



centroappunti.it

CORSO LUIGI EINAUDI, 55/B - TORINO

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 2555A

ANNO: 2023

A P P U N T I

STUDENTE: Binetti Thomas

**MATERIA: Fondamenti di Macchine e Propulsione - 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 STUDENTI E NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.

BINETTI THOMAS

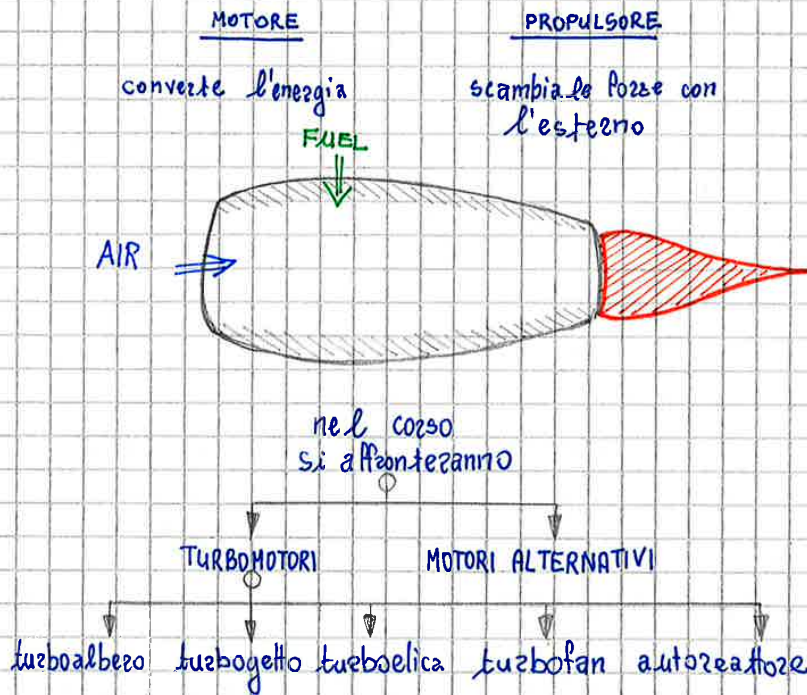
- FONDAMENTI di MACCHINE E PROPULSIONE -

LIBRO 3

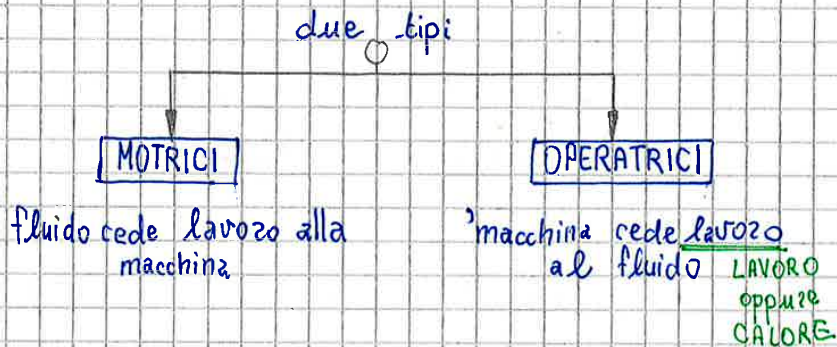
INTRODUZIONE

Inizio

Def La PROPULSIONE è la capacità di generare una forza che altera il moto del velivolo.



Def Una MACCHINA è un dispositivo costituito da organi che scambia lavoro.



● TERMODINAMICA (lezione 1)

■ Primo Principio della Termodinamica

Principio In un sistema chiuso, la somma di lavoro e calore è pari alla variazione di energia del sistema.

forma LAGRANGIANA

$$\boxed{dQ_e + dL_e = dE \quad dQ_e + dL_e = dE}$$

forma EULERIANA

$$\boxed{dQ_e + dL_i = dJ + dE_{c,g,cf} \quad dQ_e + dL_i = dJ + dE_{c,g,cf}}$$

Spiegazione: i. il lavoro è la somma di due

contributi:

$$dL_e = \underbrace{dL_i}_{\text{indicato: parti mobili}} - \underbrace{d(pV)}_{\text{spostamento}} \quad \left. \vphantom{dL_e} \right\} d(pV) = p dV + V dp \quad \text{poiché}$$

ii. allora, se

$$E = U + E_{c,g,cf}$$

$$e J = U + pV \quad \text{ENTALPIA}$$

si ha

$$dQ_e + dL_i = \underbrace{dU}_{dJ} + d(pV) + dE_{c,g,cf}$$

$$dQ_e + dL_i = dJ + dE_{c,g,cf}$$

iii. per unità di massa

$$dQ_e + dL_i = dJ + dE_{c,g,cf}$$

Gas Perfetto e Ideale

Si prende a riferimento un gas PERFETTO e IDEALE
in cui:

- le trasformazioni sono adiabatiche ($dq_e = 0$)
- non ci sono perdite ($dl_w = 0$)
- non agiscono campi di forze ($de_{cf} = 0$)
- il peso è trascurabile ($de_g = 0$)

allora, il Primo Principio assume la forma:

$$d\ell_e = du + de_c$$

$$d\ell_i = di + de_c$$

⊙ TERMODINAMICA (Lezione 2)

▣ Tipi di Trasformazioni

Def Una TRASFORMAZIONE POLITROPICA è una trasformazione del tipo :

$$p_2 v_2^m = p_1 v_1^m$$

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

Oss Il lavoro di una politropica (senza perdite, né energia cinetica) è pari a

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

od anche

$$l_i = \int_1^2 v dp = \bar{c}_p T_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

con

$$\bar{c}_p = \frac{m}{m-1} R$$

FOCUS Lavoro di Controrecupero

Def Il LAVORO di CONTRORECUPERO è la differenza tra lavoro Ideale e Reale.

$$l_{CR} = \int_1^2 v dp - \int_1^{2,15} v dp > 0$$

spiegazione: i. $l_{REALE} - l_{IDEALE} =$

$$(l_c - l_w) - (l_{c,15} - 0) =$$

$$\int_1^2 v dp - \int_1^{2,15} v dp =$$

l_{CR}

ii. da cui $l_c = l_{c,15} + l_w + l_{CR} > l_{c,15}$

Oss Grazie al Lavoro di Controrecupero si ha che

$$\eta_{rc} > \eta_c$$

$$\text{dim. } \eta_{rc} = \frac{l_c - l_w}{l_c} = \frac{(l_{c,15} + l_w + l_{CR}) - l_w}{l_c} = \frac{l_{c,15}}{l_c} + \frac{l_{CR}}{l_c} > \frac{l_{c,15}}{l_c} = \eta_c$$

FOCUS Lavoro di Recupero

Def Il LAVORO di RECUPERO è la differenza tra il lavoro reale e ideale.

$$l_R = \int_3^4 v dp - \int_3^{4,15} v dp < 0$$

i. sottraendo il lavoro ideale al reale

$$l_{REALE} - l_{IDEALE} =$$

$$(l_T + l_W) - (l_{T,15} - 0) =$$

$$\int_3^4 v dp - \int_3^{4,15} v dp =$$

$$l_R < 0$$

ii. allora $l_T = l_{T,15} + l_R - l_W < l_{T,15}$

● TERMODINAMICA (Lezione 3)

■ Grandezze Totale

Def Un fluido ideale, con:

- un riferimento fisso
- non vi è calore
- non si scambia lavoro

la somma di Entalpia e Energia cinetica è costante, ed è pari all'ENTALPIA TOTALE del sistema.
 aka ENTALPIA D'ARRESTO : immagina flusso fermo

$$\frac{c^2}{2} + i = i^0$$

spiegazione: i. $\frac{dq_e}{=0} + \frac{dli}{=0} = di + dc_c + \frac{deg}{=0} + \frac{decf}{=0}$

ii. $d\left(i + \frac{c^2}{2}\right) = 0$

iii. $i + \frac{c^2}{2} = \text{cost.} = i^0$

Def Definire l'Entalpia Totale come

$$i^0 = c_p(T^0 - T)$$

si trovano

TEMPERATURA
totale

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

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

PRESSIONE
totale

dim: i. $T^0 = T \left(1 + \frac{c^2}{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) RT} \right) = T \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M^2 \right)$

● TERMODINAMICA (Lezione 4)

■ Trasformazioni II (con Energia Cinetica)

► Tipo di Approccio

Def Si possono adottare due visioni:

- TOTAL - TO - TOTAL (A° → B°);
- TOTAL - TO - STATIC (A° → B°).

$$\beta_{TOT} = \frac{p_B^0}{p_A^0} \quad \beta_{res} = \frac{p_B}{p_A}$$

► Compressione

Peop. Il lavoro di compressione ha la stessa forma, ma differisce per le grandezze totali.

dim: i, $\Delta i^0 = l_{c, is}$

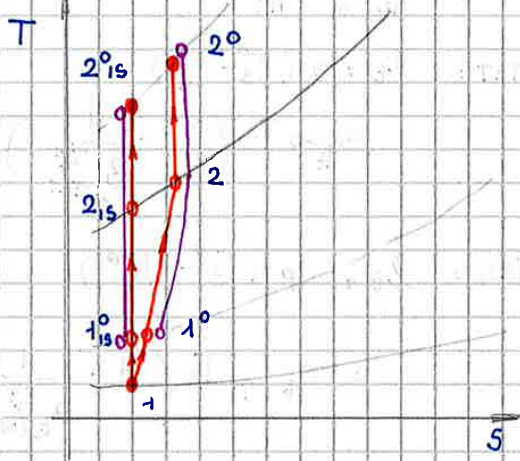
$$l_{c, is} = c_p (T_{2, is}^0 - T_1^0) \sim T_{1, is}^0$$

$$= c_p T_1^0 \left(\left(\frac{T_{2, is}^0}{T_1^0} \right) - 1 \right)$$

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

ii. OPPURE

$$l_c = c_p T_1^0 \left(\beta_c^{\frac{1}{\gamma_c} \left(\frac{\gamma-1}{2} \right)} - 1 \right)$$



- isobare totali
- - - isobare
- trasformazioni totali
- trasformazioni

Portata

Def La PORTATA è la quantità di massa che scorre attraverso una superficie (per unità di tempo).

$$\dot{m} = \rho A c$$

► Funzione della Pressione

Prop. Fissate le condizioni totali, la portata è funzione della sola pressione.

$$F_p \left(\frac{p}{p^0} \right)$$

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

dim: i. $\dot{m} = \rho A c$

ii. supp. $\begin{cases} dt_{ge} = 0 \\ dt_{li} = 0 \\ dt_{lw} = 0 \end{cases}$

si ha $dt_{li} = \int_p^{p^0} v dp + \left(\frac{0 - c^2}{2} \right) + 0 \stackrel{!}{=} 0$

si ha

$$c = \sqrt{2 \int_p^{p^0} v dp} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) p^0 v^0 \left(1 - \left(\frac{p}{p^0} \right)^{1/\gamma} \right)}$$

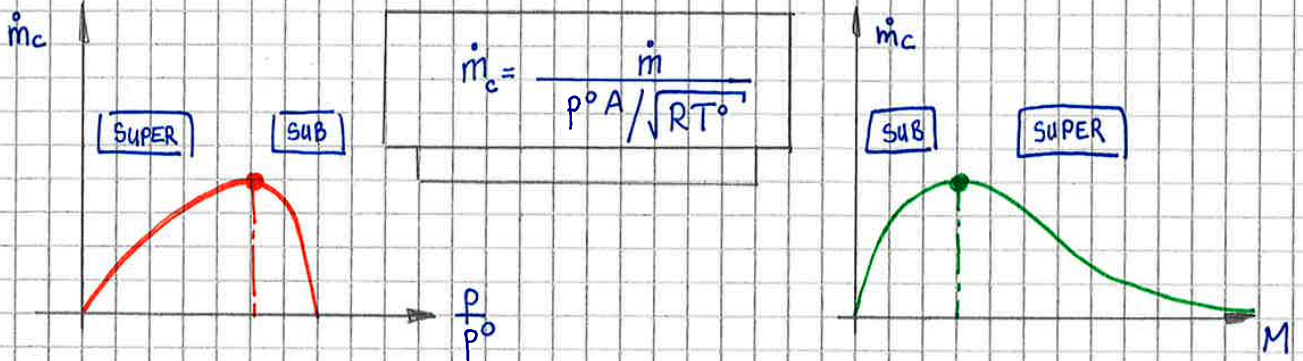
iii. inoltre

$$v^0 = v \left(\frac{p}{p^0} \right)^{1/\gamma}, \text{ con } v^0 = \frac{RT^0}{p^0}$$

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

19

Def La PORTATA CORRETTA è il seguente rapporto dimensionale.



