



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1511A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Nappo

MATERIA: Fondamenti di Macchine + Eserc. Prof.Poggio

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.**

FONDAMENTI DI MACCHINE

INDICE

1. Ripasso di Termodinamica 1
 - Fenomeno del controscoppo 4
2. Flusso di aeriformi nei condotti 8
 - Ugelli (effusori) 10
 - Ugelli convergenti-divergenti 15
3. Introduzione alle turbomacchine 17
 - Triangoli di velocità 22
 - Potenze e lavoro 23
4. Turbine 24
 - ad azione 28
 - a reazione 33
5. Turbocompressori 44
 - orientamento palette 48
 - instabilità 53
 - regolazione 56
6. Turbopompe 61
 - cavitazione 67
 - regolazione 70
7. Compressori volumetrici 73
 - alternativi "a stantuffo" 73
 - regolazione 78
 - funzionamento reale 84
 - rotativi 88
 - regolazione 92

8. Pompe volumetriche 95
 - regolazione 102
9. Impianti motori 105
 - impianti termoelettrici 108
 - impianti a vapore 112
 - metodi per incrementare il rendimento 116
 - rigenerazione 122
 - impianti Turbogas 127
 - metodi per incrementare il rendimento 133

ESERCIZI

1. Richiami di Termodinamica 0
2. Moto dei fluidi nei condotti 7
3. Turbine 13
4. Turbocompressori 19
5. Turbopompe 25
6. Compressori volumetrici 31
7. Impianti a vapore e Turbogas 38

• Evoluzioni politropiche

$$pV^m = \text{cost}$$

m: esponente politropico

$$\delta Q = c dT$$

c: calore specifico $\left[\frac{J}{kgK} \right]$

$$c = c_v \frac{m-k}{m-1}$$

$$m = \frac{c_p - c}{c_v - c}$$

NOME	EQUAZIONE	m	c
POLITROPICA	$pV^m = \text{cost}$	m	c
ISOBARA	$p = \text{cost}$	0	c_p
ISOCORA	$V = \text{cost}$	$\pm \infty$	c_v
ISOTERNA	$pV = \text{cost}$ (T=cost)	1	$\pm \infty$
ISOENTROPICA	$pV^k = \text{cost}$ (s=cost)	k	0

Eq. politropica + eq. gas ideali →

$$\frac{T}{p^{\frac{m-1}{m}}} = \text{cost}$$

$$TV^{m-1} = \text{cost}$$

LEGGE DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA:

I PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

Punto di vista SOSTANZIALE
 Approccio LAGRANGIANO
 Ip per SISTEMI CHIUSI

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

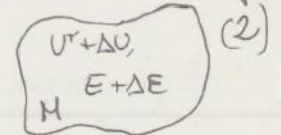
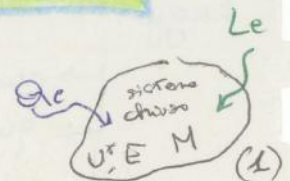
Approccio Lagrangiano: segue le singole particelle

$$\Delta E_{c,g,cf} = \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_{cf} = \text{Differenze di energie}$$

(cinetica + potenziali gravitazionali + potenziali dei campi centrifughi)
 = cambio posizione radiali

$$\Delta U^* = \Delta U + \Delta U_{ch} = \text{Differenze di energie}$$

(interna + dei legami chimici in sistemi reagenti)



Scambio di lavoro con l'esterno sulla parete deformabile fatto dalle forze ESTERNE

$$L_e = - \int_1^2 p dV + L_{W} + \Delta E_{c,g,cf}$$

$$Q_e = \Delta U^* + \int_1^2 p dV - L_{W}$$

es nei motori a combustione interne

$$L_e = Q_e = \frac{kJ}{kg}$$

UNITÀ DI MISURA

L_{W} = lavoro dovuto alle forze di stirito interne

$$\Delta U = c_v \Delta T$$

$$\Delta i = c_p \Delta T$$

unico gas non REAGENTE

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

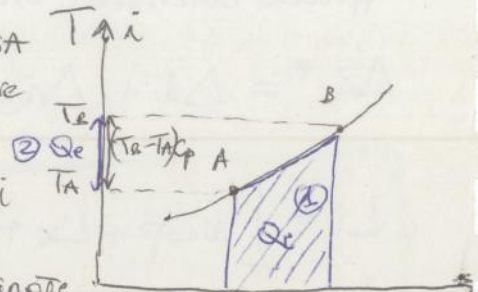
$L_i = 0$ se non si espande né comprime

$L_i = 0$ per hyp

$$Q_e = c_p (T_B - T_A) \text{ in riscaldamento isobaro}$$

$$Q = Q_e + L_w = \int_A^B T ds \quad \text{AREA SOTTESA A } \Gamma \text{ isobara}$$

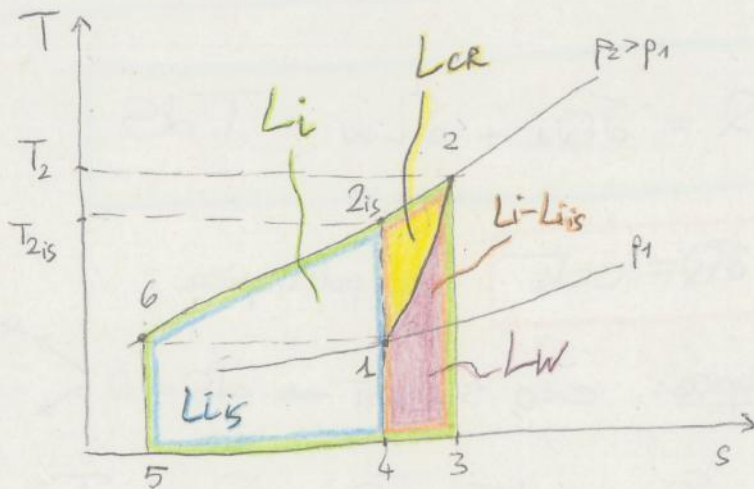
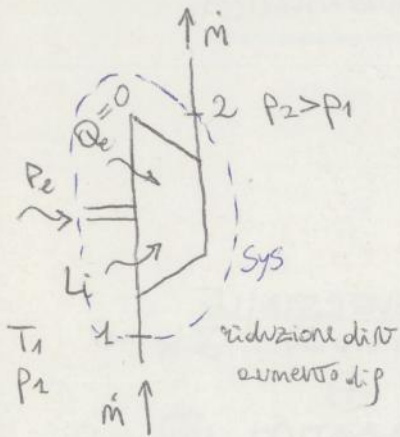
$$Q_e = c_p (T_B - T_A) = \int_A^B T ds = \Delta i$$



Leggiamo l'entalpia direttamente sull'asse delle ordinate a meno del fattore moltiplicativo c_p : $\Delta i \propto \Delta T$

NOTA. Q_e corrisponde all'area sottesa $\int_A^B T ds$, ma anche al segmento $(T_B - T_A) c_p (= \Delta i)$ sulle ordinate.

FENOMENO DEL CONTRORECUPERO | compressione



Compressione ideale = (adiabatica) reversibile = isentropica

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

$L_i = 0$ per hyp

$\Delta E_c \approx 0$

$\Delta E_g \approx 0$

$\Delta E_{cf} \approx 0$

$Q_e = 0$: Nelle realtà comprimendo si fa lavoro sul fluido che fa aumentare l'entalpia $i \Rightarrow$ emana calore, MA imponiamo che la macchina sia adiabatica

$$L_i - L_{is} = \text{AREA [42is23]} > L_w$$

$$\int_1^2 \frac{Q_c}{c} + L_w = \int_1^2 T ds = \text{AREA [4123]}$$

Lavoro di controrecupero: $L_{cr} = L_i - L_{is} - L_w = \text{AREA [12is2]}$

Significato fisico:

Gli attriti dovuti alla viscosità del fluido compiono un lavoro L_w che si trasforma in calore che fa spendere il gas CONTRO la compressione - L'espansione fa lavoro detto di CONTRORECUPERO.

Quando $L_{cr} = 0$? Quando il fluido scaldato non cambia la sua densità, cioè nei fluidi incompressibili - \rightarrow non si spende

RENDIMENTO ISENTROPICO DI COMPRESSIONE

$$\eta_{isc} = \frac{L_{is}}{L_i} = \frac{c_p(T_{2is} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} \quad \text{quanto vale } T_{2is} \text{ e } T_2?$$

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

$$\eta_{isc} = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]}$$

RAFFORTO DI COMPRESSIONE

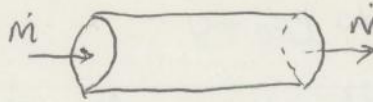
$$P_c = \frac{P_2}{P_1}$$

Il rendimento isentropico dipende da P_c .

$$L_i = \frac{L_{is}}{\eta_{isc}} = \frac{c_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}{\eta_{isc}}$$

2. FLUSSO DI AERIFORMI NEI CONDOTTI: UGELLI E DIFFUSORI

• TUBO o conduttura:



$$\underbrace{\Delta e}_{=0} + \underbrace{h_i}_{=0} = \Delta i + \Delta E_c + \underbrace{\Delta E_g}_{=0} + \underbrace{\Delta E_{cf}}_{=0}$$

ISOLATI PARETI RIGIDE AERIFORMI MOTO RETTILINEO

Caso ideale: no cadute di pressione

$$0 = \Delta i + \Delta E_c \quad v_{in} = v_{out}$$

• UGELLI o effusori:

$$0 = \Delta i \downarrow + \Delta E_c \uparrow \quad \text{fluido accelera}$$

Espondo il fluido per diminuire $\Delta i \Rightarrow$ aumento ΔE_c

• DIFFUSORI:

$$0 = \Delta i \uparrow + \Delta E_c \downarrow \quad \text{fluido rallenta}$$

Comprimi il gas che si scalda e aumenta $\Delta i \Rightarrow$ diminuisce ΔE_c

VELOCITÀ DEL SUONO

È la velocità con la quale si propagano le piccole perturbazioni all'interno del fluido.

Cost piccole de poter essere considerate reversibili $\Rightarrow S = \text{cost}$

$$c_s = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s}$$

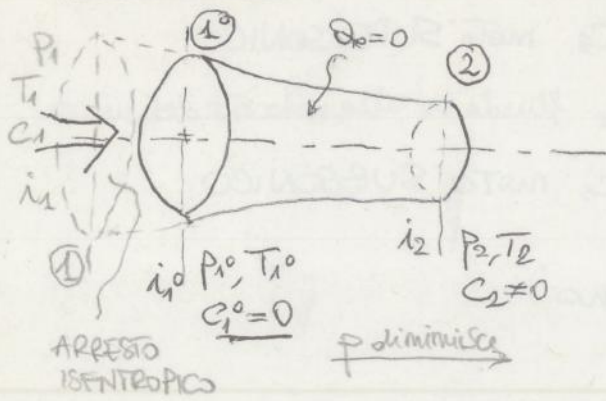
Nei gas perfetti con trasformazioni adiabatiche reversibili:

$$\begin{aligned} pV^k &= \text{cost} \\ \frac{p}{\rho^k} &= \text{cost} \end{aligned} \Rightarrow c_s = \sqrt{k \frac{p}{\rho}} = \sqrt{kRT}$$

$\frac{p}{\rho} = RT$

NOTA: a T diverse ci sono diverse c_s

EFFUSORE: condotto che espande il fluido per accelerarlo



Espansione isentropica $Lw=0$

$$0 = \Delta i + \Delta E_c = \Delta i^0 \Big|_1^2$$

$$0 = (i_2 - i_1^0) + \left(\frac{c_2^2}{2} - 0 \right) \Rightarrow \text{ricavo } c_2$$

$$c_2 = \sqrt{2(i_1^0 - i_2)} = \sqrt{2c_p(T_1^0 - T_2)}$$

dall'eq. dell'isentropica ricavo T_2 in funzione di T_1^0 :

$$\frac{T_2}{T_1^0} = \left(\frac{P_2}{P_1^0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \Rightarrow c_2 = \sqrt{2c_p T_1^0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}$$

Con l'eq. dei gas perfetti e la def. di c_p :

$$c_p T_1^0 = \frac{K}{K-1} R T_1^0, \quad R T_1^0 = p_1^0 v_1^0 \Rightarrow c_p T_1^0 = \frac{K}{K-1} p_1^0 v_1^0$$

• VELOCITÀ

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} p_1^0 v_1^0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}$$

NOTA - per aumentare il lavoro e la potenza dell'ugello bisogna aumentare T

• DIMENSIONE E FORMA

$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A = \text{cost} \Rightarrow d\dot{m} = 0 \quad (\text{moto stazionario})$$

$$A \uparrow \downarrow = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot c} \propto \frac{1}{\rho \downarrow c \uparrow}$$

Dipende dal tipo di moto,

quindi dal # di Mach: moto subsonico/supersonico.

se ρ diminuisce e aumenta c , A può aumentare o diminuire a seconda di chi "conta" di più. Come si stabilisce?

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

$$\rho c A \left[\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{d\rho}{\rho} \right] = 0 \Rightarrow \left[\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \right] \quad \text{CONDIZIONE DI MOTO STAZIONARIO (in un condotto)}$$

$$\text{inserendo nell'eq. } c_s = \sqrt{\frac{\gamma p}{\rho}} \Rightarrow \frac{\rho}{A} \left(\frac{dA}{d\rho} \right) = \frac{1}{c^2} - \frac{1}{c_s^2}$$

NOTA - $\frac{dA}{d\rho}$ cambia segno se $c > c_s$ oppure $c < c_s$.

$$\left. \begin{array}{l} u \\ 1^{\circ} \end{array} \right\} 0 = \Delta i + \Delta E_c \quad \dot{m} = A_u \rho_u C_u$$

espansione isentropica ($L_{tr}=0$): $\rho_u = \rho_1 \left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)^{\frac{1}{k}}$

$$C_u = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1^{\circ} v_1^{\circ} \left[1 - \left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$\dot{m} = A_u \rho_1^{\circ} \left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1^{\circ} v_1^{\circ} \left[1 - \left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$\dot{m} = A_u \frac{P_1^{\circ}}{\sqrt{P_1^{\circ} v_1^{\circ}}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

$$\dot{m} = \underbrace{A_u}_{\text{GEOMETRIA}} \underbrace{\frac{P_1^{\circ}}{\sqrt{RT_1^{\circ}}}}_{\text{GRANDEZZE DI MONTE}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = A_u \frac{P_1^{\circ}}{\sqrt{RT_1^{\circ}}} f(k) \underbrace{\left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)}_{\text{RAPPORTO DI ESPANSIONE dell'ugello}} \underbrace{\left(\frac{P_u}{P_1^{\circ}} \right)}_{\text{GAS}}$$

Condizioni di CRITICITÀ DELL'UGELLO: $C_u = C_s$

$$C_u = \sqrt{2c_p(T_1^{\circ} - T_u)} = \sqrt{kRT_u} = C_s$$

$$2 \frac{k}{k-1} (T_1^{\circ} - T_u) = kRT_u \rightarrow 2T_1^{\circ} - 2T_u = (k-1)T_u$$

$$2T_1^{\circ} = (2+k-1)T_u = (k+1)T_u$$

$$\frac{T_{u,cr}}{T_1^{\circ}} = \frac{2}{k+1}$$

con $\frac{C_u = C_s}{\text{CRITICITÀ}}$

$T_{u,cr}$: TEMPERATURA CRITICA

$$\frac{P_{u,cr}}{P_1^{\circ}} = \left(\frac{T_{u,cr}}{T_1^{\circ}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = f(k)$$

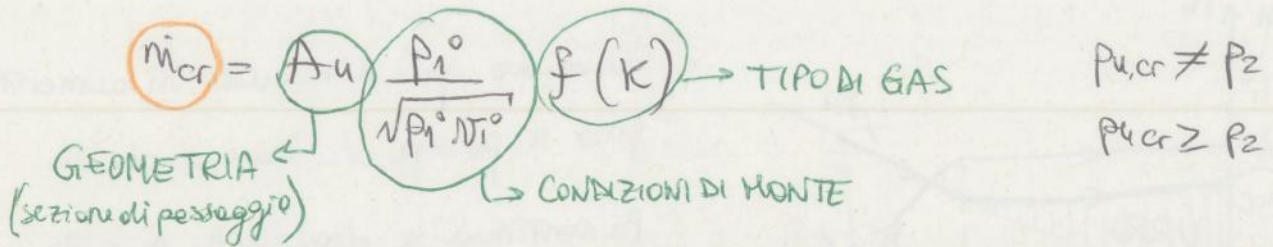
$P_{u,cr}$: PRESSIONE CRITICA

$$\rho_{u,cr} = \frac{P_{u,cr}}{RT_{u,cr}}$$

$\rho_{u,cr}$: DENSITÀ CRITICA

$$\dot{m}_{cr} = A u \frac{P_1^0}{P_1^0 \sqrt{T_1^0}} \left[\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{\frac{2}{k+1}} \right] \sqrt{k(P_1^0 \sqrt{T_1^0}) \left(\frac{2}{k+1}\right)}$$

$$\dot{m}_{cr} = A u \frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0 T_1^0}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2k}{k-1} - 1}} = A u \frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0 T_1^0}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$



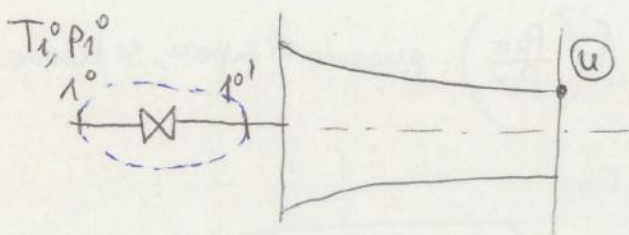
NOTA - Raggiunte le condizioni critiche dell'ugello, la portata dipende solo dalle condizioni di monte, non più dal rapporto delle pressioni!

