NUMERO: 1539A - ANNO: 2015

A P P U N T I

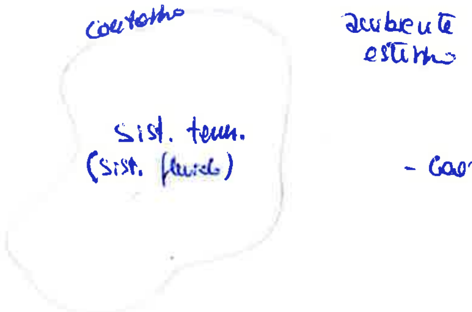
STUDENTE: Meli

MATERIA: Fondamenti di Macchine + Eserc. Prof.Poggio

FONDAMENTI DI MACCHINE

RICHIAMI DI TERMODINAMICA — 1 LEZIONE 29/09

Sistema termodinamico



per descrivere lo stato di un sistema ho bisogno dei parametri di stato:

- ESTERNI
  - coord. spaz. e cinem.
- INTERNI
  - chimici (quando ho delle reazioni interne ma avrò però mai delle reazioni incomplete)
  - fisici (T, P)
    - sforzi normali
    - sforzi tangenziali (lavoro d'attrito)

Hp: fluido continuo, isotropo, omogeneo.

LEGGI DI CONSERVAZIONE

- MASSA
- QUANTITÀ DI MOTO (e MOMENTO)
- ENERGIA ⟶ I principio termod. (conserv. energia)
  - ↳ legge di evoluzione dell'energia ⟶ 2° principio termod. (entropia)

EQ. DI STATO dipendono dal tipo di fluido d'interesse

- per i vapori: diagramma di MOLLIER
- gas perfetti: $pv = RT$ $\quad [Pa]\,[m^3/kg] = [J/kgK]\,[K]$
  - $R = \dfrac{\mathcal{R}}{\mu} \quad \dfrac{(8314\ J/kmol\,K)}{(kg/kmol)}$

$c_p - c_v = R$

$k = c_p / c_v$

$$Q_e + L_e = \Delta U^* + \Delta E_{c,g,cf}$$

$\Delta U^* \to \Delta U + \Delta U_{ch}$ (ΔU: ener. interna; ΔU_{ch}: energ. chimica (se il sistema non è reagente vale zero))

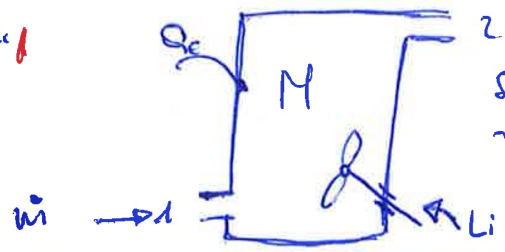
$\Delta E_{c,g,cf} \to \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_{cf}$

$$L_e = -\int_1^2 p\,dv + L_w + \Delta E_{c,g,cf}$$

$L_w \to$ lavoro delle resistenze passive

$$\Rightarrow Q_e = \Delta U^* + \int_1^2 p\,dv - L_w$$

- **punto di vista locale**
  approccio EULERIANO
  sistemi aperti



Superficie di controllo rigida $\Rightarrow \Delta L_e = 0$, $\Delta Q_e \neq 0$

$L_i \to$ lavoro forze interne

$$\Sigma \dot{m}_1 = \Sigma \dot{m}_2$$

MOTO PERMANENTE / regime stazionario

→ non ho dipendenza tempor.

~~[illegible]~~

2 LEZIONE 30/09

I° principio, sistemi aperti:

$$Q_e + L_i = \Delta E_{c,g,cf} + \Delta i^*$$

$\Delta i^* \to \Delta i + (\Delta i_{CH} = \Delta U_{CH})$

$$L_i = \int_1^2 v\,dp + L_w + \Delta E_{c,g,cf}$$

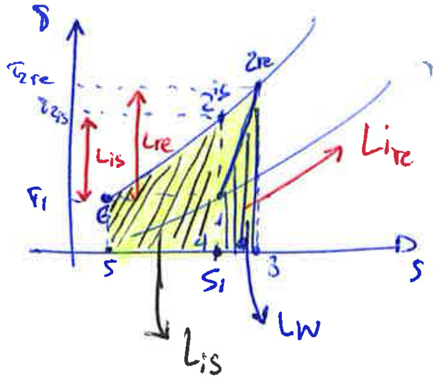
$$Q_e = \Delta i^* - \int_1^2 v\,dp - L_w$$

[Spesso parleremo di calori, lavori scambiati, energie etc... per unità di massa.]

03/10 3 LEZIONE

$\Rightarrow \quad L_i = \Delta i \Big|_1^2 \Rightarrow L_i = c_p(T_2 - T_1)$

$\cancel{Q_e} + L_W = \int_1^2 T\,ds \Rightarrow L_W = \int_1^2 T\,ds$



$L_i = \int_1^2 v\,dp + L_W + \cancel{\Delta E_{c,p,g}}$

$\Rightarrow L_i - L_W = \int_1^2 v\,dp$

Hp: il gas segue una politropica $\Rightarrow p v^m = cost$

$\Rightarrow \int_1^2 v\,dp = \frac{m}{m-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]$

compress. ideale $(m = k)$ $\quad L_{iis} = c_p(T_{2is} - T_1) \quad 1 \rightarrow 2is$

compress. reale $\quad L_{re} = c_p(T_{2re} - T_1) \quad 1 \rightarrow 2re$

$\Delta i \Big|_6^{2is} = \Delta i \Big|_1^{2is} \qquad \Delta i \Big|_6^{2re} = \Delta i \Big|_1^{2re}$

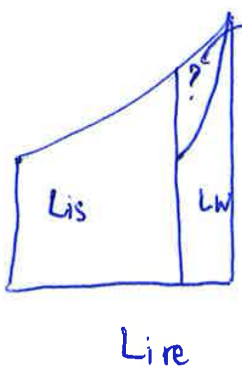
$Q_e \Big|_6^{2is} = \int_6^{2is} T\,ds \qquad Q_e \Big|_6^{2re} = \int_6^{2re} T\,ds$

$L_{ire} = \Delta i \Big|_1^{2re} = \Delta i \Big|_6^{2re} = Q_e \Big|_6^{2re} = \int_6^{2re} T\,ds \Rightarrow$ Area [5 6 2re 3]

$L_{iis} = \Delta i \Big|_1^{2is} = \Delta i \Big|_6^{2is} = Q_e \Big|_6^{2is} = \int_6^{2is} T\,ds$ Area [5 6 2is 4]

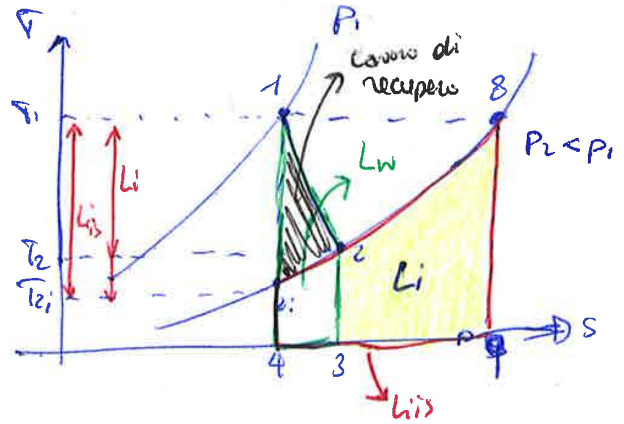
$L_{ire} - L_{iis} =$ AREA [4 2is 2re 3]

$\underbrace{Q_e}_{=0} + L_W = \int_1^2 T\,ds$



$\rightarrow$ Lavoro di controrecupero. [ne devo tenere conto quando il fluido in questione non è incompressibile (tipo aria o altri gas)]

LAVORO DI RECUPERO



$L_{is} = c_p(T_{2is} - T_1)$ AREA [4 2is 8 9]

$L_i = c_p(T_2 - T_1)$ AREA [3 2 8 9]

$$\eta_{is_t} = \frac{L_i}{L_{is}}$$

$$L_w = \int_1^2 T\,ds$$

$$L_{is} - L_i < L_w$$

$$L_{is} - L_i = L_w - L_R$$

$$\eta_{y,t} = \left(\frac{k}{k-1}\right) \Big/ \left(\frac{m}{m-1}\right) \Rightarrow \frac{m-1}{m} = \eta_{y,t}\frac{k-1}{k} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L_i = c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\eta_{y,t}\frac{k-1}{k}}\right]$$

$$\beta_t = P_1/P_2$$

06/10 1° ESERCITAZIONE

4)

$c_p = 1004{,}5\ J/kg\,K$

$k = 1.4$

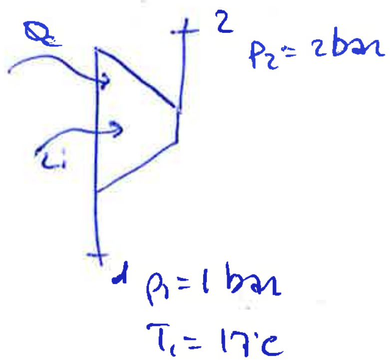
$P_1 = 1$ bar

$T = 17\ °C$

$P_2 = 2$ bar

$\Delta E_c \approx 0$

$L_i = ?$
$Q_e = ?$
$L_e = ?$ } per le trasf. elencate



a) adiabatica reversibile } L_{er}?
b) adiabatica irr con attriti η_{is} $m = 1.55$) L_{er}?
c) refrigerazione senza attriti $m = 1.28$
d) raffredd. isoterma senza attriti
e) raffredd. isoterma con attrito $L_w = 15{,}9\ kJ/kg$

$$Q_e + L_i = \Delta i = c_p(T_2 - T_1)$$

a) $Q_e = 0 \Rightarrow L_i = c_p(T_2 - T_1)$

$L_w = 0 \Rightarrow$

d) raffreddamento isotermo senza attriti

↳ $Q_e < 0$ ↳ $T_{2d} = T_1$ ↳ $L_w = 0$

$$L_i = \int_1^{2d} v\,dp \qquad v = \frac{RT}{p} \Rightarrow L_i = RT_1 \int_1^{2d} \frac{dp}{p} = RT_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 57,7\ \text{kJ/kg}$$

$$Q_e - L_i = \underbrace{\Delta i}_{0} \Rightarrow Q_e = -57,7\ \text{kJ/kg}$$

e) raffreddamento isotermo con attriti ($L_w = 15,9$ kJ/kg)

$$L_{ie} = \underbrace{\int_1^{2e} v\,dp}_{57,5} + L_w \Rightarrow 73,9\ \text{kJ/kg} \Rightarrow Q_e = -73,9\ \text{kJ/kg}$$

Il compressore isotermo è pressoché impossibile dal punto di vista pratico

5) $p_4 = 400$ kPa

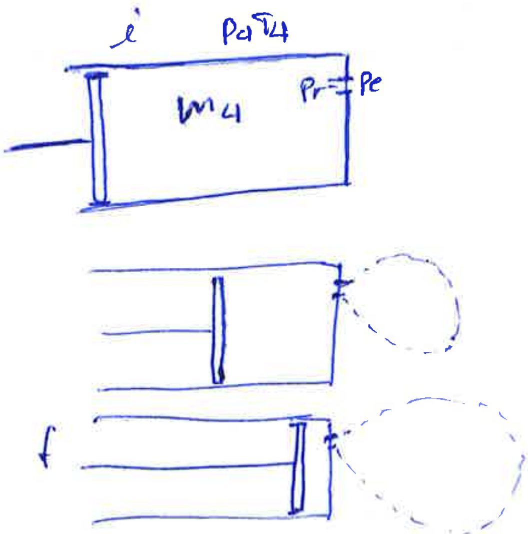
$T_4 = 1500$ K

$p_e = 110$ kPa

$Q_e = 0$ (Hp: adiab)

Hp: $k = 1.4$

Hp: $L_w \approx 0$



i|f $\underbrace{Q_e}_{0} + L_e = \Delta U + \underbrace{\Delta E_c}_{0} + \underbrace{\Delta E_p}_{0} + \underbrace{\Delta E_{cf}}_{0}$ [kJ] vale anche pensando l'aria esce fuori

$\Delta U = c_v(T_f - T_4)\,m$

$L_e = L_{est} + L_{int}$

$L_{e,int} = \int_i^f p\,dV - L_w - \underbrace{\Delta E_{cf}}_{0} = p_e\,\Delta V$ ($0 - V_4$)

$L_{est} = \int_i^f p\,dV = p_e(V_f - 0)$

$L_e = p_e V_f - p_r V_4 = \Delta U$

$V_4 = \frac{mRT_4}{p_r} \qquad V_f = \frac{mRT_f}{p_e}$

$$c_v(T_f - T_4)\cancel{m} = \cancel{p_e}\frac{\cancel{m}RT_f}{\cancel{p_e}} - \cancel{p_r}\frac{\cancel{m}RT_4}{\cancel{p_r}}$$

$$c_v(T_f - T_4) = R(T_f - T_4)$$

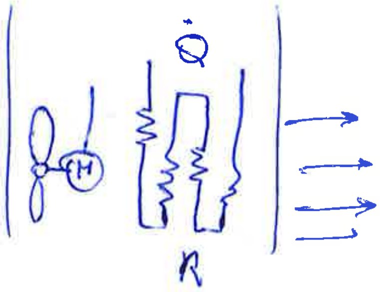
ES 3

E:
$P_E = 1$ bar
$T_E = 5°C$
$\dot{V} = 1,5\ m^3/s$
$v_E \approx 0\ m/s$

A:
$P_A = P_E$
$T_A = 35°C$
$v_A \approx 0$

$P_{el} = 3.7$ kW
$\eta_{mecc} = 0.97$
$\dot{Q}_R$?
$\dot{m}$?

Eest



$$\int_A^E Q_{eR} + L_{iE} = \Delta i + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_{cf}}$$

$P_o = \cancel{P_{el}/\eta_m = 3.44\ kW}$ $P_{el}\ \eta_{mecc}$

$P_o = \dot{m}_{aria}\ L_i = \rho \dot{V} L_i$

$\dot{m} = \rho_E \dot{V}_E = \rho_A \dot{V}_A$ $\quad \rho_E = P_E / R T_E = 1.253\ kg/m^3 \Rightarrow \dot{m}_{aria} = 1.88\ kg/s$

$\Rightarrow L_i = 1.91\ kJ/kg \quad \Rightarrow Q_{eR} = c_p(T_A - T_E) - L_i = 28.2\ kJ/kg$

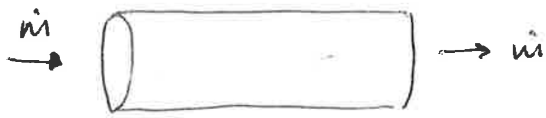
$\dot{Q}_R = \dot{m}_{aria}\ Q_{eR} = 1.88 \cdot 28.2 = 53.1\ kW$

07/10 4 LEZIONE

FLUSSO DI AERIFORMI NEI CONDOTTI

UGELLI e DIFFUSORI

Tubo



$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta E_{cf}$
- Se sono ricoperti con isolante $\Rightarrow Q_e = 0$
- Non scambia lavoro $\Rightarrow L_i = 0$
- Non ci sono campi centrif. $\Delta E_{cf} = 0$
- Se ho aeriformi $\Rightarrow \Delta E_p = 0$

$$\boxed{0 = \Delta i + \Delta E_c}$$

Se ho il caso d'un tubo $\Delta i = 0$, $\Delta E_c = 0$

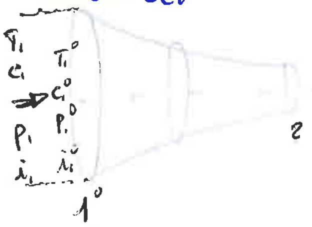
Ciò non vale per ugelli e diffusori

Gli ugelli vengono utilizzati per incrementare ΔE_c, avendo una elevata entalpia

Dualmente il diffusore incrementa l'entalpia di un fluido con alta E_c

UGELLI (EFFUSORI) e DIFFUSORI

• UGELLI



Hp: - flusso unidimensionale
- flusso stazionario

$$0 = \Delta i + \Delta E_c = \Delta i^\circ = (i_2 - i_1^\circ) + \left(\frac{c_2^2}{2} - \cancel{\frac{c_1^{\circ 2}}{2}}\right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \boxed{c_2 = \sqrt{2(i_1^\circ - i_2)}} =$$

$$= c_2 = \sqrt{2c_p(T_1^\circ - T_2)}$$

↳ questo isoentropico in ingresso
$c^\circ = 0 \rightarrow T_1^\circ, P_1^\circ, i_1^\circ$

espansione: isoentropica ($L_W = 0$) $\rightarrow \dfrac{T_2}{T_1^\circ} = \left(\dfrac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow$

$$\Rightarrow c_2 = \sqrt{2c_p T_1^\circ\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = c_2 = \sqrt{2\frac{k}{k-1} P_1^\circ v_1^\circ \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

* $c_p = \dfrac{k}{k-1} R$

$c_p T_1^\circ = \dfrac{k}{k-1} R T_1^\circ = \dfrac{k}{k-1} P_1^\circ v_1^\circ$

FORMA DELL'EFFUSORE

$\dot m = \underbrace{\rho c A}_{cost} \rightarrow A = \dfrac{\dot m}{\rho c}$

Se ho espansione $\rho \downarrow \Rightarrow c \uparrow$

$\dot m = cost \Rightarrow d\dot m = 0$

$d\dot m = \rho c\, dA + \rho A\, dc + A c\, d\rho = 0 =$

$= \underbrace{\rho c A}_{cost = \dot m}\left[\dfrac{dA}{A} + \dfrac{dc}{c} + \dfrac{d\rho}{\rho}\right] = 0 \Rightarrow$

$\Rightarrow \boxed{\dfrac{dA}{A} + \dfrac{dc}{c} + \dfrac{d\rho}{\rho} = 0}$ Condizione di moto stazionario in un condotto

$\Rightarrow \dfrac{\rho}{A}\left(\dfrac{dA}{dp}\right) = \dfrac{1}{c^2} - \dfrac{1}{c_s^2}$ ← $\sqrt{kRT}$

	SUBSONICO $c < c_s$ $Ma < 1$	SUPERSONICO $c > c_s$ $Ma > 1$	
ugello	$dA < 0$	$dA > 0$	ugello $dp < 0$
	$dA > 0$	$dA < 0$	diffusore $dp > 0$

nel caso di 1 effusore, procedendo lungo il condotto, il fluido si espande $\Rightarrow c \uparrow \rho \downarrow$
Se $Ma < 1$ $\uparrow dc/c$ prevale su $\downarrow d\rho/\rho \Rightarrow \rho c$ aumenta
$\Rightarrow dA < 0$
Se $Ma > 1$ $d\rho/\rho \downarrow$ prevale su $dc/c \uparrow \Rightarrow \rho c$ diminuisce
$\Rightarrow dA > 0$
Considerazioni analoghe per il diffusore

CRITICITÀ DELL'UGELLO (ugello è critico) succede quando ~~è~~ diminuendo $P_u \Rightarrow$ aumenta $C_u \rightarrow C_s \Rightarrow$ la velocità del segnale ~~...~~ opera più qll della portata: l'ugello si comporta come all'ultimo precedente

Se ~~cu~~ $C_u = C_s \rightarrow C_u = \sqrt{2c_p(T_{1,0}-T_u)} = \sqrt{k T_u R}$ $\Rightarrow \sqrt{2\frac{Rk}{k-1}(T_{1,0}-T_u)} = \sqrt{kRT}$

$c_p = R\, k/_{k-1}$ $\qquad \sqrt{2R\left(\frac{k}{k-1}\right)T_{1,0}-T_u}$

$\Rightarrow 2T_{1,0} - 2T_u = (k-1)T_u \Rightarrow 2T_{1,0} = (k-1+2)T_u \Rightarrow 2T_{1,0} = T_u(k+1)$

$\Rightarrow \boxed{\frac{T_u}{T_{1,0}} = 2/_{k+1}} \Leftarrow$ Se $C_u = C_s$

$T_u \rightarrow$ Temper. critica

$\Rightarrow \frac{P_{u,cr}}{P_{1,0}} = \left(\frac{T_{u\,cr}}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow \frac{P_{u,cr}}{P_{1,0}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1}$

$P_{u,cr} \rightarrow$ pressione critica quando $C_u = C_s$

$\rho_{u\,cr} = \frac{P_{u\,cr}}{R\,T_{u\,cr}}$ $\qquad$ scendendo ulteriormente P_2, $P_u = P_{u,cr}$ e mi urta

Hp: aria $\Rightarrow k = 1.4 \Rightarrow \frac{P_{u,cr}}{P_{1,0}} = \left(\frac{2}{2,4}\right)^{k/k-1} = \boxed{0,528}$ rapporto critico d'espansione

elio $\Rightarrow k = 1.66 \Rightarrow \frac{P_{u,cr}}{P_{1,0}} = 0,488$

vapore $\Rightarrow k = 1,13 \Rightarrow \frac{P_{u,cr}}{P_{1,0}} = 0,578$

$\pm\, 0.5 = \frac{P_{u,cr}}{P_{1,0}}$

$\dot m_{cr} = A_u\, \rho_{u,cr}\, c_{u,cr}$ $\quad (c_{u,cr} \rightarrow c_s)$

$c_{u,cr} = \sqrt{kRT_{u,cr}} = \sqrt{kRT_{1,0}\frac{2}{k+1}} \rightarrow \sqrt{kP_{1,0}v_{1,0}}\sqrt{\frac{2}{k+1}}$

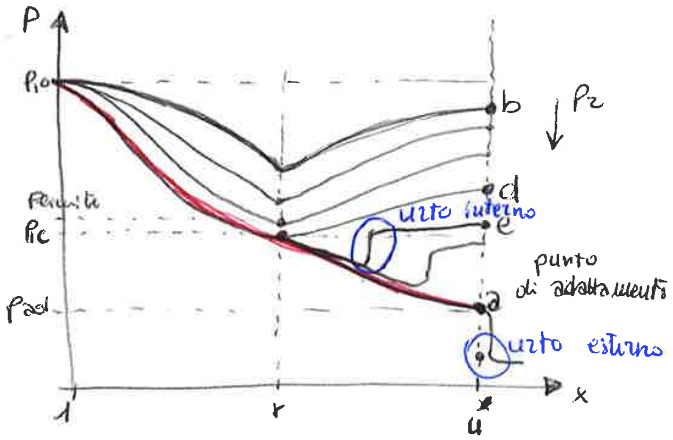
Se gas perfetto $RT_{1,0} = P_{1,0}v_{1,0}$

$\rho_{u,cr} = \frac{P_{u\,cr}}{RT_{u\,cr}} = \frac{P_{1,0}}{RT_{1,0}} \cdot \frac{(2/_{k+1})^{k/k-1}}{2/_{k+1}}$ $\quad (RT_{1,0} \rightarrow P_{1,0}V_0)$

$\dot m_{cr} = A_u \frac{P_{1,0}}{\sqrt{P_{1,0}v_{1,0}}} \frac{(2/_{k+1})^{k/k-1}}{2/_{k+1}} \sqrt{k\,\cancel{P_{1,0}v_{1,0}}}\sqrt{\frac{2}{k+1}} \Rightarrow \dot m_{cr} = A_u \frac{P_{1,0}}{\sqrt{P_{1,0}v_{1,0}}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$

$\dot m_{cr} = A_u \frac{P_{1,0}}{\sqrt{P_{1,0}v_{1,0}}} f(k)$ $\quad \dot m$ dipende da $\rightarrow$ geometria, $\rightarrow$ condizioni a monte, $\rightarrow$ sostanza in questione

Se sono in condizioni di funzionamento a regime ($C_u = C_s$).