Oss Le condizioni di \dot{m}_c rappresentano il prodotto e.c.

dim: $i. \quad e.c. = \frac{\dot{m}}{A} \propto \dot{m}_c$ fissati gli altri parametri

ii. alloca

- o SUBSONICO : $\dot{m}_c \uparrow \downarrow \propto e.c. \uparrow \downarrow \quad A \uparrow \downarrow$
- o SUPERSONICO : $\dot{m}_c \downarrow \uparrow \propto e.c. \downarrow \uparrow \quad A \uparrow \downarrow$

● UGELLI (Lezione 1)

■ Inizio

Def Un condotto è un componente che :

o non scambia lavoro ($\dot{d}l_i = 0$)

o non scambia calore ($\dot{d}q = 0$)

e lo si suppone isoentropico ($\dot{d}l_w = 0$) e stazionario ($\dot{m} = \text{cost}$)

■ Diffusore Subsonico

Def Un DIFFUSORE SUBSONICO è un condotto che rallenta il flusso aumentando la sezione.

Prop Il rapporto delle aree:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{F_M(M_1)}{F_M(M_2)} > 1$$



dim: i. $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$

$$\frac{\rho^0}{\sqrt{RT^0}} A_1 F_M(M_1) = \frac{\rho^0}{\sqrt{RT^0}} A_2 F_M(M_2)$$

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{F_M(M_1)}{F_M(M_2)}$$

ii. nel caso subsonico, se $c \downarrow$, $F_M(M) \downarrow$

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{F_M(M_1)}{F_M(M_2)} > 1$$

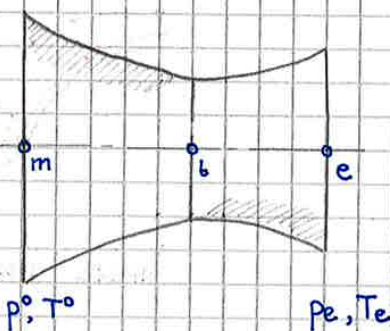
$$F_M(M_1) > F_M(M_2)$$

■ Ugello Convergente - Divergente

Def Un UGELLO CONVERGENTE-DIVERGENTE accelera il flusso arrivando anche in regime supersonico.

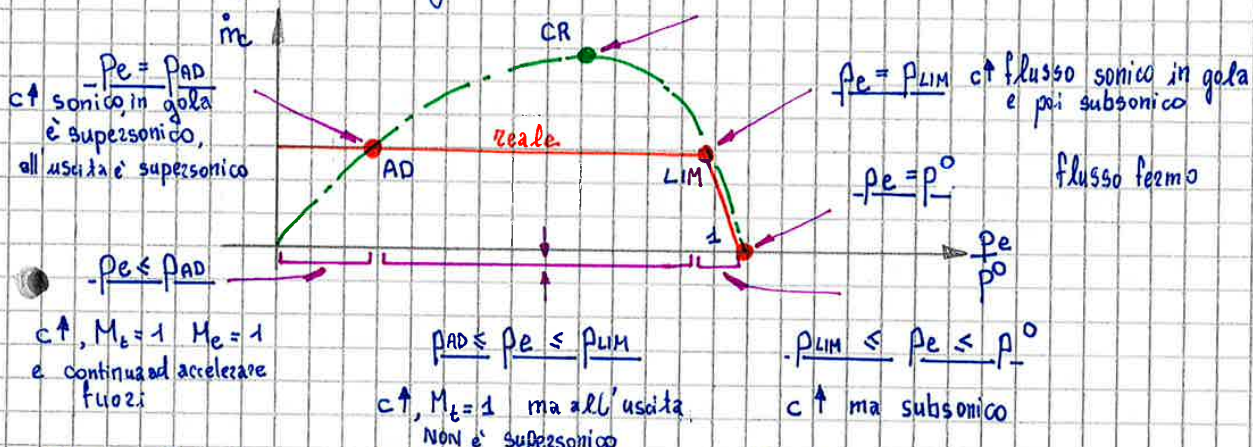
Def Definite le pressioni di uscita:

- o di ADATTAMENTO quella che si ha se $p_e = p_m$. Nel caso supersonico $p_e < p_m$;



- o LIMITE quella per cui, in gola, il flusso è sonico ($M_t = 1$)
- o CRITICA quella per cui $M_e = 1$.

Si riporta il grafico di \dot{m}_c :



Oss Per la portata si calcolano diversi casi:

SUBSONICO ($p_e > p_{LIM}$) ($p_e < p_{LIM}$) LIMITE e ADATTAMENTO

$$\dot{m} = \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} A_e F_p \left(\frac{p_e}{p_0} \right)$$

$$\dot{m} = \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} A_t F_M (M_t = 1)$$

$$\dot{m} = \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} A_t F_M (M_t = 1)$$

eguagliando le formule. Si trova A_t/A_e

oppure

$$\dot{m} = \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} A_e F_p \left(\frac{p_{LIM, AD}}{p_0} \right)$$

● TURBOMACCHINE (Lezione 1)

■ Inizio

• Def Una TURBOMACCHINA scambia lavoro con il fluido.

• Prop. Il lavoro di una Turbomacchina è pari a:

$$\textcircled{1} \quad l_i = \int v dp + \Delta e_c + l_w$$

$$\textcircled{2} \quad l_i = u_2 c_{t,2} - u_1 c_{t,1}$$

$$\textcircled{3} \quad l_i = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

dim: RISULTATO $\textcircled{2}$

i. $(\text{momento}) = \frac{\Delta(\text{momento angolare})}{\Delta t}$

ii. scelto il volume di controllo

iii. se il regime è stazionario
($\dot{m} = \text{cost}$, (momento angolare) = cost.)

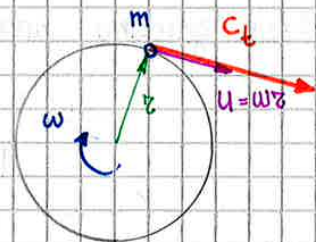
il momento di UNA PALETTA su una parte rotante

$$M = \dot{m} (r_2 c_{t,2} - r_1 c_{t,1})$$

iv. La potenza della parte rotante

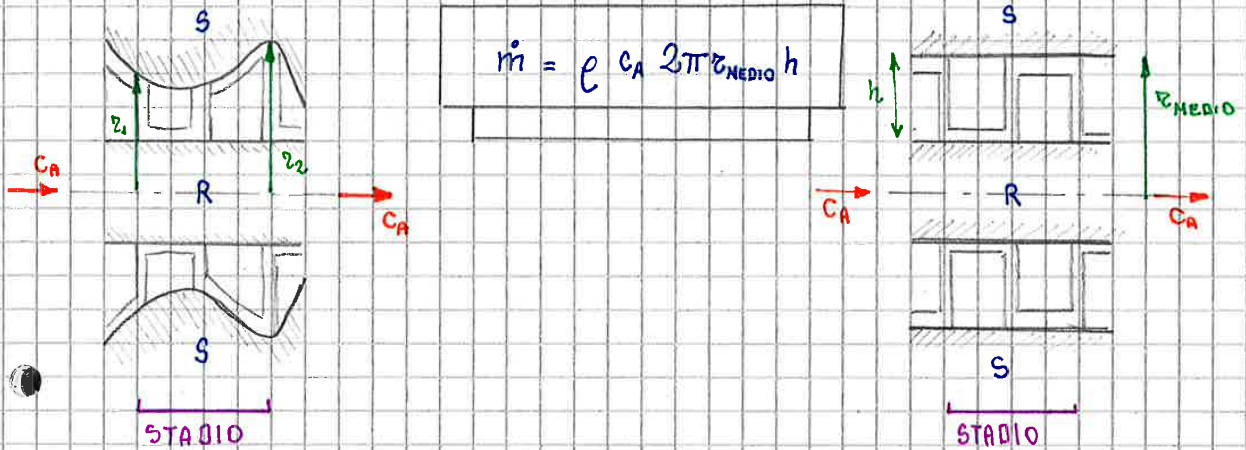
$$L_i = M \omega = \dot{m} (\omega r_2 c_{t,2} - \omega r_1 c_{t,1}) = \dot{m} (u_2 c_{t,2} - u_1 c_{t,1})$$

$$\Rightarrow l_i = \frac{L_i}{\dot{m}} = u_2 c_{t,2} - u_1 c_{t,1}$$



Oss Solitamente per le Turbomacchine Assiali si usa un sistema equivalente con un Raggio Medio.

La portata sarà:



$$\dot{m} = \rho C_A 2\pi r_{\text{MEDIO}} h$$

dim: i.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho A C_A \\ &= \rho C_A \cdot \pi (r_2^2 - r_1^2) \\ &= \rho C_A \pi (r_2 - r_1) (r_2 + r_1) \cdot \frac{2}{2} \\ &= \rho C_A 2\pi r_{\text{MEDIO}} h \end{aligned}$$

COMPRESSORE ASSIALE (Lezione 1)

Inizio

Def Un COMPRESSORE ASSIALE è una turbomacchina operante a flusso assiale che comprime il gas.

