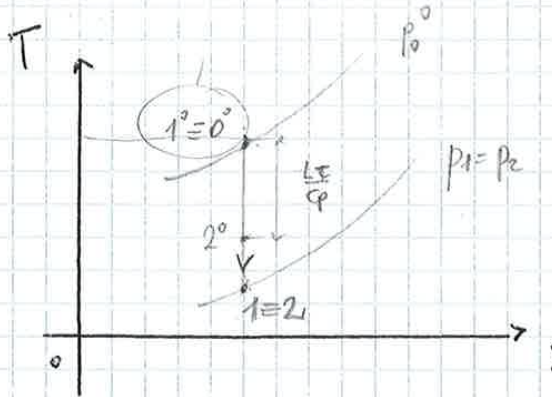
La c_2 rappresenta le perdite per energia cinetica.

- Direzioni C_1, W_1, C_2 dipendono dalle condizioni di funzionamento (U, α_1)
- C_1 e W_2 hanno direzioni fisse $\rightarrow \alpha_1$ e β_2 sono angoli costanti

$$\begin{cases} C_{w1} = C_1 \cos \alpha_1 \\ C_{w2} = W_{w2} + 0 = U - W_{w1} = U + U - C_{w1} = 2U - C_1 \cos \alpha_1 \\ W_{w1} = C_{w1} - U \end{cases}$$

$$\rightarrow L_T = U(C_{w1} - C_{w2}) = 2U(C_1 \cos \alpha_1 - U)$$

Volendo calcolare un η_T dobbiamo trovare un lavoro ideale usando un approccio TTS



ideale ($LW=0$)
 \rightarrow ISENTROPICA

il punto caratteristico del rotore non cambia

$T_1^0 = T_2^0$

$p \text{ cost}$
 $s \text{ cost}$

- $\alpha^0 \equiv 0^\circ$ $L_i = 0$ nello statore
- Nel rotore c'è lavoro: $L_t = C_p(T_1^0 - T_2^0)$

$L_t = C_p(T_1^0 - T_2^0)$

$L_t = C_p(T_1^0 - T_2^0)$

PUNTO di VISITA

TOTAL TO STATIC :

$L_{tid} = C_p(T_1^0 - T_2)$ ($T_1 = T_2$)

$L_{tid} - L_t = \frac{C^2}{2}$

"Energia cinetica di scarico"

\rightarrow viene recuperata nello stadio successivo

$\eta_{max} \Leftrightarrow E_k \text{ scarico minimo}$

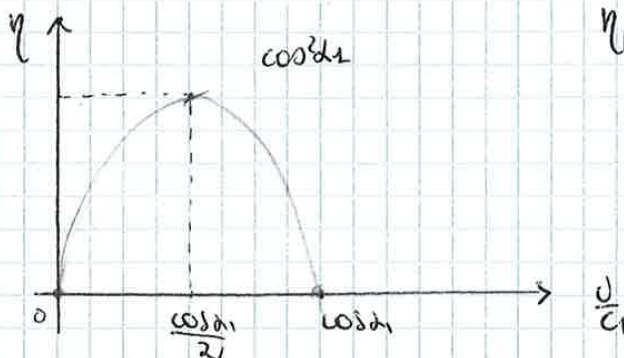
$\eta_T = \frac{L_t}{L_{tid}}$

oss: $L_{tid} = \frac{C_p}{2}(T_1^0 - T_1) \} T_1 = T_2$

$\eta_T = \frac{2U(C_1 \cos \alpha_1 - U)}{\frac{C_1^2}{2}} \Rightarrow$

$\eta_T = 4 \frac{U}{C_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1} \right)$

* $\eta_{max} = \cos^2 \alpha_1$



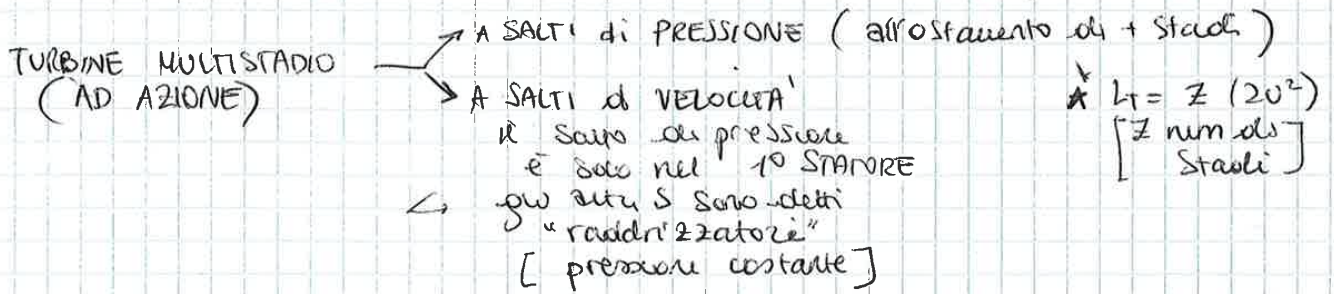
η_{max} per $\frac{U}{C_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$