VALVOLA IN CONDIZIONI STAZIONARIE

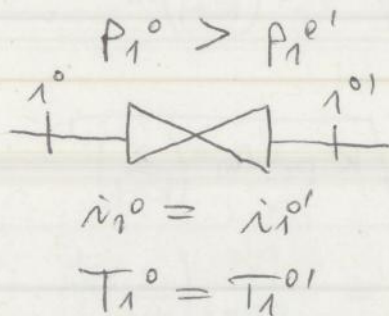
$$\left. \begin{matrix} 1^0 \\ 1^0 \end{matrix} \right\} \begin{matrix} \Delta e + \Delta i = \Delta i + \Delta e_c + \Delta e_g + \Delta e_f \\ \underbrace{\hspace{2cm}}_{=0 \text{ ISOLATA}} \quad \underbrace{\hspace{2cm}}_{=0 \text{ FERMA}} \quad \underbrace{\hspace{2cm}}_{=0 \text{ GAS}} \quad \underbrace{\hspace{2cm}}_{=0} \end{matrix}$$

LAMINAZIONE ISENTALPICA $\Delta i = 0 \Rightarrow i = \text{cost}$

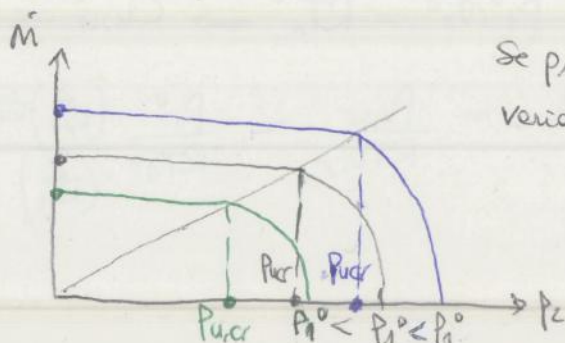
Scopo della valvola: abbassare la pressione



② Nei gas perfetti
 $\Delta i = 0 \Rightarrow \Delta T = 0$
 $\Delta i = c_p (T_1^0 - T_1^0) = 0$
 $\Rightarrow T = \text{cost}$



$$\frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0 T_1^0}} = \frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0 T_1^0}} = \frac{P_1^0}{\text{cost}}$$



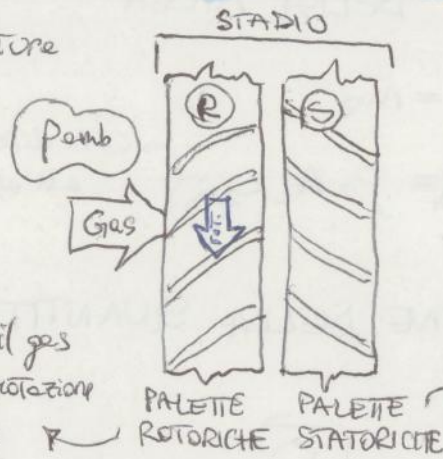
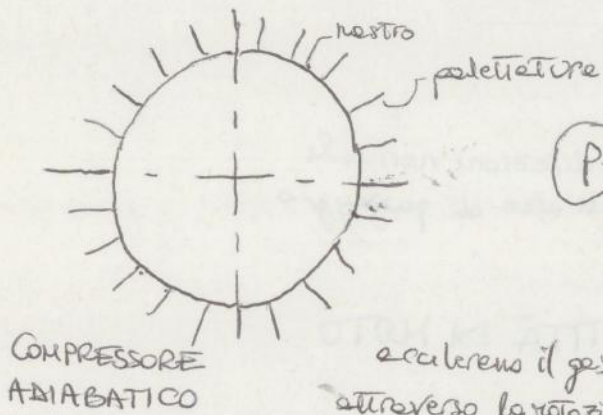
Se P_1^0 aumenta/diminuisce anche $P_{u,cr}$ e \dot{m}

STRUTTURA DI UNA TURBOMACCHINA

- PALETTATURA ROTANTE: il transito del fluido sulle palette produce lavoro che fa funzionare la turbomacchine.
- PALETTATURA FISSA: seconde palette fissate allo statore.

A seconda della sequenza delle palette fisse e rotanti si costruiscono macchine motrici o operatrici.

TURBO MACCHINA OPERATRICE: TURBOCOMPRESSORE



Spesso per raggiungere le pressioni volute si montano più stadi e cascate.

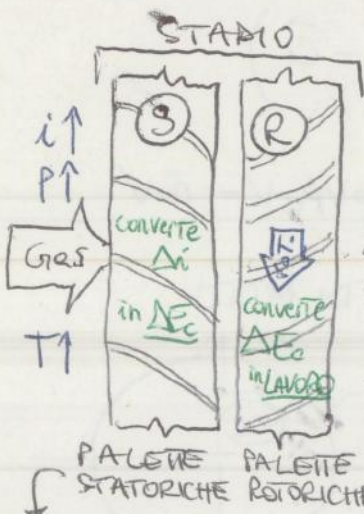
accelerano il gas attraverso la rotazione dell'albero

raffermano il gas aumentando $p \Rightarrow \rho$: realizzano condotti che funzionano come DIFFUSORI (compressione)

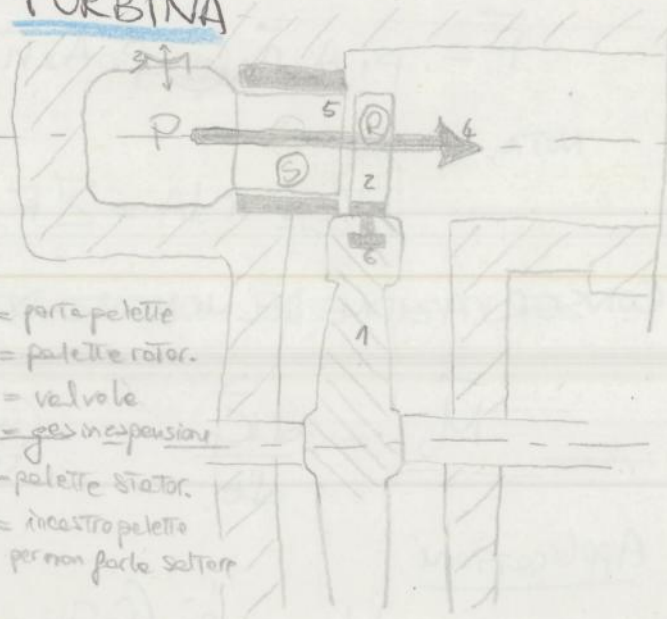
COMPRESSORE ADIABATICO

NOTA - I diffusori sullo statore non scambiano lavoro, mentre sul rotore c'è scambio di lavoro.

TURBO MACCHINA MOTRICE: TURBINA



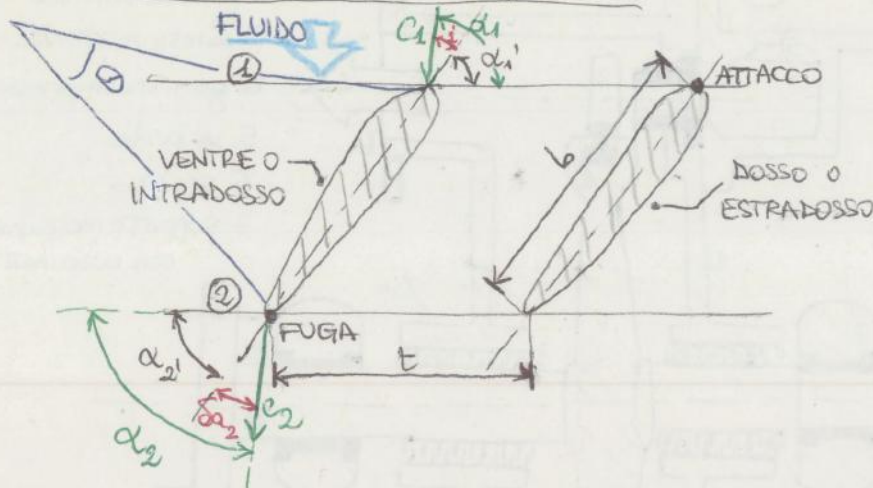
- Si usano più stadi per produrre la potenza richiesta.
- Turbine $\approx 500^\circ C$ se la supera si dilata
- Un alternatore a 50 Hz gira a 3000 rpm



accelerare il gas senza compiere lavoro ma con alte Δi iniziali
EFFUSORE

converte velocità fluido in potenza meccanica su albero delle ruote compiendo lavoro e aumentando Δi

NOMENCLATURA DELLE PALETTE



PARAMETRI COSTRUTTIVI:

t, b : passo, corde delle schiere di palette

$\sigma = \frac{b}{t}$: solidità delle schiere di palette

α_1', α_2' : angoli costruttivi di attacco, fuga del profilo

$\theta = \alpha_1' - \alpha_2'$: angolo di incrocamento del profilo

PARAMETRI CINEMATICI:

c_1, c_2 : velocità del fluido in ingresso, uscite della palette

α_1, α_2 : angoli cinematici di ingresso/uscita (variano con la portata)

$\tilde{\alpha} = \alpha_1 - \alpha_1'$: angolo di incidenza del profilo

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

$E = \alpha_1 - \alpha_2$: angolo di deflessione delle vene fluide nelle palette

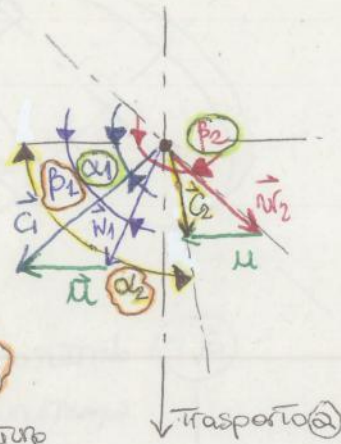
↳ E indica quanto il flusso del fluido è deviato nelle palette

TRIANGOLI DI VELOCITÀ

- Velocità assolute c : misurate rispetto a un OSSERVATORE FISSO (collegato alle palette fisse)
- Velocità relative w : misurate rispetto a un OSSERVATORE MOBILE (= SOLIDALE alle giranti, attaccato alle palette rotanti)
- Velocità tangenziali u : periferica dove $u = \omega r$

TRIANGOLI DI VELOCITÀ

- Più grande è il raggio o più è veloce ω , lavoro (u) maggiore è il modulo di $u = \omega r$



- Con r fissato se cambia ω cambiano gli angoli β_1, β_2 scelti a seconda delle palettature rotoriale \Rightarrow sono angoli **CINEMATICI**

- α_1 lo scelgo tale che $\alpha_1 \equiv \alpha_1'$
- β_2 è scelto a seconda del tipo di costruzioni a cucchiaio delle pale (in questo caso simmetriche)

- α_1, β_2 variano con la forma delle palettature statorica \Rightarrow sono angoli **CONSTRUTTIVI**
- ↳ non dipendono da u , quindi dalle velocità di rotazione del rotore

LAVORO INTERNO

↳ come si calcola il lavoro interno in uno stadio di turbomacchine

TEOREMA DELLA VARIAZIONE DELLA QUANTITÀ DI MOTO

Si studia un volume di fluido subito dopo essere passato dalle pale

- Conservazione del momento delle quantità di moto:

$$M_a = \frac{d\vec{K}}{dt}$$

- Conservazione delle masse in moto stazionario:

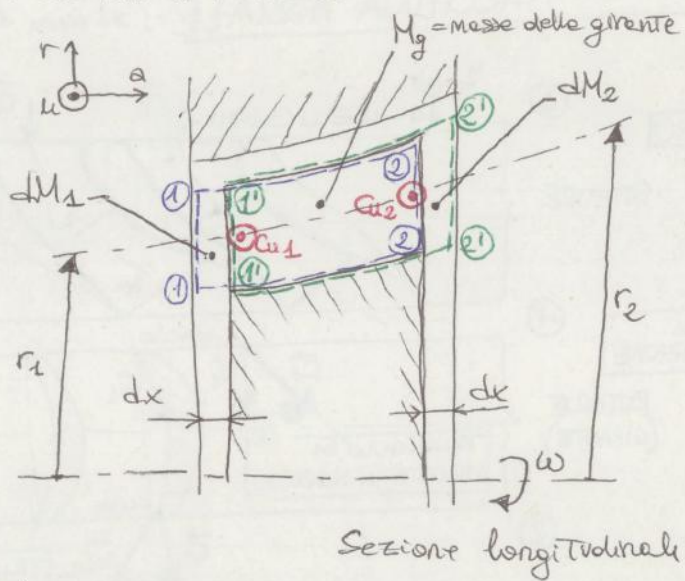
$$M(t) = M(t+dt) \Rightarrow dM_1 + M_g = M_g + dM_2$$

$$\Rightarrow dM_1 - dM_2 = dM$$

$$d\vec{K} = dM_2 c_{u2} \cdot r_2 - dM_1 c_{u1} \cdot r_1 = dM (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1)$$

Coppia generata dalle pale sul fluido (coppie lavoro sul fluido)

$$C_{p>f} = M_a = \frac{d\vec{K}}{dt} = \frac{dM}{dt} (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1) = \dot{m} (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1)$$



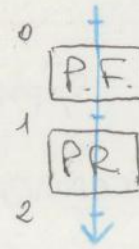
SISTEMI DI RIFERIMENTO per le velocità

G) SISTEMA FISSO

$$-Li = \Delta i|_1^2 + \Delta E_c|_1^2 = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$$

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

Notazioni: G) = girante; PF = palette fissi
PR = palette rotante



- * $Q_c = 0$ adiabatico
- * $\Delta E_g \cong 0$ gas
- * $Li \neq 0$: vedo G ruotare
- * $\Delta E_{cf} = 0$

G) SISTEMA ROTANTE

$$0 = \Delta i|_1^2 + \Delta E_c|_1^2 + \Delta E_{cf}$$

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

↳ Sostituendo nelle eq. del SRF si
(*) ritrovo la relazione delle turbomacchine

- * $Li = 0$: SRF non vede scambiare lavoro perché sembra fermo

* $Q_c = 0$ adiabatico

$$* E_{cf} = -\frac{u^2}{2}$$

I_p totale: $-Li = \Delta i|_0^2 + \Delta E_c|_0^2 + \Delta E_{cf}|_0^2$

$$* E_c = \frac{v^2}{2}$$

$$-Li = i_2 - i_0 + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$$

= 0 perché vedo il fluido a $\vec{v} = \vec{c}$ assoluta

$$Li = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - i_2 - \frac{c_2^2}{2} = i_0^0 - i_2 - \frac{c_2^2}{2}$$

$$i_0^0 = i_0 + \left(\frac{c_0^2}{2}\right) \text{ velocità in ingresso alle palette}$$

4. TURBINE - MACCHINE MOTRICI

La Turbina è una turbomacchina motrice con palette fissi e rotanti, che

lavora con un fluido

- gas, eq. dei gas ideali: TURBINA A GAS
- vapore, diagramma di Mollier: TURBINA A MOTORE
- acqua: TURBINA IDRAULICA

Si dividono in turbine

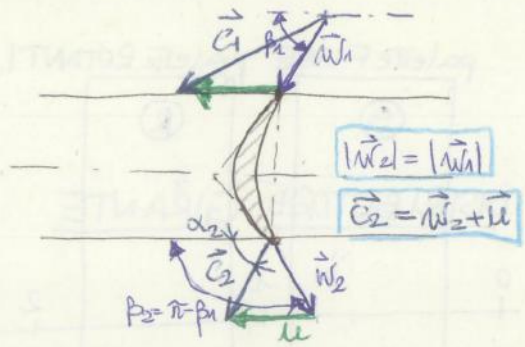
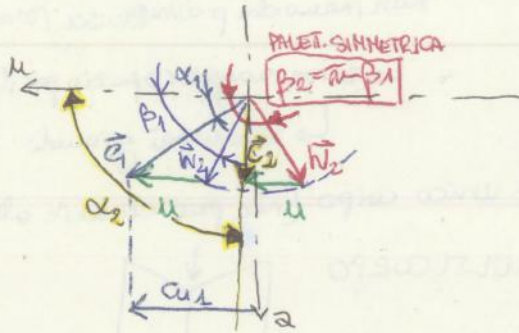
- MONOSTADIO (→ turbine idrauliche)
- MULTISTADIO (per evitare i_2 troppo basse e c_2 troppo alte)

CASO PARTICOLARE: PALETTATURA SIMMETRICA

Distributore
sist. FISSO) $0 = \Delta i \Big|_0^1 + \Delta E_c$

$$C_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1)}$$

TRIANGOLO DI VELOCITÀ



- α_1 dipende dalle forme delle palette (costruzione) \hookrightarrow Tracce $C_1 = f(\alpha_1)$
- Sommando il contributo di u a C_1 si ottiene $\vec{w}_1 = \vec{C}_1 - \vec{u}$
- Come è una macchina assiale IDEALE CASO IDEALE $|\vec{w}_2| = |\vec{w}_1|$, quindi \vec{w}_2 arriva sull'arco di circonferenze di \vec{w}_1

Distributore + Girante
sist. FISSO)

$$-L_i = \Delta i \Big|_0^2 + \Delta E_c \Big|_0^2$$

$$L_i = \left(i_0 + \frac{C_1^2}{2}\right) - \left(i_2 + \frac{C_2^2}{2}\right) = i_0 - i_2 - \frac{C_2^2}{2}$$

NOTA - Per macchine MOTORI $L_i > 0$ e sotto dal fluido \equiv esterno sulla palette \equiv esterno

Anche se siamo nel caso ideale esiste una

PERDITA PER ENERGIA CINETICA DI SCARICO

PERDITA dovuta alle velocità in uscita del fluido.

Se C_2 fosse nullo il fluido non potrebbe uscire dalla macchina: quando il fluido entra con alta C_1 , viene assorbita tutta la potenza cinetica possibile per poi scaricarlo con velocità C_2 .

Trigonometric

$$L_i = C_{u1} u_1 - C_{u2} u_2 = u (C_{u1} - C_{u2}) = u (C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2)$$

ASSIALE

OSSERVAZIONE

Per calcolare C_{u1}, C_{u2} bisogna prima costruire i triangoli di velocità perché sono parametri cinematici che cambiano con il funzionamento. L'espressione del lavoro è valida ma difficile da utilizzare: si deve arrivare ad avere solo parametri costruttivi, quindi si deve sostituire C_2 che varia con u .