Oss L'area diminuisce lungo l'asse.

dim: i. imposto $C_{A,1} \stackrel{!}{=} C_{A,2}$

e $p_2 > p_1 \Rightarrow \rho_2 > \rho_1 \Rightarrow A_2 < A_1$

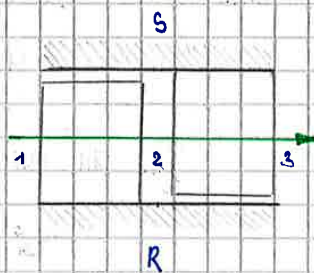
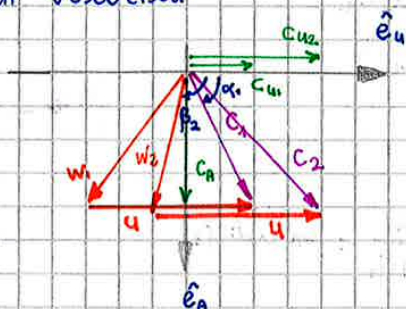
e $\dot{m}_2 = \dot{m}_1$

Palette

Triangolo di Velocità

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

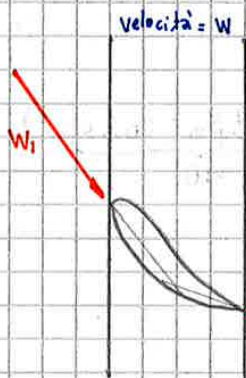
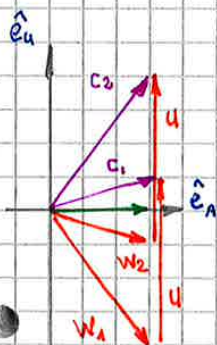
si impone $C_{A,2} \stackrel{!}{=} C_{A,1} \stackrel{!}{=} C_A$



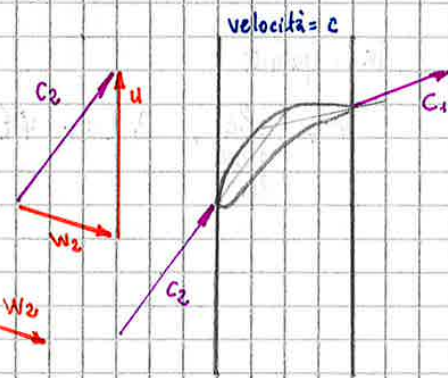
Design delle Palette

Per evitare perdite e stallo delle Palette si scelgono le seguenti velocità (a cui corrispondono le direzioni della linea media)

INGRESSO:
USCITA:



ROTORE



STATORE

► Perdite

Def Si definiscono i seguenti COEFFICIENTI di PERDITA:

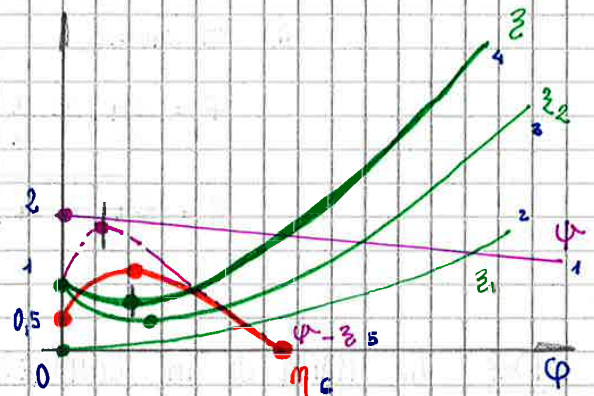
o per le PERDITE DISTRIBUITE = Attrito o per le PERDITE CONCENTRATE = imbocco
cozzetto
dei
palettaggi

$$\xi_1 = \frac{lw_1}{\frac{1}{2} u^2} = f(\varphi^2) \quad \xi_2 = \frac{lw_2}{\frac{1}{2} u^2} = f(\beta_1)$$

= per geometria β_1 o φ

Prop Nella forma adimensionale, il RENDIMENTO IDRAULICO del Compressore è:

$$\eta_{ic} = \frac{h_c - lw}{h_c} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$



► Mappa del Compressore

Oss Il β_c dipende da diversi parametri, come ad esempio (ψ , ξ , $\psi - \xi$ e η_c).

$$\beta_{c,inc} = 1 + \frac{\psi - \xi}{\left(\frac{RT_1^0}{u^2/2}\right)}, \quad \beta_c = \left(1 + \frac{\psi - \xi}{\left(\frac{c_p T_1^0}{u^2/2}\right)}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \beta_c \propto h_c$$

Spiegazione: i. INCOMPRESSIBILE $\rho = \text{cost.}$

$$h_c = \frac{1}{\rho} (p_2^0 - p_1^0) + lw = \frac{1}{\rho} p_1^0 (\beta_{c,inc} - 1) + lw$$

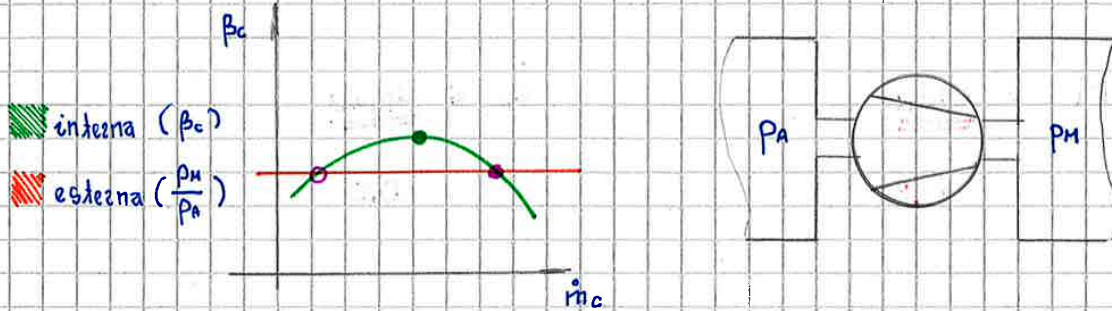
ii. COMPRESSIBILE $\frac{1}{\eta_{ic}} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)$

$$h_c = c_p T_1^0 \left(\beta_c \frac{1}{\eta_{ic}} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) - 1 \right) \dots \beta_c \propto \psi - \xi$$

COMPRESSORE ASSIALE (Lezione 2)

Pompaggio

Def Il POMPAGGIO è una instabilità che nasce dalla possibilità di invertire il flusso nel compressore = ROTURA



dim: i. punto di funzionamento \circ e \bullet

ii. per \bullet sistema STABILE

1. DISTURBO ($\Delta \dot{m}_c$)

$\Rightarrow c$ \uparrow fino a tornare a \bullet

2. $P_2 < P_M$

\Rightarrow STABILE

1. DISTURBO ($-\Delta \dot{m}_c$)

$\Rightarrow c$ \downarrow fino a tornare a \bullet

2. $P_2 > P_M$

iii. per \circ sistema INSTABILE

1. DISTURBO ($\Delta \dot{m}_c$)

$\Rightarrow c$ \uparrow fino al massimo \bullet

2. $P_2 > P_M$

\Rightarrow INSTABILE

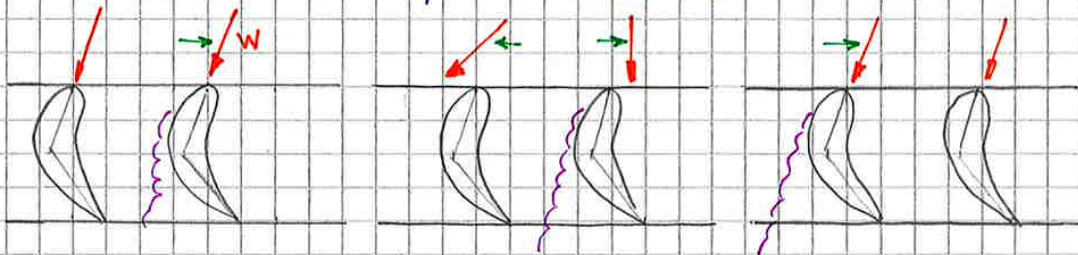
1. DISTURBO ($-\Delta \dot{m}_c$)

$\Rightarrow c$ \downarrow fino a 0 e invertire segno

2. $P_2 < P_M$

Stallo Rotante

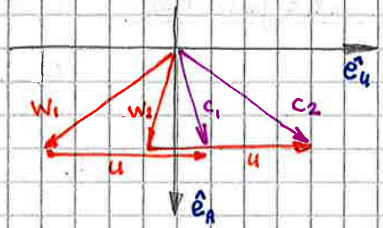
Def Lo STALLO ROTANTE è una condizione instabile in cui periodicamente zone diverse della palettettatura rotorica stallano.



FOCUS Considerazioni

Oss Dalle Limitazioni Aerodinamiche si ha:

- i triangoli di velocità sono simmetrici
- $w_2^2 > w_1^2 \cdot 0,5$
- lo stallio intra-palette si misura mediante la SOLIDITÀ



SECONDO PUNTO i. $c_p = 1 - \frac{w_2^2}{w_1^2} \sim 0,5$ TERZO PUNTO i. empirico

Grado di Reazione

Def Il GRADO di REAZIONE è il seguente rapporto:

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

che per triangoli simmetrici è circa uguale a

$$R = -\frac{p_2 - p_1}{p_3 - p_1} = \frac{\Delta p_{TOT}}{\Delta p_{TOT}}$$

dim: i. supp. $e = \text{cost.}$ $i^0 = c_p T^0 = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p^0}{e}$

$$R = \frac{i_2 - i_1}{i_3^0 - i_1^0} = \frac{(p_2 - p_1)/e}{(p_3^0 - p_1^0)/e} = \frac{p_2 - p_1}{p_3 - p_1} = \frac{\Delta p_{TOT}}{\Delta p_{TOT}}$$

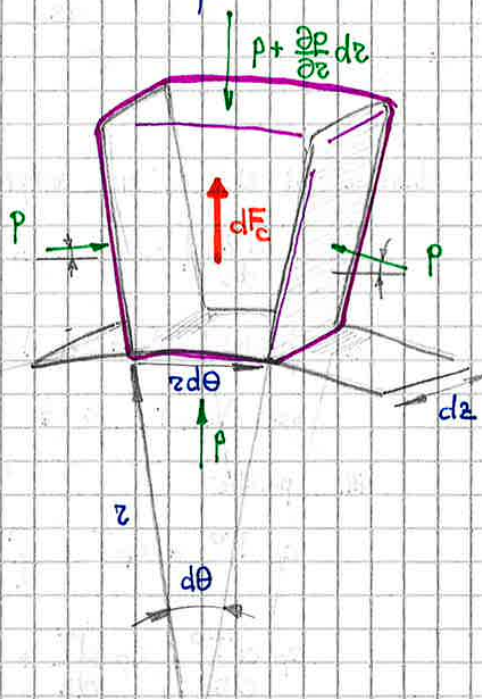
SE TRIANGOLI SIMMETRICI $(c_3 = c_1)$

COMPRESSORE ASSIALE (Lezione 3)

Equilibrio Radiale

Prop. In un sistema rotante, il gradiente di pressione è causato dall'azione centripeta.

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



dim: i. da RAGGIO MEDIO → RAGGIO VARIABILE

ii. ci si pone in un SR rotante

$$c_R = 0 \quad \left[\sum F_{Ri} = 0 \right]$$

iii. equilibrio delle forze

$$p r d\theta dz + p \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) dz dz + \left(p + \frac{dp}{dz} dz\right) (z + dz) d\theta dz$$

$$- p \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) dz dz + \rho dVol \cdot \frac{c_u^2}{r} = 0$$

$\underbrace{\rho}_{\rho_{CENT}}$

iv. $dVol = (r d\theta) dz dz$

v. allora

$$p r d\theta dz - p r d\theta dz - \frac{dp}{dz} dz \cdot r d\theta dz + \rho r d\theta dz dz \cdot \frac{c_u^2}{r} = 0$$

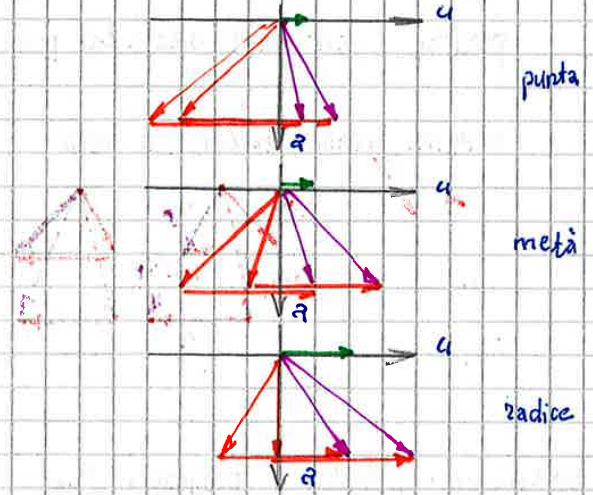
$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} = \frac{c_u^2}{r}$$

FOCUS Svergolamento

VORTICE LIBERO ($C_u = \text{cost.}$)



- o $C_u = \text{cost.}$
- o difficile costruzione (le velocità variano lungo il raggio)



