



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 885

DATA: 12/03/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Lapira

MATERIA: Fondamenti di Macchine

Prof. Casalino

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

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

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

Indice Argomentativo

PARTE INIZIALE 1

UGELLI & DIFFUSORI / LE TURBOPOMPE 6

COMPRESSORI ASSIALI 10

COMPRESSORI CENTRIFUGHI 17

REGOLAZIONE DEI COMPRESSORI 22

TURBINE ASSIALI 25

LE TURBOPOMPE 31

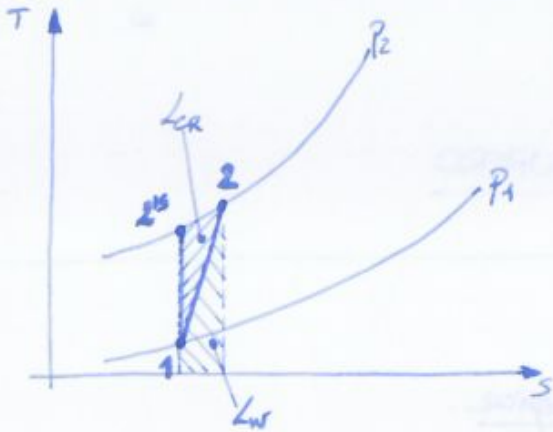
I MOTORI ALTERNATIVI 35

PRINCIPIO: $Q_e + L_i = \Delta i + \Delta \bar{E}_{c,g,c,f}$
ENTALPIA: $i = u + pV$, $\Delta i = c_p \Delta T$, $\Delta u = c_v \Delta T$
ENTROPIA: $T ds = du + p dV = di - v dp = dQ_e + dL_w$
PRINCIPIO TERMO DYNAMICO MISTO

$$\begin{cases} dki = v dp + d\bar{E}_{c,g,c,f} + dL_w \\ dke = -p dV + d\bar{E}_{c,g,c,f} + dL_w \end{cases}$$

ISENTROPICA $T ds = di - v dp \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

COMPRESSIONE ADIABATICA



$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta \bar{E}_{c,g,c,f} \Rightarrow$$

$H_p: \Delta \bar{E}_{c,g,c,f} = 0$

$$\Rightarrow L_i = \Delta i = c_p (T_2 - T_1) = L_c$$

$$\Rightarrow \boxed{T_2 = T_1 + \frac{L_c}{c_p}}$$

metodo 1): isentropica

$$\begin{cases} L_{cis} = c_p (T_{2is} - T_1) \\ \text{Adiabatica } \forall \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{2is}}{T_1} \Rightarrow T_{2is} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \end{cases}$$

$$\Rightarrow L_{cis} = c_p (T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \Rightarrow L_{cis} = c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$$

$\beta_c = \frac{P_2}{P_1}$ Rapporto di compressione

$\eta_{ac} = \frac{L_{cis}}{L_c}$ Rendimento adiabatico

$L_c = \frac{1}{\eta_{ac}} c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$ LAVORO I)

metodo 2): politropica

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} \Rightarrow L_c = c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)$$

$$P_1 V_1^m = P_2 V_2^m$$

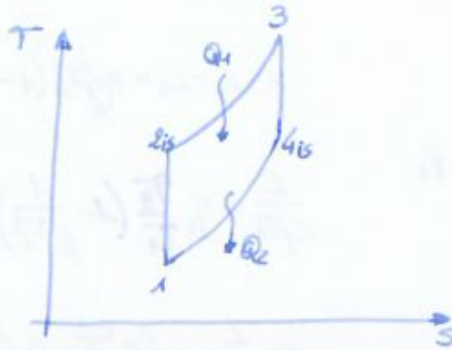
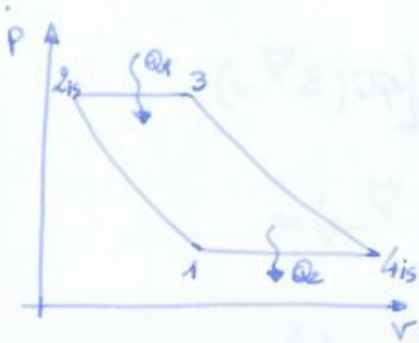
$\eta_{yc} = \frac{L_c - L_w}{L_c}$ Rendim. politropico o idraulico o di piccolo stadio

$$L_c = \int_1^2 v dp + \Delta \bar{E}_{c,g,c,f} + L_w \Rightarrow L_c - L_w = \int_1^2 v dp = P_1^{\frac{1}{m}} V_1 \int_1^2 P^{-\frac{1}{m}} dP = \left(-\frac{1}{m} + 1\right) P_1^{\frac{1}{m}} V_1 P_1^{2\left(1-\frac{1}{m}\right)} \Rightarrow$$

$$P_1 V_1^m = P_2 V_2^m \Rightarrow V_2^m = \frac{P_1}{P_2} V_1^m \Leftrightarrow V_2 = P_1^{\frac{1}{m}} V_1 P_2^{-\frac{1}{m}}$$

$$\Rightarrow L_c - L_w = \frac{m}{m-1} P_1^{\frac{1}{m}} V_1 P_2^{\frac{m-1}{m}} = \frac{m}{m-1} P_1^{\frac{1}{m}} V_1 P_1^{\frac{m-1}{m}} \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) = \frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) = \frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) \Rightarrow$$

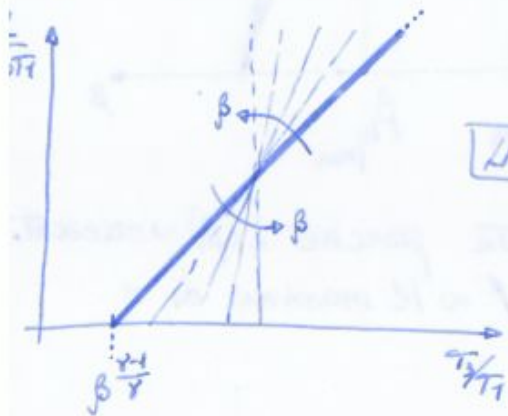
Ciclo Brayton - processo ideale



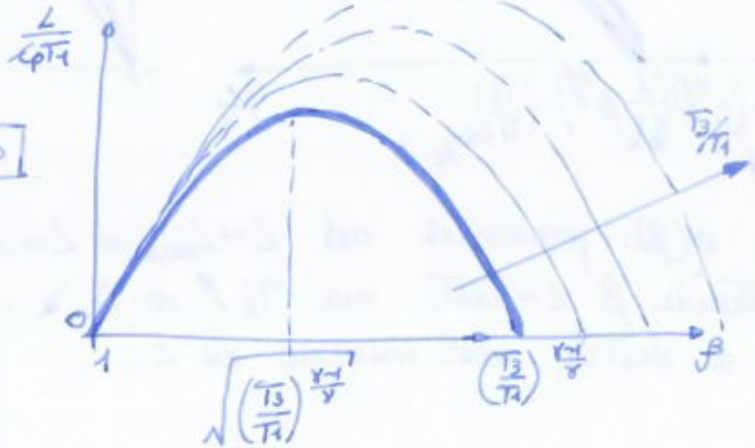
$\eta = \frac{L}{Q_1}$ Rendimento

$L = L_c - L_c = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - c_p T_4 \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \Rightarrow$ Si studi: $\frac{L}{c_p T_1} \Rightarrow$

$\Rightarrow \frac{L}{c_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \Rightarrow$ ~~...~~ $= \dots$ pass. mat. $= \left(\frac{T_3}{T_1} \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)$



LAVORO



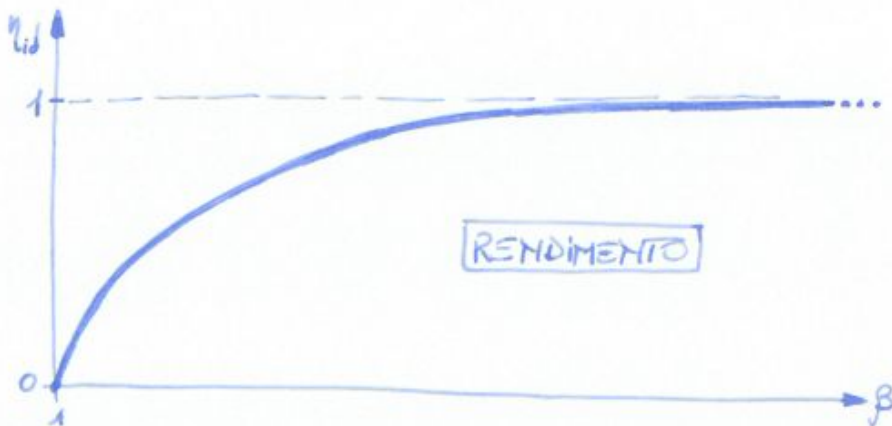
Calcolo del rendimento:

$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_1)} = 1 - \frac{T_4 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_1 - 1)} \Rightarrow 1 - \frac{T_4}{T_2}$

sovere: $\Delta s = c_p \ln \frac{T_4}{T_1}$, $\Delta s_2 = \Delta s_1 \Rightarrow \frac{T_4}{T_2} = \frac{T_3}{T_1}$

$\frac{T_4}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$

$\Rightarrow \eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$ Rendimento ideale



RENDIMENTO

Condizioni di accensione

Sono le grandezze raggiunte dalla corrente durante un accento del tipo

↳ $Q_e = L_i = 0$ per Temperatura ed entalpia

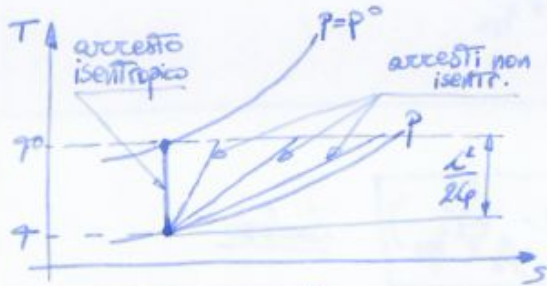
↳ $Q_e = L_i = 0$, isentropico per tutte le altre grandezze

durante l'accento:

$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta \bar{e}_c + \Delta \bar{e}_{gg} \Rightarrow \Delta i + \Delta \bar{e}_c = 0 \Rightarrow i^0 - i + \frac{c^2 - c'^2}{2} = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow i^0 = i + \frac{c^2}{2} \quad \text{Entalpia Totale}$$

$$i^0 = c_p T^0 = i + \frac{c^2}{2} \Leftrightarrow T^0 = \frac{i}{c_p} + \frac{c^2}{2c_p} \Leftrightarrow T^0 = T + \frac{c^2}{2c_p} \quad \text{Temperatura Totale}$$



Tutti gli accenti portano a $T = T^0$, ma solo uno, quello isentropico, consente di ottenere $p = p^0$

$$\frac{T^0}{T} = \left(\frac{p^0}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \frac{p^0}{p} = \left(\frac{T^0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow p^0 = p \left(\frac{T^0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{pressione Totale}$$

Definizioni mediante numero di Mach:

$$M = \frac{c}{c_s} = \frac{c}{\sqrt{\gamma R T}}$$

$$c_s = \sqrt{\left(\frac{dp}{d\rho}\right)_{\text{isobar}}} = \sqrt{\gamma \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\gamma R T}$$

$$T^0 = T + \frac{c^2}{2c_p} = T + \frac{c^2}{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} R} = T \left(1 + \frac{c^2}{2 \frac{\gamma R T}{\gamma-1}}\right) = T \left(1 + \frac{c^2}{2 \frac{c_s^2}{\gamma-1}}\right) \Rightarrow T^0 = T \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right) \quad \text{Temperat. Totale}$$

$$c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} R$$

$$p^0 = p \left(\frac{T^0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = p \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow p^0 = p \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{pressione Totale}$$

LA PORTATA CORRETTA

$\dot{m} = \rho \cdot A \rightarrow$ si vuole riscrivere in termini di grand. Totali

• Termines:

isentropica $p, \rho \rightarrow p^0, \rho^0: p v^\gamma = \frac{p}{\rho^\gamma} = \text{cost} \Rightarrow \frac{p}{\rho^\gamma} = \frac{p^0}{\rho^{0\gamma}} \Rightarrow \rho^\gamma = \frac{p}{p^0} \rho^{0\gamma} \Rightarrow \rho = \rho^0 \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma}$

• Termines:

I princ. Termoc. su isentropica: $Q_{ext} + \dot{W} = \int_p^p v dp + \dot{W} + \Delta \bar{E}_g + \Delta \bar{E}_c \Rightarrow \Delta \bar{E}_c = \frac{v^2 - v_0^2}{2} = \int_p^p v dp$

$\Rightarrow \left\{ \begin{aligned} \frac{v^2}{2} &= \int_p^p v dp \Rightarrow -\frac{v^2}{2} = \int_{p^0}^p v dp = \int_{p^0}^p \left(\frac{p^0}{p}\right)^{1/\gamma} v^0 dp = \frac{p^{0 1/\gamma}}{\rho^0} \int_{p^0}^p p^{-1/\gamma} dp = \frac{1}{1-1/\gamma} \frac{p^{0 1/\gamma}}{\rho^0} \left[p^{1-1/\gamma} \right]_{p^0}^p \Rightarrow \\ p v^\gamma &= p^0 v^{0\gamma} \Rightarrow v = \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} v^0 \end{aligned} \right.$

$\Rightarrow \frac{v^2}{2} = \frac{1}{\gamma-1} \frac{p^{0 1/\gamma}}{\rho^0} \left[p^{1/\gamma} - p^{0 1/\gamma} \right] = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p^{0 1/\gamma}}{\rho^0} \left[\left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} - 1 \right] \Rightarrow \frac{v^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p^0}{\rho^0} \left[1 - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} \right] \Rightarrow$

$\Rightarrow c = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p^0}{\rho^0} \left[1 - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} \right]}$

Portata corretta

$\dot{m} = \rho \cdot A = A \rho^0 \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p^0}{\rho^0} \left[1 - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} \right]} = \frac{A \rho^0 \sqrt{p^0}}{\sqrt{\rho^0}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p}{p^0}\right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} \right]} =$
 $= A \sqrt{p^0 \rho^0} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p}{p^0}\right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} \right]} = \frac{A p^0}{\sqrt{p^0}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p}{p^0}\right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} \right]} \Rightarrow$

$\Rightarrow \dot{m} = \alpha \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p}{p^0}\right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{p}{p^0}\right)^{1/\gamma} \right]}$
 $\alpha = \frac{\rho^0 A}{\sqrt{p^0 \rho^0}} = \frac{\rho^0 A}{\sqrt{RT^0}}$