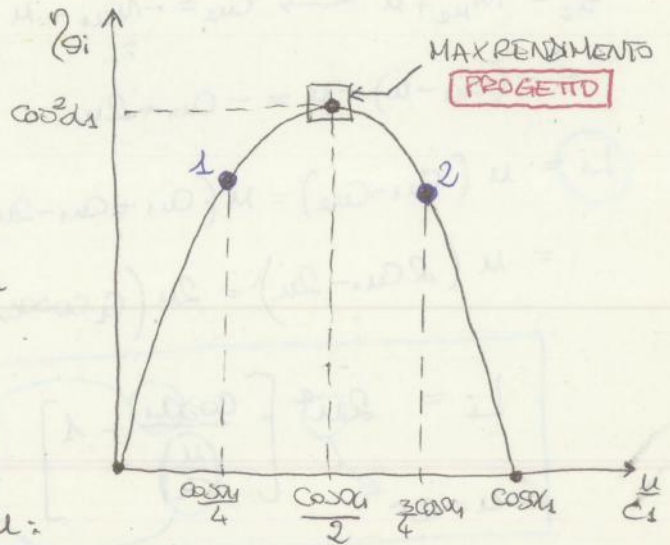
TURBINA AD AZIONE (STABO) ASSIALE - Funz. IDEALE

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

$$\eta_{\theta i} = 4 \left(\frac{u}{c_1} \right) \left[\cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1} \right) \right]$$

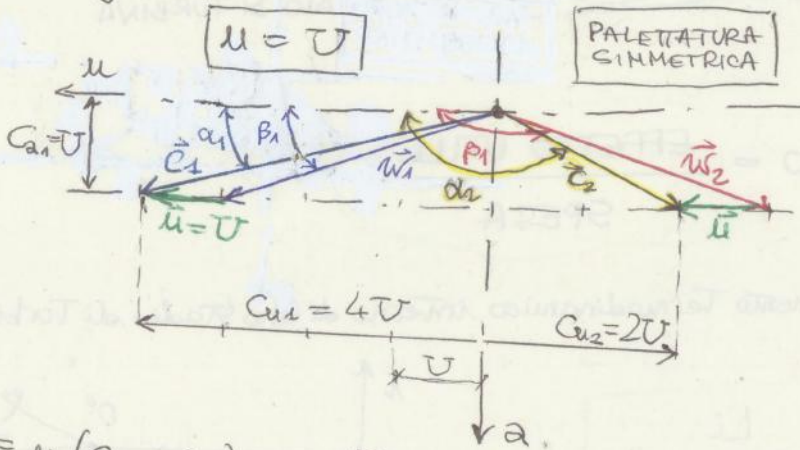
$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{L_{lim}} = \frac{L_i}{\frac{c_1^2}{2}} \Rightarrow L_{i max} = 2u^2$$

$$L_i = u(c_{u1} - c_{u2})$$



Studio dei triangoli di velocità al variare di u :

• Caso 1)
 $u = U$



punto sul grafico $\eta_{\theta i} \left(\frac{u}{c_1} \right)$

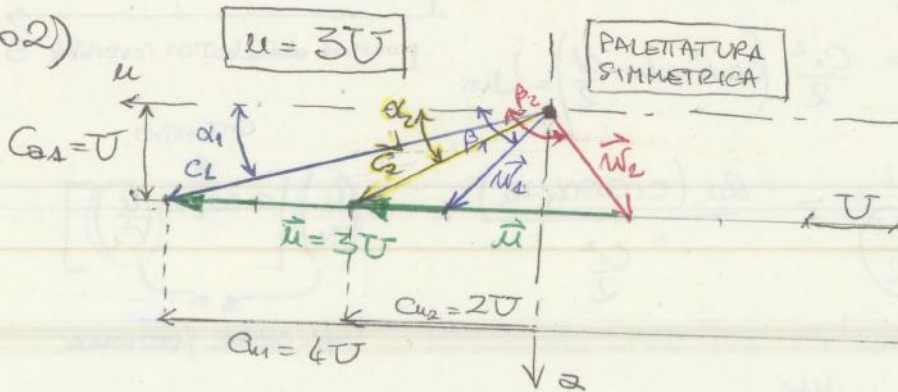
* $u = U$:
 $\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{4}$

$$L_i = u(c_{u1} - c_{u2}) = U(4U - 2U) = 6U^2 = 2u^2 \left[\frac{\cos \alpha_1}{\frac{u}{c_1}} - 1 \right]$$

$$\Rightarrow \frac{u}{c_1} = \frac{1}{4} \cos \alpha_1 \rightarrow \text{punto ①}$$

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{4}$$

• Caso 2)



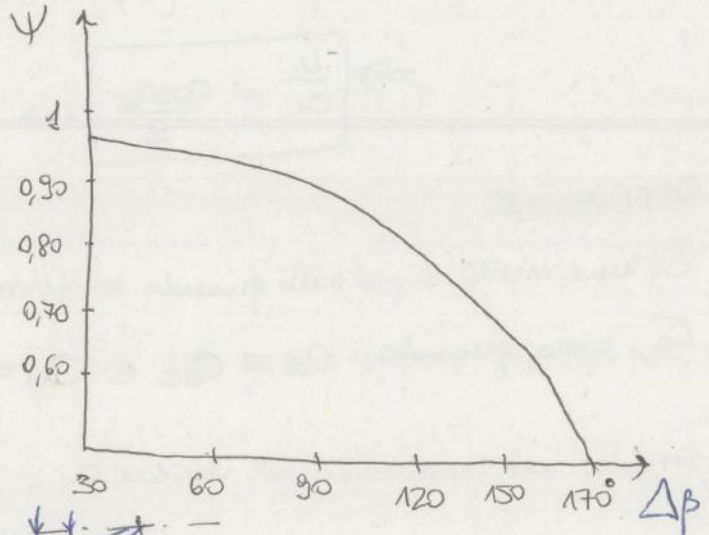
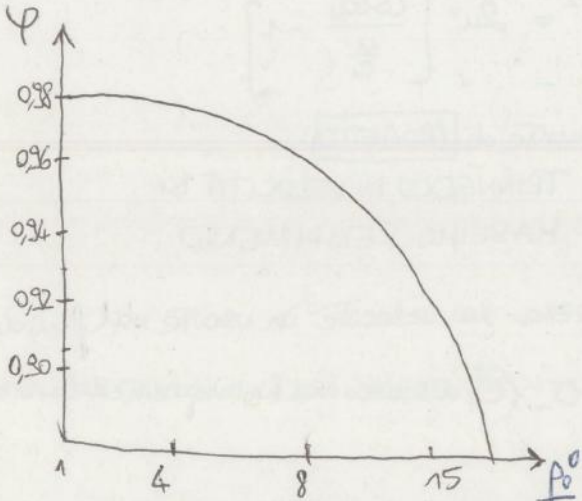
* $u = U$:
 $\frac{u}{c_1} = \frac{3 \cos \alpha_1}{4}$

$$L_i = u(c_{u1} - c_{u2}) = 3U(4U - 2U) = 6U^2 = 2u^2 \left[\frac{\cos \alpha_1}{\frac{u}{c_1}} - 1 \right]$$

Il lavoro non cambia, ma

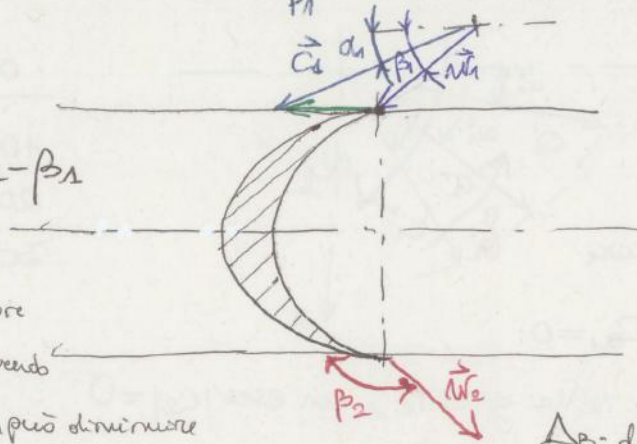
$$\frac{u}{c_1} = \frac{3}{4} \cos \alpha_1 \rightarrow \text{punto ②}$$

	Coefficiente	definizioni	parametri
PALETTATURA ROTANTE	Ψ	$\Psi = \frac{w_2}{w_{2,15}}$ $w_2 = \Psi w_{2,15}$	<ul style="list-style-type: none"> - scabrezza superficiali attorne - numero di Reynolds - sviluppo palette - <u>DEFLESSIONE</u> $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$

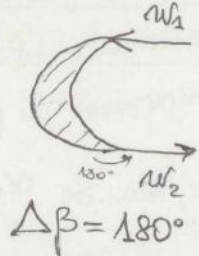


Deflessioni:

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



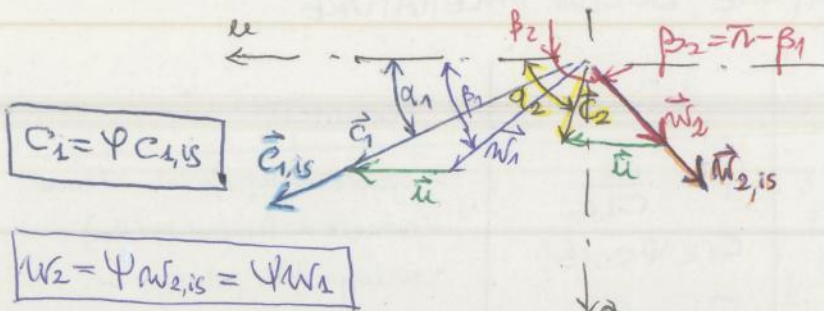
Caso limite:



Più è grande, minore è c_1 anche diminuendo α_1 - Poiché α_1 non può diminuire oltre un certo limite si mettono più stadi.

$\Delta\beta$: deflessione delle vene fluide è l'angolo che misura la differenza tra gli angoli ingresso e in uscita delle velocità del fluido

STADIO TURBINA AD AZIONE ASSIALE - Funz. REALE



PALETTATURA SIMMETRICA

NOTA: $\begin{cases} c_1 < c_{1,15} \\ w_2 < w_{2,15} \\ |\vec{w}_1| = |\vec{w}_{2,15}| \end{cases}$

$$c_1 = \Psi c_{1,15}$$

$$w_2 = \Psi w_{2,15} = \Psi w_1$$

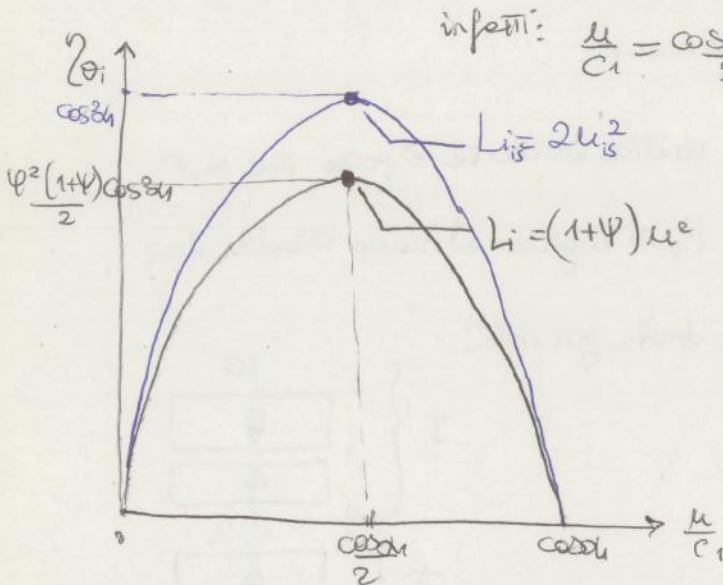
REALE $L_i = \underbrace{(1+\psi)}_{<2} u^2 \left[\underbrace{\frac{\cos\alpha_1}{\left(\frac{u}{C_1}\right)} - 1}_{C_1 < C_{1,IS}} \right] < \text{IDEALE}$ $L_{i,IS} = 2u^2 \left[\frac{\cos\alpha_1}{\left(\frac{u}{C_{1S}}\right)} - 1 \right]$

$L_i < L_{i,IS}$: nel caso reale si produce meno lavoro per effetto delle perdite

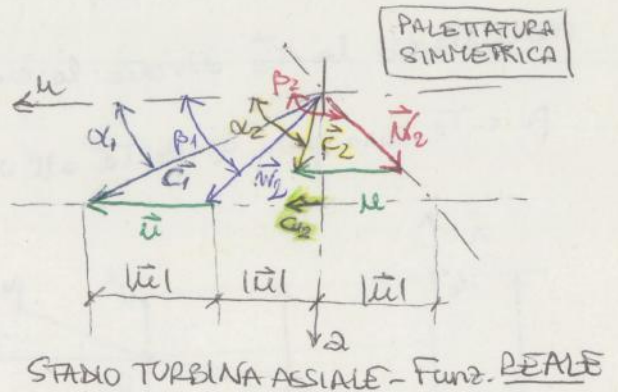
$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{L_{i,lm}} = \frac{(1+\psi) u [C_1 \cos\alpha_1 - u]}{\frac{C_1^2}{2\psi^2}}$

REALE $\eta_{\theta i} = \underbrace{2\psi^2(1+\psi)}_{<4} \left(\frac{u}{C_1}\right) \left[\cos\alpha_1 - \left(\frac{u}{C_1}\right)\right] < \text{IDEALE}$ $\eta_{\theta i,IS} = 4\left(\frac{u}{C_1}\right) \left[\cos\alpha_1 - \frac{u}{C_1}\right]$

$\eta_{\theta i} < \eta_{\theta i,IS}$ in realtà sarebbe $\frac{u_{IS}}{C_{1IS}}$, ma una volta stabilite $\frac{u}{C_1}$ (es. = 0,5) la differenza è $4 \rightarrow 2\psi^2(1+\psi)$ perché se invece C_{1S} viene u_{IS}



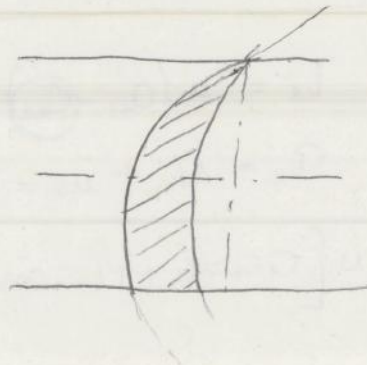
infatti: $\frac{u}{C_1} = \frac{\cos\alpha_1}{2} \rightarrow u = C_1 \frac{\cos\alpha_1}{2}$
 $u_{IS} = C_{1IS} \frac{\cos\alpha_1}{2}$ } $\psi = \frac{u}{u_{IS}} = \frac{C_1}{C_{1S}} = \frac{C_1}{\psi C_{1S}}$

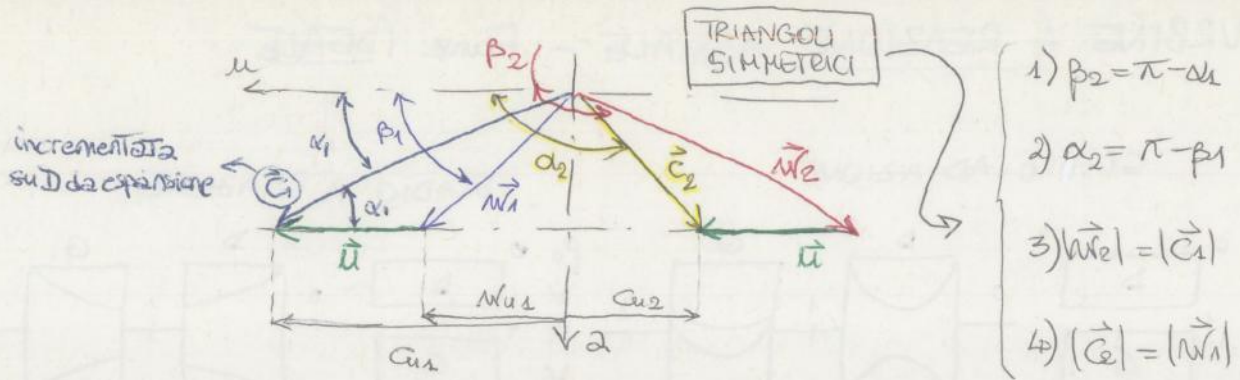


Se consideriamo la condizione di massimo rendimento con $u = 2V$ si nota che $\vec{C}_2 \neq \vec{C}_{a2}$ e $\vec{C}_{u2} \neq 0$. (\vec{C}_2 non solo assiale) \Rightarrow

N.B. Per raggiungere il massimo rendimento deve montare una paletteatura asimmetrica.

Esempio di paletteatura asimmetrica \rightarrow





$$-C_2 \cos \alpha_2 = -C_2 = N_{A1} = C_1 - u = C_1 \cos \alpha_1 - u$$

$$N_1^2 = C_1^2 + u^2 - 2u C_1 \cos \alpha_1 \stackrel{3}{=} N_2^2 + u^2 - 2u C_1 \cos \alpha_1$$

$$N_2^2 - N_1^2 = 2u C_1 \cos \alpha_1 - u^2 = u(2C_1 \cos \alpha_1 - u)$$

$$L_i = u(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_1 - u) = u(2C_1 \cos \alpha_1 - u)$$

REAZIONE IDEALE

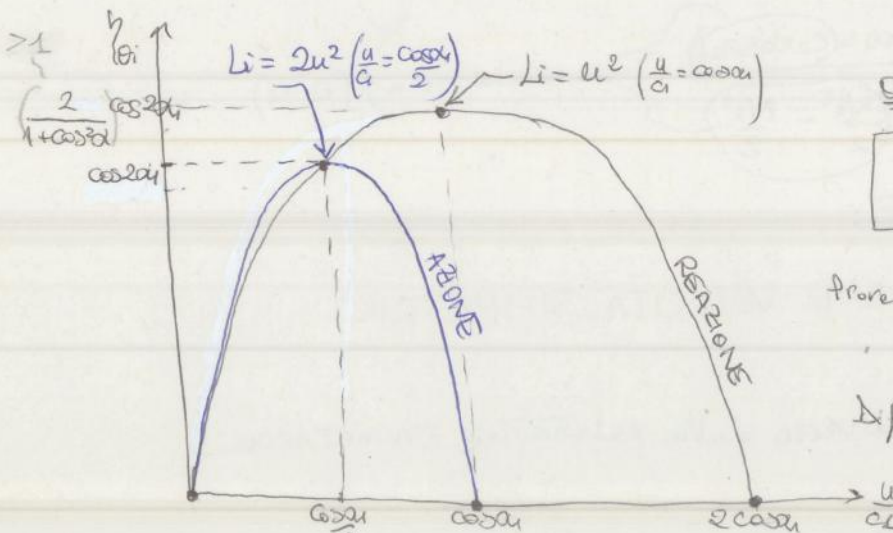
$$L_i = u^2 \left(\frac{2 \cos \alpha_1 - 1}{\left(\frac{u}{C_1}\right)} \right)$$

$$\eta_{\theta_i} = 2 \cdot \frac{u(2C_1 \cos \alpha_1 - u)}{C_1^2 + u(2C_1 \cos \alpha_1 - u)}$$

$$\eta_{\theta_i} = 2 \frac{\left[2 \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{C_1}\right)\right] \left(\frac{u}{C_1}\right)}{4 + \left[2 \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{C_1}\right)\right] \left(\frac{u}{C_1}\right)}$$

→ forme quadratiche con un massimo centrale, ma non è parabola

Zeri: $\frac{u}{C_1} = 0$, $\frac{u}{C_1} = 2 \cos \alpha_1$; Max: $\frac{u}{C_1} = \cos \alpha_1 \Rightarrow \eta_{\theta_i \max} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos \alpha_1}$



OSS (EVIDENTE):

$$\eta_{REAZ} > \eta_{AZ}$$

Prove. A parte di C_1, α_1 si ha $1 + \cos \alpha_1 > 2$

Difficile stabilire quale lavoro sia meglio

$$L_i, \text{lim} \approx \frac{c_1^2}{2\psi^2} + \frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2}$$

$c_1 \cos \alpha_1 - u$

Funz. reale
Triangoli simmetrici

$$L_i = u(c_{w1} - c_{w2}) = u(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)$$