FOCUS Compressori Transonici

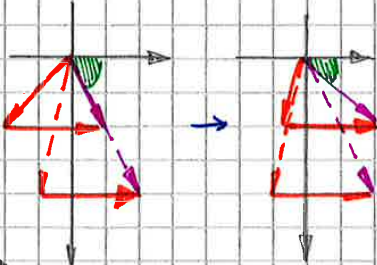
superano $M > 1$ in punta
 pzelletta
 =
 MRTI \perp



principali soluzioni

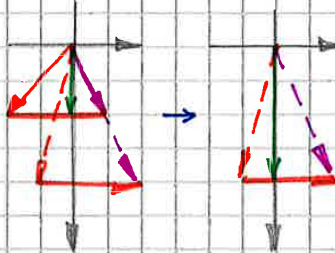
CALETTAMENTO
VARIABILE

variazze angolo
di ingresso



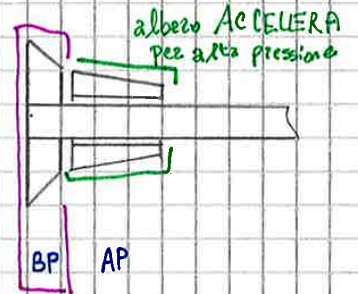
SPILLAMENTO
PORTATA

asportate m
e quindi regolare CA
fino a progetto



COMPRESORE
MULTIALBERO

dividere il
contributo in
alta e bassa pressione



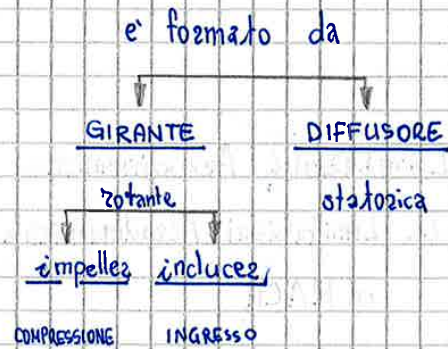
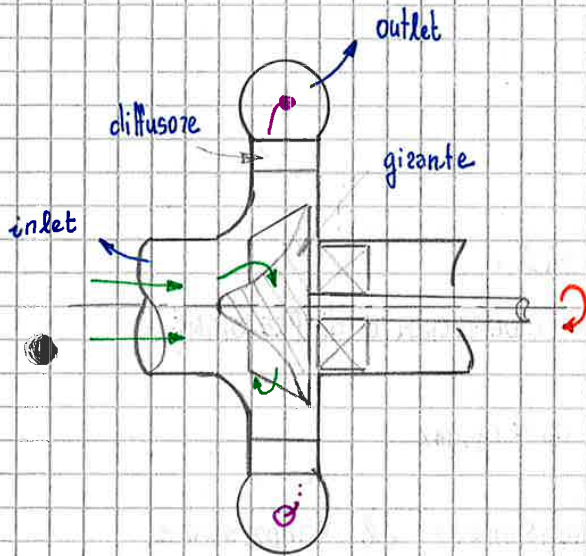
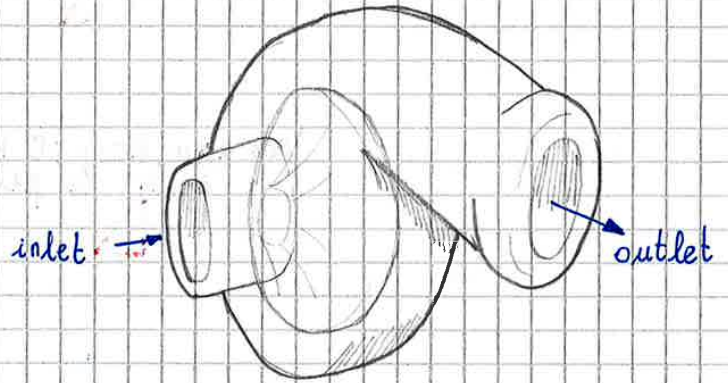
albero
FRENA
per bassa
pressione

COMPRESSORE CENTRIFUGO (lezione 1)

Inizio

Def Un COMPRESSORE CENTRIFUGO è una turbomacchina operatrice che fornisce energia al fluido mediante una girante (posta in rotazione).

- confronto
- | | |
|----------------|--------------------|
| <u>ASSIALI</u> | <u>CENTRIFUGHI</u> |
| ◦ alte portate | ◦ basse portate |
| ◦ multistadio | ◦ uno stadio |



Impeller

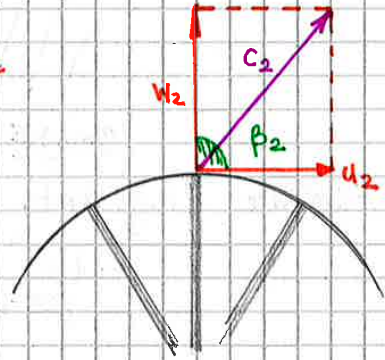
Lavoro

Prop. Il LAVORO di compressione dipende da β_2 .

$$\psi = 2(1 + \phi \cot \beta_2)$$

dim: i. $l_c = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} = \underbrace{u_2 c_{u2}}$ No pregeizante $\Rightarrow c_{u1} = 0$

ovv $c_{u2} = w_{2u} + u_2$
 $= \frac{c_A}{\tan \beta_2} + u_2$



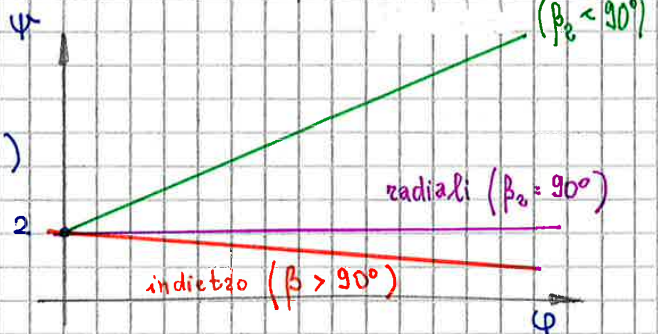
ii. da cui

$$l_c = u_2 (u_2 + c_A \cot \beta_2)$$

$$= \frac{u_2^3}{2} \cdot 2 \left(1 + \left(\frac{c_A}{u_2} \right) \cot \beta_2 \right)$$

iii. adimensionalmente

$$\psi = 2(1 + \phi \cot \beta_2)$$

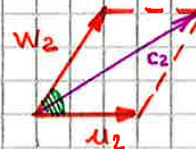
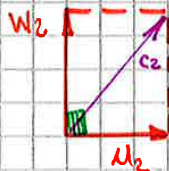
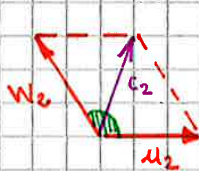


configurazioni

INDIETRO
($\beta_2 > 90^\circ$)

RADIALI
($\beta_2 = 90^\circ$)

AVANTI
($\beta_2 < 90^\circ$)



dimensioni \downarrow c_2 piccola più economiche più lavoro = $\beta_c \uparrow$

● COMPRESSORE CENTRIFUGO (Lezione 2)

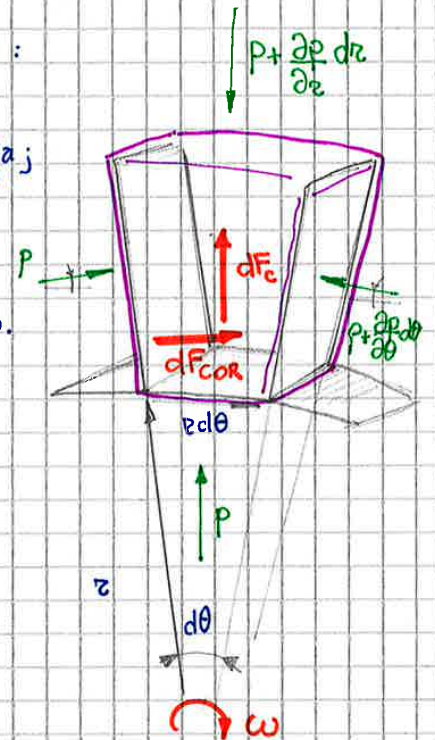
■ Equilibrio Radiale e Tangenziale

Prop. In un compressore centrifugo, l'Equilibrio:

o Radiale è garantito dalla Forza Centrifuga;

o Tangenziale è garantito dalla Forza di Coriolis.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = + \frac{c_u^2}{r} \quad \frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\theta} = 2 u w_a$$



dim. i. si impone $w_R = 0$ $[\sum F_{R_i} = 0]$

$$\Rightarrow \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{c_u^2}{r} \quad \text{come per l'ASSIALE}$$

ii. si impone $w_T = 0$ $[\sum F_{T_i} = 0]$

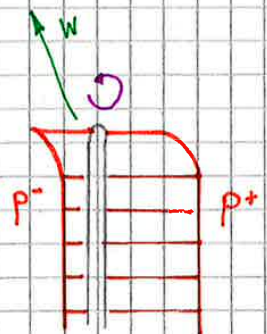
iii. e quindi all'equilibrio

$$(-p + p + \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta) \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) \cdot dz dz - \rho dVol \cdot 2 u w_a \cdot r = 0$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\theta} = 2 u w_a r = 2 u w_a$$

FOCUS Pressione e Backslip

effetto di vorticità dato dalle variazioni di pressione tra due facce della palette = disturbo w



COMPRESSORE CENTRIFUGO (Lezione 3)

Diffusore

Supponendo un flusso subsonico all'uscita dell'Impeller si ha:

- o MIGLIOR RALLENTAMENTO per aree di raccolta più grandi;
- o RALLENTAMENTO nel diffusore che dipende da α .

dim: i. poiché non viene fatto lavoro

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m} = \text{cost.} \\ (\text{momento angolare}) = \text{cost.} \end{array} \right.$$

ZONA DI RACCOLTA ($r_2 < r < r_3$)

o portata:

$$\rho_2 c_{r2} \cdot 2\pi r_2 \cdot h_2 = \rho_3 c_{r3} \cdot 2\pi r_3 \cdot h_3$$

o momento angolare

$$r_2 c_{u2} = r_3 c_{u3}$$

o allora, supponendo $\rho h = \text{cost.}$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{c_{r2} r_2}{c_{u2} r_2} = \frac{c_{r3} r_3}{c_{u3} r_3} \\ \Rightarrow \tan \alpha_2 = \tan \alpha_3 \text{ e } \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha \end{array} \right.$$

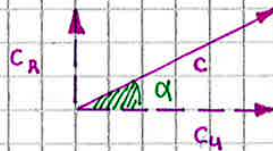
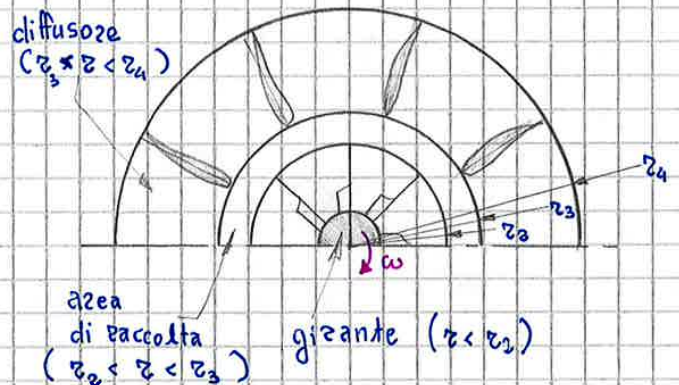
o per cui

$$c_2 r_2 = c_3 r_3 \text{ e } \frac{c_2}{c_3} = \frac{r_2}{r_3}$$

DIFFUSORE

o ripetendo i passaggi, con $\dot{m} = \text{cost}$

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{r_3 \sin \alpha_3}{r_4 \sin \alpha_4} \quad \text{dipendenza da } \alpha = \text{Design Palette}$$