$p_1 \to b$: poiché nella prima sezione non ho raggiunto le condizioni critiche, nella seconda sezione ho una compressione

d: p_u limite ⇒ quando $p_u = p_d$, $p_r = p_{critica}$ comunque $c_u < c_s$

a: punto di adattamento: $c_u > c_s$, $M_a > 1$

tra d-a: l'espansione che avrò non sarà isoentropica, in quanto ad un certo punto avrò un urto

Se $p_u < p_a$ ⇒ prima dell'urto esterno ho comunque una trasformazione isoentropica.

Se $p_2 \leq p_d$ → se $p_2 = p_a$ ⇒ interamente isoentropica.

$\boxed{\text{Comunque nel tratto convergente è in condiz. CRITICHE}}$

$p_2 \geq p_d$: Tratto convergente in condizioni subcritiche ⇒ tratto divergente in regime subsonico ⇒ compressione isoentropica

$$\dot m = A_u \frac{p_0}{\sqrt{p_0 v_0}} \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_u}{p_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_u}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

2

vale anche per $p_2 = p_a$

$$\dot m_{cr} = A_r \rho_r c_{sr} = A_r \frac{p_0}{\sqrt{p_0 v_0}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

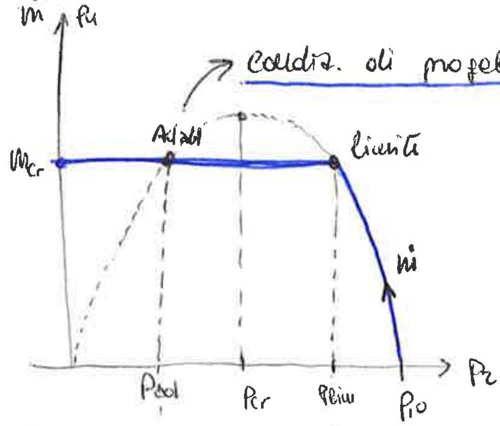
1

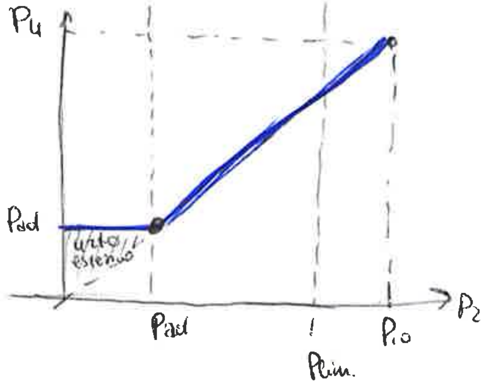
geometria

condizioni a monte

tipo gas

condiz. di progetto → $c_u \geq c_s$
→ no urti interni (salti di Δi attriti interni)
→ p + bassa





in qst condizioni devo imporre A_r per avere $\dot m_{cr}$ e A_u per avere $c_u > c_s$

nelle condizioni limite: eguaglio 1=2 → 2 soluzioni: p_{ad}, p_{lim}

approssimazione ellittica della portata

$$\boxed{\left[\frac{\dot m A_r}{\dot m_{cr} A_u}\right]^2 + \left[\frac{p_2 - p_{cr}}{p_0 - p_{cr}}\right]^2 = 1} \to p_{ad},\ p_{lim}$$

Posso usarla sia per ugelli converg/diverg che per più sempl. convergenti

$c_p T_1^0 + \frac{c_1^2}{2} = c_p T_1 + \frac{c_1^2}{2} \Rightarrow c_p T_1^0 = \frac{c_p T_1 + \frac{c_1^2}{2}}{c_p} = 299.5\ K$

$P_{10} = P_1 \left(\frac{T_1^0}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 8.1\ bar \rightarrow \rho_{10} = \frac{P_{10}}{R T_1^0} = 1.3\ kg/m^3$

$\frac{P_{cr}}{P_{10}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1} = 0.487 \rightarrow P_{cr} = 3.94\ bar$ ho urto all'uscita $3.94 \rightarrow 2\ bar$

$\dot{m}_{cr} = A_u \rho_{cr} \omega_{cr}$

$A_u \rightarrow 12.57\ cm^2$

$T_{u\,cr} = T_{10} \frac{2}{k+1} = -48.5\ °C \Rightarrow$ ~~$c_u = \sqrt{kRT_u} = 882\ m/s$~~

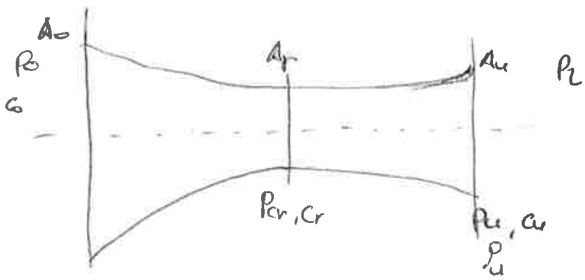
$c_{u} = c_{u,cr} = \sqrt{kRT_{u,cr}} = 882\ m/s$

$\rho_{u,cr} = \frac{P_{cr}}{R T_{cr}} = 0.84\ kg/m^3 \Rightarrow \dot{m}_{u,cr} = A_u \rho_{cr} c_{cr} = 0.936\ kg/s$

$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{P_{10}'}{P_{10}}$ $\quad \dot{m}' = 0.7\ \dot{m} \Rightarrow P_{10}' = 5.6\ bar$

$= 0.655\ kg/s$

3)



$P_{cr} = 1\ bar$
$P_2 = 0.1\ bar$
$c_r = 400\ m/s$
$\dot{m}_u = ?$
$c_u = ?$
$A_u = ?$

Hp: condizioni di progetto con pressione di adattamento espansione isoentropica

$\dot{m}_r = A_r c_r \rho_r = 3.5\ kg/s$

$T_r = \frac{c_r^2}{Rk} = 125\ °C$ $\quad \rho_r = \frac{P_r}{R T_r} = 0.875\ kg/m^3$

$T_1 = \frac{T_r}{(2/k+1)} = 204.7\ °C$

$P_1^0 = \frac{P_r}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}} = 1.89\ bar$

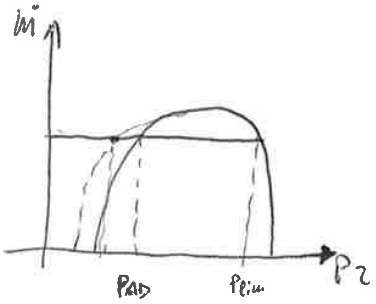
$\rho_{10} = \frac{P_1}{R T_1} = 1.38\ kg/m^3$

$\rho_u = \rho_{10} \left(\frac{P_u}{P_1}\right)^{1/k} = 0.168\ kg/m^3$

$\dot{m}_u = A_u \cdot \frac{P_{10}}{\sqrt{P_{10} v_{10}}} \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{P_u}{P_{10}}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_u}{P_{10}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} =$

$\Rightarrow A_u = 280.5\ cm^2 \rightarrow c_u = \frac{\dot{m}_u}{A_u \rho_u} = 739\ m/s$

$P_e = ?$ $c_e = ?$ condizioni limite (approssimazione ellittica, che va bene per la pressione limite, ma meno per p di adattamento)



$\left(\frac{\dot{m}_r A_r}{\dot{m}_u A_u}\right)^2 + \left(\frac{P_u - P_{cr}}{P_0 - P_{cr}}\right)^2 = 1$ $\quad P_u = x$ → 1.83 bar limite; → 0.166 bar adatt.

$\rho_{u\,lim} = \rho_1^0 \left(\frac{P_1^0}{P_{lim}}\right)^{1/k} = 1.35\ kg/m^3 \rightarrow c_u = \frac{\dot{m}_{cr}}{A_u \rho_{lim}} = 92.5\ m/s$

5)

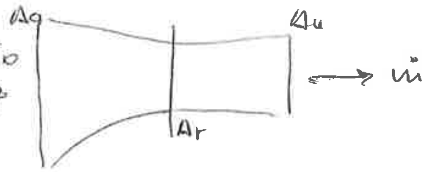
$k = 1.4$

$R = 259 \; J/kgK$

$V_0 = 0{,}1588 \; m^3/kg$

$\rho_0 = 6{,}78 \; kg/m^3$

$c_p = 909 \; J/kgK$



$\dot m = 10 \; kg/s$

$p_0 = 10 \; bar$

$T_0 = 300 °C$

$c_0 = 0$

$p_u = 1 \; bar$

Ugello adattato ⇒ dovrebbe essere converg. diverg. ma nel caso fosse sempl. conv. sarebbe in condiz. critiche

$A_r = ?$

$A_u = ?$

$A_0 = ?$

$T_u = ?$

$c_u = ?$

$$\frac{p_{cr}}{p_0} = p_0\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1} = 5{,}28 \; bar \Rightarrow \text{conv. div.}$$

$$T_{cr} = T_0 \frac{2}{k+1} = 205 °C$$

$$c_{cr} = \sqrt{k \, p_{cr} V_{cr}} = \sqrt{k R T_{cr}} = 417 \; m/s$$

$$\rho_{cr} = \frac{p_{cr}}{R T_{cr}} = 4{,}26 \; kg/m^3$$

$$c_u = \sqrt{2 c_p (T_0 - T_u)} = 708{,}9 \; m/s$$

$$T_u = T_0 \left(\frac{p_u}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 23{,}7 °C$$

$$A_r = \frac{\dot m}{\rho_{cr} c_r} = 56{,}4 \; cm^2 \qquad A_u = \frac{\dot m}{\rho_u c_u}$$

$$\rho_u = \frac{p_u}{R T_u} = 1{,}297 \; kg/m^3$$

6)

Ugello adiab.
condizioni di adatt.
azoto.

$p_0 = 7 \; bar$

$T_0 = 500 °C$

$c_0 = 100 \; m/s$

$A_u = 2 \; cm^2$

$p_u = 2 \; bar$

$T_u = 300 °C$

$L_w = ?$

$\dot m = ?$

$c_u = ?$

$k = 1.4$

$R = 297 \; J/kgK$

$V_0 = 0.328 \; m^3/kg$

$c_p = \cancel{Rk} = 1039{,}5 \; J/kgK$

$$\dot m = A_u \frac{p_0}{\sqrt{p_0 V_0}} \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_u}{p_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_u}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} = 0{,}173 \; kg/s$$

$$0 = \Delta i + \Delta E_c \Rightarrow c_p (T_u - T_0) + \frac{c_u^2 - c_0^2}{2} \Rightarrow c_u = \sqrt{2 c_p (T_0 - T_u)} = 652 \; m/s$$

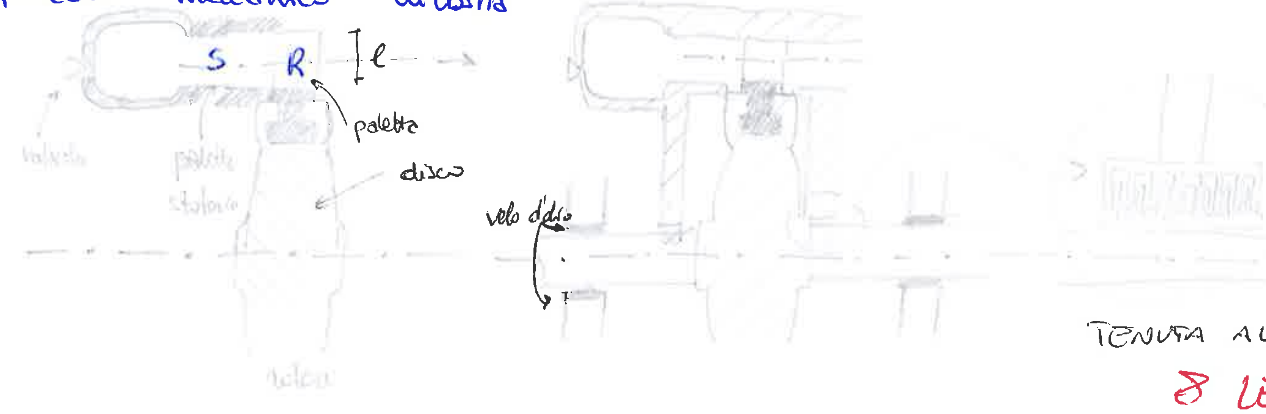
$$\rho_u = 1{,}17 \qquad \dot m = \rho_u A_u c_u = 0{,}153 \; kg/s$$

$$\frac{T_u}{T_0} = \left(\frac{p_u}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

$$\Rightarrow m = 1{,}314 \qquad c = \frac{c_p}{k} \frac{m-k}{m-1} = -203 \; J/kgK$$

$$0 + L_w = c(T_u - T_0) \Rightarrow L_w = 40{,}686 \; kJ/kg$$

Spaccato meccanico turbina



TENUTA A LABIRINTO

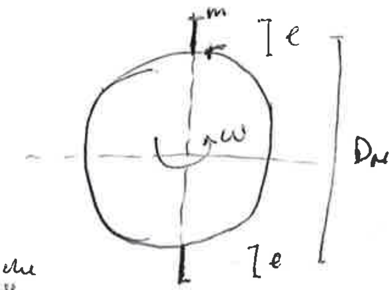
8 LEZIONE

prima di far girare la turbina, l'avviamento avviene facendo ~~arrivare~~ portando in pressione i veli d'olio per ~~~~ rendere pronti i cuscinetti; porto a V_n l'albero e poi posso attivare la ~~turbina~~ turbina. Per isolare la carcassa, utilizzo la TENUTA A LABIRINTO

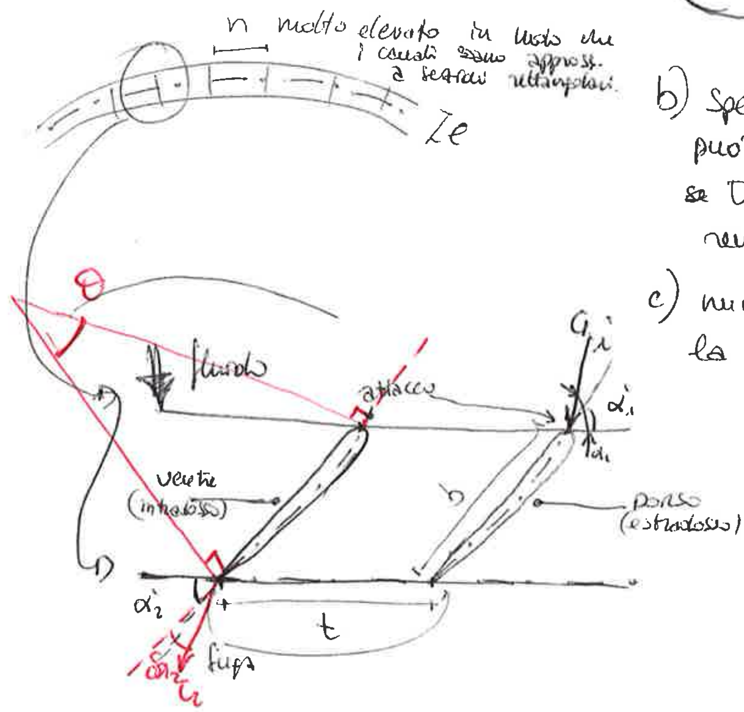
Hp di funzionamento:
flusso unidimensionale

RESTRIZIONI:

a) ALTEZZA delle palette $\frac{l}{D_m} << 1$



$\omega r \approx \omega(1+\cancel{\varepsilon})$



b) Spessore palette trascurabile. In caso contrario può succedere che quando il fluido arriva, se urta a dorso xk non riesce a passare, rendendo il flusso multidim.

c) num. di palette suff. alto da considerare la larghezza del canale di passaggio ≈ cost

parametri costruttivi

- t = passo
- b = corda
- $\sigma = b/t$ = solidità: schiera di palette
- α_1', α_2' angoli di attacco e fuga del profilo
- $\vartheta = \alpha_1' - \alpha_2'$ angolo di incurvamento del profilo

parametri cinematici

c_1, c_2 velocità del fluido in ingresso ed uscita

α_1, α_2 di ingresso ed uscita

$i = \alpha_1 - \alpha_1'$ angolo incidenza

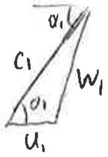
$\delta\alpha_2 = \alpha_2 - \alpha_2'$ angolo di deviazione

$\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2$ angolo di deflessione della vena fluida nella palettatura

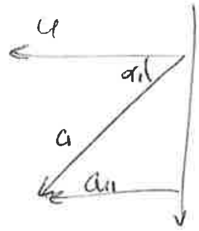
$$P_i = C\omega = \dot m\,\omega\,(c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2) = \dot m\,(c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2)$$

↳ potenza che arriva all'albero

$$L_i = \frac{P_i}{\dot m} = \boxed{c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2} \quad [J/kg]$$



$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos\alpha_1$$
$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos\alpha_2$$



$$c_{u1} = c_1 \cos\alpha_1$$
$$c_{u2} = c_2 \cos\alpha_2$$

$$\Rightarrow c_{u1} u_1 = u_1 c_1 \cos\alpha_1 = \frac{1}{2}(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)$$

$$c_{u2} u_2 = \frac{1}{2}(u_2^2 + c_2^2 - w_2^2)$$

$$\boxed{L_i = \frac{1}{2}(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2 - u_2^2)}$$

MACCHINA MOTRICE
fluido → palettatura

9 LEZIONE

Possiamo arrivare a quell'espressione anche dal 1° principio:

$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta E_{cf}$$

macchina motrice → $Q_e - L_i$

$-L_i > 0$ se svolto dal fluido sul esterno (palett.)

PF / PR → Giranti: $Q_e = 0 \Rightarrow -L_i = \Delta i\big|_1^2 + \Delta E_c\big|_1^2$

sistema fisso ⇓ $\Delta E_{cf} = 0$

adiab. $\rho \approx 0 \Rightarrow \Delta E_g = 0$

$$\Rightarrow -L_i = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \Rightarrow L_i = i_1 - i_2 + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}$$

Giranti sistema rotante: $L_i = 0 \Rightarrow \Delta i\big|_1^2 + \Delta E_c\big|_1^2 \Rightarrow 0 = i_2 - i_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$ ⇒ ~~$i_2 - i_1 = \frac{w_1^2}{2}$~~ $- \frac{w_1^2}{2}$

$$\Delta E_{cf} = -\frac{u^2}{2}\Big|_1^2$$

$$\Rightarrow i_2 - i_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} + \frac{u_1^2}{2}$$

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

I° principio PF e PR ⇒ (sistema fisso)

$$-L_i = \Delta i\big|_0^2 + \Delta E_c\big|_0^2 = -L_i = i_2 - i_0 + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = L_i = \underbrace{i_0 + \frac{c_0^2}{2}}_{i_0^0} - i_2 - \frac{c_2^2}{2} \Rightarrow$$

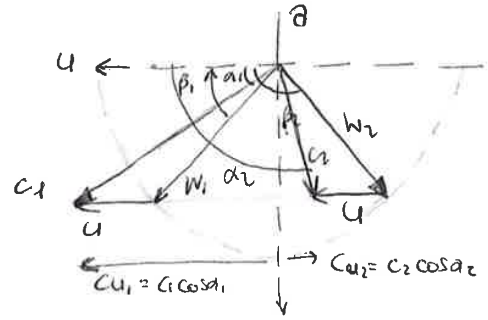
$$\Rightarrow L_i = i_0^0 - i_2 - \frac{c_2^2}{2}$$

Distributore

Sistema rif. fisso

$$0 = \Delta i \Big|_0^1 + \Delta E_c \quad \Rightarrow \quad c_1 = \sqrt{2(i_0^0 - i_1)}$$

$\hookrightarrow i_0^0 = i_0 + \frac{c_0^2}{2}$



Distributore + girante

sistema rif. fisso

$$-L_i = \Delta i \Big|_0^2 + \Delta E_c \Big|_0^2 \quad \Rightarrow \quad L_i = \underbrace{\left(i_0 + \frac{c_0^2}{2}\right)}_{i_0^0} - \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right) =$$

$$= i_0^0 - i_2 - \frac{c_2^2}{2}$$ → perdita per en. cinetica di scarico

macchine motrici $\Rightarrow L_i > 0$
se svolto dal fluido sulla palettatura $\Rightarrow$
$\Rightarrow$ fluido = sistema
palett. = esterno

non può essere nulla perché se lo fosse $\Rightarrow$ macchina ferma; inoltre il fluido che entra DEVE uscire, e poiché si è anche espanso, c_2 a parità di sezione, c_2 non può essere piccola

$$L_i = c_1 u_1 - c_2 u_2 \quad \Rightarrow \quad L_i = (c_{u_1} - c_{u_2}) u =$$

$u_1 = u_2 = u$

$$= u\,(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2)$$

$c_{u_2} = w_{u_2} + u \quad \Rightarrow c_{u_2} = -w_{u_1} + u \quad \Rightarrow \quad c_{u_2} = -(c_{u_1} - u) + u = -c_{u_1} + 2u$

$w_{u_2} = -w_{u_1}$

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

$$\Rightarrow L_i = 2u^2 \left[\left(\frac{\cos\alpha_1}{u/c_1}\right) - 1\right]$$

wr

u/c_1 = rapporto caratteristico.

