NUMERO: 2153A

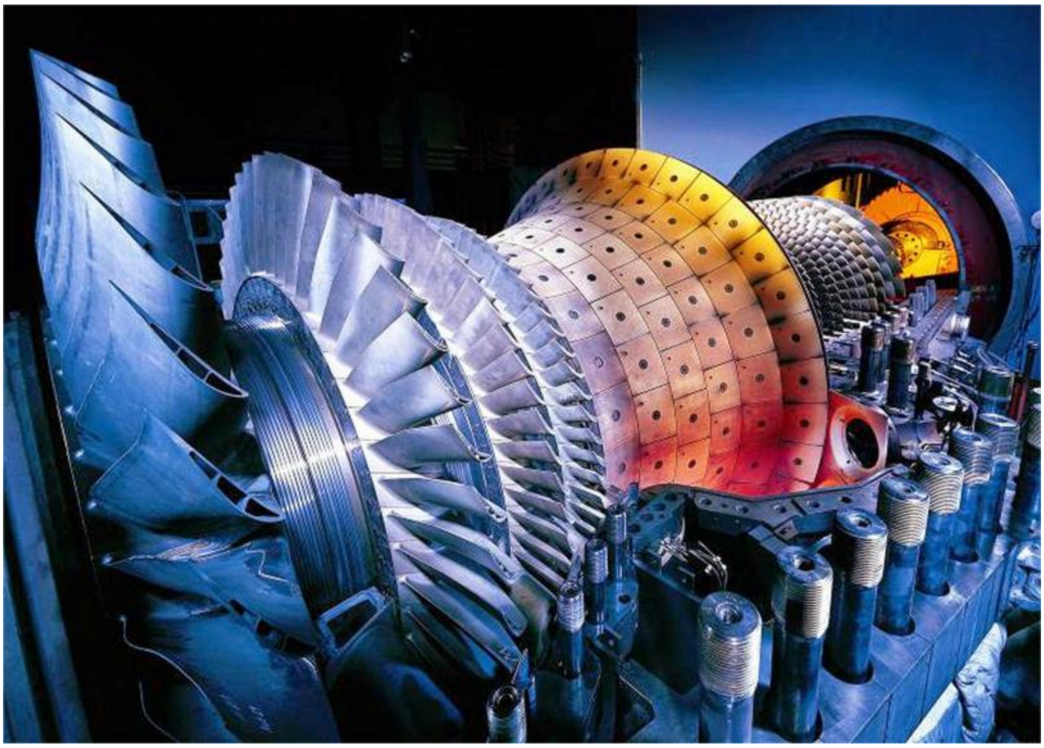
ANNO: 2017

A P P U N T I

STUDENTE: Caponio Vittorio

MATERIA: Macchine Teoria - Prof. Dongiovanni

MACCHINE



Professore: Claudio Dongiovanni

Studente: Vittorio Caponio

Appunti A.A : 2016 - 2017

CAPITOLO 1

Richiami di termodinamica

- I PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA
- II PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA
- TRASFORMAZIONI TERMODINAMICHE
- APPROCCIO LAGRANGIANO E EULERIANO
- EQ. DI CONS. DELLA MASSA
- EQ. DI CONS. DELLA QUANTITA' DI MOTO
- EQ. DI CONS. DEL MOMENTO DELLA QUANTITA' DI MOTO

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 6 di 292

2) Forze di pressione $\vec{F_p} = -\int_S p \cdot \vec{n}\, dS$

3) Forze dovute agli sforzi di taglio. $\vec{F} = \text{SFORZO} \cdot S \Rightarrow \text{SFORZO} = \frac{\vec{F}}{S}$, ma anche la superficie può essere espressa come un vettore se si fa riferimento alla sua normale

$\Rightarrow \text{SFORZO} = \frac{\vec{F}}{\vec{S}} \Rightarrow \boxed{\text{TENSORE}}$ $\quad \vec{F_\sigma} = \int_{\vec{S}} \overline{\overline{T}} \cdot \vec{n}\, dS$

↑ prodotto scalare (abbassa il grado tensoriale).

Ora è necessario definire $\overline{\overline{T}}$?

Dopo alcune dimostrazioni si arriva alla conclusione che il tensore è SIMMETRICO

$T_{xy} = T_{yx} \Rightarrow$ $\boxed{\text{ha 6 componenti}}$

Cerchiamo delle RELAZIONI COSTITUTIVE per esprimere questo TENSORE GENERICO.

Se ci poniamo nel $\boxed{\text{CASO STATICO}}$ non agiscono sforzi viscosi, quindi ci sono solo le forze di pressione.

$$\overline{\overline{T}} = -p\overline{\overline{I}} = \begin{bmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & -p \end{bmatrix}$$

TENSORE SFERICO] → GLI ASSI PRINCIPALI SONO
⇒ UGUALI, cioè qualunque direzione consideri, il valore della pressione in un punto non cambia.

$$\boxed{p = \frac{1}{3}\sum_{i=1}^{3} \sigma_{ii}}$$

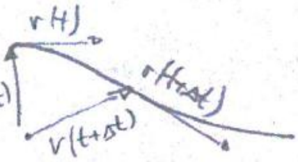
$$F_s = -\int_S p\, \hat{n}\, dS = -\int_S \underset{\text{scalare}}{p}\, \overline{\overline{I}} \cdot \hat{n}\, dS = \int_S \overline{\overline{T}} \cdot \hat{n}\, dS$$

$\boxed{\text{CASO DINAMICO}}$ vi sono anche le componenti dovute agli sforzi VISCOSI.

$$\overline{\overline{T}} = -p\overline{\overline{I}} + \overline{\overline{\tau}}$$

$\overline{\overline{\tau}}$ → parte DEVIATORICA (dipende dalle forze viscose e presente in caso di fluido in moto)

LAGRANGIANO → DIPENDE SOLO DAL TEMPO



$$\vec{v}(t) = \frac{d r(t)}{dt} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{r(t+\Delta t) - r(t)}{\Delta t} \Rightarrow \text{TANG ALLA TRAIETTORIA}$$

$$\vec{a}(t) = \frac{d\vec{v}(t)}{dt} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{v(t+\Delta t) - \vec{v}(t)}{\Delta t} = \underbrace{a(t)_{tang}}_{\text{VARIAZ VELOCITÀ MODULO}} + \underbrace{a(t)_{centrip}}_{\text{VARIAZ VELOCITÀ DIREZIONE}}$$

EULERIANO → DIPENDE DAL TEMPO E DALLO SPAZIO

$$\vec{a}(t) = \frac{d\vec{u}}{dt}(\vec{x}, t) = \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial \vec{x}} \cdot \frac{\partial \vec{x}}{\partial t} = \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \vec{\nabla} u$$

ci spiega la variazione delle velocità delle part all'interno del volume di controllo

$\boxed{\text{ACC. CONVETTIVA}}$

se due particelle diverse attraversano il volume di CONTROLLO a due velocità differenti, questo termine indica tale variazione.

$\boxed{\text{ACC o DERIVATA LOCALE}}$

LINEA DI CORRENTE O LINEA DI FLUSSO $\Rightarrow$ $\boxed{\text{APPROCCIO EULERIANO}}$ $\Rightarrow$ identificato un volume di controllo e fissato un istante di tempo $t = \bar{t}$ si dice linea di corrente una LINEA che in ogni punto sia tangente al vettore VELOCITÀ LOCALE.

La velocità non è più funzione del tempo, ma dipende anche dallo spazio. Lo spazio di osservazione è fissato, quindi INDIPENDENTE DAL TEMPO, ma le particelle che attraversano il volume di controllo variano la propria posizione in funzione del tempo!!

$$\bar{a}^\circ(t) = \frac{d\bar{u}^\circ}{dt}(\bar{x},t) = \frac{\partial \bar{u}^\circ}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}^\circ}{\partial \bar{x}} \cdot \frac{d\bar{x}^\circ}{dt} = \frac{\partial \bar{u}^\circ}{\partial t} + \left(\bar{u}^\circ \cdot \bar{\nabla} \bar{u}^\circ\right)$$

si spiega la variazione di velocità delle particelle all'interno del volume di controllo

variazione di velocità in un solo punto (VOLUME DI CONTROLLO). Se una particella passa a velocità $\bar{v}_1^\circ$ e una seconda particella passa a velocità $\bar{v}_2^\circ$ allora c'è stata una variazione di velocità $\frac{\partial u}{\partial t}$

velocità della particella la cui posizione varia nel tempo.

la velocità dipende dalla posizione in cui è stato scelto il volume di controllo.

$$\bar{a}^\circ(t) = \underbrace{\frac{\partial \bar{u}^\circ}{\partial t}}_{\text{ACC. O DERIVATA LOCALE (VETTORE)}} + \underbrace{\bar{u}^\circ \cdot \bar{\nabla} \bar{u}^\circ}_{\text{ACC. O DERIVATA CONVETTIVA}}$$

I PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

LA SOMMA DEL LAVORO MECCANICO $\bar{L}$, E DEL CALORE $\bar{Q}$, FORNITI AL SISTEMA DALLO ESTERNO UGUAGLIA LA VARIAZIONE DI ENERGIA DEL SISTEMA STESSO.

$$\bar{L} + \bar{Q} = \overline{\Delta E} \quad \Rightarrow \text{all'unità di massa} \quad L + Q = \Delta E \quad [J/kg]$$

Energia, calore e lavoro sono la stessa cosa, è l'espressione dell'energia in diverse forme. Se c'è uno spostamento $\Rightarrow$ LAVORO

Se c'è una ΔT che porta a uno scambio termico $\Rightarrow$ CALORE.

$\bar{E} =$
- energia interna $\bar{U}$ (di agitazione molecolare, di legami tra atomi costituenti la molecola, di legami tra componenti atomici)
- energia macroscopica ($\bar{E}_c$, cinetica, $\bar{E}_p$, potenziale, $\bar{E}_f$ campo di forze centrifughe).

$$L + Q = \Delta E = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta E_f \quad \left[\frac{J}{kg}\right] = \left[\frac{m^2}{s^2}\right]$$

Il IPTD è applicabile per un qualunque intervallo di tempo, sia finito che infinitesimo

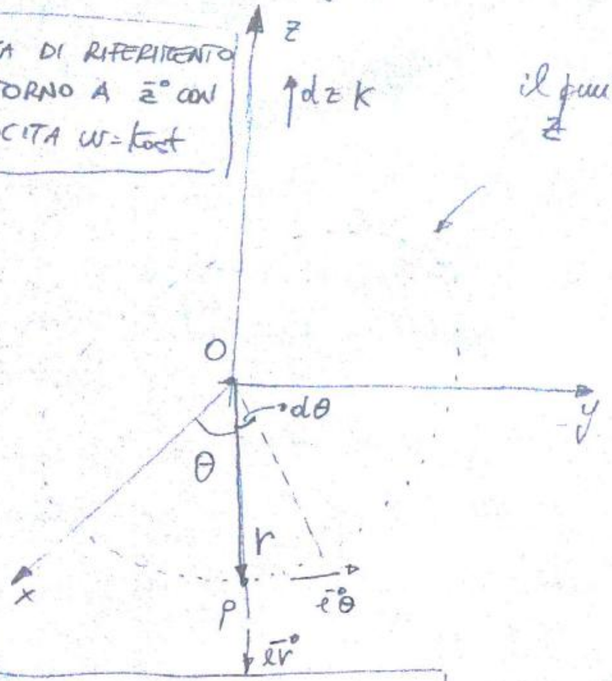
$$dL + dQ = dE = dU + dE_c + dE_p + dE_f$$

ENERGIA DI UN CAMPO DI FORZE CENTRIFUGHE:

(IV)

se il sistema di riferimento assunto ruota intorno ad un asse con velocità angolare ω, in tale sistema è presente un campo di forze centrifughe (PER UN OSSERVATORE SOLIDALE AL SISTEMA IN ROTAZIONE (P)). ΔE_f ASSOCIATA A TALE CAMPO è poi il lavoro compiuto dalle forze del campo centrifugo cambiate di segno

IL SISTEMA DI RIFERIMENTO RUOTA INTORNO A $\bar{z}°$ CON UNA VELOCITÀ $\omega = \text{cost}$



il punto P ruota intorno a z

$$L = \int_1^2 \bar{F}_c° \cdot d\bar{s}°$$

Consideriamo un sistema di riferimento di coordinate cilindriche $(O; r, \theta, z)$, che ruota con P.
Il punto P è soggetto alla FORZA CENTRIFUGA

$$\bar{F}_c° = -m\,\bar{a}_c°$$

↳ ACC. CENTRIPETA.

$$\bar{a}_c° = -\omega^2 r\,\bar{e}_r° \quad \text{(OPPOSTA AL VERSORE } \bar{e}_r°\text{)}$$

$$\boxed{d\bar{s}° = dr\,\bar{e}_r° + dz\,\bar{e}_z° + r\,d\theta\,\bar{e}°_\theta}$$

$$\boxed{\bar{F}_c° = m\,\omega^2 r\,\bar{e}_r°}$$

Lungo gli assi $\hat{r}$ e $\hat{z}$ si hanno delle variazioni lineari, invece lungo $\hat{\theta}$ il punto segue un arco

$$L_{f_{1,2}} = \int_1^2 \bar{F}_c° \cdot d\bar{s}° = \int_1^2 \omega^2 r\,\bar{e}_r° \cdot (dr\,\bar{e}_r° + dz\,\bar{e}_z° + r\,d\theta\,\bar{e}°_\theta) = \int_1^2 \omega^2 r\,\bar{e}_r° \cdot \bar{e}_r°\,dr =$$

$$= \omega^2 \int_1^2 r\,dr = \omega^2 \left[\frac{r^2}{2}\right]_1^2 = \frac{\omega^2}{2}(r_2^2 - r_1^2) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{\Delta u^2}{2} \rightarrow \boxed{\text{VELOCITÀ DI TRASCINAMENTO}}$$

Quindi poiché l'energia di un campo di forze centrifughe è uguale al lavoro fatto da questo campo per spostare un punto dotato di massa da un punto 1 a un punto 2 allora

$$\boxed{\Delta E_f = -\frac{\Delta u^2}{2}} \quad \text{QUINDI} \quad E_f = -\frac{u^2}{2}$$ a meno di una costante.

$$\rightarrow L + Q = \Delta U + \Delta\left(\frac{\overset{\text{TANG.}}{v^2}}{2}\right) + g\Delta z - \Delta\left(\frac{\overset{\text{DI TRASCINAMENTO}}{u^2}}{2}\right) = (U_2 - U_1) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) - \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}\right)$$

$$\delta L + \delta Q = dU + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + g\,dz - d\left(\frac{u^2}{2}\right) \rightarrow \boxed{\text{IN TERMINI INFINITESIMI}}$$

II PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

(V)

Il secondo principio della termodinamica racconta qual'è la qualità dell'energia. LA QUALITÀ ⇒ è legata alla REVERSIBILITÀ dell'energia. Concetto di qualità di ENERGIA è legato alla CAPACITÀ DI RIUTILIZZARE L'ENERGIA (CHE DIPENDE MOLTO DALLA TEMPERATURA).

Il misuratore di tale QUALITÀ è l'ENTROPIA. $\left|\Delta S = \frac{\Delta Q}{T}\right|$ ⇒ MISURATORE DI QUALITÀ

Elevate temperature rendono l'ENERGIA PIÙ PREGIATA perché più volte riutilizzabile.

Se $T \to +\infty$ $\boxed{\Delta S = 0}$ BUONO!! Questo è l'obbiettivo della tecnologia. Cioè la possibilità di portare alle più alte TEMPERATURE POSSIBILI (fisicamente accettabili per il materiale)

se $T \to 0$ $\boxed{\Delta S = +\infty}$ MALE!! Si ha una minore possibilità di REVERSIBILITÀ. MAGGIOR DISORDINE.

ΔS ⇒ È UNA FUNZIONE DI STATO!! DIPENDE DALLO STATO INIZIALE E FINALE, mai dal tipo di trasformazione.

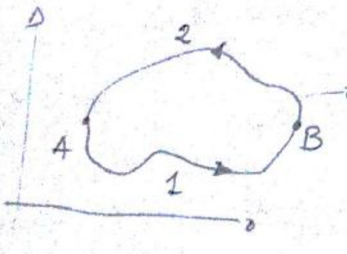
Supponiamo che $dE_c = dE_p = dE_f = 0$.

TEOREMA DI CLAUSIUS

Per una TRASFORMAZIONE CICLICA REVERSIBILE di una massa unitaria

$$\boxed{\oint \frac{dQ}{T} = 0}$$

L'integrale può essere valutato individuando 2 punti A e B appartenenti a tale trasformazione e i due corrispondenti percorsi 1 e 2 che li collegano.



→ TRASF. CICLICA

$$\oint \frac{dQ}{T} = \int_{A\,1}^{B} \frac{dQ}{T} + \int_{B\,2}^{A} \frac{dQ}{T} = 0$$

DA CUI SI OTTIENE

$$\int_{A\,1}^{B} \frac{dQ}{T} = \int_{A\,2}^{B} \frac{dQ}{T} \Rightarrow$$

poiché i cammini di integrazione tra A e B sono arbitrari, il termine $\frac{dQ}{T}$ è un differenziale esatto

è possibile definire una quantità caratteristica del sistema ⇒ $\boxed{\text{FUNZIONE DI STATO}}$ che viene definita ENTROPIA ed è indicata con S

$$\boxed{\int_A^B \frac{dQ}{T} = S_B - S_A} \Rightarrow \boxed{dQ_e = T\,dS}$$

L'entropia S può essere vista inoltre come la quantità di quanto CALORE $\boxed{\text{NON}}$ può essere convertito in LAVORO

ATTENZIONE. $di = dQ = c_p dT$ per $p = kost$. $TdS = dQ$ REVERSIBILE.

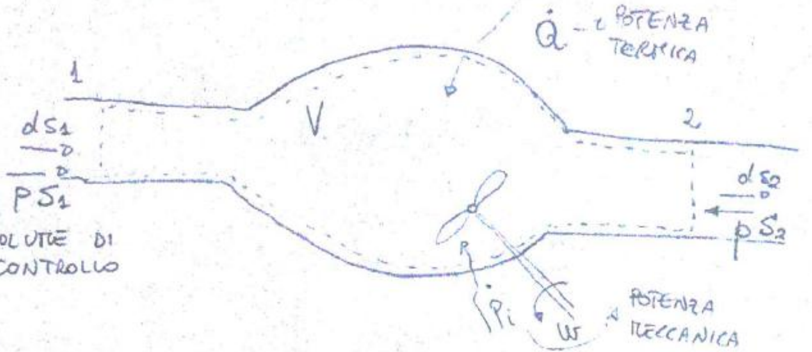
$dQ + dQ_w = TdS$ IRREVERSIBILE.

Può esistere una trasformazione ISENTROPICA in presenza di dissipazione di calore?
E' sufficiente che $\underbrace{dQ = -dQ_w}$ $\Rightarrow TdS = 0 = di \quad i = kost$

CIOE' TUTTO IL CALORE SCAMBIATO VIENE DISSIPATO.

APPROCCIO EULERIANO $\Rightarrow$ VOLUME FISSO

MACCHINA A FLUSSO PERMANENTE



V = VOLUME DI CONTROLLO

FLUSSO STAZIONARIO: se, considerato un qualsiasi punto di tale volume, le condizioni cinematiche e termodinamiche del fluido (veloc, press, Temp) NON VARIANO NEL TEMPO.

- La massa m contenuta nel volume di controllo tra le sezioni 1 e 2 rimane costante nel tempo per la PERMANENZA DEL FLUSSO
- $\dot{Q}$ POTENZA TERMICA FORNITA DALL'ESTERNO ALLA MASSA m.
- $\dot{P}$ POTENZA MECCANICA INTERNA FORNITA DALLA MACCHINA ALLA MASSA m.

I PTD alla trasformazione che il fluido subisce nel tempo $[t, t+dt]$.

, CALORE FORNITO DALL'ESTERNO $\boxed{dQ = \dot{Q}\, dt}$

Essendo il sistema aperto devo tener conto che vi è del fluido in movimento nelle sezioni di ingresso e uscita.

IL LAVORO E' UN ENERGIA ASSOCIATO ALLO SPOSTAMENTO A CAUSA DI FORZE APPLICATE.

. Le forze che insistono sulla sup solida non generano spostamenti quindi non producono lavoro.

. La PRESSIONE nelle sezioni di ingresso e uscita generano delle forze $p \cdot S$

. LAVORO FORNITO DALL'ESTERNO AL SISTEMA, dL è dato da

1. LAVORO MECCANICO $\bar{P}_i \cdot dt$ fornito dagli organi mobili della macchina al fluido
2. LAVORO DELLE FORZE DI PRESSIONE ESERCITATE DAL FLUIDO ESTERNO AL SISTEMA. (fluido a sinistra della sezione 1 e a destra della sez 2).

$$\boxed{dL = \bar{P}_i dt + pA_1 ds_1 - pA_2 ds_2}$$

lo spostamento e le forze di pressione sono discordi.

In forma infinitesima $\boxed{dQe + dLi = di + dEc + dEp + dEf}$ ⇒ FORMA EULERIANA (X)

VALE ANCHE IL II PRINC. DELLA TERMODINAMICA PER TRASF. REALI

$$T\,dS = dQ + dQw = dQ + dLw = dU + pdv = di - vdp$$

OVVERO

$$\boxed{dQe = di - vdp - dLw}$$ sostituendo ottengo

$$\cancel{di} - vdp - dLw + dLi = \cancel{di} + dEc + dEp + dEf$$

LAVORO MECCANICO FORNITO DAGLI ORGANI MOBILI DELLA MACCHINA AL FLUIDO CHE LA ATTRAVERSA IN MOTO PERMANENTE

$$dLi - dLw = vdp + dEc + dEp + dEf$$ in forma integrale

$$Li - Lw = \int_1^2 vdp + \Delta Ec + \Delta Ep + \Delta Ef = \int_1^2 vdp + \left(\frac{b_2^2 - b_1^2}{2}\right) + \rho(z_2 - z_1) + \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}\right)$$

I PDT. FORMA MECCANICA EULERIANA.

$Li > 0$ MACCHINE OPERATRICI (FANNO LAVORO SUL SISTEMA) COMPRESSORI, POMPE, VENTILATORI,

$Li < 0$ MACCHINE MOTRICI (IL FLUIDO FORNISCE LAVORO ALLA MACCHINA) MOTORI A COMBUST. INTERNA, TURBINE.

$\boxed{Li \text{ OTTENUTO} = -Li}$

F. LAGRANGIANA	F. EULERIANA
$Q + L = \Delta U + \Delta E$	$Q + L = \Delta i + \Delta E$
$L - Lw = -\int_1^2 pdV + \Delta E$	$L - Lw = \int_1^2 Vdp + \Delta E$

SISTEMA DI RIFERIMENTO FISSO ⇒ OSSERVATORE ESTERNO

Esprimo il I PDT. rispetto a un sistema fisso: $\Delta Ef = 0$

$$Qe + Li = \Delta i + \Delta Ec + \Delta Ep = (i_2 - i_1) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) + \rho(z_2 - z_1)$$

$$Li - Lw = \int_1^2 vdp + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) + \rho(z_2 - z_1)$$

MACCHINE IDRAULICHE

Le macchine idrauliche operano con fluidi incomprimibili. (LIQUIDI). Pertanto $Q_e \simeq 0$.