COMPRESSORE (Considerazioni Finali)

Regolazione

due tipi di regolazione

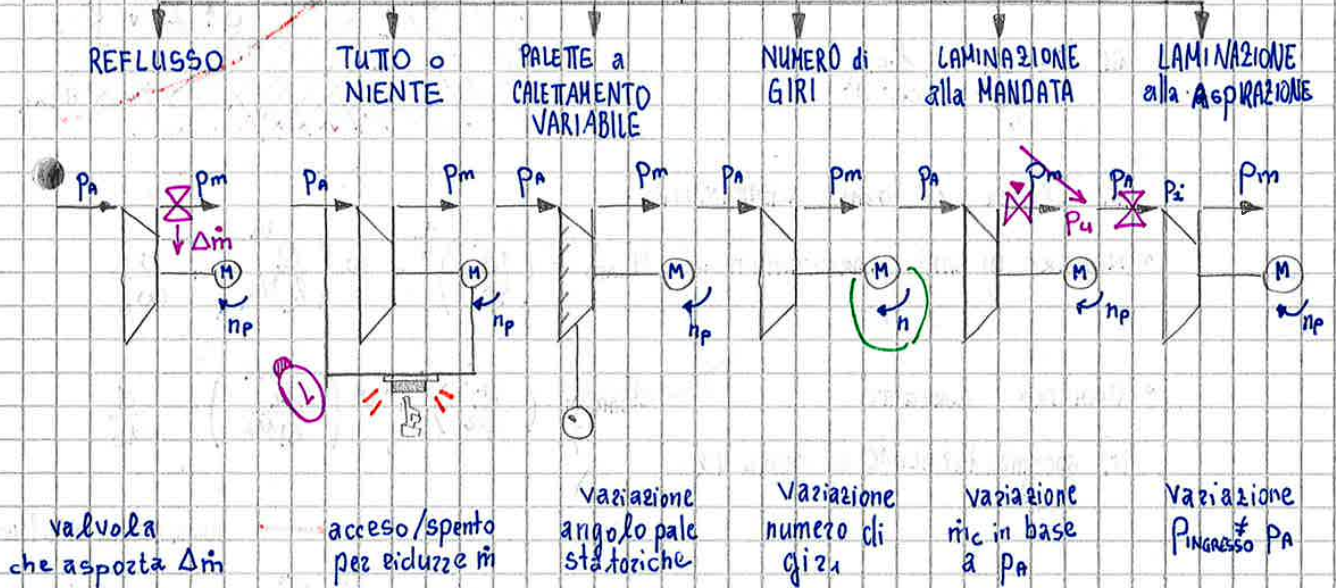
INDUSTRIALE

- \dot{m} REGOLABILE
- P_A fissa
- P_M fissa

AERONAUTICA

- \dot{m} fissa
- $P_A = P_A(z)$ varia con z
- P_M fissa

tipologie



valvola che asporta Δm

accesso/spento per ridurre \dot{m}

Variazione angolo pale statoriche

Variazione numero di giri

Variazione m_c in base a P_A

Variazione $P_{ingresso} P_A$

X PARI CONSUMI

✓ CONSUMA SOLO SE ACCESO

X DIFFICOLTÀ PROGETTUALI

✓ STESSO $\beta_c = \beta_p$

✓ VARIAZIONE β_c (aumento)

$$\left(\frac{\beta_c}{\dot{m}}\right)_A = \left(\frac{\beta_c}{\dot{m}}\right)_N$$

X SERBATOIO

— VARIAZIONE m_y

✓ $\dot{m}_c = \dot{m}_{cN}$

✓ $n_{cA} = n_{cP}$

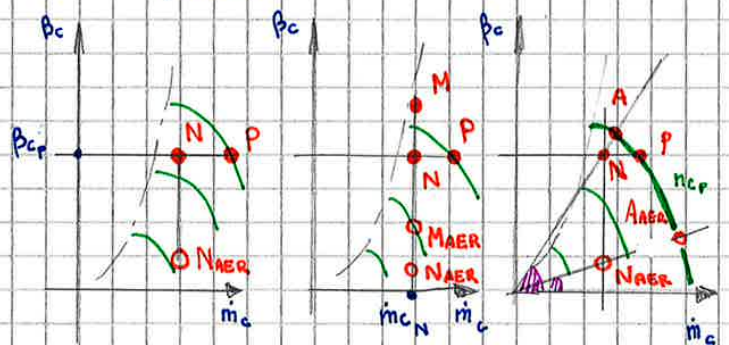
X POMPAGGIO

◦ legenda ◦

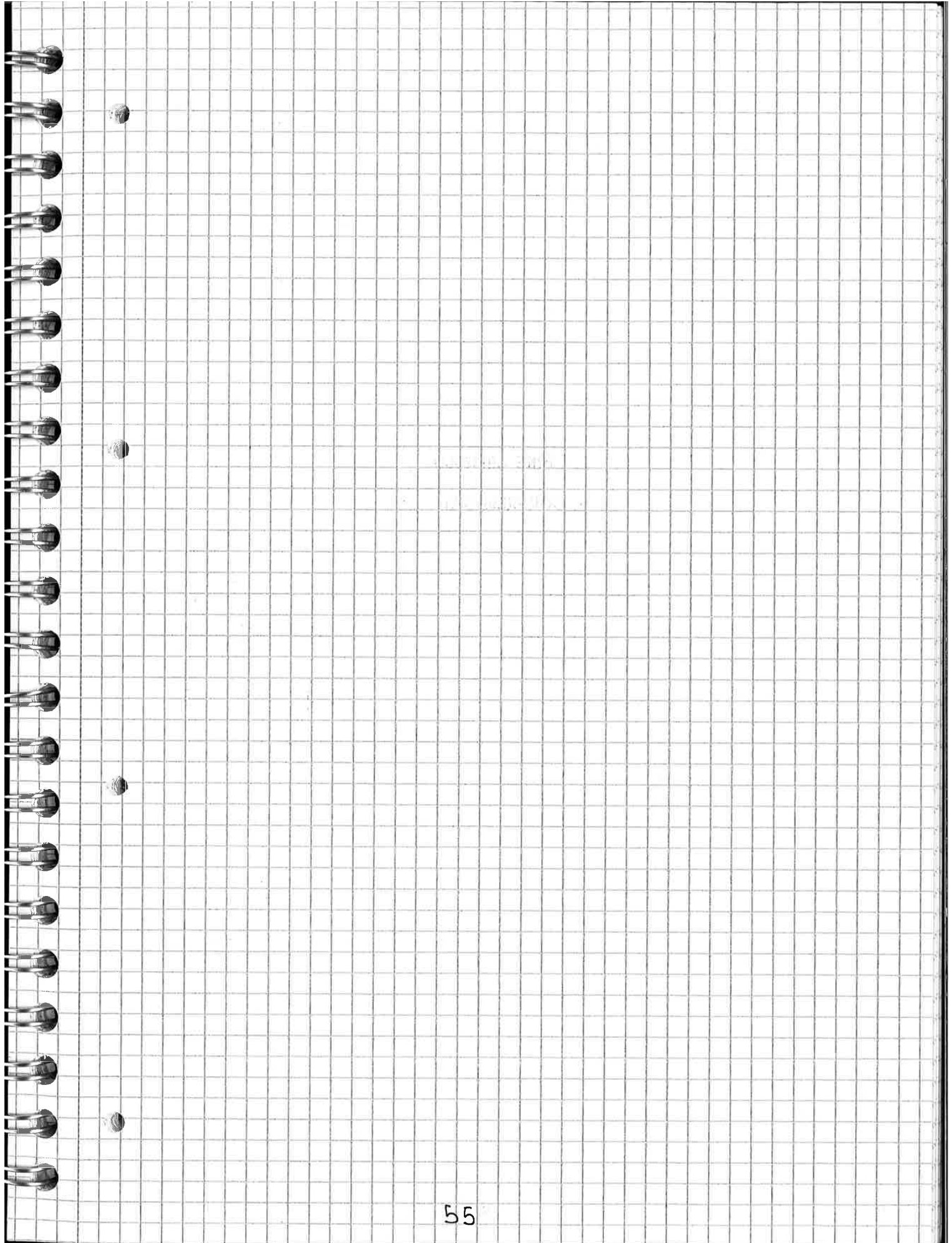
- P progetto
- N numero di giri
- M mandata
- A aspirazione

● INDUSTRIALE

○ AERONAUTICA ($P_A \downarrow, \beta_c \uparrow$)



$$\beta_c = \frac{P_M}{P_A}$$



● TURBINE (Introduzione)

■ Inizio

Def Una TURBINA ASSIALE è una turbomachina motrice che viene accelerata da un fluido in direzione assiale.

le turbine si dividono in

AZIONE

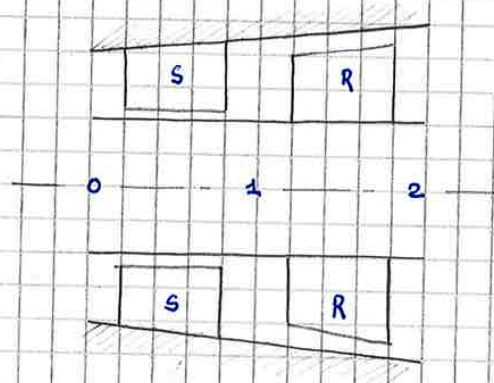
$$P_1 = P_2$$

la pressione nel ROTORE è COSTANTE

REAZIONE

$$P_1 < P_2$$

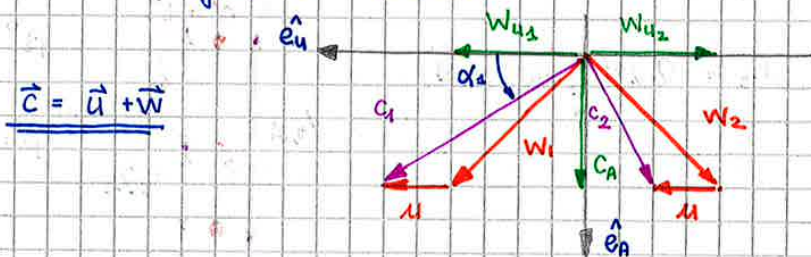
la pressione nel ROTORE AUMENTA



TURBINE ad AZIONE (lezione 1)

Palette

Triangolo di Velocità



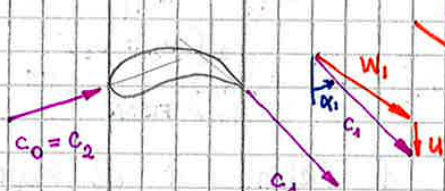
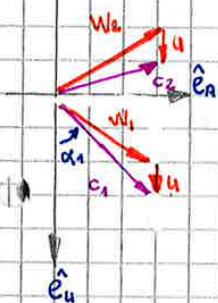
spiegazione: i. nel rotore, in un SR rotante

$$li = \int v dp + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + lw = 0 \Rightarrow |w_2| = |w_1|$$

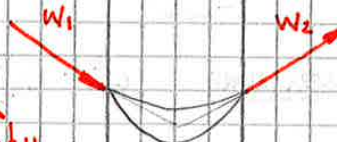
$$ii. w^2 = w_n^2 + w_u^2 = c_n^2 + w_u^2$$

$$\Rightarrow w_{u1} = -w_{u2}$$

Design delle Palette



STATORE



ROTORE

► Lavoro (Perdite)

Prop Definiti i coefficienti correttivi:

