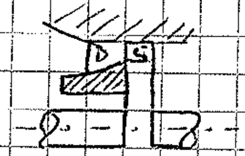
TURBOMACCHINE

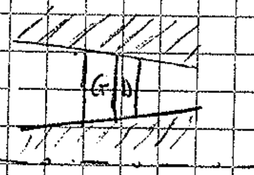
La turbomacchina deve avere una girante con palettature collettate opportunamente sulla girante



D: distributore
G: girante } D+G è definito stadio

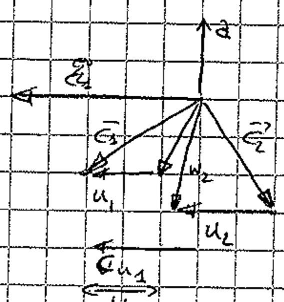
Per una macchina motrice si ha una palettatura statorica a monte ←

Un compressore è costituito da una girante e una palettatura statorica che prevede il ruolo di diffusore



Analisi semidimensionale (valida se $\frac{b}{d} \ll 1$) tengo conto del passaggio del fluido lungo la palettatura, ma non lungo il raggio

Triangoli di velocità



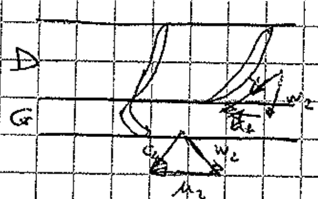
a direzione assiale

$\vec{c_1} = \vec{w_1} + \vec{u}$

$\vec{c_a} = \vec{w_a}$ $\quad c_2 = w_2$ Turbine radiali

$\vec{c_u} = \vec{w_u} + \vec{u}$

profili delle palette



c_1: velocità assoluta nel distributore

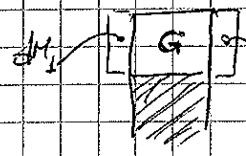
u = velocità di trascinamento delle palette dovuta dovuta alla rotazione delle palette

$w_1 = c_1 - u_1$ velocità relativa

Nota w_2 si può determinare la velocità relativa allo statore tramite la u

(u_1 può essere diversa da u_2)

Determiniamo $\mathcal{L}$ attraverso la conservazione della q.tà di moto



Condizioni stazionarie $dM_1 = dM_2 = dM$

$$dK = dM_1 c_{u1} K_1 - dM_2 c_{u2} K_2$$

c e K sono costanti perchè siamo a regime

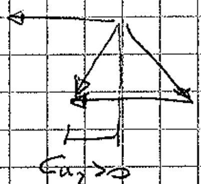
coppia su albero $\rightarrow C = \frac{dK}{dt} = \frac{dM}{dt}\left(c_{u1} K_1 - c_{u2} K_2\right)$

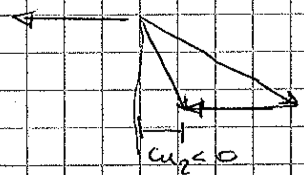
$= \dot m \left(c_{u1} K_1 - c_{u2} K_2\right)$ vale per macchine motrici

Se la macchina è operatrice $C = \dot m \left(c_{u2} K_2 - c_{u1} K_1\right)$

La potenza vale: $P = C\omega = \dot m \left(c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2\right)$ con $u = K\omega$

$$\boxed{\mathcal{L}_i = \frac{P_i}{\dot m} = c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2}$$





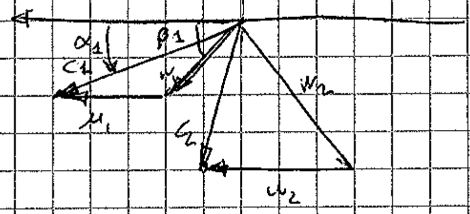
Se scrivo il 1° principio (con Eulero)

$1\text{-}2)_{RF}$ $\quad \underbrace{\cancel{Q_e}}_{=0} - \mathcal{L}_{i,ott} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$

$1\text{-}2)_{RF}$ su girante RM $\quad \underbrace{Q_e}_{=0} - \underbrace{\mathcal{L}_{ott}}_{=0} = i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \underbrace{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}_{E_{cf}}$