PORTATA

• In funzione di M

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

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

$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{p^0}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \frac{1}{R} \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}{T^0} \Rightarrow$

$\Rightarrow \rho = \frac{p^0}{RT^0} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} + 1} = \frac{p^0}{RT^0} \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{2(\gamma-1)}}}$

$1 - \frac{\gamma}{\gamma-1} = \frac{\gamma-1-\gamma}{\gamma-1} = -\frac{1}{\gamma-1}$

$c = M c_s = M \sqrt{\gamma R T} = M \sqrt{\gamma R} \frac{\sqrt{T^0}}{\sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}}$

$\dot{m} = \rho \cdot A = A \frac{p^0}{RT^0} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}} \sqrt{\gamma R T^0} M \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} + 1}} = \frac{p^0 A}{\sqrt{RT^0}} \sqrt{\gamma} M \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \Rightarrow$

$\frac{1}{2} + \frac{1}{\gamma-1} = \frac{\gamma-1+2}{2(\gamma-1)} = \frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}$

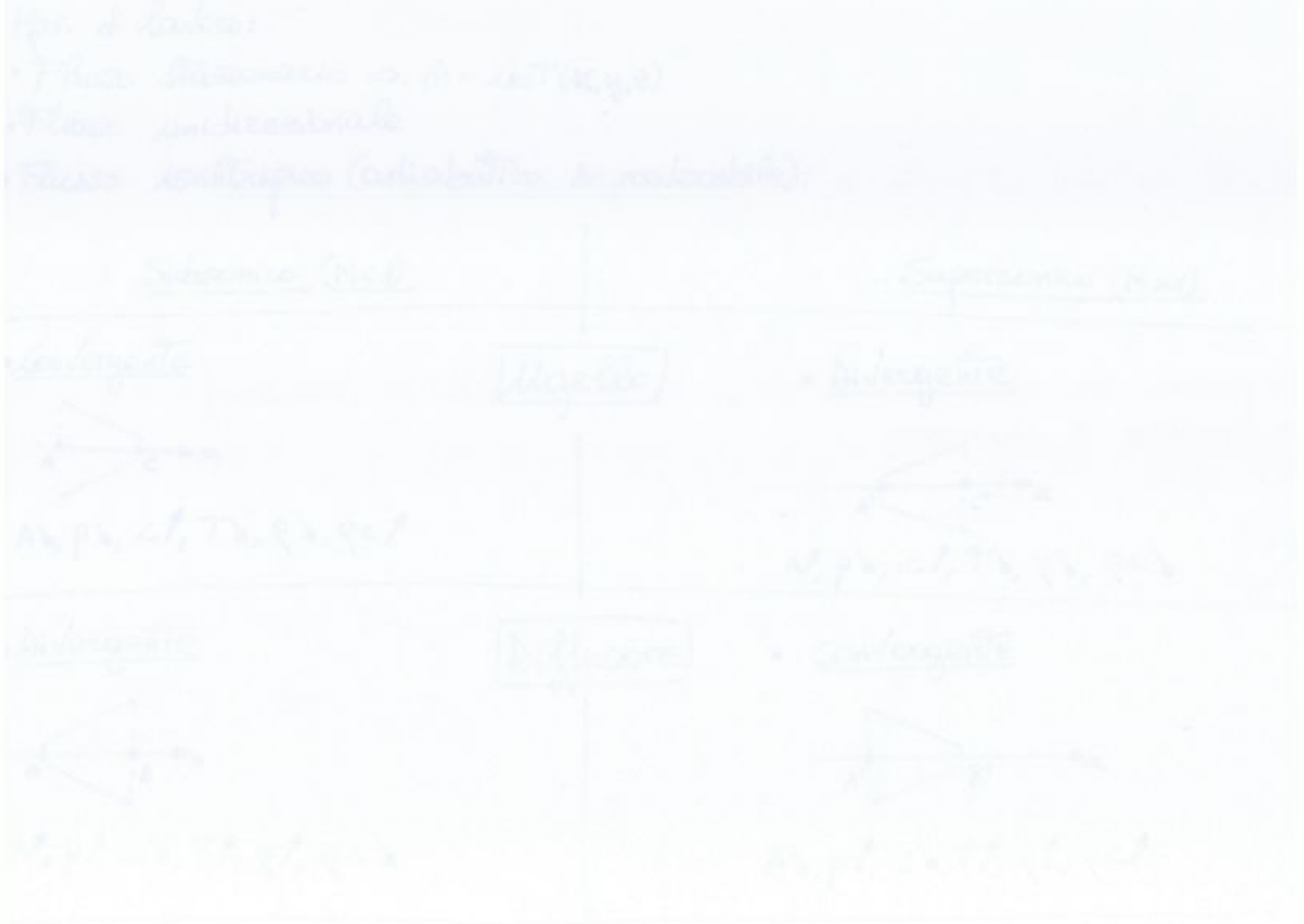
$\Rightarrow \dot{m} = \frac{p^0 A}{\sqrt{RT^0}} \frac{\sqrt{\gamma} M}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}$

UGELLI & DIFFUSORI

- Analisi generale
- Ugello semplicemente convergente
- Ugello di De-Laval

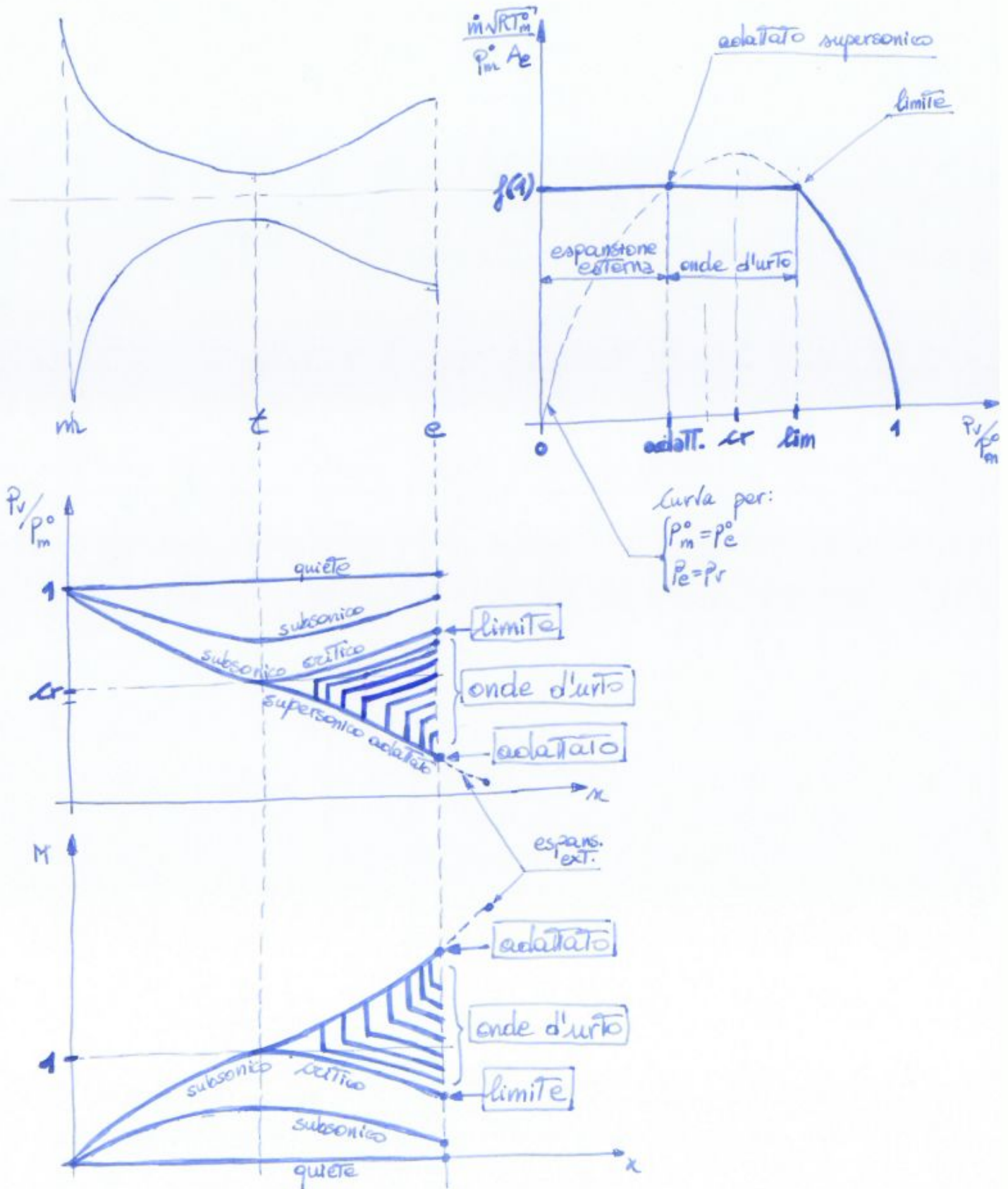
LE TURBOMACCHINE

- Il lavoro nelle Turbomacchine



UGELLO DI LAMINA

Ugello a sezione convergente-divergente



Onde d'urto: fenomeni d'urto dissipativi in cui viene meno l'hp. di ugello isentropico.

COMPRESSORI ASSIALI:

- TRATTAZIONE A RAGGIO MEDIO
 - Studio del lavoro
 - Studio del rapporto di compressione
 - Fenomeni distruttivi
 - Limiti costruttivi
 - Simmetria del Triangolo di velocità
- TRATTAZIONE NON A RAGGIO MEDIO
 - Equazione di equilibrio radiale
 - Lavoro costante lungo il raggio
 - Svergolamento delle palette
 - Stallo nelle pale del compressore
- AVVIAMENTO COMPRESSORI ASSIALI
 - Il problema dell'avviamento
 - Soluzioni al problema dell'avviamento

Studio del Lavoro

$$L_c = u(L_{u2} - L_{u1})$$

~~...~~

$$L_{u1} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$L_{u2} = W u_2 + u = C_2 \cos \beta_2 + u$$

$$C_2 = C_1 \sin \alpha_1 = W_2 \sin \beta_2 \Rightarrow \begin{cases} C_1 = \frac{C_2}{\sin \alpha_1} \Rightarrow L_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 = \frac{C_2 \cos \alpha_1}{\sin \alpha_1} = C_2 \cot \beta_2 \\ W_2 = \frac{C_2}{\sin \beta_2} \Rightarrow W u_2 = W_2 \cos \beta_2 = \frac{C_2 \cos \beta_2}{\sin \beta_2} = C_2 \cot \alpha_1 \end{cases}$$

$$\Rightarrow L_c = u (C_2 \cot \beta_2 + u - C_2 \cot \alpha_1) = u^2 \left(\frac{C_2}{u} \cot \beta_2 + 1 - \frac{C_2}{u} \cot \alpha_1 \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{L_c}{u^2} = \left(1 - \frac{C_2}{u} (\cot \alpha_1 - \cot \beta_2) \right) \Rightarrow$$

$$\psi = 2 \left(1 - \varphi (\cot \alpha_1 - \cot \beta_2) \right) \quad \text{LAVORO IN FORMA ADIMENSIONALE}$$

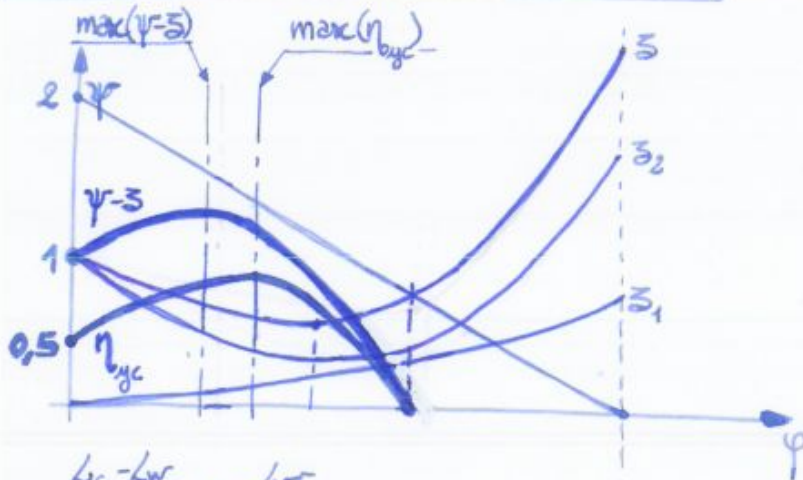
$$\Rightarrow \psi = \frac{L_c}{u^2} \quad \text{Coefficiente di PRESSIONE}$$

$$\varphi = \frac{C_2}{u} \quad \text{Coefficiente di PORTATA}$$

Perdite:
 → Concentrate (strato limite) $\Rightarrow L_{w2} \Rightarrow \bar{s}_2 = \frac{L_{w2}}{u^2} \quad \text{Funzione delle perdite concentrate}$
 → Distribuite (cinetiche) $\Rightarrow L_{w1} \propto m^2 \propto C_2^2 \Rightarrow \bar{s}_1 = \frac{L_{w1}}{u^2} = k \varphi^2 \quad \text{Funzione delle perdite distribuite}$

$$\bar{s} = \bar{s}_1 + \bar{s}_2 \quad \text{Funzione delle perdite}$$

$$\bar{s} = \frac{L_w}{u^2}$$

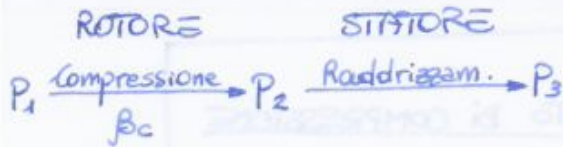
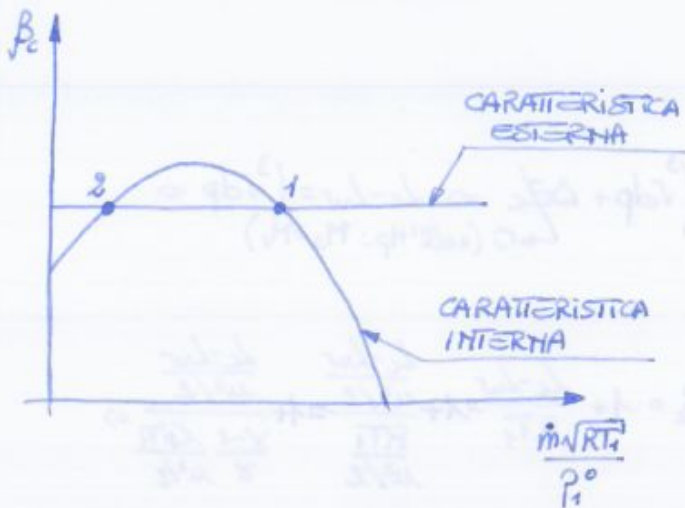


$$\eta = \frac{L_c - L_w}{L_c} = 1 - \frac{L_w}{L_c} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{\bar{s}}{\psi} \quad \text{RENDIMENTO}$$

Fenomeni distruttivi

• Fenomeno del pompaggio



- Punto 1 \Rightarrow FUNZIONAMENTO STABILE
 - \hookrightarrow Se $m \uparrow \Rightarrow \beta_c \downarrow \Rightarrow P_2 \downarrow \Rightarrow m \downarrow$ (P_1 prevale su P_2)
 - \hookrightarrow Se $m \downarrow \Rightarrow \beta_c \uparrow \Rightarrow P_2 \uparrow \Rightarrow m \uparrow$ (P_2 prevale su P_1)
- Punto 2 \Rightarrow FUNZIONAMENTO INSTABILE
 - \hookrightarrow Se $m \uparrow \Rightarrow \beta_c \uparrow \Rightarrow P_2 \uparrow \Rightarrow m \uparrow$ (P_2 prevale su P_1)
 - \hookrightarrow Se $m \downarrow \Rightarrow \beta_c \downarrow \Rightarrow P_2 \downarrow \Rightarrow m \downarrow$ (P_1 prevale su P_2)

tipicamente a destra del massimo di β_c il funzionamento è stabile, a sinistra, invece, instabile

Se, dal punto 2 $m \downarrow$, per instabilità tende a farlo sempre più, fino ad azzerarsi per divenire, addirittura, negativa: la corrente "risale" il compressore (FENOMENO DEL POMPAGGIO) \Rightarrow fatto molto dannoso per le palette.