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

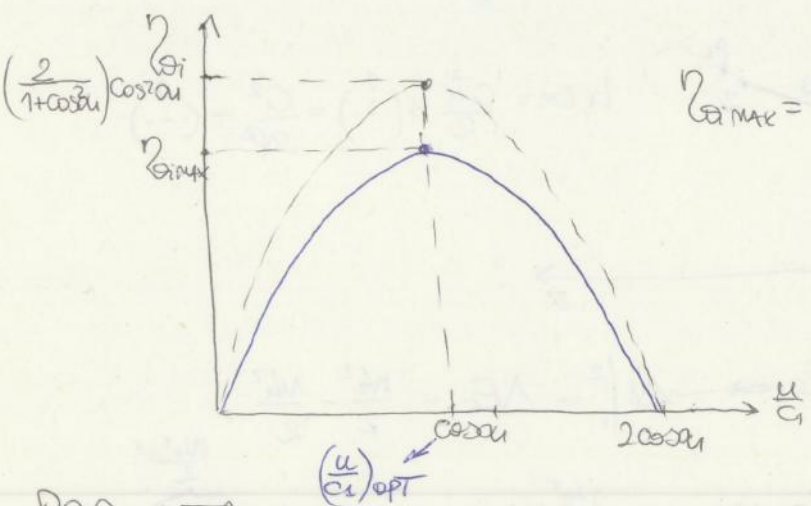
$$\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2 = w_2^2 \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) + w_2^2 - w_1^2 = w_2^2 \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) + u(2c_1 \cos \alpha_1 - u) =$$

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

Trigonometrie

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

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



$$\eta_{oi \max} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{\left(\frac{1}{\psi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1 \right) + \cos^2 \alpha_1}$$

($> 1 + > 1 - 1$) > 1

$$\eta_{oi \max} = \left(\frac{2}{> 1 + \cos^2 \alpha_1} \right) \cdot \cos^2 \alpha_1$$

PORTATA

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot A_1 \cdot (c_{w1}) = \rho_1 \cdot A_1 \cdot c_{w1}$$

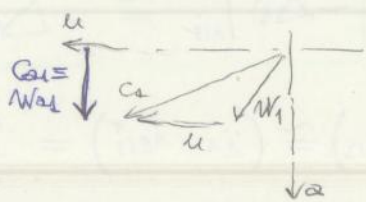
componente di trasporto

$\dot{m} = \rho \int \pi dm$ \rightarrow altezze palette
 COEFFICIENTI SOLIDITÀ DELLA PALETTA \rightarrow diametro medio

POTENZA

$$P_i = \dot{m} L_i = \dot{m} \eta_{oi} \Delta h_{is}$$

$$L_i = \eta_{oi} (i_{10} - i_{25})$$



La potenza sviluppata varia con le diverse costruzioni delle turbine, ossia con η_{oi} .

$$P_i = \dot{m} L_i, \quad L_i = \eta_{oi} \cdot L_{i,lim} = \eta_{oi} \cdot \Delta i_{is} \rightarrow \text{SALTO ISENTROPICO DISPONIBILE}$$

$$P_i = \dot{m} \eta_{oi} \Delta i_{is}$$

Funz. IDEALE	STADIO DI TURBINA AD AZIONE PALETTAT. SIMMETRICA	STADIO DI TURBINA A REAZIONE TRIANGOLI SIMMETRICI
rapporto caratteristico ottimale $(u/c_1)_{opt}$ con $\eta_{oi,max}$	$\frac{\cos \alpha_1}{2} <$	$\cos \alpha_1$
grado di reazione Termodinamico cinematico	$X = R = 0$	$X = R = 1$
$\eta_{oi,max}$	$\cos^2 \alpha_1 <$	$\left(\frac{2}{1 + \cos^2 \alpha_1} \right) \cos^2 \alpha_1$
$L_{i,opt}$	$2u^2 >$	u^2

NOTA - A parità di numero di giri n e diametro medio d_m si ha le stesse componenti di lavoro u e quindi $(L_{i,opt})_{AZ} = 2(L_{i,opt})_{REAZ}$. L_i dipende da molti fattori, soprattutto costruttivi $\rightarrow \Delta i_{is} = \text{SALTO ENTALPICO ELABORABILE}$

PORTATA:

$$\dot{m} = \sum \pi d_m l c_{a1}$$

Problema
Soluzione

\rightarrow PALETTE CORTE (vapore AP) $\dot{m}_i \downarrow \Rightarrow d_m \downarrow$

• PARZIALIZZAZIONE (ADAZIONE)

\rightarrow PALETTE LUNGHE (vapore BP) $\dot{m}_i \uparrow \Rightarrow d_m \uparrow$

• RASTRENAMENTO E SVEGOLAMENTO (A REAZIONE)

Le perdite sulle girante si possono vedere come:

$$(1-\psi^2)w_1^2 \quad \text{AD AZIONE}$$

(perforazione simmetrica)

$$\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)\frac{C_1^2}{2} \quad \text{AREAZIONE}$$

(triangoli simmetrici)

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

$$w_2 = C_1$$

RENDIMENTO

"Total to static": $\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{i_0 - i_{2s}}$

"Total to total": $\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{i_0 - i_2}$

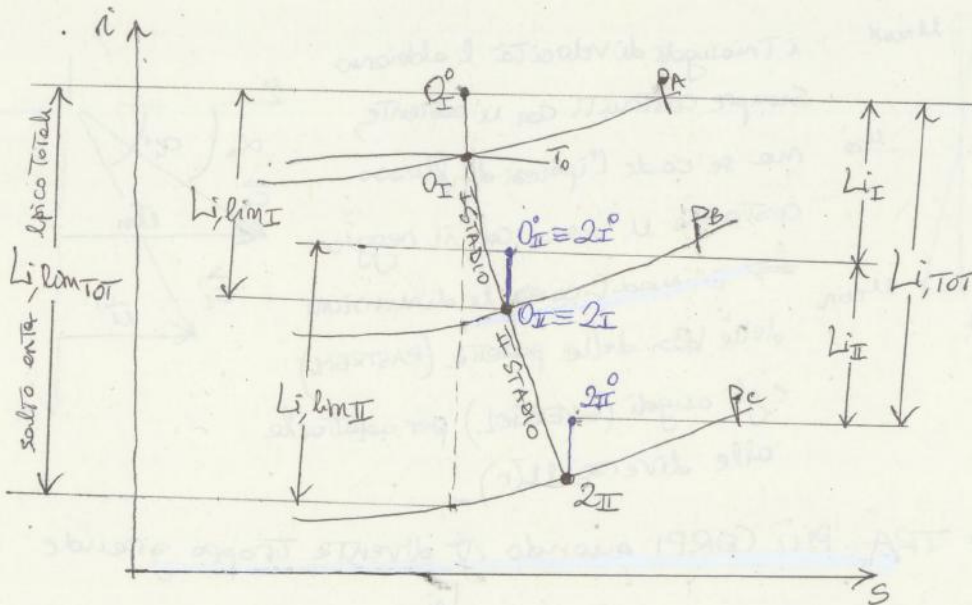
TOTALE-TOTALE

RECUPERO DELL'ENERGIA
CINETICA DI SCARICO
per ingresso in stadio successivo

$$-\frac{C_2^2}{2}$$

NOTA - Nello stadio ideale $\eta_{(to-to)} = 1$ perché $\frac{C_2^2}{2}$ è l'unica perdita.

TRASFORMAZIONE IN DUE STADI A CASCATA A REAZIONE:



$$L_{i,TOT} = L_{iI} + L_{iII} = \eta_{\theta iI} L_{i,limI} + \eta_{\theta iII} L_{i,limII}$$

Supponiamo che le velocità in ingresso e la costruzione siano tali che $\eta_{\theta iI} = \eta_{\theta iII}$

$$L_{i,TOT} = \eta_{\theta i} (L_{i,limI} + L_{i,limII}) > L_{i,limI}$$

$$\eta_{\theta i,TOT} = \frac{L_{i,TOT}}{L_{i,limI}} = \eta_{\theta i} \left[\frac{L_{i,limI} + L_{i,limII}}{L_{i,limI}} \right] > \eta_{\theta i}$$

il rendimento di una
turbina a due stadi
è migliore che nel
singolo stadio

* Perdite per ATRITI MECCANICI SUI CUSCINETTI: $P_w, \text{cuscinetti}$

L'albero è poggiato sui cuscinetti con dell'olio che crea pressione, Tenendolo fermo ma permettendo la rotazione. Si creano degli attriti di contatto con i cuscinetti.

* Perdite per PRELIEVO DI POTENZA PER AUSILIARI: $P_w, \text{ausiliari}$

Gli ausiliari sono pezzi esterni necessari al funzionamento della Turbine. Ad esempio le pompe dell'olio per pressurizzare i cuscinetti, i sistemi di controllo per regolare e garantire il funzionamento, ----

Gli ausiliari sono attaccati all'albero per alimentarsi perché è l'unica fonte di energia nelle Turbine. (Un pannello fotovoltaico attaccato a prese di corrente).

PERDITE DI PORTATA ②

* Perdite di portata per FUGHE ATTRAVERSO I GIOCHI: \dot{m}_f, giochi

I giochi sono degli spazi lasciati tra le palette e le carcasse per ragioni costruttive. Una quota parte di \dot{m} che attraversa la palette scappa per fuge dai giochi e non lavora (vapore perso).

* Perdite di portata per TENUTE (LABIRINTI): \dot{m}_f, tenute

Una parte di portata esce attraverso i labirinti che mantengono l'albero creando una caduta di pressione quando sono attraversati dal fluido.

RENDIMENTO MECCANICO η_m E VOLUMETRICO η_v

Il rendimento η_i non è più sufficiente per sopportare tutte le perdite. Si definisce:

$$\left. \begin{array}{l} \text{ATRITO DISCO} \\ \text{EFFETTO VENTILANTE} \\ \text{CUSCINETTI} \\ \text{AUSILIARI} \end{array} \right\} \eta_m = 1 - \frac{\sum P_m}{P_i} \quad \text{e} \quad \eta_v = 1 - \frac{\sum \dot{m}_f}{\dot{m}} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{GIOCHI} \\ \text{TENUTE} \end{array} \right.$$

POTENZA UTILE:

sul complesso di tutti gli stadi da 0° uscita

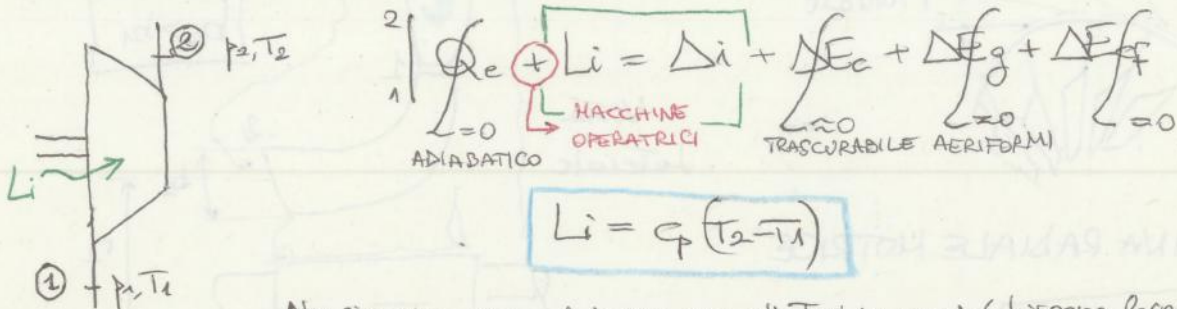
$$P_u = \eta_m \eta_v \eta_i \dot{m} \Delta h_{is} = \eta_T \dot{m} \Delta h_{is}$$

→ RENDIMENTO TURBINA

$$\eta_T = \eta_m \eta_v \eta_i$$

5. TURBOCOMPRESSORI - MACCHINE OPERATRICI

↳ Turbocompressori sono macchine operatrici: che utilizzano lavoro e potenze per produrre effetto utile.

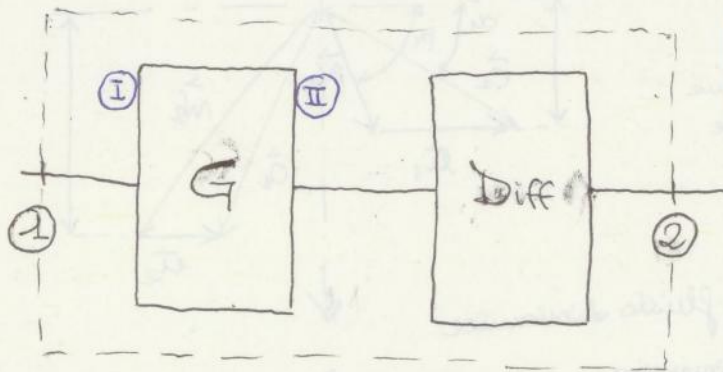


$$L_i = C_p (T_2 - T_1)$$

Non si cambia segno al lavoro come nelle turbine perché bisogna fornire lavoro al sistema per svolgere lavoro sul fluido. Quindi si deve mettere prima la girante e poi lo statore che fa da diffusione: attribuisce E_c al fluido e lo converte in $\Delta i \uparrow$; ossia, produce l'effetto inverso delle turbine: ricuce E_c delle G che spere il fluido su Diff e lo converte in compressione $\Delta i \uparrow$.

si può anche scrivere $L_i = \int_1^2 v dp + L_w + \dots \approx 0$

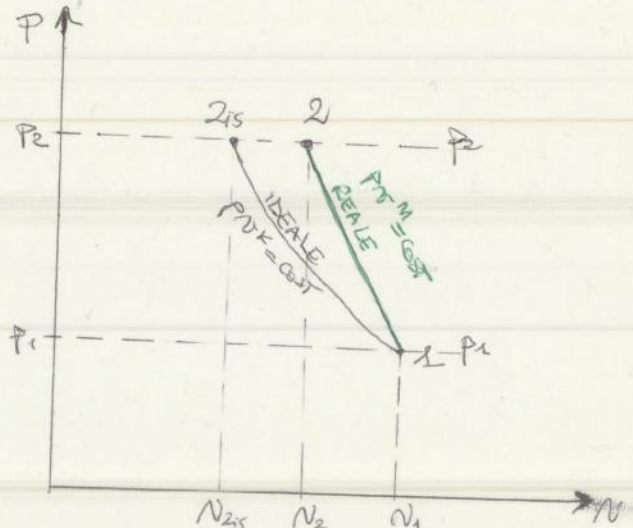
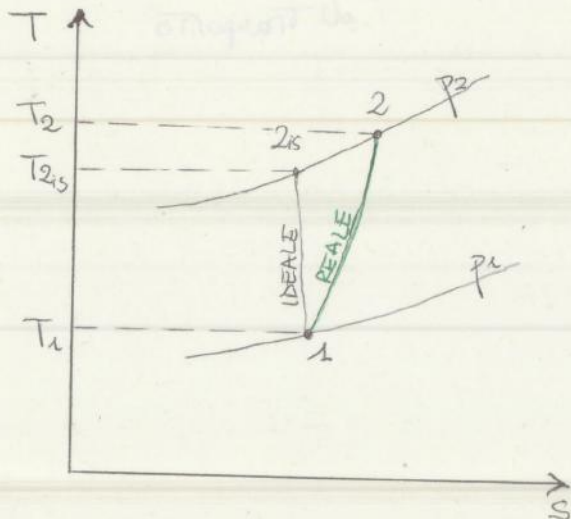
STADIO DI TURBOCOMPRESSORE



$$L_i = M'' Cu'' - M' Cu'$$

Il lavoro coincide con il lavoro in ingresso (I) e uscita (II) dalle girante.

NOTA - Nelle turbine si inverte il segno del lavoro (quindi I, II)



Soluzioni. Spesso si preferisce fare i diffusori non palettati che compromono peggio ma hanno meno perdite nel totale e fanno meno danni. Quindi si cerca di spostare la compressione il più possibile su G (dove il 70%).

NOTA₂. I Turbocompressori sono molto più diffusi delle Turbine, anche in impianti domestici e di vita quotidiana. Rapporto circa 1:100.

COEFFICIENTI ADIMENSIONATI

PRESSIONE		$\psi = \frac{L_i}{\frac{u''^2}{2}}$	Componente di lavoro all'uscita di G
PORTATA	RADIALE	$\varphi = \frac{W_r''}{u''}$	Componente di Trasporto radiale all'uscita di G
	ASSIALE	$\varphi = \frac{W_a''}{u''}$	Componente di Trasporto assiale all'uscita di G
PERDITA		$\xi = \frac{L_w}{\frac{u''^2}{2}}$	$\eta_g = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{k}{k-1}}$
TERMOMETRICO		$\zeta_1 = \frac{c_p T_1}{\frac{u''^2}{2}}$	$\Rightarrow \eta_{cy} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$

TURBOCOMPRESSORI CENTRIFUGHI

I Turbocompressori centrifughi (radiali con raggio crescente) sono di solito macchine MONOSTADIO perché hanno rapporti di compressione modesti e rendimenti non molto elevati ($\beta \leq 4, \eta_g \approx 0,85$), con velocità periferiche massime in uscita alle giranti che dipendono dal tipo di materiali utilizzato e dalle applicazioni (devono essere in grado di reggere le sollecitazioni):

$$u'' = \begin{cases} 250 \frac{m}{s} & \text{alluminio - usato nelle auto, motori a compressione interne} \\ \vdots & \text{acciaio e superleghe al Nichel - usati nelle caldaie a Linkonel} \\ 450 \frac{m}{s} & \text{Titanio - usato per macchine extralusso come Ferrari, molto caro} \end{cases}$$

GRANDI PRODUZIONI
BASSE PRODUZIONI

Le portate smaltite sono di modeste entità: $\dot{V} \leq 50 \frac{m^3}{s}$

$$\vec{w}' = \vec{c}' - \vec{u}'$$

poiché c' è molto piccole w' è molto "piegata" con β' molto grande \Rightarrow la palette NON può essere dritta.

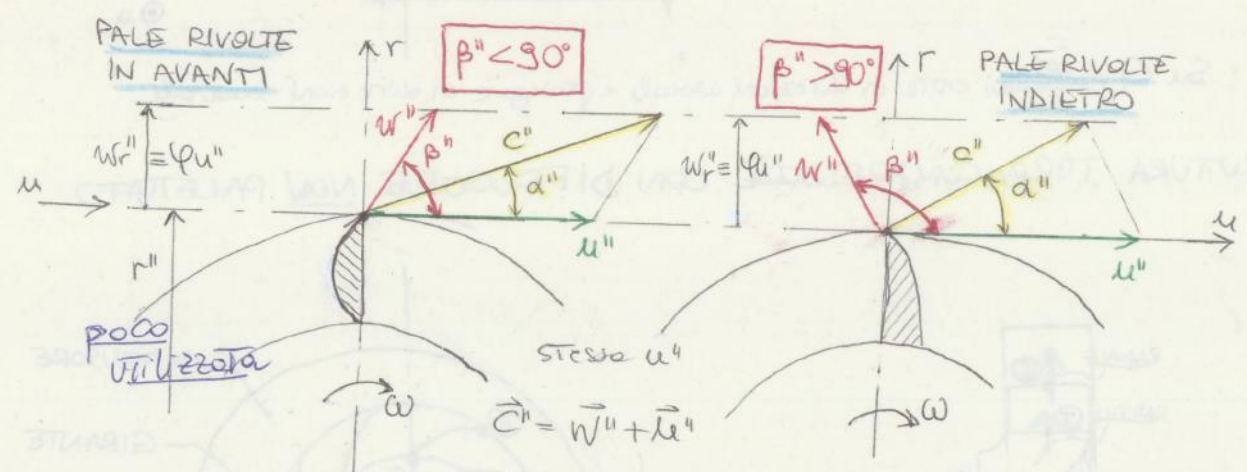
Più è veloce G e più il bordo deve piegarsi per raccogliere il fluido.
 * Anche se il fluido arriva in direzione parallela alla direzione di trasporto, la palette deve avere β' molto grande.