Sottraggo e ottengo

$$\mathcal{L}_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$



$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 c_1 u_1 \cos\alpha_1 \rightarrow$

$c_1^2 + u_1^2 - w_1^2 = 2 c_1 u_1 \cos\alpha_1$ $\qquad c_1 \cos\alpha_1 = c_{u1}$, $c_2 \cos\alpha_2 = c_{u2}$

$\Downarrow$

$\mathcal{L}_i = c_1 u_1 \cos\alpha_1 - c_2 u_2 \cos\alpha_2 \Rightarrow \mathcal{L}_i = c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2$

Determinazione della portata

turbina assiale

$$\begin{cases} \dot m = A_1 \rho_1 c_{1A_1} = A_1 \rho_1 c_{a1} \\ \dot m = A_2 \rho_2 c_{A2} \end{cases}$$

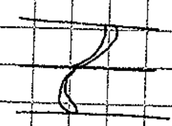
$A_1 = \xi \pi d_1 l_1$ è sezione paletta

ξ è ingombro palette $(0{,}95 \div 0{,}97)$

Turbine

Similitudine fluidodinamica

1] Similitudine geometrica $\left\{ \begin{array}{l} l/d \text{ costante} \\ \alpha_1 \\ \text{angoli costruttivi costanti} \end{array} \right.$



2] Triangoli velocità simili

allora 1) $l_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = u_1^2 \left(1 + \underbrace{\frac{c_{u1}}{u_1}}_{cost.} - \underbrace{u_2 \frac{c_{u2}}{u_1}}_{cost.} \right)$

$l_i \propto u_1^2 \propto d_1^2 n^2$

$d_1 \rightarrow$ diametro

2) $\dot m = \pi d_1^2 \frac{\ell_1}{d_1} \frac{c_{a1}}{u_1} \cdot \rho_1 u_1 \propto \rho_1 d_1^3 n$

$\frac{\ell_1}{d_1} \rightarrow$ sim. geometrica cost.

$\frac{c_{a1}}{u_1} \rightarrow$ cost. simil. triangoli

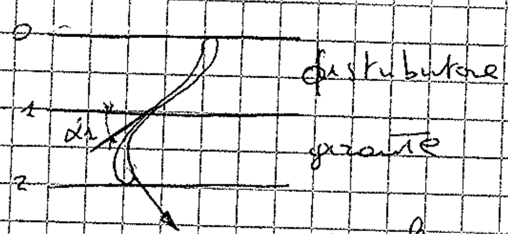
3) $P_i = \dot m l_i \propto \rho_1 d_1^3 n \, d_1^2 n^2 \propto \rho_1 d_1^5 n^3$

4) $\eta_{yt} = \frac{l_i}{l_i + l_w} \propto \frac{u_1^2}{u_1^2 + u^2} = cost.$

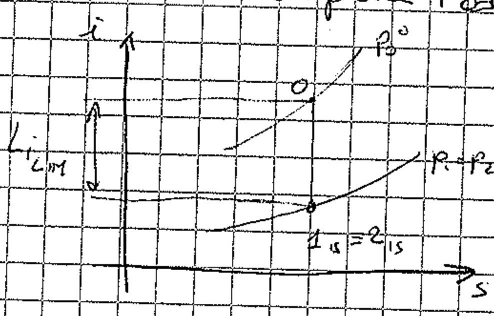
$l_w \rightarrow \propto c^2$

Turbine con 1) stadi ad azione $p_1 = p_2$ espansione nel distributore
2) stadi a reazione $p_2 < p_1$ espansione nel distributore e nella girante

1)



Stadio semplice (assiale) ad azione ideale ($l_w = 0$)

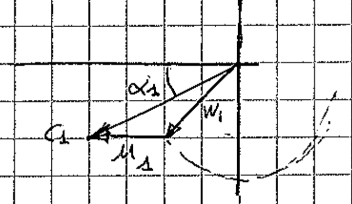


$Q_e = 0$

$0-1]$ $\underbrace{Q_e}_{=0} - \underbrace{L_{coll}}_{=0} = \Delta i + \Delta E_c$

distributore

$0 = i_1 - i_0^0 + \frac{c_1^2}{2} \Rightarrow c_1 = \sqrt{2(i_0^0 - i_1)}$



$u_1 = \pi d_1 n$ n = n° giri della macchina

w_1 si può calcolare (ad esempio dal teo di Carnot)