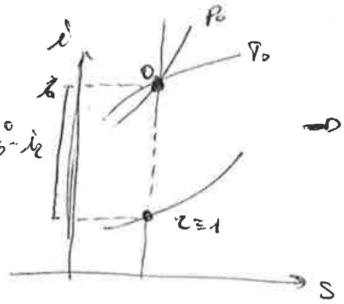
η_{θ_i}: rendimento termodinamico interno dello stadio di turbina

$$= \frac{L_i}{\underbrace{i_0^0 - i_1}_{\text{lavoro limite}}}$$

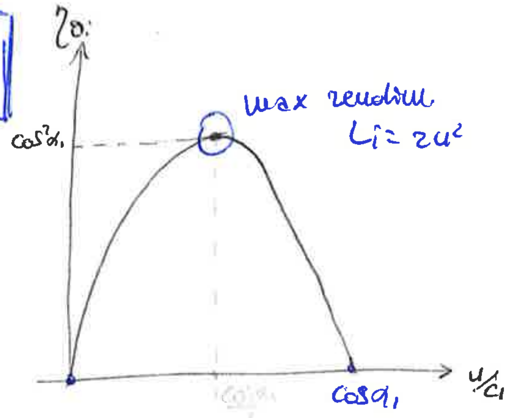
$i_1 = i_2 \qquad i_0^0 - i_2$

$i_0^0 - i_1 = \frac{c_1^2}{2}$

$$\Rightarrow \frac{L_i}{c_1^2/2}$$



$$\Rightarrow \frac{2u(c_1\cos\alpha_1 - u)}{c_1^2/2} \quad \Rightarrow \quad \boxed{\eta_{\theta_i} = 4\left(\frac{u}{c_1}\right)\left[\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right]}$$

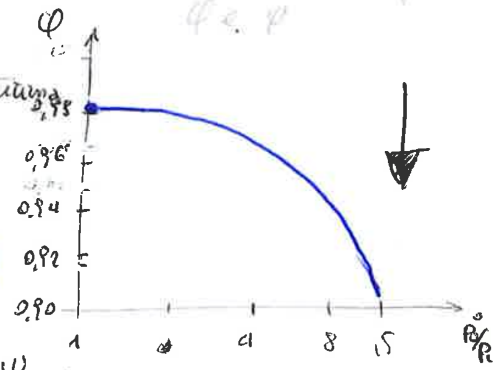


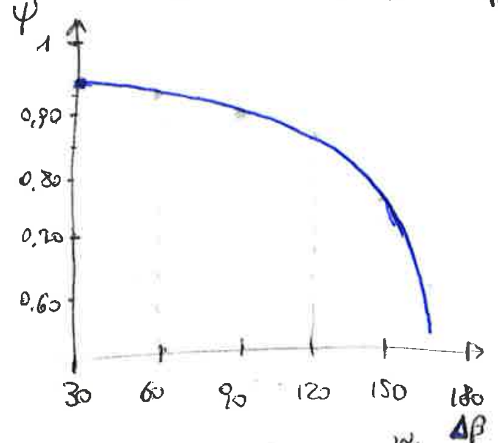
Perdite fluidodinamiche ⟹ hp condizioni reali!

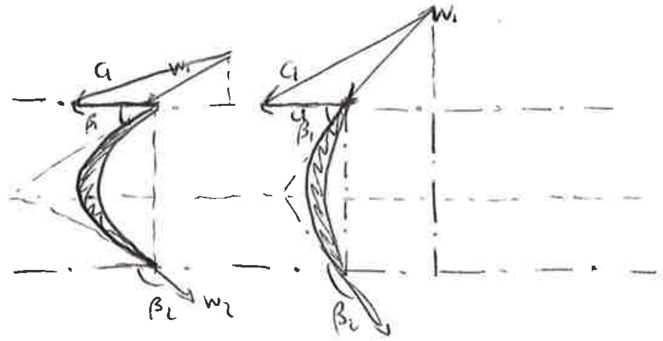
- coefficiente di perdita

	coefficiente	definizione	parametri
Palett. fisso	φ	$\varphi = \frac{c_1}{c_{1,is}}$ $c_1 = \varphi c_{1,is}$ $c_{1,is} = c_1/\varphi$	• scabrezza superficiale interna della paletta • Reynolds • sviluppo palettatura • deflessione • $\boxed{\text{rapporto di espansione}}$
Palett. rotante	ψ	$\psi = \frac{w_2}{w_{2,is}}$ $w_2 = \psi w_{2,is}$ $w_{2,is} = w_2/\psi$	• scabrezza superf. interna • Reynolds • sviluppo palettatura • $\boxed{\text{deflessione}}$

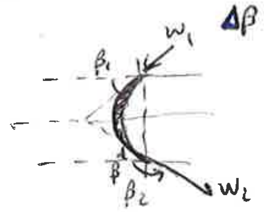
∀ Reynolds in che modo influenza φ e ψ





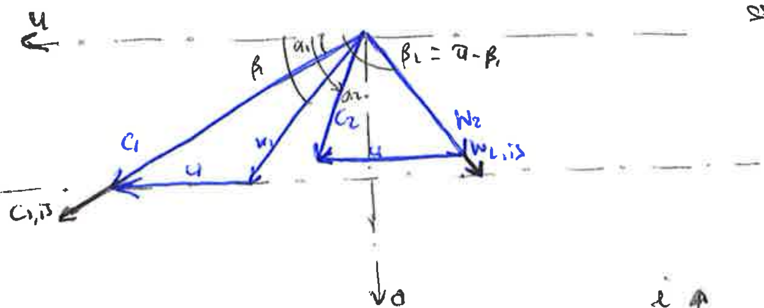


$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$



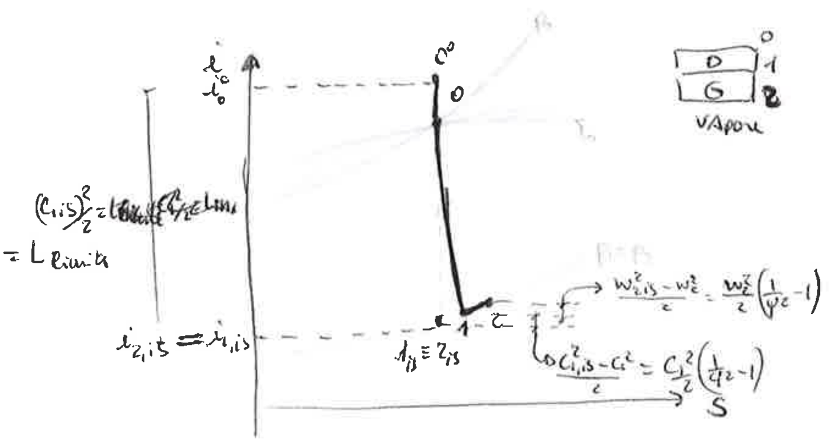
$\alpha_1 \downarrow \Rightarrow \Delta\beta \uparrow \Rightarrow \psi \downarrow$

stadio turbina ad azione assiale con funz. reale

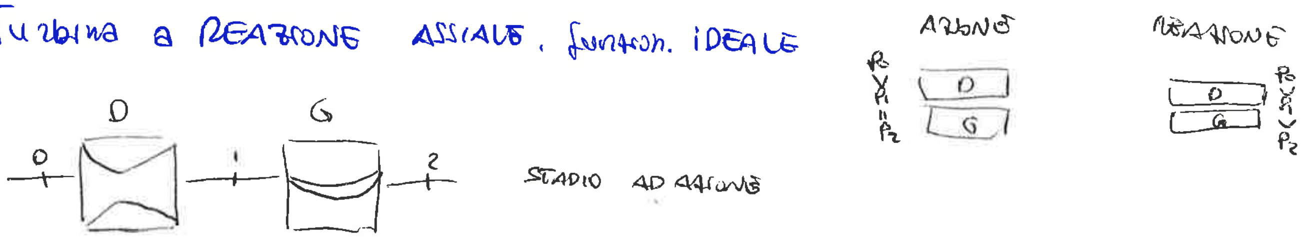


$c_1 = \varphi c_{1,is}$

$w_2 = \psi w_{2,is} = \psi w_1$



Turbina a REAZIONE ASSIALE. funzion. IDEALE



STADIO AD AZIONE

stadio a reazione

GRADO di REAZIONE (esprime quando si espande il fluido nella girante)

TERMODINAMICO

$$\chi = \frac{|\Delta i_{is,G}|}{|\Delta i_{is,D}| + |\Delta i_{is,G}|}$$

CINEMATICO

$$R = \frac{|\Delta i_G|}{|\Delta i^0|} = \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}$$

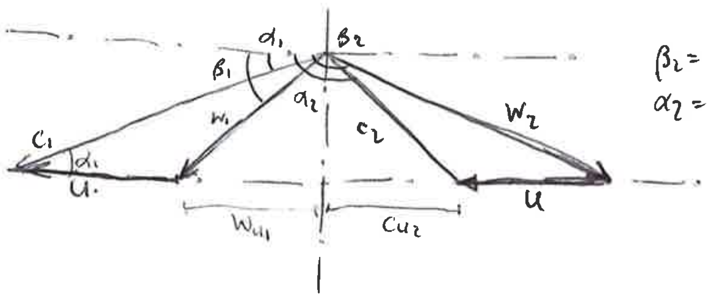
generalmente sia χ e R valgono circa 0.5, ovvero, l'espansione avviene x metà in D e per l'altra in G

$$L_{lim} = i_0^0 - i_{2,is} \quad (-i_{1,is} + i_{1,is}) = (i_0^0 - i_{1,is}) + (i_{1,is} - i_{2,is}) = \frac{c_1^2}{2} + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right)$$

$$L_{lim} = u\,(c_{u1} - c_{u2}) = u\,(c_1\cos\alpha_1 - c_2\cos\alpha_2)$$

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{L_{lim}} = \frac{u\,(c_1\cos\alpha_1 - c_2\cos\alpha_2)}{\frac{c_1^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}}$$

CASO PARTICOLARE: IPOTESI: i triangoli di velocità sono SIMMETRICI ≠ palettat. simmet.



$$\beta_2 = \pi - \alpha_1 \qquad |w_2| = |c_1|$$
$$\alpha_2 = \pi - \beta_1 \qquad |c_2| = |w_1|$$

$$-c_2\cos\alpha_2 = w_{u1} = c_1\cos\alpha_1 - u$$
$$(-c_{u2})$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha = w_2^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha_1 \Rightarrow w_2^2 - w_1^2 = 2uc_1\cos\alpha - u^2 = u(2c_1\cos\alpha_1 - u)$$
$$c_1^2 = w_2^2$$

$$L_i = u\left[c_1\cos\alpha_1 + (c_1\cos\alpha_1 - u)\right] = u\left[2c_1\cos\alpha_1 - u\right] = \boxed{u^2\left[\frac{2\cos\alpha_1}{u/c_1} - 1\right]}$$

$$L_i = u(c_{u1} - c_{u2}) = u(c_1\cos\alpha_1 - c_2\cos\alpha_2)$$

$$\eta = \frac{u(c_1\cos\alpha_1 - c_2\cos\alpha_2)}{\frac{c_1^2}{2\varphi^2} + \frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2}}$$

Hp: TRIANGOLI SIMMETRICI

$$-c_2\cos\alpha_2 = c_1\cos\alpha_1 - u$$

$$\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2 = w_2^2\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) - w_2^2 - w_1^2 =$$

$$= w_2^2\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) + u(2c_1\cos\alpha_1 - u) = c_1^2\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) + u(2c_1\cos\alpha_1 - 1)$$

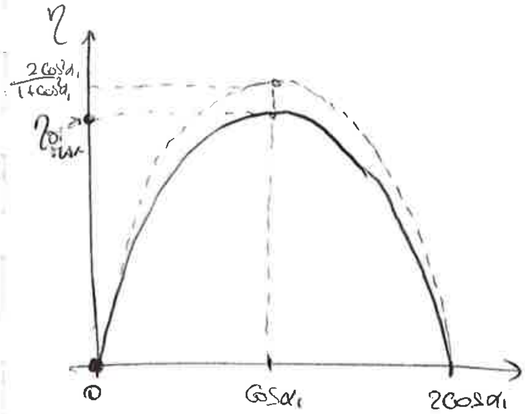
$$L_i = u(2c_1\cos\alpha_1 - u) = u^2\left[\frac{2c_1\cos\alpha_1}{\left(\frac{u}{c_1}\right)} - 1\right]$$

$$\eta = \frac{2u(2c_1\cos\alpha_1 - u)}{\frac{c_1^2}{\varphi^2} + c_1^2\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) + u(2c_1\cos\alpha_1 - u)} = \boxed{2\frac{\left[2\cos\alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)\right]}{\left(\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right) + \left[2\cos\alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)\right]\frac{u}{c_1}}}$$

η_{0i}: reale

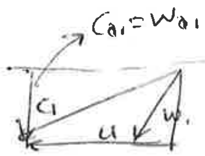
$$\boxed{\eta_{0i\,max}} = \frac{2\cos^2\alpha_1}{\left(\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right) + \cos^2\alpha_1}$$

$\boxed{\text{ideale}}$



Portata: $\dot{m} = \rho_1 A_1 c_1$ → nel caso di macchina assiale $\rho_1 A_1 c_{a1}$

$A_1 = \xi\,\pi d_m l_1$ — l_1 → lunghezza pala; d_m → diam. medio; ξ definisce la superficie meno più dello spessore delle pale



Potenza: $P_i = \dot{m} L_i$

$L_i = \eta_{0i}(i_0^0 - i_{2is})$ ⇒ ↓ Δi_{is}

$\Rightarrow P_i = \eta_{0i}\,\dot{m}\,\Delta i_{is}$

Vincoli per la potenza

- vincolo n° giri: $u = \pi d_m \frac{n}{60}$ $\left[\frac{giri}{min}\right] = 60\,\frac{f[Hz]}{p[\,]}$ → paia poli
- vincolo d_m vs altezza palette

$\dot{m}\,v = \xi\,\pi d_m l_1 c_{a1}$ ↓ $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$

per far salire il lavoro → $u\uparrow$, ma se n è dato da un vincolo gioco con $d_m \Rightarrow d_m\uparrow$, e sale anche c_1

$\Rightarrow \dot{m}v = \xi\pi d_m\uparrow l_1 c_{a1}\uparrow$ l_1 ??

	p	T	v
AP:	250 bar	540°C	≈0,013
BP:	0,05 bar	T sat	??

⇅ 1:1700

Es 2

$p_0 = 80$ bar $\quad T_0 = 500°C$

$\dot m = 150$ kg/s

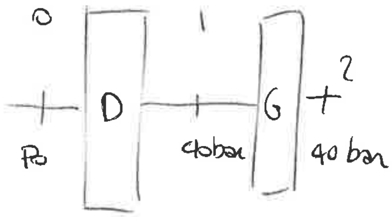
$\alpha_1 = 30°$

$\frac{u}{c_1} = 0.5 \cos\alpha_1 \rightarrow (c_2 \downarrow)$

$\varphi = 0.95$

$\psi = 0.90$

$n = 3000$ rpm



- triangoli velocità?
- schema paletta?
- L_i, P_i
- $\eta_{\theta i}$
- P, ε?

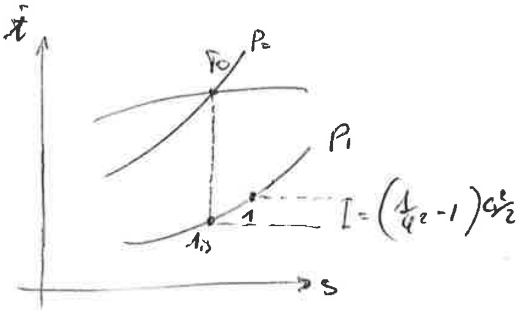
Mollier: $\rightarrow i_0 = 3400$ kJ/kg $\quad i_{1is} = 3192$ kJ/kg

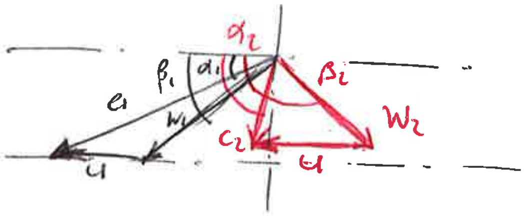
a) $c_{1is} = \sqrt{2(i_0 - i_{1is})} = 643$ m/s $\rightarrow c_1 = \varphi c_{1is} = 612{,}7$ m/s $\rightarrow u = c_1 \frac{1}{2}\cos\alpha_1 = 265{,}3$ m/s

$W_1 = \sqrt{u^2 + (c_1 \operatorname{sen}\alpha_1)^2} = 405{,}3$ m/s $\rightarrow \beta_1 = \frac{c_1 \operatorname{sen}\alpha_1}{W_1} = 49{,}3° \rightarrow \beta_2 = \pi - \beta_1 = 130{,}9°$

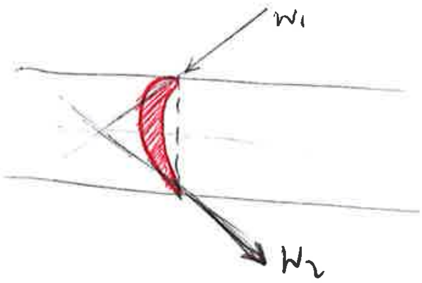
$W_2 = \psi \underbrace{W_{2is}}_{W_1} = 364{,}8$ m/s $\Rightarrow c_2 = \sqrt{(W_2 \cos\beta_2 + u)^2 + (W_2 \operatorname{sen}\beta_2)^2} = 277$ m/s

$\alpha_2 = \operatorname{arcsen} \frac{W_2 \operatorname{sen}\beta_2}{c_2} = 84{,}5°$





b) palettatura simmetrica $\longrightarrow$

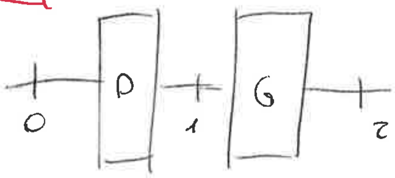


c) $L_i = u(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2) = 133{,}7$ kJ/kg

$P_i = \dot m L_i = 20{,}1$ MW

d) ~~$\frac{L_i}{c_1^2/2} = 2714$~~ $\quad \eta_{\theta i} = \frac{L_i}{L_{i,dis}} = \frac{(1+\psi)\, u\,(c_1 \cos\alpha_1 - u)}{c_1^2/2} =$

Es 4



$d = 2\,m$ $\quad p_0 = 1.2\,bar \quad T_0 = 140°C \quad C_0 \approx 0$

$\alpha_1 = 20°$ $\quad u/c_1 = \cos\alpha_1 \longrightarrow \max \eta$

$n = 3000\,rpm \quad \dot m = 150\,kg/s \quad \psi = 0.96 \quad \varphi = 0.96$

VAPOR D'ACQUA

TRIANG. VEL ?

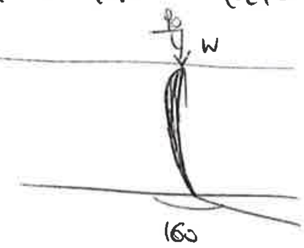
prof palette?