* $C_u' = 0$ (il fluido entra in direzione α di trasporto)

$$\Rightarrow L_i = u'' C_u'' - u' C_u' \Rightarrow L_i = u' C_u'' \quad C_u' = 0$$

lavoro riferito solo al triangolo di velocità

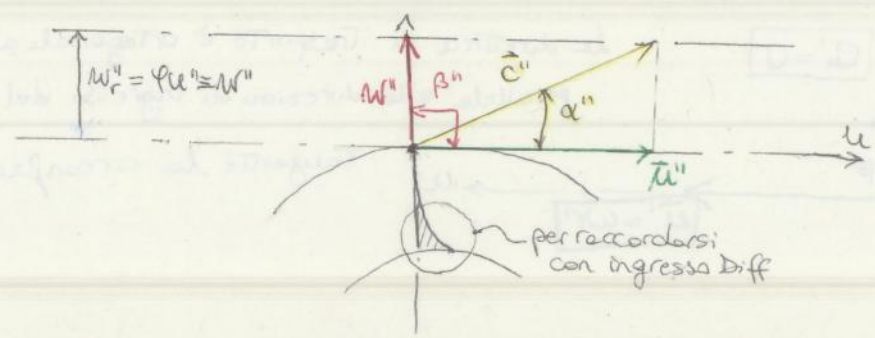
ORIENTAMENTO DELLE PALETTE



Coefficiente di portate $\varphi = \frac{w_r''}{u''}$

• Che pala prendere? Dipende da come fare il diffusore.
 Per diffusori NON paletteati, a parità di u'' e w'' è meglio prendere pale RIVOLTE INDIETRO perché $|c''|$ è più corta, cioè il fluido esce dalle girante con velocità e E_c minori per entrare nel diffusore \Rightarrow ha un grado di reazione più alto.

Per DIFFUSORI PALETTEATI si fanno delle PALE RADIALI con $\beta'' = 90^\circ$



Per poter calcolare l'integrale bisogna fare una grande approssimazione come ipotesi semplificativa.

Ipotesi: **FLUIDO INCOMPRESSIBILE**

grande bestemmie perché usiamo dei gas che sono sempre comprimibili, se no che cezz' di compressore è!?

Ossia $N_1 = N_2$

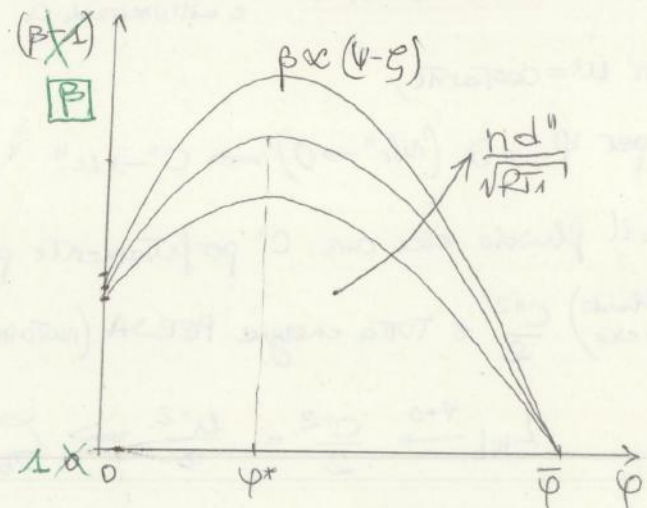
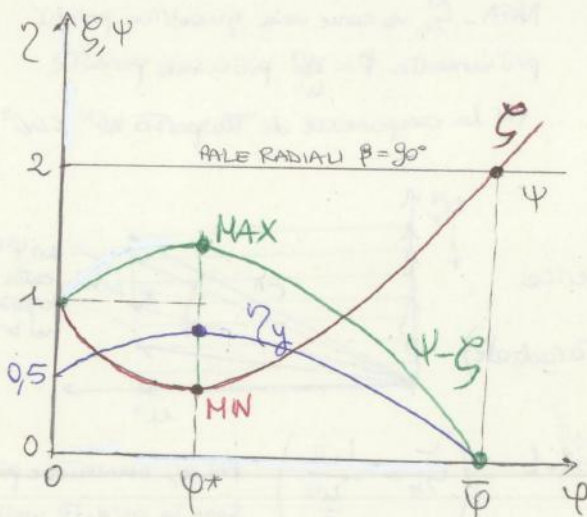
$$L_i - L_w \cong N_1(p_2 - p_1) = N_1 p_1 (\beta - 1) = RT_1 (\beta - 1)$$

↳ adimensionalizziamo con $\frac{1}{\frac{u^{*2}}{2}}$:

$$\Psi - \xi = \frac{RT_1}{\frac{u^{*2}}{2}} (\beta - 1) \propto \left(\frac{\sqrt{RT_1}}{u^*} \right)^2 (\beta - 1)$$

$$\Psi - \xi \propto \left(\frac{\sqrt{RT_1}}{nd''} \right)^2 (\beta - 1) \Rightarrow (\beta - 1) \propto \left(\frac{nd''}{\sqrt{RT_1}} \right)^2 (\Psi - \xi)$$

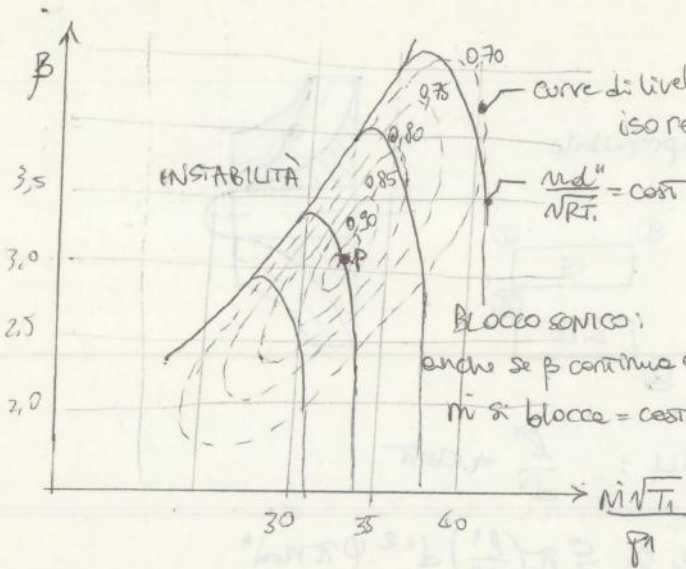
[adim] - NUMERO DI GIRI CORRETTO: graficamente è il numero che caratterizza e adimensionalizza n-parametro



$$\zeta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\Psi - \xi}{\Psi} < 1 \quad \zeta_y(\varphi=0) = \frac{2-1}{2} = 0,5$$

Si definisce il fattore $\left[\frac{nd''}{\sqrt{RT_1}} \right]$ adimensionato con il NUMERO DI GIRI CORRETTO, ossia il fattore di proporzionalità tra $(\beta - 1)$ e $(\Psi - \xi)$ che quindi cresce quadraticamente al crescere di β

DIAGRAMMA COLLINEARE DEL TURBOCOMPRESSORE



Dove deve lavorare il Turbocompressore?

Dove c'è η_{is} massimo, cioè in P

dove $\eta_{is} = 0,9$ si incontra

con $\frac{m d''}{\sqrt{RT_1}}$

SIMILITUDINE GEOMETRICA E FLUIDODINAMICA

* Geometrica: dimensioni in scala delle macchine con angoli costruttivi uguali

* Fluidodinamica: macchine geometricamente simili sono in similitudine

fluidodinamica quando i Triangoli di velocità in punti corrispondenti

delle macchine sono simili.

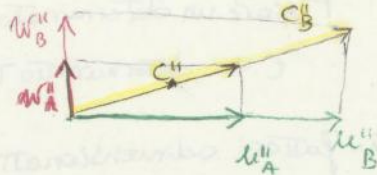


quando funzionano in modo simile

↳ mantengono gli stessi angoli costruttivi e di FUNZIONAMENTO

$$\varphi = \frac{W_r''}{u''} : W_r'' \text{ e } u'' \text{ possono variare, ma } \varphi \text{ è la stessa.}$$

Esempio:



$$\varphi_A = \frac{W_{rA}''}{u_{rA}''} = \varphi_B = \frac{W_{rB}''}{u_{rB}''}$$

Conseguenze:

• Mantengono gli stessi coefficienti adimensionati, quindi stessi $\varphi, \xi, \varphi-\xi, \eta_y$

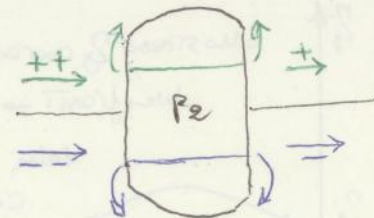
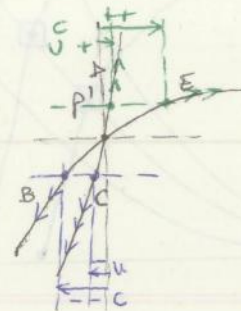
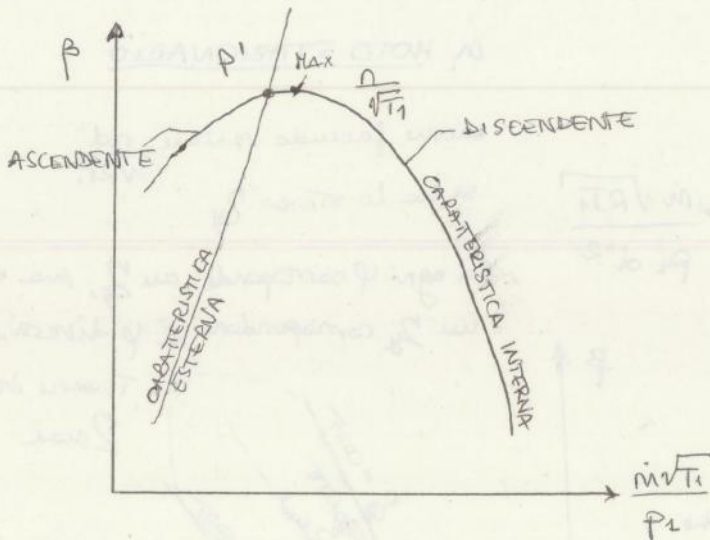
• $(\beta-1) \propto \left[\frac{m d''}{\sqrt{RT_1}} \right]^2 (\varphi-\xi)$; $\left[\frac{m \sqrt{RT_1}}{P_1 d''^2} \right] \propto \left[\frac{m d''}{\sqrt{RT_1}} \right] \cdot \varphi$ se c'è similitudine

fluidodinamica $\varphi = \text{cost}$
 $\varphi-\xi = \text{cost}$ } $\Rightarrow (\beta-1) \propto \left[\frac{m \sqrt{RT_1}}{d''^2 P_1} \right]^2$ parabola

- Quando il compressore manda di più, la P_2 cresce di nuovo e ritorna in P_- .
- Quando il compressore manda di meno, la P_2 scende di nuovo e ritorna in P_- .

⇒ P_- è un punto di EQUILIBRIO STABILE: se introduco una fluttuazione il sistema si riporta in P_- .

Punto di lavoro sulle curve ascendente:

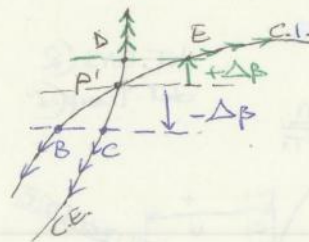
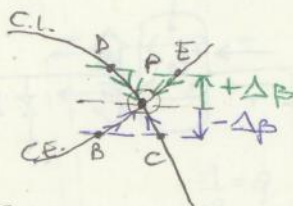


Appena si abbassa la pressione le Δm negative fanno abbassare ancora di più P_2 ; se alzo P_2 le Δm positive la fanno alzare ancora di più.

⇒ P'_+ è un punto di EQUILIBRIO INSTABILE: se introduco una fluttuazione il sistema si allontana da P'_+ .

EQUILIBRIO STABILE

EQUILIBRIO INSTABILE

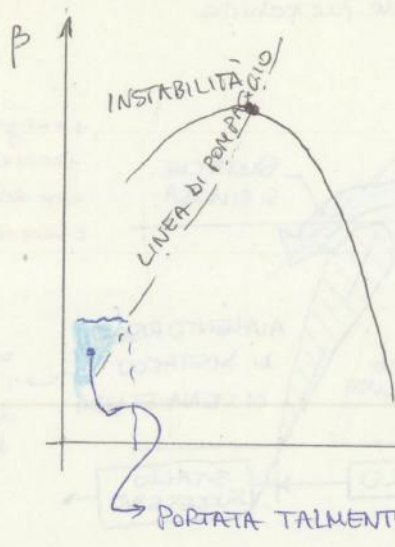


POMPAGGIO

Se la macchina funziona in un punto di equilibrio instabile si induce un ciclo di **POMPAGGIO**: il flusso che si manda all'utilizzatore torna indietro al compressore con una pendolazione continua ciclica. Le sollecitazioni continue finiscono per rompere le palette.

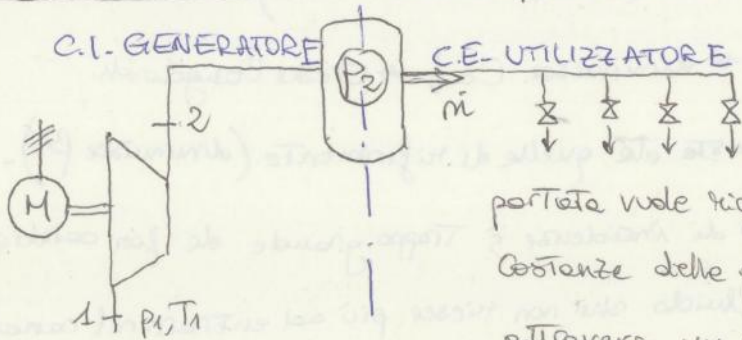
Soluzione. Si evitano i punti di funzionamento nel CAMPO DI INSTABILITÀ.





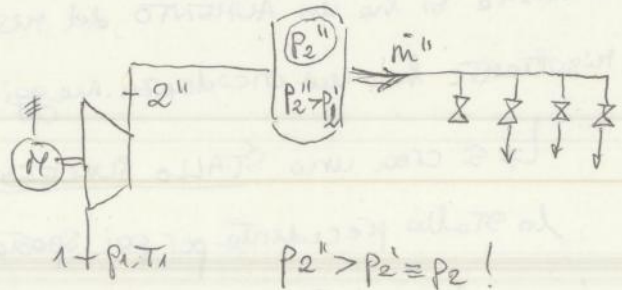
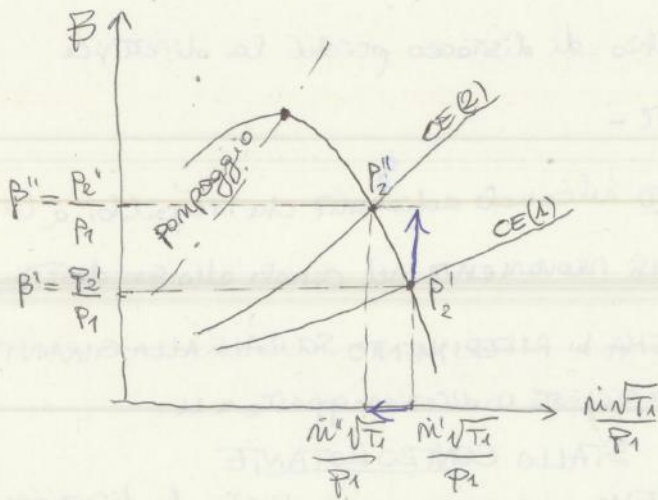
Lo stallo, se pur di piccole entità, nel giro di poco tempo danneggia gravemente le macchine per via del forte moto centrifugo. Le vibrazioni piccole diventano molto grandi nel giro di pochi giorni come un piombino staccato alle ruote della bicicletta. Il moto centrifugo aumenta i danni.

REGOLAZIONE dei Turbocompressori



L'utilizzatore comanda sul generatore quando e quante portate vuole ricevere \rightarrow bisogna garantire la costanza delle qualità al variare del servizio attraverso un sistema di regolazione che permette

con la stabilità del sistema di spostarsi da un equilibrio all'altro, ossia da un punto di funzionamento all'altro mantenendo la P_2 (quindi β) costante a monte dell'utilizzatore. Ad esempio, se si chiude un rubinetto la C.E. si alza: la portata corrente si riduce, ma β aumenta $\beta'' > \beta'$ ($P'' > P'$).



↓
Sistemi di regolazione

TURBOCOMPRESSORI ASSIALI

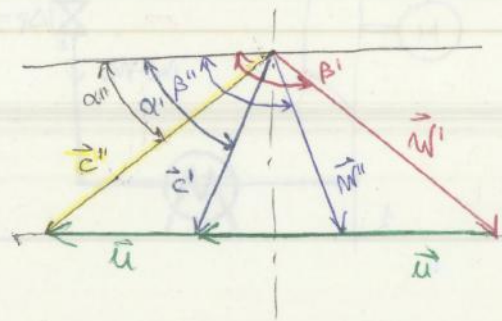
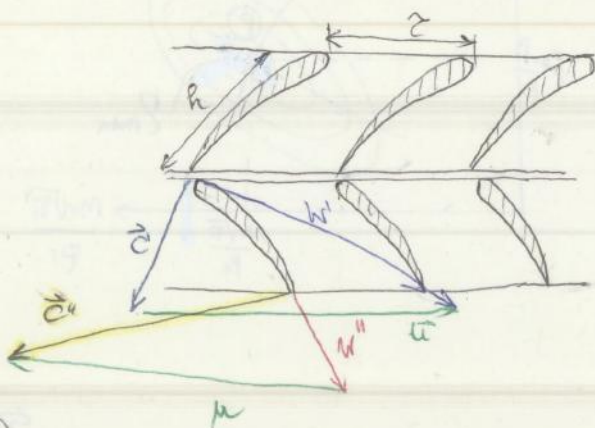
I Turbocompressori assiali sono macchine MULTISTADIO con DIFFUSORI PALETTATI.