$L_i = 0$ perché siamo in riferimento mobile

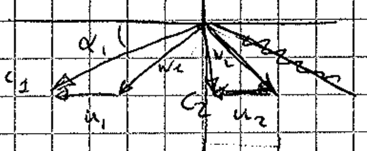
$1-2]_{RM}$ $\underbrace{Q_e}_{=0} - \underbrace{L_i}_{=0} = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g$

$0 = \underbrace{\cancel{i_2 - i_1}}_{=0} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \underbrace{\cancel{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}}_{=0}$ perché assiale

$i_{1s} \equiv i_{2s}$

Ne segue che $W_2 = W_1$

Di solito le palettature delle giranti sono simmetriche (angolo di attacco = angolo di uscita). $\beta_1 = \pi - \beta_2$ Ne segue che w_1 è simmetrico rispetto a w_2



Calcoliamo il lavoro

$L_i = u_1 c_{u_1} - u_2 c_{u_2} = u(c_{u_1} - c_{u_2})$

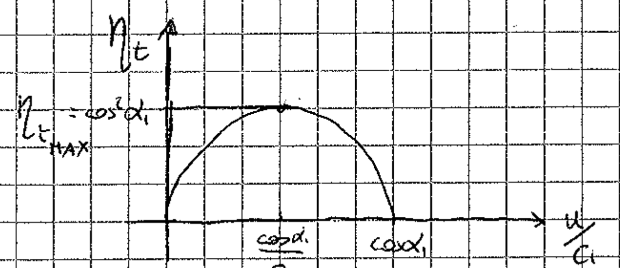
$u_1 = u_2 = u$

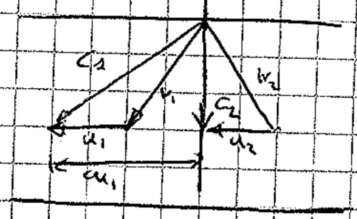
$c_{u_2} = w_{u_2} + u = -w_{u_1} + u = -(c_{u_1} - u) + u$

$L_i = u(c_{u_1} + c_{u_1} - u - u) = 2u(c_{u_1} - u) = 2u(c_1 \cos\alpha_1 - u)$

$\eta_t = \eta_{\theta_1} = \frac{L_i}{L_{i_{LIM}}} = \frac{2u(c_{u_1}\cos\alpha_1 - u_1)}{c_1^2/2} = \frac{4u}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u_1}{c_1}\right)$

$L_{i_{LIM}} = i_0^0 - i_{2is} = \frac{c_1^2}{2}$



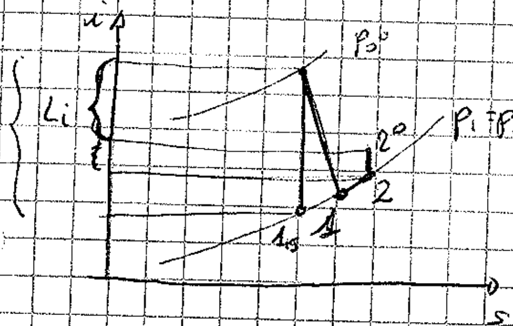


$c_{u2} = 0$ $\quad L_{i\,lim} = c_{u1} u_1 = 2u_1^2$

$c_{u1} = 2u_1$

$$\eta_T = \frac{L_i}{i_0^0 - i_1^0} = 1$$ con se stadio intermedio

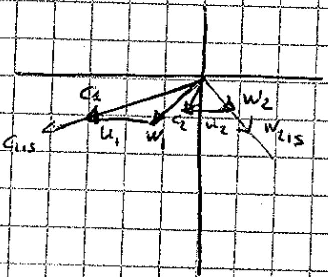
2) Stadio semplice assiale con azione reale



Si usano dei coefficienti per valutare le perdite

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1s}} \simeq 0{,}95 \qquad \psi = \frac{w_2}{w_{2s}} \simeq 0{,}9$$