$L_i = ?$ $\quad P_i$? $\quad \eta_{\theta_i}$? $\quad l_1$? $(\cos\xi = 0.95)$

1) $u = \pi d n = 314\,m/s \rightarrow c_1 = u/\cos\alpha_1 = 334\,m/s \qquad w_1 = \sqrt{c_1^2 - u^2} = 114\,m/s$

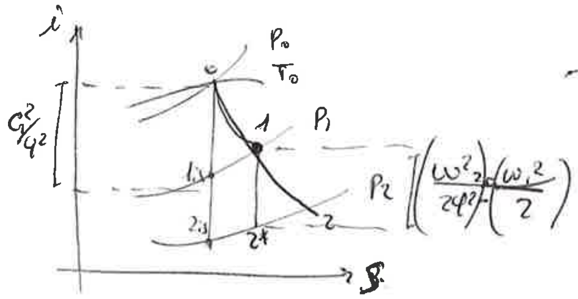
$|w_2| = |c_1| \qquad |c_2| = |w_1| \qquad \beta_2 = \pi - \alpha_1 = 160 \qquad \beta_2 = \alpha_2 = 90$

2)



$$L_i \overset{\max \eta}{=} u^2 = 98.7\,kJ/kg \rightarrow P_i = \dot m\, l_i = 14.8\,MW$$

$$\eta_{\theta_i} = \frac{2\cos^2\alpha_1}{\left[\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right] + \cos^2\alpha_1} = 0.862$$



$$\cancel{\eta_{\theta_i} = \frac{2\cos^2\alpha_1}{\left[\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right] + \cos^2\alpha_1}}$$

$$\eta_{\theta_i} = \frac{L_i}{\left[\frac{c_1^2}{2\varphi^2} + \frac{c_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2}\right] - \frac{c_2^2}{2}}$$

recupero di en. cin. di scarico

$\Rightarrow \eta_{\theta_i} = 0.913$

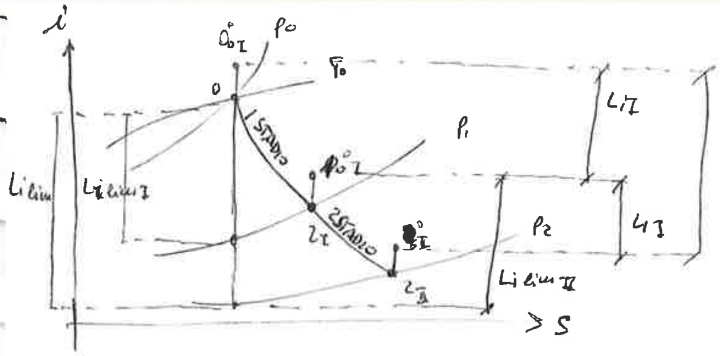
$i_0 = 2755\,kJ/kg \qquad i_{1is} = i_0 - \frac{c_1^2}{2\varphi^2} = 2701\,kJ/kg \qquad i_1 = i_0 - c_1^2/2 = 2706\,kJ/kg$

$i^*_{2is} = i_1 - \left[\frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2}\right] = 2652\,kJ/kg \qquad p_{1is} = p_1 \cong 0.89\,bar$ (da Mollier: intersezione punto di partenza entalpia isoentropica)

$p_{2is} = p^*_{2is} = p_2 \cong 0.65\,bar$

$\dot m = \rho\, \xi \pi d\, l_1 (\overset{\sin\alpha_1}{\cancel{\cos\alpha_1}}) c_1 \qquad \rho_1 = 0.504\,kg/m^3$ (Mollier)

$l_1 = 43{,}6\,cm$



$$L_{iTOT} = L_{iI} + L_{iII} =$$

$$= \eta_{0i}\, L_{i\,lim\,I} + \eta_{0i}\, L_{i\,lim\,II}$$

Se $\eta_{0iI} = \eta_{0iII} = \eta_{0i} \Rightarrow$

$$\Rightarrow \eta_{0i}\left(L_{i\,lim\,I} + L_{i\,lim\,II}\right)$$

$$\Rightarrow \eta_{0iTOT} = \frac{L_{iTOT}}{L_{i\,lim\,TOT}} = \eta_{0i}\frac{(L_{i\,lim\,I} + L_{i\,lim\,II})}{L_{i\,lim\,TOT}}$$

MACCHINE MULTISTADIO hanno η_{0i} maggiore di più dei singoli stadi causato dal fenomeno del RECUPERO.

P_u = potenza utile

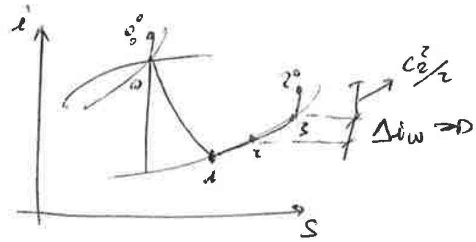
$\hat{P}_i$ = potenza interna (fluido su palettatura)

→ PERDITE DI NATURA MECCANICA
PERDITE DI PORTATA

- perdite per attrito sui dischi
  $P_{W,dischi} = k_d \rho_1 d_m^2 u^3$
- perdite per effetto ventilante ; $P_{W,vent} = k_v \rho_1 d_m l_1 \varepsilon u^3$ ↳ parzializzazione

girante riceve fluido solo in un determinato momento. Le palette che non lavorano fanno girare il fluido generando perdite aggiuntive.

Attrito col fluido ne modifica le proprietà



$\Delta i_w \Rightarrow$ quota generata da un aumento di entropia per attrito: fluido viene scaldato

- perdite per attrito meccanico sui cuscinetti → $P_{W\,cusc.}$
- perdite per prelievo di pot. mecc. per ausiliari (es: pompa pressione olio, pressuriz. azoto, sistemi di sicurezza etc)
  ↳ P_W (ausiliari)
- perdite di portata per fughe (attraverso i giochi della macchina) $\Rightarrow \dot{m}_{f,giochi}$
- perdite di portata per tenute (LABIRINTI) $\dot{m}_{(f,tenute)}$

RENDIMENTO MECCANICO η_m → attrito dischi, ventilazione, cuscinetti, ausiliari

$$\Rightarrow \eta_m = 1 - \frac{\sum P_{\text{II}}}{P_i}$$

RENDIMENTO volumetrico $\begin{cases}\text{giochi}\\ \text{tenute}\end{cases} \rightarrow \eta_v = 1 - \frac{\sum \dot{m}_f}{\dot{m}}$

$$P_u = \eta_{0i}\,\eta_m\,\eta_v\,\dot{m}\,\Delta i_{is} \Rightarrow \eta_T = \eta_{0i}\,\eta_m\,\eta_v$$

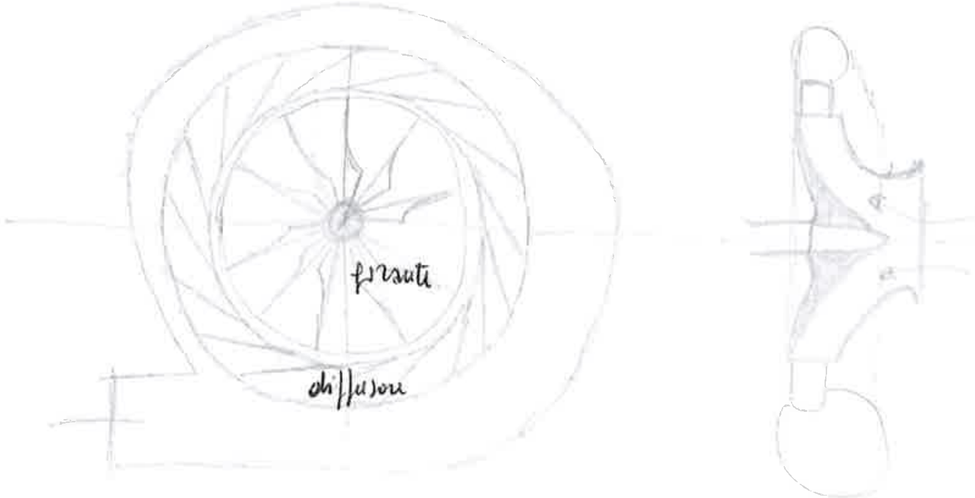
rendimento TURBINA complesso degli stadi

TURBO COMPRESSORI CENTRIFUGHI → pensati come macchine monostadio

$\beta \leq 4 \quad \eta_y \approx 0.85$

girante: u'' { 250 m/s alluminio → superleghe 450 m/s Titanio }

$\dot{V} \leq 50 \; m^3/s$



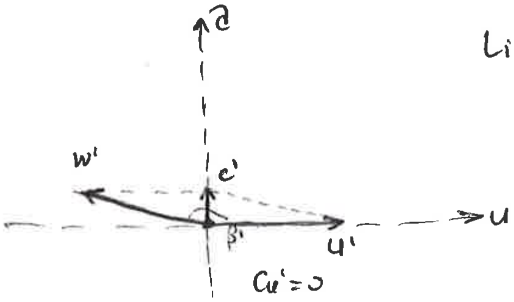
compressore con diffusore palettato

compressore con diffusore non palettato

TRIANGOLI DI VELOCITA'

07/11 15 LEZIONE

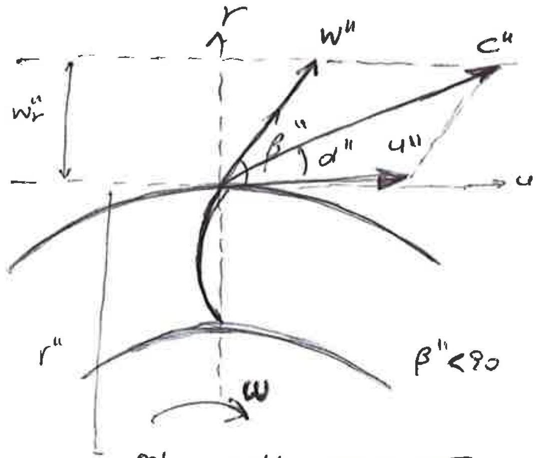
In ingresso alla girante



$Cu' = 0$

$L_i = u'' Cu'' - \underbrace{u' Cu'}_{\to 0}$

$c'' = w'' + u''$

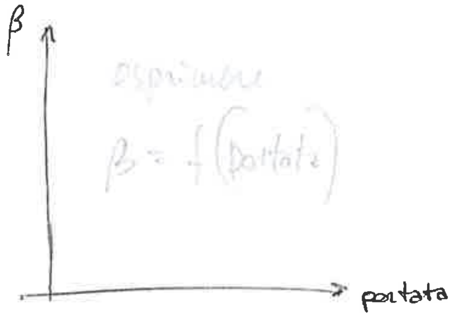


$\beta'' < 90$

χ molto basso

pale rivolte ~~all'indietro~~ in avanti

Caratteristica manometrica



parametro: velocità di rotazione

$$L_i = \int_1^2 v\,dp + L_w \Rightarrow L_i - L_w = \int_1^2 v\,dp$$

$\boxed{\text{Hp: FLUIDO INCOMPRIMIBILE}} \Rightarrow v_1 = v_2$

molto errata

$$\Rightarrow L_1 - L_w \cong v(p_2 - p_1) = \underbrace{v_1 p_1}_{RT_1}(\beta - 1)$$

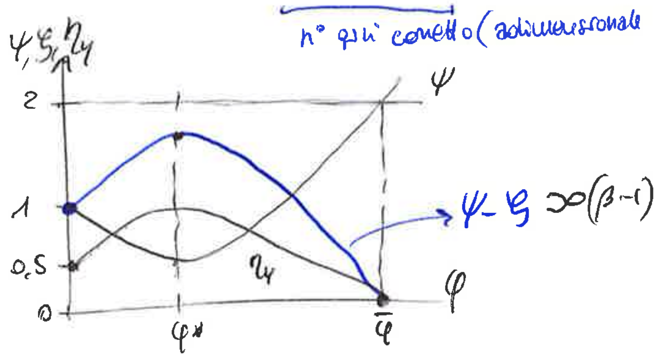
$$\Rightarrow L_i - L_w \cong RT_1(\beta-1)$$

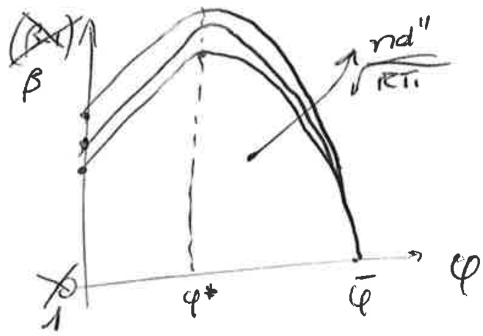
la adimensionalizzo $\times \frac{1}{u''^2/2}$

$$\psi - \xi \cong \frac{RT_1}{\frac{u''^2}{2}}(\beta-1) \propto \left[\frac{\sqrt{RT_1}}{u''}\right]^2(\beta-1) \propto \left[\frac{\sqrt{RT_1}}{nd''}\right]^2(\beta-1)$$

$u'' = \pi n d''$

$$\Rightarrow (\beta-1) \propto \underbrace{\left[\frac{nd''}{\sqrt{RT_1}}\right]}_{\text{n° giri corretto (adimensionale)}}^2 (\psi - \xi)$$

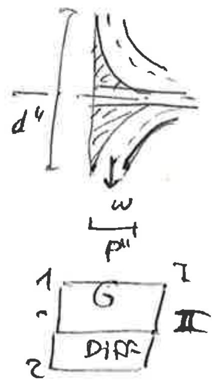




$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$

16 LEZIONE 10/11

Portata volumetrica uscita girante



$$\dot m v'' = \xi \zeta \pi P'' d'' w_r''$$

Hp molto forzata: fluido incomprimibile

$$v_2'' \cong v_1 \cong v''$$

$$\pi d'' P'' = \pi \underbrace{\left(\frac{P''}{d''}\right)}_{\text{rapporto caratteristico di dimensioni}} d^2$$

Hp: macchine geometricamente simili $\longrightarrow \frac{P''}{d''} = cost$

$$w_r'' = \varphi w'' = \pi n d'' \varphi \rightarrow \dot m v_1 = \xi \pi \left(\frac{P''}{d''}\right) d^2 \varphi \pi n d'' \Rightarrow \varphi \propto \dot m v_1$$

$v_1 \rightarrow \frac{RT_1}{P_1} = \frac{\sqrt{RT_1}\sqrt{RT_1}}{P_1}$

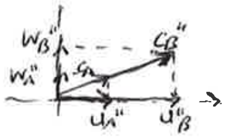
$$\Rightarrow \varphi \propto \underbrace{\left[\frac{\dot m \sqrt{RT_1}}{P_1 d''^2}\right]}_{\text{portata}} \underbrace{\left[\frac{\sqrt{RT_1}}{nd''}\right]}_{\text{numero di giri corretto}}$$

SIMILITUDINE GEOMETRICA e FLUIDODINAMICA

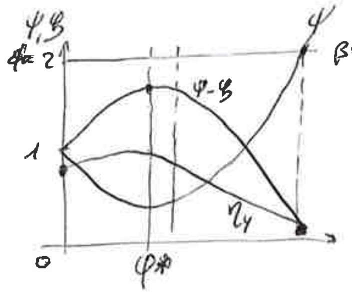
→ dimensioni in scala, angoli costruttivi uguali (proprietà costruttiva

→ macchine geometricamente simili sono in similit. fluidodinamica **SE** i loro triangoli di velocità in punti corrispondenti ($in_1 \equiv in_2$, $out_1 \equiv out_2$) **SONO SIMILI**

Se per ip hp: sono simili, se servo $\varphi = \dfrac{w''_{rA}}{u''_A} = \dfrac{w''_{rB}}{u''_B}$



fissato φ avremo lo stesso η_y, ψ, $\psi - \xi$, ξ

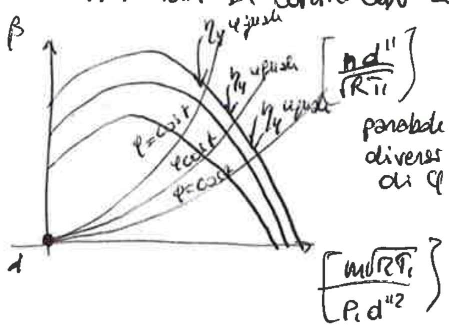


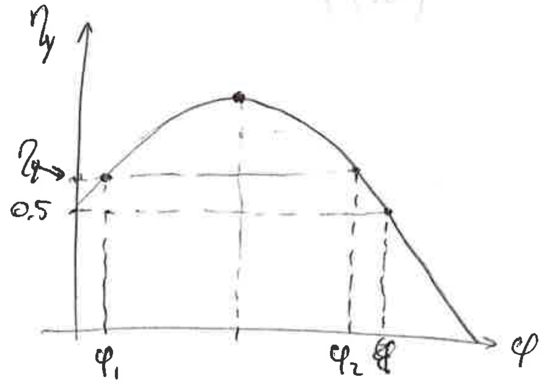
$$\beta - 1 \propto \left[\frac{nd''}{\sqrt{RT_1}}\right]^2 \varphi$$

$$\left[\frac{\dot m \sqrt{RT_1}}{P_1 d''^2}\right] \propto \left[\frac{nd''}{\sqrt{RT_1}}\right] \varphi \rightarrow \boxed{\beta - 1 \propto \left(\frac{\dot m\sqrt{RT_1}}{P d''^2}\right)^2}$$

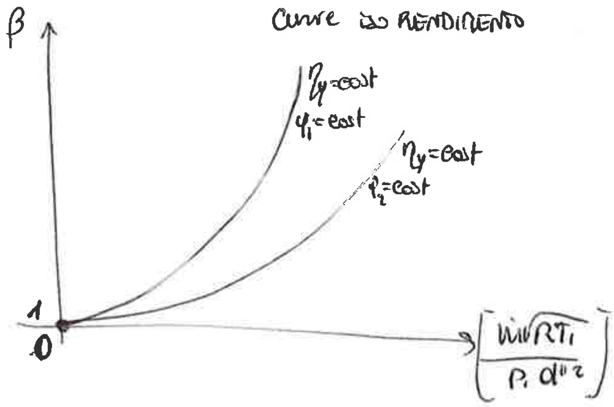
$\varphi = cost$ → similitudine fluidodinamica

FAMIGLIA DI COMPR. CON SIMILIT. GEOM. $[\ell/d'']$





Curve iso RENDIMENTO



Turbo compressori

6 ESERCITAZIONE 11/12

1) dimensionamento di max ?
Compressore centrifugo

$c_p = 1\ kJ/kg\,K$

$k = 1.4$

$m = ?$

$\dot m = 25\ kg/s$

$p_1 = 1\ bar$

$T_1 = 15°C$

$p_2 = 3\ bar$

$\eta_{yc} = 0.75$

$\xi = 0.9$

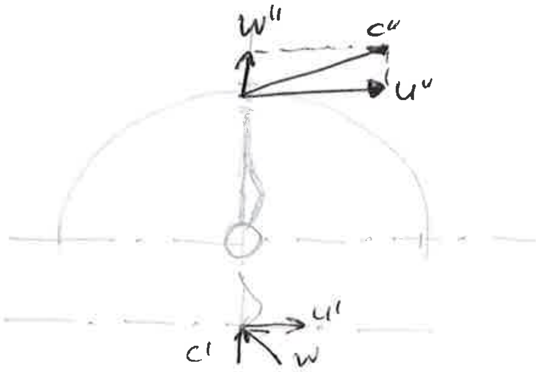
$\ell''/d'' = 0.1$

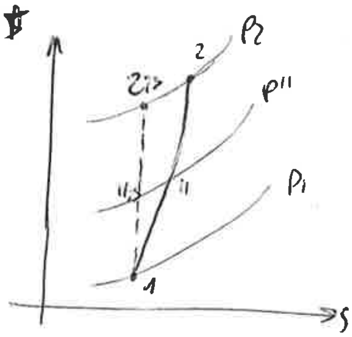
$\alpha'' = 20°$

$n = ?$

$\alpha_1 = 90°$

$\beta'' = 90$





$$L_i = u''c_u'' - u'c_u' = u''^2$$

I° principio $1 \to 2$

$$\cancel{Q} + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_f \qquad c_1 \approx c_2$$

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

$$L_i = c_p(T_2 - T_1) \Rightarrow 150{,}3\ kJ/kg$$

$$\frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_y}\frac{k-1}{k} \Rightarrow m = 1.615 \Rightarrow T_2 = 437.7\ K$$

$$u''^2 = L_i \Rightarrow u'' = 387.7\ m/s \qquad w'' = u''\,tg\,\alpha''\ \ 141.1\ m/s$$

$$c'' = \sqrt{u''^2 + w''^2} = 412.5\ m/s$$

$$\dot m = \rho'' A'' w_r''$$

pale radiali $w_r'' = w''$ $\quad \rho'' = p''/RT'' =$

$$A'' = \xi\pi d''\ell = \xi\pi\frac{\ell''}{d''}d''^2$$

I° principio diffusore $(II \to 2) \Rightarrow 0 = \Delta i + \Delta E_c \Rightarrow c_p(T_2 - T_{II}) + \cancel{\frac{c_2^2}{2}} - \frac{c''^2}{2}$ $\quad \approx 0$

$$\Rightarrow T_{II} = T_2 - \frac{c''^2}{2c_p} = 352{,}9\ K \Rightarrow p'' = p_1\left(\frac{T''}{T_1}\right)^{\frac{m}{m-1}} = 1.71\ bar$$

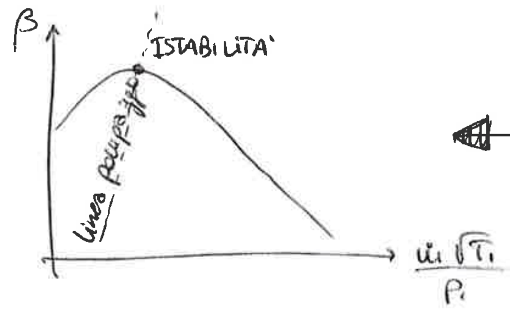
$$\Rightarrow \rho'' = p''/RT'' = 1.684\ kg/m^3 \Rightarrow$$

$$d'' = \sqrt{\dot m \Big/ \rho''\xi\pi\frac{\ell''}{d''}w''} = 0.61\ m \to \ell'' = 0{,}061\ m$$

$$n = \frac{u''}{\pi d}\cdot 60 = 12137\ rpm$$

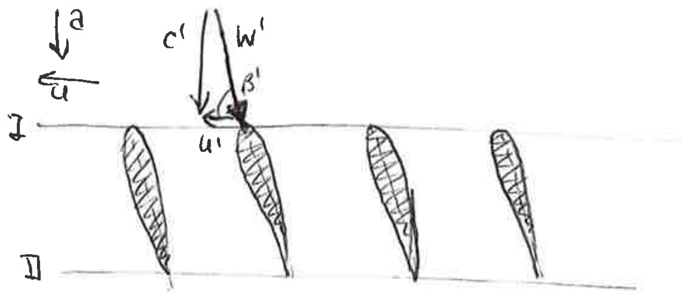
~~Istabilità~~ ISTABILITA' COMPRESSORI

17 LEZIONE 14/11



ISTABILITA' GLOBALE

Possiamo anche avere istabilità locale

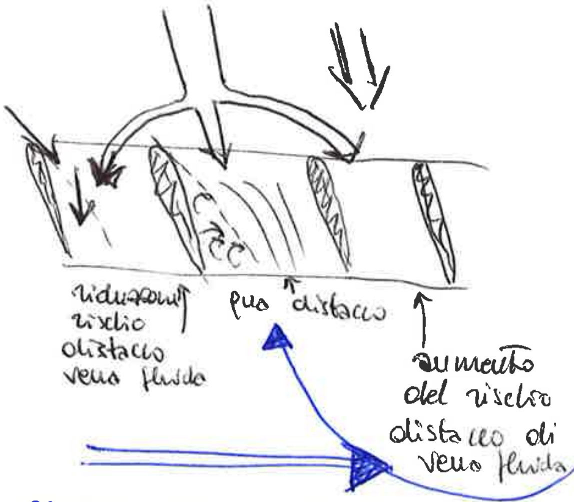


a basse portate, a parità di n

se $\dot{m}\downarrow$ ⇒ $m v\downarrow$, $v_{ca}\downarrow$ ⇒ diminuisce β' ⇒ aumenta incidenza