I PDT. ESPRESSIONE MECCANICA EULERIANA (VOLUME SPECIFICO COSTANTE $v = \text{cost}$)

$$L_i - L_w = v\int_1^2 dp + \Delta E_c + \Delta E_p = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_p$$

$$L_i - L_w = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho} + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) \left[\frac{J}{kg}\right] \text{ DIVIDO PER } g$$

$$\frac{L_i - L_w}{g} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}\right) + (z_2 - z_1) \ [m]$$

$\boxed{\gamma = \text{PESO SPECIFICO } \rho g}$

DISLIVELLO MANOMETRICO O PIEZOMETRICO $\left(\frac{p}{\gamma}\right)$

DISLIVELLO CINETICO

DISLIVELLO GEODETICO

$$\boxed{H = z + \frac{p}{\gamma}}$$

ALTEZZA PIEZOMETRICA = ALTEZZA MANOMETRICA + ALTEZZA GEODETICA

$$\boxed{H^\circ = H + \frac{c^2}{2g}}$$

CARICO TOTALE = ALTEZZA PIEZOMETRICA + ALTEZZA CINETICA

OSSERVO CHE

$$L_i - L_w = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho} + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Se la applico a
- CONDOTTI FISSI $L_i = 0$
- PRIVO DI RESIST. PASSIVE $L_w = 0$

$$\boxed{\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g z_2}$$

IL CARICO TOTALE È COSTANTE IN UN CONDOTTO FISSO E SENZA ATTRITO. BERNOULLI

TRASFORMAZIONE DELL'ENERGIA NEGLI IMPIANTI TERMICI

Un impianto termico è costituito da una serie di macchine, entro cui scorre in regime permanente un fluido, le cui evoluzioni termodinamica può essere descritte da un CICLO CHIUSO.

I PDTD $\quad \boxed{\Sigma L_i + \Sigma Q_e = \Sigma \Delta i + \Sigma \Delta E_c + \Sigma \Delta E_p = 0}$

Il lavoro ottenuto è uscente dal sistema $(L_{ott})_c < 0$ $\quad L_{OTTENUTO} = -\Sigma L_i$
AL CICLO

$\Sigma Q_e = Q_1 - Q_2$ dove Q_1 e Q_2 sono le quantità globalmente fornite e sottratte all'unità di massa di fluido che percorre il ciclo $\Rightarrow \boxed{L_c = Q_1 - Q_2} \left[\frac{J}{kg}\right]$

RENDIMENTO UTILE $\Rightarrow$ RAPPORTO TRA POTENZA UTILE (l'ultima, la più pregiata) e LA POTENZA TERMICA FORNITA. XIV

$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1} = \frac{P_u}{P_i} \cdot \frac{P_i}{\dot{Q}_1} = \eta_o \eta_c$$

$\Rightarrow$ TIENE CONTO SIA DELLA CONVERSIONE DEL CALORE IN LAVORO, SIA DELLA DISSIPAZIONE DEGLI ACCESSORI E DELL'ATTRITO MECCANICO.

RENDIMENTO GLOBALE $\Rightarrow$ RAPPORTO TRA LA POTENZA UTILE E LA POTENZA SVILUPPATA NELLA COMBUSTIONE COMPLETA

$$\eta_g = \frac{P_u}{G_b H_i} = \frac{P_u}{P_i} \frac{P_i}{\dot{Q}_1} \frac{\dot{Q}_1}{G_b H_i} = \eta_o \cdot \eta_c \cdot \eta_b$$

TIENE ANCHE CONTO DELL'EFFICIENZA DEL GENERATORE

GAS PERFETTI E TRASFORMAZIONI

Ricordando il secondo principio della termodinamica per trasformazioni ideali:

$$TdS = dQ = dU + pdV \qquad V = kost \qquad dU = Q = f(T) = c_v dT$$

c_v $\to$ CALORE SPECIFICO A VOLUME COSTANTE.

GAS PERFETTO $\Rightarrow$ $\boxed{pv = RT}$

$$R = \boxed{\text{COSTANTE ELASTICA DEL GAS}} = \frac{R'}{M'} = \frac{\text{COSTANTE UNIVERSALE DEI GAS}}{\text{MASSA MOLECOLARE GAS CONSIDERATO}} = \frac{8310 \frac{J}{K\ kmole}}{M'}$$

$$\boxed{R_{aria} = 287{,}1 \frac{J}{Kg\ K}}$$

. Per un gas TERMICAMENTE PERFETTO, l'energia interna è solo funzione della TEMPERATURA $U = U(T)$ ovvero $\boxed{dU = c_v dT}$ essendo $c_v = kost$ ottengo $\boxed{U = c_v T + kost}$ è anche CALORICAMENTE PERFETTO

GAS PERFETTO = GAS TERMICAMENTE + CALORICAMENTE PERFETTO.

L'ENTALPIA $i = U + pv$ di un gas perfetto è anch'essa funzione solo della T.

$$\boxed{i = U + pv = U + RT = (c_v + R)T = c_p T}$$

c_p $\to$ CALORE SPECIFICO A PRESSIONE COSTANTE.

$$\boxed{\begin{aligned} c_p &= c_v + R \\ \frac{c_p}{c_v} &= K \end{aligned}}$$

K è una costante del gas $K = \frac{L+2}{L}$

Con L si indica il numero di gradi di libertà di una MOLECOLA del gas considerato.

Se il ciclo è REALE $\Sigma L_w \neq 0$

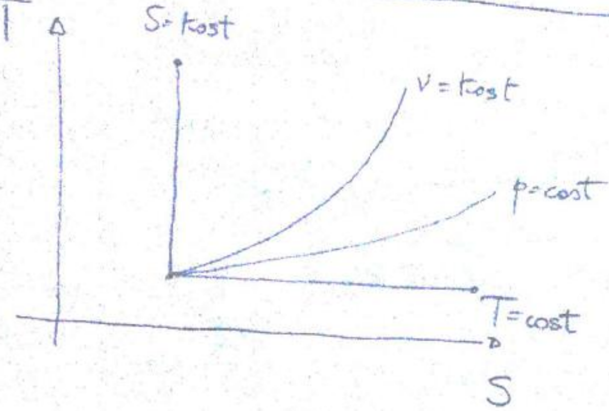
$$\oint T dS = \text{AREA DEL CICLO} = \Sigma Q_e + \Sigma L_w = (L_{OTT})_c + \Sigma L_w$$

$$\boxed{(L_{OTT})_c = \oint T dS - L_w}$$

IN UN CICLO TERMODINAMICO IL LAVORO AL CICLO È PARI ALL'AREA DELLO STESSO (T-S) DIMINUITA DALLE PERDITE FLUIDODINAMICHE.

$$(L_{OTT})_c = -\Sigma L_i = -\oint p dV - \Sigma L_w = \int V dp - \Sigma L_w$$

TRASFORMAZIONE ISOENTROPICA $\Rightarrow$ $\boxed{S = \text{COSTANTE}}$



$$\boxed{T dS = dQ + dL_w = 0}$$

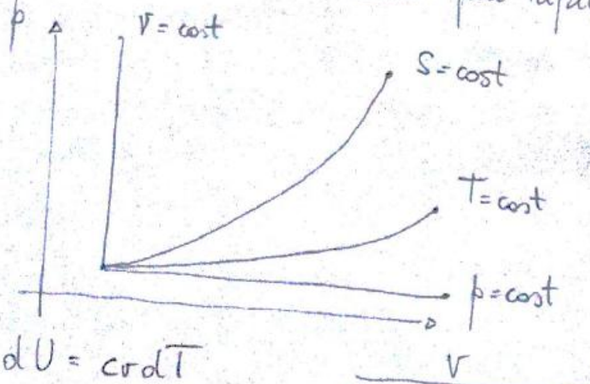
① TRASFORMAZIONE ADIABATICA E REVERSIBILE $dQ_e = dL_w = 0$

② TRASFORMAZIONE IRREVERSIBILE TALE CHE $dQ_e + dL_w = 0$

Cioè se considero che $L_w \neq 0$ si ha un aumento di temperatura dovuta alle resistenze passive $\Rightarrow$ dQ_e è un CALORE USCENTE che deve essere sottratto al sistema pari a quello delle resistenze passive. $\boxed{dQ_e = -dL_w}$

LEGGE DI UNA TRASFORMAZIONE ISENTROPICA È

$\boxed{pv^k = \text{kost}}$ $\Rightarrow$ è rappresentata nel piano (p,v) da un IPERBOLE tanto più ripida tanto $k\uparrow$



con $\boxed{v = \frac{1}{\rho}}$ VOLUME SPECIFICO.

DIMOSTRAZIONE

Per una trasformazione generica $T dS = dU + p dV$ ma $dS = 0$

$$\begin{cases} dU = c_v dT \\ p = \frac{RT}{v} \end{cases} \Rightarrow \boxed{c_v dT + \frac{RT}{v} dv = 0}$$

EQ. DIFFERENZIALE A VARIABILI SEPARABILI

divido per $c_v T$ $\Rightarrow$ $\frac{dT}{T} = -\frac{R}{c_v}\frac{dv}{v}$ integro

XVII

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = -\int_{v_1}^{v_2} \frac{R}{c_v}\frac{dv}{v} \Rightarrow \ln\frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v}\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \Rightarrow \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{c_v} = \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{-R} \Rightarrow$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{c_v} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{-R} \Rightarrow \frac{T_2^{c_v}}{v_2^{-R}} = \frac{T_1^{c_v}}{v_1^{-R}} \Rightarrow T_2^{c_v} v_2^{R} = T_1^{c_v} v_1^{R} \Rightarrow$$

$$\boxed{T\, v^{\frac{R}{c_v}} = kost}$$

RICORDANDO CHE $pv = RT \Rightarrow T = \frac{pv}{R}$

$$\frac{pv}{R} \cdot v^{\frac{R}{c_v}} = kost \qquad \boxed{p\, v^{1+\frac{R}{c_v}} = kost}$$

osservo che $1 + \frac{R}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = \frac{c_p}{c_v} = k$

Quindi $\boxed{p v^k = kost}$

• CIOÈ IN ALTRI TERMINI $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ ma $v = \frac{RT}{p}$ quindi ottengo

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{RT_2}{p_2}\cdot\frac{p_1}{RT_1}\right)^k ; \quad \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1-k} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^k ; \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{T_2}{T_1}^{\frac{k}{1-k}} ;$$

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

Quindi si ha che

$$\boxed{\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^k = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}$$

TRASF. ISENTROPICA

$$\frac{T_2}{T_1} < \frac{\rho_2}{\rho_1} < \frac{p_2}{p_1}$$

CIOÈ LE VARIAZIONI DI TEMPERATURA SONO INFERIORI RISPETTO ALLA DENSITÀ E ALLA PRESSIONE.

TRASFORMAZIONE ISOTERMA

$\boxed{pV = kost}$

$$T\,dS = dU + p\,dV \qquad \begin{cases} dU = c_v\,dT \\ p = \frac{RT}{V} \end{cases} \Rightarrow T\,dS = c_v\,dT + \frac{RT}{V}dV$$

ISOTERMA $dT = 0 \Rightarrow \cancel{T}\,dS = \frac{R\cancel{T}}{V}dV \Rightarrow dS = R\frac{dV}{V} \Rightarrow$

$$\Delta S = R\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \Rightarrow \boxed{\Delta S = \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^R} \Rightarrow$$

VARIAZ ENTROPIA DI UN ISOTERMA

TRASFORMAZIONE ISOBARA

$p = kost$ $\quad T\,dS = dU + p\,dV = di - v\,dp$ ma $dp = 0 \Rightarrow$

$$T\,dS = di = c_p\,dT \Rightarrow dS = c_p\frac{dT}{T} \qquad \boxed{\Delta S = \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{c_p}}$$

VARIAZ ENTROPIA DI UNA ISOBARA.

TRASFORMAZIONE ISOTERMA $\quad TdS = dQe + dLw = cdT \Rightarrow$ (XX)

$$c = T\frac{dS}{dT} \Rightarrow \text{se } dT = 0 \Rightarrow c = \pm\infty$$

Si ricava quindi che $m = \frac{c-cp}{c-cv} \Rightarrow m = \lim_{c \to \pm\infty} \frac{c-cp}{c-cv} = 1$

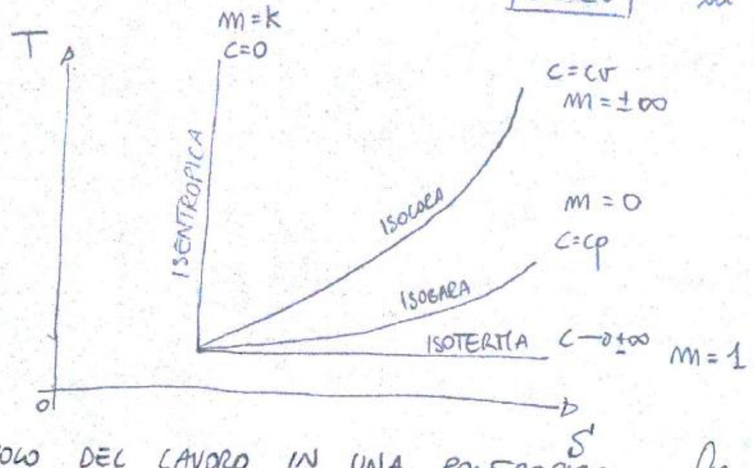
TRASFORMAZIONE ISOBARA $\quad TdS = dQe + dLw = di - vdp = cdT$

$$dp = 0 \Rightarrow di = cpdT \Rightarrow \boxed{c = cp} \quad m = \frac{c-cp}{c-cv} = \frac{cp-cp}{cp-cv} = 0$$

TRASFORMAZIONE ISOCORA

$$TdS = dQe + dLw = dU + pdV = cdT$$

$$dU = cvdT \text{ e } dV = 0 \Rightarrow \boxed{c = cv} \quad m = \frac{cv-cp}{cv-cv} = \pm\infty$$



CALCOLO DEL LAVORO IN UNA POLITROPICA

Ora conosco le relazioni che legano pv posso calcolare gli integrali.

IPOTESI
1. GAS PERFETTO
2. LA TRASFORMAZ. SIA POLITROPICA (COMPRESSIONE ed ESPANSIONE)
3. SISTEMA DI RIFERIMENTO FISSO

I PRINCIPIO SCRITTO IN FORMA EULERIANA E TERMICA

$$Qe + Li = \Delta i + \Delta E = (i_2 - i_1) + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}$$

$\Delta E_p \cong 0$ poiché stiamo considerando una MACCHINA TERMICA.

Essendo il gas perfetto $\Delta i = i_2 - i_1 = cp(T_2 - T_1)$

$$Qe + Li = cpT_1\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right)$$

RICORDO CHE $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{m}{m-1}}$ Se chiamo $\frac{p_2}{p_1} = \beta =$ RAPPORTO DI COMPRESSIONE

$$Qe + Li = cpT_1\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right)$$

INOLTRE $cp = \frac{K}{K-1}R$

$$\boxed{Qe + Li = \frac{K}{K-1}RT_1\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right)}$$

Nel caso di una trasformazione ISOTERMA $\boxed{m = 1}$ QUINDI L'ESPRESSIONE DIVENTA:

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 28 di 292

OSSERVAZIONI

Tali espressioni sono valide sia per le COMPRESSIONI CHE PER LE ESPANSIONI.
In entrambi i casi possiamo trascurare l'energia CINETICA poichè le condotte sono fatte in modo tale che la velocità d'ingresso sia uguale a quella di uscita $\Delta E_c \cong 0$, sia $dQ_e \cong 0$, che $dL_w \cong 0$.

COMPRESSIONE $p_2 > p_1 \Rightarrow \boxed{\beta > 1}$ $L > 0$ MACCHINE OPERATRICE compiono lavoro sul gas che fluisce nel sistema.

$$\boxed{L_i = RT_1 \frac{k}{k-1}\left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} \qquad \boxed{L_i - L_w = RT_1 \frac{m}{m-1}\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)}$$

ESPANSIONE $p_2 < p_1 \Rightarrow \boxed{\beta < 1}$ $\boxed{L < 0}$ MACCHINA MOTRICE LAVORO fatto dal gas sulla macchina

Essendo il lavoro negativo si esprime come

$$\boxed{L_i = RT_1 \frac{k}{k-1}\left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} \qquad \boxed{L_i - L_w = RT_1 \frac{m}{m-1}\left(1 - \beta^{\frac{m-1}{m}}\right)}$$

HO INVERTITO

OPPURE $\beta_e = \frac{p_1}{p_2} > 0$ e sostituisco $\beta \to \beta_e$ e $T_1 \to T_2$

$$\boxed{L_i = RT_2 \frac{k}{k-1}\left(\beta_e^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} \qquad \boxed{L_i - L_w = RT_2 \frac{m}{m-1}\left(\beta_e^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)}$$

I PRINCIPIO SCRITTO IN FORMA TERMICA LAGRANGIANA (riferito a una ben definita quantità di massa)

$$Q_e + L_i = \Delta U + \Delta E_c \qquad \left(\begin{array}{l}\text{sistema fisso } \Delta E_p = 0 \\ \text{macchina termica } \Delta E_p \cong 0\end{array}\right)$$

$$Q_e + L_i = c_v (T_2 - T_1) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right)$$

$$Q_e + L_i = c_v T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) \qquad \boxed{\frac{T_2}{T_1} = \left(\underbrace{\frac{p_2}{p_1}}_{\beta}\right)^{\frac{m-1}{m}}} \quad c_v = \frac{R}{k-1}$$

$$\boxed{Q_e + L_i = \frac{1}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right)}$$

$\rightarrow$ UGUALE ALL'ALTRO MA MANCA IL k!

I PRINCIPIO SCRITTO IN FORMA MECCANICA LAGRANGIANA

$$\boxed{L_i - L_w = \frac{1}{m-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}$$

EQ. DI CONS DELLA MASSA $B_S = m \quad B = \left[\frac{B_S}{m^3}\right] = \left[\frac{kg}{m^3}\right] \rho \quad b = \left[\frac{B_S}{kg}\right] = 1$ (2)

La massa non si crea né si distrugge. Quindi $\dot{\pi}_V = 0$. Le PARTICELLE non si creano dal nulla. PRODUZIONE VOLUMICA NULLA $\dot{\vec{\pi}}_S = 0$

LAGRANGE $\frac{D}{Dt}\int_{S'} \rho \, dV = 0 \Rightarrow \boxed{\frac{DM}{Dt} = 0}$ possono variare il numero di particelle, ma non la massa complessiva del SISTEMA

EULERO $\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_{CV}} \rho \, dV}_{\text{come varia la massa vista da un OSS ESTERNO}} + \underbrace{\int_{S_{CV}} \rho \vec{c} \cdot \vec{n} \, dS}_{\text{come varia il FLUSSO di MASSA}} = 0 \Rightarrow$ SEMPRE VALIDA

FLUSSO STAZIONARIO = il tempo non ha effetto $\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_C} \rho \, dV = 0$ CI SONO SEMPRE LE STESSE CONDIZIONI

$$\int_{S_{CV}} \rho \vec{c} \cdot \vec{n} \, dS = 0 \qquad \boxed{G = \int_A \rho \vec{c} \cdot \vec{n} \, dS = \text{Kost}}$$ CONTINUITÀ FLUSSO STAZION.

Se SUPPONGO che la VELOCITÀ sulla SEZIONE è costante, quindi è distribuita UNIFORMEMENTE, e la densità è costante.

IPOTESI DI UNIDIMENSIONALITÀ
le proprietà sono distribuite uniformemente.

$$\boxed{\rho_1 A_1 c_{1m} = \rho_2 A_2 c_{2m}}$$

EQ. DI CONS. DELLA QUANTITÀ DI MOTO

$\vec{B}_S = \vec{Q} = m\vec{v} \quad \vec{B} = \left[\frac{\vec{B}_S}{m^3}\right] = \left[\frac{kg}{m^3}\right]\vec{v} = \rho\vec{v} \quad b = \left[\frac{\vec{B}_S}{kg}\right] = \vec{v}$

L'unico modo per far cambiare la quantità di moto di un sistema è applicando delle forze.

PRODUZIONE VOLUMICA = FORZE che si applicano SUL VOLUME = FORZE GRAVITAZIONALI.

$$\dot{\vec{\pi}}_V = \left[\frac{B_S}{m^3 s}\right] = \frac{kg\,\vec{v}}{m^3\, s} = \rho \vec{g}$$

PRODUZIONE SUPERFICIALE = TENSORE DEGLI SFORZI.
Quindi abbiamo le forze di superficie riferite ad unità di superficie $\dot{\vec{\vec{\pi}}}_S = \vec{\vec{\sigma}}$

LAGRANGE $\underbrace{\frac{D}{Dt}\int_{V_{S'}} \rho \vec{c} \, dV}_{\text{VARIAZ } Q} = \underbrace{\int_{V_{S'}} \rho \vec{g} \, dV}_{\text{FORZA PESO}} + \underbrace{\int_{S_{S'}} \vec{\vec{\sigma}} \cdot \vec{n} \, dS}_{\text{FORZE DI SUPERFICIE}} \Longleftrightarrow \frac{dQ}{dt} = \vec{R}_{VOLUM} + \vec{R}_{SUPERF}$

EULERO
$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_{CV}} \rho \vec{c} \, dV}_{\text{ACCUMULO DI QUANTITÀ DI MOTO NEL VOLUME DI CONTROLLO}} + \underbrace{\int_{S_{CV}} \rho \vec{c}\,\vec{c} \cdot \vec{n} \, dS}_{\text{FLUSSO DI Q PER UNITÀ DI MOTO (NETTO)}} = \underbrace{\int_{V_{VC}} \rho \vec{g} \, dV}_{\text{FORZA PESO FLUIDO CONTENUTO NEL VOLUME DI CONTROLLO}} + \underbrace{\int_{S_{VC}} \vec{\vec{\sigma}} \cdot \vec{n} \, dS}_{\text{RISULTANTE FORZE DI SUPERFICIE VOLUME DI CONTROLLO}}$$

EULERIANO

FLUSSO DI MOMENTO DI QUANTITÀ DI MOTO

$$\underbrace{\cancel{\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_{cv}} \vec{r}\times\rho\vec{c}\,dV}}_{\to 0} + \int_{S_{cv}} \vec{r}\times\rho\vec{c}\;\vec{c}\cdot\vec{n}\,dS = \underbrace{\int_{V_{cv}} \vec{r}\times\rho\vec{g}\,dV}_{\text{MOMENTO DELLA F. PESO}} + \underbrace{\int_{S_{cv}} \vec{r}\times\vec{\vec{\sigma}}\cdot\vec{n}\,dS}_{\text{MOMENTO DI TUTTE LE FORZE ESTERNE}}$$

IPOTESI STAZIONARIETÀ

$$G(\vec{r}_2\times\vec{c}_2 - \vec{r}_1\times\vec{c}_1) = \vec{r}_G\times\vec{W}_{cv} + \sum\vec{M}_0^{(EXT)}$$

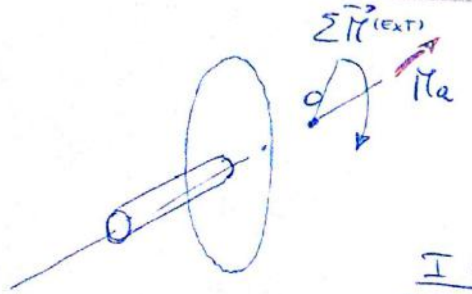
CONTINUITÀ PER MACCHINE ASSIALI E RADIALI

$G = cost$ $\quad \boxed{G = \rho_i \pi d_i l_i \xi_i c_{ia}}$ ⇒ MACCHINE ASSIALI

$\boxed{G = \rho_i \pi d_i l_i \xi_i c_{ir}}$ ⇒ MACCHINE RADIALI

FLUSSO SI MUOVE → L'ASSE ⇒ IN DIREZIONE DEL → RAGGIO

CONSERVAZ. MOM. DELLA QUANTITÀ DI MOTO APPLICATO



$$\boxed{\vec{a}\cdot[G(\vec{r}_2\times\vec{c}_2 - \vec{r}_1\times\vec{c}_1)] = \underbrace{\cancel{\vec{r}_G}}_{0}\times\vec{W}_G + [\sum\vec{M}_0^{(EXT)}]\cdot\vec{a}}$$

↳ MOMENTO ASSIALE → per ottenerlo devo proiettare tutto sull'asse.