Quelli radiali sono sempre monostadio perché lavorano su piccoli valori di β con basse portate, ma sono obbligati a piccoli canali \rightarrow bastano per piccoli motori.

Se invece servono grandi portate bisogna usare dei Turbocompressori assiali multi-stadio con grandi Δp . Ad esempio negli aerei, si montano sotto l'ala con diametro esterno fisso oppure si accoppiano alle turbine a gas con altri β e n che li fanno girare nelle centrali termoelettriche. Il fluido usato, a parte l'aria, è il gas naturale \rightarrow si consumano circa 70-100 miliardi m^3 all'anno.

Nei Turbocompressori radiali la velocità in ingresso è perfettamente assiale, invece in quelle assiali c'è sempre una PREGIRANTE ogiva con palette fisse che indirizza il flusso per la girante. Le turbine con Turbocompressori devono adeguarsi agli sbalzi di carico e di potenze dovuti alle nuove fonti di energie rinnovabili che hanno abbassato i costi e il "ritmo" dell'energia elettrica. Per questo motivo si fa una pregirante che salvaguarda le pale di turbine e Turbocompressore dalle fluttuazioni di carico.

$\dot{m} = 10^2 \text{ kg/s}$ $\eta_g \approx 0,9$ \rightarrow campo aeronautico e impianti a Turbogas



PREVALENZA MANOMETRICA

$$H = H_2^0 - H_1^0$$

[m]

$$\Rightarrow H = \frac{L_i - L_w}{g}$$

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{gH}{L_i}$$

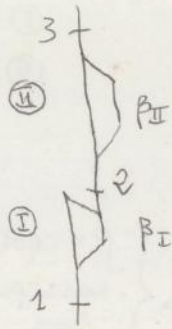
$$H = \frac{\eta_y L_i}{g} = \frac{1}{g} \eta_{y_c} [u''Cu'' - u'Cu']$$

RENDIMENTO IDRAULICO

NOTA - η_{y_c} non considera il lavoro perso di controrecupero perché fluido è liquido.

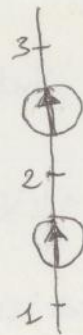
Oss. A η_{y_c} costante, la prevalenza dipende solo dalla velocità. Anche se varia la densità del fluido, la pompa lavora sempre con la stessa prevalenza. Ciò che fa variare H è la viscosità del fluido che aumenta gli attriti, quindi le perdite e diminuisce η_{y_c} .

DIFFERENZE Compressori in serie / pompe in serie:



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

$$\beta = \beta_I * \beta_{II}$$



$$H = H_I + H_{II}$$

POTENZA INTERNA = potenze scambiate con il fluido

$$P_i = (\dot{m}_i + \dot{m}_f) L_i$$

per ottenere la portata utile fuori dalle pompe bisogna tenere conto delle FUGHE aumentando le portate \dot{m}_f di queste.

Si definisce il RENDIMENTO VOLUMETRICO

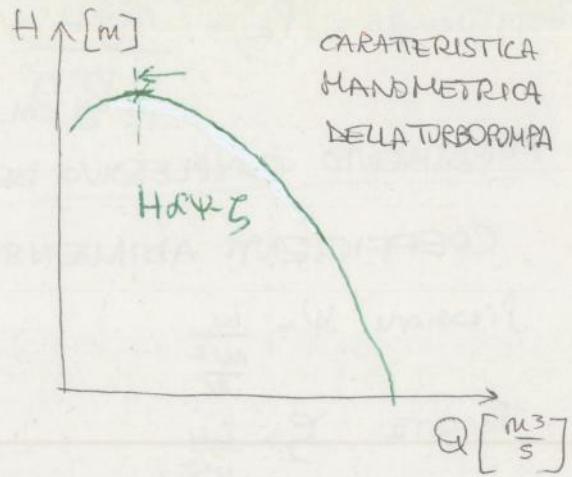
$$\eta_v = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_i + \dot{m}_f} \rightarrow P_i = \frac{\dot{m}_i L_i}{\eta_v} = \frac{\dot{m}_i g H}{\eta_y}$$

mentre il RENDIMENTO MECCANICO è quello ottenuto togliendo tutte le perdite meccaniche per attrito.

Si definisce la POTENZA ASSOLUTA $P_a = \frac{P_o}{\eta_m}$

Dati macchina: $(\frac{l''}{d''}, d'')$; dato (n)

$H \propto \psi - \xi$ e $Q \propto \psi$



NOTA I tratti ascendenti sono molto brevi
 ⇒ non si hanno problemi di INSTABILITÀ

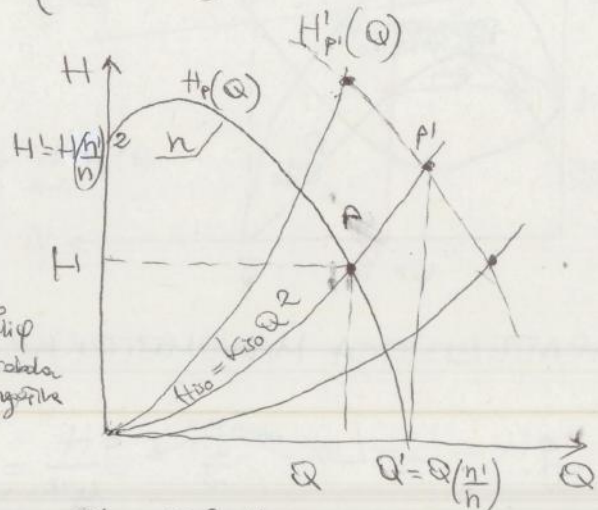
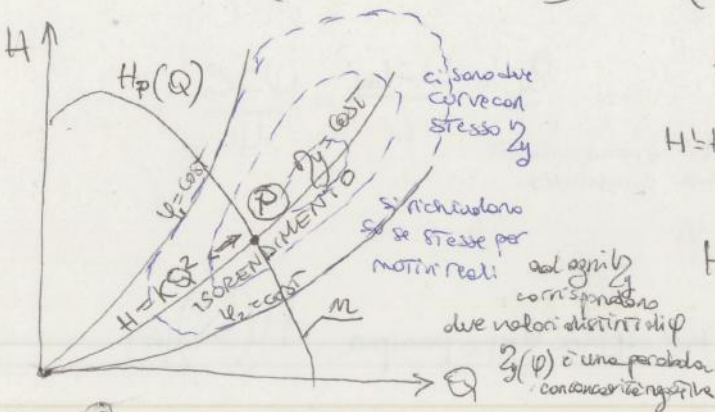
SIMILITUDINE

* GEOMETRICA: le macchine hanno dimensioni in proporzioni e gli assi di COSTRUTTI uguali - $\frac{l''}{d''} = \text{cost}$; $\beta'' = \text{cost}$; fissato $n, \frac{l''}{d''}, d''$ $Q \propto \psi$

* FLUIDODINAMICA: le macchine operano con Triangoli di VELOCITÀ simili - $\psi = \text{cost} \Rightarrow \psi, \xi, \psi - \xi, \eta_p = \text{cost}$; fissato $d'', n, \psi - \xi$ $H \propto (\psi - \xi)$

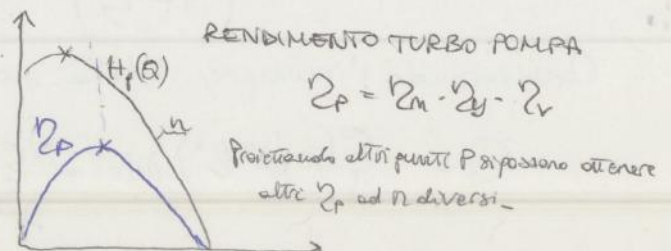
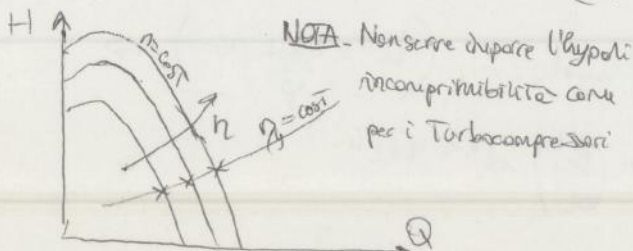
RELAZIONI DI SIMILITUDINE: se due macchine sono in similitudine geometrica e fluidodinamica devono rispettare le proporzioni:

Dati Turbo-pompe (d'') $\left\{ \begin{array}{l} H \propto d''^2 n^2 \\ Q \propto d''^3 n \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} H \propto n^2 \\ Q \propto n \end{array} \right\} \Rightarrow \boxed{H \propto Q^2}$

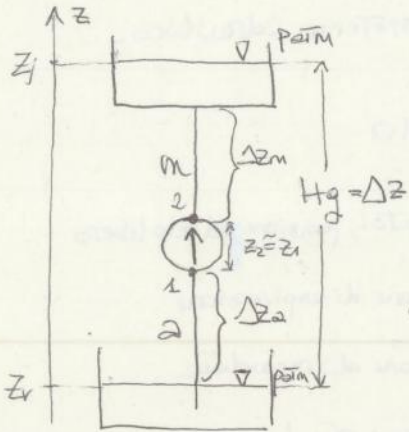


dato (ψ) si ha un determinato $\psi, \xi, \psi - \xi, \eta_p$

Per un $n' > n$ si ha $H' = H(\frac{n'}{n})^2$ e $Q' = Q(\frac{n'}{n})$ del nuovo punto P'.



CIRCUITO APERTO



NOTA: i diametri dei Tubi di mandata e aspirazione DEVONO essere uguali per non avere cadute di pressione diverse.
 ⇒ se n_i, d sono uguali anche le velocità c sono le stesse

- $p_j = p_v = p_{atm}$
- $C_j \cong 0; C_v \cong 0$: se i serbatoi sono molto più grandi dei Tubi le velocità diventano trascurabili rispetto alle sezioni di passaggio molto grandi ⇒ fluido quasi fermo

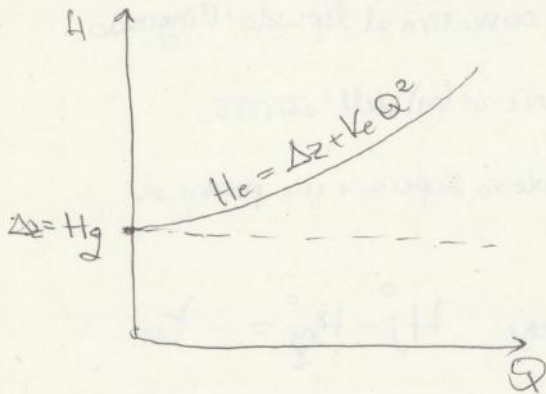
⇒ $H_j^0 - H_v^0 = z_j - z_v = H_g$ ALTEZZA GEOMETRICA, differenza tra il pelo libero e le mandate: $H_g = \Delta z_m + \Delta z_a$ con $z_2 \cong z_1$

Si definisce la prevalenza esterna H_e che il sistema di pompaggio deve ricevere per far transitare la portata Q .

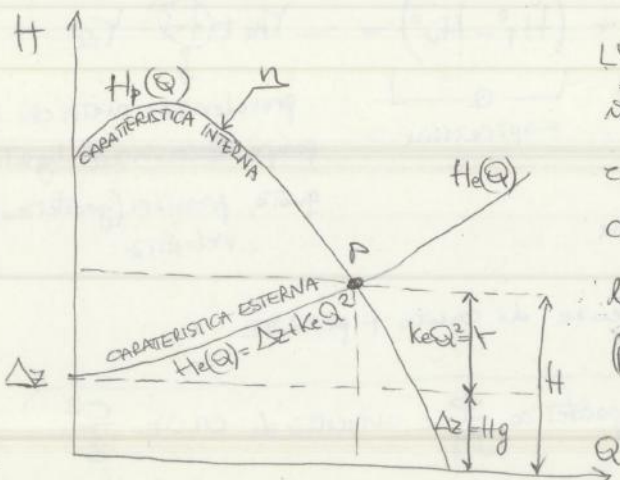
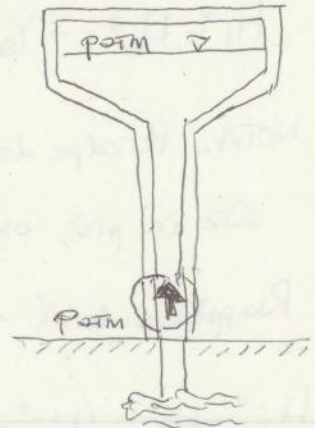
$$H_e = H_g + \Sigma = \Delta z + \text{Perdite}(>0) \Rightarrow H_e \text{ è sopra } H_g$$

CARATTERISTICA ESTERNA

$$H_e = \Delta z + K_e Q^2$$



esempio reale di circuito aperto:
 SERBATOI DELL'ARCAVEBOTTO
 portano l'acqua anche ai piani più alti grazie ai sistemi di pompaggio



L'intersezione tra le caratteristiche interne generate in grado di offrire all'utilizzatore e le caratteristiche esterne danno il PUNTO DI FUNZIONAMENTO (P) DEI CIRCUITI APERTI, ossia il punto di equilibrio in cui la pompa eroga le potenze tale per cui si ha la Q (portata) richiesta a quelle prevalenze.

TENSIONE DI VAPORE P_v

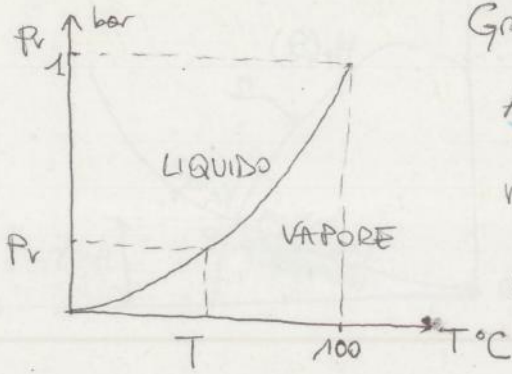


Grafico del cambiamento di fase dell'acqua.

Affinché il liquido non evapori bisogna

mantenere $P_s \geq P_v(T)$, ossia P_1

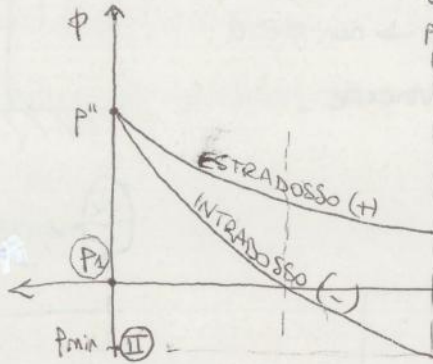
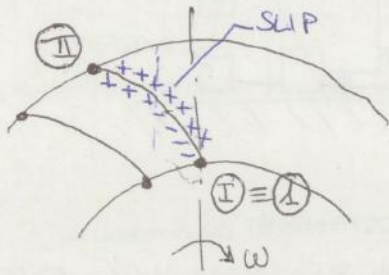
non può scendere sotto la pressione di vapore

e quelle Temperature - Nel caso in cui

la P_s eguagli $P_v(T)$ si è in condizioni LIMITE.

SLIP: FENOMENO DI SQUILIBRIO DELLE PRESSIONI:

il trasferimento di potenza meccanica tra girante e fluido genera un aumento di P localizzate all'estradosso delle palette. La ΔP tra le due facce (I) genera un moto di slip intorno alle palette che si sovrappongono e quello principale con Δc e Δp locali. \Rightarrow l'eventuale formazione di bolle di vapore avviene nell'interno di queste zone nella quale si registra il valore minimo di P . (Appunti p.6.12)



$P_{min} \geq P_v(T)$

Si introduce un termine di riduzione delle P_1 per ΔP :

$$\frac{P_{min}}{\rho g} = \frac{P_1 - \Delta P}{\rho g} \geq \frac{P_v(T)}{\rho g}$$

con $\Delta P = \lambda g \frac{w^2}{2}$ (velocità relative lig-palette)

\rightarrow disegno delle pale

INSTALLAZIONE	COSTRUZIONE
$\frac{P_e - P_v}{\rho g} - z_1 - T_e \geq$	$\frac{a^2}{2g} + \lambda \frac{w^2}{2g}$

valore disponibile \leftarrow

$NPSH_{disp} \geq NPSH_{min}$

\rightarrow valore minimo per non innescare le cavitazioni

GRANDEZZE DI INSTALLAZIONE (calcolabile)

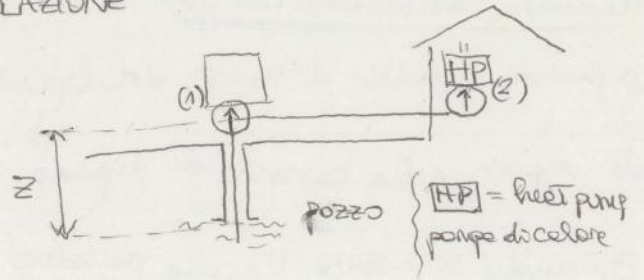
GRANDEZZE DI COSTRUZIONE (geometrie) (fornite dal costruttore!)

NPSH = NET Positive Suction Head = Battente netto positivo

'Suction' = 'aspirazione'

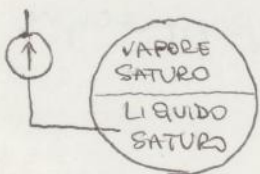
$$\frac{P_0 - P_v}{\rho g} - z_1 - K_L Q^2 \quad \text{INSTALLAZIONE}$$

A parità di quota di installazione
($z_{(1)} = z_{(2)}$) conta anche il dimensionamento della Tubazione perché la portata Q è la stessa ma la lunghezza del Tubo (1) è minore di quella del Tubo (2) $\Rightarrow K_L(2) > K_L(1)$



cioè $Y_0(2) > Y_0(1) \Rightarrow$ aumento rischio di cavitazione -

CASO LIMITE



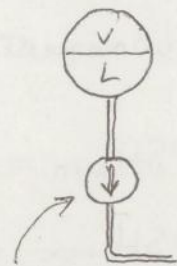
$$P_0 = P_v \Rightarrow \frac{P_0 - P_v}{\rho g} = 0 \quad \text{unico termine positivo nel NPSH}$$

cavitazione inevitabile? \leftarrow

No, si può evitare la cavitazione installando la pompa sotto, ad una quota z_1 negativa, ossia con un $\Delta z_1 < 0$.

Questo tipo di installazione si chiama POMPA SOMMERSA perché la

pompe lavora dentro l'acqua in modo che le colonne di liquido generate nel Tubo compensi la saturazione del liquido. Usate con i LIQUIDI SATURI.



la pompa prende l'acqua da sotto il livello dell'acqua stessa.