$\left\{ \begin{aligned} C_{w1} &= C_1 \cos \alpha_1 = 2U \\ W_{w1} &= U \\ W_{w2} &= -U \\ C_{w2} &= 0 \end{aligned} \right.$
 \rightarrow C_2 Assiale

- Perdite nei paleggiaggi: nello STATORE (fisse) e nel ROTORE.
- Perdite per E_k scarico.

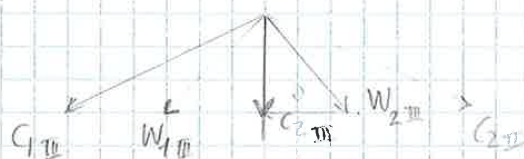
Una C_2 assiale mi riduce le perdite per E_k di scarico;

ognuno col suo salto di press.



oss: Δp MULTISTADIO SALTII di VELOCITA' \rightarrow Δp STADIO del MULTISTADIO a s.d.p.

Per ottenere più lavoro devo aumentare C_1 , per mantenere le condiz. di η max dovrei avere C_2 assiale e variare U (cosa che noi posso fare per ragioni strutturali) \rightarrow C_2 non assiale che può mettere in funzione in ricordo rotore. Cerco la C_2 con un reddrizzatore e la utilizzo per compiere lavoro.



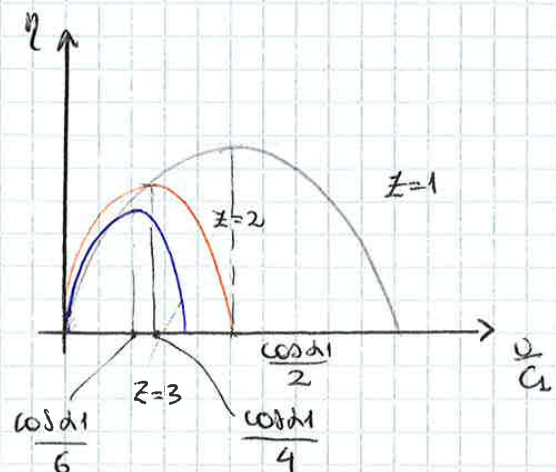
osserva
abbassando
l'angolo
dallo stadio
precedente

$$L_t = U \left[(C_{w1} - C_{w2}) + (C_{w2} - C_{w3}) + \dots \right]$$

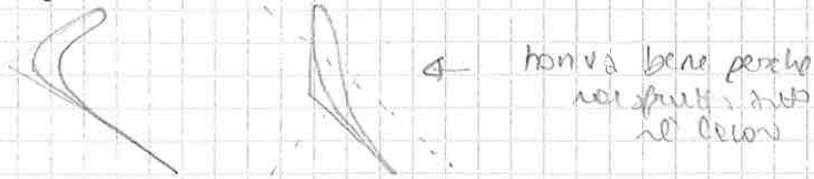
si dimostra che

$$L_t = 2(ZU)^2 = 2Z^2U^2$$

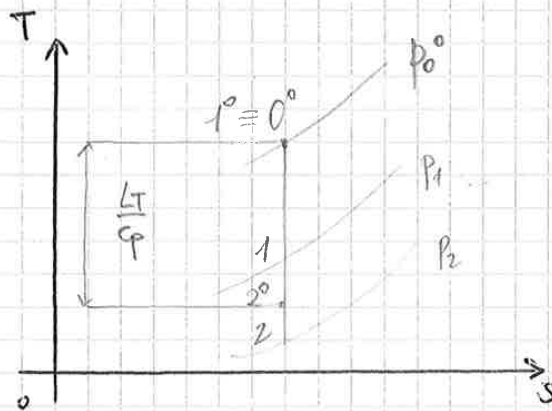
(3 stadi fanno 3 volte il lavoro di uno stadio di Δ)