I OSSERVAZIONE.

Per una questione di simmetria $G \in$ ALL'ASSE. Quindi $\vec{r}_G = 0$. Il terzo termine indica le forze che le parti delle pale esercitano sul fluido, quindi proietto sull'asse e OTTENGO MOMENTO ASSIALE.

La velocità che ha TRE COMPONENTI $\vec{c} = \vec{c}_a + \vec{c}_r + \vec{c}_u$, l'unica che mi dà un momento ASSIALE è quella TANGENZIALE.

$\boxed{G(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) = M_a}$ ⇒ È UNO SCALARE, perché è una componente del MOMENTO

↳ COPPIA scambiata tra il fluido e il volume di controllo

POTENZA $= \dot{\mathcal{L}}_i = C\cdot\omega = L_i\cdot G \quad [J/kg]\cdot[kg/s] = [W]$

L_i ↓ LAVORO TECNICO INTERNO PER UNITÀ DI MASSA

$$L_i = (\cancel{G}(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1})\cdot\omega)/\cancel{G} \Rightarrow L_i = (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1})\omega.$$

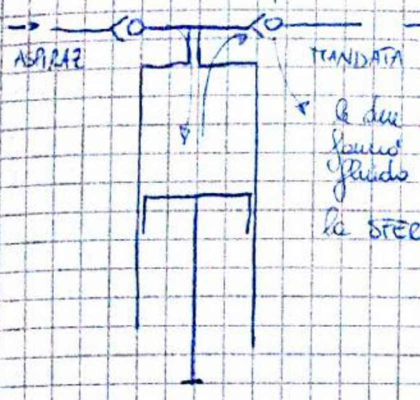
$\boxed{L_i = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}$ F. DI EULERO

MACCHINA OPERATRICE = FORNISCE ENERGIA AL FLUIDO $E_2 > E_1$ $\quad \boxed{L_i = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}$

MACCHINA MOTRICE = PRENDO ENERGIA DAL FLUIDO $E_1 > E_2$ $\quad \boxed{L_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}$

MACCHINE VOLUMETRICHE

Si identifica un determinato VOLUME DI FLUIDO da un ambiente e si trasporta in un ambiente di MANDATA.
Durante il TRASPORTO posso/possono fare compressione oppure NO.



GIÙ IL PISTONE (ASPIRO)
SU IL PISTONE (MANDO)

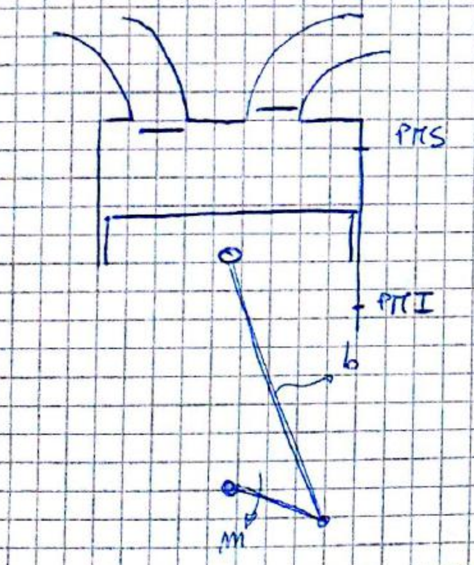
DEL CILINDRO
Se è aria finché la pressione non supera quella di MANDATA del condotto, l'aria non FUORIESCE.

la SFERA BATTE SULLA < ARRESTANDO IL FLUIDO.

MACCHINE VOLUMETRICHE → ALTERNATIVE (stantuffo che va giù e su) / → ROTATIVE

COMPRESSORE VOLUMETRICO ALTERNATIVO

VI È la valvola di ASPIRAZIONE e di MANDATA.

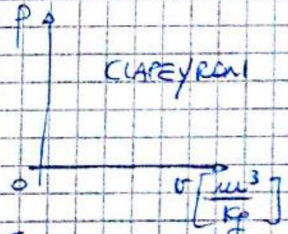


USO IL DIAGRAMMA (p-V) (NON CLAPEYRON)

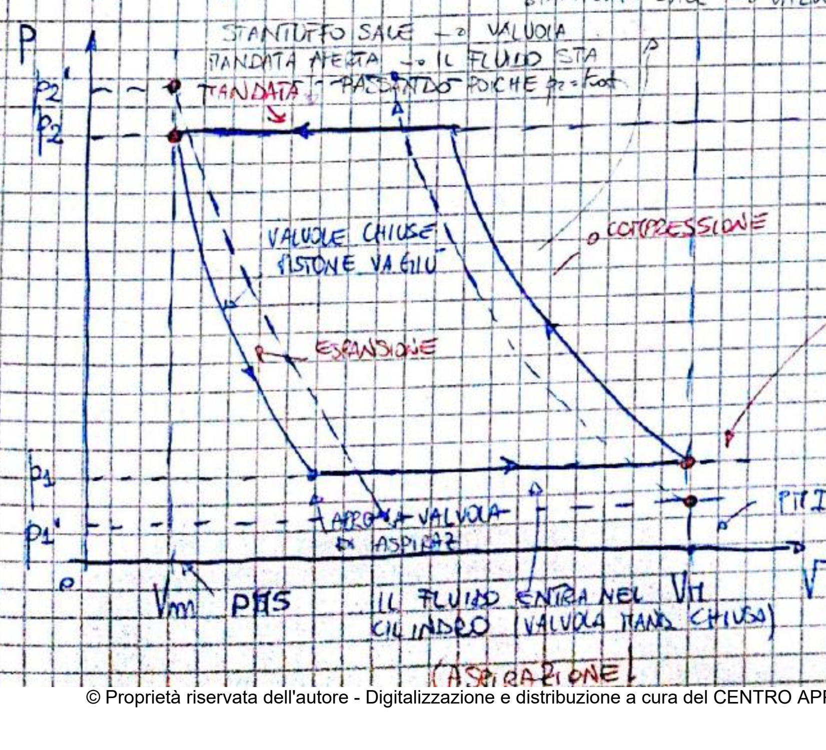
VOLUME DELLA NOSTRA CAMERA (NON È QUELLO SPECIFICO)

è un diagramma di LAVORO (CICLO OPERATIVO REALE)

NON È UN DIAGRAMMA TERMODINAM.
(OGNI PUNTO del diagramma rappresenta una coppia PRESSIONE-VOLUME della camera).



STANTUFFO SALE → VALVOLA MANDATA CHIUSA



p_1 = PRESSIONE AMBIENTE ASPIRAZ.
p_2 = " " MANDATA.

QUESTO PUNTO È QUELLO IN CUI SI HA LA FINE DELL'ASPIRAZIONE (pressione di aspirazione senza cadute di pressione) e STANTUFFO TUTTO GIÙ

Se lo stantuffo sale la valvola di mandata è chiusa poiché nel condotto di mandata c'è la p_2 mentre nel c'è la p_1

$\delta_1 = \frac{\Delta p_{ASP}}{p_1}$ $\delta_2 = \frac{\Delta p_{MAND}}{p_2}$

$p_D = p_C = p_2 (1 + \delta_2)$

$p_A = p_B = p_1 (1 \mp \delta_1)$

Quindi posso definire un nuovo rapporto di compressione che è INTERNO ALLA MACCHINA

$$\boxed{\beta_i = \frac{p_C}{p_B} = \beta \frac{1+\delta_2}{1-\delta_1}}$$

In queste macchine ho che Q_e IMPORTANTE e L_W TRASCURABILE. Ho sempre una parete sempre di a temperatura diversa da quella del fluido. Quindi non ho senso fare ISOLAMENTO.

Posso avere delle fughe di FLUIDO dall'ambiente interno a quello ESTERNO, poiché la pressione del fluido nel cilindro è maggiore.

UNA POLITROPICA è una trasformazione a CAPACITÀ TERMICA COSTANTE.

$c = cost \rightarrow p v^m = kost$

$M = kost$ = MASSA COSTANTE $\quad M^m p v^m = kost \Rightarrow \boxed{p V^m = kost}$ → QUESTA È LA LEGGE POLITROPICA CHE DOVREI USARE SE CONSIDERO i Q_e e L_W.

Nella REALTÀ HO ANCHE DELLE FUGHE $\boxed{M_C < M_B}$ $\boxed{M_A < M_D}$

Quindi devo considerare che m → Q_e, → L_W, → FUGHE → m^* Quindi non le posso più chiamare POLITROPICHE, ma

Si chiamano PSEUDO-POLITROPICHE → cioè tengono conto anche delle FUGHE.

$$\boxed{p V^{m^*} = kost}$$

Nella realtà ci sono delle OSCILLAZIONI DI PRESSIONE (∼)

Le VALVOLE AUTOMATICHE Sono molto GROSSE per ridurre la laminazione.

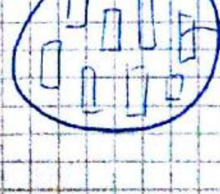
Δp = CADUTA DI PRESSIONE $\propto w^2 \propto v_S^2$ (w: VELOCITÀ DEL FLUIDO NELLA SEZIONE RISTRETTA.)

Quindi $\delta = \frac{\Delta p}{p} \propto \left(\frac{\Pi_V}{l_V S_V}\right)^2 \frac{v_S^2}{p}$

Π_V: PASSA VALVOLA; l_V: CONTORNO VALVOLA; S_V: SEZIONE VALVOLA

→ la w è proporzionale alla VELOCITÀ DELLO STANTUFFO. più lo STANTUFFO va veloce più w AUMENTA.

RICORDO che $\boxed{u_S = 2cn}$



→ Di qui passa il fluido. In questo modo aumento l_V e riesco a ridurre δ!! Quindi $\Delta p \downarrow$.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 38 di 292

$G L_i = \mathcal{L}_c \cdot n \Rightarrow \boxed{L_i = \frac{\mathcal{L}_c \cdot n}{G}}$ ma non conosco G!!!

$G = \rho_1 V_0 \cdot n$ => Questo sarebbe la massa mandabile TEORICAMENTE se riesco a riempire TUTTA LA CILINDRATA.

n : cicli/secondo

$G = \lambda_v \rho_1 V_0 \cdot n$

$\lambda_v = \frac{M_{\text{MAND. ciclo}}}{M_{\text{MANDABILE ciclo}}}$

$\lambda_v = \frac{M_{\text{MANDATA}}}{\rho_1 V_0}$

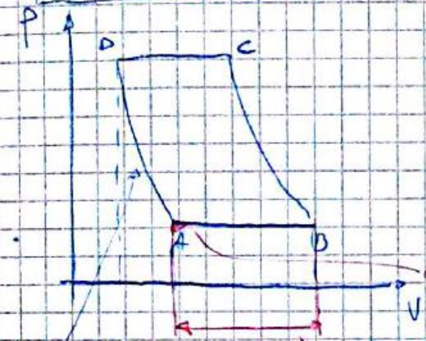
$\lambda_v = 0{,}7 \div 0{,}8$ Quindi $\boxed{L_i = \frac{\mathcal{L}_c \cdot n}{\lambda_v \rho_1 V_0}}$

Posso così calcolare $\eta_c = \frac{L_{i\,is}}{L_i} = \frac{c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{L_i}$

CASO $m = m' = k$ $\quad \delta_1 = \delta_2 = 0$ $\qquad \mathcal{L}_c = \frac{k}{k-1} p_1 (V_B - V_A)\left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$

$\boxed{G = \lambda_v \frac{p_1}{RT_1} V_0 \cdot n}$ $\qquad \lambda_v = \frac{\cancel{p_1}(V_B - V_A)}{\cancel{p_1} V_0} \Rightarrow$

$\boxed{G = (V_B - V_A)\frac{p_1}{RT_1} \cdot n}$



→ ORA APRO LA VALVOLA

→ CORSA DI ASPIRAZIONE (QUI SI RIEMPIE IL CILINDRO)

ESPANSIONE DEI GAS CATTURATI NELLO SPAZIO MORTO. NON ENTRA ARIA!!!

$L_i = \frac{\mathcal{L}_c \cdot n}{G} = \frac{\frac{k}{k-1}\cancel{p_1}\cancel{(V_B - V_A)}\left(\beta^{\frac{k-1}{k}}-1\right)\cancel{n}}{\cancel{(V_B-V_A)}\frac{\cancel{p_1}}{RT_1}\cancel{n}} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = L_{i\,is}$

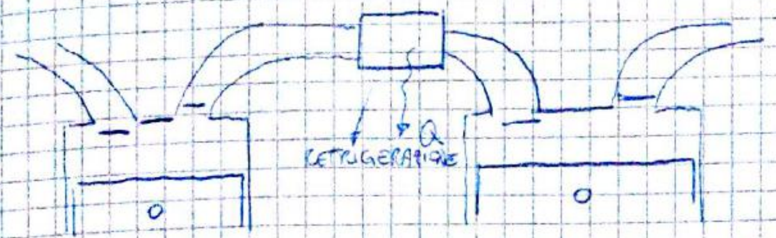
$\eta_c = \frac{L_{i\,is}}{L_i} = 1$ OVVIO!!! È IDEALE. Il gas all'interno del volume morto è una molla!!! si espande e si comprime senza fare nulla.

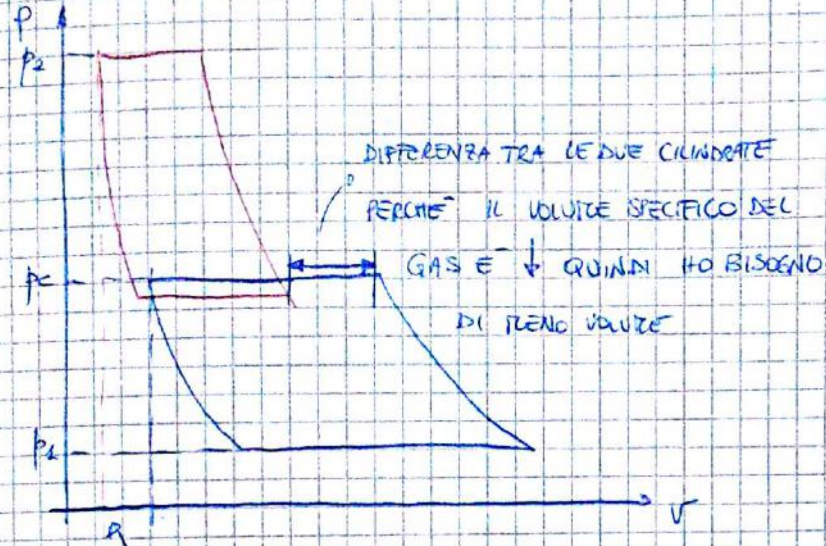
FORMULA PER CALCOLARE λ_v

$\boxed{\lambda_v \cong \eta_\varphi (1 - \delta_1)\, \eta_T \frac{V_B - V_A}{V_0}}$ → RICORDALA A MEMORIA.

$\lambda_v = \frac{M_{\text{MASSA MANDATA}}}{\rho_1 V_0}$ $\qquad \delta_1 = \frac{\Delta p_1}{p_1}$ $\qquad \eta_T < 1$ SCAMBI TERMICI

$\eta_\varphi = \frac{\text{MASSA MANDATA}}{\text{MASSA ASPIRATA}}$ $\qquad \varphi$ → FUGHE





DUE VOLUMI MORTI DIVERSI PERCHÉ CAMBIA V_0

Qual è la distribuzione migliore dei β=?

$$\beta_I = \beta_{II} = \sqrt{\beta_{tot}}$$

Come faccio a imporre questa suddivisione dei β=?
ATTRAVERSO LE CILINDRATE.

Impongo la CONTINUITÀ!!!

$$\beta_I = \frac{p_c}{p_1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \Rightarrow \boxed{p_c = p_1\sqrt{\beta}}$$

IMPONGO la CONTINUITÀ $G_I = G_{II}$ 6

→ massa aspirata dal II

$$\lambda_{vI}\,\rho_I\,V_{0I}\,n_I = \lambda_{v2}\,\rho_{II}\,V_{0II}\,n_{II}$$

$$\frac{V_{0II}}{V_{0I}} = \frac{\lambda_{vI}}{\lambda_{vII}}\frac{\rho_1}{\rho_c}\frac{n_I}{n_{II}}$$

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

$$\frac{p_1}{\cancel{RT_1}} \cdot \frac{\cancel{RT_1}}{p_c}$$

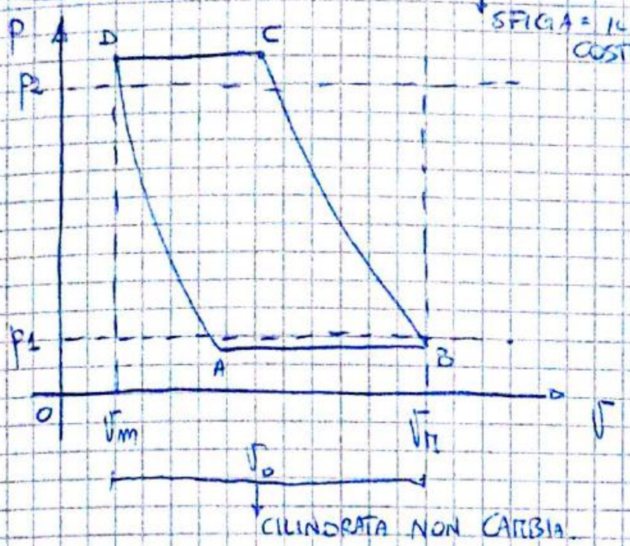
→ HO REFRIGERATO quindi sono alla stessa T_1 dell'aspirazione ⇒ REFRIGERAZIONE UNIFORME.

$$\frac{V_{0II}}{V_{0I}} = \underbrace{\frac{\lambda_{vI}}{\lambda_{vII}}}_{\simeq 1} \cdot \frac{p_1}{p_c}\underbrace{\frac{n_I}{n_{II}}}_{=1 \text{ STESSO ALBERO}}$$

DEVO SCEGLIERE OPPORTUNAMENTE LE CILINDRATE per imporre p_c.

• VARIAZIONE m — MIGLIORE REGOLAZIONE

SFIGA = IL COSTO!!



$\boxed{\frac{G'}{G} \cong \frac{m'}{m}}$ => la portata varia con m!

$\frac{p_1'}{p_1} = 1$ NON CAMBIO LE COND AMBIENTE!!!

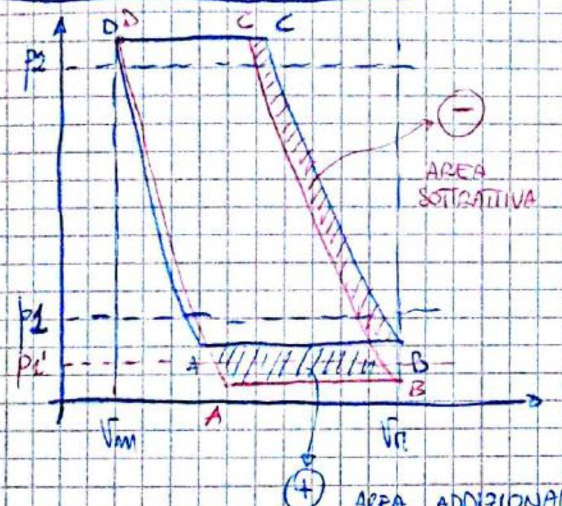
$\lambda_v = (1 - \mu_\psi)\,\eta_\tau \frac{V_B - V_A}{V_0} \cong$ COSTANTE.

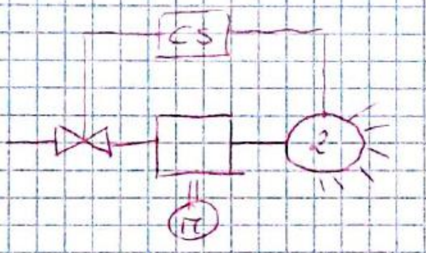
$\boxed{V_0 = kost}$

$L_i' = \frac{\ell_c' \cdot m'}{G'} \simeq \frac{\ell_c \, m' m}{G \, m'} \cong L_i$

$\boxed{G' \cong \frac{m'}{m} G}$ $\boxed{m'/c = m/c}$

• LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE





(+) AREA ADDIZIONALE incrementa il LAVORO AL CICLO

$\frac{G'}{G} = \frac{\lambda_v'}{\lambda_v} \frac{\rho_1'}{\rho_1} \frac{V_0}{V_0} \frac{m'}{m}$

$\frac{G'}{G} = \left(\frac{V_B - V_A'}{V_B - V_A}\right) \frac{p_1'}{p_1} \frac{T_1}{T_1'}$ = UNA LAMINAZIONE!!

$\lambda_v = \eta(1 - \mu_\tau/\psi)\,\eta_c \frac{V_B - V_A}{V_0}$ => CAMBIA IL V_A!! (kost; kost)

A PARITÀ DI FUGHE

Voglio una grande AREA ROSSA, così posso avere meno LAVORO

$\frac{G'}{G} = \frac{(V_B - V_A')}{(V_B - V_A)} \left(\frac{p_1'}{p_1}\right)$ → TERMINE PRINCIPALE Corretto.

$\ell_c' = \ell_c + \boxed{+} - \boxed{-}$ => QUINDI DIPENDE DAL CICLO =>

- Se β è GRANDE AREA ROSSA PICCOLA GRANDE
- Se β è PICCOLO AREA ROSSA PICCOLA.

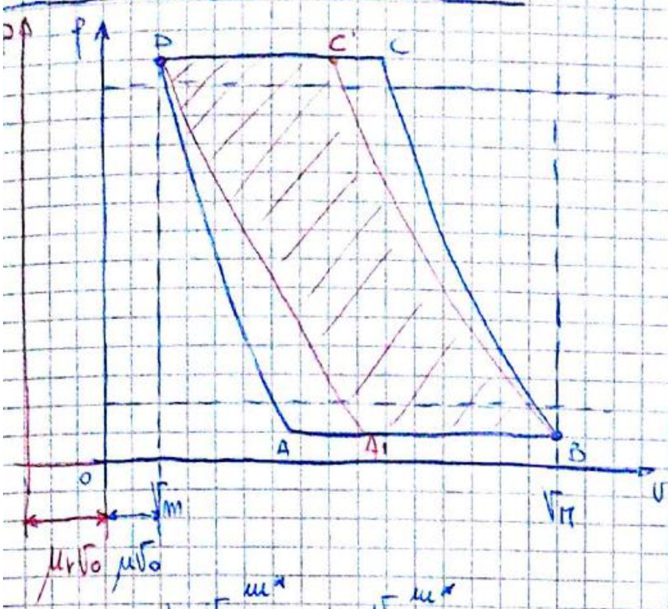
Quindi ∃ un β DISCRIMINANTE per cui il LAVORO DIMINUISCE. Al di sotto del quale Lc AUMENTA!!!

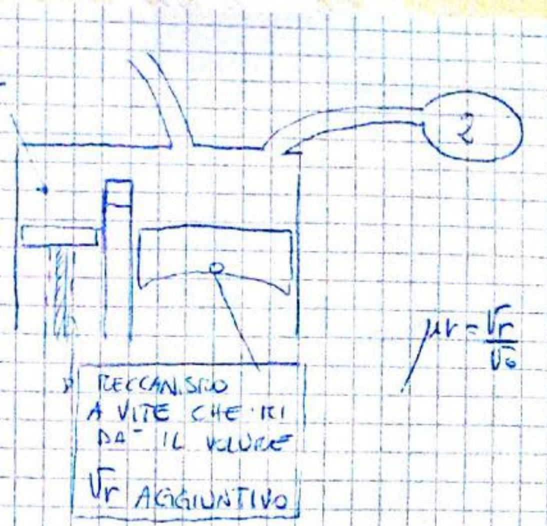
$\beta_{critico} = m^{\frac{m}{m-1}} \cong 3$

Quindi se $\beta > \beta_{critico}$ => CONVIENE

se $\beta < \beta_{critico}$ => NON CONVIENE perché Lc richiesto aumenta quando voglio meno portata!!.