• Fenomeno dello stallo rotante



Qualora la palette 1 vada in stallo la corrente sul dorso, ne incontra la scia vorticoso e tende a rianimarla \Rightarrow la palette vicina si trova a lavorare ad un'incidenza eccessiva \Rightarrow stallo anche essa \Rightarrow lo stallo si propaga, così, tra le palette ruotando con vel. angolare pari alla metà di quella del compressore (FENOMENO DELLO STALLO ROTANTE)

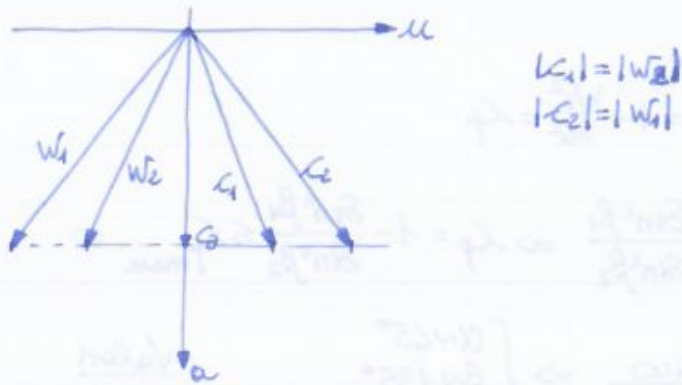
Simmetria del Tr. di Velocità

$$R = \frac{\Delta i_R}{L} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_2^0 - T_1^0)} \approx \frac{P_2 - P_1}{P_3 - P_1} \quad \text{GRADO DI REAZIONE}$$

Il grado di reazione indica quanto del salto di pressione avviene nel rotore \Rightarrow è un indice della simmetria del Tr. di Velocità

$R=0,5 \Rightarrow$ Tr. di Velocità simmetrico.

Avendo ipotizzato $M_2 = M_{rel}$, $M_{max_R} = M_{max_S}$, $C_{p_{max_R}} = C_{p_{max_S}} \Rightarrow$ il Triangolo delle energie simmetrico $\Rightarrow \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_2}{P_1}$



limiti geometrici $\Rightarrow \frac{c_{p_{max}}}{c_p} \leq \frac{c_{p_{max}}}{c_p}$

$$M_{rel} = \frac{w}{c} = \frac{w}{\frac{c}{\cos \alpha}} = \frac{w \cos \alpha}{c}$$

$$\left(\frac{c}{w} \right)^2 = \frac{1}{\cos^2 \alpha} = \frac{1}{1 - \sin^2 \alpha} = \frac{1}{1 - \frac{M_{rel}^2}{1 + M_{rel}^2}} = \frac{1 + M_{rel}^2}{1 - M_{rel}^2}$$

$$\left(\frac{c}{w} \right)^2 = \frac{1 + M_{rel}^2}{1 - M_{rel}^2} \Rightarrow \frac{c}{w} = \frac{\sqrt{1 + M_{rel}^2}}{\sqrt{1 - M_{rel}^2}}$$

Lavoro costante lungo il raggio

Si richiede $L(r) = \text{cost.}$, al fine di non avere disomogeneità che innescano instabilità $\Rightarrow p^e(r) = \text{cost.}$

$$H_p: \begin{cases} p_1^0, T_1^0 & \text{cost. con } r \\ k_w, \eta & \text{" " " "} \end{cases}$$

$$L_i = u(k_{u2} - k_w) = w r \Delta C_u = \text{cost. con } r \Rightarrow r \Delta C_u = \text{cost. con } r$$

cost con r

$$L = k_p \Delta T^0 = \text{cost. con } r \Rightarrow T^0 \text{ cost. con } r$$

$$T^0 = T + \frac{C^2}{2} = T + \frac{C_u^2 + C_a^2}{2} \quad (r=0) \Leftrightarrow \frac{dT^0}{dr} = \frac{dT}{dr} + \frac{d}{dr} \left(\frac{1}{2} (C_u^2 + C_a^2) \right) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} k_p \frac{dT^0}{dr} = k_p \frac{dT}{dr} + \frac{C_p}{2} \frac{d}{dr} (C_u^2 + C_a^2) = 0 & \text{Costanza del lavoro lungo } r \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{dk_w}{dr} = \frac{T ds}{dr} = -k_p \frac{dT}{dr} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = 0 & Q_e = 0 \text{ (adiabatica)} \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{C_u^2}{r} & \text{Equilibrio radiale} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \text{risolvendo il sistema: } \frac{C_u^2}{r} + \frac{d}{dr} \left(\frac{C_u^2}{2} \right) + \frac{d}{dr} \left(\frac{C_a^2}{2} \right) = 0 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \frac{dC_a^2}{dr} = - \left(\frac{dC_u^2}{dr} + 2 \frac{C_u^2}{r} \right) = - \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} (r C_u^2) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{dC_a^2}{dr} = - \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} (r C_u^2) \quad \text{Legge della Costanza di } L \text{ lungo il raggio}$$

La realizzazione pratica di tale legge si effettua mediante lo svergolamento.

2) SVERGOLAMENTO A VORTICE ESPONENZIALE

(Per ovviare agli inconvenienti del vortice libero)

$$\begin{cases} r\kappa_{u1} = a_1 + b_1 r \\ r\kappa_{u2} = a_2 + b_2 r \end{cases} \quad \text{Relazioni supposte nello schema a "vortice esponenziale" (lineari)}$$

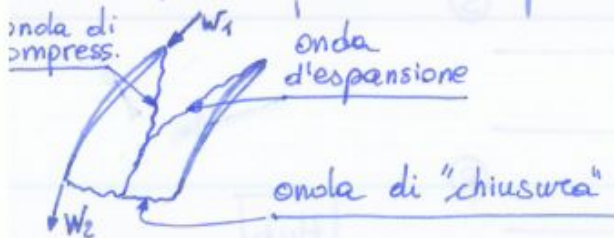
$$L_c = r(\kappa_{u2} - \kappa_{u1})\omega = \omega(a_2 - a_1 + (b_2 - b_1)r) = \text{cost. con } r \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow a_2 - a_1 + (b_2 - b_1)r = \text{cost. con } r \Leftrightarrow b_1 = b_2 = b \Rightarrow$$

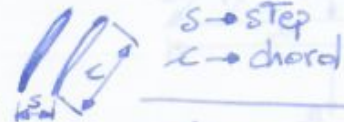
$$\Rightarrow \begin{cases} \kappa_{u1} = \frac{a_1}{r} + b \\ \kappa_{u2} = \frac{a_2}{r} + b \end{cases}$$

Compressori Transonici

- Transizione sub \rightarrow supersonico lungo il raggio
- Interazione "costruttiva" tra le onde d'urto: compressione - espansione
- Leading edge "acuminati" per il flusso supersonico
- Problema: l'interazione tra le onde a progetto è molto delicata \Rightarrow molto sensibile a scostamenti dalle condizioni di progetto \Rightarrow si usa quasi solo per il FAN, che vede la corrente indisturbata.



Stallo nelle pale del compressore



$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{|W_{u2} - W_{u1}|}{2 \frac{c}{s} W_1}$$

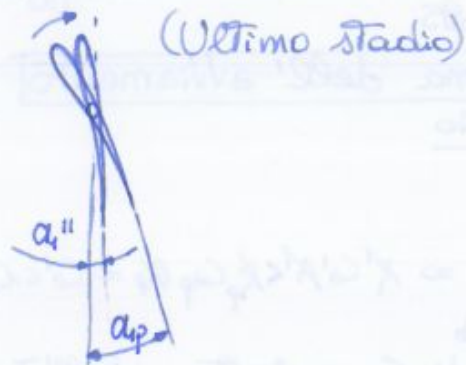
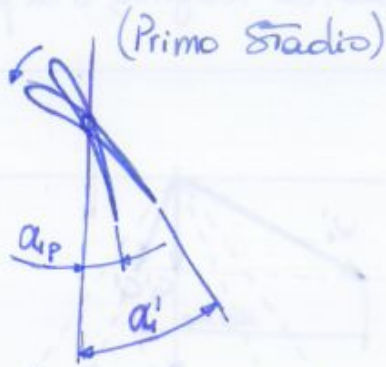
Coefficiente di diffusione (sperimentale)

$\frac{c}{s}$ Solidità della schiera di palette

- Per $D > 0,4 \div 0,5$ la palette stalla
- pericolo di stallo \downarrow se n° palette \uparrow (s \downarrow)

Soluzioni al problema dell'avviamento

1) Pale statoriche a calettamento variabile

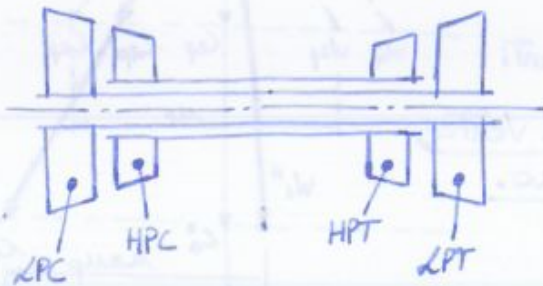


2) Spillamento (di m) agli ultimi stadi



$$\dot{m}'' < \dot{m} \Rightarrow \epsilon_2'' \downarrow$$

3) Compressore multishaft (multialbero)

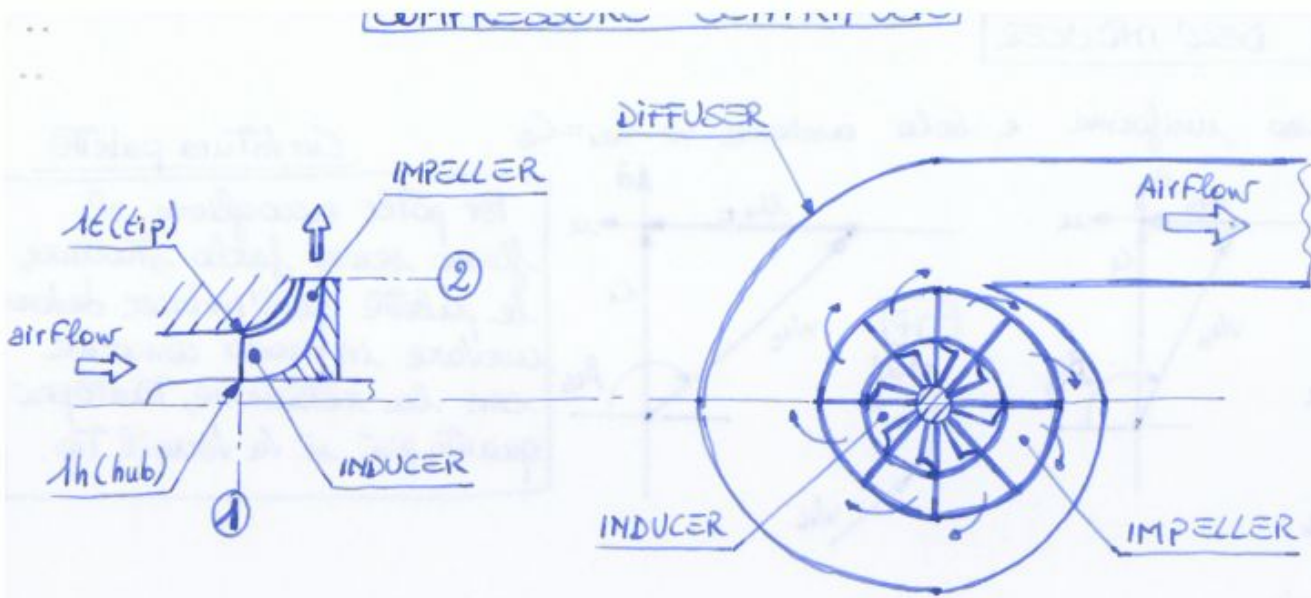


LPC → Low Pressure Compressor
 HPC → High " "
 HPT → " " Turbine
 LPT → Low " "

i) Avviamento LPC: data una certa coppia, fornita dall'alt. meccanica, le palette stallate oppongono un alto drag aerodinamico \Rightarrow nasce una coppia frenante che rallenta la rotazione del LPC, riducendo la u e ruotando, così, la w_i' verso la cond. di progetto

ii) Avviamento HPC: Analogamente, nell'HPC la coppia frenante si riduce, al punto che l'HPC si trova a funzionare da Turbina \Rightarrow la coppia diviene motrice, accelerando la rotazione dell'HPC ed incrementandone la u . La w_i'' ruota, dunque, verso la cond. di prog.

Il compressore multishaft ha un avviamento molto più rapido del classico poiché i triangoli di velocità tendono naturalmente a spostarsi nelle condizioni di progetto. Per tanto questo viene utilizzato ogniqualvolta si abbiano più di 5 stadi



Il salto di pressione si ottiene quasi esclusivamente grazie alle forze centrifughe. Spesso $w_2 \cong w_1$, dunque le restrizioni riguardo fenomeni di stallo saranno molto minori rispetto al caso assiale.

Vantaggi:

β molto più alti rispetto al compressore assiale

Svantaggi:

sezione frontale molto elevata

si utilizzano, dunque, per piccole portate.