- Nelle turbine la rotazione che la velocità scarse e molto grande a differenza dei compressori. L'espansione "accelerata" il processo dello stallo.
- La differenza fra w_1 e w_2 è grande a piacere, a seconda del lavoro che voglio.



$$\begin{cases} w_1 = c \cos \alpha_1 \\ w_2 = -w_1 \\ w_{u1} = w_1 - U \end{cases} \quad \text{simmetria} \quad L_T = U(w_1 - w_2) = U(2c \cos \alpha_1 - U)$$



- $LW=0$ (caso ideale)
- Nello statore non c'è L_i e non c'è w
- ↓
- T_0^0 costante
- ↓
- $i^0 = 0^0$

$$\frac{L_T = c_p(T_0^0 - T_2^0)}{L_{Tid} = c_p(T_0^0 - T_2)} \rightarrow \text{punto di vista TOTAL to Static}$$

$$\Delta t = \frac{c_2^2}{2} \quad \text{Energia cinetica di scarico} \rightarrow \text{minimizzare la } c_2 \text{ per avere } \eta_{max}$$

$$L_{Tid} = c_p(T_0^0 - T_1) + c_p(T_1 - T_2); \quad 0^0 \equiv 1^0$$

$$L_{Tid} = c_p(T_1^0 - T_1) + \dots \quad ?$$

Applico il 1° principio al rotore (per 1 e 2) in un SRF rotante (quindi il lavoro sparisce):

$$c_p(T_2 - T_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} = 0 \quad U_1 = U_2$$

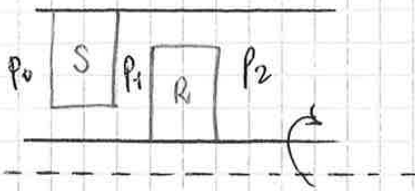
$$L_{Tid} = \frac{c_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

$$w_1^2 = c_1^2 + U^2 - 2UC \cos \alpha_1 \quad (\text{Teorema di Carnot})$$

$$\Rightarrow L_{Tid} = \frac{c_1^2 - U^2 - 2UC \cos \alpha_1}{2};$$

$$\eta = \frac{2U(2C \cos \alpha_1 - U)}{c_1^2 - U^2 - 2UC \cos \alpha_1}$$

004650



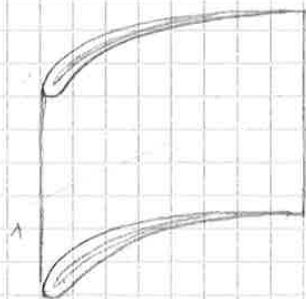
RIASSUMENDO :

$$L_T = \begin{cases} 2U^2 & \text{AZIONE} \\ U^2 & \text{REAZIONE} \end{cases}$$

- U_{max} è limitata dalla resistenza dei materiali, non ci sono limitazioni aerodinamiche.
- Se $U \uparrow$ allora incremento le forze C_p che sollecitano le palette
 $U_{max} \approx 400 \frac{m}{s}$
- Se voglio tanto lavoro per unità di massa, devo aumentare la temperatura \rightarrow aumento il rendimento. Non è sempre vero nel caso di Turbojet.
- La $T \uparrow$ porta però anche a un peggioramento della resistenza dei materiali
- Posso raffreddare le palette quando queste vengono a contatto con un fluido molto caldo

quella del 1° stadio, perché comunque la $T \downarrow$ negli stadi successivi

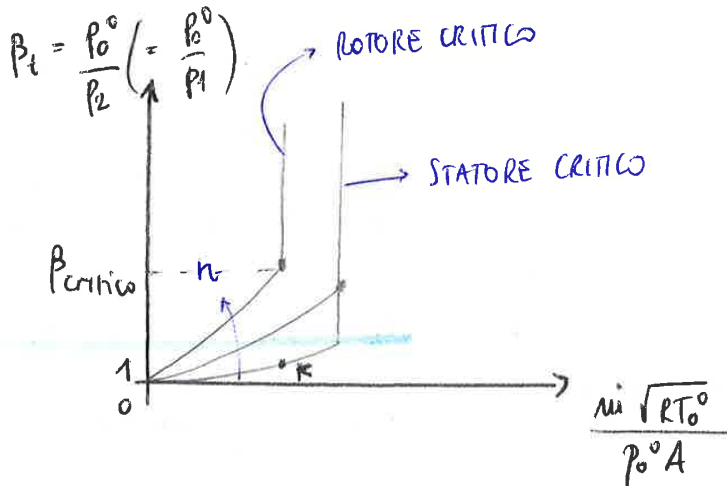
①
 PALETTA CAVA



② FILM COOLING : faccio uscire l'aria da dei forellini in maniera tangenziale \rightarrow "pellicola" di aria fredda che lambisce il profilo