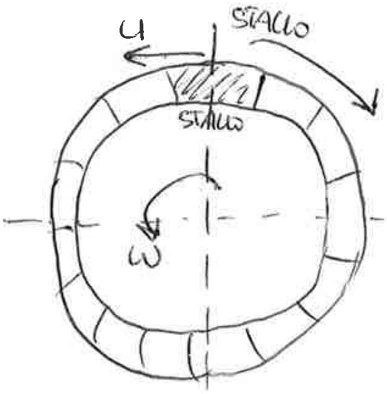
⇒ DISTACCO VENA fluida

appena ho distacco vena fluida, la portata modifica il suo percorso



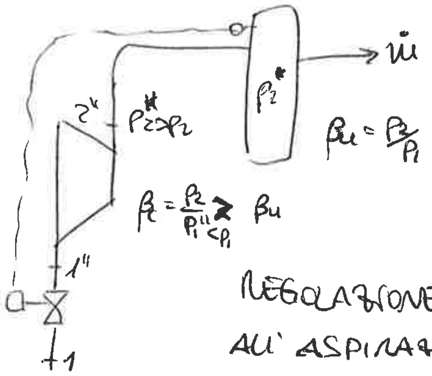
STALLO ROTANTE/CONTROROTANTE: vena fluida staccata ⇒ minore smaltimento portata nel canale in cui avviene; in quello precedente lo evita, in quello successivo lo favorisce e così via: lo stallo si sposta da un canale a quello successivo

Propagazione stallo

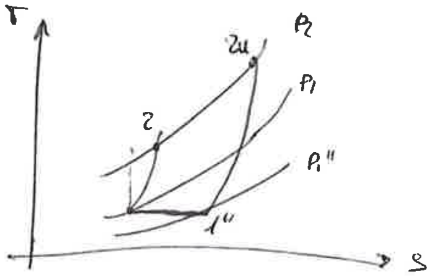


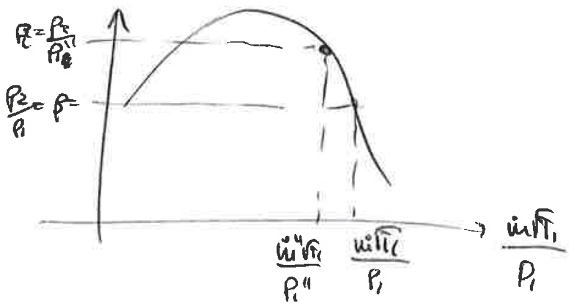
Sistema rif. solidale alla schiera: gira in verso discorde alla ω

Sistema rif. fisso: gira in verso concorde ma con velocità minore

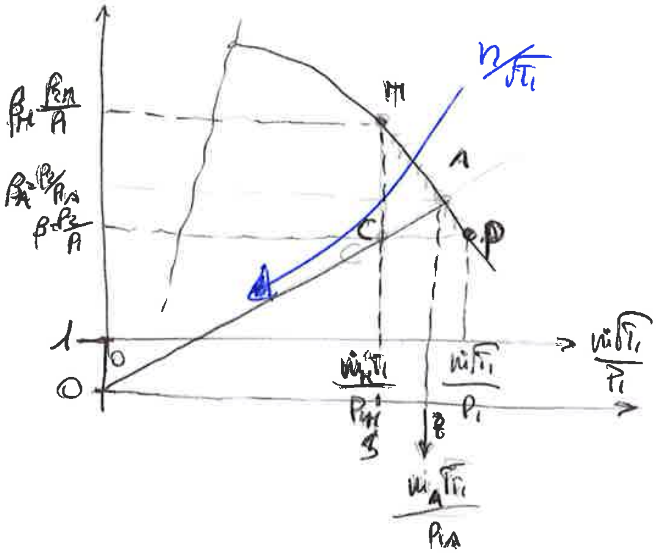


REGOLAZIONE ALL'ASPIRAZIONE





oltre a ridurre p_1 si riduce la $\dot m$

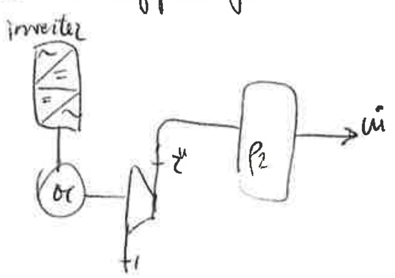


$\widehat{OCS}$, $\widehat{OAZ}$ triangoli simili

$$\frac{\frac{\dot m_M \sqrt{T_1}}{p_1}}{\frac{\dot m_A \sqrt{T_1}}{p_{1A}}} = \frac{p_2/p_1}{p_2/p_{1A}} \Rightarrow \boxed{\dot m_M = \dot m_A}$$

è + economica una regolazione all'ASPIRAZIONE (?) che limita la ~~portata~~ pressione e ~~la pressione~~ quindi anche la portata

Posso ottenere lo stesso risultato diminuendo la velocità ⇒ abbasso la caratteristica del compressore, rimane cost β ~~e~~ ~~ed~~
⇒ Se aggiungo un inverter a monte



$$L_i = \frac{c_p T_1}{\eta_{is,c}} \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$L_{i_{II}} = c_p(T_2 - T_1) \rightarrow T_{2_{II}} = T_{1_I} + \frac{L_{i_{II}}}{c_p} = 311.7\,K$ $\qquad \beta_{II} = \left(\frac{T_{2_{II}}}{T_{1_I}}\right)^{m/m-1} = 1.113$

5) compressore bi stadio

$p_0 = 1\,bar \quad T_0 = 300\,K \qquad p_{1_I} = p_0 \quad T_{1_I} = T_0$

$\frac{n}{n_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_1}} = 1.10 = \qquad n_I/n_0 = 1.1$

$\dot m\sqrt{\frac{T}{T_0}}\,\frac{p_0}{p} = 35\,kg/s = \dot m_I = 35\,kg/s$

$\eta_c = 0.825$

$\beta = 3.05$

$\omega_{II} = \omega_I$

$T_{2_I} = T_{1_I} + \frac{L_{i_I}}{c_p} \qquad T_2 = 436.4\,K$

$L_{i_I} = \frac{c_p T_1}{\eta_{is}}\left(\beta_I^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = 137.1\,kJ/kg$

$T_{2_I} = T_{1_{II}} \quad p_{2_I} = p_{1_{II}} \xrightarrow{\beta} p_{2_I} = 3.05\,bar$

$\dot m_{II}\sqrt{\frac{T_{2_I}}{T_0}} \Big/ \frac{p_{2_I}}{p_0} = 35\frac{\sqrt{\frac{436.4}{300}}}{3.05} = 13.8\,kg/s$

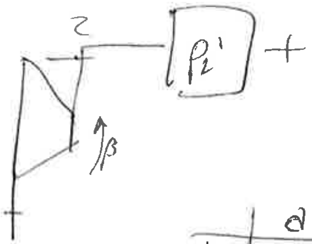
$\frac{n_{II}}{n_0} \Big/ \sqrt{\frac{T_{2_I}}{T_0}} =$ non c'è perché sono sul pompaggio

6)

$T_0 = T_1 = 300\,K$

$p_0 = p_1 = 1\,bar$

a) $\frac{n}{n_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_1}} = 1.00$



$\dot m\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}\,\frac{p_0}{p} = 31.5\,kg/s$

$\eta = 0.9$

$\beta = 2.67$

$n_0 = 12000\,rpm$

b) variazione n

c) laminazione alla mandata

d) laminazione all'aspirazione

e) riflusso

	a	b	c	d	e
n	12000	11580	12000	12000	12000
$\dot m$	31.5	27.6	28.5	27 kg	
β	2.67	2.67	2.82	2.82	2.67
L_i	108.5	150.1	159.8	159.8	108.5
P_i	3.42	4.14	4.56	4.31	3.42
η_c	0.9	0.65	0.65	0.65	0.9

a) $\dot m\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}\,\frac{p_0}{p_1} = 31.5\,kg/s \qquad L_i = \frac{c_p T_1}{\eta_c}\left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = 108.5\,kJ/kg \rightarrow P_i = 3.42\,MW$

b) $\dot m\sqrt{\frac{\vartheta_1}{\vartheta_0}}\,\frac{p_0}{p_1} = 27.6\,kg/s \qquad \eta_c = 0.65 \qquad \frac{n}{n_0} \approx 0.965 \rightarrow n = 11580$

c) $\dot m\sqrt{\frac{\vartheta_1}{\vartheta_0}}\,\frac{p_0}{p_1} = 28.5\,kg/s \qquad \eta_c = 0.65 \qquad \beta \simeq 2.82 \qquad L_i = 159.8\,kJ/kg \quad P_i = 4.56\,MW$

d) $\dot m = 28.5\,kg/s = \frac{p_2/\beta}{p_2/\beta_a} = 28.5\frac{\beta_a}{\beta} = 27.0\,kg/s \qquad L_i = L_i \quad P_i =$

e) $\dot m = \dot m_u \qquad \frac{P_i}{\dot m_u} \neq L_i$ → se $\dot m_u = 28\,kg/s \rightarrow L_i = 126.6\,kJ/kg$; → se $L_i = 159.8 \rightarrow \dot m_u = 21.4\,kg/s$

$$P_a = \frac{\dot{m}\, g H}{\eta_m \eta_y \eta_v} = \boxed{P_a = \frac{\rho g H Q}{\eta_p}} \qquad \eta_p = \eta_y \eta_v \eta_m$$

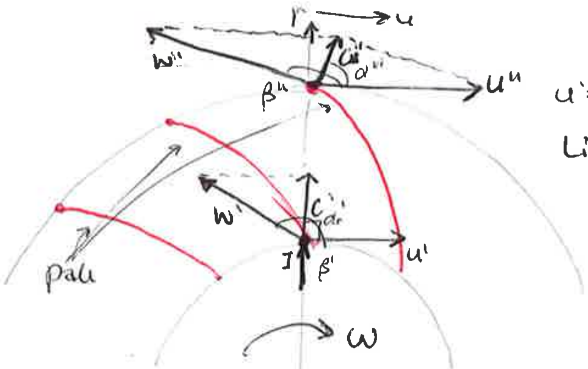
$\rho Q \rightarrow$ portata volumetrica

COEFFICIENTI ADIMENSIONATI

pressione $\psi = L_i / \frac{u''^2}{2}$

portata radiali $\varphi = w_r'' / u''$ assiali $\varphi = w_a'' / u''$

perdita $\xi = L_w / \frac{u''^2}{2}$



$u' = \pi d' n$

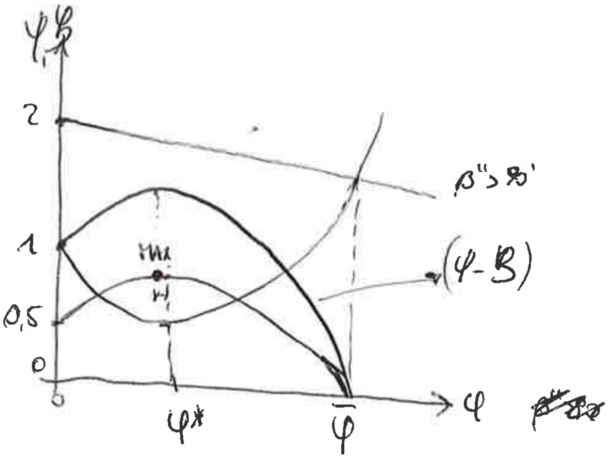
$L_i = u'' c_u'' - u' c_u'$

$c_u' = 0$ perché non ho prerotazione $\rightarrow L_i = u'' c_u''$

$L_i = u''(u'' + w_r'' \cot\beta'')$

Turbopompe: PALE RIVOLTE ALL'INDIETRO $\rightarrow \beta'' > 90°$ per evitare la $\boxed{\text{cavitazione}}$

$$\psi = \frac{L_i}{u''^2/2} = 2(1 + \varphi \cot\beta'')$$



$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$

Caratteristica manometrica della pompa $H(Q)$ dato n

$$gH = L_i - L_w \longrightarrow \cdot\left(\frac{1}{u''^2/2}\right) \longrightarrow \frac{2gH}{u''^2} = \psi - \xi \Longrightarrow \boxed{H \propto d''^2 n^2 (\psi - \xi)}$$

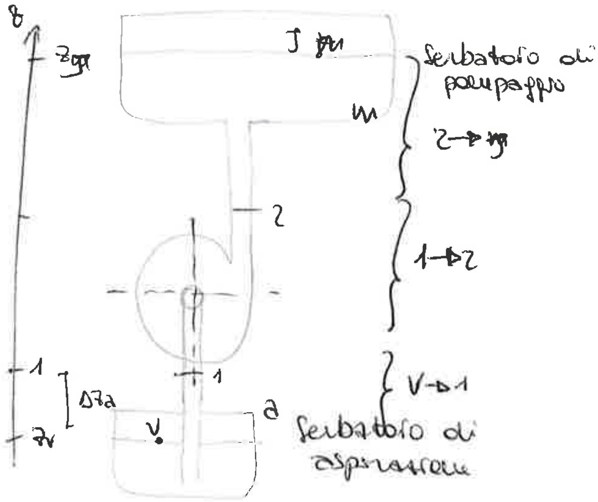
$u'' = \pi d'' n$

$$Q = \xi(\pi d'' \ell'') w_r'' = \xi\left(\pi d''^2 \frac{\ell''}{d''}\right) \varphi u'' = \ldots \Longrightarrow \boxed{Q \propto \left(\frac{\ell''}{d''}\right) d''^3 n (\varphi)}$$

$u'' = \pi d'' n$

fissati $\frac{\ell''}{d''}$ e d'', e lavorando ad $n \longrightarrow$ $\boxed{\begin{matrix} H \propto (\psi - \xi) \\ Q \propto \varphi \end{matrix}}$

SISTEMA DI POMPAGGIO



V→1: $L_i = \frac{p_1 - p_v}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_v^2}{2} + g(z_1 - z_v) + L_{wa}$

$$\Rightarrow \underbrace{L_i}_{0} = g(H_1^0 - H_v^0) + L_{wa}$$

$$L_{wa} = g Y_a$$

$$\Rightarrow H_1^0 - H_v^0 = -Y_a$$

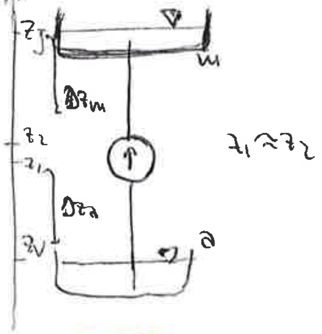
2→J: $H_J^0 - H_2^0 = -Y_m$

$$H_J^0 - H_v^0 = \underbrace{(H_J^0 - H_2^0)}_{-Y_m} + \underbrace{(H_2^0 - H_1^0)}_{+H} + \underbrace{(H_1^0 - H_v^0)}_{-Y_a}$$

$$\boxed{Y = Y_a + Y_m}$$

$$\Rightarrow H = \underbrace{(H_J^0 - H_v^0)}_{z + p/\rho g + c^2/2g} + Y$$

Circuito aperto



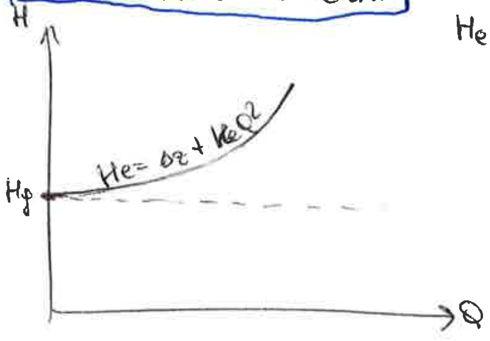
$z_1 \approx z_2$

$p_J = p_v = p_{atm}$

$c_J \approx c_v \approx 0$

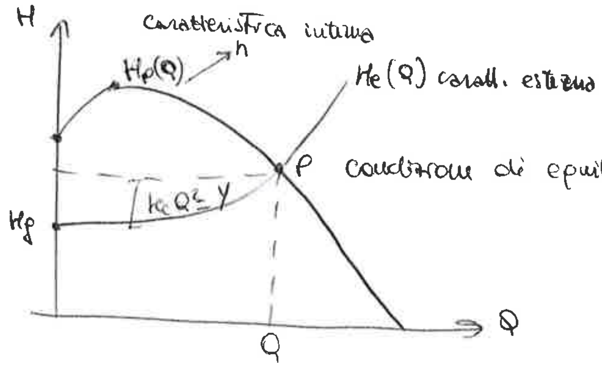
$$\Rightarrow H_J^0 - H_v^0 = z_J - z_v = \Delta z_a + \Delta z_m$$

CARATTERISTICA ESTERNA



$$H_e = \underbrace{H_g}_{\Delta\text{quota } \Delta z} + \underbrace{Y}_{\text{perdite}} = \Delta z + k_e Q^2$$

$Y \rightarrow k_e Q^2$

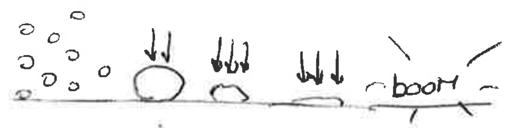


condizione di equilibrio: a tale portata, la pompa eroga gli prevalenza ed è stabile

$$\cancel{\frac{p_a - p_v(T)}{\rho g}} \qquad \underbrace{\frac{p_a - \overset{K_2 Q^2}{p_v(T)}}{\rho g} - z_1 - Y_a}_{\text{dipende dall'istallazione}} \geq \underbrace{\frac{c^2}{2g} + \lambda \frac{w'^2}{2g}}_{\text{dipende dalla costruzione}} \qquad [m]$$

$NPSH_{disp} \geq NPSH_{min}$ se succede l'opposto ho la cavitazione

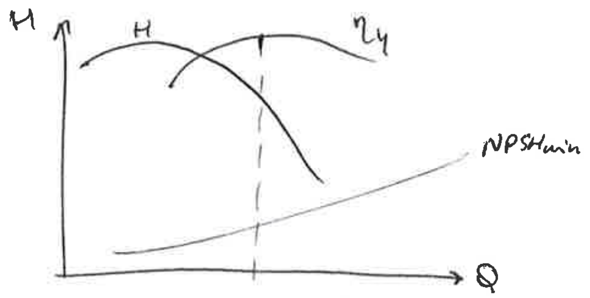
carico netto di aspirazione

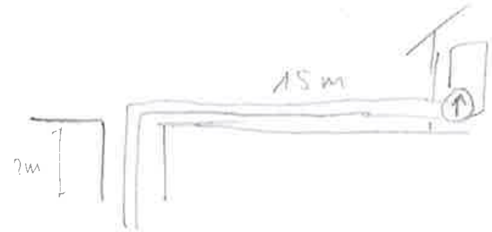


implosione bolle vapore che genera localmente sollecitazioni che alla lunga provocano microfratture

LA POMPA NON DEVE MAI ANDARE IN CAVITAZIONE

quando compro una turbopompa devo controllare $\{H(Q), \eta_y, NPSH_{min}$

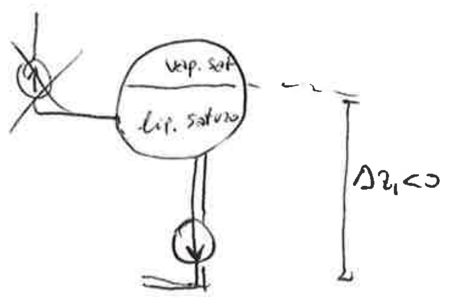




poiché non conta solo Δz perché la lunghezza del tubo genera anche cadute di pressione prop. del tipo: $Y_a = kQ^2$

in una situazione in cui $p_a = p_v$

POMPE SOMMERSE



in questo modo la ~~pos~~ ~~pressione~~ pompa sente il battente idrostatico e aumenta la pressione sopra valore di saturazione

Turbopompe

24/11 — 8 ESERCITAZIONE

$D'' = 0{,}4\ m$

$l'' = 0{,}05\ m$

$\beta = 120° = 2{,}094\ rad$

$d = 0{,}28\ m$

$\dot m = 200\ kg/s$

$\eta_{yp} = 0.78$

$n = 1200\ rpm = 20\ giri/s$

$h_1 = 1.8\ m$

$p_a = 1\ bar$

$T_1 = 20°C$

$y_a = 0.46\ m$

$\rho = 1000\ kg/m^3$

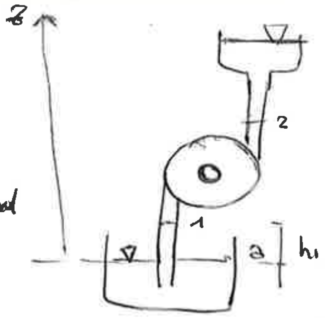
$\eta_v = \eta_m = 1$

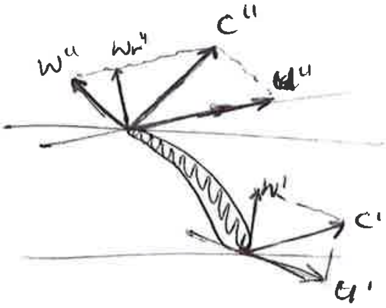
$\xi = 1$

$P_a = ?$

$H = ?$

$p_2 = ?$





$L_i = u'' c_u'' - \cancel{c_u'}\, u'$ ($c_u' = 0$)

$u'' = D'' \pi n = 25{,}13\ m/s$

$\varphi = \frac{w_r''}{u''} = 0{,}126$

$Q = \frac{\dot m}{\rho} = 0{,}2\ m^3/s \rightarrow w_r'' \xi \pi D'' l'' = Q \Rightarrow w_r'' = 3{,}18\ m/s$

$w'' = \frac{w_r''}{\mathrm{sen}\,\beta} = 3{,}67\ m/s$

$\psi = \frac{L_i}{u''^2/2} = 2(1 + \varphi \cot\beta) =$

$\Rightarrow \psi = 1{,}85 \Rightarrow L_i = 584{,}15\ J/kg$ ~~$\Rightarrow P_i = \dot m L_i = 116{,}8\ kJ$~~ ~~116,8 kW~~

$L_i = \frac{gH}{\eta_y} \Rightarrow H = 46{,}4\ m$

$P_i = L_i(\dot m + \dot m_f) = L_i \frac{\dot m}{\eta_v} = \frac{gH\dot m}{\eta_y \eta_v} = \cancel{149{,}2}\ 116{,}7\ kW$

$P_a = \frac{P_i}{\eta_y \eta_v \eta_m} = 149{,}7\ kW$

in aspirazione 0: $L_i - L_w = \frac{p_1 - p_a}{\rho} + \frac{c_1^2 - \cancel{c_a^2}}{2} + g(z_1 - z_a) \rightarrow p_1 = 0{,}726\ bar$

$[m] = y_a$

$c_1 = \frac{\dot m}{\rho \frac{d^2 \pi}{4}} = 3{,}25\ m/s = c_2$

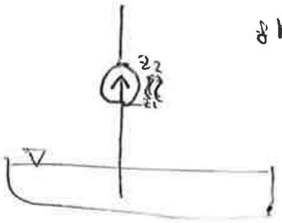
$2-1: L_i - L_w = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \Rightarrow L_i \eta = \frac{p_2 - p_1}{\rho} \Rightarrow p_2 = 5{,}28\ bar$

Hp $z_2 \approx z_1$

21 LEZIONE 2/11

$G_2 \simeq G_1$

$z_2 - z_1 \simeq 0$



$gH = \frac{\Delta p}{\rho} \rightarrow \Delta p = gH\rho \qquad \Delta p = f(\rho)$

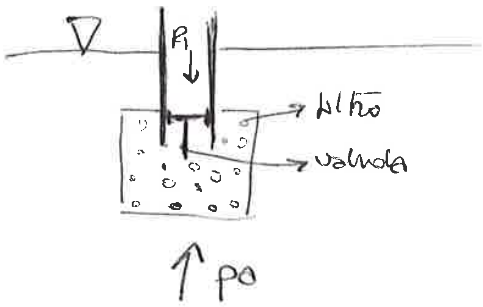
Come faccio a realizzare l'avviamento della pompa?