ADDIZIONE SUPPLEMENTARE SPAZIO MORTO





$\mu_r = \frac{V_r}{V_0}$

$p_B V_B^{m^*} = p_C V_C^{m^*}$ => COMPRESSIONE DI MACCHINA $V_r = 0$

$p_B (V_B + V_r)^{m^*} = p_C V_{C'}^{m^*}$ => VOLUME DI C CALCOLATO NEL NUOVO SISTEMA DI COORDINATE $\mu_r V_0$

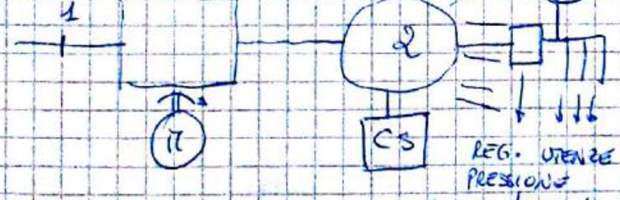
Si osserva che $V_C' < V_C$

Maggiore è V_r più grande sarà la diminuzione dell'area del ciclo.

$$\frac{G'}{G} = \frac{\lambda_v'}{\lambda_v}\frac{\rho_1'}{\rho_1}\frac{V_0'}{V_0}\frac{n'}{n} \simeq \frac{V_B'-V_A'}{V_B-V_A} = \frac{(1+\mu+\mu_r)-(\mu+\mu_r)\,\beta^{1/m^{*'}}}{(1+\mu)-\mu\,\beta^{1/m^{*'}}}$$

Quindi a seconda del μ_r che scelgo posso modulare come voglio G. Infine posso dire che $L_c' < L_c$ quindi questo è positivo e la diminuzione del RENDIMENTO c'è si presenta poiché sono in fuori progetto, ma non è TROPPO MARCATA.

REGOLAZIONE ON - OFF.



Fisso una pressione max 9÷11 bar. Quando la pressione scende, il compressore si accende e ripristina la pressione a VALLE, facendo mantenere COSTANTE LA PRESSIONE (così quando la pc scende all'utenza viene fornita la pressione COSTANTE).

Non mantengo p_2 costante, ma bensì una pressione max e minima.
Nella capacità max
la UTENZA vuole sempre la stessa PRESSIONE UTENZA. Quindi metto un regolatore di pressione affinché indipendentemente da pc l'utenza riceve la stessa p.

Nel momento in cui $p_2 \neq p_{VERDE}$. Ho comunque una compressione se $p_2 > p_{VERDE}$, mentre posso avere una espansione se $p_2 < p_{VERDE}$.

La portata di mandata è sempre inferiore a quella di aspirazione.

$G = \lambda_v \rho_1 V_G n$.

$$\mathcal{L}_c = \frac{m^*}{m^*-1} p_1 V_B \left(\rho^{m^*-1} - 1 \right) \pm (p_2 - p_c) \cdot V_c \gtrless 0$$

È UN RAPPORTO DI VOLUMI CHE elevo a m^*-1 !!!

$$\frac{p_c}{p_1} = \left(\frac{V_B}{V_c}\right)^{m^*} = \rho^{m^*}$$

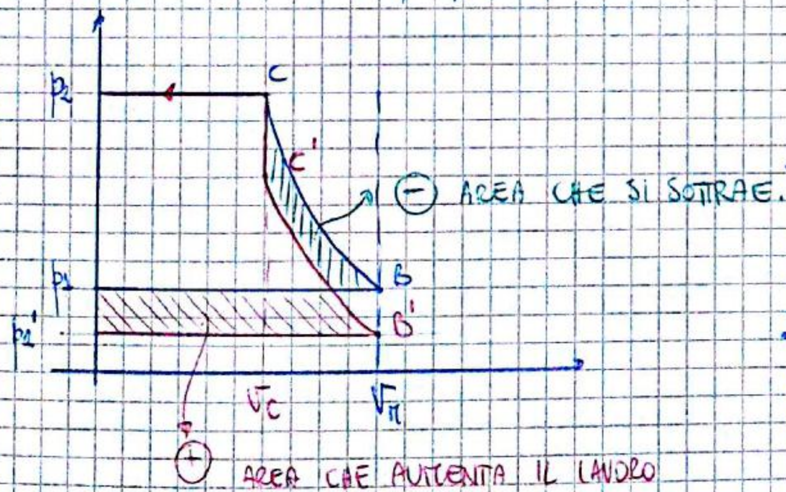
$$\mathcal{L}_c = \frac{m^*}{m^*-1} p_1 V_B \left(\rho^{m^*-1} - 1 \right) + p_1 \Big(\beta - \underbrace{\frac{p_c}{p_1}}_{\rho^{m^*}} \Big) \cdot \underbrace{V_c}_{\frac{V_B}{\rho}}$$

$$\mathcal{L}_c = \frac{m^*}{m^*-1} p_1 V_B \left(\rho^{m^*-1} - 1 \right) + \frac{p_1 V_B}{\rho} \left(\beta - \rho^{m^*} \right)$$

POSSO REGOLARE COME PER GLI ALTRI COMPRESSORI.

VAR. n di GIRI $\quad \frac{G'}{G} \simeq \frac{n'}{n}$ poiché non varia il ciclo $\mathcal{L}_c' = \mathcal{L}_c$ $\quad \eta_c' \simeq \eta_c$

LAMINAZ ASPIRAZIONE $\quad p_1 \to p_1'$ $\quad V_B$ e V_c sono fissati perché è fisso ρ.



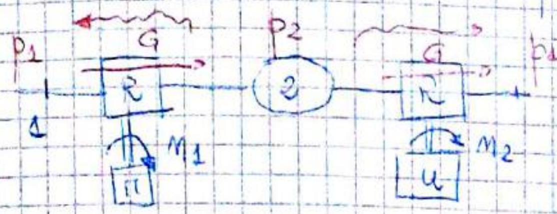
Si verifica che

- SE $\rho > m^{*\frac{1}{m^*-1}} \simeq 2{,}3$ allora CONVIENE REGOLARLO PER LAMINAZIONE.
- SE $\rho < 2{,}3$ allora non conviene perché $\mathcal{L}_c' > \mathcal{L}_c$

$L_c = (p_2 - p_1) V_0 \cdot n$ $\qquad L_i = \frac{L_c \cdot n}{G} = \frac{(p_2-p_1) V_0 \cdot n}{\lambda_v \rho_1 \cdot n V_0} = \frac{p_2-p_1}{\lambda_v \rho_1}$

$G = \lambda_v \rho_1 V_0 n$ $\qquad L_i = \frac{p_1}{\rho_1} \frac{1}{\lambda_v} (\beta - 1) = \frac{1}{\lambda_v} RT_1 (\beta - 1)$

È UTILIZZATO come misuratore di portata. Poiché TRASPORTA portata.



Due ROOTS. Il primo si comporta da compressore, mentre il II da misuratore di portata.

$p_1 < p_2$ $\qquad p_2 > p_1$

$\boxed{G_1 = G_2}$

poiché sono fughe che avvengono internamente alla macchina stessa, non verso l'esterno come nei compressori a STANTUFFO.

I MOTORE => FUGHE DISCORDI ALLA PORTATA.

II CONTATORE DI n => FUGHE CONCORDI A G.

I) $G_1 = \lambda_v \rho_1 V_{0_1} n_1$

II) $G_2 = \frac{1}{\lambda_v} \rho_2 V_{0_2} n_2$

→ perché deve essere un termine maggiorativo. La portata misurata è maggiore di quella TEORICAMENTE misurabile.

IL COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO TIENE CONTO DI:

- LAMINAZIONI
- FUGHE.

Se aumentano le laminazioni λ_v deve diminuire.

$\lambda_v \propto (1 - \delta_1)$

E anche se aumentano le fughe deve diminuire.

$\lambda_v \propto \underbrace{\eta_\varphi (1 - \delta_1)}$

la prima parte dell'altro!!

$\lambda_v \propto \eta_\varphi \propto f(\beta, n)$ → se $n \downarrow$ il fluido ha tanto tempo perché il fluido se ne esce

(β: dipendono dal rapporto di compressione)

$\delta_1 \propto$ velocità^2 del fluido che entra nella macchina $\propto n^2$ giri della macchina.

η_φ
→ DIMINUISCE (peggiora il funzion.) se $\beta \uparrow$
→ AUMENTA (meno fughe) se $n \uparrow$

$$\lambda_v \propto \underbrace{(1 - k n^2)}_{1-\delta_1} \overbrace{\left(1 - k_1 \beta^m \frac{1}{n}\right)}^{\eta_\varphi}$$

se $\beta \uparrow$ allora $(\ ) \downarrow$ ok!!

se $n \uparrow$ allora $(\ ) \uparrow$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 50 di 292

CAPITOLO 2

Ugelli e Diffusori

- PROPIETA' DI RISTAGNO
- DIFFERENZA TRA UGELLI E DIFFUSORI
- CARATTERISTICA DEGLI UGELLI
- PROGETTO
- FUORI PROGETTO

GLI UGELLI E I DIFFUSORI

5

LE PROPRIETÀ DI RISTAGNO o LE PROPRIETÀ TOTALI

Si ha a che fare con dei FLUSSI che stanno "viaggiando", e portano con loro delle proprietà. Tale flusso porta con sé ENERGIA sotto varie forme. Poiché ho a che fare con scambi ~~TERMICI~~ ENERGETICI $\xrightarrow{G}$ TRASF. $\rightsquigarrow$ ARRESTO ISENTROPICO

decido di TRASFORMARE l'ENERGIA CINETICA del fluido in un'altra forma di ENERGIA, in modo tale che il bilancio ENERGETICO resti immutato.

C, T, P, S, h, ρ

$L_w = 0$, $Q_e = 0$, $L_i = 0$, $\Delta z = 0$

$C^\circ = 0$, T°, p°, $S^\circ = S$, h°, ρ°

poiché $TdS = dQ_e + dQ_w$ (con $dQ_e = 0$, $dQ_w = 0$) → $\Delta S = 0$ → $\boxed{S^\circ = S}$

TRASFORMO UNO STATO FISICO REALE IN UNO NON FISICO (per una corrente non ha senso avere velocità nulla), in modo tale che l'ENERGIA TOTALE della corrente resti immutata.

ENERGIA È LA STESSA, ma le FORMULE sono più semplici poiché $E_c = 0$ nella nuova configurazione

Quindi non devo aggiungere del LAVORO, né del calore, lo devo fare in modo REVERSIBILE, quindi senza dissipazioni di ENERGIA. Lo devo fare a parità di QUOTA. In questo modo RALLENTO la corrente in modo tale che OTTENGO una velocità TOTALE $C^\circ = 0$, e TUTTE LE ALTRE GRANDEZZE diventano TOTALI

$$h^\circ = h + \frac{c^2}{2}$$

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

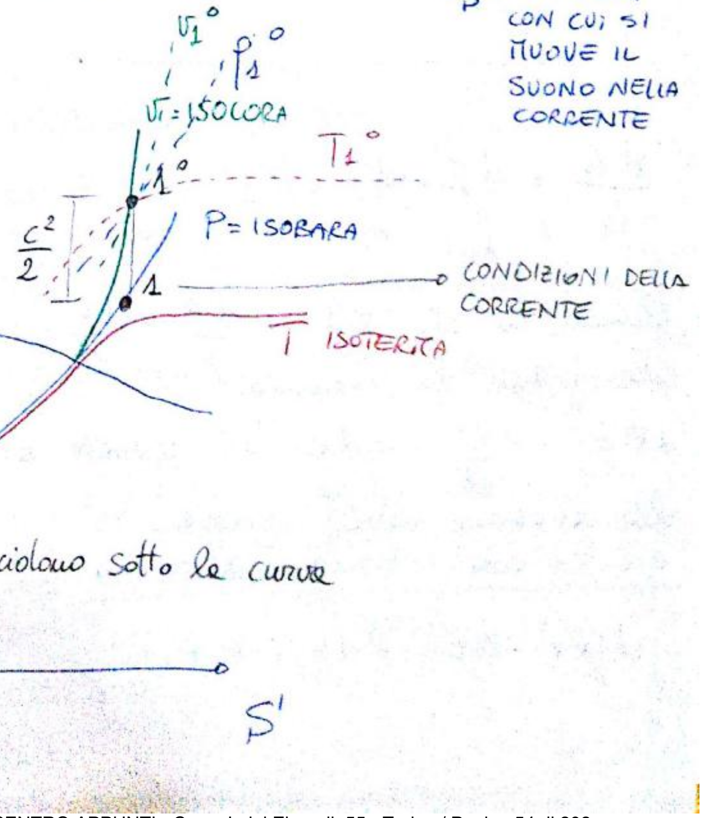
$$v^\circ = v\left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{\frac{1}{1-k}}$$

$$\rho^\circ = \rho\left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

$$\boxed{T^\circ = T + \frac{c^2}{2c_p}}$$

VALIDA SOLO PER UN GAS PERFETTO

dove il Mach è un numero ADIMENSIONALE $M = \frac{c}{c_s}$ → VELOCITÀ CON CUI SI MUOVE IL SUONO NELLA CORRENTE



AGGIUNGO ALLE CONDIZIONI REALI UN SEGMENTO PARI AL TERMINE CINETICO. Quindi mi prendo le condizioni totali graficamente. La T_1° sono obbligato. La v° e la p° le posso prendere con le formule a patto di usare un giusto valore di k.

<u>UGELLO</u> FLUIDO CHE ACCELERA $\frac{dc}{c} > 0$ ricordo che $\frac{dA}{A} = (M^2-1)\frac{dc}{c}$ (8)

. Parto da $c=0$ quindi $M<1 \Rightarrow (M^2-1)<0 \quad \frac{dc}{c}>0 \Rightarrow \frac{dA}{A}<0$

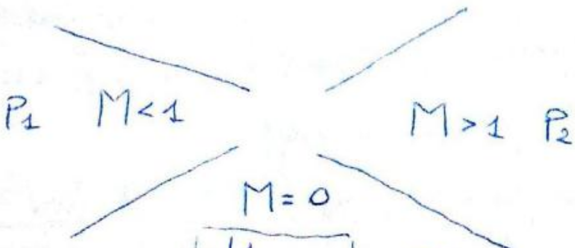
INOLTRE RICORDO $\frac{dA}{A} = \left(\frac{1-M^2}{kM^2}\right)\frac{dP}{P} \Rightarrow \boxed{\frac{dP}{P}<0}$

$\frac{dc}{c}>0$ REGIME SUBSONICO $M<1 \Rightarrow \frac{dP}{P}<0 \quad \frac{dA}{A}<0$ CONDOTTO CONVERGENTE

REGIME SUPERSONICO $M>1 \Rightarrow \frac{dP}{P}<0 \quad \frac{dA}{A}>0$ CONDOTTO DIVERGENTE.

Le pressioni finali devono ESSERE A PRESSIONE MINORI.

Le sforze di uscita



$\boxed{P_1 > P_2}$

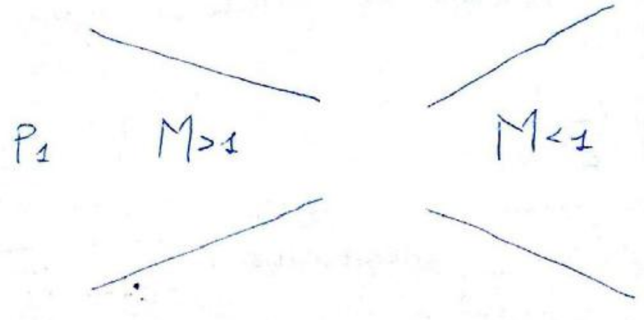
$\boxed{\frac{dA}{A} = 0} \Rightarrow$ SEZIONE MINIMA COSTANTE.

<u>DIFFUSORE</u> FLUIDO DECELLERA

$\frac{dc}{c}<0$

$M>1$ FLUSSO SUPERSONICO $\Rightarrow \frac{dA}{A}<0, \frac{dP}{P}>0$ CONDOTTO CONVERG

$M<1$ FLUSSO SUBSONICO $\Rightarrow \frac{dA}{A}>0, \frac{dP}{P}>0$ CONDOTTO DIVERGENTE.



$\boxed{P_1 < P_2}$

PRESSIONI FINALI MAGGIORI

<u>FISSATA LA SEZIONE COME VARIA LA PORTATA?</u>

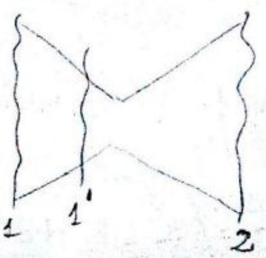
$G = \rho A c$

I P.D.T. FORMA MECCANICA

$dL_i = v\,dp + dE_{c,g,\varphi} + dL_w$

$$\boxed{\int_1^{1'} v\,dp + \frac{c'^2 - c_1^2}{2} = 0}$$

$c_1^{\,0} = 0$ CASO TOTALE



$$\boxed{-\frac{c'^2}{2} = \int_{1^0}^{1'} v\,dp}$$

USO UN FLUIDO NELLE CONDIZIONI DI RISTAGNO CON LA STESSA ENERGIA

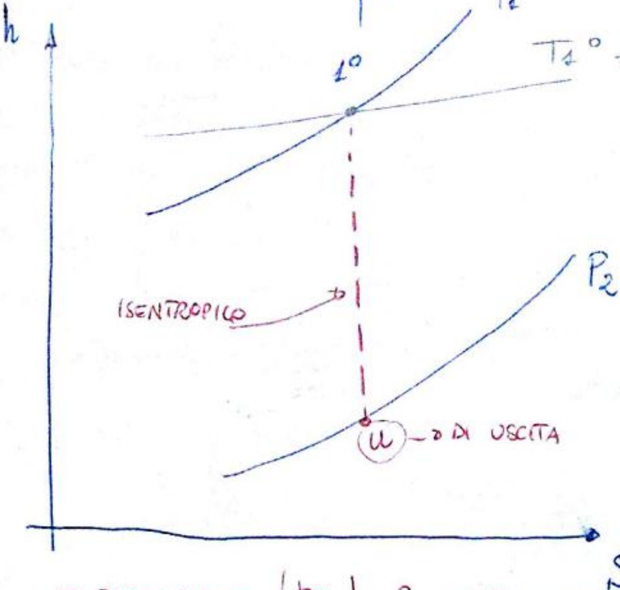
PROGETTO = in che condizioni vogliamo che la nostra macchina lavori? NOI VOGLIAMO le CONDIZIONI MIGLIORI ⇒ ISENTROPICA.

VOGLIO I DATI DI INGRESSO!!! non quelli di uscita.

DATI $p_1 \to p_1^\circ$, $T_1 \to T_1^\circ$, $G \to G$, $\cancel{c_1}$ quindi so come è fatto il GAS e voglio sapere che ESPANSIONE deve subire quindi

p_2 LO DEVO SAPERE!!

SICCOME VOGLIO CONDIZ. MIGLIORI POSSIBILI VOGLIO
⇓
PERDITE BASSE
⇓
$L_W = 0$
⇓
$\boxed{\text{ISENTROPICA}}$



Quando miscelo dei fluidi la PRESSIONE DEVE ESSERE LA STESSA

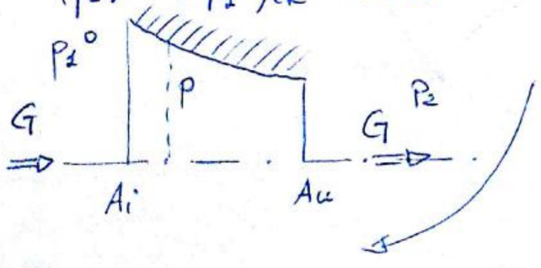
Se p_2 è tale che $\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right) \geq \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)_{CRITICO}$

ALLORA È NECESSARIO UN UGELLO CONVERGENTE. Se invece la p_2 è così bassa, per il fatto che voglio superare la VELOCITÀ DEL SUONO tale per cui $\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right) < \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)_{CRITIC}$ allora uso un UGELLO CONVERG + DIVERGENTE.

QUINDI I PASSAGGIO $\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right) = ?$ COSÌ DECIDO CHE TIPO DI UGELLO MI SERVE

UGELLO CONVERG.

$$\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right) \geq \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)_{CR} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$



$$G = A_e \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1^\circ \rho_1^\circ \left[\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{2}} \right]}$$

STO IMPONENDO CHE $\boxed{p_2 = p_e}$, la temperatura può essere perfettamente DIVERSA.

DA QUESTA FORMULA POSSO CONOSCERE A_e!!!

Qual'è la SEZIONE d'INGRESSO?

$G = \rho_1 A_i c_1 \Rightarrow A_i = \frac{G}{\rho_1 c_1}$ ⇒ TUTTI DATI DI PROGETTO. Nel caso particolare in cui si ha un fluido di ingresso molto lento $c_1 \to 0$ allora $A_i \to \infty$

Quindi se parto da un serbatoio ($c_1 = 0$) l'ugello sarà molto RACCORDATO.

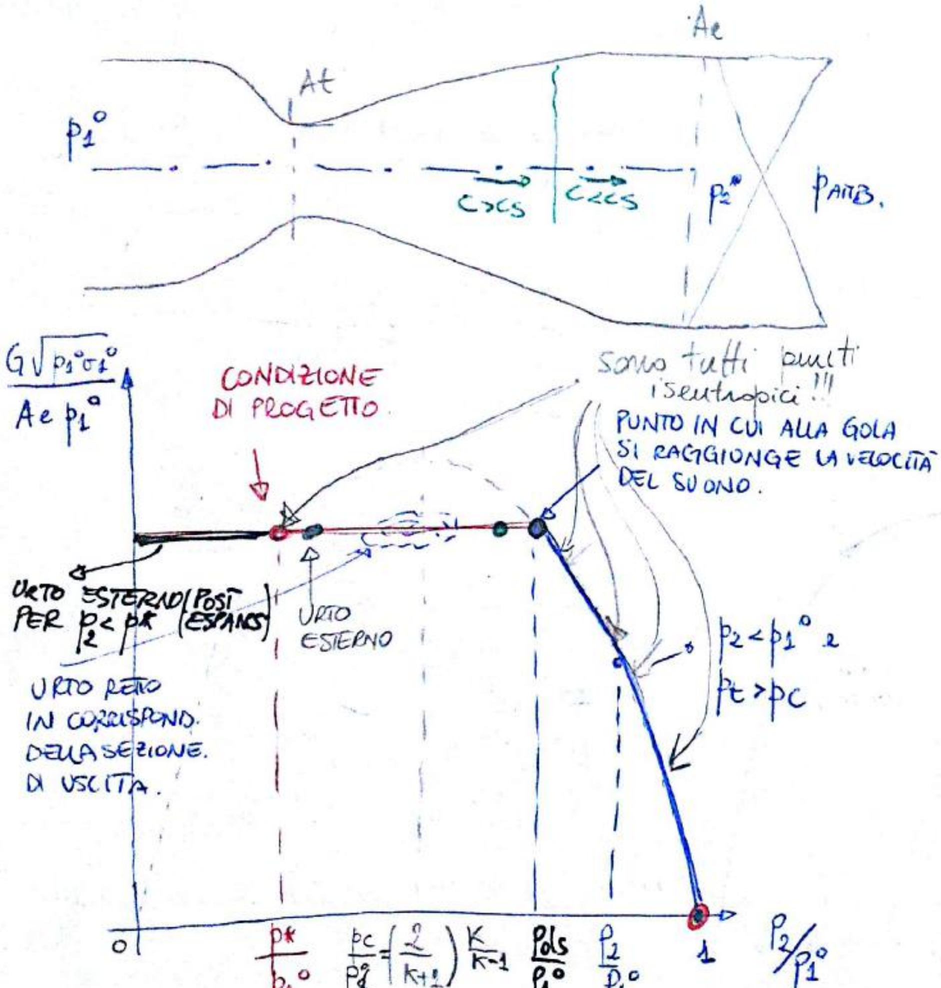
UGELLO DEVE SUP LA VELOCITÀ DEL SUONO → CONV + DIVERG.