Principio in forma mista, riferimento rotante, applicato alla girante:

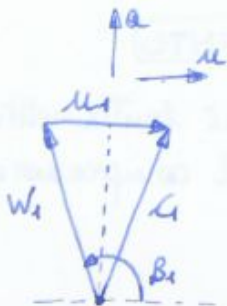
$$L_i = 0 = \int_1^2 V dp + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

$$c_1^2 = u_1^2 + w_1^2$$

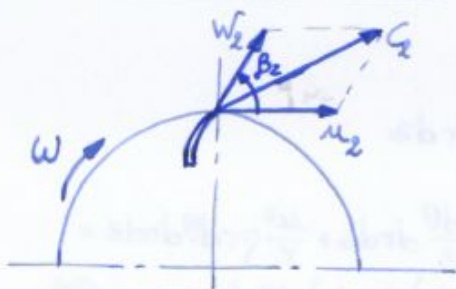
$$c_2^2 = u_2^2 + w_2^2$$

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

Talvolta si utilizza una Pre-Girante al fine di ruotare C_1 , riducendo β_1 (soprattutto nelle Turbopompe centrifughe)



ANALISI DELL'IMPELLER



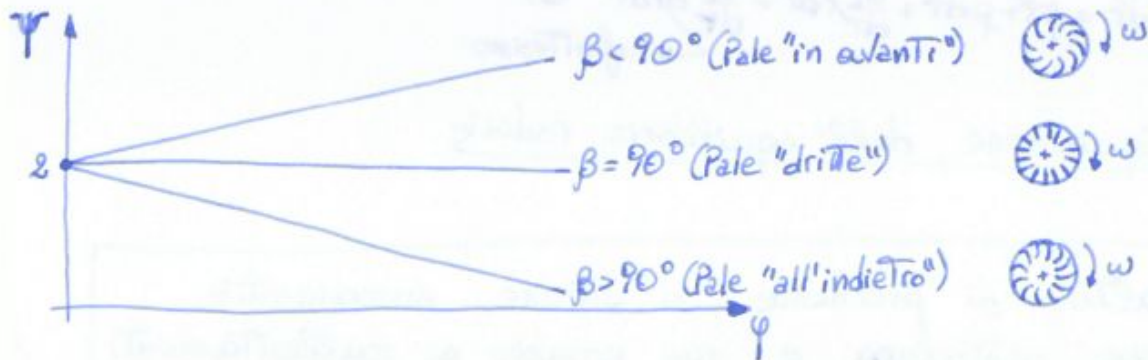
$$\begin{cases} L_c = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \\ c_{u2} = u_2 + w_{u2} = u_2 + w_2 \cos \beta_2 = u_2 + w_{r2} \frac{\cos \beta_2}{\sin \beta_2} = u_2 + w_{r2} \cot \beta_2 \\ w_{r2} = w_2 \sin \beta_2 \Rightarrow w_2 = \frac{w_{r2}}{\sin \beta_2} \\ w_{u2} = w_2 \cos \beta_2 \end{cases}$$

$$\Rightarrow L_c = u_2 c_{u2} = u_2 (u_2 + w_{r2} \cot \beta_2) = u_2^2 (1 + \frac{w_{r2}}{u_2} \cot \beta_2) \Rightarrow \frac{L_c}{u_2^2} = 1 + \frac{w_{r2}}{u_2} \cot \beta_2$$

$\Psi = 2(1 + \varphi \cot \beta_2)$ LAVORO IN FORMA ADIMENSIONALE

$\Psi = \frac{L_c}{u_2^2/2}$ Coefficiente di Pressione

$\varphi = \frac{w_{r2}}{u_2}$ Coefficiente di Portata



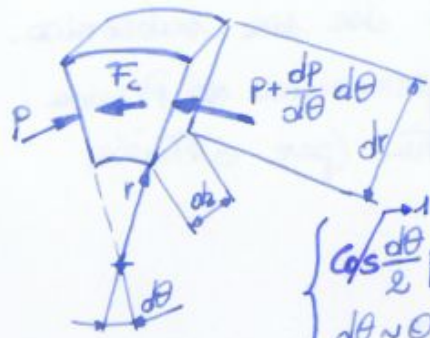
$\beta < 90^\circ \rightarrow$ Non si usa perché le L_2 sarebbero Troppo elevate e creerebbero grossi problemi nel diffusor

$\beta = 90^\circ \rightarrow$ Usato per applicazioni economiche

$\beta > 90^\circ \rightarrow$ Usato per applicazioni i. cui costi non debbano rispettare requisiti Troppo severi.

IL PROBLEMA DEI VORTICI MARGINALI

F_c : forza di Coriolis = $\underbrace{2\omega\omega_p r}_{\text{accel. di Coriolis}} \cdot \underbrace{d\theta dr dz}_{\text{massa}}$



Equilibrio Tangenziale:

$$\begin{cases} \cos \frac{d\theta}{2} p dr dz = 2\omega\omega_p r d\theta dr dz + \cos \frac{d\theta}{2} (p + \frac{dp}{d\theta} d\theta) dr dz \\ d\theta \approx 0 \Rightarrow \cos \frac{d\theta}{2} \approx 1 \end{cases} \Leftrightarrow$$

$\Leftrightarrow p = 2\omega\omega_p r d\theta + p + \frac{dp}{d\theta} d\theta \Leftrightarrow \frac{dp}{d\theta} = -2\omega\omega_p r$ Equazione di equilibrio Tangenziale



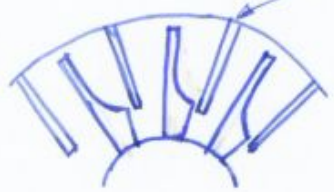
VORTICI MARGINALI



A causa del vortice marginale si genera un angolo di BACK SLIP β.

- ↳ si aumenta il n° delle pale
- ↳ si inseriscono le "mezzepalette".

+ : alta pressione
- : bassa pressione



L'altezza h si dimensiona al fine di avere $m = 2\pi r h \rho \omega r = \text{cost.}$



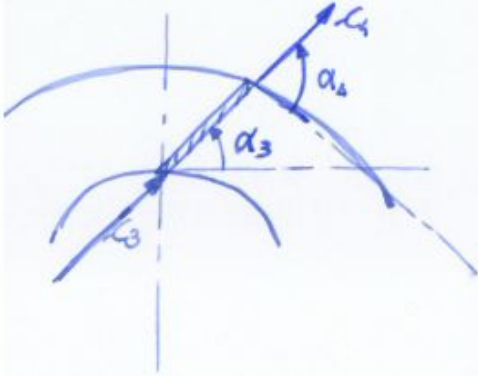
ii) Parte Palettata Subsonico

Avendo $M < 1$ si possono inserire le palette per modificare α

$$\rho h c \sin \alpha \downarrow = \rho \dot{S} T \Rightarrow c \sin \alpha r = c \dot{S} T$$

Se anche α , oltre che r , \uparrow , allora $c \downarrow$ molto di più \Rightarrow

\Rightarrow palette anche solo rettilinee (realizzano quanto sopra)



Lavoro massimo:

$$\text{Se } \beta = 90^\circ \Rightarrow \psi = \delta = \frac{L_c}{u^2/2} \Leftrightarrow \boxed{L_c = u^2}$$

Uno stadio di compressore centrifugo fa il lavoro di $7 \div 8$ stadi di quello assiale

REGOLAZIONE DEI COMPRESSORI

- REGOLAZIONE AERONAUTICA
- REGOLAZIONE IND

- REGOLAZIONE AERONAUTICA
- REGOLAZIONE INDUSTRIALE

REGOLAZIONE DEI COMPRESSORI

3) VARIAZIONE CALETTAMENTO DELLE PALE

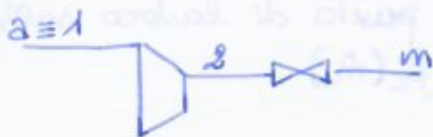
Varia $\alpha_c \Rightarrow$ mi allontanano poco da $*$, ma il rendimento peggiora leggermente \Rightarrow BUON METODO

4) VARIAZIONE NO di GIRI (Vedi mappa al fondo, punto N)

$\beta_c = \frac{P_m^0}{P_a^0} = \beta_c^* \Rightarrow G$ si sposta in orizzontale

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m} \sqrt{T_a/T_{rif}}}{P_a/P_{rif}} \geq \dot{m}_c^* \Rightarrow \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c^*} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} \Rightarrow \text{altra coordinata}$$

5) VALVOLA di LAMINAZIONE ALLA MANDATA (Vedi mappa al fondo, punto M)



La valvola restringe la sez. di passaggio $\Rightarrow \rho \downarrow$

$$\left. \begin{aligned} Q_e = L_i = 0 \Rightarrow T_1^0 = T_2^0 = T_m^0 = \text{cost.} \\ L_w > 0 \Rightarrow \Delta s > 0 \Rightarrow \Delta p^0 < 0 \end{aligned} \right\} \Rightarrow P_2^0 > P_m^0 \Rightarrow \beta_c > \beta_c^*$$

$$\dot{m}_{cM} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_a/T_{rif}}}{P_a/P_{rif}} = \dot{m}_{cM} \quad (1^a \text{ coordinata})$$

$$n = n^* \Rightarrow n_c = n_c^*$$

Poiché $\beta_c > \beta_c^* \Rightarrow L_c > L_c^* \Rightarrow \eta$ PEGGIORA

6) VALVOLA di LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE (Vedi mappa al fondo, punto A)



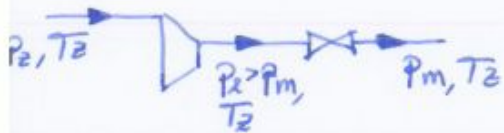
$$n = n^* \Rightarrow n_c = n_c^*$$

$\dot{m}_c = \frac{\dot{m} \sqrt{T_a/T_{rif}}}{P_1/P_{rif}}$, P_1 incognita... Studio come segue

$$\frac{\beta_c}{\dot{m}_c} = \frac{P_2/P_1}{\frac{\dot{m} \sqrt{T_a/T_{rif}}}{P_1/P_{rif}}} \cdot \frac{P_1/P_2}{P_1/P_2} = \frac{P_2/P_2}{\frac{\dot{m} \sqrt{T_a/T_{rif}}}{P_a/P_{rif}}} = \frac{P_m/P_a}{\frac{\dot{m} \sqrt{T_a/T_{rif}}}{P_a/P_{rif}}} = \frac{\beta_c^*}{\dot{m}_c^*} \Rightarrow \lg \theta_M = \lg \theta_A$$

Tra i metodi 4, 5 e 6 quello migliore è la variazione di n di giri, segue la laminazione all'aspirazione ed, infine, quella alla mandata.

2) LAMINAZIONE ALLA MANDATA (Vedi grafico rotto, punto M)



$$n = n^*$$

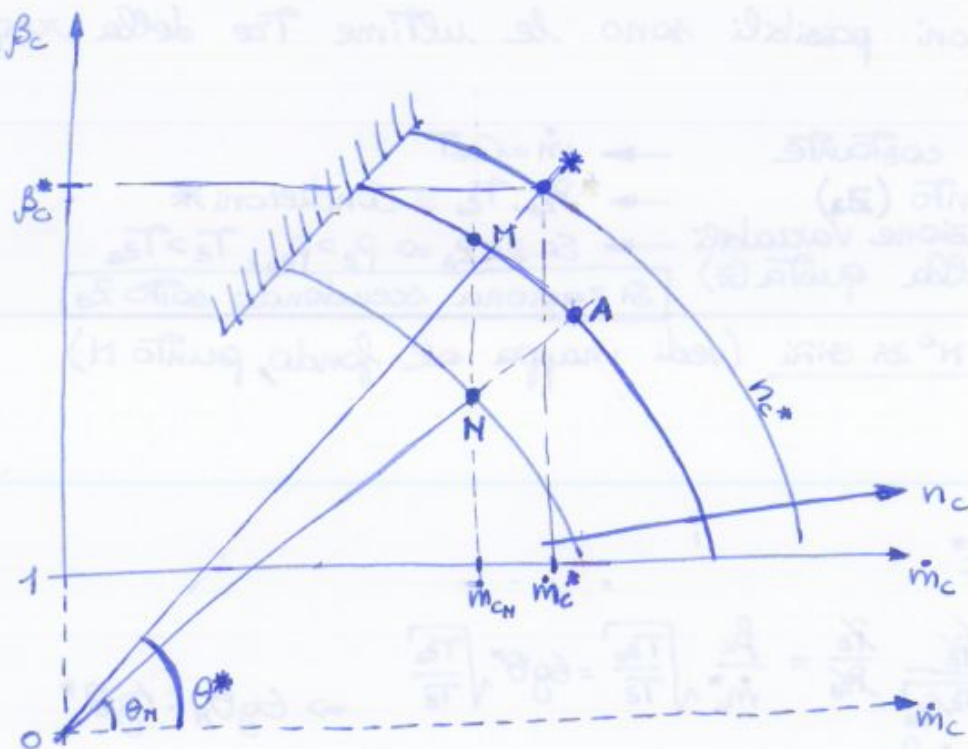
$$n_c = \frac{n}{\sqrt{T_2/T_{rif}}} = \frac{n}{\sqrt{T_2/T_{rif}}} \sqrt{\frac{T_2}{T_2}} = \frac{n}{\sqrt{T_2/T_{rif}}} \sqrt{\frac{T_2}{T_2}} = \frac{n^*}{\sqrt{T_2/T_{rif}}} \sqrt{\frac{T_2}{T_2}} = n_c^* \sqrt{\frac{T_2}{T_2}} \Rightarrow n_c < n_c^*$$

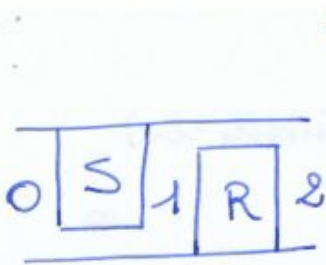
$$\dot{m}_{cM} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_2/T_{rif}}}{P_2/P_{rif}} = \dot{m}_{cN}$$

3) LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE (Vedi grafico rotto, punto A)

$$n_{cA} = n_{cM} < n_c^*$$

Si può verificare che $\tan \theta_A = \tan \theta_M$, come fatto in precedenza





S (statore) \rightarrow $\begin{cases} L_i = 0 \\ p_1 < p_0 \\ c_1 > c_0 \end{cases}$

R (rotore) $\rightarrow L_i < 0 \Rightarrow \boxed{L_e = -L_i > 0}$

Se $p_2 = p_1 \Rightarrow$ TURBINA AD AZIONE
 Se $p_2 < p_1 \Rightarrow$ TURBINA A REAZIONE