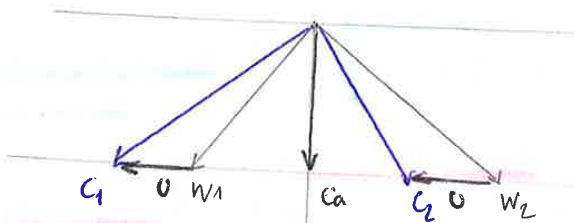
1.0000





Se scende la P_2 la funzione \bar{e} cresce fino al raggiungimento di un valore critico dove la portata sarà costante

Consideriamo il triangolo di velocità nel punto k



P_2^k M_1 costante
 $n \uparrow \rightarrow U \uparrow$
 C_1 costante $\Rightarrow W_1 \downarrow$
 (il flusso e^+ lento visto dal rotore)

- Se $W_1 \downarrow$ allora $M_{rel} = \frac{W_1}{\sqrt{\gamma R T_1}} \downarrow$ quindi $P_{1,rel}^0 \downarrow$ (anche la temperatura aumenta nel impulso prevalente)
- Se voglio che la portata sia costante per compensare il calo di P_1 P_2 dovrà scendere ulteriormente. Al crescere di n la curva si sposta + in alto fino a raggiungere la criticità. Nello statore la portata sarà sempre la stessa.

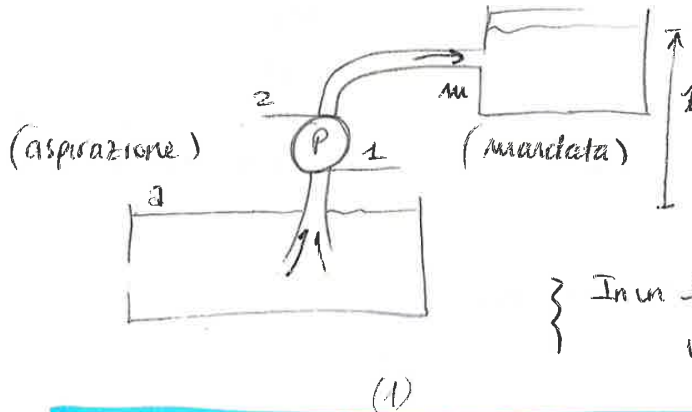
* $\beta_T \uparrow$

il fluido deve accelerare

TURBO POMPE

Macchine idrauliche che utilizzano fluidi a V costante e li comprimono (P.F.).
 T costante ma influenza le prestazioni

Abbiamo un serbatoio con un liquido ad un certo livello. La pompa aspira l'acqua da questo serbatoio e lo manda ad un secondo serbatoio compiendo lavoro. Sono assimilabili ai compressori



devo considerare le perdite dovute alle forze di gravità
1° PRINCIPIO (def fissa)
 (euleriano $\rightarrow V$ costante)
 $L_i = L_{pompa} = \int_1^2 v \, dp + \Delta E_c + \Delta E_g + L_{pv}$

In un liquido v cost,
 $v = \frac{1}{\rho}$

perdite dentro la pompa

$\Rightarrow L_p - L_w = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$ (all'ingresso e all'uscita delle pompe)

Se considero la situazione fra ASPIRAZIONE e MANDATA devo considerare anche le perdite nei condotti (1° PRINCIPIO)

$L_p - L_w - L_{pv} = \frac{p_m - p_a}{\rho} + \frac{c_m^2 - c_a^2}{2} + g(z_m - z_a)$

(Se il flusso è senza lavoro e adiabatico l'entalpia totale si conserva)

Def Introduco:
CARICO TOTALE $H^0 = \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} + z$
 (Si conserva se non c'è lavoro né perdite)

Def **PREVALENZA (manometrica) UTILE**

La definisco nella (1) $H_u = \frac{L_p - L_w}{g}$ (*)

$H_u = H_2^0 - H_1^0$
 $H_u = H_m^0 - H_a^0 + Y$
 $Y = \frac{L_{pv}}{g}$
 è l'equivalente del β fornito dal com. relativo alle perdite nei condotti.