Il fluido quando l'ugello DIVERGE tende a non restare attaccato, quindi l'ugello deve DIVERGERE LENTAMENTE (max 10°)

$\boxed{\text{UGELLO DE LAVAL}}$

Quando raggiungo $M=1$, l'informazione di ABBASSAMENTO della PRESSIONE portata dalla velocità del suono, si scontra con la velocità del fluido che è proprio pari alla velocità del suono e l'informazione non passa più. Come risultato si ha che TRA MONTE e VALLE non c'è più comunicazione. Per chi c'è a monte, o sulla porta d'ingresso c'è sempre la pressione CRITICA. Quindi se continuo ad ABBASSARE la pressione al di sotto di quella CRITICA, il fluido arriva sulla porta di uscita senza sapere che la pressione del fluido è minore di quella CRITICA. Quando se ne accorge SI ESPANDE IN MODO VEEMENTE con produzione di ENTROPIA. Quindi NON SI AVRANNO PIÙ TRASFORMAZIONI ISENTROPICHE. Si ha la POST ESPANSIONE, che non è in grado di INFLUENZARE LA PORTATA. (12)

b) UGELLO CONVERGENTE - DIVERGENTE



• I CASO VALVOLA CHIUSA

$p_2 = p_1^\circ$. Pressione costante in tutto l'ugello.

II CASO APRO UN POCO LA VALVOLA. $p_2 < p_1^\circ$. Poiché è un ugello CONV - DIVERG, la pressione minima non è p_2, ma è p_t cioè PALLA GOLA.

È possibile continuare ad abbassare p_2, ma quando succede qualcosa di strano? Quando $p_t = p_c$ QUINDI quando p_2 sarà più grande di p_c

$p_2 = p_{ds}$ ⇒ PRESSIONE DISCRIMINANTE

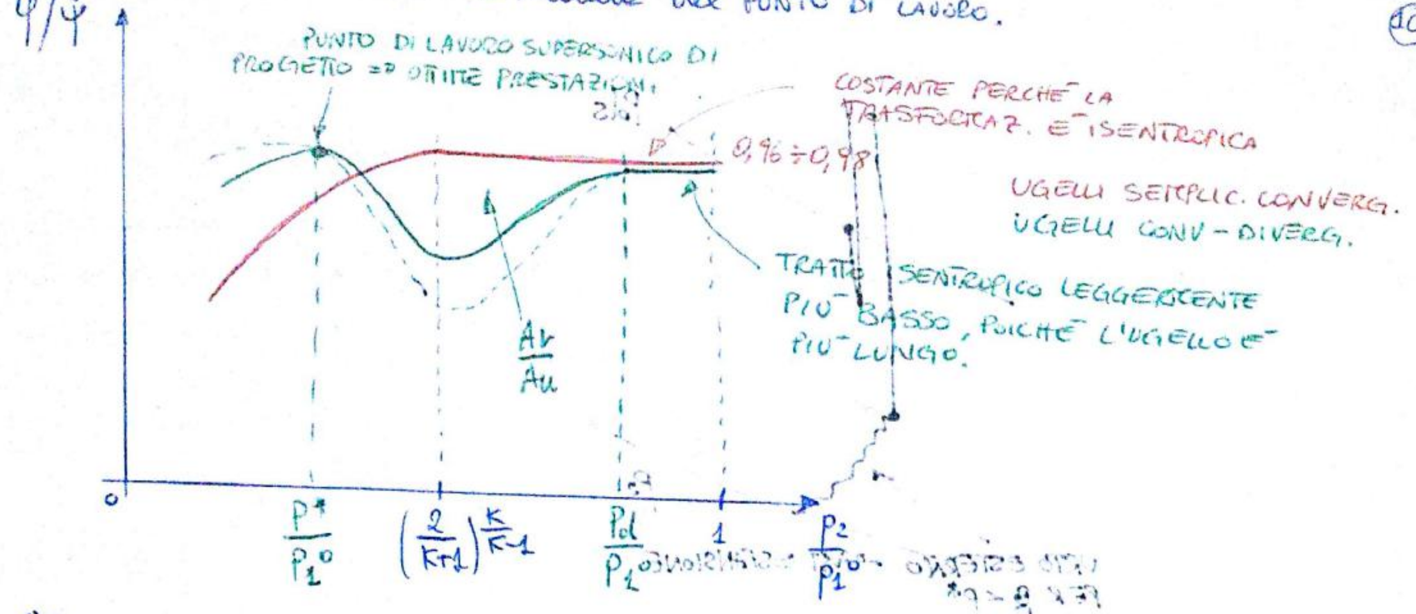
III CASO

Dal momento in cui nella sezione di gola si ha velocità sonica i due ambienti sono separati e quindi anche se riduco p_2 avrò sempre la stessa G.

Esiste però un punto di funzionamento SUPERSONICO che era quello utilizzato per progettare l'ugello e che quindi sarà ISENTROPICO.

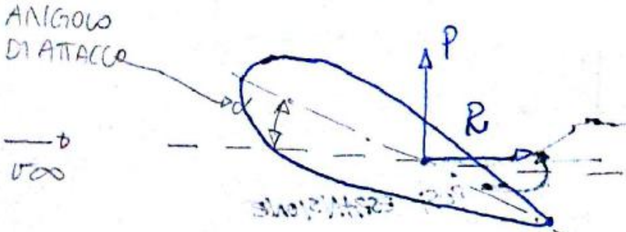
IV Prendo un punto con pressione appena al di sotto di quella discriminante. Il fluido non sa che la pressione al di là della gola è più bassa di quella sonica. Quindi segue il percorso nominale, supera la gola e continua ad accelerare. Da qualche parte nel condotto divergente si ha ~~ESPANSIONE~~ COMPRESSIONE

Diagrammiamo i COEFF. a seconda del PUNTO DI LAVORO. (16)



Gli UGELLI SUPERSONICI, non lavorano bene nel FUORI PROGETTO, QUINDI E' ESCLUSA LA REGOLAZIONE. Al diminuire della sezione di GOLA decadono più velocemente le PRESTAZIONI.

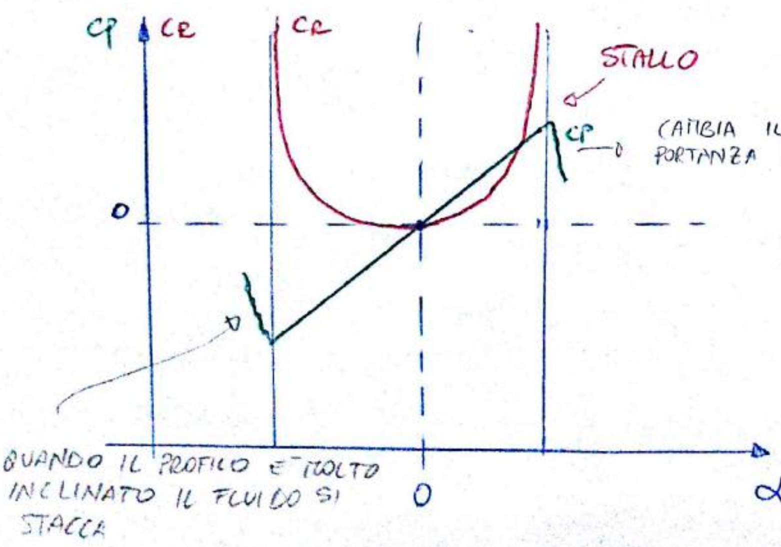
I TRIANGOLI DI VELOCITA'



DISTRIBUZIONE SIMMETRICA
Se $\alpha = 0$ le forze di pressione si bilanciano e ci sono solo FORZE DI SUPERFICIE DI ATTRITO.

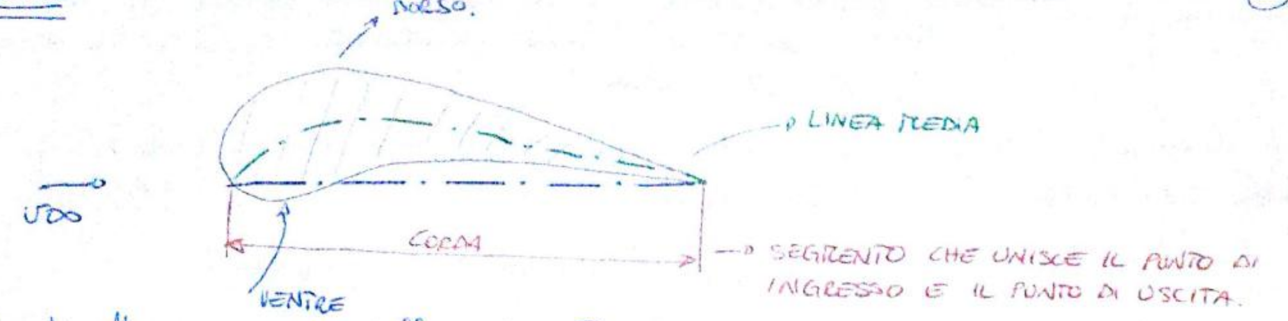
$P = \frac{1}{2} \rho S v_\infty^2 c_P$ PORTANZA

$R = \frac{1}{2} \rho S v_\infty^2 c_R$ RESISTENZA.

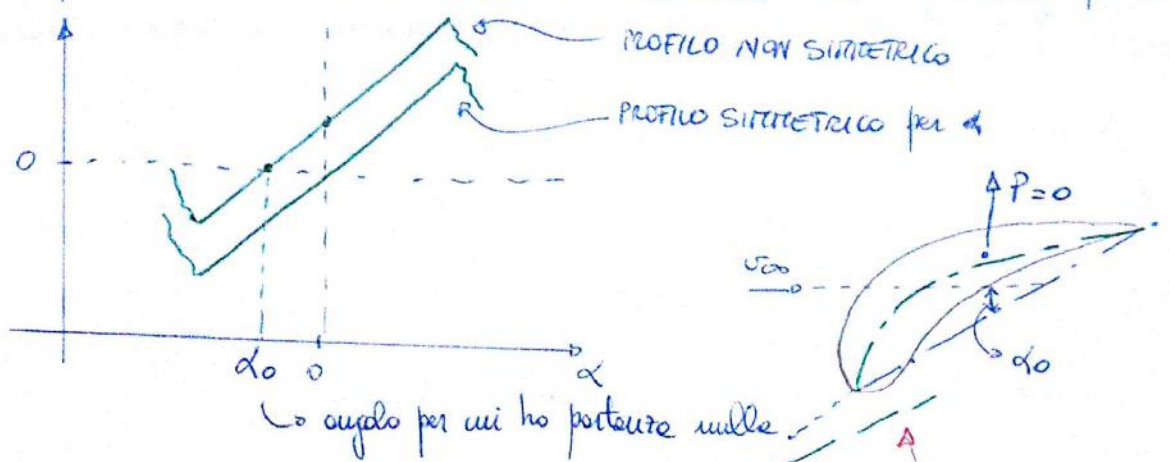


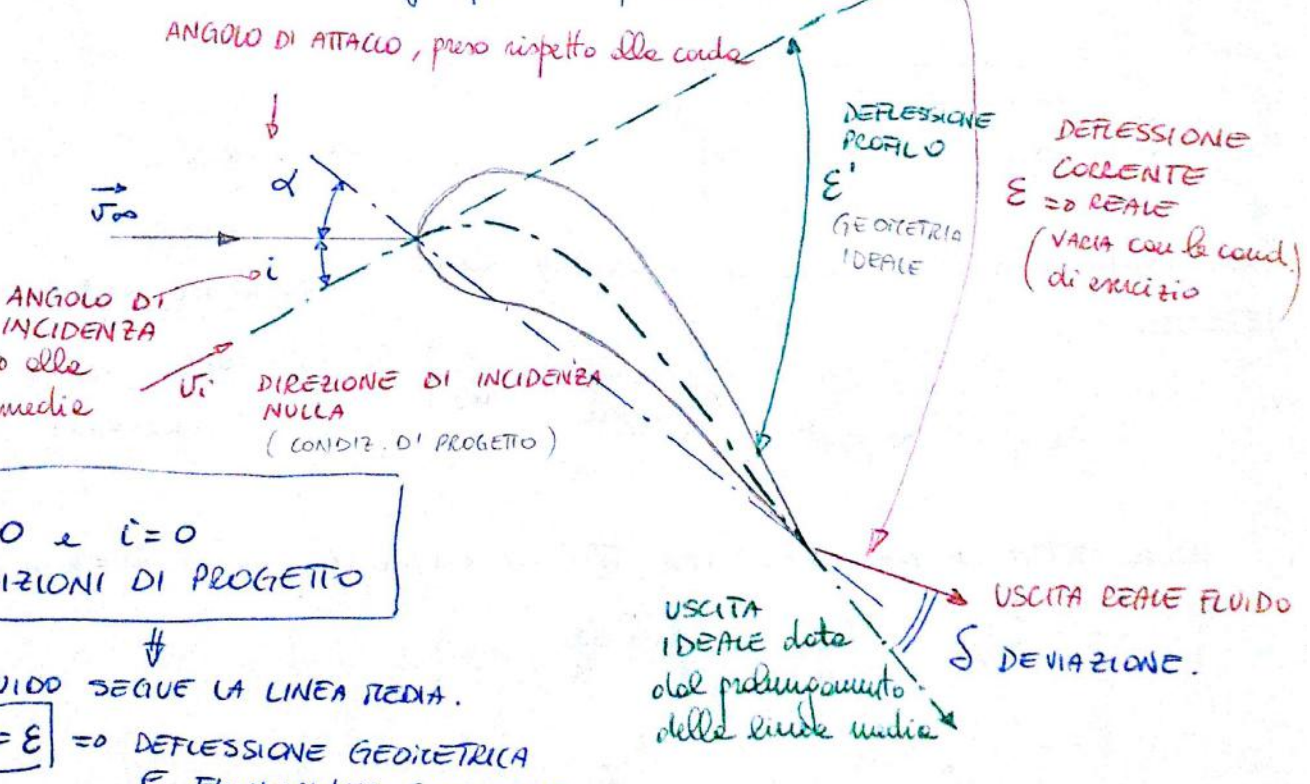
la RESISTENZA ↑ VERTIGINOSAMENTE IN CORRISPONDENZA DELLO STALLO, α ↑

PALETTA REALE



L'angolo di attacco è preso dalla corda. In questo caso è NULLO, ma essendo l'ala ASIMMETRICA, le pressioni NON SI BILANCIANO, ma si ha una FORZA DI PORTANZA per $\alpha = 0$.





$$\boxed{\delta = 0 \text{ e } i = 0}$$
CONDIZIONI DI PROGETTO

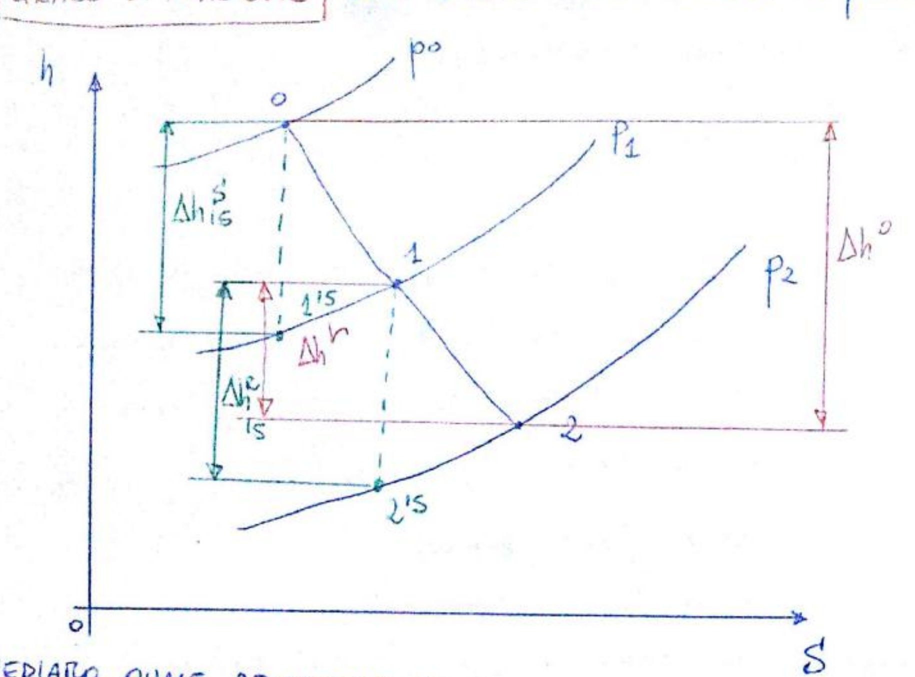
⇓

IL FLUIDO SEGUE LA LINEA MEDIA.

$\boxed{\varepsilon' = \varepsilon}$ ⟹ DEFLESSIONE GEOMETRICA E FLUIDODINAM. COINCIDENTI.

- DISTANZA TRA 2 PALETTE CONSECUTIVE ⟹ S = PASSO
- γ ⟹ ANGOLO DI CALETTAMENTO ⟹ CIOÈ INCLINAZIONE RISPETTO ALLA VERTICALE (ASSIALE)
- SOLIDITÀ $\boxed{\sigma = \frac{\text{CORDA}}{\text{PASSO}}} = \frac{c}{S} \simeq 1$

$\boxed{\text{GRADO DI REAZIONE}}$ ⇒ ci indica dove si trova la pressione P_1 !!!



G. DI REAZIONE CINEMATICO

$$\boxed{R = \frac{\Delta h^{(r)}}{\Delta h^{0}}}$$ — ROTORE

↳ si usa il salto ENTALPICO, ma fa riferimento alla pressione intermedia tra STATORE E ROTORE.

$$\boxed{\chi = \frac{\Delta h_{is}^{R}}{\Delta h_{is}^{R} + \Delta h_{is}^{S}}}$$

SE NON E' A REAZIONE $p_1 = p_2$
$\Rightarrow \Delta h_{is}^{R} = 0 \quad \boxed{\chi = 0}$

VEDIAMO QUALE RELAZIONE LEGA DEGREE OF REACTION R al WORK COEFFICIENT ψ

. I PDT. 0-2 M. MOTRICI ⇒ QUINDI L_i USCENTE ⇒ (ASSORBONO ENERGIA DAL FLUIDO)
Il fluido in uscita ha meno ENERGIA. $L_i < 0$

$$-L_i = h_2 - h_0 + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} + g(\cancel{z_2 - z_0})$$
FLUIDO AERIFORME.

$$L_i = h_0^0 - h_2^0 = -\Delta h^0$$

I PDT 1-2.

OSSERV. ASSOLUTO (1) $\quad -L_i = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(\cancel{z_2 - z_1})$

OSSERV. RELATIVO (2) $\quad 0 = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \underbrace{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}}_{0} + g(\cancel{z_2 - z_1})$

0 essendo $\boxed{u_2 = u_1}$

(1) $L_i = -\Delta h^R - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$

$$R = \frac{\Delta h^r}{\Delta h^0} = \frac{-L_i - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}{-L_i} = 1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2L_i} = 1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2u(c_{u1} - c_{u2})} =$$

$$= 1 + \underbrace{\frac{c_{a2}^2 - c_{a1}^2}{2u(c_{u1} - c_{u2})}}_{0} + \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2}{2u(c_{u1} - c_{u2})} + \underbrace{\frac{c_{r2}^2 - c_{r1}^2}{2u(c_{u1} - c_{u2})}}_{0}$$

POICHÉ $c = \sqrt{c_a^2 + c_r^2 + c_u^2}$

0 MACCHINA ASSIALE, si conserva la portata G.

0 COMPONENTE RADIALE.

$$R = 1 + \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2}{2u(c_{u1} - c_{u2})} = 1 + \frac{(c_{u2} + c_{u1})\cancel{(c_{u2} - c_{u1})}}{2u\cancel{(c_{u1} - c_{u2})}} = 1 - \frac{(c_{u1} + c_{u2})}{2u}$$

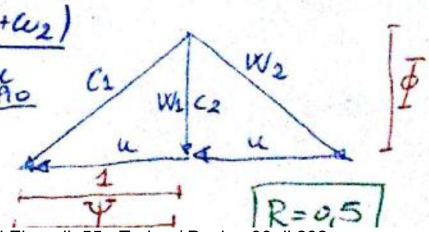
Se $c_{u1} = 0$
$|L_i| = u c_{u2}$
$\psi = \frac{c_{u2}}{u}$

OPPURE

$c_{u2} = 0$
$|L_i| = u c_{u1}$
$\psi = \frac{c_{u1}}{u}$

$\Rightarrow \boxed{R = 1 - \frac{\psi}{2}}$

ESEMPIO



$\boxed{R = 0,5}$

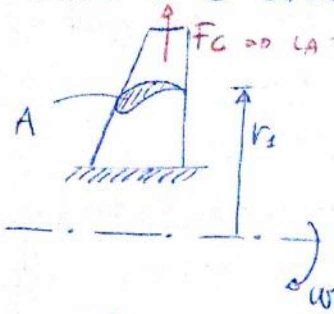
$$R = \frac{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}}{\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}} \Rightarrow \boxed{R = \frac{w_1^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_1^2}{c_2^2 - c_1^2 + w_1^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_1^2}}$$

ESISTE UN LIMITE DI VELOCITÀ DI ROTAZIONE ?

⇓

OVVIAMENTE SI E DIPENDE DAL MATERIALE ⇒ IMPOSIZIONE ALLE MASSIME SOLLECITAZ.

F_C ⇒ LA FORZA CENTRIFUGA TENDE A STACCARE LA PALETTA.



$$F_C = \int_{r_i}^{r_e} \omega^2 r \underbrace{\rho_a A\, dr}_{dm}$$

LA MASSIMA SOLLECITAZ È AL RAGGIO INTERNO.

$$F_{C_{R_I}} = \int_{R_I}^{R_E} \omega^2 r \rho_{ACC} A\, dr = \rho_{ACC}\, \omega^2 \int_{R_I}^{R_E} r\, A(r)\, dr$$

LA SEZIONE VARIA CON IL RAGGIO

$$\int_{R_I}^{R_E} r\, A(r)\, dr = k\, A_{R_I} \int_{R_I}^{R_E} r\, dr$$

COEFFICIENTE DI RASTREMAZIONE 0,5 ÷ (1) ⇒ NON RASTREMATO (PALA DIRITTA)

$$F_{C,R_I} = \rho_{ACC}\, \omega^2 k A_{R_I} \int_{R_I}^{R_E} r\, dr = \rho_{ACC}\, \omega^2 k A_{R_I} \left(\frac{R_E^2 - R_I^2}{2}\right) = \rho_{ACC}\, \omega^2 k A_{R_I} \underbrace{\frac{(R_E + R_I)}{2}}_{\substack{R_m \\ \text{RAGGIO MEDIO}}} \underbrace{(R_E - R_I)}_{\substack{\ell \\ \text{ALTEZZA PALETTE}}}$$

$$\boxed{F_{C,R_I} = \rho_{ACC} \frac{u^2}{R_m} k A_{R_I} \ell}$$

$$F_{C,R_I} = 2 \rho_{ACC}\, k A_{R_I} \left(\frac{\ell}{D_m}\right) u^2$$

$\frac{\ell}{D_m}$ ⇒ 0÷0,4 cioè l'altezza max della paletta è circa 40% del diametro medio

$$\sigma_{C,R_I} = \frac{F_{C,R_I}}{A_{R_I}} = 2 \rho_{ACC}\, k \frac{\ell}{D_m} u^2 < \sigma_{MAX} \text{ SOPPORTABILE DALL'ACCIAIO}$$

⇒ SU QUESTI FATTORI POSSIAMO AGIRE POCO !!!