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1,id}}, \quad \psi = \frac{W_2}{W_{2,id}} = \frac{W_2}{W_1}$$

si ottiene il seguente lavoro e rendimento

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

dim. i. $l_t = u (c_{u1} - c_{u2})$

ii. ove

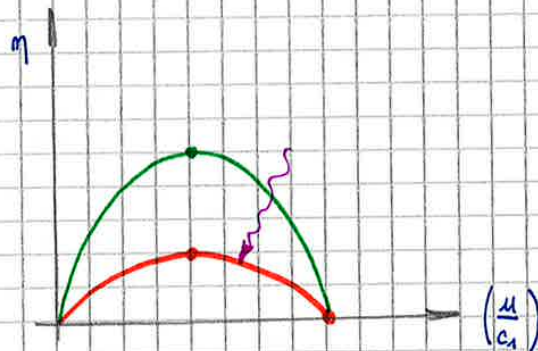
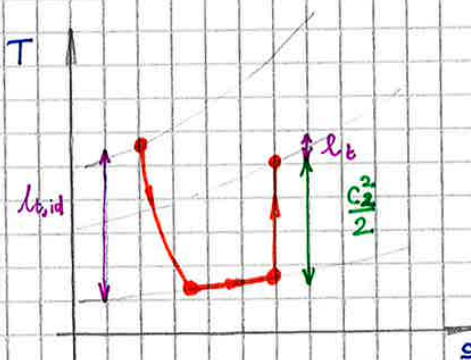
$$c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1$$

$$c_{u2} = W u_2 + u$$

$$= -\psi W u_1 + u$$

$$= -\psi (u + c_1 \cos \alpha_1) + u$$

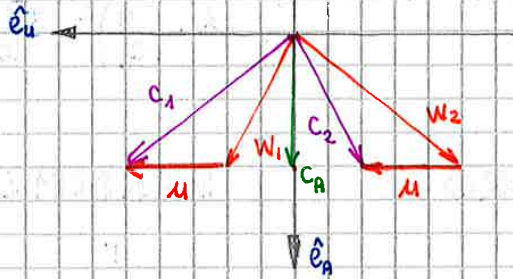
iii. e $l_{t,id} = \frac{c_{1,id}^2}{2} = \frac{c_1^2}{2} \cdot \frac{1}{\varphi^2}$



TURBINE a REAZIONE

Palette

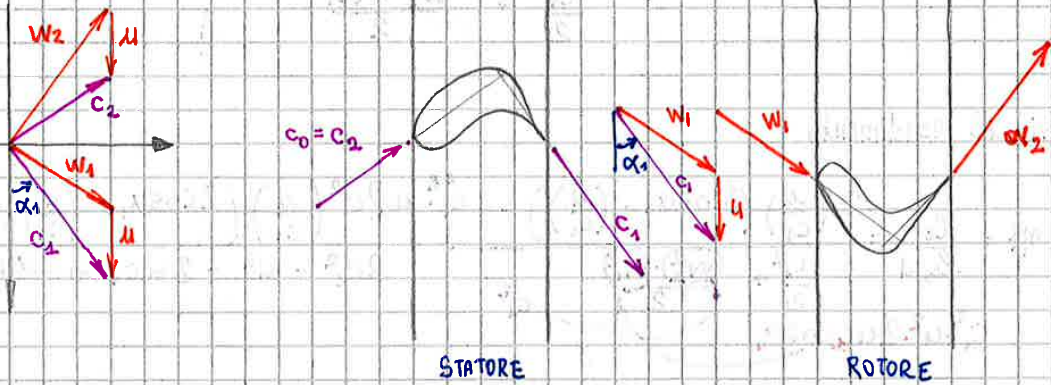
Triangolo di Velocità



simmetria $\begin{cases} |c_1| = |w_2| \\ |c_2| = |w_1| \end{cases}$ per garantire Reazione $R = R_{MAX} = \frac{1}{2}$

Design delle Palette

le due palette sono simmetriche rispetto alla corda



Oss Il massimo rendimento impone una c_2 costantemente assiale.

dim: i. $l_t = u c_{u1}$

$l_{t_{MAX}} = u^2$

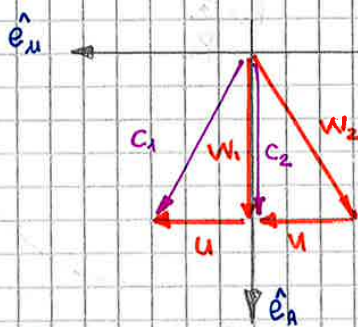
$\Rightarrow c_{u1} = u$ per η_{MAX}

ii. ma in generale

$c_{u1} = u + W_{u2} = u + c_{u2} = u$

$\Rightarrow c_{u2} = 0$

$\vec{c} = c_R \hat{e}_R$



► Lavoro (con Perdite)

Oss Introducendo anche qui μ il rendimento i coefficienti ψ e φ il rendimento si abbassa.

dim: i. si ha

$l_t = c_p (T_1^0 - T_2^0) \leq c_p (T_0^0 - T_{2,1s})$

ii. ovr

$c_p (T_1^0 - T_{2,1s})$

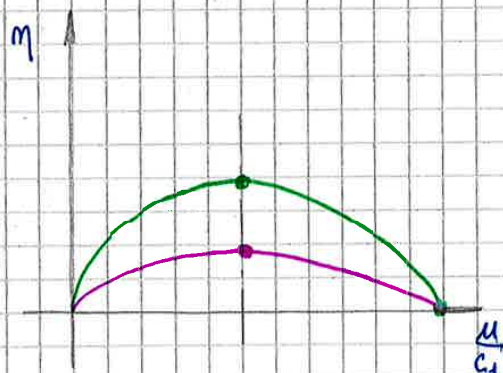
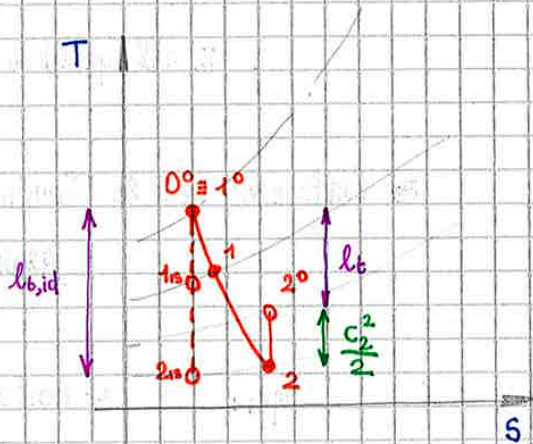
$= c_p (T_1^0 - T_1) + c_p (T_1 - T_{2,1s})$

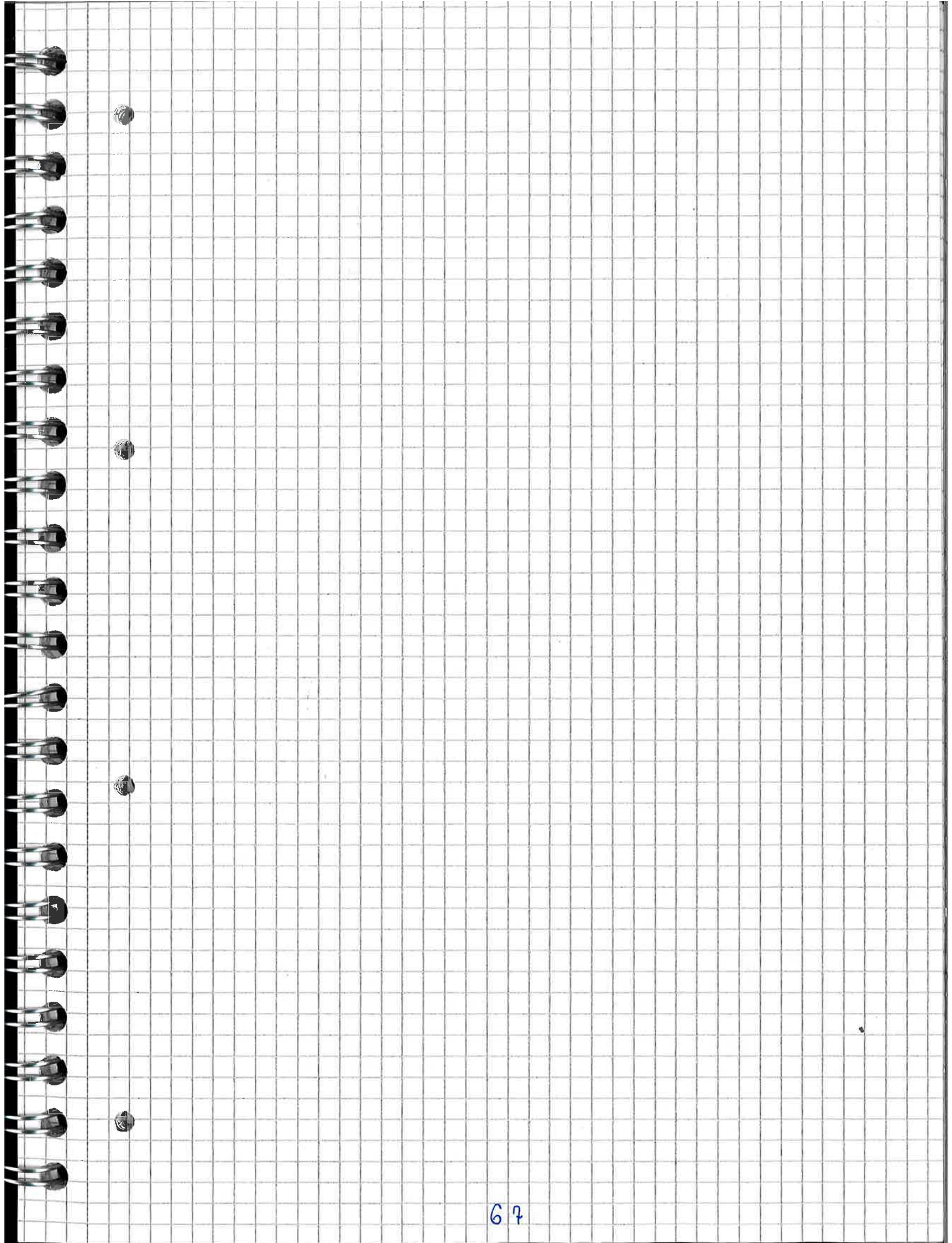
$= \frac{c_1^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} =$

$= \frac{1}{2} \left(\frac{c_1^2}{\varphi_2} + W_1^2 \left(\frac{1}{\varphi_2} - 1 \right) \right)$

iii. allora

$\eta_t = \frac{2u (2c_1 \cos \alpha_1 - u)}{\frac{c_1^2}{\varphi_2} + W_1^2 \left(\frac{1}{\varphi_2} - 1 \right)}$





67

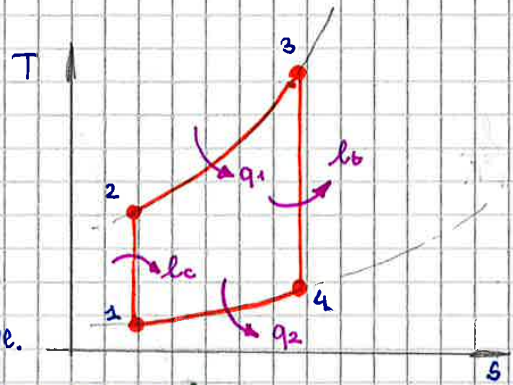
TURBOMACCHINE

Ciclo Joule-Brayton

Ciclo Ideale

Def Il Ciclo JOULE-BRAYTON è composto

- due isobare;
- due adiabatiche e isoentropiche.