Def **PREVALENZA TOTALE** : $H_T = H_m^0 - H_a^0$
 $\Rightarrow H_u = H_T + Y$

H_u come nei compressori, sarà funzione di un coeff. di pressione Y e uno di perdita Y (somma dei vari contributi di perdita)

NB. Per accoppiare Turbina e compressore essi devono avere uguali velocità W , con $W \propto U$, su ESIST però il **GEAR TURBOFAN** in cui c_w si vincola la velocità di rotazione del fan da quella di compressore/turbina.
 Area fan \rightarrow Area Comp. tub.
 \Downarrow
 diverse W

Una turbopompa funziona come un turbo compressore :

$$\begin{cases} L_p = 4 \frac{v^2}{2} \\ L_w = \Sigma \frac{v^2}{2} \end{cases}$$

Nelle TP non facciamo distinzione fra assiali e radiali

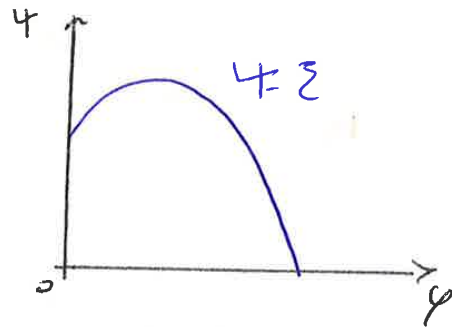
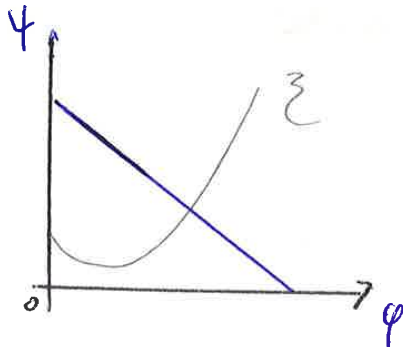
$$L_p - L_w = (4 - \Sigma) \frac{v^2}{2} \Rightarrow (*)$$

$$g H_v = (4 - \Sigma) \frac{v^2}{2}$$

↓
i sono analoghi a quelli del compressore

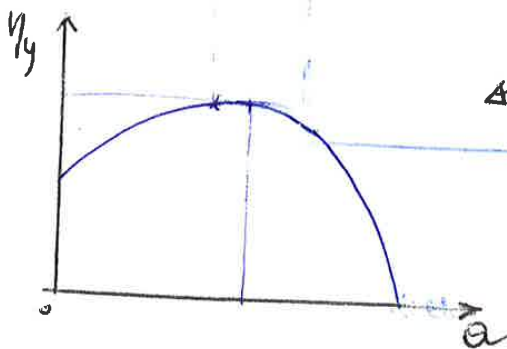
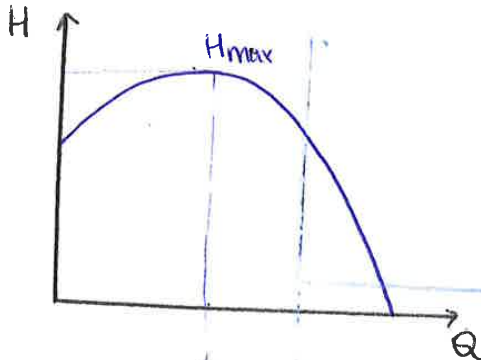
$$\Leftrightarrow H_v = (4 - \Sigma) \frac{v^2}{2g} \propto (4 - \Sigma) n^2$$