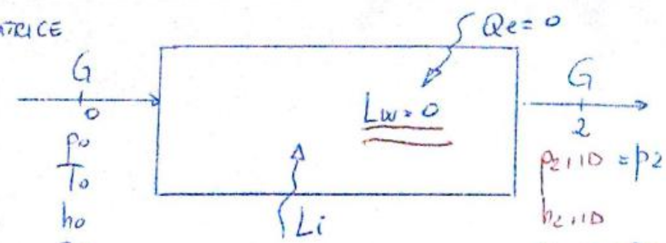
u PUÒ VARIARE !!

$\boxed{u = \omega R_m}$ $\boxed{u_{max} = 350\text{-}400\ \frac{m}{s}}$

È una u!! non è una ω !!!

MACCHINE IDEALI - ADIABATICA con $Ec_2 = 0$

OPERATRICE



p_0, T_0, h_0, z_0

$p_{2,ID} = p_2$
$h_{2,ID}$
$z_{2,ID} = z_2$
$u_{2,ID}$
$S_{2,ID} = S_0$
$\boxed{C_{2,ID} = 0}$

NOI VOGLIAMO CONFRONTARE LA MACCHINA REALE CON UNA IDEALE CHE FA LA STESSA COSA. Cioè le pressioni finali sono le stesse come le altezze.

$$\delta Q + \delta L_w = TdS \Rightarrow \Delta s = 0$$

ISOENTROPICA (δQ = 0, δL_w = 0)

$\boxed{Ec_{,IDEALE} = 0}$

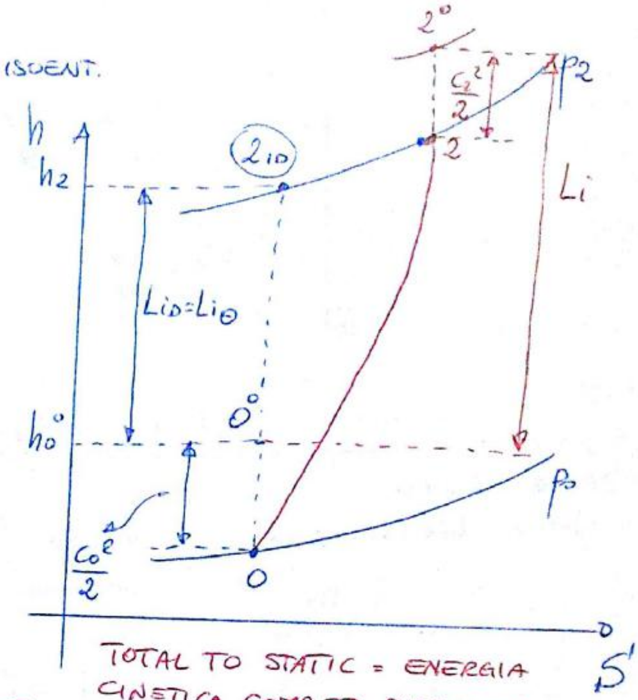
$Ec_{2,REALE}$ INVECE HA PERSO EN. CINETICA.

P.P.T applicato a una mac. OPERATRICE IDEALE - ISOENT.

$$Li_{IS} + \cancel{Q_e} = \Delta h + \Delta Ec_{,g,w}$$

$\Delta h = h_{2ID} - h_0$; $\frac{\cancel{c_{2ID}^2} - c_0^2}{2}$ (0); $\cancel{g(z_{2ID} - z_0)}$ FLUIDO COMPRIM.

$$\boxed{Li_{IS} = h_{2IS} - h_0 - \frac{c_0^2}{2}}$$



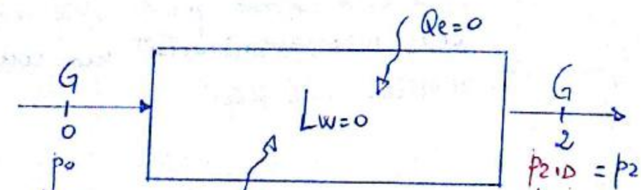
TOTAL TO STATIC = ENERGIA CINETICA COMPLET. DISSIPATA.

M. OPERATRICE $\quad \eta_\Theta = \frac{Li_{ISENTR.}}{L_I} = \frac{h_{2IS} - h_0^0}{h_2^0 - h_0^0}$

M. MOTRICI $\quad \eta_\Theta = \frac{L_I}{L_{I\,ISENTR}} = \frac{h_0^0 - h_2^0}{h_0^0 - h_{2IS}}$

MACCHINA IDEALE - ADIABATICA CON $Ec_{2ID} = Ec_2$

OPERATRICE



p_0, h_0, z_0, S_0, U_0, T_0, c_0

$p_{2ID} = p_2$
h_{2ID}
$z_{2ID} = z_2$
$S_2 = S_0$
U_{2ID}
T_{2ID}
$c_{2ID} = c_2$

$\boxed{Ec_{IDEALE} = Ec_2}$

CIOÈ RECUPERO COMPLETAM. L'ENERGIA CINETICA

LA TRASFORMAZIONE È COMUNQUE ISOENTROPICA

P.P.T.
$$Li_{ID} + \cancel{Q_e} = h_{2ID} - h_0 + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} + \cancel{g(z_2 - z_0)} \qquad Li_{ID} = Li_{\oplus}$$

$h_{2ID} \Rightarrow h_{2IS}$; $\quad g(z_2 - z_0) = 0$ COMPRIMIBILE.

$$Li_{\oplus} = h_{2IS} - h_0^0 + \frac{c_2^2}{2}$$

M. OPERAT. $\quad \eta_\oplus = \frac{Li_{ID}}{L_{I\,ID}} = \frac{h_{2IS} - h_0^0 + (c_2^2/2)}{h_2^0 - h_0^0}$ → TOTAL TO TOTAL → ENERGIA COMPLETAMENTE RECUPERATA

M. MOTRICE $\quad \eta_\oplus = \frac{L_I}{L_{I\,ID}} = \frac{h_0^0 - h_2^0}{h_0^0 - h_{2IS} - c_2^2/2}$ (SPENDO IL MIN. LAVORO POSSIBILE) $\qquad \eta_\oplus > \eta_\Theta$

ESPLICITIAMO MEGLIO I DIVERSI FATTORI.

$$L_i = \int_0^2 v\,dp + \Delta E_{c,g,w} + L_w$$

$$L_{iy} = \int_0^2 v\,dp + \Delta E_{c,g,w} + \emptyset \quad \text{NON HO } L_w \qquad \text{FLUIDI COMPRIMIBILI}$$

$$L_{iy} = g\underbrace{\left[\frac{p_2-p_0}{g\rho} + \frac{c_2^2-c_0^2}{2g} + (z_2-z_0)\right]}_{H_u} \qquad \text{FLUIDI INCOMPRIMIBILI}$$

$L_{iy} = g H_u$ → M. OPERATRICE $H_u = H_2^\circ - H_0^\circ$ PREVALENZA

M. MOTRICE $H_u = H_0^\circ - H_2^\circ$ CARICO UTILE.

M. OPERATRICE - FLUIDI COMPRIMIBILI

$$L_i = h_2^\circ - h_0^\circ = h_2 - h_0 + \frac{c_2^2-c_0^2}{2} = c_p(T_2-T_0) + \frac{c_2^2-c_0^2}{2} = \frac{K}{K-1}RT_0\left[\left(\frac{T_2}{T_0}\right)-1\right] + \frac{c_2^2-c_0^2}{2}$$

$$pv^m = \text{kost} \; ; \; p\left(\frac{RT}{p}\right)^m = \text{cost} \; ; \; p^{1-m}\cdot T^m = \text{cost} \; ; \; p^{\frac{1-m}{m}}\cdot T = \text{cost}$$

$$p_2^{\frac{1-m}{m}}\cdot T_2 = p_0^{\frac{1-m}{m}}\cdot T_0 \Rightarrow \frac{T_2}{T_0} = \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{\frac{1-m}{m}} = \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

$$\boxed{L_i = \frac{K}{K-1}RT_0\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \frac{c_2^2-c_0^2}{2}}$$

CASO REALE, MA ADIABATICO

$$L_{iy} = \int_0^2 v\,dp + \frac{c_2^2-c_0^2}{2} + \cancel{L_w} \quad \text{PERCHE' E' IDEALE !!!}$$

$$\text{ma } pv^m = \text{kost} \Rightarrow p_0 v_0^m = \text{kost}$$

$$\sqrt[m]{pv^m = p_0 v_0^m} \Rightarrow p^{\frac{1}{m}}v = p_0^{\frac{1}{m}}v_0$$

$$L_{iy} = \int_0^2 p_0^{\frac{1}{m}}\cdot v_0 \frac{dp}{p^{1/m}} + \frac{c_2^2-c_0^2}{2} =$$

$$= p_0^{1/m}\cdot v_0\left[\frac{p^{-\frac{1}{m}+1}}{1-\frac{1}{m}}\right]_0^2 + \frac{c_2^2-c_0^2}{2} = p_0^{1/m} v_0\left(\frac{m}{m-1}\right)\left[p_2^{\frac{m-1}{m}} - p_0^{\frac{m-1}{m}}\right] + \frac{c_2^2-c_0^2}{2} =$$

$$= p_0^{\frac{1}{m}} p_0^{\frac{m-1}{m}} v_0 \left(\frac{m}{m-1}\right)\left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] + \frac{c_2^2-c_0^2}{2} \Rightarrow$$

$$\boxed{L_{iy} = \frac{m}{m-1}RT_0\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \frac{c_2^2-c_0^2}{2}}$$

CASO IDEALE, MA POLITROPICO

$L_{iy} < L_i$

OPERATRICE

$$\eta_y = \frac{L_{iy}}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1}RT_0\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \cancel{\frac{c_2^2-c_0^2}{2}}}{\frac{K}{K-1}RT_0\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + \cancel{\frac{c_2^2-c_0^2}{2}}}$$

Facendo il medesimo ragionamento $L_i = \Delta i = c_p(T_2' - T_1) = \int_{p=cost} T\,dS$ T_1 e T_2' ⇒ VINCOLI DELLA TRASFORMAZIONE.
sotto l'ISOBARA p_2 ⇒ LAVORO COMPRESSIONE ISOENTROP. (REVERSIBILE) ⇒ $L_{i_{AA_0D_0B}}$

ATTENZIONE $L_i = L_{is} + L_w + \boxed{AREA_{BCD}}$ ⇒ CONTRORECUPERO

Poiché la compressione ISOENTROPICA GIUNGE a $T_2' < T_2$, IL CONTRORECUPERO È L'AUMENTO DI LAVORO RICHIESTO per comprimere il gas dovuto al RISCALDAMENTO RESISTENZE PASSIVE. Infatti a parità di PRESSIONE, tale calore fa ESPANDERE il gas, pertanto si richiede un LAVORO MAGGIORE PER ESSERE ULTERIORMENTE COMPRESSO.

RENDIMENTO = È UN INDICE CHE QUANTIFICA LA PERDITA DI ENERGIA DURANTE LA TRASF., CIOÈ MI INDICA LA QUALITÀ DELLA TRASFORMAZIONE.

MACCHINA ~~MOTRICE~~ OPERATRICE

$$\eta_\theta = \eta_{is} = \frac{L_{is}}{L_i} = \frac{L_i - L_w - CR}{L_i} = \frac{L_i - L_w}{L_i} - \frac{CR}{L_i} = \eta_y - \frac{CR}{L_i}$$

$$\eta_y = \text{REND. IDRAULICO} = \frac{L_i - L_w}{L_i}$$

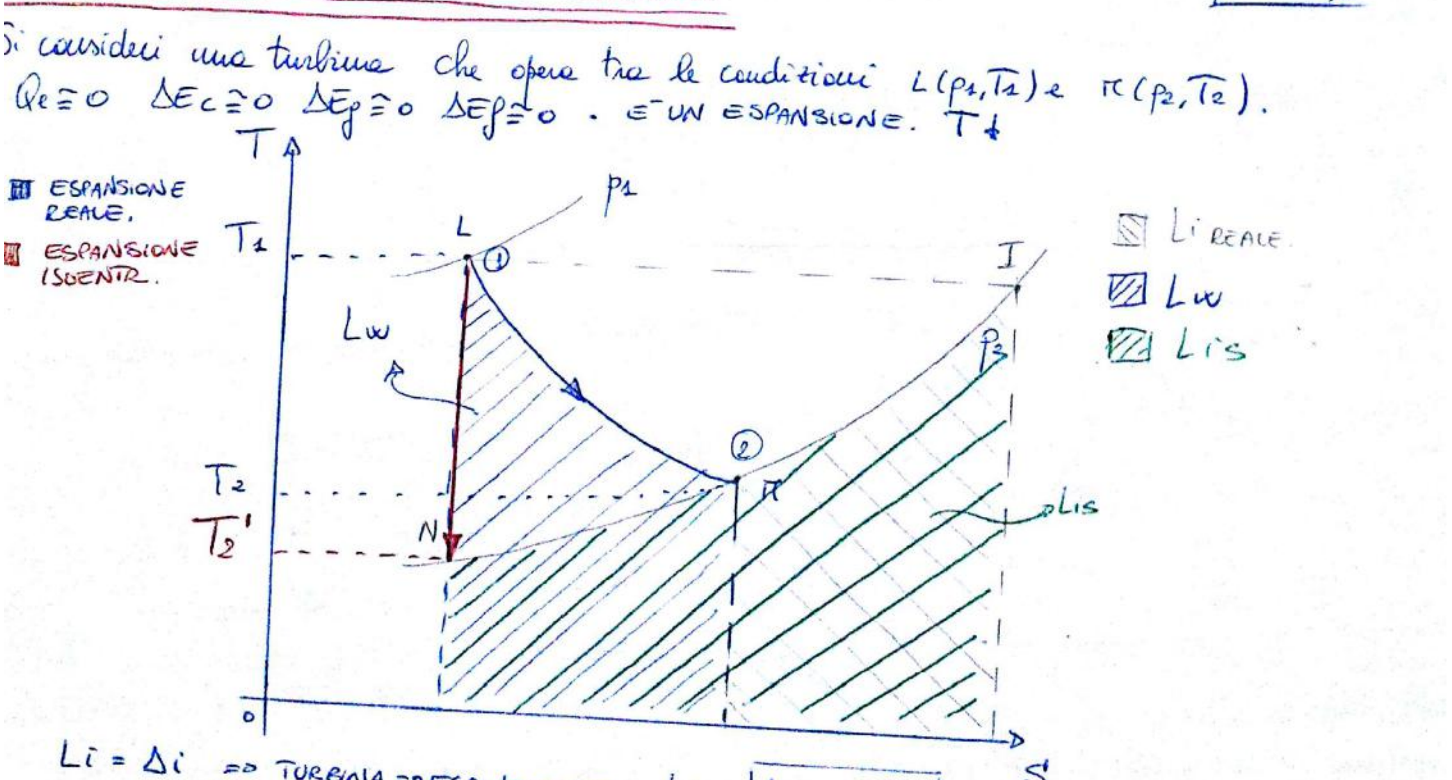
$$\boxed{\eta_\theta < \eta_y}$$

REND. ISENTROPICO < REND. IDRAULICO

In una macchina IDRAULICA, dove la DENSITÀ del fluido può essere ritenuta cost, GLI EFFETTI TERMICI NON PRODUCONO VARIAZ. DI VOLUME SPECIFICO $CR = 0$ ⇒ $\boxed{\eta_\theta = \eta_y}$

RECUPERO E RENDIMENTI DI ESPANSIONE

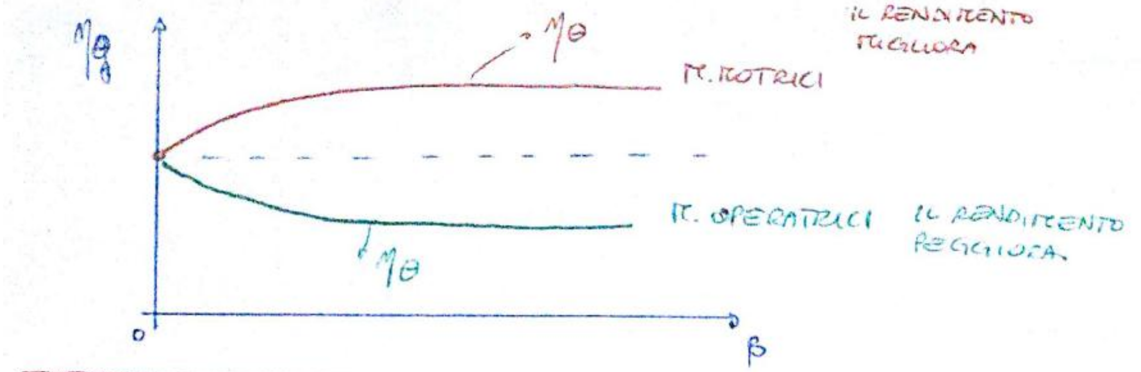
Si consideri una turbina che opera tra le condizioni $L(p_1, T_1)$ e $M(p_2, T_2)$.
$Q_e \cong 0$ $\Delta E_c \cong 0$ $\Delta E_p \cong 0$ $\Delta E_f \cong 0$. È UN ESPANSIONE. $T\downarrow$



$L_i = \Delta i$ ⇒ TURBINA ⇒ ESPANSIONE $L < 0$ $\boxed{L_{OTT} < -L_i}$

$L = -L_i = -c_p(T_2 - T_1) = c_p(T_1 - T_2)$. In un diagramma $T\,dS = di - v\,dp$, quindi con una ISOBARA OTTENGO $di = T\,dS$ ($p = cost$). ISOBARA $p_2 = cost$ ⇒ (VINCOLI T_1 e T_2)

$\boxed{\text{MMOTTO} = \text{LAVORO OTTENUTO}}$

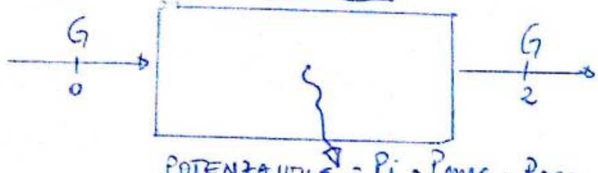


RENDIMENTI GLOBALI

P_i = POTENZA INTERNA = potenza che il fluido RICEVE O CEDE AGLI ORGANI INTERNI della macchina

M. MOTRICI

$$\boxed{P_i = G L_i}$$



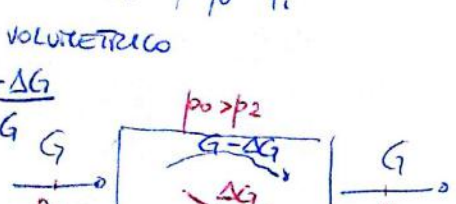
POTENZA UTILE = $P_i - P_{mecc} - P_{acc}$

- $P_u = P_i - P_{mecc} - P_{acc}$ — ENERGIA PERSA PER TRASF. E DALLE PALETTE ALL'ALBERO

$$\eta_m = \text{REND. MECCAN.} = \frac{P_u}{P_i} \quad / \quad \eta_o = \frac{P_u}{P_i} \qquad 0{,}95 \div 0{,}98$$

RENDIM. VOLUMETRICO

$$\eta_v = \frac{G - \Delta G}{G}$$



C'È UN PO' DI PORTATA CHE A CAUSA DELLE FUGHE INTERNE NON SCAMBIA ENERGIA. In che direzione? È una portata spinta da Δp.

$$P_u = \eta_m P_i \qquad P_i = \eta_v G L_i \quad \Rightarrow \quad \frac{p_2}{p_0} < 1$$

$$P_u = \eta_m \eta_v G L_i = \eta_m \eta_v \eta_{is} G \left[\frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\right]$$

$$P_u = \eta_m \eta_v \eta_{is} G \underbrace{\left[\frac{k}{k-1} R T_1 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right)\right]}_{L_{is}}$$

$$P_u = \eta_m \eta_v G \left[\frac{k}{k-1} R T_1 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}\eta_y}}\right)\right]$$

η_y IDRAULICO

$$\boxed{\eta_{GLOBALE} = \eta_m \eta_v \eta_{is}}$$ MACCHINE FLUIDO COMPRIMIBILI

SE LA MACCHINA È IDRAULICA $\rho = \text{cost}$ $\boxed{\eta_{is} = \eta_y}$

QUINDI IL RENDIM. GLOBALE PUÒ ESSERE ESPRESSO IN FUNZ. DI η_y

M. OPERATRICI

$$\boxed{P_i = G L_i}$$ POTENZA INTERNA

POTENZA ASSORBITA

- $P_{ass} = P_i + P_{mecc} + P_{acc}$

P_i: POTENZA ALL'ALBERO — P_{acc}: POTENZA ASSORBITA PER PORTARE IL LAVORO SULLE PALETTE

RENDIMENTO MECCANICO

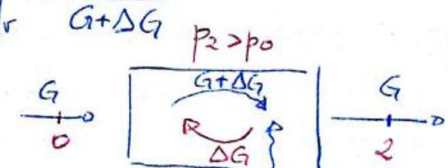
$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ass}} \qquad \eta_o = \frac{P_i - P_{acc}}{P_{ass}}$$

η_o → RENDIMENTO ORGANICO

QUANDO IL LAVORO SPESO PER GLI ACCESSORI È MOLTO MAGGIORE RISPETTO $P_{mecc} \cong 0$ CIOÈ TUTTI GLI ACCESSORI NON SONO COMAND. DALL'ALBERO

RENDIMENTO VOLUMETRICO

$$\eta_v = \frac{G}{G + \Delta G}$$



LE MACCHINE DEVO LAVORARE SU UNA POTENZA GIÀ TRATTATA.

I RENDIMENTI VANNO AL DENOMINATORE PERCHÉ DEVO AUMENTARE LA POTENZA ASSORBITA.

$$P_i = \frac{G L_i}{\eta_v} \qquad P_{ass} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{G L_i}{\eta_m \eta_v}$$

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

$$P_{ass} = \underbrace{\frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\eta_{is}}}_{\eta_g} G \underbrace{\left[\frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\right]}_{L_{is}} =$$

η_g RENDIM. GLOBALE

$$= \frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{1}{\eta_v} G \left[\frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k \eta_y}} - 1\right)\right]$$

NON POSSO LEGARE IL REND. IDRAULICO E MECCANICO, PERCHÉ È UN EXP!!

poco maggiore, perché [illegible] diminuisce la variazione di direz. e quindi la curva di ΔE che devono produrre. Quindi si può ottenere $\eta_{15_R} = \eta_{15_S} = 0,85$

Quindi ho delle macchine con gradi di REAZ più alti intorno a R=0,5 ottengo dei RENDIMENTI PIÙ ALTI. Perché allora mi pongo il problema con R=0?

R=0 MI PERMETTE DI OTTENERE MACCHINE PIÙ PICCOLE => (ma RENDIMENTI MINORI!!! (PURTROPPO).

SIMILITUDINE

Quando trasformiamo una STRUTTURA in una più grande o più piccola voglio mantenere inalterate le sue capacità di funzionamento. Quindi voglio che le sollecitaz. rimangano cost.

$$\boxed{\sigma = \frac{F}{A}} = cost.$$

Quindi come devo cambiare una struttura che funziona in condizioni OTTIMALI in determinate circostanze, se la voglio utilizzare in altre condizioni di FUNZIONAMENTO?