Se all'avviam. ho aria ($\rho = 1.23\ kg/m^3$), ho un $\Delta p \simeq \frac{\Delta p\ acqua}{1000}$ ⇒ pompa non autoavviante

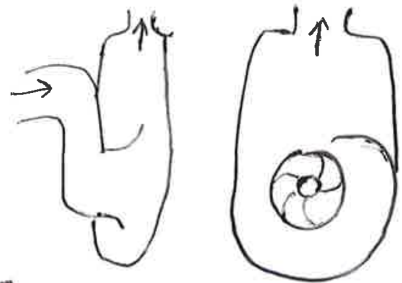
Per risolvere il problema, metto un rubinetto alla mandata, riempiendo la pompa e avviandola.

Oppure posso mettere un filtro nel ~~sul~~ tubo di aspirazione con una valvola di ~~non ritorno~~ ritegno / non ritorno

$p_1 < p_a$



oppure posso fare in modo che la pompa stia fra tu acqua, progettandola diversamente



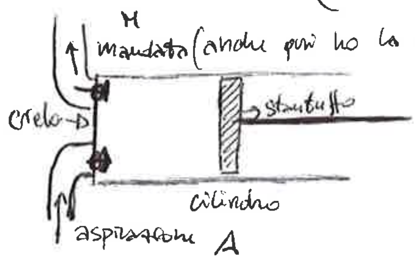
pompa adescante

COMPRESSORI VOLUMETRICI

macchine operatrici (non più turbomacchine) → compressori volumetrici

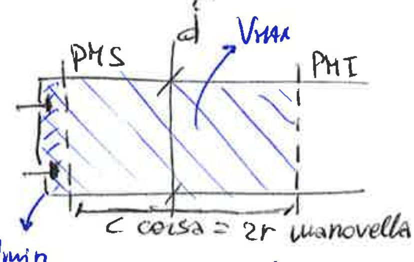
- alternativi: differenza che dipende dalla variazione di V e dallo spostamento
- rotativi: ~~spostamento di volume~~

- Compressori alternativi (o a stantuffo)



ℓ presenti una valvola

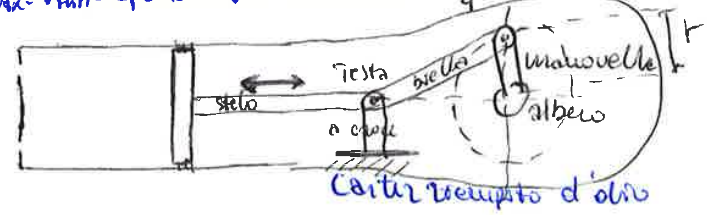
pari all'alesaggio



PMS: punto morto superiore: max compressione

PMI: punto morto inferiore: max espansione

$V_{MAX} - V_{min} = $ Spazio $= V =$ cilindrata $= \frac{\pi d^2}{4} c$



Nota: quando lo stantuffo rientra, deve ritirarsi l'olio, in modo da consumarne meno. Ciò viene permesso grazie a degli anelli raschia olio

LUBRIFICAZIONE: IMPORTANTE ⇒ devo spargere olio da tutte le parti

5)

$Q = 90\ l/s$

$n = 800\ rpm$

$z_1 = 3m$

$Q_1 = 100\ l/s \quad \Rightarrow \quad Y/\ell = 0{,}6\ \frac{m}{m} \quad \rightarrow \quad Y(100\ l/s) = 1{,}8m \qquad Y = kQ^2 \rightarrow k = 180$

$p_a = 1\ bar$

$Y(@\ 90\ l/s) = 1{,}46\ m$

$T_a = 20°C$

NPSH = ?

$$\underbrace{\frac{p_a - p_v}{\rho g} - z_1 - Y}_{NPSH_{disp}} \geq \underbrace{\frac{c_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g}}_{NPSH_{min}}$$

T	p_v (10^{-3} bar)
19,51	22,7
20,43	24

$20° \rightarrow p_v = 23{,}4 \cdot 10^{-3}\ bar$

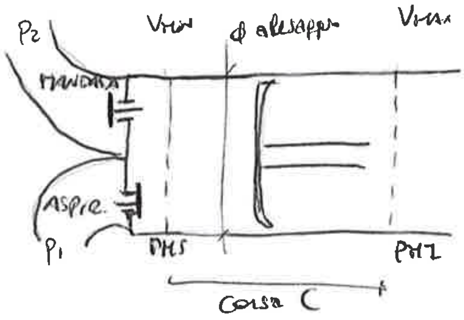
~~$NPSH_{min} = 5{,}5m$~~

$NPSH_{disp} = 5{,}5m \qquad NPSH$

$n = 1450\ rpm$

22 LEZIONE 28/11

COMPRESSORI VOLUMETRICI



$V_{max} - V_{min} =$ cilindrata $= V$

$V_{min} = V$ spazio morto

definisco: $\boxed{\text{GRADO SPAZIO MORTO}}$

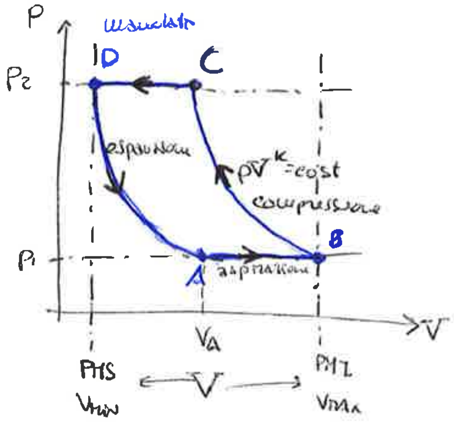
$$\mu = \frac{V_{min}}{V}$$

rapporto compressione

→ volumetrico $\frac{V_{max}}{V_{min}} = \rho$ → manometrico di compressione $\frac{P_2}{P_1} = \beta$

$\rho \approx < 6 \qquad \beta \approx < 6 \div 10$

valvola A: aperta, entra fluido a P_1



Hp: funzionamento ideale:

1) scambi calore con esterno trascurabili
2) fughe di gas sono trascurabili
3) le cadute di pressione sulle valvole sono trascurabili
~~4)~~ valvole automatiche, istantanee
4) gas ideale → compressione/espansione isoentropiche.

Le valvole si ~~attivano~~ aprono non appena da un lato ~~ho~~ supero la pressione che ho dall'altro lato; ciò idealmente avviene istantaneamente, nella realtà: tempi di risposta sono diff.

CICLO DI LAVORO

≠

ciclo termodinamico

xk qui ho V (grand. estensiva)
mentre in caso termod. avrei
v (intensiva); inoltre CB, e DA sono
trasformazioni termod. ma DC e AB hanno dm ⇒
non ~~sono~~ lo sono trasf. termod.

LAVORO A CICLO

$$\underset{\substack{0\\ \text{isoentropico}}}{Q_e} + L_i = \oint V dp + \underset{0}{\Delta E_c} + \underset{0}{\Delta E_p} + \underset{0}{\Delta E_{cf}} + L_w$$

Hp: ideale $\simeq 0$

$$L_{c,id} = \oint V dp \quad [J] \quad L_{avoro/ciclo} = \underbrace{\int_B^C V dp}_{\text{compressione}} - \underbrace{\int_A^D V dp}_{\text{espansione}}$$

$$= \frac{k}{k-1}(p_1 V_B)\left[\frac{p_2}{p_1}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] - \frac{k}{k-1} p_1 V_A\left[\frac{p_2}{p_1}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]$$

$$\Longrightarrow L_{c,id} = \frac{k}{k-1} p_1 \underbrace{(V_A - V_B)}_{\lambda_{v,id} V}\left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = \frac{k}{k-1} \lambda_{v,id} p_1 V\left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \quad \boxed{[J/_{ciclo}]}$$

$$P_{i,id} = \underbrace{L_{c,id}}_{\substack{\text{lavoro a ciclo}\\ [J/_{ciclo}]}} \, i\, n = \underbrace{L_{i,id}}_{\substack{\text{lavoro massico}\\ [J/kg]}} \cdot \dot m \qquad \dot m = \lambda_{v,id}\, \rho_1\, i\, V n$$

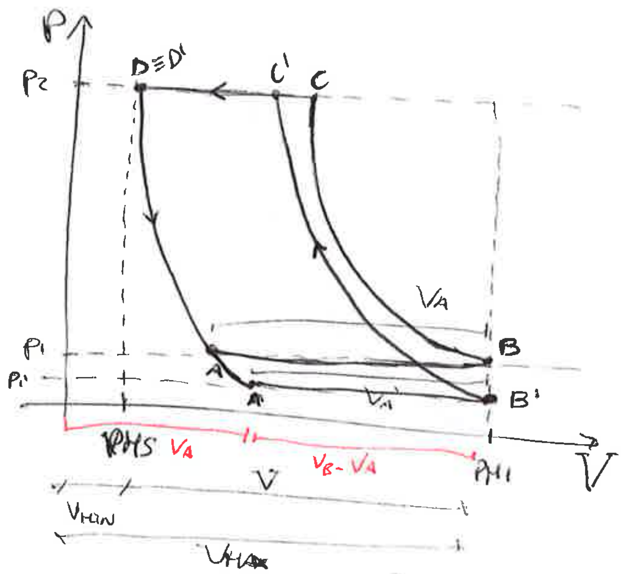
$$\Longrightarrow L_{i,id} = c_p T_1\left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]$$

Vale cmq anche per formule

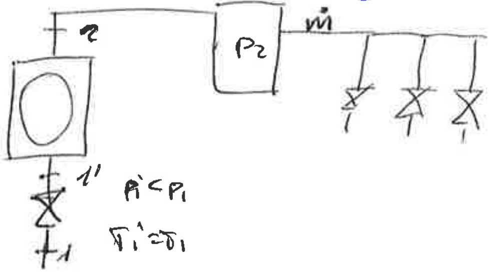
REGOLAZIONE COMPRESSORI ALTERNATIVI a stantuffo (funzionamento ideale)

01/12 23 LEZIONE

il linea di principio ne ho 5 tipi
- laminazione ASPIRAZIONE/MANDATA
- n giri
- riflusso.
- capacità addizionale allo spazio morto



- **LAMINAZIONE ASPIRAZIONE**



$$\dot m = \lambda_{v,id}\, \rho_1\, i\, V n$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \qquad \rho_1' = \frac{p_1'}{RT_1} \qquad \dot m' = \lambda_{v,id}'\, \rho_1'\, i\, V n$$

$(V_B - V_A) = \lambda_{v,id} V$

$(V_B - V_A') = V \lambda_{v,id}'$

$\lambda_{v,id}' < \lambda_{v,id}$

$$\frac{\dot m'}{\dot m} = \frac{\lambda_{v,id}'\,\rho_1'}{\lambda_{v,id}\,\rho_1} = \underbrace{\frac{p_1'}{p_1}}_{<1} \underbrace{\frac{1-\mu\left[\beta'^{1/k}-1\right]}{1-\mu\left[\beta^{1/k}-1\right]}}_{<1}$$

$\lambda_{v,id} = 1 - \mu\left[\beta^{1/k} - 1\right]$

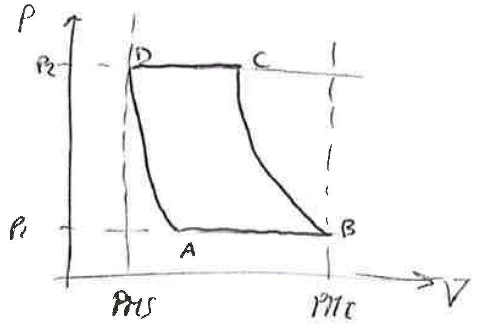
$\beta = \frac{p_2}{p_1} < \beta' = \frac{p_2}{p_1'} \Rightarrow$

$\Rightarrow \lambda_{v,id}' < \lambda_{v,id}$

Se voglio $\dot m' = 0{,}7\, \dot m$ $\quad p_1'/p_1 > 0{,}7$

n.b.: regolazione svantaggiosa se ho almeno $\beta \approx 3$ o superiore

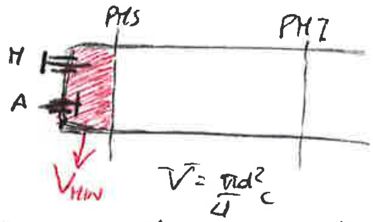
Regolazione con capacità addizionale allo spazio morto



$\dot m = \lambda_{v,id}\, \rho_1\, i V n$

$(V_B - V_A) = \lambda_{v,id} V$ $\qquad \lambda_{v,id} = 1 - \mu\left[\beta^{1/k} - 1\right]$

$\mu = \frac{V_{MIN}}{V}$



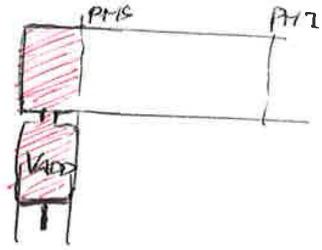
$V = \frac{\pi d^2}{4} c$

introduco $\mu' > \mu \Rightarrow (V_{MIN} + V_{add})/V$

V_{add} = aggiungo piccolo serbatoio

$\beta = cost$

$\dot m$ flusso in aspirazione $= cost$



$\longrightarrow$ $V'_{MAX} = V_{MAX} + V_{ADD}$

$V'_{MIN} = V_{MIN} + V_{ADD}$

$V = V'_{MAX} - V'_{MIN}$

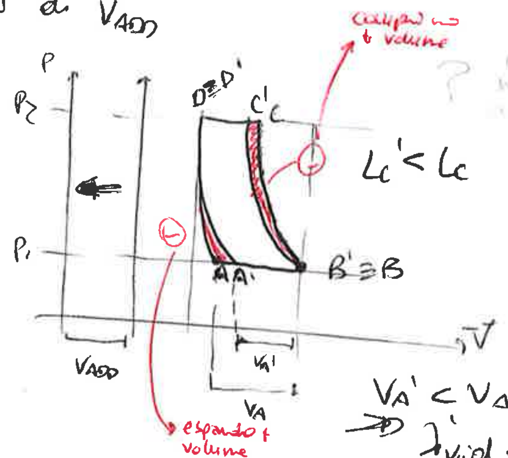
Traslo l'origine degli assi di V_{ADD}

$$\frac{\dot m'}{\dot m} = \frac{1-\mu'\left[\beta^{1/k}-1\right]}{1-\mu\left[\beta^{1/k}-1\right]} \propto \frac{\lambda'_{v,id}}{\lambda_{v,id}}$$

$$L_c \propto \lambda_{v,id} \Rightarrow \frac{L'_c}{L_c} = \frac{\lambda'_{v,id}}{\lambda_{v,id}} = \frac{P'_{ass}}{P_{ass}}$$

poichè $P_{ass} = P_i = \dot m L_i = L_c\, in \nearrow$

$\boxed{L_i = cost}$



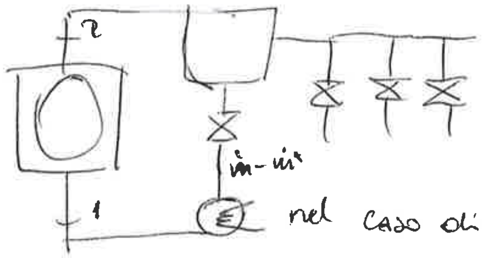
$L'_c < L_c$

$V'_A < V_A \Rightarrow$

$\Rightarrow \lambda'_{v,id} < \lambda_{v,id}$

$\Rightarrow V_{add}$ viene regolato manualmente con tappo o pistone

Variazione con riflusso



nel caso di gas importanti

C) V_{ADD}:

$V'_{min} = V_{min} + V_{ADD}$ $\qquad \mu' = \frac{V'_{min}}{V'} = \mu + \frac{V_{ADD}}{V}$

$V'_{max} = V_{max} + V_{ADD}$ $\qquad \beta' = \beta$

$$\frac{\lambda'_v}{\lambda_v} = \frac{1-\mu'(\beta^{1/k}-1)}{1-\mu(\beta^{1/k}-1)} < 1 \qquad \frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\lambda'_v}{\lambda_v} = \frac{P'_a}{P_a} = \frac{L'_c}{L_c}$$

$P'_a = \frac{1}{2} P = 3.14\,kW$ $\qquad \mu' = \frac{1-0.5\lambda_v}{\beta^{1/k}-1} = 0.282$ $\qquad V^{+}_{ADD} = V(\mu'-\mu) = 0.18\cdot 10^{-3}\,m^3$

D) Riflusso

$P_a = ? \Rightarrow P'_a = P_a = 6.28\,kW$

Riepilogo

$\dot{m}' = \dot{m}\frac{1}{2}$	$\frac{\lambda'_v}{\lambda_v}$	$\frac{\beta'}{\beta}$	$\frac{L'_c}{L_c}$	$\frac{P'_a}{P_a}$	$\frac{L'_i}{L_i}$
n giri	1	1	1	0.5	1
laminaz.	0.83	1.65	0,71	0.71	>1
V_{ADD}	0.5	1	0.5	0.5	1
riflusso	1	1	1	1	2

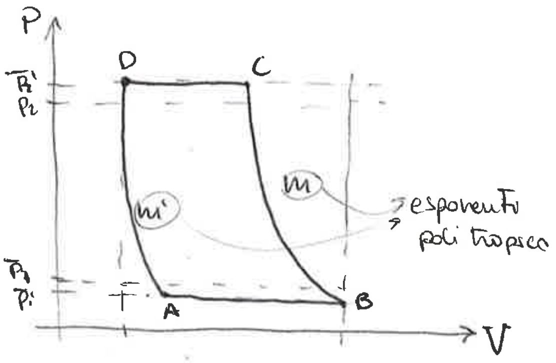
COND. IDEALI

la soluzione ottimale non è così scontata, dipende anche dalla disponibilità di soddisfare la richiesta.