Richiamo : $\eta_y = \frac{L_p - L_w}{L_p} = \frac{4 - \Sigma}{4}$



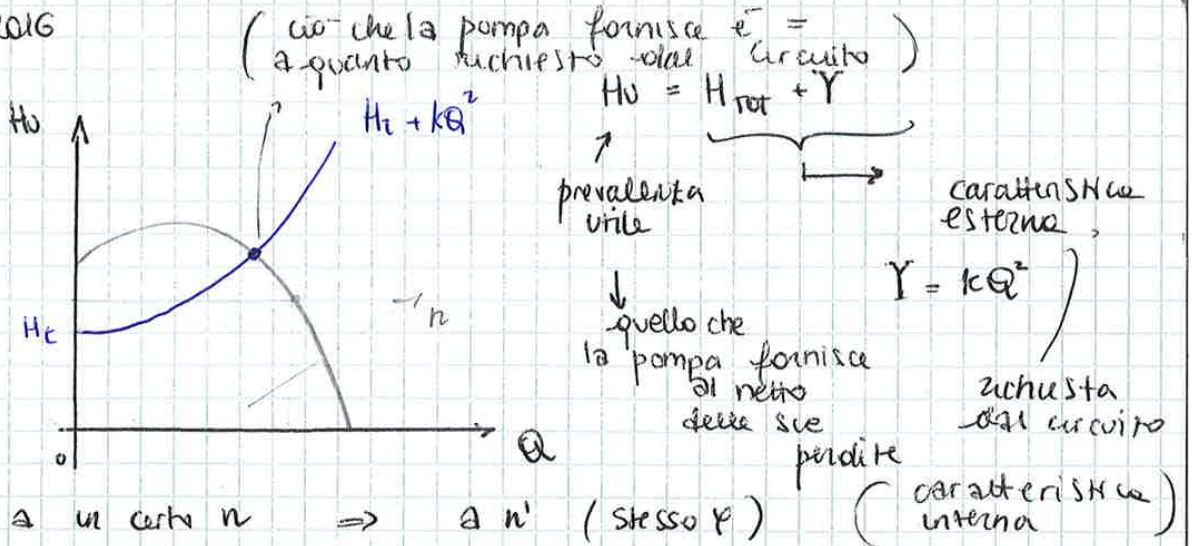
Portata in volume $Q = \frac{v_i}{\rho} = C_a \cdot A \cdot \rho \cdot n$

MAPPA MANOMETRICA . Per le turbopompe in generale consideriamo un solo valore di rendimento e di numero di giri



← $\eta_y \max$ non è in corrispondenza dell' H_{\max} ma è spostato un po' più a destra

17/11/2016

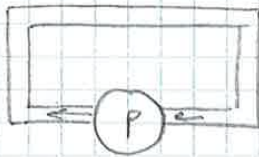


Q, H_0 a un certo $n \Rightarrow a n'$ (stesso φ)

(*) $H'_0 = H_0 \left(\frac{n'}{n}\right)^2$; $Q' = Q \frac{n'}{n}$

- si procede in modo iterativo per trovare il nuovo punto
- \exists un numero di giri / la pompa gira mantenendo la colonna d'acqua sopra di sé $\rightarrow u_i = 0$

CIRCUITO CHIUSO : $H_0 = 0 \Rightarrow H_0 = Y = kQ^2$



La pompa funziona sempre in condizioni di similitudine con le stesse

φ costante
 $\rightarrow \eta_v$ costante

Trovato il punto di funzionamento calcoliamo (confrontando caratteristica interna ed esterna)

$P = \dot{m}_{el} L_p$
 ↓ POTENZA INTERNA
 } portata ELABORATA

$P_{ass} = \frac{P_i}{\eta_m}$; $\dot{m} = \eta_{vi} \cdot \dot{m}_{el}$

$L_p = \frac{L_p - L_w}{\eta_v} = \frac{\rho g H_0}{\eta_v} \Rightarrow P = \frac{\rho Q g H_0}{\eta_m \eta_v \eta_v}$

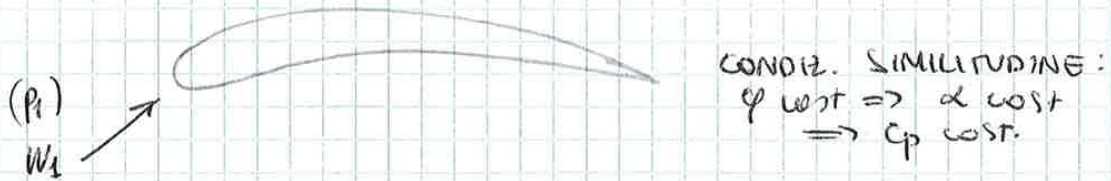
CAVITAZIONE \rightarrow formazione di bolle di vapore all'interno del liquido se $p < p_{vapore}$

\hookrightarrow È tanto + facile quanto + alta è la temperatura

Qual è il minimo valore di pressione a cui è soggetto il fluido?