Come posso adattare le pompe alle nuove condizioni richieste? CIOÈ VOGLIO TROVARE UN CRITERIO PER CUI LE MIE MACCHINE POSSANO ESSERE TRASFORMATE IN ALTRE MACCHINE CONTINUANDO A FUNZIONARE SEMPRE NELLO STESSO MODO, CIOÈ NELLA SITUAZ. OTTIMALE!!!

Si parte da un'analisi dimensionale!!

$$H^\circ = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g}$$ TRINOMIO DI BERNULLI

SONO TUTTE ALTEZZE CHE PERÒ RAPPRESENTANO UN ENERGIA!!!

Voglio modificare le mie macchine seguendo alcuni CRITERI al fine di utilizzarle in un altro campo di funzionamento.

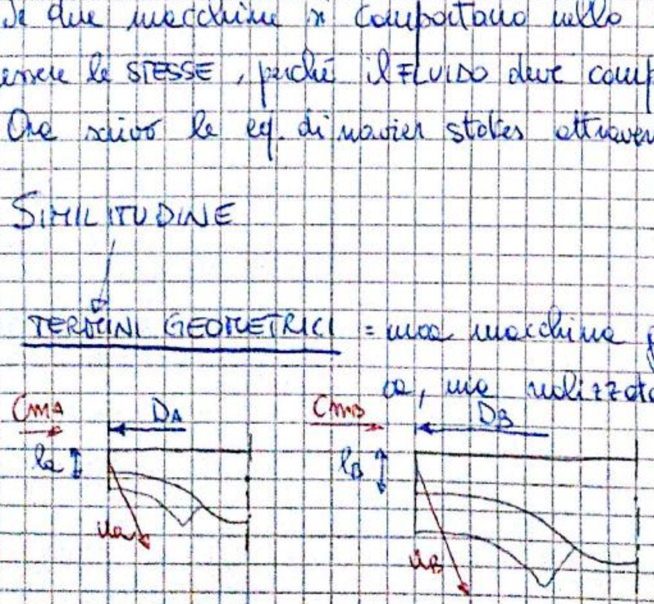
- PUNTO DI PARTENZA => UNIFORMITÀ DIMENSIONALE.

Se due macchine si comportano nello stesso modo le EQ. DI NAVIER STOKES devono essere le STESSE, perché il FLUIDO deve comportarsi in modo UGUALE nelle 2 macchine. Ora scrivo le eq. di navier stokes attraverso numeri ADIMENSIONALIZZATI!!!

SIMILITUDINE

↓

TERMINI GEOMETRICI = una macchina geom. simile è una macchina perfettamente identica, ma utilizzata in scala. $\frac{l_A}{l_B} = \frac{D_A}{D_B}$ ... TUTTE LE GRANDEZZE GEOM. SONO NELLO STESSO RAPPORTO.



Re ↑ ⇒ REGIME TURBOLENTO ⇒ le F. DI INERZIA la FANNO DA PADRONE

. Ora devo rapportare le forze di PRESSIONE.

$$\Pi = \frac{\text{F. DI PRESSIONE}}{\text{F. DI INERZIA}} = \frac{\Delta p \cdot L^2}{\rho L^2 c^2} = \frac{\Delta p}{\rho c^2} \Rightarrow \boxed{\text{NUMERO DI EULERO}} = E$$

il contributo fra forze di pressione e quelle di INERZIA

Noi per le macchine utilizziamo un parente prossimo al numero di Eulero che è Ψ

SONO IDENTICI ⇒ $\Psi \propto E$ PROPORZION.

$$\Psi = \frac{L_i}{u^2} \propto \frac{g H_u}{u^2} \propto g \frac{\Delta p / \rho g}{u^2} = \frac{\Delta p}{\rho u^2} = E$$

$L_i = \eta_y g H_u$ M. MOTRICE $\quad H_u = \frac{\Delta p}{\gamma} \cdot \rho \cdot \frac{g}{\Delta \rho} = \frac{\Delta p}{\gamma}$

$L_i = \frac{g H_u}{\eta_y}$ M. OPERATRICE

COEFF. DI LAVORO OPPURE COEFF. DI PRESSIONE. ⇒ è circa 1, indica che F. DI PRESSIONE e INERZIA sono CONFRONTABILI.

. Ora tocca confrontare le FORZE GRAVITAZ. con quelle di INERZ.

. Forze associate al peso.

$$\Pi = \frac{\text{F. INERZIA}}{\text{F. GRAV}} = \frac{\rho L^2 c^2}{\rho g L^3} = \frac{c^2}{gL} = Fr \text{ (FROUDE)}$$

→ CONTRIBUTO DELLE FORZE LEGATE AL PESO

→ FLUIDO AERIFORME $\Delta\rho$ = TRASCURABILE $Fr \cong$
" INCOMPRIMIBILE $\gamma \Delta\rho$ IMPORTANTE Fr

. Forze ELASTICHE.

FLUIDO CON CAPACITÀ DI DEFORMARSI

$$\Pi = \frac{\text{F. INERZIA}}{\text{F. ELASTICHE}}$$

ha dim di una pressione.

Per i fluidi comprimibili si ha che $\boxed{\Delta p = -E \frac{\Delta V}{V}}$: se io comprimo il fluido

$\Delta V < 0$ ⇒ OTTENGO UN AUMENTO DI PRESSIONE $\boxed{\Delta p > 0}$

MODULO DI ELASTICITÀ

Significa che Δp e ΔV sono INVERSAM. PROPORZ. con un MODULO DI PROPORZIONALITÀ dato da E.

$$\boxed{c_s^2 = \sqrt{k \frac{P}{\rho}}} \Rightarrow \text{FLUIDO COMPRIMIBILE} \qquad c_s^2 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \rightarrow \text{MODULO DI ELASTICITÀ}$$

V. SUONO

per un gas è $\propto$ alla Δp

$$\Pi = \frac{\text{F. INERZIA}}{\text{F. ELASTICHE}} = \frac{\rho L^2 c^2}{E L^2} = \frac{\rho c^2}{E} = \frac{c^2}{c_s^2} = M^2 \Rightarrow \boxed{\text{NUMERO DI MACH}}$$

[Pa·m²]

mette in relaz. forze elastiche e d'inerzia

$M < 1$ FORZE ELASTICHE predominano. $M > 1$ F. DI INERZIA PREDOMINANO

TEOREMA π O TEOREMA DI BUCKINGHAM.

Quando studi qualcosa vuoi scrivere una funzione di un qualunque tipo che lega tra loro delle GRANDEZZE COINVOLTE per analizzare il fenomeno.

$$f(q_1, q_2, \dots q_n) = 0$$

Tale funzione però è legata all'uniformità DIMENSIONALE. Ciascun termine deve sommarsi congruentemente [illegible] misurate. Se individuiamo alcune grandezze (kg, m, s) a cui possono ricondursi tutte le altre, (cioè attraverso queste posso ADIMENSIONALIZZARE tutte le altre grandezze)

$$\begin{array}{ccc} kg & m & s \\ \downarrow & \downarrow & \downarrow \\ \rho & D & u \end{array} \longrightarrow \text{TERNA DI GRANDEZZE ARBITRARIE } q_1, q_2, q_3$$

$$q_4 = \underset{\substack{\downarrow \\ \text{ADIMENSIONALE}}}{\Pi}\; q_1^{a_1}\, q_2^{a_2}\, q_3^{a_3}$$

ADIMENSIONALE $\Rightarrow$ SARÀ UNO DEI NUMERI DI CUI HO PARLATO PRIMA (M, Cr, E, Nu, Wb,

Quindi la funzione iniziale sarà uguale a

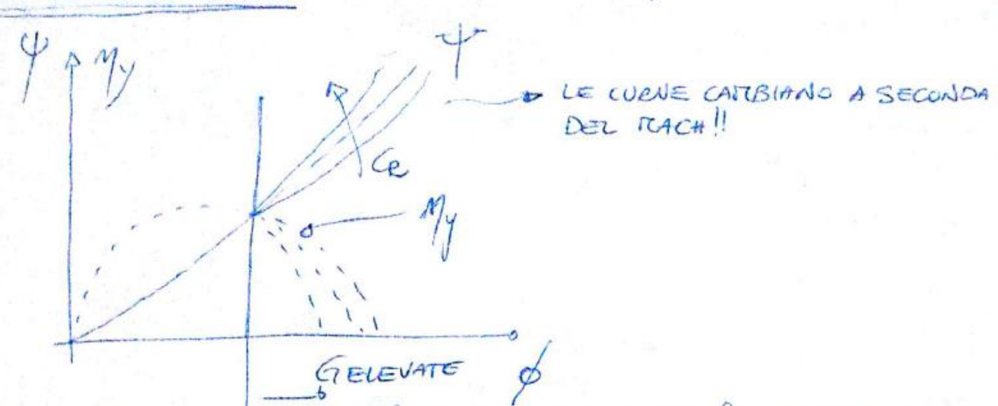
$$f\left(q_1, q_2, q_3, \Pi_4\, q_1^{a_1} q_2^{a_2} q_3^{a_3}, \Pi_5\, q_1^{b_1} q_2^{b_2} q_3^{b_3}, \dots\right) = 0$$

$$\Downarrow$$

$$f_1(\Pi_4, \Pi_5, \dots) = 0$$

QUINDI SONO PARTITO DA UNA FUNZ. dipendente da n GRANDEZZE q_i, ... $i = 1, \dots n$
e sono giunto a delle grandezze ADIMENSIONALI in numero inferiore Π_j, con $j = 1, \dots n-3$

FLUIDO COMPRIMIBILE (MACCHINA MOTRICE) (29)



Posso utilizzare questi risultati per capire come la macchina si deve MODIFICARE per lavorare NELLO STESSO RENDIMENTO.

Se vuoi mantenere essere in SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA devi mantenere COSTANTE. $\phi = cost$.

F. COMPRIMIBILE $\boxed{\phi = cost}$ $\cancel{C_v = cost}$ $\Rightarrow$ STESSA ψ, η_y $\Rightarrow$ $\psi \simeq cost$, $\eta_y \simeq cost$

$\boxed{\phi = cost = \frac{c_m}{u}}$ cioè il ϕ calcolato per una macchina A, in scala della gemella A', quindi $\in$ alla stessa famiglia, deve essere lo STESSO

Questo mi permette di ottenere similitudine FLUIDODINAMICA $\Rightarrow$ cioè lavorano nello stesso punto di LAVORO, cioè hanno ψ e η_y UGUALI $\phi = cost \Rightarrow$ $\boxed{\text{STESSI TRIANGOLI DI VELOCITÀ}}$

DEVO COMPRARE UNA MACCHINA $\rightarrow$ in base al lavoro che vogliamo FARE. QUALE DEVO SCEGLIERE?

Quella che funziona meglio $\Rightarrow$ QUELLA CHE HA RENDIMENTO MAGGIORE.

RENDIMENTO MIGLIORE $\Rightarrow$ $\begin{cases} \boxed{\psi_{OPT}} \\ \boxed{\phi_{OPT}} \end{cases}$ > Se vuoi che la macchina lavori al meglio deve lavorare a questi valori.

DATI DI INPUT NOTI DALL'IMPIANTISTA PORTATA Q, SALTO DI ENERGIA H_u, GENERATORE ω

$\psi = \frac{L_i}{u^2} \rightarrow$ IO VOGLIO $\boxed{U = \omega D}$ $\Rightarrow$ NON CONOSCO D!!!

$\phi = \frac{c_m}{u} \rightarrow$ NON SO QUANTO È GRANDE LA SEZIONE DELLA MACCHINA $\rightarrow$ NON SO c_m!!!

DEVO TRASFORMARE ψ_{OPT} e ϕ_{OPT} A IN UNA FUNZIONE LEGATA A (ω, H_u, Q).

$$\phi_{OPT} = \frac{c_m}{u} \propto \frac{Q}{\frac{\ell}{D} D^2 \cdot \omega D} = \frac{\overset{NOTO}{Q}}{\underset{NOTO}{\frac{\ell}{D}} \underset{NOTO}{\omega} D^3}$$

NON CONOSCO D

$$\psi_{OPT} = \frac{L_i}{u^2} \propto \frac{g H_u}{\omega^2 D^2}$$

Ho realizzato la mia macchina MODELLO (PICCOLA per le prove). (31)
Arriva la commessa. Devo fare la MACCHINA PROTOTIPO da vendere. Come la devo realizzare?

MODELLO ⟶ PROTOTIPO

$\Phi_M = \Phi_P$ ⟹ SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA $\quad \dfrac{Cm_m}{u_m} = \dfrac{Cm_p}{u_p}$ ⟹

PASSO DA CM

$$\boxed{Q_m \simeq \frac{C_m A}{\frac{\ell}{D} D^2}}$$

$$\frac{Q_m}{\frac{\ell}{D} D_m^2\, n_m D_m} = \frac{Q_P}{\frac{\ell}{D} D_P^3 \cdot n_P}$$

STESSA FAMIGLIA

$\boxed{\text{LEGGI DI SCALA}}$

$$\boxed{D_P = D_M \sqrt[3]{\frac{Q_P}{Q_m} \cdot \frac{n_P}{n_m}}}$$

$$\boxed{Q_P = Q_m \frac{n_P}{n_m} \left(\frac{D_P}{D_m}\right)^3}$$

Se vogliamo avere delle ~~coordinate~~ di relazioni sulla POTENZA, devo fare RIFERIMENTO ad L_i e quindi a $\psi = \dfrac{L_i}{u^2}$ ⟹

SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA $\quad \boxed{\psi_m = \psi_P} \quad \dfrac{L_{im}}{(n_m D_m)^2} = \dfrac{L_{iP}}{(n_P D_P)^2}$

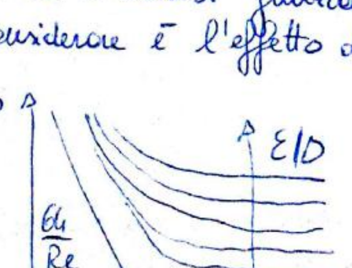
$$\boxed{L_{iP} = L_{iM} \left(\frac{n_P}{n_m}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_m}\right)^2}$$

Se voglio la potenza ottengo che $P = \eta_y \rho Q L_i$ MACCHINA MOTRICE

$$\frac{P_P}{P_m} = \frac{Q_P}{Q_m}\frac{L_{iP}}{L_{im}} \Rightarrow \boxed{P_P = P_m \left(\frac{n_P}{n_m}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_m}\right)^5}$$

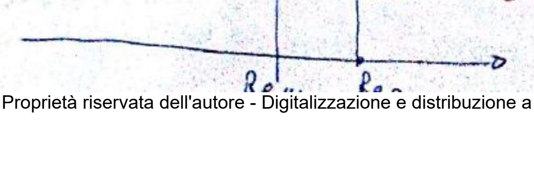
PORTATA $\propto n\, D^3$
LAVORO $\propto n^2 D^2$
POTENZA $\propto n^3 D^5$

Tutte l'analisi funziona, o ci sono delle limitazioni. Gli EFFETTI che noi possiamo considerare è l'effetto di $\boxed{Re, M(C_r)}$ SONO LE ULTIME COSE CHE ABBIAMO TAGLIATO.



$\varepsilon/D = \text{cost}$ poiché stiamo parlando di SIMILITUDINE GEOMETRICA.
Purtroppo nella realtà non è così!!!
ε NON È SCALATO CON IL DIAMETRO, cioè la realtà è CHE ε È COSTANTE!! NON $\frac{\varepsilon}{D}$!!!

Quindi a seconda delle DIMENSIONE della macchina ottengo ε/D diverso. Quindi poiché cambia il Reynolds tra il prototipo e il modello $Re = \dfrac{\mu}{\rho u D}$!!! HO QUESTA SITUAZIONE:



$\varepsilon/D_m \simeq \varepsilon/D_P$ ⟹ IDEALE $f = \text{cost}$
$\varepsilon/D_P \simeq$ REALE $\quad f =$ CAMBIA $\quad$ QUINDI CAMBIA L'INFLUENZA SULL'ATTRITO.

DORSO DELLA PALETTA $\Rightarrow$ PUNTO A MINIMA PRESSIONE.

Quindi il Δp dipenderà dalla VELOCITÀ RELATIVA $\boxed{w'}$ $\Rightarrow \dfrac{\Delta p}{\gamma} \sim \dfrac{w'^2}{2g}$
(DIMINUZ. DI PRESSIONE)

ci metto anche il COEF. DI IGNORANZA PERCHÈ DEVO QUANTIFICARE QUANTO DI QUEL CARICO ~~DIPENDE~~ CAUSA LA DIMINUZ. DELLA PRESSIONE λ

$$\underbrace{\frac{p_1 - p_{VAP}}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g}}_{} > \frac{c_1^2}{2g} + \frac{\lambda w'^2}{2g} \rightarrow \text{CARICO RICHIESTO DALLA POMPA}$$

DIPENDE DALL'IMPIANTO, dalla velocità e pressione d'ingresso e dalla $T_1 \Rightarrow p_{VAP}$

SI CHIAMA $NPSH_A$ = NET POSITIVE SUCTION HEAD $\boxed{\text{POSSO CALCOLARLO}}$

CARICO NETTO POSITIVO CHE ABBIAMO SULLA BOCCA DI ASPIRAZIONE

A = AVAIABLE = a disposizione $\Rightarrow$ dall'impianto

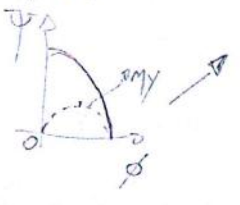
$$\boxed{\frac{c_1^2}{2g} + \frac{\lambda w'^2}{2g}} \rightarrow NPSH_R \qquad \boxed{NPSH_A \geq NPSH_R}$$

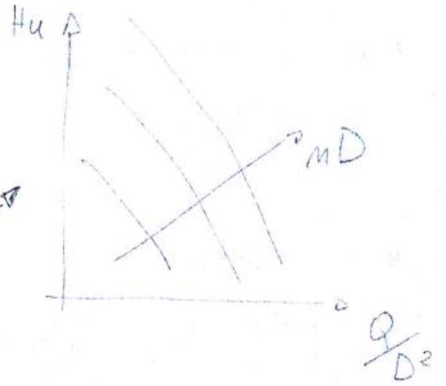
CARICO RICHIESTO DALLA POMPA $\Rightarrow$ SPERIMENTALE

FLUIDI INCOMPRIMIBILI

$$\Phi = \frac{c_m}{u} \cong \frac{Q}{\frac{\ell}{D} D^2 (nD)} = \frac{1}{\frac{\ell}{D}} \cdot \frac{Q}{D^2} \cdot \frac{1}{(nD)}$$

$$\Psi = \frac{L_i}{u^2} \cong \frac{g H_u}{(nD)^2} = g H_u \cdot \frac{1}{nD^2}$$





FLUIDI COMPRIMIBILI

$$\Phi = \frac{c_m}{u} \cong \frac{G}{\rho_1 \frac{\ell}{D} D^2 (nD)} \quad \text{ma } \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \Rightarrow \Phi \cong \frac{G\, RT_1}{p_1 \frac{\ell}{D} D^2 (nD)} =$$

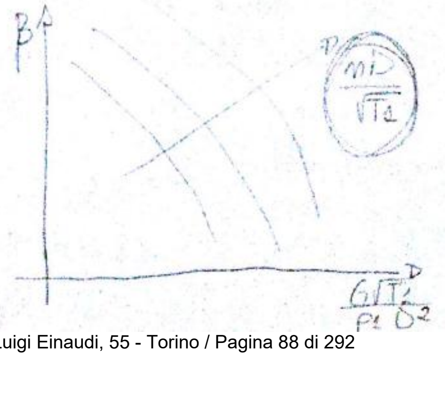
$$\cong \frac{G\sqrt{RT_1}}{p_1 D^2} \cdot \frac{\sqrt{RT_1}}{nD} \rightarrow \text{parente al numero di CROCCO}$$

$$Cr = \frac{u}{\sqrt{2h^\circ}} = \frac{u}{\sqrt{2c_pT^\circ}} = \frac{u}{\sqrt{2\frac{k}{k-1}RT^\circ}} = \sqrt{\frac{k-1}{2}} \cdot \frac{u}{\sqrt{kRT^\circ}}$$

$$\boxed{Cr \cong \text{kost} \cdot \frac{nD}{\sqrt{RT^\circ}}}$$

AL NETTO DEL K

$$\Psi = \frac{L_i}{u^2} \cong \frac{RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k\eta_y}} - 1\right)}{(nD)^2} = \left(\frac{\sqrt{RT_1}}{nD}\right)^2 \left(\beta^{\frac{k-1}{k\eta_y}} - 1\right)$$



STUDIO DELLE MACCHINE OPERATRICI

VOGLIO CERCARE LA CURVA CARATTERISTICA DELLE M/E MACCHINE OPERATRICI $\psi \to \phi$

Dato un sistema di riferimento inerziale si ha

$$L_i - L_w = \int_1^2 v\,dp + \Delta E_{c,g,\psi_0}$$ → CONS. ENERGIA FORMA MECCANICA. (MAC. OPERATRICI)

$$\frac{1}{u''^2}\left[L_i - L_w\right] = \left[\int_1^2 v\,dp + \Delta E_{cg}\right]\frac{1}{u''^2} \Rightarrow \psi - \xi = \frac{1}{u''^2}\left[\int_1^2 v\,dp + \Delta E_{c,g}\right]$$

ξ ↓ COEFFICIENTE DISSIPATIVO $\boxed{\dfrac{L_w}{u''^2}}$

PRESTAZIONI = PERFORMANCE PARAMETERS ↓ CURVA CARATTERISTICA

- CARICO → POMPE
- RAPPORTO COMPRES → COMPRESSORI
- EN. CINETICA → VENTILATORI.