Il riflusso è la soluzione + semplice.

la soluzione + economica potrebbe essere aggiungere un serbatoio aggiuntivo, o se si varia sporadicamente, meglio il riflusso che costa meno

CICLO CONVENZIONALE



$$L_c = \underset{(m)}{\int_B^C V dp} - \underset{(m')}{\int_A^D V dp} = \cancel{\frac{m}{m-1} p_1 V_B}$$

$$\boxed{L_c = \frac{m}{m-1}\,\bar{p}_1'\,V_B\left[\bar{\beta}_1^{\frac{m-1}{m}}-1\right]-\frac{m'}{m'-1}\,\bar{p}_1\,V_A\left[\bar{\beta}^{\frac{m'-1}{m'}}-1\right]}$$

$$\bar{\beta}_1 = \frac{\bar{p}_2}{\bar{p}_1}$$

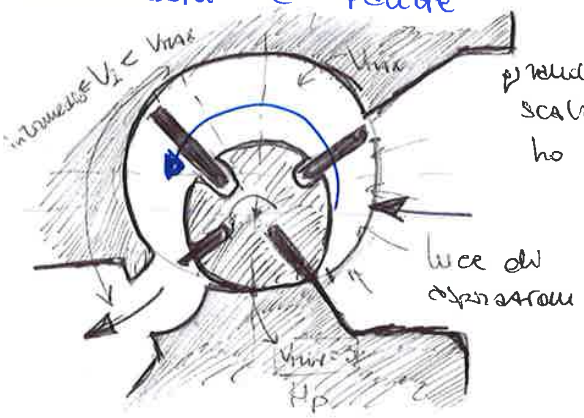
$$\lambda_v = \eta_T\,\eta_\varphi\,(1-\delta_1)\left\{1-\mu\left[\left(\frac{\beta_1}{\eta_T}\right)^{\frac{1}{m'}}-1\right]\right\}$$

$$\lambda_v \ll \lambda_{v,id}$$

$$P_i = |L_c\, i\, n| \rightarrow P_{ass} = \frac{L_c\, i\, n}{\eta_m}$$

COMPRESSORI VOLUMETRICI ROTATIVI (2 TIPI)

COMPRESSORI a palette



girando il rotore, le palette escono ed entrano dalle scanalature.
ho V_{max} quando le 2 ~~eccetti~~ palette sono ~~simmetrici~~ speculari rispetto l'asse
girando il ~~rotore~~ rotore, comprime la massa in V_{max}.

$V = V_{max} - V_{min} = V_{max}$

$\rho = \frac{V}{V_I}$ rapporto ~~volumetrico~~ volumetrico compressione

$p_i = p_a \rho^m \qquad V_i \downarrow \rightarrow \rho \uparrow \rightarrow p_i \uparrow$

aggiungo una molla, nel caso in cui la forza centrifuga non dovesse essere sufficiente: mi genera attriti, ridotti non da olio, ma ~~da~~ raffreddato con palette in grafite

non ho valvole, → auto distribuzione,
perdite trafilamento ≈ 0 perché la ~~portata~~ massa che prendo con ogni paletta è molto maggiore rispetto le perdite per trafilamento

$P_{ass} = P_i / \eta_m$

$P_i = i L_c n = \dot m L_i$

$\dot m = [\rho_i \lambda V_t] \quad L_i = \lambda p_i V \left\{ \frac{m}{m-1}\left(\beta^{\frac{m-1}{m}}-1\right) + \frac{\beta-\beta^{1/m}}{\beta} \right\}$

$\rho_i = \frac{p_1}{RT_1}$

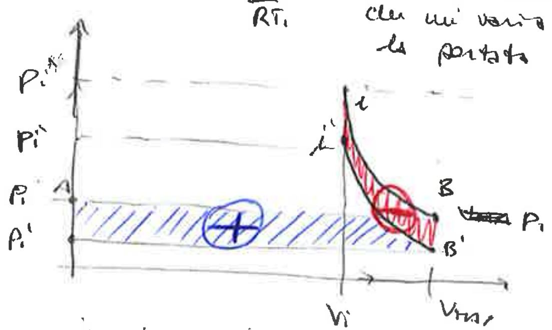
$\Rightarrow L_i = RT_1 \left\{ \frac{m}{m-1}\left(\beta^{\frac{m-1}{m}}-1\right) + \frac{\beta-\beta^{1/m}}{\beta} \right\}$

Regolazione compressori a palette

- Laminazione ~~alla mandata~~ non ha senso perché per motori geometrici non riduce la portata.

→ ASPIRAZIONE: $\dot m = \rho_1 i V n \Rightarrow \dot m = p_1 \left[\frac{i V n}{R T_1}\right]$ cost

$\frac{p_1}{RT_1}$ → l'unico termine che mi varia la portata $\Rightarrow \dot m \propto p_1$



in che modo al crescere di β ⊖ sale + di ⊕?

più è grande β ⇒ più sale p_i ⇒ più faccio lavoro. ⊖ cresce meno che cresce β, nel confronto di ⊕ ⇒ lavoro diminuisce

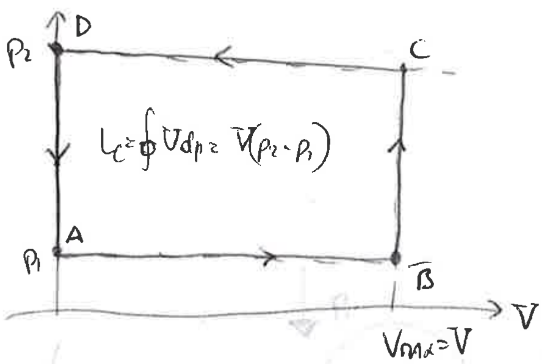
- numero di giri: $\dot m = \rho_1 i V n$

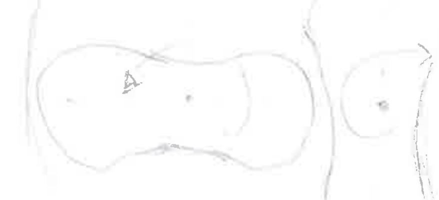
$P_{ass} = \frac{i L_c n}{\eta_m}$?

l'attrito meccanico c'è indipendentemente se ho gas o polvere ~~pressurizzato~~,
to v. la vedremo dopo

- riflusso (non è la compressione a riflusso). ~~tanto~~ sempre uguale!

COMPRESSORI ROOTS





n. di lobi

$\dot m = \rho_1 i V n \eta_v$

→ dovuto alle luci molto alte per lo scarso tenuta dei lobi

$P_{ass} = \frac{i L_c n}{\eta_m}$

$P_i = \dot m L_i = i L_c n \rightarrow L_i = \frac{i V (p_2 - p_1) n}{\eta_v \frac{p_1}{RT_1} i V n} =$

$\Rightarrow L_i = \frac{RT_1}{\eta_v}(\beta - 1) = c_p (T_2 - T_1)$

(4)

$\beta = 2.5$ $\quad m = 1.35$

$p_1 = 98\ kPa$ $\quad \eta_m = 0.8$

$T_1 = 288\ K$ $\quad n = 3000\ rpm$

$p_2 = 588\ kPa$

$V_{TOT} = 2000\ cm^3 = 2\ l$

$P_0 = ?$ se $(p_2 = p_1)$

$P_a = P_{i0} + P_{m0}$

$\dot{m} = \rho_1 (i V) n =$ (V_{TOT})

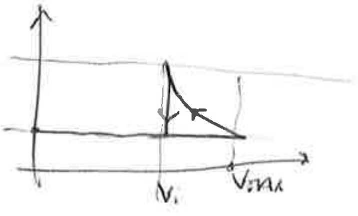
$\boxed{Hp: \text{perdite meccaniche cost}}$

$\rho_1 = \frac{p_1}{R T_1} = 1.19\ kg/m^3 = 0{,}119\ kg/s$

$L_i = RT\left[\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)\frac{m}{m-1} + \frac{\beta - \beta^m}{\beta}\right] = 205\ kJ/kg$

$\Rightarrow P_i =$

$L_i - L_{i0} = \Delta L_0 = R T_1 \frac{\beta - \beta_0}{\beta} = 165{,}31\ kJ/kg \Rightarrow L_{i,0} = 39{,}70\ kJ/kg$



$P_{i0} = 0{,}119 \cdot 39.70 = 4{,}72\ kW$

$P_{m,0} = P_m = (1 - \eta_m) P_a = \frac{1 - \eta_m}{\eta_m} \dot{m} L_i = 2{,}71\ kW$

$P_{a,0} = 7{,}41\ kW$

(5)

$V_{TOT} = 2000\ cm^3$

$\omega = 209{,}5\ rad/s \rightarrow n = 2000\ rpm$

$p_1 = 100\ kPa$

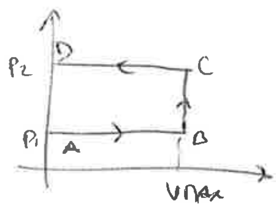
$T_1 = 290\ K$

$p_2 = 180\ kPa$

$\eta_v = 0.8$

$\eta_m = 0.95$

$p_2' = 200\ kPa$



$P_i = \dot{m} L_i = n L_c$

$\dot{m} = \rho_1 i V n \eta_v = 0.0641$

$\rho_1 = 1{,}201\ kg/m^3$

$L_c = i V (p_2 - p_1) = 160\ J/ciclo$

$L_i = \frac{n L_c}{\dot{m}} = 83{,}2\ kJ/kg$

$P_a = \frac{n L_c}{\eta} = 5.61\ kW$

$T_2 = T_1 + \frac{L_i}{c_p} = 372{,}8\ K$

$L_c' = i V (p_2' - p_1) = 200\ J/ciclo$ $\quad$ perché $\propto \beta$

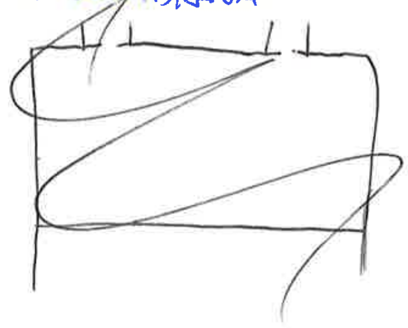
$\eta_v = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_a - \dot{m}_f}{\dot{m}_a}$

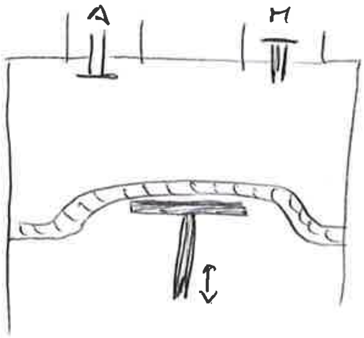
$\frac{\dot{m}_f'}{\dot{m}_f} = \frac{p_2'}{p_2}$ = vedi ipotesi

$\eta_v' = \frac{\dot{m}_a - \dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{1 - \dot{m}_f}{\dot{m}_a} = 1 - \frac{p_2'}{p_2}(1 - \eta_v) = 0.78$

~~0,78~~ $\quad \dot{m}' = \dot{m} \frac{\eta_v'}{\eta_v} = 0{,}0625\ kg/s$

A MEMBRANA



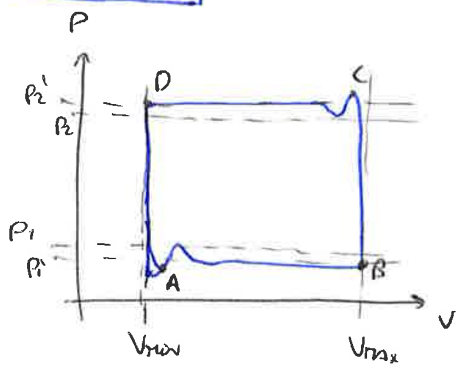


Elemento deformabile attaccato al pistone

Utile se ho delle miscele (tipo calcestruzzo e acqua) ciò mi genera degli attriti

Pompe dosatrici: garantire la quantità di sostanza ~~cost~~ trasferita

$\boxed{\text{Caso reale}}$ le valvole non sono istantanee → hanno dell'inerzia



$p_2' > p_2$

$p_1' < p_1$

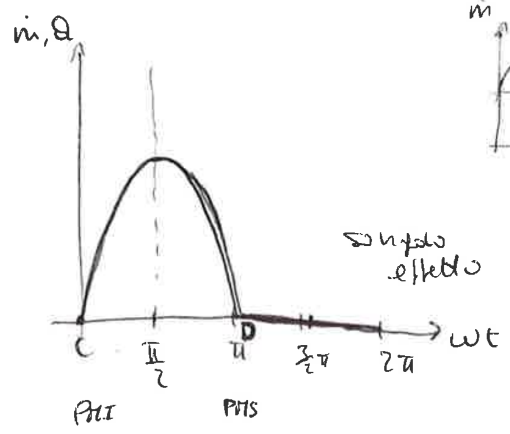
(C) e (A): l'inerzia delle valvole mi ritarda l'apertura → ho un picco di Δp e poi una depressione e poi si stabilizza; caso duale per A (prima depressione poi aumento $\Delta p >> 0$)

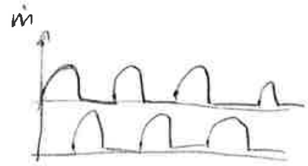
Le pendenze indicano che la p non è proprio cost. ~~solo per~~ ciò mi comporta una variazione dell'area del ciclo

IDEALE: $L_c = V(p_2 - p_1)$

REALE: $L_c = \dfrac{V(p_2 - p_1)}{\eta_y}$ → rendimento idraulico

$P_a = \dfrac{i L_{cn}}{\eta_m}$ $\qquad \eta_m < 1$





2 pistoni sfasati doppio effetto

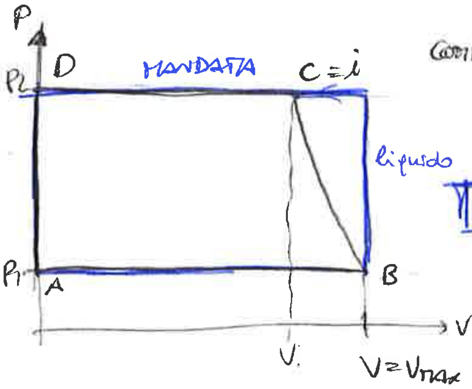


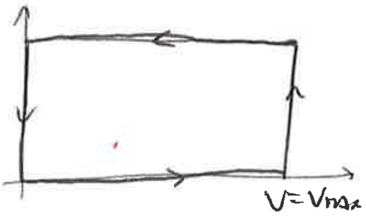
GRAFICO COMPR. ~~POMPE~~ A PALETTE → lavora con 1 fluido $\boxed{\text{comprimibile}}$

a differenza del compressore, la pompa a palette non comprime il liquido ($\rho \approx cost$)

devo rivedere con → la luce di mandata aperta fino a quando non raggiungo il V_{MAX}; ho fatti ho delle modifiche opportune che mi consentono di fare ciò.

appena arrivo a V_{MAX} → "chiudo" asp. → "apro" mandata

~~pompa pluricin~~ non ho V_i nella pompa a palette (xk ho fluido incomprimibile!)



$$\dot{m} = \eta_v \rho i V n$$

$$V = V_{MAX} - V_{MIN}$$

all'inizio ⇒ $V = V_{MAX}$

dopo ho che $\left|V_{MAX} - V_{MIN}\right| \uparrow$

La differenza tra pompe roots e a ingranaggi sta proprio nel fatto che nella seconda ho strisciamento; nelle roots ho bisogno d'avere 2 motori e 2 alberi, nella seconda ne basta uno, che ~~si~~ trascina l'altro e ho meno perdite.
Le seconde vanno bene quando il fluido è olio lubrificante, o quando non mi importa se il fluido che comprimo si sporca.

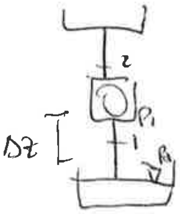
CONDIZIONI DI ESERCIZIO: solitamente ho pressione di mandata tra 100 - 150 bar. Mi consente di sollevare grandi pesi (anche punti)

REGOLAZIONE POMPE

- LAMINAZIONE → MANDATA / → ASPIRAZIONE
- n giri sempre
- riflusso sempre
- cilindrata variabile va bene per pd a palette o comp x pd in cui posso variare l'eccentricità del rotore

n. giri: $\dot{m} = \eta_v \rho i V n \rightarrow \dot{m} \propto n$

LAMINAZIONE ASPIRAZIONE



$P_1 < P_a$ per cadute di pressione; se P_1 → tensione di vapore a pari T → ho rischio di CAVITAZIONE

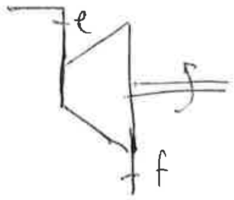
⇒ NON METTO $\boxed{\text{MAI}}$ valvola di laminazione all'aspirazione

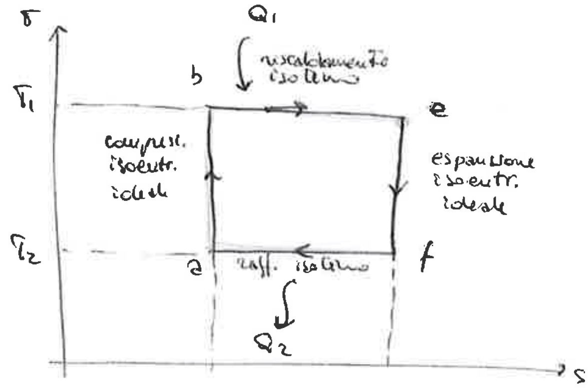
Impianti termoelettrici

16/12 28 Lezione

- CICLO TERMODINAMICO

Richiami: ciclo di Carnot



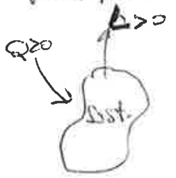


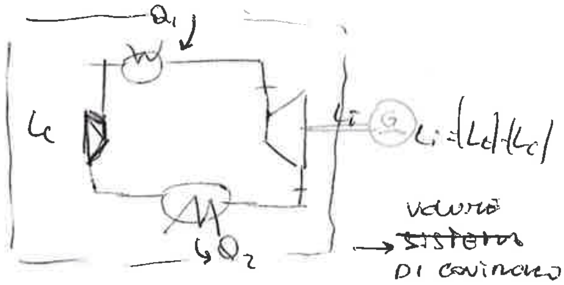
$$Q_1 = \int_b^e T\,dS = T_1 \Delta S$$

$$Q_2 = -\int_f^a T\,dS = T_2 \Delta S$$

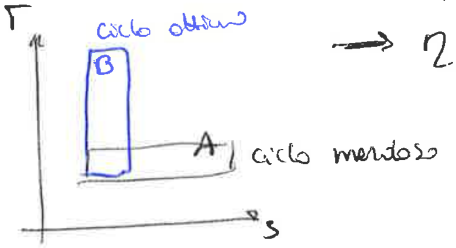
ciclo chiuso

1° principio: $Q_e \oplus L_i = \oint \Delta i + \Delta \bar{U}_{c,p,q} \rightarrow L_i = Q_e = Q_1 - Q_2 = (T_1 - T_2)\Delta S$





$$\eta = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{(T_1 - T_2)\Delta S}{\Delta S\, T_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$



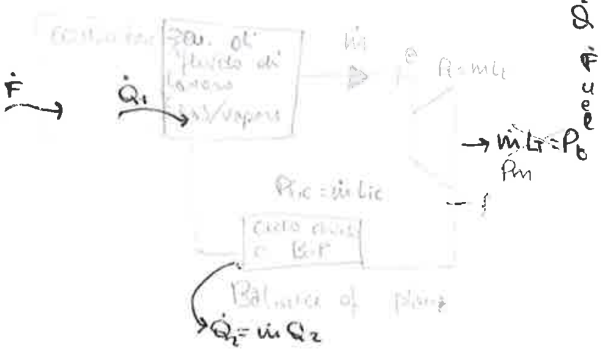
$$\longrightarrow \eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$$\eta_A = 1 - \frac{T_{2A}}{T_{1A}} \qquad \eta_B = 1 - \frac{T_{2B}}{T_{2C}}$$

per massimizzare $\eta \longrightarrow T_1 - T_2$ deve massimizzato

per alimentare la turbina: impianto termoelettrico con combustibili

$$\dot{Q} = Q_1 \dot{m}$$



$\dot F$: quantità di combustibile $= \dot m_f H_i$ — potere calorifico inferiore

fuel

pasolo 1 kg → 10200 kcal/kg

petrolio 1 ~~kg~~ → 1 TEP 10000 kcal/kg

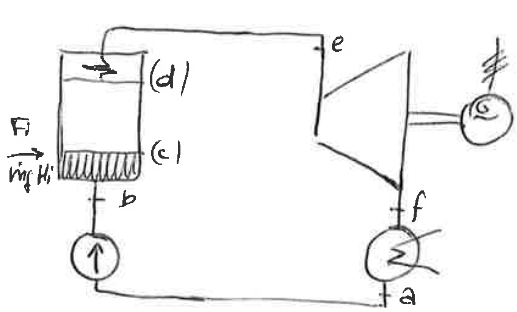
gas naturale 1 Sm³ → 8250 kcal/kg

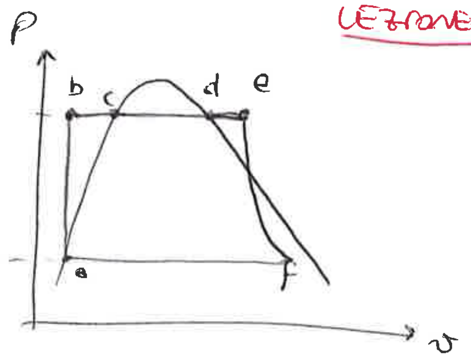
↓

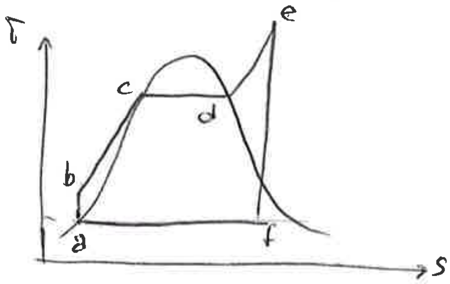
T = 15°C p = 1 bar

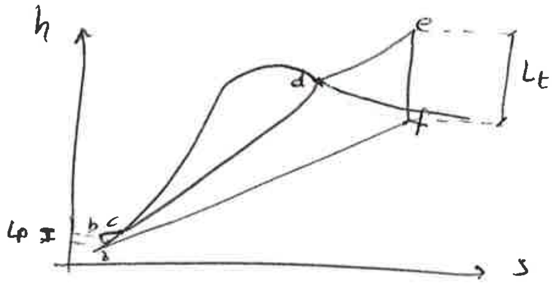
Cicli a vapore → $\rho \approx 1000\ kg/m^3$

LEZIONE 31 09/01









$L_t = i_e - i_f$ Turbina $\qquad L_p = i_b - i_a$ POMPA

$Q_1 = i_e - i_b$ gen. vapore $\qquad Q_2 = i_f - i_a$ Condensatore

$L_i = L_t - \underbrace{L_{w}}_{\approx 0} \Rightarrow L_i \approx L_t$ includo L_p nel $\eta_{organico}$ (η_o) (Freno conto di molte altre perdite ausiliarie)

$L_p = \Delta p\, v = \Delta p / \rho = \Delta p\, v\,(p_b - p_a)$

$\rho = 1000\ kg/m^3 \rightarrow v = 0.001\ m^3/kg \qquad L_p:\ \Delta p = 50\ bar \Rightarrow L_p <<< L_t$

$Q_1 = i_e - i_b$

$L_p = i_b - i_a \approx 0 \Rightarrow i_b \approx i_a \Rightarrow Q_1 = i_e - i_a \qquad \Rightarrow \eta = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{(i_e - i_f) - (i_b - i_a)}{(i_e - i_b)}$

$\approx \frac{i_e - i_f}{i_e - i_a} = \frac{L_t}{Q_1}$

Idealmente a valle della turbina ho L_i; però devo tener conto di perdite varie $\Rightarrow \eta_o L_i = L_u$

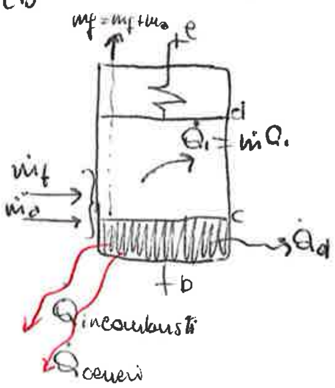
$L_u = \eta_o L_i \qquad \eta_u = \frac{L_u}{Q_1} = \eta_o \frac{L_i}{Q_1} = \eta_o \eta$

$\eta_g = \frac{\dot m L_u}{\dot m_f H_i} = \eta_o \frac{\dot m L_i}{\dot m_f H_i} = \eta_o \eta \frac{\dot m Q_1}{\dot m_f H_i} \longrightarrow \boxed{\eta_g = \eta_b \eta \eta_o}$

H_i: potere calorifico inferiore

rapporto $\frac{\text{eff. utile gen. vap}}{\text{spesa}} = \eta_b$

η_b quanto vale?