- conseguenze negative per le prestazioni: c'è una variazione di densità visto il passaggio da liquido a vapore;
 - le bolle esplodono quando la pressione aumenta di nuovo \rightarrow onde di pressione che si scaricano sulle palette
- \sim centinaia di atm

Facciamo esperimenti alle condizioni di ASPIRAZIONE :

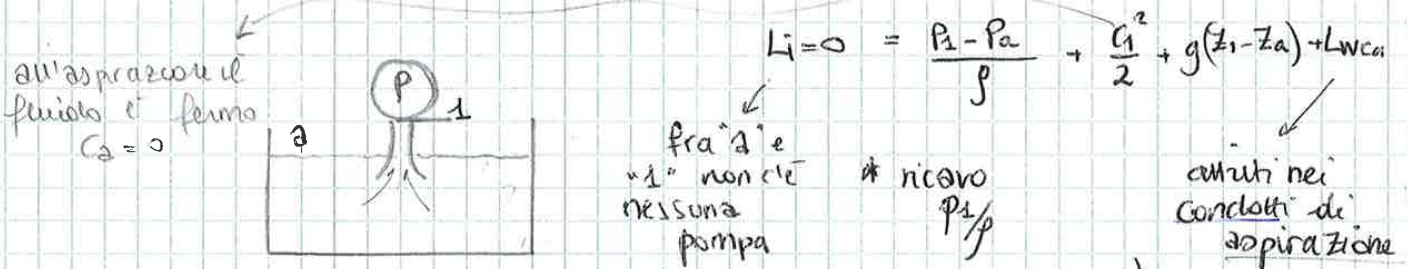


In ogni punto definiamo $\varphi = \frac{P - P_1}{\frac{1}{2} \rho W_1^2}$. Ci sarà un punto, tipicamente sul dorso dove φ è minimo \rightarrow MASSIMA DEPRESSIONE

$$P_{min} = P_1 - |\varphi| \frac{1}{2} \rho W_1^2 = P_1 - \lambda \frac{1}{2} \rho W_1^2$$

con $\lambda = \lambda(\varphi = \frac{C_p}{\rho})$ CONDIZ. SIMILT $\rightarrow \lambda \text{ cost.}$

Applichiamo il 1° principio fra aspirazione e ingresso della pompa :



$$\Rightarrow \frac{P_{min}}{\rho} = \frac{P_1}{\rho} - \frac{\lambda}{2} \frac{\rho W_1^2}{\rho} = \left(\frac{P_a}{\rho} - \frac{C_1^2}{2} - g(z_1 - z_a) - Lwca \right) - \frac{\lambda}{2} W_1^2$$

Divido per g

ob. 30.50

$$\frac{P_{min}}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{C_1^2}{2g} - (z_1 - z_a) - \frac{Lwca}{g} - \frac{\lambda}{2g} W_1^2$$

La pompa non cavitava se : $\frac{P_{min}}{\rho g} > \frac{P_{vap}}{\rho g}$

oss: λ dipende dal funzionamento (quindi da φ)
 $\frac{C_1}{W_1}$

Separiamo i termini che dipendono dal circuito da quelli che dipendono dalla pompa :

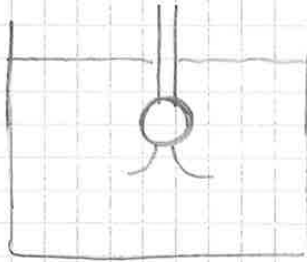
$$\frac{P_a - P_{vap}}{\rho g} - \frac{Lwca}{g} - (z_1 - z_a) > \frac{C_1^2}{2g} + \frac{\lambda W_1^2}{2g}$$

(NPSH)_{circuito} > (NPSH)_{pompa}
 "Net positive Suction Head"

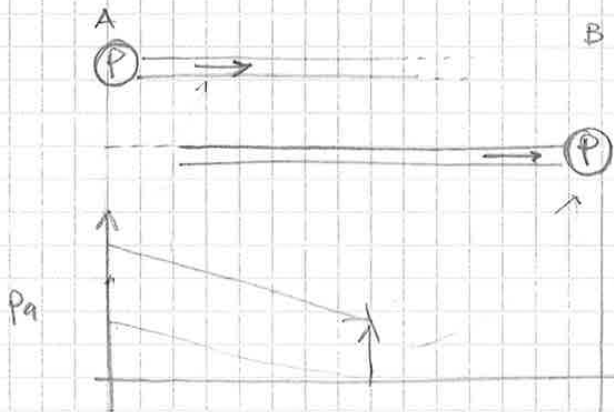
\rightarrow È un margine rispetto alla cavitazione

$$(NPSH)_{pompa} = f(\varphi) \cdot n^2$$

- Non bisogna esagerare col numero di giri
- Bisogna installare le pompe il + in basso possibile
- Il circuito deve essere il + corto possibile.