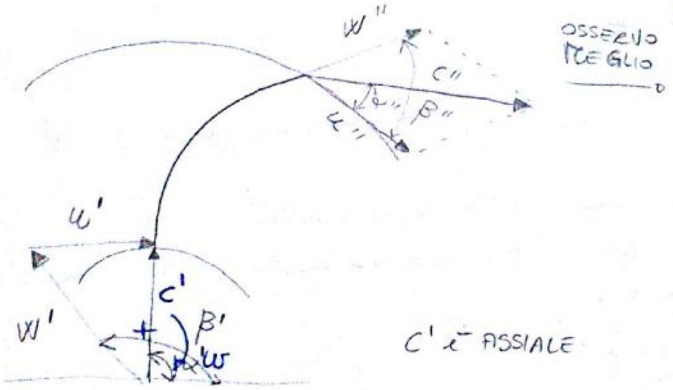
RAGIONO CON UNA MACCHINA IDEALE IN TERMINI ADIMENSIONALI.

$$\begin{cases} \xi = 0 \\ z \to +\infty \Rightarrow \text{CONVOGLIANO IL FLUIDO ALLA PERFEZIONE} \end{cases}$$

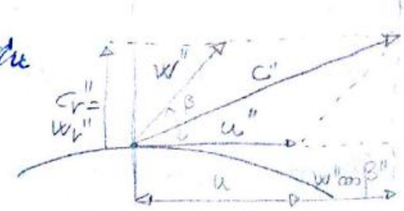
$$\boxed{\psi \text{ in funzione di } \Phi = \frac{c_u}{u}}$$

il flusso è direzionato dall'angolo di uscita β'' per un numero infinito di pale.

$$\psi = \frac{L_i}{u'^2} = \frac{u''c_u'' - u'c_u'}{u''^2} = \frac{c_u''}{u''} - \frac{u'c_u'}{u''^2}$$



OSSERVO MEGLIO



C' è ASSIALE

$$c_r'' = w_r'' = c''\sin\alpha'' = w''\sin\beta''$$

$$c_u'' = u + w''\cos\beta'' = u + w_r\,\text{cotg}\,\beta''$$

$$\tan\alpha'' = \frac{w_r''}{c_u''} \Rightarrow c_u'' = w_r\,\text{cotg}\,\alpha''$$

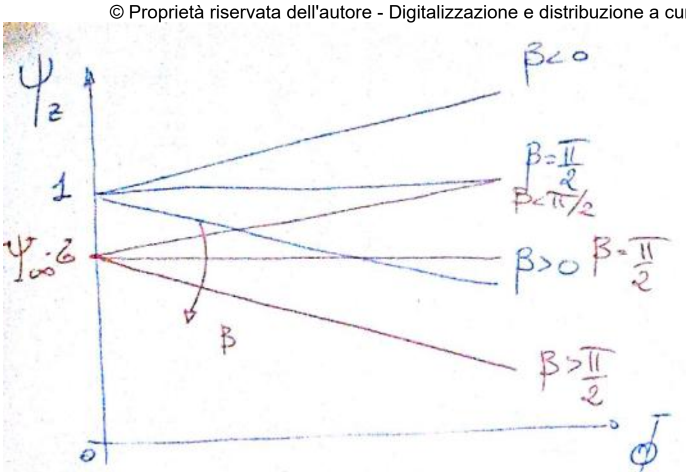
$$\boxed{\begin{aligned} c_u'' &= u'' + w_r''\,\text{cotg}\,\beta'' = w_r''\,\text{cotg}\,\alpha'' \\ c_u' &= u' + w_r'\,\text{cotg}\,\beta' = w_r'\,\text{cotg}\,\alpha' \end{aligned}}$$

$$\psi = \frac{c_u''}{u''} - \frac{u'^2}{u''^2}\frac{c_u'}{u'}$$

$$\psi = \underbrace{\frac{c_m''}{u''}}_{\Phi}\cdot\text{cotg}\,\alpha'' - \frac{u'^2}{u''^2}\underbrace{\frac{c_m'}{u'}}_{\Phi'}\text{cotg}\,\alpha' = \Phi\,\text{cotg}\,\alpha'' - \left(\frac{u'}{u''}\right)^2\Phi'\,\text{cotg}\,\alpha' \quad \text{OPPURE}$$

$$\psi = \underbrace{\frac{u''}{u''}}_{1} + \frac{\overset{c_r''}{w_r''}}{u''}\,\text{cotg}\,\beta'' - \left(\frac{u'}{u''}\right)^2\cdot\left(\underbrace{\frac{u'}{u'}}_{1} + \frac{\overset{c_r'}{w_r'}}{u'}\,\text{cotg}\,\beta'\right) = 1 + \underset{\text{USCITA ROTORE}}{\Phi\,\text{cotg}\,\beta''} - \left(\frac{u'}{u''}\right)^2\underset{\text{INGRESSO ROTORE}}{\left(\Phi'\,\text{cotg}\,\beta' + 1\right)}$$

$$\boxed{\psi_\infty = 1 + \phi\,\text{cotg}\,\beta'' - \left(\frac{u'}{u''}\right)^2\left(\Phi'\,\text{cotg}\,\beta' + 1\right)}$$



OVVIAMENTE QUESTE CONSIDERAZ. NON SONO ATTRIBUIBILI A DELLE PERDITE, MA SOLTANTO A UN CATTIVO DIREZIONAMENTO DEL FLUSSO IN USITA DAL ROTORE.

EQ. CARATTERISTICA MACCHINE REALI. $(L_w \neq 0,\ z \neq \infty)$

E' necessario analizzare il comportamento del coefficiente dissipativo $\xi = f(\Phi)$

Le perdite si possono ritenere il risultato della somma di 4 COEFFICIENTI.

$$\xi = \xi_{ROTORE} + \xi_{DISTRIBUTORE} = f(\Phi)$$

DISTRIBUITE CONCENTRATE DISTR. CONCENTRATE

Le perdite maggiori, quelle distribuite dipendono dal quadrato della velocità (ASSOLUTA → STATORE, RELATIVA → ROTORE)

$$\Phi = \frac{c_m}{u} \Rightarrow \Phi \propto c_{MERIDIANA}$$

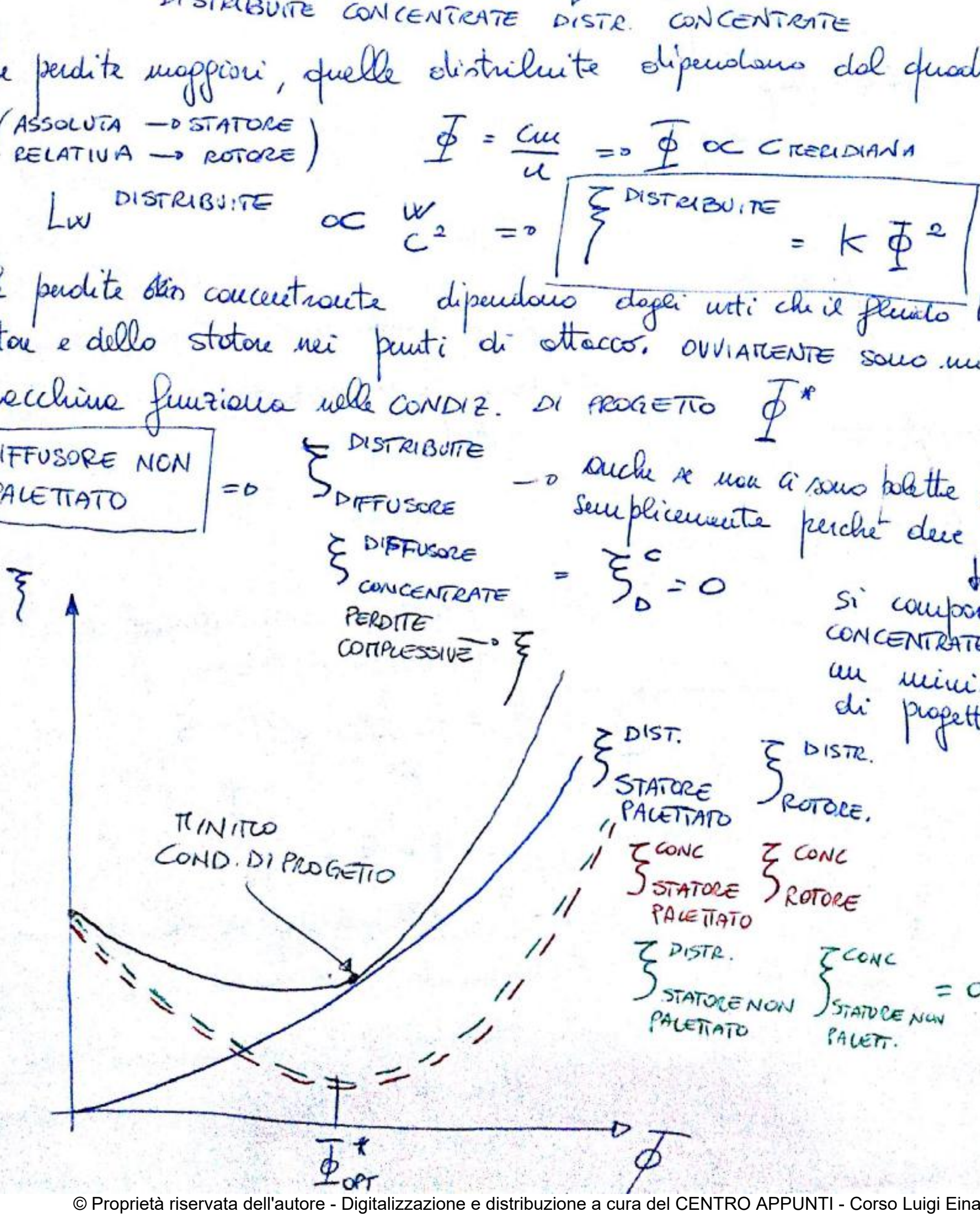
$$L_w^{DISTRIBUITE} \propto \frac{w}{c}^2 \Rightarrow \boxed{\xi^{DISTRIBUITE} = K\Phi^2}$$

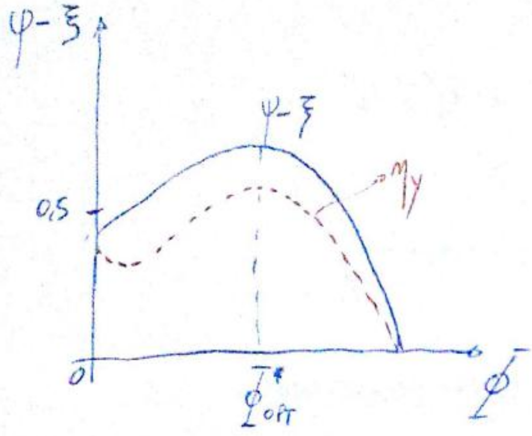
le perdite però concentrate dipendono dagli urti che il fluido ha con le palette del rotore e dello statore nei punti di attacco. OVVIAMENTE sono minime quando la macchina funziona nelle CONDIZ. DI PROGETTO Φ^*

$\boxed{\text{DIFFUSORE NON PALETTATO}} \Rightarrow \xi^{DISTRIBUITE}_{DIFFUSORE}$ → anche se non ci sono palette il fluido perde energia semplicemente perché deve percorrere spazio.

$\xi^{DIFFUSORE}_{CONCENTRATE} = \xi^{C}_{D} = 0$

Si comportano come perdite CONCENTRATE, che dovrebbero avere un minimo nelle condizioni di progetto.

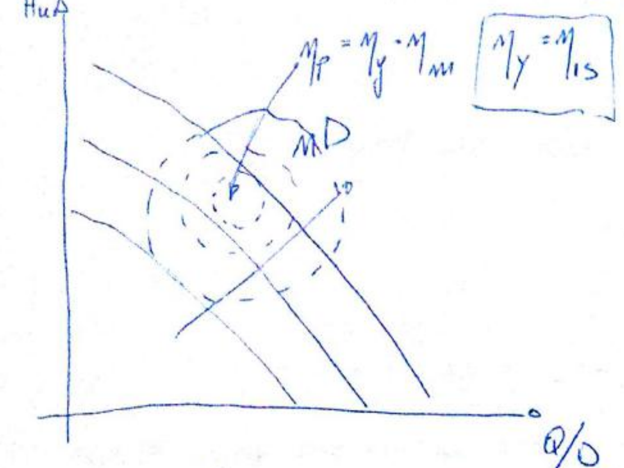




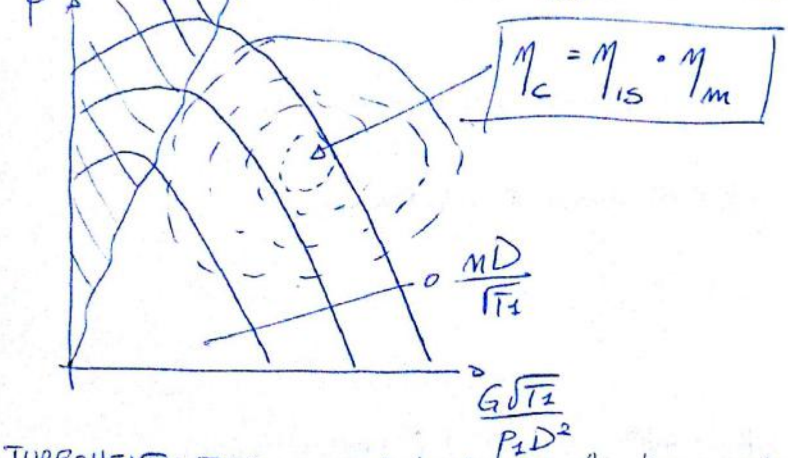
INVECE DI UTILIZZARE PARAMETRI ADIMENSIONALI USO PARAMETRI INGEGNERISTICI H_u, Q, n.

- POMPE: $\Phi \to Q$; $H_u \to \Psi$; $\eta_p = \eta_m \cdot \eta_y$; PARAMETRIC $\to n$
- COMPRESSORE: $\Phi \to \frac{G\sqrt{T_1}}{D_1^2 p_1}$; $\psi \to \beta$; $\eta_c = \eta_m \cdot \eta_{is}$; PARAMETRIC $\to \frac{nD}{\sqrt{T_1}}$

. POMPE (FLUIDO INCOMPRIMIBILE) ($\beta'' > \frac{\pi}{2}$ → PALE ALL'INDIETRO + DIFFUSORE NON PALETTATO)

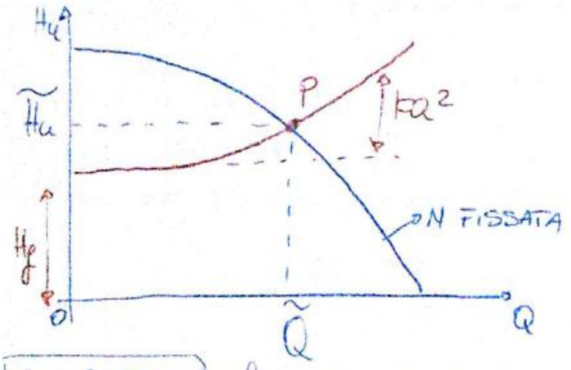


- COMPRESSORI (FLUIDO COMPRIMIBILE) ($\beta'' = \frac{\pi}{2}$ → PALE RADIALI + DIFFUSORE CON PALE RADIALI O LEGGERMENTE RIVOLTE IN AVANTI)



TURBOVENTILATORI → $\rho = cost$ → lo posso scrivere in tutti e 2 i modi (GRAFICI). Se viene espresso attraverso i β, fa riferimento alle PRESSIONI TOTALI, poiché altrimenti per β crescenti avrei variazioni di densità e non va bene. $p^0 = p + \rho\frac{c^2}{2}$ → $\boxed{\rho = cost}$

PUNTO DI LAVORO

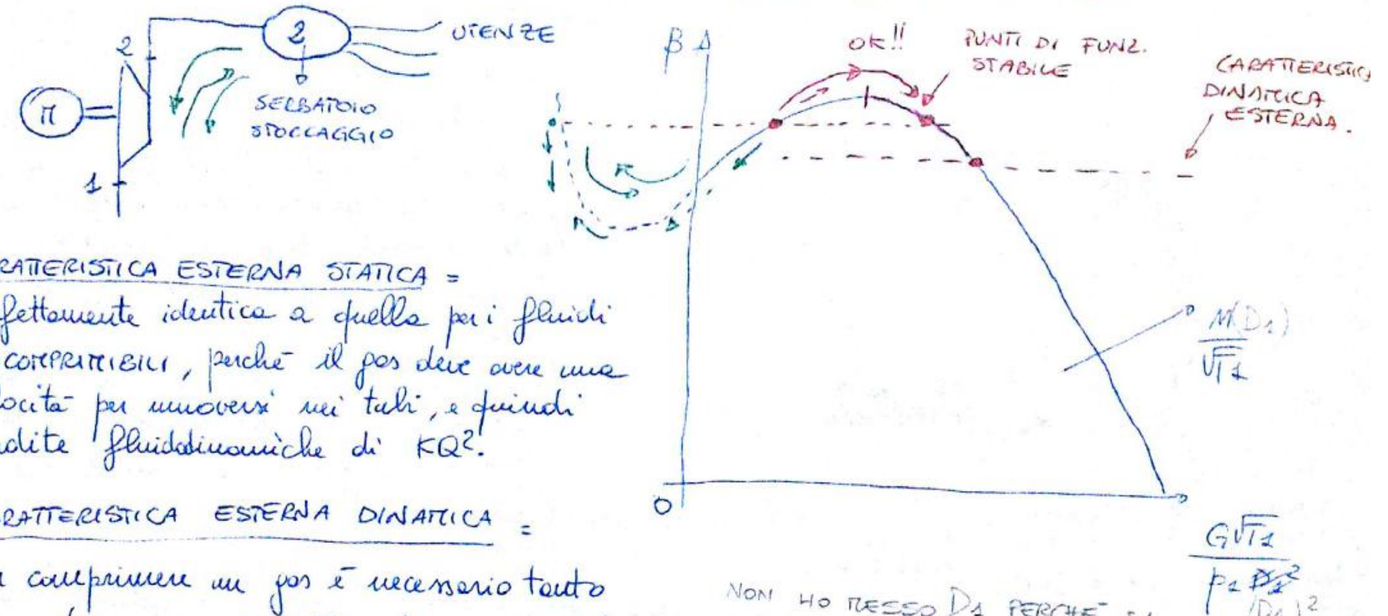


P = PUNTO DI LAVORO STABILE.

$\boxed{\text{SLOPE = PENDENZA}}$

- PUNTO STABILE = se la PENDENZA DELLA CARATTERIS. INTERNA < PENDENZA CARATT. ESTERNA.

COMPRESSORI: lo scopo di questi impianti è quello di mettere in pressione l'aria all'interno di alcuni serbatoi, che verranno usati dall'utenza.



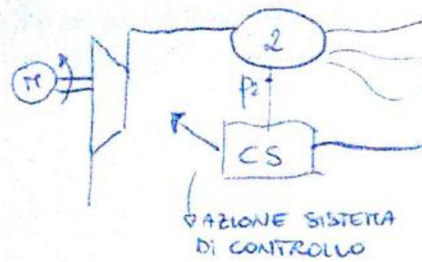
- CARATTERISTICA ESTERNA STATICA = perfettamente identica a quella per i fluidi INCOMPRIMIBILI, perché il gas deve avere una velocità per muoversi nei tubi, e quindi perdite fluidodinamiche di KQ^2.

- CARATTERISTICA ESTERNA DINAMICA = per comprimere un gas è necessario tanto LAVORO (SIRINGA TAPPATA ad una estremità, per comprimerla, lo stantuffo deve fare tanta strada, quindi il LAVORO aumenta). Curva e pressione praticamente costante. Quindi prima di alzare la pressione devo fare molto lavoro.

NON HO MESSO D_1 PERCHÉ SI RIFERISCE A UNA MACCHINA SOLO

- Tutti i punti a destra del massimo della caratteristica INTERNA, soddisfano la condizione DI PUNTO DI FUNZIONAMENTO STABILE.
- A sinistra, ci sono punti di funzionamento INSTABILI. Se Q aumenta, il compressore fa fronte aumentando la β, e questo fa spostare sempre più il punto verso destra, verso punti di funz. STABILI. VA BENE!!! ⇒ SINISTRA DEL MAX + Q ↑ ⇒ SI TENDE ALLA STABILITÀ
- Sinistra del max, se la PORTATA Q ↓, il compressore spinge di meno, quindi la pressione nel serbatoio prevale e l'aria nel serbatoio torna indietro svuotandolo. Quindi si hanno portate negative. Quindi il compressore ruota in avanti, ma la PORTATA è al contrario. Quindi ⇒ SINISTRA DEL MAX + Q ↓ ⇒ SI VA VERSO IL POMPAGGIO E VERSO PORTATE NEGATIVE

Quindi per alcuni ΔT l'aria segue prima il verso opposto, e poi il senso concorde al compressore. Quindi fa avanti e indietro, QUAL'È IL PROBLEMA?



L'UTENZA VUOLE GARANTITA UNA PRESSIONE COSTANTE.

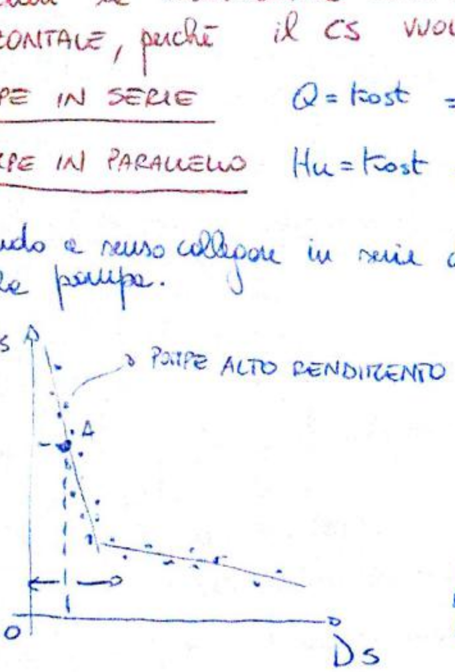
SISTEMA DI CONTROLLO CHE DEVE AGIRE SULLA MACCHINA, O SULL'IMPIANTO PER GARANTIRE UNA PRESSIONE COSTANTE.

Quindi la caratteristica STATICA dell'impianto come nel caso dinamico è anche qui un ORIZZONTALE, perché il CS VUOLE TRASFORMARE $\Sigma kQ^2 \rightarrow$ —— $\beta = cost$.

POMPE IN SERIE $\quad Q = kost \Rightarrow \boxed{H_{u_E} = H_{uA} + H_{uB}}$

POMPE IN PARALLELO $\quad H_u = kost \Rightarrow \boxed{Q_{TOT} = Q_A + Q_B}$

Quando è senso collegare in serie delle pompe? Quando voglio PREVALENZE o PORTATE superiori della singola pompa.



Prendo due pompe uguali A

$$N_S = \frac{\omega\sqrt{Q}}{(\rho H_u)^{3/4}}$$

Se le metto in parallelo, sto aumentando $Q \Rightarrow$

INSIEME DELLE DUE $\Rightarrow N_{s_{eq}} > N_{s\,1,2}$

Se le metto in serie, sto aumentando la $H_u \Rightarrow$

$N_{s_{eq}} < N_{s,1,2}$

Quindi cosa succede? Riesco ad andare in punti del diagramma che prima NON TOCCAVO.

Quindi per la SERIE, posso REALIZZARE delle pompe MULTISTADIO. Come le devo fare per avere il massimo rendimento per ognuna di esse?

Se sono un costruttore voglio che le mie pompe siano tutte uguali (al massimo SIMILI).

SIMILI + MAX RENDIM. $\Big\} \Rightarrow$ LE POMPE SONO IN SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA $\begin{cases} \phi = cost \\ \psi = cost \end{cases}$

$$\phi = cost = \frac{c_m}{u''} \propto \frac{Q}{D^2 n D} = \frac{Q}{nD^3}$$

Q → COSTANTE SE SONO IN SERIE

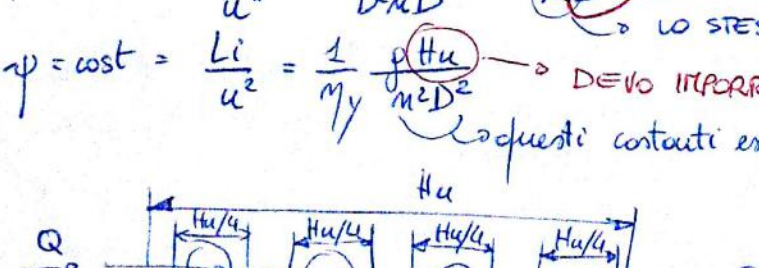
nD^3 → DEVO FISSARE IL DIAMETRO !!! → GIRANTI UGUALI UNA DIETRO L'ALTRA

n → LO STESSO ALBERO SE È MULTISTADIO

$$\psi = cost = \frac{L_i}{u^2} = \frac{1}{\eta_y}\frac{\rho H_u}{n^2 D^2}$$

H_u → DEVO IMPORRE LA PREVALENZA COST.

n^2D^2 → questi costanti essendo $\phi = cost$



CIOÈ SI RIPARTISCE LA PREVALENZA PER OGNUNA DI ESSE.

Pompe multistadio. Tutte le giranti sono uguali, e devono avere lo STESSO DIAMETRO.

Ogni pompa sta nelle condizioni OTTIMALI. Mentre la pompa equivalente non RICADE NEL DIAGRAMMA DI CORDIER.