LE TURBINE AD AZIONE ASSIALI

Hp.: funzionamento ideale $\Rightarrow L_w = 0$

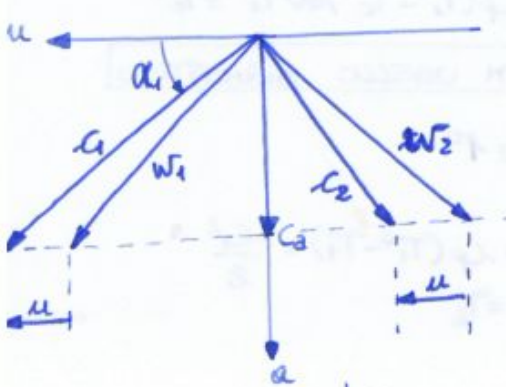
I principio forma mista
 Riferim. rotante
 1 \rightarrow 2

$\Rightarrow 0 = \int_1^2 v dp + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \Rightarrow \boxed{|w_2| = |w_1|}$

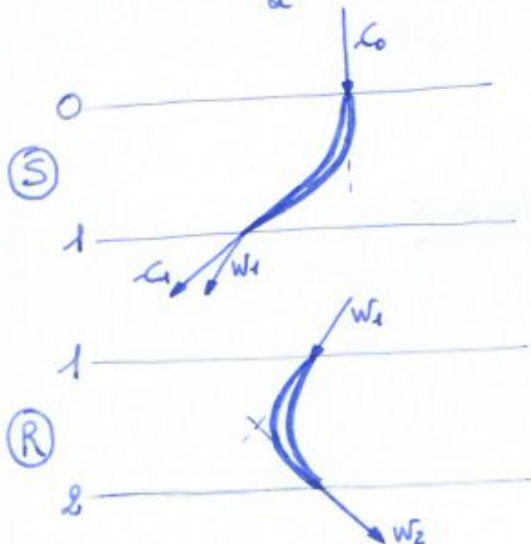
$\rightarrow 0 (u_2 = u_1 = u)$

$(p_2 = p_1)$

Si ipotizza che c_3 sia costante

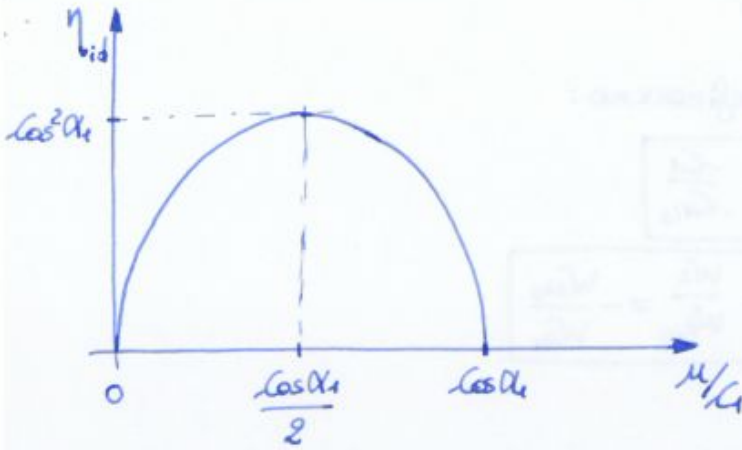


TRIANGOLO di VELOCITA'
A RAGGIO MEDIO



PROFILI DELLE
PALETTE

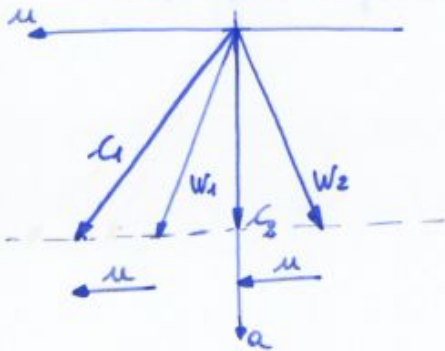
Le palette statoriche sono delle "mezzelune"



CURVA DEL RENDIMENTO IDEALE

c_2 è lo "spreco energetico" \Rightarrow Il rendim. massimo si ha per c_2 minima

$\eta_{max} \Leftrightarrow c_{u2} = 0$ (c_2 assiale)



TR. di VELOCITA'
A η MASSIMO

$$\begin{cases} L_{el} \eta_{max} = u(c_{u1} - c_{u2}) = u c_{u1} = u c_1 \cos \alpha_1 \\ c_1 \cos \alpha_1 = c_{u1} = 2u \end{cases}$$

$$\Rightarrow \boxed{L_{el} \eta_{max} = 2u^2} \quad \begin{array}{l} \text{LAVORO A} \\ \text{REND. MASSIMO} \end{array}$$

Il lavoro ottenuto è molto alto, sufficiente a muovere ben 8÷10 stadi di compressore o un intero fan.

TURBINE A SALTI DI PRESSIONE

Le turbine a salti di pressione sono costituite da z stadi di turbine ad azione posti in serie.

$$L_e | \eta_{\max} = z \cdot L u^2 \quad \frac{\text{LAVORO A}}{\eta_{\text{MASSIMO}}}$$

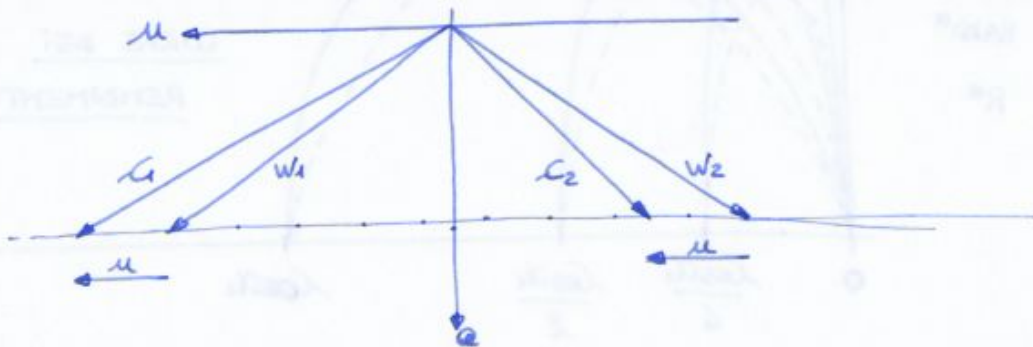


TURBINE A SALTI DI VELOCITÀ

Si usano per espansioni molto grandi

↳ L_e alte

↳ u, c_2 fissi per motivi strutturali e di rendimento $\Rightarrow c_2$ alta \Rightarrow \Rightarrow necessita di abbassarla per alzare il rendimento.



Le soluzioni possibili:

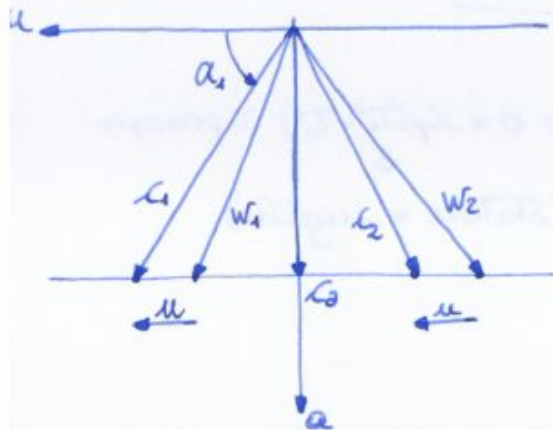
- 1) Rotore contro-rotante a valle del primo (complessa meccanica)
- 2) Salti di velocità: a valle del primo rotore vi è un raddrizzatore statico che ruota la c_1' , convertendola in una c_1'' , seguito da un rotore, ed il tutto si ripete z volte

LE TURBINE A REAZIONE RADIALI

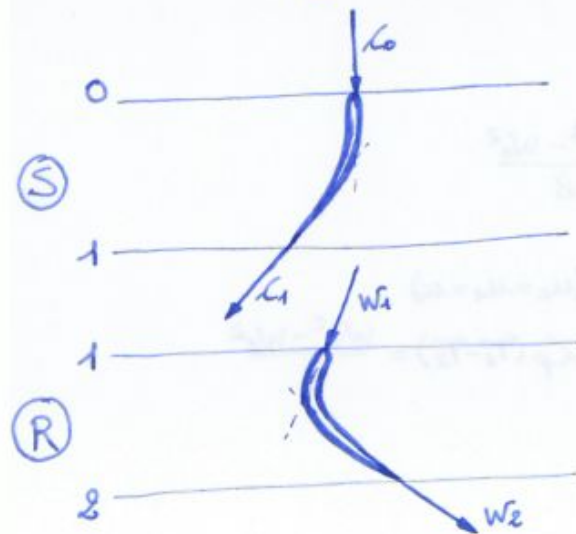
Nella Turbina ad azione $R=0$ a raggio medio. Essendo, tuttavia, le turbine aeronautiche caratterizzate da palette molto alte, al tip ed all'hub R potrebbe essere sensibilmente $\neq 0$, eventualmente $R < 0$ (fatto indesiderabile). Da qui la necessità di introdurre le turbine a reazione, in cui anche nel rotore vi è un salto di pressione.

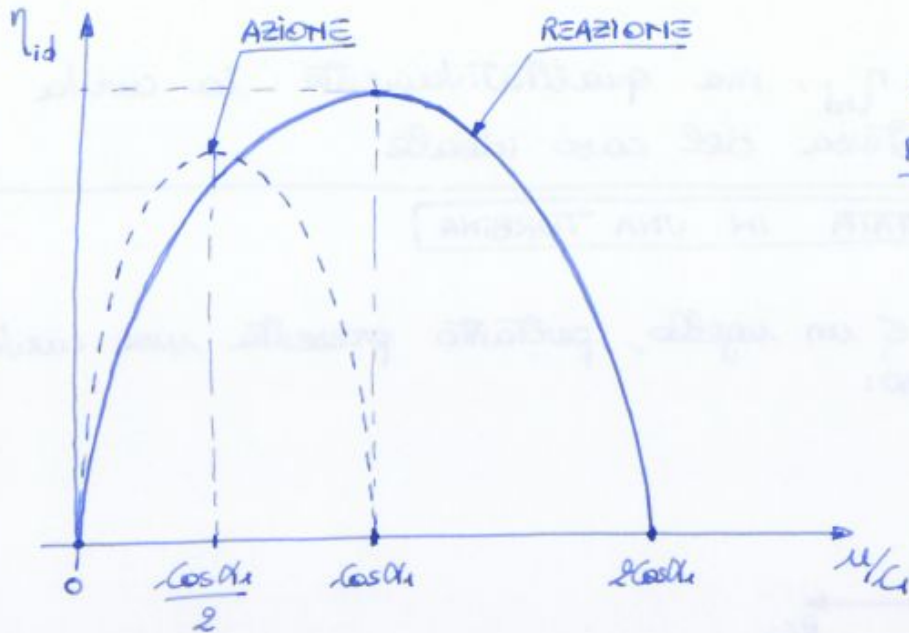
Si studiano le turbine assiali a reazione a triangoli simmetrici

Hip.: $|w_2| = |c_1|$ e $|w_1| = |c_2|$



TR. di VELOCITA'
SIMMETRICO





CURVA DEL RENDIMENTO IDEALE

$$\eta_{max} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$$

REND. IDEALE MAX

è maggiore di η_{max} della Turb. ad azione!

$$\frac{L}{\dot{m} \eta_{max}} = u^2$$

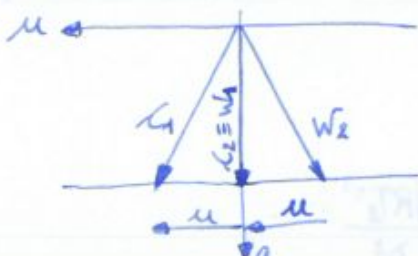
LAVORO A REND. MAX

è la metà di quello della Turb. ad azione!

Le Turbine a reazione hanno rendimenti migliori, ma lavori dimezzati rispetto a quelli delle Turbine ad azione \Rightarrow
 \Rightarrow uno stadio ad azione si può sostituire con 2 stadi a reazione

Come detto per le Turbine ad azione il rend. massimo si ha per c_2 minima
 \Downarrow

$$\eta_{max} \Leftrightarrow c_{u2} = 0 \text{ (} c_2 \text{ è assiale)}$$



TR. DI VELOCITA' A REND. MASSIMO

LE TURBOPOMPE

- Intro
- Mappa & punto di lavoro
- Pompa in un circuito chiuso
- La Cavitazione
- Potenza e Rendimenti
- Avviamento Pompa

MAPPA & PUNTO di LAVORO

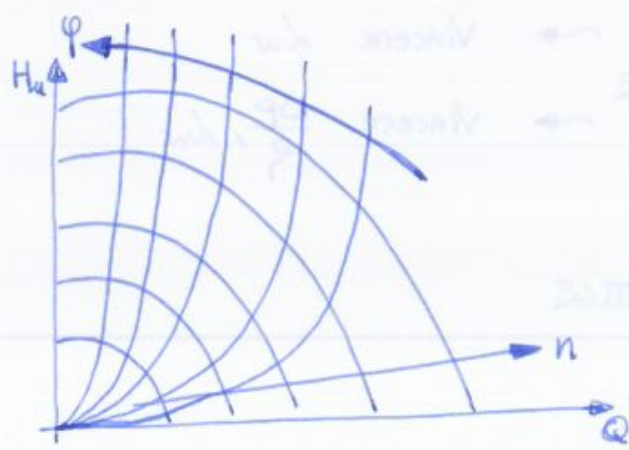
Teoricamente valgono Tutti i discorsi relativi al compressore. Tuttavia si preferisce esprimere $H_u = H_u(Q)$

$$\begin{cases} \dot{m} = \rho \cdot C_d A \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot u = C_d \\ Q = \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = C_d A \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot u = C_d \end{cases}$$

$u \propto n, n = n^\circ \text{ di giri} \Rightarrow C_d \propto n$

Per $\varphi = \text{cost.} \Rightarrow \begin{cases} H_u \propto C^2 \propto n^2 \propto Q^2 \\ Q \propto u \propto n \end{cases}$

Per $n = \text{cost.} \Rightarrow H_u = (\psi - S) \frac{u^2}{g}$ (come nel compressore)