Le Pompe immerse mi danno un vantaggio su NPSH



* A parità di (*) posso aggiungere una (BOOST PUMP) pre-pompa che mi innalza la pressione / la Pa

SCELTA DELLA MACCHINA

Il funzionamento dipende dalla scelta corretta di φ e ψ

$$\varphi = \frac{C_d}{U} \propto \frac{Q/D^2}{nD}$$

$$\psi = \frac{L_i}{U^{3/2}} \propto \frac{L_i}{(nD)^{3/2}}$$

$$\Rightarrow \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{2/3}} \propto \frac{nQ^{1/2}}{L^{2/3}}$$

$$; \frac{\psi^{2/3}}{\varphi^{1/2}} \propto \frac{D L_i}{Q^{1/2}}$$

↑
numero di giri caratteristico

↑
Diametro Specifico

Ogni macchina funzionerà bene in un certo range di n caratt e diametro specifico.

Negli ultimi anni i motori aeronautici stanno evolvendo verso il DIESEL, sia perché i motori Diesel possono funzionare oltre che con gasolio anche con Chetrolene, che è il combustibile impiegato nei motori a turbina (quindi possono avere una sola linea di iniezione), sia per ragioni di inquinamento.

re)

Alesaggio prende il nome da "lesatura", la macchina che realizza i fori circolari. Costituisce il diametro della camera.

- Il ciclo limite tiene conto di fluidi reale e macchina ideale e perda di perdite \hookrightarrow q variabile, ecc..
- Il ciclo indicato considera sia fluido che macchina reale (scambi fluidici, ecc.)

Def $\eta_{oi} = \frac{L_i}{L_{lim}} = \frac{\eta_i}{\gamma_{lim}}$ " rendimento termofluidodinamico interno " \rightarrow tiene conto delle perdite legate al fluido

$$\dot{m}_b = m_b \frac{n}{M}$$

" portata di combustibile "

In generale vale $\rightarrow \eta = \frac{P}{\dot{m}_b H_i}$

NB. I motori sono tipicamente costituiti da n cilindri. In generale mi riferisco ad un cilindro per i miei calcoli, basta moltiplicare tutto per i (num cilindri) per calcolare le grandezze complessive.

Fissata la tipologia di motore, c'è una costanza del rapporto fra massa, lavoro ecc.

PRESSIONE MEDIA INDICATA

$$P_{mi} = \frac{L_i}{iV}$$

Motori a Benzina: $P_{me} \approx 0.8 P_{mi}$

PRESSIONE MEDIA EFFETTIVA

$$P_{me} = \frac{L_u}{iV}$$

NB. $L_i - L_u = L_{perdite}$ (meccaniche!)

PRESSIONE DI MARCIA A VUOTO

$$P_v = \frac{L_{perdite}}{iV}$$



$$P_v = P_{mi} - P_{me}$$

$$P_o = L_u \frac{n}{M} = P_{me} iV \frac{n}{M}$$

Def DOSATURA

$$\alpha = \frac{m_i}{m_c}$$

Le prestazioni del motore sono influenzate da, in "massa d'aria" di aspirazione. Motori a benzina

RAPPORTO DI DILUIZIONE

$$f = \frac{1}{\alpha} = \frac{m_b}{m_i}$$

CONSUMO SPECIFICO

legato alle prestazioni (autonomia del veicolo) \rightarrow minimizzare consumo \Leftrightarrow max rendimento

$$q_s = \frac{m_b}{P_o} \left(= \frac{m_b}{L_u} \right) = \frac{1}{\eta_{oi}} \text{ kg/h}$$

COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO

$$\lambda_v = \frac{m}{m_{teorica}}$$

nel gas d'aria

mentre
fori, ecc

Mentre entra nel cilindro
la massa allavia in
subide variazioni di
pressione e temperatura.

Quindi all'interno una
volta chiuso nel cile
questa massa teorica
(ad es. il fluido si scalda
quindi si espande e ne
entra di meno, o per
dite varie ecc)