$0-1_s)$ $$c_{1s} = \sqrt{2(i_0^0 - i_{1s})} \Rightarrow c_1 = c_{1s}\varphi = \sqrt{2(i_0^0 - i_{1s})}\,\varphi$$



$1-2_s)_{RM}$ $$\underbrace{\cancel{Q_e}}_{=0} = \underbrace{\cancel{L_i}}_{=0} = i_{2s} - i_1 + \frac{w_{2s}^2 - w_1^2}{2} + \underbrace{\cancel{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}}_{=0}$$

$$w_{2s} = w_1$$

$$w_2 = \psi\, w_{2s}$$

Se palettature simmetriche $\beta_2 = \pi - \beta_1$

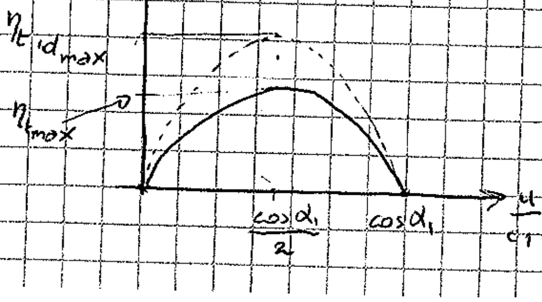
$$L_{i\,ott} = u(c_{u1} - c_{u2}) \qquad c_{u2} = w_{u2} + u = -\psi w_{u1} + u = -\psi(c_{u1} - u_1) + u_1$$

$$L_i = u(1+\psi)(c_{u1} - u) = (1+\psi)u(c_1\cos\alpha_1 - u)$$

$$\eta_t = \frac{L_i}{\underbrace{L_{i\,lim}}} = \frac{(1+\psi)u(c_1\cos\alpha_1 - u)}{\frac{c_{1s}^2}{2} = \frac{c_1^2}{\varphi^2 2}} = 2\varphi^2(1+\psi)\frac{u}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)$$

è lo stesso del caso ideale

$$L_i = 2(1+\psi)u^2 \qquad \frac{u}{c_1} = \frac{\cos\alpha_1}{2} \qquad \eta_t = \eta_{t\,max}$$



$\dot m = \pi d_1 l_1 c_{a1} \rho_1$

Qual è il salto entalpico elaborabile da 1 stadio

$\eta_t = \frac{L_i}{\Delta i_{is}}$ $\qquad \Delta i_{is} = \frac{1}{\eta_t} 2u^2 \propto u^2 \propto d^2 n^2 \propto d^2$

n: 3000 rpm

tanto più il salto entalpico è elevato, tanto più il diametro deve crescere

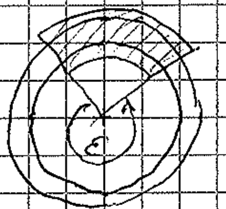
$\underbrace{\dot m v}_{cost} = \pi \underbrace{d_1^2}_{cost} \frac{l_1}{d_1} \underbrace{\frac{c_{a1}}{u_1}}_{cost} u_1 \propto d_1^3 \frac{l}{d_1} \Rightarrow \frac{l}{d_1} \propto \frac{1}{d_1^3}$

$u_1 \to \underbrace{\pi d_1 n}_{cost}$

$v = \frac{1}{\rho}$

Non ha senso aumentare troppo il diametro perché l diventa molto piccolo. In generale $\frac{l}{d} > 1-2\%$

turbine ad azione ($p_2 = p_1$)

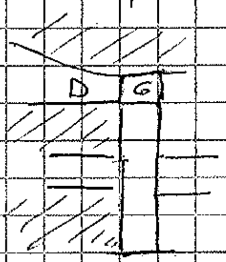


ε è il grado di parzializzazione

$\dot m v = \cancel{\varphi} \cdot \pi d l (1-\varepsilon) c_a$

in questo modo posso fare aumentare il diametro mantenendo una l decente.