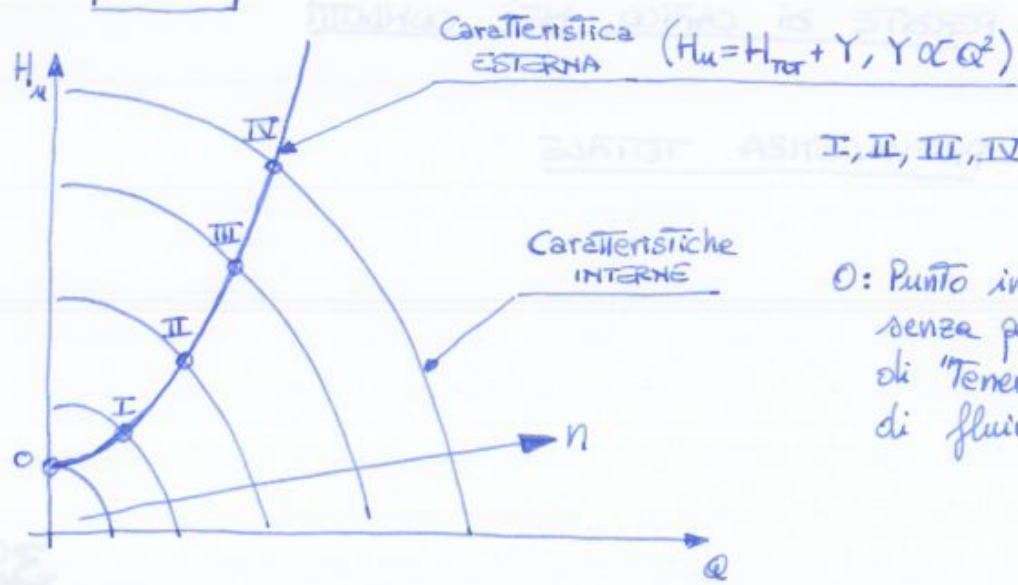


CURVA PREVALENZA-PORTATA

- A Vari φ ,
- A Vari n

Data un'unica curva ed $\eta_{lyc}(Q)$, si possono ricavarle le altre

Ricche $Y \propto Q^2$



I, II, III, IV: Punti di lavoro della pompa

O: Punto in cui la pompa lavora senza portata, al solo scopo di "Tenere in piedi" la colonna di fluido.

$$\Leftrightarrow NPSH_{circuito} > NPSH_{pompa}$$

$$NPSH_{circuito} = \frac{P_a - P_{vap}(T)}{\rho g} - (z_1 - z_2) - \frac{L w_{ca}}{g}$$

$$NPSH_{pompa} = \frac{C_1^2}{2g} + |C_{min}| \frac{W_1^2}{2g}$$

NPSH = NET Positive Suction Head

CONDIZIONE DI
NON CAVITAZIONE

Si definisce:

$$\frac{NPSH_{pompa}}{H_{lu}} = \sigma = f(\varphi)$$

NUMERO DI THOMA

BUONE NORME:

- Ridurre le perdite
- "Spingere" fluido e non aspirarlo
- Pompa immersa
- Fluido freddo e non caldo
- Pompa di pre-boost.

POTENZA & RENDIMENTI

$$P = \dot{m} L_p = \rho Q \frac{L_p - L_w}{\eta_y} = \frac{\rho Q g H_{lu}}{\eta_y}$$

$$\eta_{bv} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{elaborata}}$$

REND. VOLUMETRICO

η_{ly}

REND. IDRAULICO

η_m

REND. MECCANICO

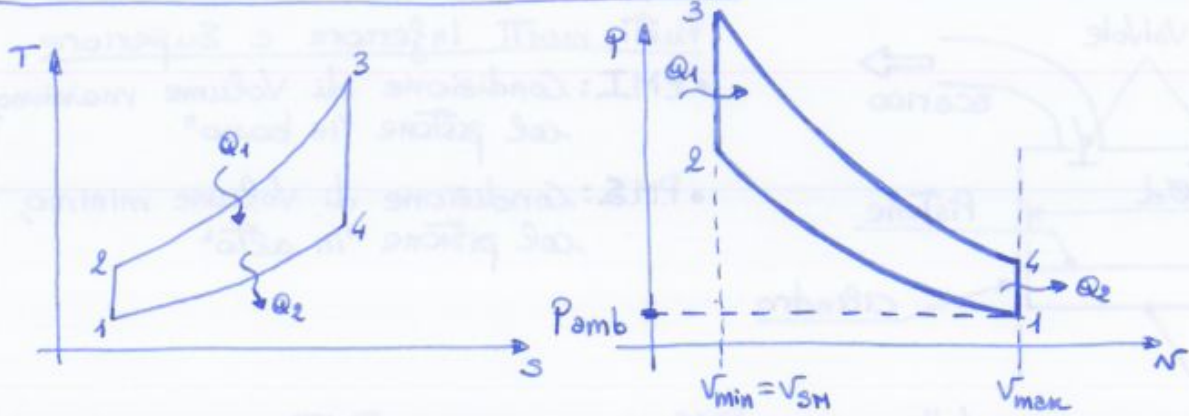
$$P_{ass} = \frac{\rho Q g H_{lu}}{\eta_m \eta_y \eta_w}$$

POTENZA ASSORBITA

I MOTORI ALTERNATIVI

- Intro
- Analisi del ciclo Otto ideale
- Definizioni di variabili
- Analisi del ciclo limite
- Analisi del ciclo indicato
- Le perdite meccaniche
- Fattori che influenzano il coefficiente di riempimento
- Prestazioni al variare della quota di volo
- Motori alleggeriti
- Motori surcompressi
- La sovralimentazione
- Prestazioni al variare della dosatura
- Caratteristica meccanica
- Scelte caratteristiche motore
- Detonazione

ANALISI DEL CICLO OTTO IDEALE



- 1 → 2 compressione isentropica
- 2 → 3 combustione isocora
- 3 → 4 espansione isentropica
- 4 → 1 raffreddamento isocoro

$$L = Q_1 - Q_2 = c_v(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)$$

$$L = L_{exp} - L_{comp.} = \int_3^4 p \, dv - \int_2^1 p \, dv = \frac{p_3 v_3}{\gamma - 1} \left[1 - \frac{1}{(v_4/v_3)^{\gamma-1}} \right] - \frac{p_2 v_2}{\gamma - 1} \left[1 - \frac{1}{(v_4/v_3)^{\gamma-1}} \right] \Rightarrow$$

$$\text{Isentropica: } p v^\gamma = \text{cost} \Rightarrow p_i v_i^\gamma = p_f v_f^\gamma = p v^\gamma \Rightarrow \int_i^f p \, dv = \frac{p_i v_i}{\gamma - 1} \left[1 - \frac{1}{(v_f/v_i)^{\gamma-1}} \right]$$

Definiamo: $\rho = \frac{v_{max}}{v_{min}}$ RAPPORTO DI COMPRESSIONE

$$\Rightarrow L = \left(\frac{p_3 v_3}{\gamma - 1} - \frac{p_2 v_2}{\gamma - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \right) = \frac{1}{\gamma - 1} (p_3 v_{min} - p_2 v_{max}) \left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \right)$$

$$\begin{cases} v_3 = v_2 = v_{min} \\ v_4 = v_1 = v_{max} \end{cases}$$

$$\begin{cases} p v = m R T \\ \frac{p}{\gamma - 1} = c_v \end{cases} \Rightarrow L = \frac{1}{\gamma - 1} (m R T_3 - m R T_2) \left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \right) = m \frac{R}{\gamma - 1} (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L = m c_v (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \right) \quad \text{LAVORO}$$

detto $\eta_{id} = \frac{L}{Q_1} = \frac{m c_v (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \right)}{m c_v (T_3 - T_2)} \Rightarrow \eta_{id} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \quad \text{RENDIMENTO IDEALE}$

DEFINIZIONI DI VARIABILI

$$\eta_{lim} = \frac{L_{lim}}{m_b H_i} \quad \text{RENDIMENTO LIMITE (lim)}$$

Tiene conto della non idealità del fluido (ciclo limite)

$$\eta_i = \frac{L_i}{m_b H_i} \quad \text{RENDIMENTO INDICATO (i)}$$

Tiene conto della non idealità di fluido e macchina (ciclo indicato)

$$\eta_{\theta_i} = \frac{L_i}{L_{lim}} \quad \text{RENDIMENTO TERMOFLUIDODINAMICO INTERNO}$$

Tiene conto della non idealità della macchina (ciclo indicato)

$$L_u = L_i - L_{pm} \quad \text{LAVORO UTILE}$$

L_{pm} : perdite meccaniche



$$\eta_{bo} = \frac{L_u}{L_i} \quad \text{RENDIMENTO ORGANICO}$$

Tiene conto delle perdite meccaniche

$$\eta_{bu} = \frac{L_u}{m_b H_i} = \eta_{lim} \eta_{\theta_i} \eta_{bo} \quad \text{RENDIMENTO UTILE}$$

$$p_{mi} = \frac{L_i}{i \cdot V} \quad \text{PRESSIONE MEDIA INDICATA}$$

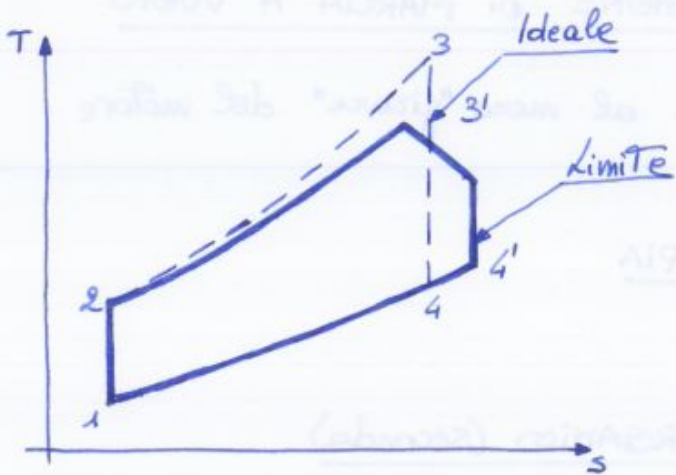
$$p_{me} = \frac{L_u}{i \cdot V} \quad \text{PRESSIONE MEDIA EFFETTIVA}$$

$i \rightarrow$ n° di cilindri

$$P_u = L_u \frac{n}{\epsilon_{eff}} = p_{me} \frac{i \cdot V \cdot n}{\epsilon_{eff}} \quad \text{POTENZA UTILE}$$

$\epsilon_{eff} = 1$ per 2 Temdi. 2 per 1 Temdi

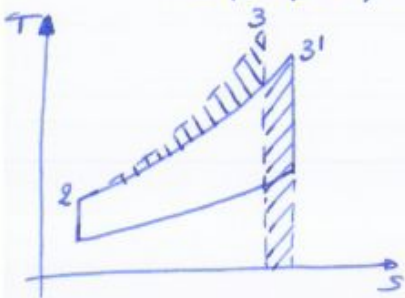
ANALISI DEL CICLO LIMITE



Il rendimento, complessivamente, scende del 10 ÷ 15%

1) C_p e C_v dipendono dalla Temperatura

Se $T \uparrow$, $C_v, C_p \downarrow$, dunque la curva $2 \rightarrow 3$ si abbassa



A parità di Q_1 fornito (uguaglianza delle aree tratteggiate), $Q_2 \uparrow$

$$\Delta \eta \cong -10 \div 15 \%$$

2) γ, R dei gas freschi $\neq \gamma', R'$ dei gas combusti

Poiché $m' < m$ (nei combusti \downarrow è molto H_2), $R' = \frac{R^*}{m'} > R = \frac{R^*}{m}$.

Dato che $pV = mRT \Rightarrow p_3' > p_3 \Rightarrow V_3' > V_3$

$$\Delta \eta \cong +5 \div 10 \%$$

3) Dissociazione

La reazione di combustione si sposta a sinistra per $T \uparrow$.
 Dunque, durante la combustione, la reazione va ad equilibrio chimico prima del punto 3, per poi riprendere durante l'espansione (quando $T \downarrow$) \Rightarrow la dissociazione RITARDA LA FORNITURA di CALORE Q_1 , CHE NON AVVIENE COMPLETAMENTE A V_{min}

$$\Delta \eta \cong -5 \div 10 \%$$

2) Fughe di fluido



Fluido scaldato

Trafila e non lavora

η_b



3) Combustione incompleta

Parte della benzina si deposita sulle pareti e non fornisce la sua energia mtli

η_b

4) COMBUSTIONE INTIMPESTIVA

La combustione non è istantanea, ma necessita di un certo tempo t_c

$$t_c = \text{tempo innesci} + \text{tempo propagazione} + \text{tempo completamente}$$

$$\hookrightarrow \propto \frac{1}{w_r} \quad \hookrightarrow \propto \frac{1}{\sqrt{w_r}} \quad \hookrightarrow \propto \frac{1}{w_r}$$

w_r : velocità di reazione

$$\theta_c = \omega t_c = 2\pi n t_c$$

ANGOLO di MANOVELLA

inizio comb.



fine comb.



FASATURA: Anticipo di accensione rispetto al PMS, in modo tale da centrarla rispetto allo stesso.

θ_A : angolo d'anticipo accensione

$$pV = A_1 + A_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 + B_1 \left(\frac{p_{mi}}{p_{mi_0}}\right) + B_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \left(\frac{p_{mi}}{p_{mi_0}}\right)$$

$A_1 \propto V \rightarrow$ Trascinamento excess.

$A_2 \propto m_{attorne} \rightarrow$ Forze d'inerzia

$B_1 \propto$ coeff. d'attrito pist-cilindro \rightarrow attriti

$B_2 \propto V \rightarrow$ ricambio

PRESSIONE DI MARCIA A VUOTO

FATTORI CHE INFLUENZANO IL COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO

$$\lambda_r = \frac{m_a}{i \frac{V}{v_{amb}}} \rightarrow \lambda_r \text{ dipende dalle variazioni di } v = \frac{1}{\rho} \text{ rispetto a } v_{amb} = \frac{1}{\rho_{amb}}$$

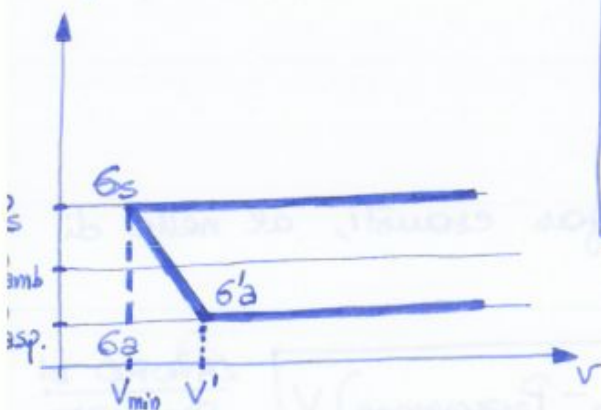
1) Scambi Termici dell'aria con condotti e cilindro

$$T_1 > T_{amb} \Rightarrow \rho_1 < \rho_{amb} \Rightarrow \lambda_r \downarrow$$

2) Laminazioni

$$p_1 < p_{amb} \Rightarrow \rho_1 < \rho_{amb} \Rightarrow \lambda_r \downarrow$$

Inoltre, poiché $p_s > p_{aspirazione}$, passando da ϕ_s a ϕ_a i gas presenti nel cilindro si espandono, riducendo la cilindrata disponibile



$$V' = V_{min} \left[\frac{p_s}{p_{asp}} \right]^{1/m}$$

$m \cong 1,6$

VOLUME EFFETTIVO D'ASPIRAZIONE

PRESTAZIONI AL VARIARE DELLA QUOTA DI VOLO

Si ragioni a giri e densità costanti.