LAVORO

RENDIMENTO

$$\frac{l}{c_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - (\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

dim. i. per ogni trasformazione

$$1-2 \quad l_c = c_p (T_2 - T_1) \quad 3-4 \quad \dots = -c_p (T_4 - T_3)$$

$$2-3 \quad q_1 = c_p (T_3 - T_2) \quad 4-1 \quad q_2 = -c_p (T_1 - T_4)$$

ii. su tutto il ciclo

$$q = q_1 - q_2 \quad , \quad l = l_t - l_c$$

$$q - l = 0$$

$$\Rightarrow l = l_t - l_c = q_2 - q_1$$

iii. il LAVORO ADIMENSIONALE: $\frac{l}{c_p T_1}$

$$\text{ove: } l_t = c_p T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

$$l_c = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = c_p T_1 (\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

$$\Rightarrow \frac{l}{c_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - (\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) = \left(\frac{T_3}{T_1} - \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) (\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

$$\text{iv. il RENDIMENTO: } \eta = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

ii. il LAVORO ADIMENSIONALE : $\frac{l}{c_p T_1}$

ove

$$o l_t = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \cdot \eta_t$$

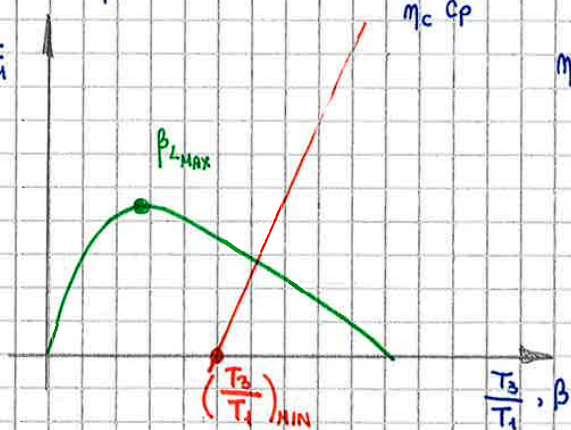
$$o l_c = c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c}$$

$$\Rightarrow \frac{l}{c_p T_1} = \eta_t + \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{1}{\eta_c} \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

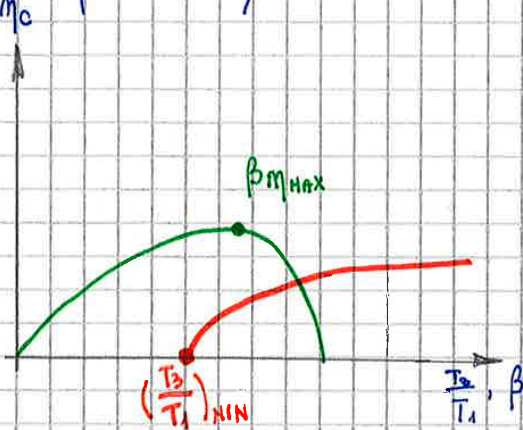
iii. il RENDIMENTO $\eta = \frac{l}{q_1} = \frac{\frac{l}{c_p T_1}}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}} = \frac{\frac{l}{c_p T_1}}{\frac{T_3}{T_1} - \left(1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right)}$

poiché $T_2 = T_1 + \frac{l_c}{\eta_c c_p} = T_1 + \frac{1}{\eta_c} T_1 \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$

$\frac{l}{c_p T_1}$



η



SPINTA (Lezione 1)

Forze Scambiate

Prop La forza scambiata dal fluido sulla parete è la seguente:

$$F = \dot{m}(v_2 - v_1) + A(p_2 - p_0)$$

dim: i. dalla CONS-QM

$$\begin{aligned} \vec{F}_{RES} &= \sum \vec{\Phi}_i = \frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho \vec{v} d\Omega - \int_{\Omega} \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) d\Omega + \int_{\Omega} \nabla \cdot \Pi d\Omega + \int_{\Omega} \rho \vec{g} d\Omega \\ &= - \int_{\Omega} (\underbrace{(\vec{v} \cdot \nabla)}_{\text{nullo: CONS-MASSA}} (\rho \vec{v}) + \rho (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} + \nabla p) d\Omega \\ &= - \int_{\Omega} (\rho \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} + \nabla p) d\Omega \end{aligned}$$

trascurabile

ii. moto quasi-unidimensionale

$$\left(\sum \vec{\Phi}_i = - \left[\dot{m}(\vec{v}_2 - \vec{v}_1) + \int_{S_1} p \hat{n} da + \int_{S_2} p \hat{n} da \right] \right) \cdot \underline{\underline{\vec{e}_x}}$$

= 0

iii. poiché

$$\oint_{S_1+S_2} p_0 \hat{n} da = 0 \Rightarrow \int_{S_1} p_0 \hat{n} da = - \int_{S_2} p_0 \hat{n} da \Rightarrow p_0 A_1 = - p_0 A_2$$

iv. allora

$$\Phi_1' - p_0 A_1 = - (\dot{m}(v_2 - v_1) + A_2(p_2 - p_0))$$

$$e \quad F = - (\Phi_1' - p_0 A_1) = \dot{m}(v_2 - v_1) + A_2(p_2 - p_0)$$

iv. per cui $S_{F_{0,est}} = S_{F_{e,est}}$

v. applicando il TEO-QDM su

$$S_{F_e} + \underline{S_{F_{e,est}}} - S_{F_0} - \underline{S_{F_{0,est}}} = S_{F_e} - S_{F_0} = S$$

▣ Prestazioni Adattate

Prop Fissate le condizioni d'ingresso, la pressione che massimizza la spinta nel divergente è quella che si ADATTA alla esterna.

$$p_e |_{S_{MAX}} = p_0$$



dim: i. fissati \dot{m} , u , condizioni d'ingresso

ii. la spinta è massima per

$$dS = 0$$

$$d(\dot{m}_e w_e + A_e(p_e - p_0) - \dot{m}_u) = 0$$

$$\dot{m}_e dw_e + A_e dp_e + dA_e (p_e - p_0) = 0$$

iii. per il I° principio

$$d h_e = \frac{1}{\rho_e} dp_e + d\left(\frac{1}{2} w_e^2\right) = 0 \Rightarrow dp_e = -\rho_e w_e dw_e$$

iv. sostituendo $\dot{m}_e = \rho_e A_e w_e$

$$\underline{(\rho_e A_e w_e) dw_e} + \underline{A_e (-\rho_e w_e dw_e)} + dA_e (p_e - p_0) = 0$$

$$\Rightarrow p_e = p_0$$

v. per vedere se è un massimo

$$\frac{d^2 S}{dp_e^2} = \frac{d}{dp_e} \left(\frac{dS}{dp_e} \right) = \frac{d}{dp_e} \left(\frac{dA_e}{dp_e} (p_e - p_0) \right) = \frac{d^2 A_e}{dp_e^2} (p_e - p_0) + \frac{dA_e}{dp_e}$$

vi. nel caso SUPERSONICO, $c \uparrow$, $p \downarrow$ se $A \uparrow \Rightarrow \frac{dA_e}{dp_e} < 0$ **MASSIMO**

► Rendimento Propulsivo

$$\eta_p = \frac{P_{SPINTA}}{P_{SPINTA} + \frac{1}{2} \dot{m}_e (w_e - u)^2} = \frac{P_{SPINTA}}{P_{CINETICA} + \frac{1}{2} \dot{m}_b u^2}$$

dim: i. $\eta_p = \frac{S \cdot u}{S \cdot u + \frac{1}{2} \dot{m}_e (w_e - u)^2} =$

$$= \frac{S \cdot u}{\dot{m}_e w_e \cdot u - \dot{m} u^2 + \frac{1}{2} \dot{m}_e w_e^2 - \dot{m}_e w_e u + \frac{1}{2} \dot{m}_e u^2}$$

$$= \frac{S \cdot u}{\left(\frac{1}{2} \dot{m}_e w_e^2 - \frac{1}{2} \dot{m} u^2\right) + \left(\frac{1}{2} \dot{m}_e u^2 - \frac{1}{2} \dot{m} u^2\right)}$$

$$= \frac{S u}{P_{CINETICA} + \frac{1}{2} \dot{m}_b u^2}$$

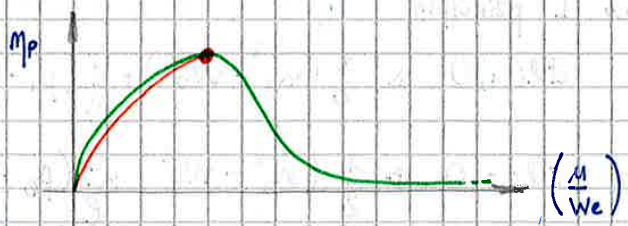
ii. interpretazione

ESOREATORE PURO
($\dot{m}_b = 0$)

ENDOREATORE PURO
($\dot{m} = 0$)

$$\eta_p = \frac{P_{SPINTA}}{P_{CINETICA}} = 2 \cdot \frac{\left(\frac{u}{w_e}\right)}{1 + \left(\frac{u}{w_e}\right)}$$

$$\eta_p = 2 \cdot \frac{\left(\frac{u}{w_e}\right)}{1 + \left(\frac{u}{w_e}\right)^2}$$



► Rendimento Globale

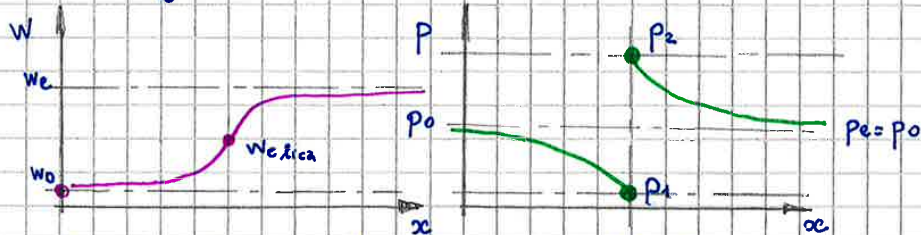
$$\eta_g = \frac{P_{SPINTA}}{\dot{m}_b H_i}$$

$$\eta_g = \eta_0 \eta_p$$

per ESOREATTORI

$$\Rightarrow \rho A w_1 (w_e - w_0) = \frac{1}{2} \rho A (w_e - w_0)(w_e + w_0)$$

$$w_1 = \frac{w_e + w_0}{2}$$



Def Le prestazioni di un'elica sono valutabili in base a questi parametri:

COEFFICIENTE di SPINTA

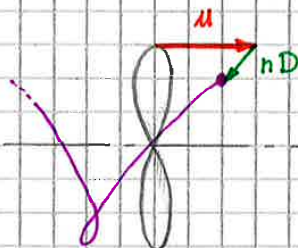
COEFFICIENTE di POTENZA

$$C_s = \frac{S_{ELICA}}{\frac{1}{2} \rho (nD)^2 D^2}$$

$$C_p = \frac{P_{ELICA}}{\frac{1}{2} \rho (nD)^3 D^2}$$

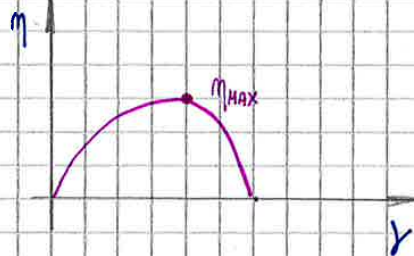
COEFFICIENTE di AVVIAMENTO

$$\gamma = \frac{u}{nD}$$



e quindi

$$\eta = \frac{P_{SPINTA}}{P_{ELICA}} = \left(\frac{S}{P} \right)_{ELICA}$$



● SPINTA (Lezione 4)

■ Dosatura

Def Si introducono due parametri adimensionali, quali:

$$\alpha = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_b} = \frac{\eta_b H_i}{c_p (T_3^\circ - T_2^\circ)} - 1$$

$$f = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}} = \frac{c_p (T_3^\circ - T_2^\circ)}{-c_p (T_3^\circ - T_2^\circ) + \eta_b H_i}$$