Turbina parzializzata



il problema è che nelle parte non investite dal fluido le palette si comportano come un ventilatore

$P_{w,v} = K_v d l \varepsilon \rho_{cassa} u^3$ perdite per effetto ventilante

$\Delta i_v = \frac{P_{w,v}}{\dot m}$ $\qquad K_v = (0,6 \div 0,8)\sqrt{l_1}$

Perdite caratteristiche

a) perdite per energia cinetica allo scarico

b) salto entalpico $\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)\frac{c_1^2}{2}$ $\left(\text{deriva da } \frac{c_{1is}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}\right)$

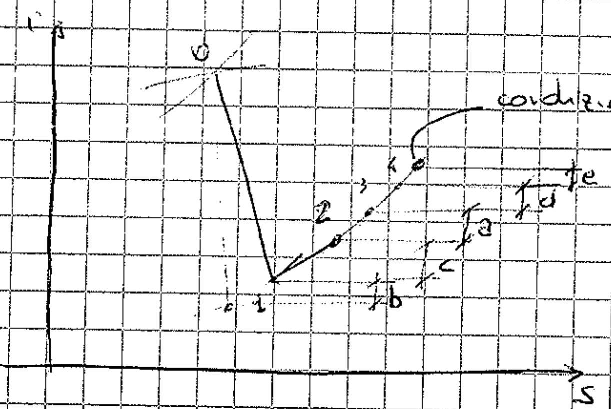
c) perdite ~~dovute~~ di velocità $\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)\frac{w_2^2}{2}$ (deve sta $\frac{w_{2is}^2}{2}-\frac{w_2^2}{2}$) (18)

d) perdite di ventilazione $\Delta i_v = \frac{P_{w,v}}{\dot m}$

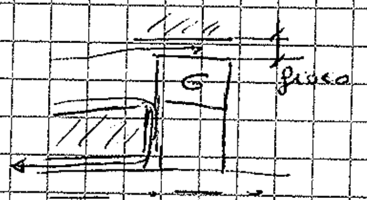
e) perdite di attrito sul disco $\Delta i_d = \frac{P_{w,i}}{\dot m}$

$$P_{w,i} = K_d\, \rho_{cassa}\, d^2\, u^3$$

di solito $K_d = (1{,}06 \div 1{,}42)\, 10^{-3}$



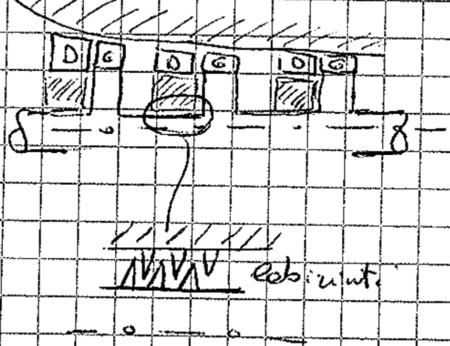
f) fughe $\eta_v = \frac{\dot m_{eff}}{\dot m_{tot}} = \frac{\dot m_{tot} - \dot m_{fughe}}{\dot m_{tot}}$

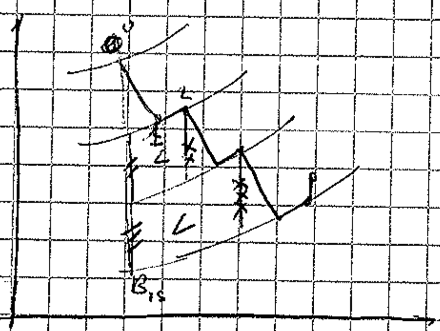


g) Perdite meccaniche $\eta_{mecc} = \frac{P_i - (P_m + P_{w,d} + P_{w,v})}{P_i}$

potenza meccanica persa sui cuscinetti

Macchine ad azione con più stadi





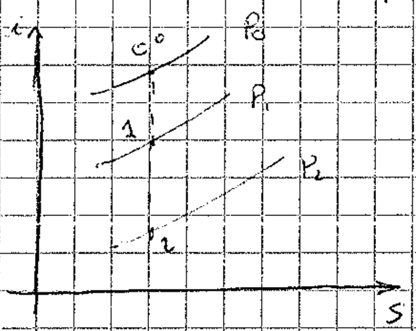
$$\eta_{\theta i} = \frac{L_{i_{1^o}} + L_{i_{2^o}} + L_{i_{3^o}} + \dots}{i_0^o - i_{B_{is}}^{o}}$$

nella realtà $\eta_{\theta i} > \eta_{\theta_{1^o,2^o,3^o}}$

definiamo il fattore di recupero $y = \dfrac{\sum \Delta i_{is}}{i_0^0 - i_{B_{is}}} > 1$ — Ne segue che η_{0i} è maggiore dei rendimenti dei singoli stadi