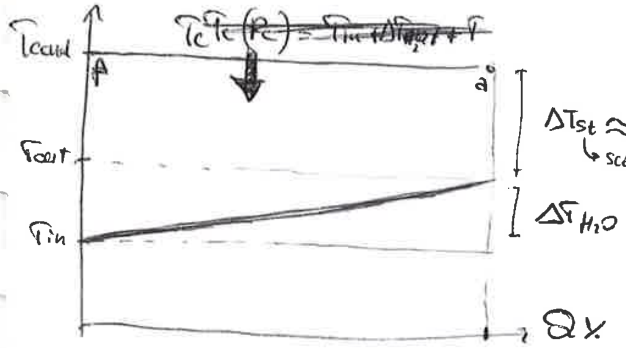


$T_s \equiv T_{camino} \gg T_{amb} \Rightarrow Q_s$ non trascurabile: perdita al camino

Q_d = dispersioni termiche

$\rightarrow \eta_b \simeq 0.80$ o se sono fortunato 0.92

devo considerare anche $L_{vent.}$ che portano l'aria in cam. comb $\rightarrow$ influisce in η_o



$\Delta T_{st} \approx 10°C$ ↳ scambio termico

$T_c(P_c) = T_{in} + \Delta T_{H_2O} + \Delta T_{st}$

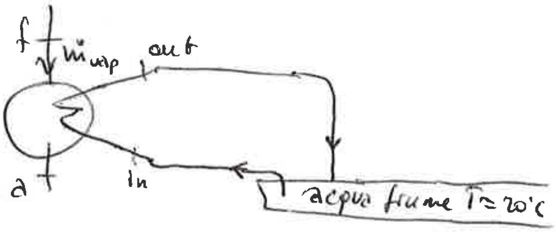
→ 35°C → $P_c = 0.056$ bar
45°C → $P_c = 0.1$ bar
25°C → $P_c = 0.032$ bar

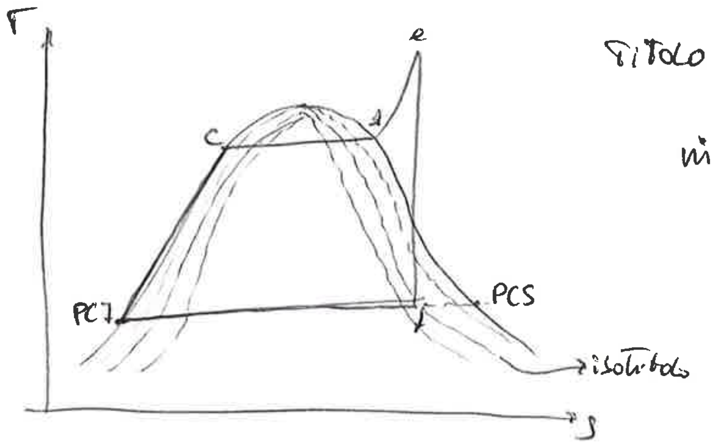
$T_c' < T_c$
$T_{in}' < T_{in}$

ΔT + piccolo possibile

Q_2 deve essere scaricata in ambiente
Q_2 a $T > T_{amb}$ (es. T_{fiume})
$T_{refrigerante} = T_{amb}$

$\dot{m}_v (i_f - i_2) = \dot{m}_{H_2O} \underbrace{c_{p2} \Delta T_{H_2O}}$ → rimane liquida





Titolo vapore $x = \dfrac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l}$ → 1 tutto vapore (PCS), 0 tutto liquido (PCI)

$\dot{m}_v \times \Delta i_{vap} = \dot{m}_{H_2O} c_{p_{H_2O}} \Delta T_{H_2O}$

$c_{p_{H_2O}} = 4.186 \ \frac{kJ}{kg\,K} \sim 4$

$\Delta i_{vap} \approx 2400 \ kJ/kg$

≈ 600

$\Rightarrow \dot{m}_{H_2O} = \dfrac{\dot{m}_v \times \Delta i_{vap}}{c_{p_{H_2O}} \Delta T_{H_2O}} = \dfrac{600}{\Delta T} \dot{m}_v$

~~Tout è ambiente~~

Tout è influenzata da ΔT_{H_2O}, a sua volta varia in $f(T_c)$ → Tout non può essere troppo alta sia perché varia (T_c) → $P_c \uparrow$, sia perché va ad alterare l'ecosistema → $\Delta T_{max} \leq 10°C$ inoltre $\Delta T_{out,max} \approx 3°C$

~~$\dot{m} \uparrow \Rightarrow \dot{W} \Rightarrow$ NO!~~

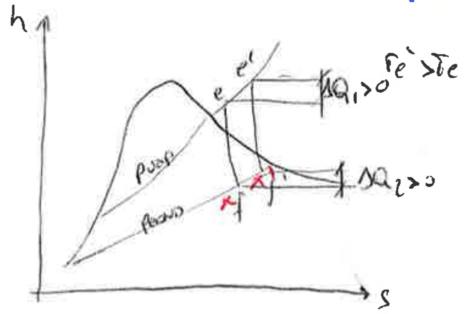
ovvero l'acqua che riverso nel fiume non deve causare un innalzamento di T_{amb} maggiore di 3°C

$T_{cond} \approx T_{in} + 20°C \sim 15 + 20 = 35°C$

$\Rightarrow \dot{m}_{H_2O} \approx 60 \, \dot{m}_v$

devo discutere fino a che punto posso fare per operazione XK non posso avere un x troppo basso a valle della Turbina

altra tecnica: aumento T surriscaldamento (T_e)

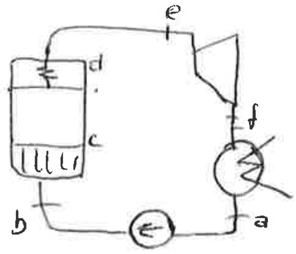


$|\Delta Q_2| < |\Delta Q_1|$

divergenza isobare $\Rightarrow \Delta Q_1 \Uparrow \; \Delta Q_2 \uparrow \Rightarrow \eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \uparrow$

$x' > x$

posso pensare di aumentare sia T_e che p_{sup} per compensare per il decrem. di x_p con l'aumento di x_T (TEORICAMENTE!)



HO DEI LIMITI: MATERIALI, COMBUSTIBILI

$\Rightarrow$ MATERIALI $\rightarrow T_{e\,max}$ non troppo alta.

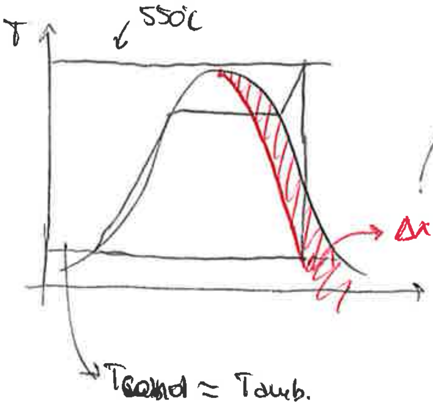
ho sollecitazioni mecc. nel surriscaldatore (d)

inoltre li passano anche i fumi con $T_{fumi} > T_d$

che sollecitano anche essi $\rightarrow$ ho limitazioni temporali

$[h]: \tau = \frac{E_{en}}{P_{en}} \; \frac{[J]}{[W]} \;\; h_{ep} = \frac{8760 \text{ ore}}{7200 \div 6400 \text{ ore}}$ molto teorico $\rightarrow$ solitamente $2000 \div 4000h$

una se rompo ple tubo $\rightarrow$ perdite tempo $\rightarrow$ perdite € $\rightarrow T_{max} < 550°C$ per limitare la formazione acidi $\rightarrow$ limito la corrosione



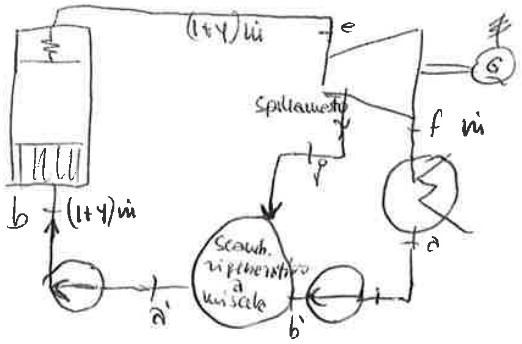
causa problemi alla turbina

$\Delta x \approx 10\% - 15\% \rightarrow x_{turb} = 85\% \div 90\%$

devo trovare f per ottimizzare x e T: prima definisco x e salgo a trovare T_e

$\Rightarrow$ COMBUSTIBILI: se ho combustibili non molto buoni (biomasse, rifiuti, idrocarburi molto pesanti) possono generare acidi molto forti che mi fanno abbattere $T_e \simeq 460°C \rightarrow p_{sup} = 60 bar \Rightarrow \eta \downarrow$ del $25\% - 30\%$

$\hookrightarrow$ se non fornisco molto calore ho meno formazione acidi



spillamento f: $y\dot m$

Ⓒ f a': $\dot m$

Ⓔ b a': $(1+y)\dot m$

$\cancel{\dot m}\, i_b + y\cancel{\dot m}\, i_f = (1+y)\cancel{\dot m}\, i_{a'} \Rightarrow$ $\dot m$ da spillare è quella che mi fornisce

$(i_{a'} - i_a) = y(i_f - i_{a'}) \Rightarrow y = \frac{i_{a'} - i_a}{i_f - i_{a'}}$

definisco il grado di rigenerazione "R" $= \frac{i_{a'} - i_a}{i_c - i_a}$

$R = $ 0 senza rigenerazione; 1 rigenerazione completa $\rightarrow y = R\,\frac{i_c - i_a}{i_f - i_{a'}}$

mi conviene ??

$\dot Q_2 = \dot m(i_f - i_a) = \dot Q_2'$ $\qquad \dot Q_1 = \dot m(i_e - \underset{i_a}{i_b})$ $\qquad \dot Q_1' = \dot m(1+y)[i_e - \underset{i_{a'}}{i_b}]$ ↑

$P' = \dot Q_1' - \dot Q_2' = \dot m(i_e - i_f) + y\dot m(i_e - i_f)$ ↑

$\eta' = 1 - \frac{\dot Q_2}{\dot Q_1}$

Sia la potenza P' che $\dot Q_1'$ aumentano, cosa abbastanza ovvia xk $\dot m$ ↑; il rendimento aumenta altrettanto (per qst vado a ~~assolutamente~~ non fare rigen.). 13/01 33 LEZIONE

conclusione non immediata

$\eta' = 1 - \frac{\dot Q_2' = \dot Q_2}{\dot Q_1' > \dot Q_1} \Rightarrow \eta \uparrow$

Hp semplificative

$\lambda = i_c - i_a$ $\qquad i_{a'} - i_a = R(i_c - i_a) = R\lambda$

$h = i_e - i_c$ $\qquad i_c - i_{a'} = (1-R)\lambda$

h è uguale anche a $i_f - i_{a'} \cong i_f - i_a \rightarrow y = R\lambda/h$

$\dot Q_1 = \dot m\left[1 + R\frac{\lambda}{h}\right]\left[h + (1-R)\lambda\right]$

$\dot Q_2 = \dot m h$

$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{\cancel{\dot m} h}{\cancel{\dot m}\left[1 + R\frac{\lambda}{h}\right]\left[h + (1-R)\lambda\right]}$$

sviluppo →

$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{h}{h + \underbrace{R\lambda + (1-R)\lambda}_{\lambda} + \frac{\lambda^2}{h}R(1-R)} =$$

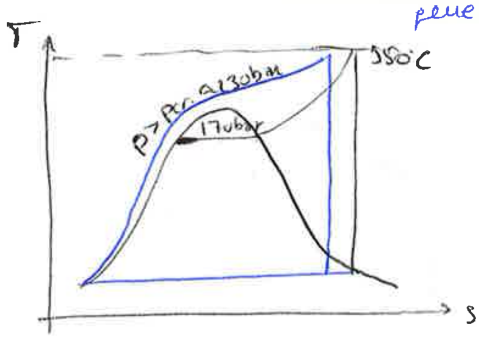
$$= 1 - \frac{h}{\left[h + \lambda + \frac{\lambda^2}{h}(R(1-R))\right]}$$

Se $R = 0 \Rightarrow \eta' = 1 - \frac{h}{h+\lambda}$ $\qquad$ prima della rigen. $\eta = 1 - \frac{\dot Q_2}{\dot Q_1} = 1 - \frac{i_f - i_a}{i_e - i_a} \equiv \eta'$

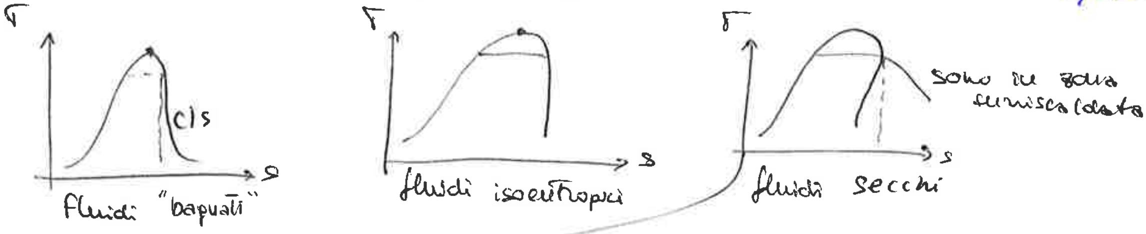
Se $R = 1 \Rightarrow \eta' = 1 - \frac{h}{h+\lambda}$

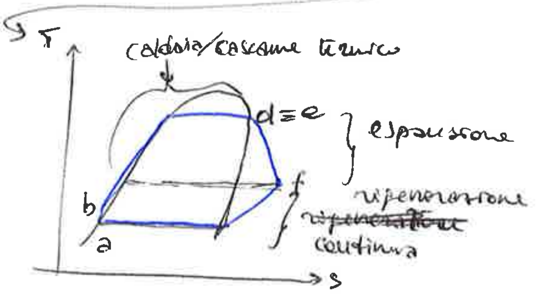
diagramma →

generatore ~~ipercritico~~ supercritico
generatore subcritico



Impianti a vapore di fluidi organici ≠ acqua = ORC (organic Rankine cycle)



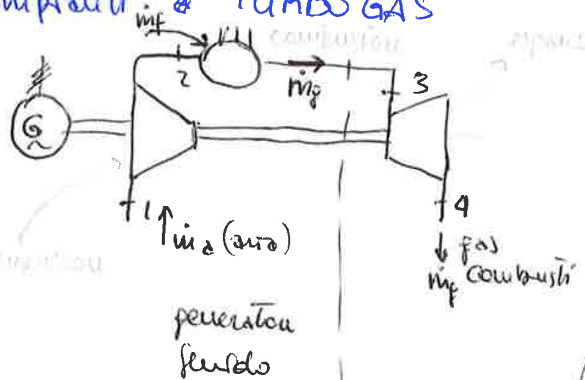


Turbina BP

STRIPPAGGIO: poiché il ~~condensatore~~ arriva a $p \approx 0{,}01 \div 0{,}005$ bar, sicuramente posso avere infiltrazioni d'aria nel COND. ~~cond~~ →
→ eccesso di O_2.
L'eccesso di O_2 viene eliminato dal vapore all'interno del degasatore e poi esce dal camino

16/01 34 LEZIONE

Impianti a TURBOGAS



$\dot{m}$ = aria ⇒ compressione + costosa rispetto per dei liquidi

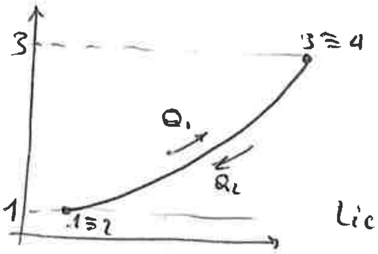
ho comb. interna: aria + comb. → mi genera ↑T

Ciclo reale (BRAYTON) APERTO

poichè $T_2 = T_3$ = punto inizio espansione $\Rightarrow$ ritorno in 1 ($\equiv 4$) $\Rightarrow L_{ic} = L_{it}$

$\Rightarrow$ $\boxed{\text{ho } \eta_{max} \text{ ma } L_i = 0 \text{ non va bene}}$

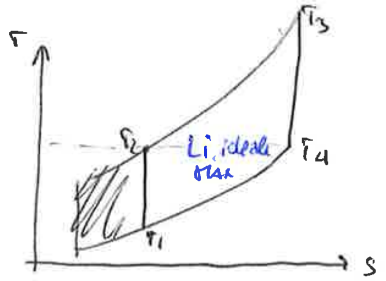
provo con β_{min}



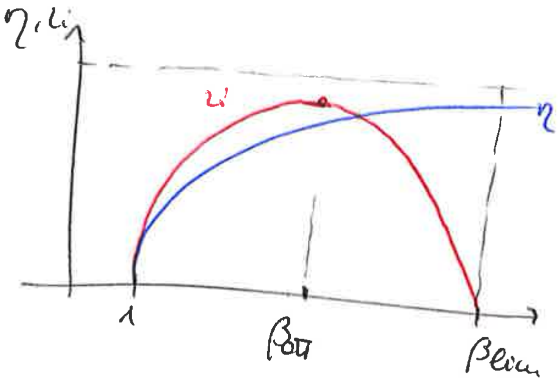
$L_{i,t} = 0$
$L_{ic} = 0$

anche qui $L_i = 0 \Rightarrow \beta = 1 \Rightarrow L_i = 0$

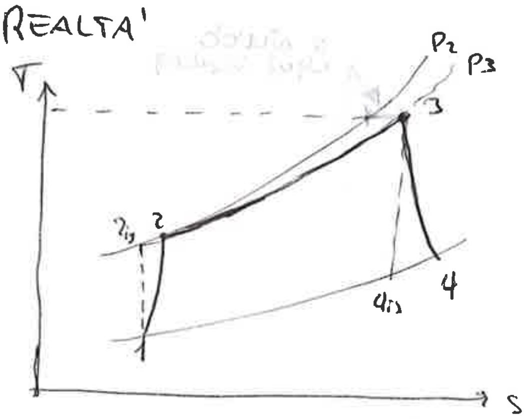
Il massimo lavoro ce l'ho prendendo $\beta_{ott} = \sqrt{\beta_{lim}}$ e $T_2 = T_4$



$$L_i = \eta Q_1 = \left[1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right]\left[c_p\left(T_3 - T_1\beta^{\frac{k-1}{k}}\right)\right]$$



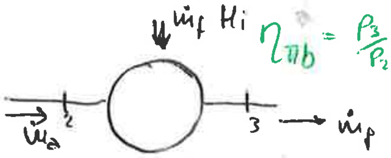
REALTA'



$$L_{i,c} = c_{p_a} T_1 \left[\beta_c^{\frac{1}{\eta_{y,c}}\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1\right]$$ c_p aria, k aria

$$L_{i,t} = c_{p,f} T_3 \left[1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k_f - 1}{k}}}\right]$$ k_f e c_{p_f}

nel combustore: hp: m_f = metano puro



$\eta_{\pi b} = \frac{P_3}{P_2} < 1$

Dosatura $\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$ $\quad \alpha_{stech} \simeq 16 \div 17$

$\alpha_{combustore} \simeq 45 \div 60$

$\dot{m}_a + \dot{m}_f = m_p$

$\dot{m}_f [H_i + i_f] \Rightarrow \dfrac{\dot{m}_f H_i \eta_b + \dot{m}_a c_{p_a}(T_2 - T_0) = \dot{m}_p c_{p_f}(T_3 - T_0)}{\dot{m}_f} \Rightarrow$

$i_f \simeq \ll H_i$

$\eta_{combustore}$

dipende cosa brucio, non sempre $i_f \ll H_i$

$\rightarrow \eta_b H_i + \alpha c_{p_a}(T_2 - T_0) = (1+\alpha) c_{p_f}(T_3 - T_0)$