DOSATURA

DILUIZIONE

dim: i. $\dot{m} i_2^\circ + \dot{m}_b i_b^\circ = (\dot{m} + \dot{m}_b) i_3^\circ$

ii. Si approssima

$$i_b^\circ \sim \eta_b H_i$$

iii. $(\dot{m} + \dot{m}_b) i_3^\circ - \dot{m} i_2^\circ \sim (\dot{m} + \dot{m}_b) (i_3^\circ - i_2^\circ)$

iv. allora

$$\dot{m}_b \eta_b H_i = (\dot{m}_b + \dot{m}) c_p (T_3^\circ - T_2^\circ)$$

$$\eta_b H_i = (1 + \alpha) c_p (T_3^\circ - T_2^\circ)$$

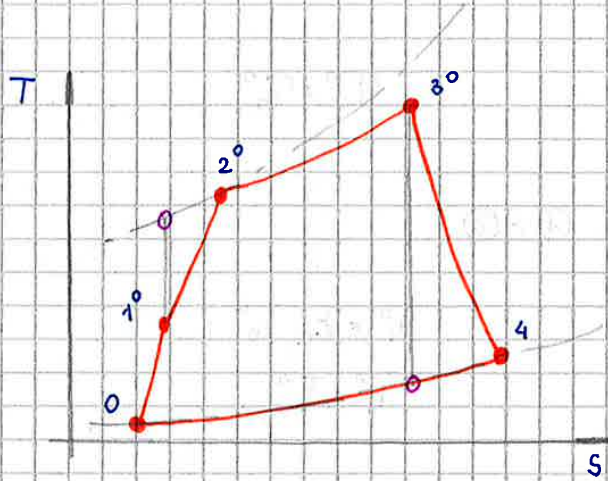
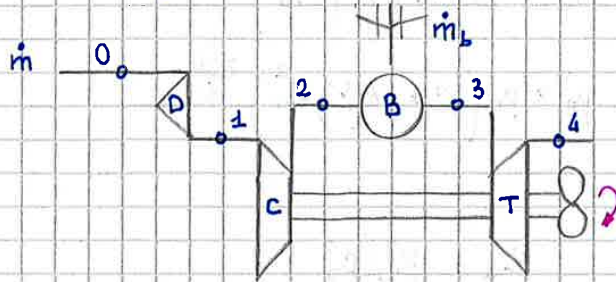
e si trova α

$$\Rightarrow f = \frac{1}{\alpha}$$

TURBOALBERO (Lezione 1)

Inizio

Def Un TURBOALBERO è una turbomotore che propelle il sistema collegando un Utilizzatore ad una Turbina.



► Combustore ② → ③

Ingresso

$$p_2^{\circ} = \beta_c p_1^{\circ}$$

$$T_2^{\circ} = T_1^{\circ} \left(1 + \frac{1}{\eta_c} (\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \right)$$

$$\alpha = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_b} = \frac{m_b H_i}{c_p (T_3^{\circ} - T_2^{\circ})} - 1$$

Uscita

T_3° nota

$$p_3^{\circ} = \epsilon_b p_2^{\circ}$$

► Turbina ③ → ④

Ingresso

T_3° nota

$$p_3^{\circ} = \epsilon_b p_2^{\circ}$$

Lavoro

$$\eta_t = \frac{l_t}{l_{t,is}} = \frac{c_p (T_3^{\circ} - T_4^{\circ})}{c_p (T_3^{\circ} - T_{4,is}^{\circ})}$$

Compressione

$$\beta_t = \epsilon_b \cdot \beta_c \cdot \epsilon_d \cdot \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_0^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Uscita

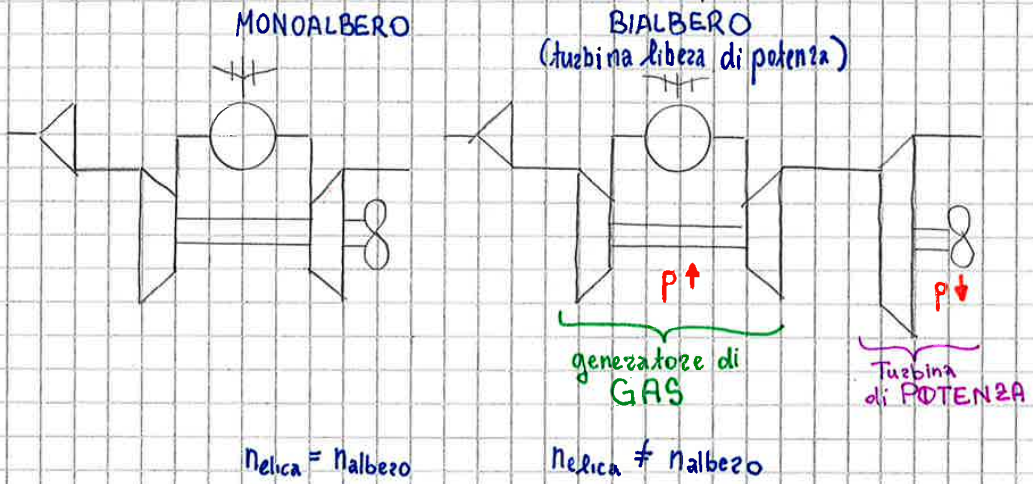
$$p_4 = p_3^{\circ} / \beta_t$$

$$T_{4,is} = T_3^{\circ} / \beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

TURBOALBERO (lezione 2)

Configurazioni

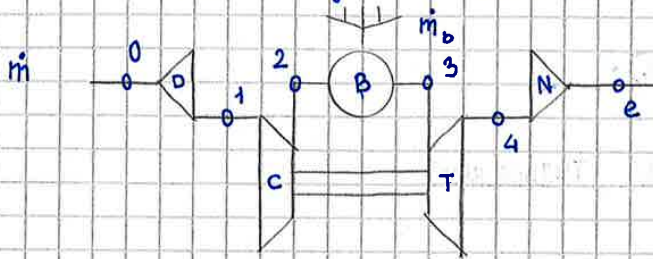
due configurazioni



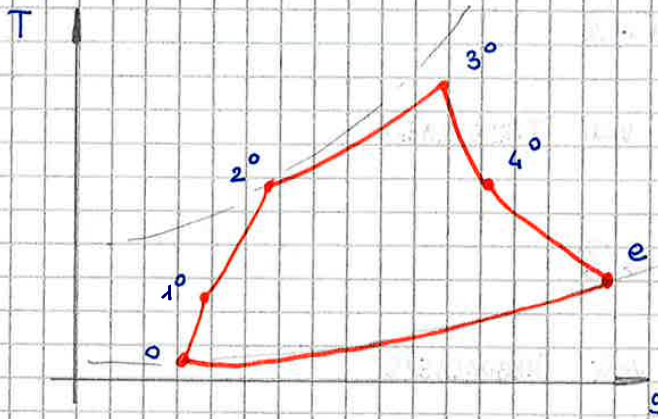
TURBOGETTO (Lezione 1)

Inizio

Def Un TURBOGETTO è un motore che propelle il sistema con l'inserimento di un ugello a valle della Turbina.



- o ugello : AUMENTA la pressione relativa interna
- o turbina : RALLENTA per assorbire potenza



▣ Prestazioni

► Spinta Specifica

Prop. A seconda dell'ugello, abbiamo due tipi diversi di spinta specifica.

$$i_{Ac} = w_t \left(\left(\frac{1+\alpha}{\alpha} \right) + \frac{1 - \frac{p_0}{p_t}}{\gamma' M_t^2} \right) - u \quad i_{AcD} = w_t \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} \right) - u$$

dim: caso CONVERGENTE

caso CONVERGENTE-DIVERGENTE

i. $i_{Ac} = \frac{S}{\dot{m}} = \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} \right) w_t - u + \frac{A_t p_t}{\dot{m}} \left(1 - \frac{p_0}{p_t} \right)$ i. $i_{AcD} = w_t \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} \right) - u + 0$

ii. il termine $\frac{A_t p_t}{\dot{m}} = \frac{A_t p_t}{A_t w_t \rho_t} =$

$$= \frac{1}{\left(\frac{w_t}{p_t \rho_t} \right) \cdot \gamma'} \cdot \frac{w_t}{w_t}$$

$$= \frac{1}{\gamma' M_t^2} w_t$$

iii. allora

$$i_{Ac} = w_t \left(\left(\frac{1+\alpha}{\alpha} \right) + \frac{1}{\gamma' M_t^2} \left(1 - \frac{p_0}{p_t} \right) \right) - u$$

Oss In ogni stazione del motore

o la STREAM-FORCE specifica

o la PRESSIONE relativa

o la VELOCITA'

$$i_{SF, i} = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}} w_i \left(1 + \frac{1}{\gamma_i M_i^2} \left(1 - \frac{p_0}{p_i} \right) \right)$$

$$\frac{p_0}{p_i} = \frac{p_0}{p_i^0} \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_i^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$w_i = M_i \sqrt{\gamma_i R_i T_i}$$

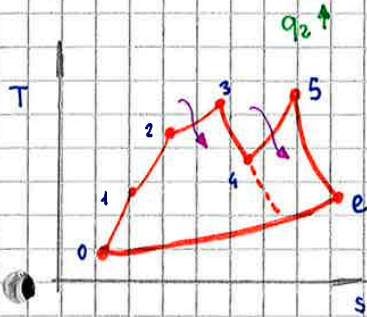
TURBOGETTO (Lezione 2)

▣ Aumento delle Prestazioni

metodi che aumentano \dot{m}

POST-COMBUSTIONE

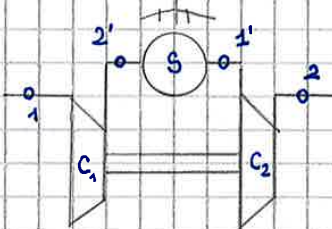
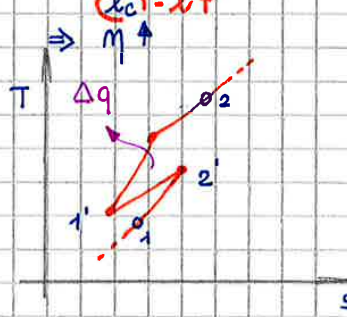
ri-riscaldare il fluido per aumentare \dot{m}



$i_A \uparrow$
 $q_s \uparrow$

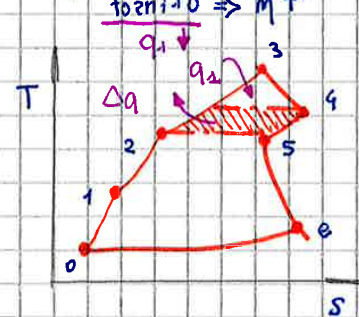
INTER-REFRIGERAZIONE

raffreddare nel compressore per abbassare \dot{m}



RIGENERAZIONE

usare il gas di scarico per abbassare il calore fornito $\Rightarrow \dot{m} \uparrow$



complicato

► Post-Combustione

Obs L'incremento di velocità dipende dalla Temperatura

$$\frac{W_{E, AFTB}}{W_E} = \frac{i_{A, AFTB}}{i_{A, J}} = \sqrt{\frac{T_5^0}{T_4^0}}$$

dim: $i_{A, J}$ a parità di altre condizioni

$$W_{A, J} = \sqrt{2c_p T_0^0 \left(1 - \frac{1}{\beta_N \frac{1}{\gamma}}\right)}$$

e $i_{A, J} = W_{A, J}$

TURBOELICA (Lezione 1)

Inizio

Def Un TURBOELICA è un turbomotore che propelle il sistema con Elica + Ugello.