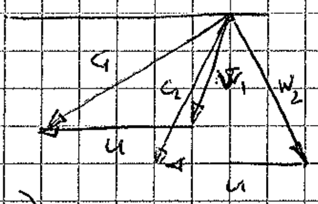
Stadio semplice di turbina a reazione

Caso ideale ($p_2 < p_1$)



Reazione $R = \dfrac{\Delta i_{girante}}{\Delta i^0}$

$$R = \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}$$

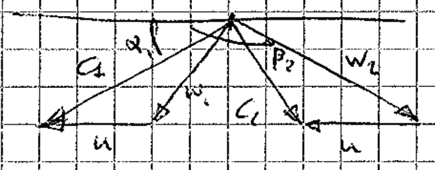


$$1\text{-}2)_{RM} \quad \underset{=0}{Q_e} - \underset{=0}{\cancel{L_i}} = i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \underset{=0}{\cancel{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}}$$

Rif. mobile

$$\underbrace{i_1 - i_2}_{>0} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \Rightarrow w_2^2 > w_1^2 \Rightarrow w_2 > w_1$$

triangoli simmetrici



$\beta_2 = \pi - \alpha_1 \qquad \beta_1 = \pi - \alpha_2$

$|c_1| = |w_2| \qquad |w_1| = |c_2|$

Calcolo di L_i e η_{0i}

$$L_i = u_1 c_{u_1} - u_2 c_{u_2} = u\,(c_{u_1} - c_{u_2}) = u\,(2c_1 \cos\alpha_1 - u)$$

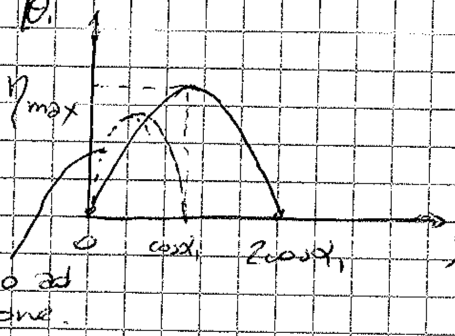
$$c_{u_2} = w_{u_2} + u = -c_{u_1} + u$$

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{i_0^0 - i_{2_s}} = \frac{L_i}{\underbrace{(i_0^0 - i_1)}_{\frac{c_1^2}{2}} + \underbrace{(i_1 - i_2)}_{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}} = \frac{2u\,(2c_1\cos\alpha_1 - u)}{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2}$$

$$w_2^2 - w_1^2 = c_1^2 - w_1^2 = 2u c_1 \cos\alpha_1 - u^2$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2u c_1 \cos\alpha_1$$

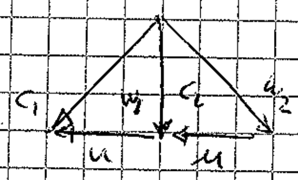
$$\eta_{\theta_i} = \frac{2u\,(2c_1\cos\alpha_1 - u)}{c_1^2 + u\,(2c_1\cos\alpha_1 - u)} = 2\,\frac{\frac{u}{c_1}\left(2\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)}{1 + \frac{u}{c_1}\left(2\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)}$$



$$\eta_{\theta_1 MAX} = \frac{2\cos^2\alpha_1}{1+\cos^2\alpha_1} > \eta_{\theta_{max}}$$ per turbine ad azione

(turbine ad azione $\eta_{\theta_1 max} = \cos^2\alpha_1$)