REGOLAZIONE DELLE TURBO POMPE

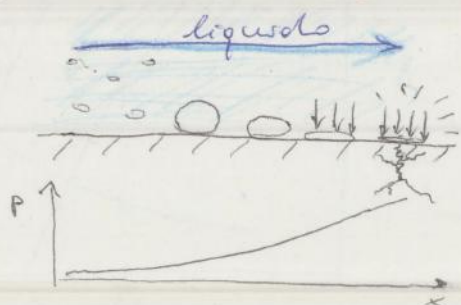
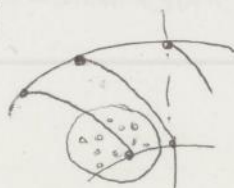
* LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

* NUMERO DI GIRI

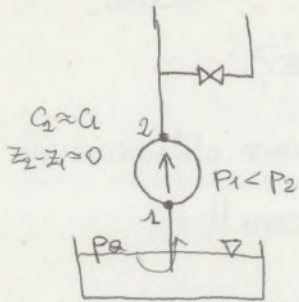
* RIFLUSSO

MANDATA

CAVITAZIONE



AVVIAMENTO DELLA POMPA



Se $Q \approx 0$ e $z_2 \approx z_1$:

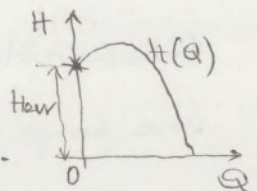
$$gH = \frac{\Delta p}{\rho} \Rightarrow \Delta p = \rho g H$$

A parità di prevalenze se $\rho \uparrow \Rightarrow \Delta p \uparrow$ e

se $\rho \downarrow \Rightarrow \Delta p \downarrow$. Il driver che permette al fluido di salire è il gradiente di pressione.

All'avviamento, prima che la pompa inizi ad aspirare l'acqua, il fluido che la percorre è l'aria con $\rho_{ARIA} = 1,2 \frac{kg}{m^3} \ll \rho_{ACQUA} = 1000 \frac{kg}{m^3}$.

La Δp dovuta al ρ_{ARIA} è molto più piccola di quella dovuta al ρ_{ACQUA} , ma la prevalenza H ha il valore massimo per $Q = 0$



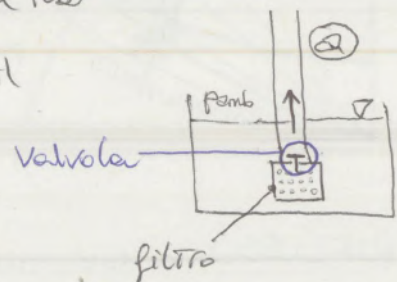
\Rightarrow la pompa non riesce a partire, ossia NON È AUTOAVVIANTE.

Bisogna fare in modo che all'avvio la pompa sia già piena di liquido.

\Rightarrow si deve adescare la pompa usando delle valvole o permettendo il riempimento manuale, oppure con particolari soluzioni costruttive come nelle pompe autoadescanti (che si avviano da sole).

Soluzioni con VALVOLA DI NON RITORNO:

Quando la pompa si spegne la valvole chiude il tubo di aspirazione in modo tale da trattenere l'acqua nel tubo senza farlo svuotare. In questo modo si rende il flusso unidirezionale.



Si definiscono i PUNTI MORTI dove lo stantuffo si arresta e inverte il moto:

- PUNTO MORTO SUPERIORE (PMS) segna il volume minimo V_{min}
- PUNTO MORTO INFERIORE (PMI) segna il volume massimo V_{max}

Il sistema che connette il moto alternato a quello rotativo è detto "TESTA A CROCE" (cinematismo): lo stelo attraverso uno spinotto si collega alle bielle con un sistema di vincolo a patino che fa sì che lo stelo si muove in moto alternato e la biella in moto alternato+rotativo. Le bielle è collegata e due volte a una manovella posta in rotazione da un motore.

La distanza tra PMS e PMI è detta CORSA del pistone ed è pari a $c=2r$.

Il diametro d del cilindro è chiamato ALESAGGIO ed è ottenuto per perforazione del cilindro, pertanto esistono dei limiti massimi delle dimensioni dei cilindri dovuti alle capacità degli strumenti di foratura. Il diametro definisce la camera del cilindro. \rightarrow per questo si mettono più cilindri vicini e non uno grosso

Il volume che spazza il pistone ottenibile per differenza di V_{min} e V_{max} definisce la CILINDRATA del pistone $V = V_{max} - V_{min}$ che dipende dalle corse e dall'area

che riesce a fare l'alesaggio:

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

LUBRIFICAZIONE:

Tra lo stantuffo e il cilindro non devono esserci giochi, ma tenute altrimenti il compressore si surriscalda e si hanno delle fughe di portate attraverso i giochi.

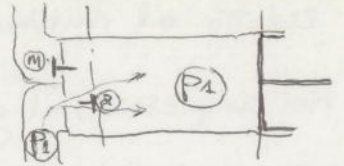
A volte capita che il motore si fonda e cause del pistone che scaldandosi si allarga e si incastra nel cilindro. Il pistone quindi non deve generare attrito durante le corse, per questo serve che venga speso dell'olio da tutte le parti (lubrificato):

• si divide il sistema nel CARTER dove c'è un bagno d'olio. Le manovelle picchiate nel bagno d'olio che schizza sulle pareti del cilindro e fa scorrere il pistone.

Esistono dei sistemi detti "raschie olio" che raschiano l'olio dalle pareti quando

il pistone arretra per non sprecare olio continuamente. In questo modo viene

Sia B il punto di partenze. Si ha il pistone in pmi e la valvole (a) aperte. L'ipotesi 3) ci permette di trascurare le cadute di pressione sulla valvole dovute al passaggio del fluido \Rightarrow la camera del cilindro è a pressione $p = p_1 < p_2$. Poiché $p_2 > p_1$ le valvole (m) rimane chiuse.



Quando lo stentuffo inizia a muoversi verso sinistra (a) è ancora aperte, mentre (m) è chiuse. Non appena (a) sente una minima variazione di p_1 che consente di un ϵ per lo spostamento del pistone ^{da pmi} si chiude. In questa trasformazione supposta isentropica V diminuisce e p aumenta essendo le due valvole chiuse - FASE DI COMPRESSIONE. Quando p raggiunge p_2 e le supera di un ϵ la valvole (m) si apre e il pistone continua e spostarsi verso sinistra spingendo il gas fuori dall'orificio mantenendo le $p_2 = \text{costante}$. - FASE DI MANDATA. fino ad arrivare al pms con $V = V_{\text{MIN}} = V_{\text{fluido rimasto all'interno del cilindro}}$. Quando lo stentuffo inizia a tornare indietro (m) si rende conto che p sta diminuendo e si chiude per $p_2 > p$. Il gas rimasto all'interno inizia ad espandersi all'aumentare di V e di conseguenza, mentre la pressione continua e scendere fino a $p_1 - \epsilon$ quando (a) si apre e la p interna diventa uguale a p_1 - FASE DI ESPANSIONE. Quando (a) si apre inizia ad espellere il gas fino a raggiungere il V_{MAX} e tornare nel punto B - FASE DI ASPIRAZIONE, a $p_1 = \text{costante}$ (stesse condizioni dell'ambiente di aspirazione).

Questo ciclo è un ciclo di lavoro e non un ciclo termodinamico perché • NON è rappresentato da grandezze intensive come il volume specifico, ma in ascisse ha il volume $V \rightarrow$ non è un diagramma termodinamico;

• NON è caratterizzato da tutte trasformazioni termodinamiche come lo sono BC e DA, ma in CD e AB non si ha la massa costante \rightarrow non c'è conservazione massa.

NOTA - Funzionamento VALVOLE: le pressioni che agisce sulle capocchie delle valvole le fa aprire e chiudere quando è maggiore o minore di quelle dell'altra parte.

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} < 6 \div 10 \quad \text{LIMITATI} \quad \text{perché se } p_2 \text{ è molto grande}$$

⇒ T aumenta notevolmente e incide sulle valvole che sono molto delicate e sulle proprietà lubrificanti dell'olio.

Se si vuole un β più grande, ad esempio di 20, si montano due cilindri in serie: si prende il gas in mandata e si manda in un altro compressore, ma tra i due serve un pezzo che raffreddi il gas che esce ad alta T e lo riporti in condizioni di espansione (INTERREFRIGERATORE).

Compressori volumetrici
MULTISTADIO



PORTATA: $\dot{m} = m_a \cdot i \cdot n = \lambda_{v, id} \rho_1 i V n$

fughe ≈ 0 $\lambda_{v, id} = \frac{m_a}{\rho_1 V}$

$i = \# \text{ pistoni (cilindrate totale} = \sum V_i)$

$n = \# \text{ giri al minuto} = \# \text{ giri manovelle al minuto} \equiv \# \text{ cicli al minuto}$

1 giro manovelle \equiv 1 ciclo (\approx 2 tempi, 4 tempi per 2 cicli)

LA VORO AL CICLO

(non c'è variazione in un ciclo: inizio = fine)

$$L_i = \oint V dp + \int_0^e \Delta E_c + \int_0^g \Delta E_g + \int_0^{ef} \Delta E_{cf} + L_{fr}$$

$\int_0^e \Delta E_c = 0$ $\int_0^g \Delta E_g = 0$ $\int_0^{ef} \Delta E_{cf} = 0$ $L_{fr} \approx 0$ (trascurabile)

Lavoro assoluto [J] - NON MASSICO -

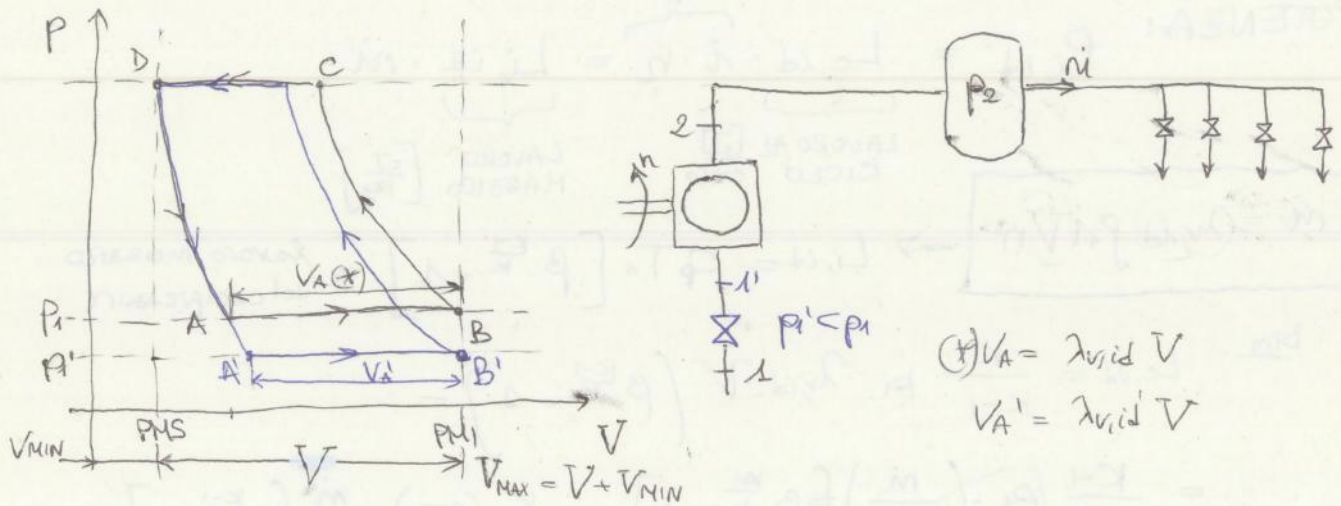
$$L_c = \oint V dp = \int_B^c V dp - \int_A^D V dp$$

applicato a espansione e compressione cambio estremi e segno di integrazione

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

FASE DI COMPRESSIONE FASE DI ESPANSIONE

finisce prendi in C' per poi andare in D' \equiv D nella fase di mandata, intersezione tra p_2 e PMS. Dal punto D inizia le fase di espansione che raggiunge A e prosegue fino a p_1' con una isentropica fermandosi in A'. Il ciclo si chiude e p_1' con le fase di espirazione quando in A' si apre valvole di espirazione.



$$\begin{aligned} (*) V_A &= \lambda_{v,id} V \\ V_{A'} &= \lambda_{v,id}' V \end{aligned}$$

PORTATA: $\dot{m} = \lambda_{v,id} \rho_1 \cdot \dot{v} \cdot V \cdot n$
varienso costanti

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} > \rho_1' = \frac{p_1'}{RT_1'} \quad \text{con } T_1 = T_1', \text{ valvole isentropiche } \rho_1' \propto p_1' (*)$$

$$\lambda_{v,id} = 1 - \mu \left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1 \right) > \lambda_{v,id}' = 1 - \mu \left(\beta'^{\frac{1}{k}} - 1 \right)$$

$\beta = \frac{p_2}{p_1} > \beta'$ $\beta' = \frac{p_2}{p_1'} > \beta$

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

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\lambda_{v,id}' \cdot \rho_1'}{\lambda_{v,id} \cdot \rho_1} = \frac{1 - \mu \left(\beta'^{\frac{1}{k}} - 1 \right)}{1 - \mu \left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1 \right)} \cdot \frac{p_1'}{p_1} (*)$$

NB Se si vuole ridurre \dot{m} di, ad esempio, il 30%, ossia con

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = 0,7 \quad \text{si deve partire da valori di } \frac{p_1'}{p_1} \geq 0,7 \text{ e continuare}$$

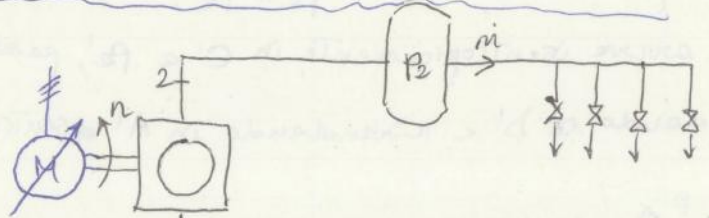
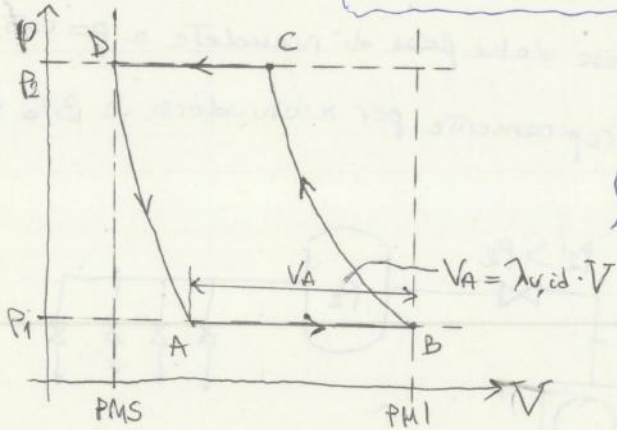
ad iterazione fino ad avere $\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = 0,7$.

perché $\frac{\lambda_{v,id}'}{\lambda_{v,id}} < 1$

Non serve trovare una soluzione analitica delle (*) ma si procede a tentativi su p_1'/p_1 .

* NUMERO DI GIRI

NOTA: si vuole diminuire P_i e quindi P_{ass} che consume il compressore quindi con $\beta > 3$ si ha un L_c (e cioè un'area del ciclo) minore perché la parte in meno è maggiore di quella in più.



il motore è dotato di azionamenti elettrici che fanno variare la frequenza f (INVERTER)

Non si modifica il compressore, quindi V è la stessa; anche P_1 e P_2 sono uguali come PMS e PMI \rightarrow il CICLO NON VARIA, ciò che varia è \dot{m} ; $\lambda_{v, id}$ è lo

PORTATA $\dot{m} = \lambda_{v, id} \cdot \rho_1 \cdot i \cdot V \cdot n$
 (constanti) (varie) $\dot{m} \propto n$

stesso perché il ciclo di lavoro è lo stesso:

$\lambda_{v, id} = \lambda_{v, id}'$
 $L_c = L_c'$

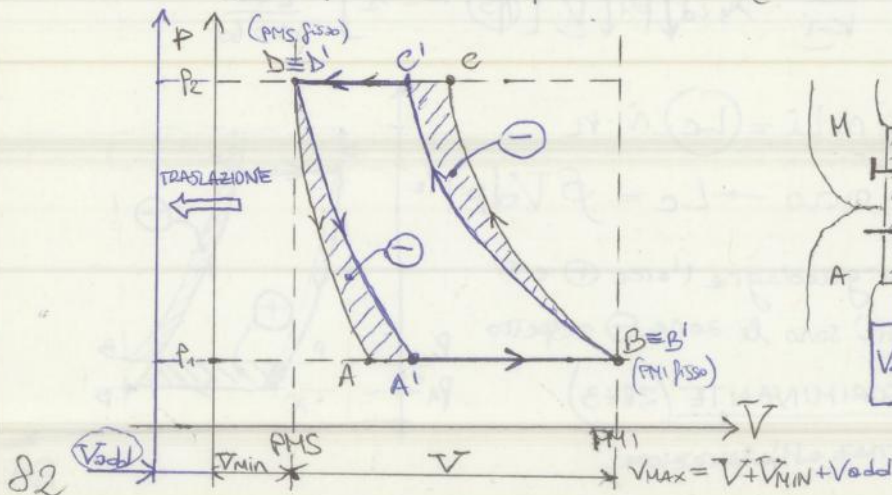
POTENZA $P_{ass} = P_i = \dot{m} L_i = L_c \cdot i \cdot n$
 ideale

Poiché il ciclo di lavoro è lo stesso, anche il lavoro al ciclo L_c sarà costante $\Rightarrow L_i = \text{cost}$ perché $\dot{m} \propto n \Rightarrow$ $P_{ass} \propto n$

Se si raddoppia n , raddoppiano anche \dot{m} e P_{ass} a parità di L_i , ma a parità di costo? N.B. se raddoppia la velocità, raddoppiano anche le PERDITE fluidodinamiche \rightarrow il costo è uguale solo nel caso ideale!

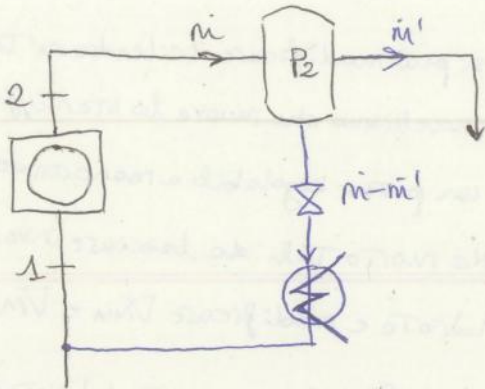
* CAPACITÀ ADDIZIONALE ALLO SPAZIO MORTO

NOTA. $\lambda_{v, id}$ dipende dallo spazio morto (mancato utilizzo delle quote parte delle cilindrate)



* RIFLUSSO

Si regola le portate in scaricandole in ambiente, se il fluido è aria o azoto, si rimandano in aspirazione se si tratta di gas tossici o costosi, passando prima da un refrigeratore per riportarlo alle condizioni di temperatura in aspirazione.



FUNZIONAMENTO REALE

I) Perdite per ATTRITI MECCANICI (dovuti al attrito, ai perni, al movimento, ...)