$P_u = p_{me} i v \frac{n}{\text{Coef.}}$
 $p_{me} = p_{mi} - p_v$
 $p_{mi} = \eta_{lem} \eta_{\theta_i} \frac{\lambda_v H_i}{a v}$

- H_i, α sono costanti
- $\eta_{lem}, \eta_{\theta_i}$ variano pochissimo $\Rightarrow \sim$ Costanti
- λ_v e v variano

$\frac{P_u}{P_{u_0}}$ dipende da $\frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} = \frac{\eta_{lem} \eta_{\theta_i} \frac{\lambda_v H_i}{a v}}{\eta_{lem} \eta_{\theta_i} \frac{\lambda_{v_0} H_i}{a v_0}} \Rightarrow \frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} = \frac{\lambda_v}{\lambda_{v_0}} \frac{v_0}{v}$

$p v = R T \Rightarrow v = \frac{R T}{p}$
 $p_0 v_0 = R T_0 \Rightarrow v_0 = \frac{R T_0}{p_0} \Leftrightarrow \frac{v_0}{v} = \frac{T_0}{T} \frac{p}{p_0}$

$\Rightarrow \frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} = \frac{\lambda_v}{\lambda_{v_0}} \frac{T_0}{T} \frac{p}{p_0}$

Variazioni di λ_v :

- ↳ laminazioni cost. con la quota
- ↳ effetti dinamici " " " "

↳ Scambi Termici variano molto: $\begin{cases} T \uparrow \Rightarrow \text{Scambi Termici} \downarrow \Rightarrow \lambda_v \uparrow \\ T \downarrow \Rightarrow \text{" " " " } \Rightarrow \lambda_v \downarrow \end{cases}$

Empiricamente si trova che:

$\frac{\lambda_v}{\lambda_{v_0}} = \sqrt{\frac{T}{T_0}}$ RELAZIONE EMPIRICA

per cui: $\frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} = \frac{p}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T}} = \mu$ RAPPORTO DELLE DENSITÀ CORRETTE

Si quantifichi, ora, la p_v come segue: $p_v = A + B \frac{p_{mi}}{p_{mi_0}}$, dove $A = f_1(\text{Accessori, inerzia})$, $B = f_2(\text{attriti da pressione, ricambio fluido})$

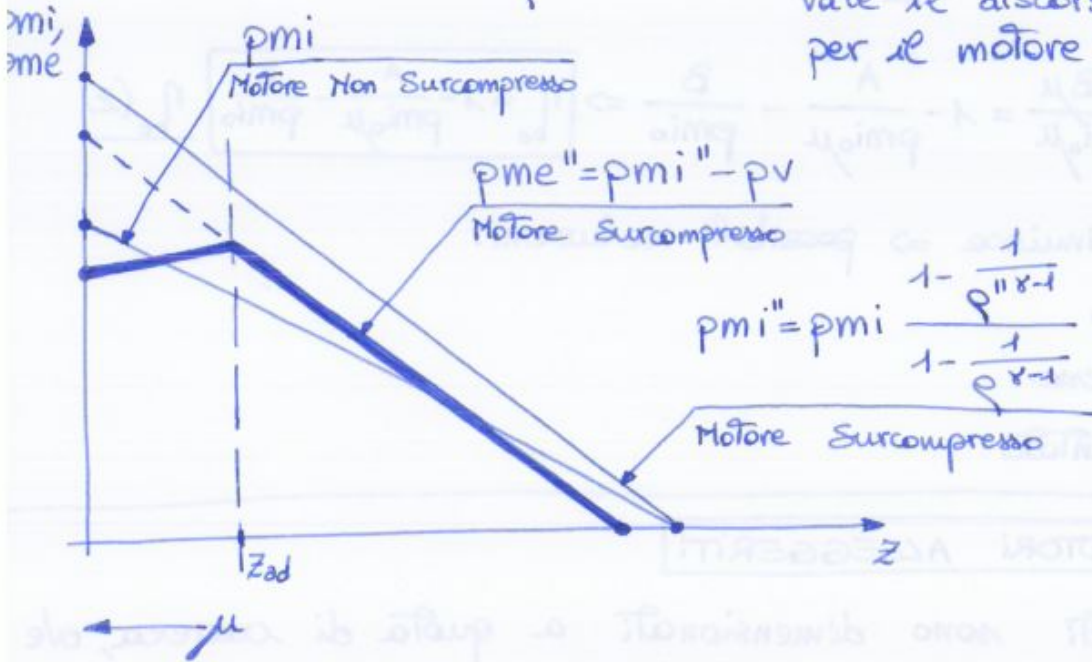
$p_{me} = p_{mi} - p_v = p_{mi} - A - B \frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} = \mu p_{mi_0} - A - B \mu = \mu p_{mi_0} - B \mu + A \mu - A - A \mu =$
 $\mu = \frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} \Rightarrow p_{mi} = \mu p_{mi_0}$

$\Rightarrow p_{me} = (p_{mi_0} - A - B) \mu - (1 - \mu) A = p_{me_0} \mu - (1 - \mu) A$

MOTORI SURCOMPRESSI

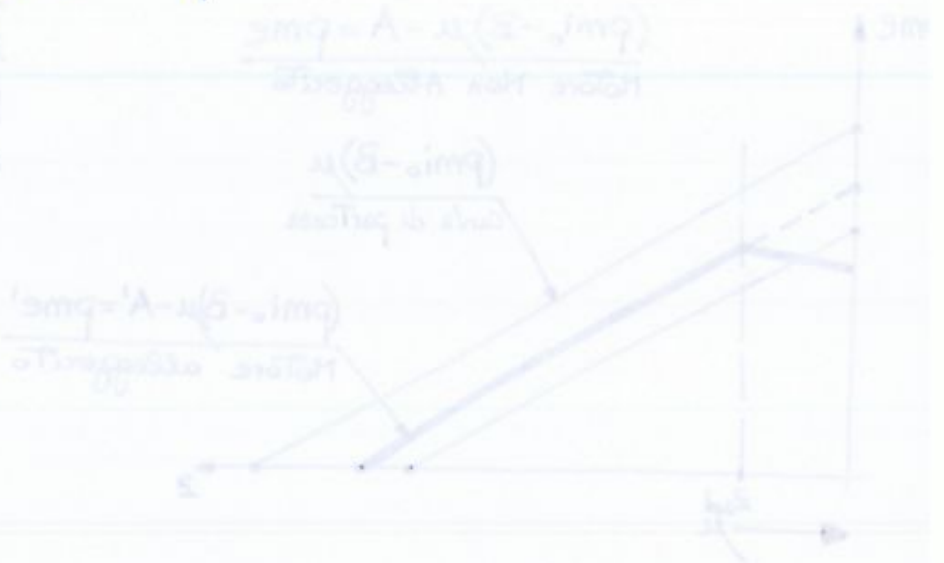
I motori surcompressi sono dimensionati a quota zero, ma in crociera comprimono di più di quanto non farebbero altri motori, migliorando il rendimento:

$$\frac{p_{mi}''}{p_{mi}} = \frac{\eta_{lim}''}{\eta_{lim}} = \frac{\eta_{lid}''}{\eta_{lid}} = \frac{1 - \frac{1}{\rho''^{\gamma-1}}}{1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}}, \text{ poiché } \rho'' > \rho \Rightarrow p_{mi}'' > p_{mi}$$



Vale il discorso su z_{ad} fatto per il motore alleggerito

La surcompressione si realizza banalmente abbassando la Testata del motore ⇒ V_{SM} ↓ ⇒ ρ ↑



La potenza aumenta, perché:

- $\frac{\lambda_v'}{v} \nearrow \left(\frac{\lambda_v}{v} \propto \mu \right)$
- Aumenta virtualmente V , perché i gas dello spazio morto, quando entra l'aria compressa, debbono comprimersi (contrario delle laminazioni su λ_v !) $\Rightarrow \delta s \rightarrow \delta a$, e non $\delta s \rightarrow \delta a$
- $\frac{\lambda_v'}{\lambda_v} > 1$
- Il ricambio fluido da lavoro positivo: $L_{RF} = (P_c - P_s) - V(\dot{e}) > 0$
- L'area del ciclo \nearrow

Studio aumento virtuale di cilindrata

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\lambda_v'}{\lambda_v} &= \frac{V_{max} - V_{ca'}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{V_{min} \left(\rho - \frac{V_{ca'}}{V_{min}} \right)}{V_{min} (\rho - 1)} = \frac{\rho - \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{1/m}}{\rho - 1} = 1 + \frac{1}{\rho - 1} \left(1 - \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{1/m} \right) \Rightarrow \\ \rho &= \frac{V_{max}}{V_{min}} \\ \text{per la politropica: } V_{ca'} &= V_{min} \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{1/m}, \quad m \approx 1,6 \end{aligned} \right.$$

$$\Rightarrow \frac{\lambda_v'}{\lambda_v} = 1 + \frac{1}{\rho - 1} \left[1 - \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{1/m} \right]$$

$m \approx 1,6$

AUMENTO VIRTUALE
di CILINDRATA



Analisi delle pressioni

i) p_{mi} :

$$\left\{ \begin{aligned} p_{mi} &= \eta_{lim} \eta_{\theta} \frac{\lambda_v + l_i}{a \sqrt{v}} \Rightarrow \frac{p_{mi}}{p_{mi0}} = \frac{\lambda_v'}{\lambda_{v0}} \frac{v_0}{v} = \frac{\lambda_v'}{\lambda_{v0}} \frac{v_0}{v} \frac{\lambda_v}{\lambda_v} = \frac{\lambda_v}{\lambda_{v0}} \frac{v_0}{v} \frac{\lambda_v'}{\lambda_v} \Rightarrow \\ \lambda_v &\propto \sqrt{T} \\ \frac{1}{v} &\propto \frac{P}{T} \text{ (eq. gas perfetti)} \end{aligned} \right\} \frac{\lambda_v}{v} \propto \frac{P}{\sqrt{T}} \Rightarrow \frac{p_{mi}}{p_{mi0}} = \frac{P_c}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_c}} \frac{\lambda_v'}{\lambda_v} = \mu \frac{\lambda_v'}{\lambda_v}$$

Studio compressore TGS

$L=0$

Equil. di potenze all'albero Turbina-Compressore:

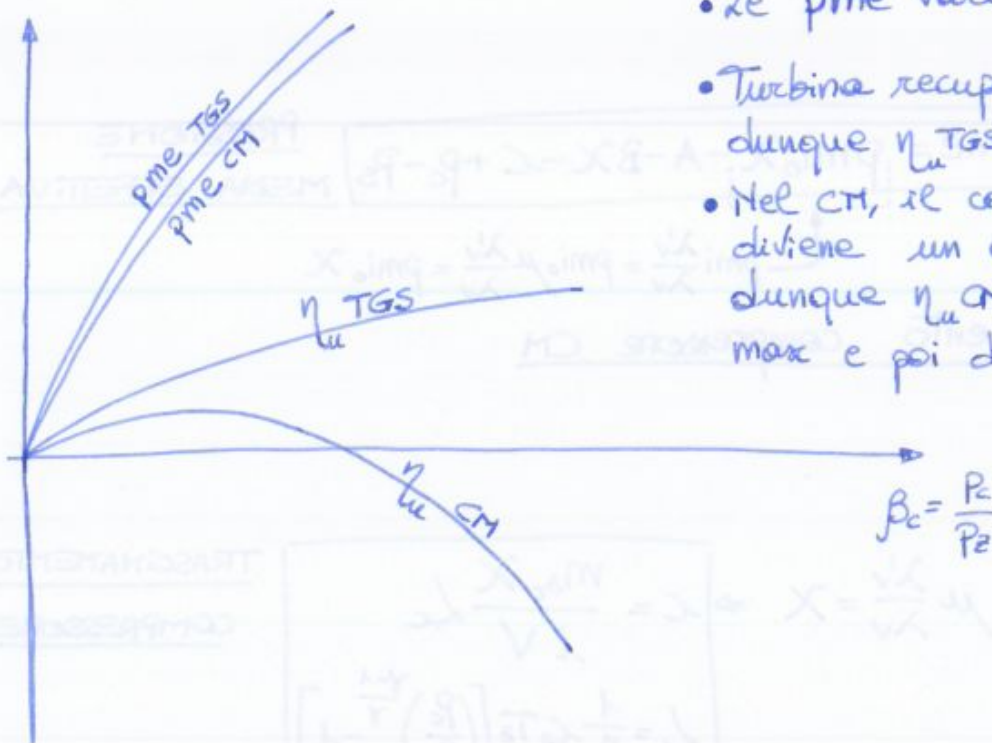
$$\dot{m}_a L_c = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) L_t = \dot{m}_a \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} \right) L_t \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L_c = \frac{1}{\eta_c} C_p T_2 \left[\left(\frac{P_c}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = \eta_t C_p T_3 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \frac{1+\alpha}{\alpha} = \frac{1+\alpha}{\alpha} L_t$$