Triangolo di velocità a max rendimento



$$L_i|_{ott} = u^2$$

	AZIONE	REAZIONE
$\eta_{\theta_i MAX}$	$\cos^2\alpha_1$	$\frac{2\cos^2\alpha_1}{1+\cos^2\alpha_1}$
u/c_1	$\frac{\cos\alpha_1}{2}$	$\cos\alpha_1$
L_i	$2u^2$	u^2
Δi_{is}	$\simeq 2x$	$\simeq x$
PARZ.	SI	NO

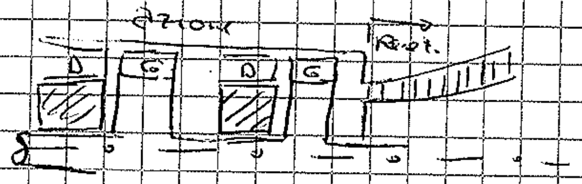
Lo stadio ad azione permette a parità di L_i dei salti entalpici più alti.

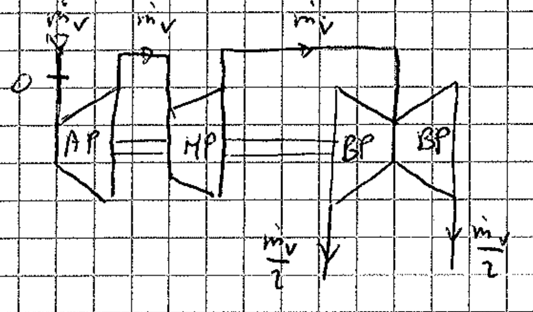
I primi stadi fatti ad azione permettono

- parzializzazione
- alti salti di entalpia.

Dopo conviene passare agli stadi a reazione perché hanno efficienze più alte!!

La macchina sarà fatta più o meno



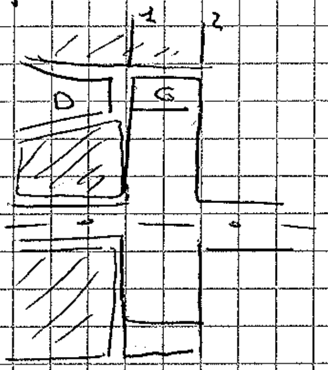


Ho fatto gli stadi BP simmetrici perché così si riducono le spinte

Nelle turbine a reazione $\frac{l}{d} < 0,4$

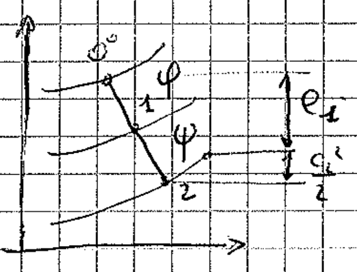
Perché la parzializzazione può essere fatta solo in una turbina ad azione?

Supponiamo di voler parzializzare solo la turbina a reazione



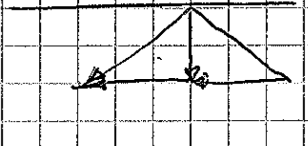
$p_2 < p_1$
il fluido non passa più nella girante, ma passa attraverso i giochi fino a raggiungere la zona p_2. Avremo fughe enormi ed effetti ventilanti molto gravi.

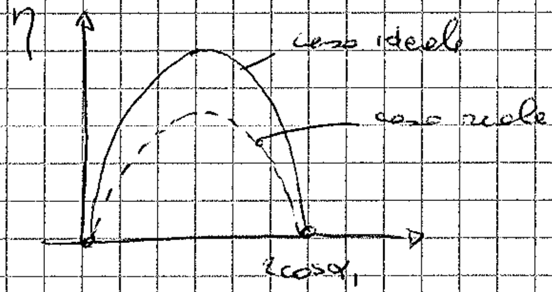
Anche nelle macchine reali vogliamo che i triangoli siano simmetrici



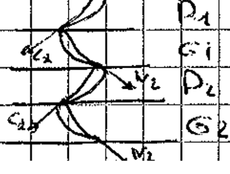
rendimento max

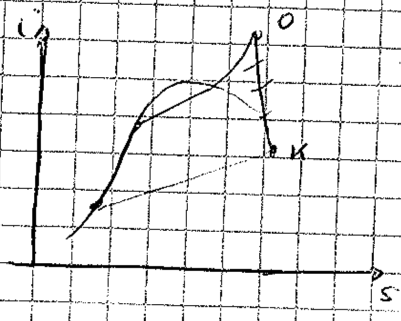
$L_i = u^2$





I triangoli simmetrici sono utili perché una volta studiato il profilo per il 1° distributore questo viene ripetuto per le giranti ed i distributori successivi.