↳ Rendimento meccanico η_m

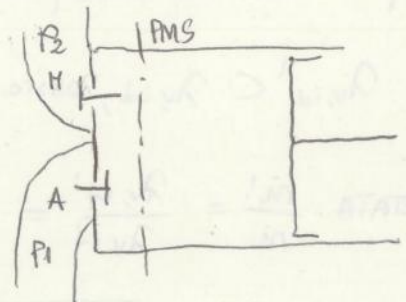
II) Perdite per TRAFILAMENTO (laminazione) attraverso VALVOLE

(dovute alle cadute di pressione localizzate sugli orifizi quando devono aprirsi le valvole)

↳ Coefficienti di perdite:

A) $\delta_1 = \frac{P_1 - P_1'}{P_1}$ definisce una caduta di pressione con P_1' appena prima d'entrare delle valvole

B) $\delta_2 = \frac{P_2' - P_2}{P_2}$ definisce una caduta di pressione con P_2' appena prima di uscire delle valvole



RAPPORTO DI COMPRESSIONE

$\beta = \frac{P_2}{P_1}$ ESTERNO visto dal collettore con P_1 e P_2 in ingresso e in uscita

$P_i = \frac{P_2'}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{(1+\delta_2)}{(1-\delta_1)} = \beta \frac{(1+\delta_2)}{(1-\delta_1)}$ $\Rightarrow P_i > \beta$ il compressore lavora a β più elevato

III) perdite per FUGHE DI FLUIDO

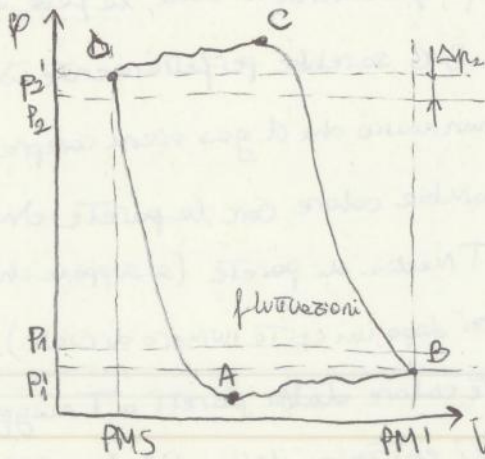
↳ Rendimento volumetrico $\eta_{cp} = \frac{m_u}{m_a}$

con le pareti. In questo caso sarà il gas a raffreddarsi con le T_{par} più basse (mentre le pareti si scaldano) finché non arriverà a A = fine corsa dello stantuffo. Appena si chiude \textcircled{M} inizia l'espansione del gas residuo nello spazio morto continuando a raffreddarsi e a far diminuire l'entropia, il gas cede calore. Arrivato a $T_p = T_{par}$ inizierà a ricevere calore dalle pareti facendo nuovamente aumentare l'entropia fino al punto A di inizio aspirazione (con $T_A > T_B$). Quando \textcircled{Q} si apre e l'aria G esterna entra a $T_1 = T_B < T_A$ e T_B la temperatura cercherà di equilibrarsi finché $T = T_{B_{ad}}$ che sarà molto più vicina a G che ad A (aria esterna >> aria residua). Durante l'aspirazione il gas freddo riceve il calore scambiato dalle pareti calde fino ad arrivare in B aumentando l'entropia e la temperatura, a $p = \text{cost}$.

↳ Coefficiente Termometrico $\gamma_T = \frac{T_{B_{ad}}}{T_B}$ note B_{ad} ricavabile da G ed A , si può definire anche il punto B

v) perdite dovute al RITARDO DELLE VALVOLE dovuto all'INERZIA del meccanismo automatico di aperture e chiusure;

CICLO DI LAVORO REALE



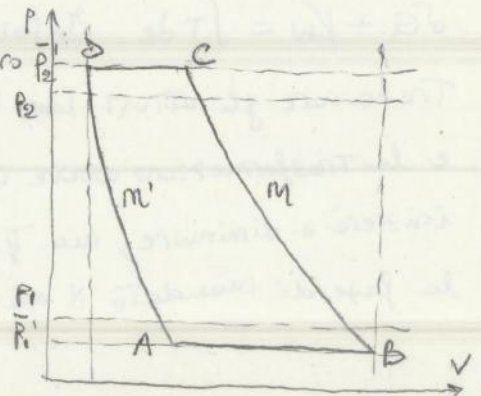
BC: Compressione reale non segue una politropica
 AA: espansione reale non segue politropica
 Le compressioni avvengono in C ad una pressione $P_C > P_C'$ a cause dell'inerzia delle valvole che entrano ad aprirla. Stesse cose succedono in A prima dell'aspirazione, serve una P_A minore.
 B parte quando si chiude \textcircled{Q} cioè a $p = p'$.

Per semplificare la rappresentazione del ciclo di lavoro e renderla fruibile dal punto di vista ingegneristico si usa

IL CICLO DI LAVORO CONVENZIONALE

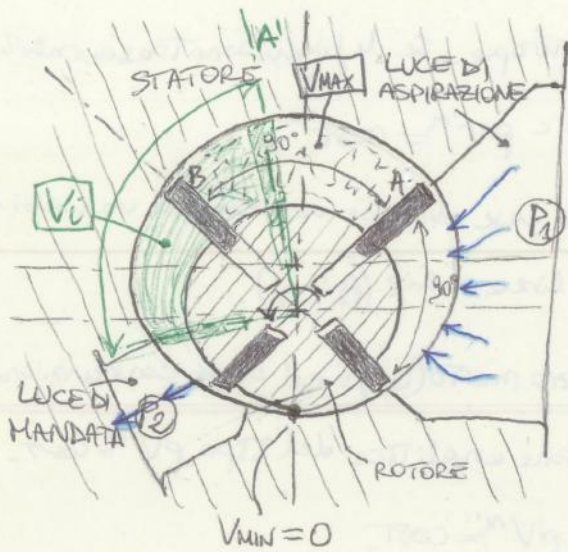
\bar{P}_1 e \bar{P}_2 tengono conto sia della trafilazione che dell'inerzia delle valvole - valori medio costanti

m, m' sono gli esponenti delle politropiche che approssimano



COMPRESSORI VOLUMETRICI ROTATIVI

COMPRESSORE A PALETTE



Rotore e statore sono due cilindri uno dentro l'altro, ma disassati. Sul rotore sono montate n palette - a raggiera come nei mulini, con delle scanalature che le fanno scorrere avanti e indietro e secondo dello spazio disponibile tra rotore e statore. Quando le palette sono simmetriche rispetto all'asse che collega i due centri, allora il volume tra le due palette è

massimo, cioè il volume dove può entrare il gas (V_{max}). Man mano che le palette ruotano il volume a disposizione diminuisce comprimendolo. Si cerca di far terminare l'aspirazione quando $V = V_{max}$ come per i compressori a stantuffo per poi inviare la compressione riducendo il volume disponibile. In funzione di V_{max} si decide quindi dove posizionare la LUCE DI ASPIRAZIONE, ossia dove c'è l'ingresso dall'aria. Quindi la luce di aspirazione si basa sulla direttrice dei due centri e sul settore circolare precedente perché quando finisce l'aspirazione le pale devono trovarsi in modo da avere V_{max} .

Poiché statore e rotore si toccano nel punto di contatto inferiore non esiste spazio morto, ossia $V_{min} = 0 \Rightarrow \mu = 0$ grado di spazio morto e $\lambda_r = 1$. Se però si avesse un volume nullo la pressione dovrebbe essere infinite spezzando il compressore. Si determina quindi un volume INTERMEDIO $V_i < V_{max}$ regolato dalle pressioni P_i volute. Queste infatti decide dove verrà posizionata la LUCE DI MANDATA da dove esce il gas compresso nel V_i .

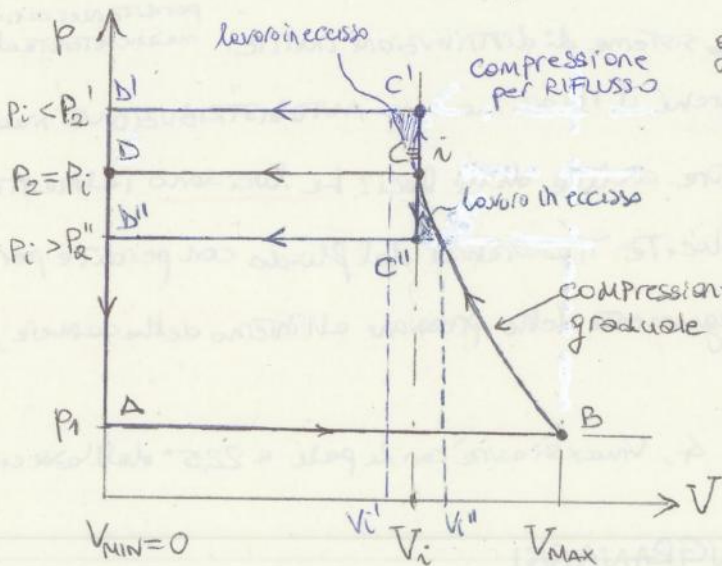
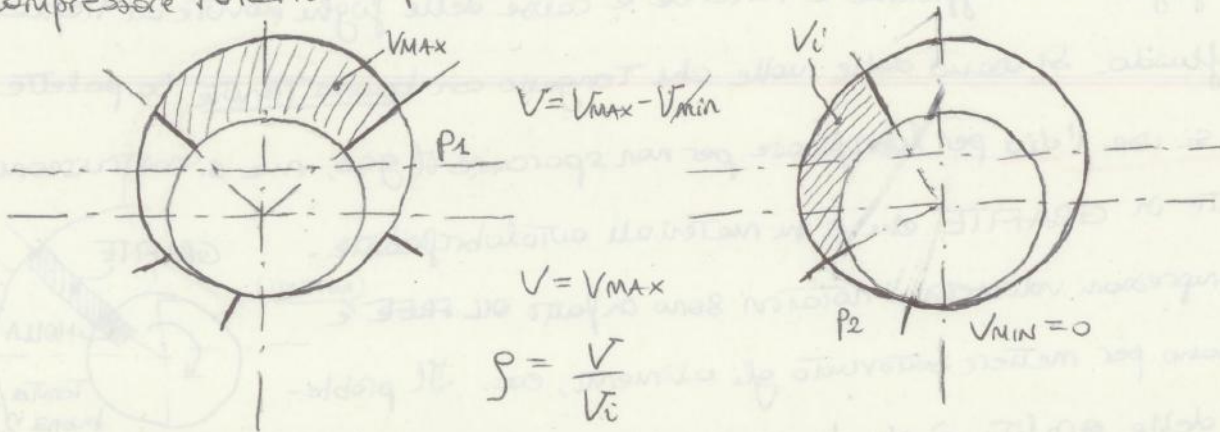
RAPPORTO VOLUMETRICO DI COMPRESSIONE: $\rho = \frac{V_{max}}{V_i}$

COMPRESSORE ROTATIVO A VITE

Non ci sono solo due lobi ma l'ingranaggio si sviluppa in un doppio profilo a vite. In questo modo si può arrivare a compressioni molto alte, infatti questi ingranaggi sono usati nei gruppi frigoriferi perché sono molto massicci e portano il gas a p_2 elevate con cui si può far entrare nelle turbine. (Arriva anche 15 bar)

CICLI DI LAVORO

Compressore rotativo e palette.



Da B a C c'è la fase di compressione graduale che avviene seguendo la poliotropica $p_i = p_1 \gamma^m$ riducendo gradualmente il volume. La fase di mandata parte da C \equiv i nel caso in cui $p_2 \equiv p_i$. Se si ha $p_2 > p_i$ allora la compressione graduale seguirà una compressione per RIFLUSSO: quando il fluido arriva alle lince di mandata e sente

una pressione maggiore questo verrà ulteriormente compresso (i-C') dal fluido stesso che si trova all'esterno che cerca di ristabilire il Δp . Se invece si ha $p_2 < p_i$, allora appena il fluido sente la depressione $\Delta p = p_i - p_2'$, immediatamente si mandegua e quella di mandata tirando velocemente l'asse fuori dalle lince e ristabilizzando il Δp passando da C''.

REGOLAZIONE compressori a palette

* LAMINAZIONE ASPIRAZIONE (MANDATA)

* NUMERO DI GIRI

* ~~CAPACITÀ ADDIZIONALE ALLO SPAZIO MORTO~~ → $\lambda_v = 1, V_{MIN} = 0$ non si può applicare!

* RIFLUSSO

* LAMINAZIONE ASPIRAZIONE

Fare una laminazione alle mandate sarebbe inutile perché il compressore non vedrebbe nessuna variazione importante in quanto p_2 potrebbe crescere all'infinito.

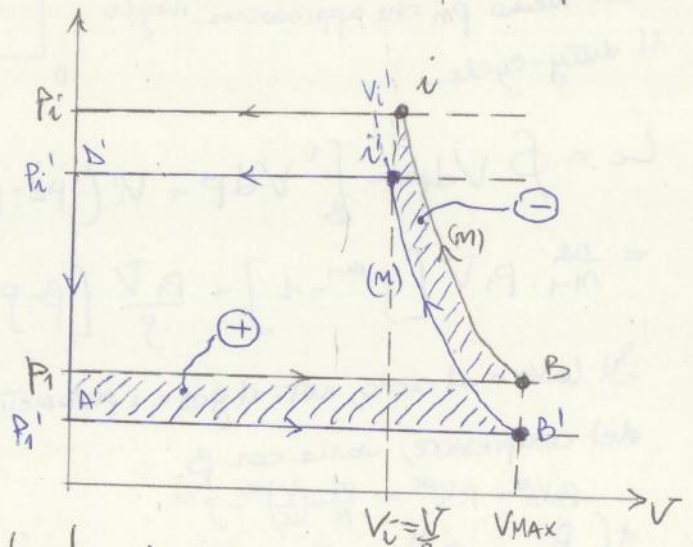
Invece, all'aspirazione si ha: $m = p_1 i V n = \frac{p_1}{RT_1} i V n \alpha p_1$

$m \propto p_1$ perché $\lambda_v = 1$

↓
 $\lambda_{v, id} = 1$
non dipende da β

$$p_i = \beta^m p_1 \quad p_i' = \beta^m p_1'$$

Le aree relative al lavoro al ciclo aumentano o diminuiscono in funzione dei contributi \oplus e \ominus : si può notare che, essendo $V_i' = \frac{V}{\beta^m}$, più cresce β e più V_i' si sposta a sinistra aumentando il contributo \ominus , mentre \oplus rimane pressoché invariata. Si stabilisce che per $\beta \geq 2,3$ $L_c \downarrow$ e la laminazione è efficace.



* NUMERO DI GIRI

Considerando $m = p_1 i V n \Rightarrow m \propto n$; $P_{oss} = \frac{i L_c n}{2m}$ per valutare le potenze assorbite con il nuovo numero di giri bisogna considerare il rendimento meccanico.

L_c non varia perché il ciclo di lavoro è lo stesso (viene solo percorso più o meno volte), ma all'aumentare di n aumentano anche le perdite per attrito meccanico, η_m infatti non dipende da L_c , ma dallo scorrimento delle palette (in grappe). $\eta_m < 1$ anche nelle macchine a vuoto. Normalmente non è costante con n , ma lo si può supporre.

* RIFLUSSO

Parte delle portate in uscita è inviata ad una valvola di sfogo. Se viene riaspirato dal compressore la si deve refrigerare. $L_c = \text{cost}$; $P_{oss} = \text{cost}$.

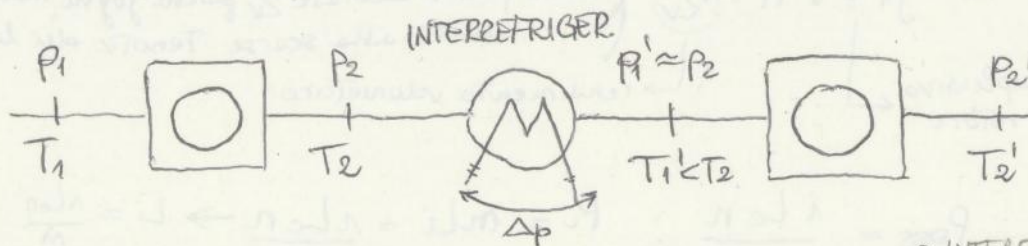
Questi compressori sono usati per portate piuttosto elevate, ma soprattutto per piccoli β in modo da limitare le fughe e non surriscaldare troppo i materiali metallici dei compressori (Teoricamente con β). Se i materiali si scaldano sono soggetti alle dilatazioni termiche che fanno bloccare gli ingranaggi chiudendo i giochi. Se $T \uparrow$ bisogna ampliare le tolleranze tra i lobi e quindi aumentare le fughe. Per questo si scelgono dei

β LIMITATI: $\beta = \frac{P_2}{P_1} \leq 2$ (solitamente 1,7-1,8)

Vengono spesso utilizzati per la sovralimentazione dei motori a compressione interna: i β sono in linea di massima sufficienti per una sovralimentazione non troppo spinta e le velocità di rotazione necessarie è tale da rendere possibile il collegamento meccanico motore-compressore.

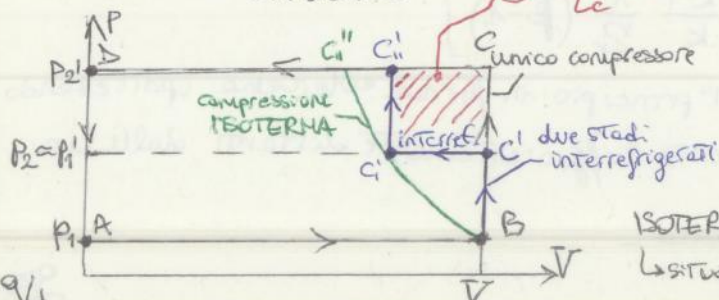
Se si vogliono dei β più elevati si usano dei **DOPPI STADI**.

COMPRESSIONE IN PIÙ STADI



Tra i due stadi di compressione si deve interporre un ^{o INTERCOOLER} INTERREFRIGERATORE il quale causerà una piccola caduta di pressione trascurabile $P_1' \approx P_2$, ma un notevole abbassamento di temperatura $T_1' < T_2$ in modo da riportare il fluido in condizioni di asfitezione. Entrambi i compressori lavorano a β piuttosto bassi, ma sommandoli si arriva a $\beta \approx 2,5$. (*) $\rho_1 \uparrow = \frac{m}{V \downarrow}$

CICLO DI LAVORO



Interrefrigerazione: $\rho_1 \uparrow = \frac{P_1'}{RT_1'} \approx \frac{P_2^{const}}{RT_1' \downarrow}$
 & T scende, aumenta ρ e quindi diminuisce V (*)
 Si nota come L_c diminuisce \rightarrow risparmio lavoro!
 anche se c'è una piccola caduta di pressione.
 ISOTERMA: compressione ideale con # stadi infinito
 ↳ situazione migliore, ma non si può raffreddare all'infinito.