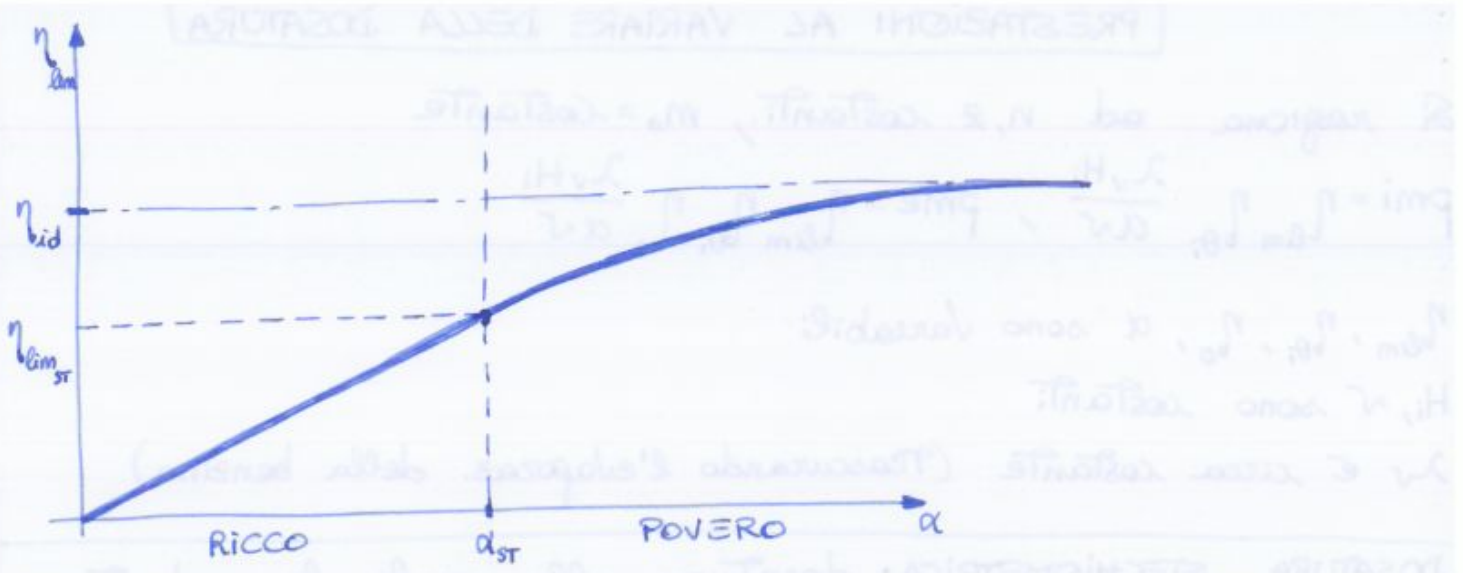
Confronto TGS-CT

$\eta_{lim} \eta_{\theta} = \text{cost.}$

$\eta_u \propto \eta_{\theta} = \frac{p_{me}}{p_{mi}}$



- Le p_{me} variano poco
- Turbina recupera sempre lavoro, dunque $\eta_u TGS$ cresce $\forall \beta_c$
- Nel CT, il compressore ad alti β_c diviene un accessorio passivo, dunque $\eta_u CT$ raggiunge un max e poi decresce.

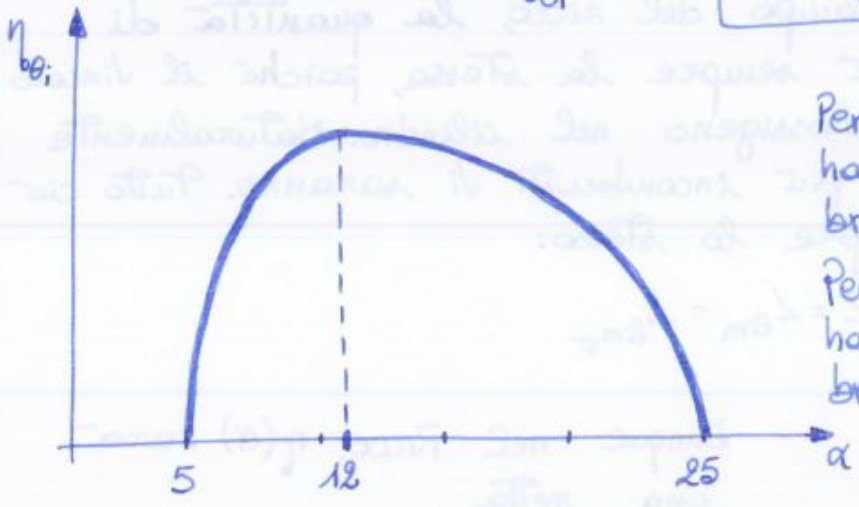


ii) RENDIMENTO TERMOFLUIDODINAMICO INTERNO

è influenzato da w_r , e da w_r dipende η_{θ_i} , perché:

$$\begin{cases} w_r \uparrow \Rightarrow t_c \downarrow \Rightarrow \theta_c \downarrow \Rightarrow \eta_{\theta_i} \uparrow \\ w_r \downarrow \Rightarrow t_c \uparrow \Rightarrow \theta_c \uparrow \Rightarrow \eta_{\theta_i} \downarrow \end{cases}$$

Da un'analisi chimica si evince che η_{θ_i} è max per $\alpha \approx 12$



Per $\alpha > 25 \Rightarrow$ l'ossigeno non ha abbastanza benzina per bruciare.

Per $\alpha < 5 \Rightarrow$ la benzina non ha abbastanza ossigeno per bruciare.

iii) RENDIMENTO ORGANICO

$$\eta_o = \frac{p_{mi}}{p_{mi}}$$

$$\frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} = \frac{\eta_{lim}}{\eta_{lim_0}} \frac{\eta_{\theta_i}}{\eta_{\theta_i_0}} \frac{\alpha_0}{\alpha}$$

$$p_{mi} = \eta_{lim} \eta_{\theta_i} \frac{\lambda_v H_i}{\alpha v}$$

Nel campo del ricco $\frac{\eta_{lim}}{\alpha} = \frac{\eta_{lim_0}}{\alpha_0} = \frac{\eta_{lim_{ST}}}{\alpha_{ST}}$
 pertanto $\frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} = \frac{\eta_{\theta_i}}{\eta_{\theta_i_0}} \Rightarrow$ le curve di p_{mi} e di η_{θ_i} coincidono.

La regolazione reale si effettua anche variando λ_v , mediante la manetta che comanda la valvola a farfalla



CARATTERISTICA MECCANICA

La coppia e è funzione delle pmi e pme
 Il consumo e è funzione del rendimento η_{bu}

1) Andamento della pme (della coppia)

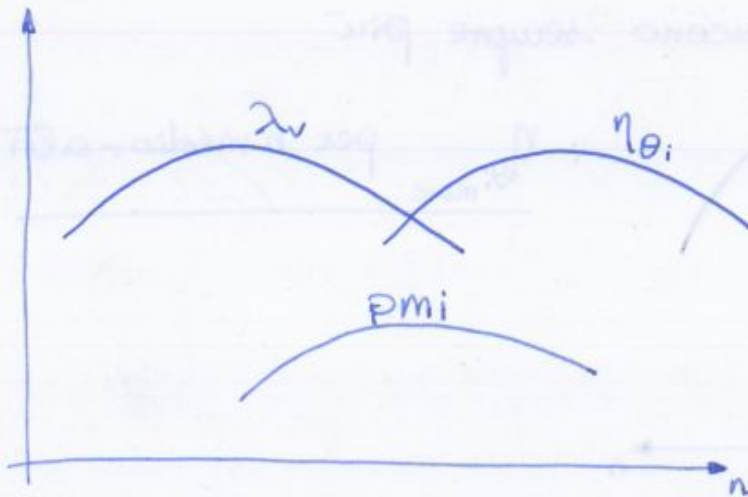
$$p_{mi} = \eta_{lim} \eta_{\theta_i} \frac{\lambda_v t_{li}}{\alpha \sqrt{v}}$$

al variare di n : $\left\{ \begin{array}{l} \eta_{lim}, t_{li}, \alpha, v \text{ costanti} \\ \eta_{\theta_i}, \lambda_v \text{ variabili} \end{array} \right.$

i) Variazione di η_{θ_i}

- Scambi Termici: $n \uparrow \Rightarrow Q_{diss} \downarrow \Rightarrow \eta_{\theta_i} \uparrow$
 $\hookrightarrow n \uparrow \Rightarrow$ entra più aria \Rightarrow lo stesso Q_{diss} è relativo ad una massa d'aria maggiore
 $\hookrightarrow n \uparrow \Rightarrow$ l'aria ha meno tempo per scambiare calore
- Fughe di fluido: $n \uparrow \Rightarrow \Delta m \downarrow \Rightarrow \eta_{\theta_i} \uparrow$
 Stesse ragioni di sopra
- Incompletezza combustione $\eta_{\theta_i} \sim \text{cost}$
- Intemperdità " $n \uparrow \Rightarrow \theta_c \uparrow \Rightarrow \eta_{\theta_i} \downarrow$

Dunque:



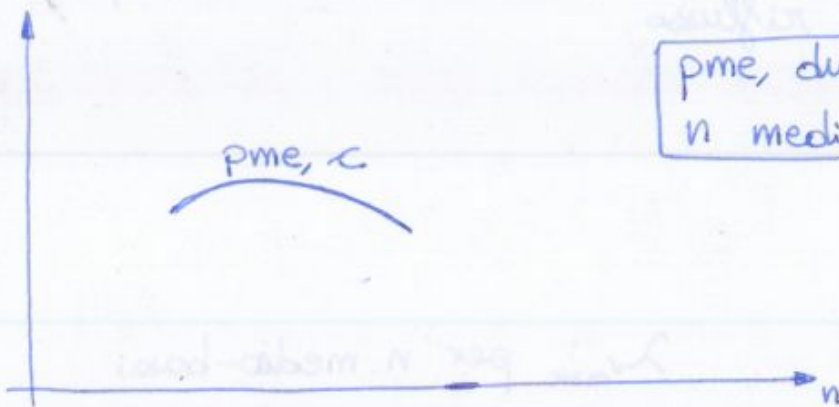
$$p_{mi} \propto \lambda_v \cdot \eta_{\theta_i} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{p_{mi_{max}} \text{ per } n \text{ medi}}$$

$$p_{me} = p_{mi} - p_v$$

$$p_v = A_1 + A_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 + B_1 \left(\frac{p_{mi}}{p_{mi_0}}\right) + B_2 \frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} \left(\frac{n}{n_0}\right)^3$$

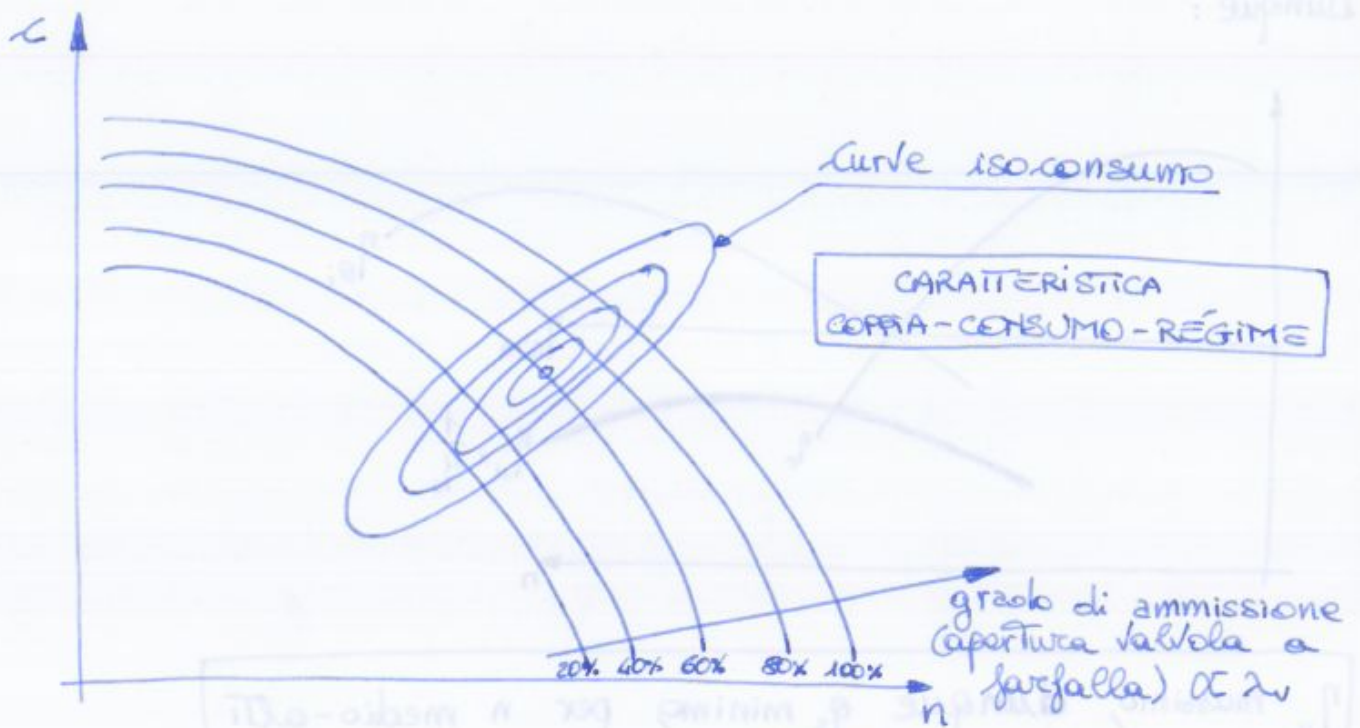
Nell'intorno di $p_{mi_{max}} \Rightarrow \frac{p_{mi}}{p_{mi_0}} \sim \text{cost.} \Rightarrow p_v \cong K_1 + K_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \Rightarrow p_v$ ha un andamento parabolico, dunque:



p_{me} , dunque c massima per n medio-bassi

2) Andamento del η_u (del consumo)

$$\begin{cases} \eta_u = 1 - \frac{p_v}{p_{mi}} \cong 1 - \frac{K_1}{p_{mi}} + \frac{K_2}{p_{mi}} \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \\ p_v \cong K_1 + K_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \end{cases}$$



SCELTA CARATTERISTICHE MOTORE

Si ha che: $\boxed{u = 2cn}$ VELOCITÀ MEDIA DEL PISTONE

Per questioni di sollecitazioni meccaniche u è limitata ad un massimo $\Rightarrow u = 2cn = \text{cost.} \Rightarrow cn = \text{cost.} \Rightarrow c \propto \frac{1}{n}$

$$P_u = p_{me} i V \frac{n}{\omega_{eff}} = p_{me} \frac{\pi d^2}{4} c i \frac{n}{\omega_{eff}}$$

tipicamente l'alesaggio d si esprime in funzione della corsa $c \Rightarrow$

$$\Rightarrow P_u \propto p_{me} c^3 i \frac{n}{\omega_{eff}} \propto c^3 i n \propto \frac{1}{n^2} \propto c^2 i \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \boxed{P_u \propto \frac{i}{n^2} \propto i c^2}$$

Dunque, per innalzare la potenza utile P_u conviene:

- Ridurre il numero di giri n (contrariamente a quanto si potrebbe pensare).
- Aumentare il numero dei cilindri i (fatto salvo i problemi di raffreddamento).
- Aumentare la corsa c .

DETONAZIONE: Combustione supersonica che avviene con grandissime oscillazioni di pressione ed un innescò tardivo, rispetto alla deflagrazione (combustione subsonica) prevista a progetto.