$P_M \simeq 100\ MW \to \dot m_v$

numero stadi

$\Delta_{is} \to MAX$

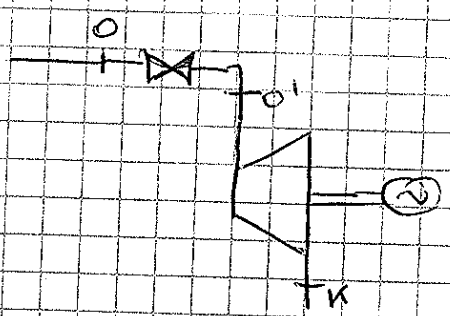
$u \to MAX$ $\quad n = 3000$ rpm

$d \to MAX$

$\dot m v \propto d^3 \frac{\ell}{d}$

$\propto d^3 (1-\varepsilon) \frac{\ell}{d}$ se parzializzo

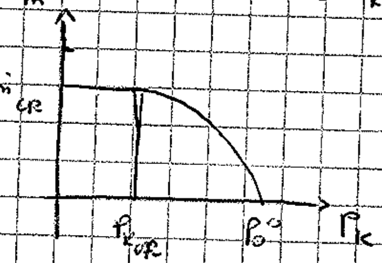
Regolazione

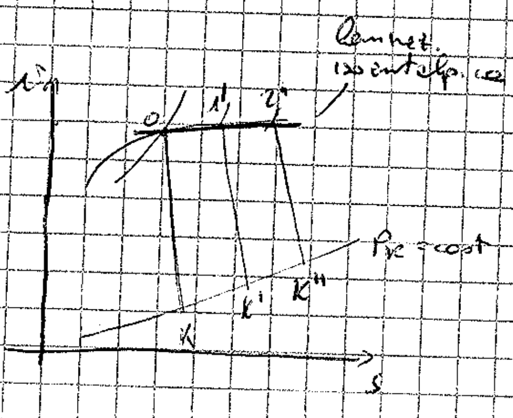


1) $\dot m_{cr} \propto \dfrac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}}$

2) $\dfrac{p_{K_{cr}}}{p_0^0} = cost \quad \left(\dfrac{p_K}{p_0^0} < \dfrac{p_{K_{cr}}}{p_0^0} \right)$

3) $\left(\dfrac{\dot m}{\dot m_{cr}}\right)^2 + \left(\dfrac{p_K - p_0^0}{p_0^0 - p_{K_{cr}}}\right)^2 = 1$





In condizioni nominali

$\dfrac{p_K}{p_0^0} < \dfrac{p_{K_{cr}}}{p_0^0} \Rightarrow \dot m_{cr} = \dfrac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}} \propto p_0^0$

Condizione 1' supponiamo che

$\dfrac{p_K}{p_1^{0'}} < \dfrac{p_{K_{cr}}}{p_1^{0'}} \Rightarrow \dot m'_{cr} = \dfrac{p_1^{0'}}{\sqrt{p_1^{0'} v_0}} \propto p_0^0$

$\dot m'_{cr} = \dot m_{cr} \dfrac{p_1^{0'}}{p_0^0}$

Condizione 2'' non sono più critica cioè

$\dfrac{p_K''}{p_2^{0''}} > \dfrac{p_{K_{cr}}}{p_2^{0''}}$ trovo la portata critica $\dot m''_{cr} = \dot m_{cr} \dfrac{p_2^{0''}}{p_0^0}$

$p''_{K_{cr}} = \left(\dfrac{p_{K_{cr}}}{p_0^0}\right) p_2^{0''} \Rightarrow \left(\dfrac{\dot m''}{\dot m''_{cr}}\right)^2 + \left(\dfrac{p_K - p''_{K_{cr}}}{p_2^{0''} - p''_{K_{cr}}}\right)^2 = 1$ da cui

si ricava $\dot m''$!!