NUMERO: 2044A - ANNO: 2016

A P P U N T I

STUDENTE: Meniconi Andrea

MATERIA: Macchine (teoria + esercizi) - Prof. Mittica

CENNI DI FLUIDODINAMICA

MACCHINE A FLUIDO: macchine dove si ha una trasformazione da energia chimica, potenziale o di altro genere ad energia meccanica.

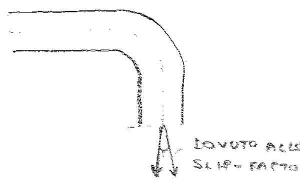
Le EQUAZIONI DELLA FLUIDODINAMICA sono le seguenti:

1. CONSERVAZIONE DELLA MASSA
2. VARIAZIONE DELLA QUANTITÁ DI MOTO
3. CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA
4. EVOLUZIONE DELL'ENERGIA

Procediamo il nostro studio considerando un MOTO UNIDIMENSIONALE supendo, inoltre, che in una sezione si può determinare:

- PRESSIONE
- TEMPERATURA
- VELOCITÁ

VELOCITÁ: In una sezione di un condotto vi é un profilo di velocitá con massimo sull'asse.
Noi prenderemo una velocitá costante su tutta la sezione che rispetta l'equazione di portata, la quale non soddisferá l'equazione cinetica poiché comporta un errore dovuto alle semplificazioni.
Nel caso di condotto si considera che la velocitá del fluido sia tangente all'asse, ipotesi non sempre vera a causa dell'inerzia
Per questo si introduce un fattore correttivo, **SLIP FACTOR**, per tenere conto della deviazione.
Per far sì che la velocitá sia in direzione tangente all'asse, il pezzo con tale asse deve avere una lunghezza sufficiente, in modo tale, da perdere la memoria relativa a tratti precedenti.



Perció nel CASO UNIDIMENSIONALE ho:

$$\underbrace{\rho_2 A_2 c_2 \cos\theta_2}_{\text{TERMINE POSITIVO}} + \underbrace{\rho_1 A_1 c_1 \cos\theta_1}_{\text{TERMINE NEGATIVO}} = 0$$

ottenendo:

$$\boxed{\rho A \underset{\text{VELOCITÁ}}{c} = \text{costante}}$$

2. VARIAZIONE DELLA QUANTITÁ DI MOTO

La risultante delle forze esterne é uguale alla variazioni della quantità di moto:

$$\vec{R} = \frac{d\vec{Q}}{dt} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_c} \rho \vec{c}\, dV + \int_{A_1} \rho \vec{c}\,(\vec{c} \overset{\text{scalare}}{\cdot} \vec{n})\, dA + \int_{A_2} \rho \vec{c}\,(\vec{c}\cdot\vec{n})\, dA$$

Se si considera l'integrale su tutto la superficie non attraversat dal fluido ho:

$$\int_{A_c - A_1 - A_2} \rho \vec{c}\,(\vec{c}\cdot\vec{n})\, dA = 0$$

$$\Rightarrow \vec{R} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_c} \rho \vec{c}\, dV + \int_{A_c} \rho \vec{c}\,(\vec{c}\cdot\vec{n})\, dA$$

In base alla scelta del volume di controllo si possono ottenere equazioni differenti:

Se considero l'involucro interno della tubazione avró le equazioni precedenti, se considero l'involucro esterno considero le reazioni vincolari sul sostegno.

Considerando le azioni del fluido abbiamo:

$$\vec{F} - \int_{A_1} p\vec{n}\, dA - \int_{A_2} p\vec{n}\, dA - \underbrace{\int_{V_c} \vec{\gamma}\, dV}_{\text{AZIONE DELLA GRAVITÁ}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_c} \rho \vec{c}\, dV}_{\text{NEL CASO UNIDIMENSIONALE SI ELIMINA}} + \int_{A_c} \rho \vec{c}\,(\vec{c}\cdot\vec{n})\, dA$$

ove $\gamma = \rho \cdot g$

MOMENTO DELLA QUANTITÁ DI MOTO

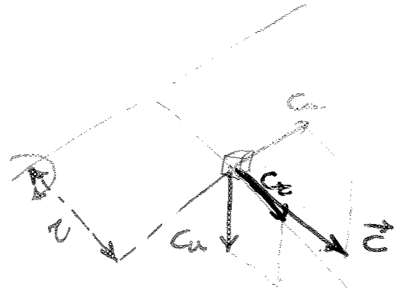
Il MOMENTO DELLA QUANTITÁ DI MOTO rispetto il centro di un sistema di riferimento (rispetto ad un punto) vale:

$$\boxed{mqm = \vec{r} \wedge \vec{c} \rho dV}$$

Piú importante é il **mqm rispetto ad un asse:**

C_a e C_r non mi danno momento rispetto all' asse.

Il contributo elementare al mqm di quel cubicino é:



$$r \cdot c_u \cdot \rho \cdot dV$$

Il quale é uno scalare poiché sto giá considerando il momento rispetto all' asse.

Quindi considerando nell' equazione precedente $r \cdot c_u$ al posto di $\vec{c}$ ottengo il momento rispetto all' asse di tutto il sistema:

$$\boxed{M_a = \dot{m}\left(r_2 c_{u_2} - r_1 c_{u_1}\right)}$$

$$\Rightarrow \boxed{\vec{F} - P_1 A_1 \vec{n}_1 - P_2 A_2 \vec{n}_2 = M_a = \dot{m}\left(r_2 c_{u_2} - r_1 c_{u_1}\right)}$$

Otteniamo così l'espressione finale:

$$\boxed{\Delta E = \dot{Q} + \dot{L}_i = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_c} \rho E \, dV + \int_{A_c} \rho E_f \left(\vec{c} \cdot \vec{n}\right) dA}$$

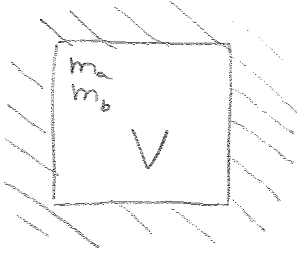
Tale equazione è tratta utilizzando il sistema euleriano, il quale è molto più semplice per lo studio delle macchine volumetriche rispetto al metodo stazionario.

Nel caso monodimensionale abbiamo:

$$\boxed{\dot{Q} + \dot{L}_i = \dot{m}\left(E_{f_2} - E_{f_1}\right) = \dot{m}\left(\Delta h + \Delta E_c + \Delta E_g\right)} = \dot{m}\left(\Delta h + \frac{\Delta c^2}{2} + \Delta z \cdot g\right)$$

1. COMBUSTIONE IN AMBIENTE CHIUSO A VOLUME COSTANTE

Considero un volume isolato rispetto all' esterno, con una certa quantità di aria e di combustibile al suo interno.



t_i: P_2, T_2

t_f: P_3, T_3

Consideriamo una combustione adiabatica, quindi senza scambio di calore con l' esterno.

Utilizziamo il PRINCIPIO DI CONSERVAZIONE DELL' ENERGIA IN FORMA LAGRANGIANA:

$$\boxed{\cancel{Q} + \cancel{L} = \Delta U + \cancel{\Delta \varepsilon_c}}$$

Possiamo trascurare:

- $\Delta \varepsilon_c$ perché la massa è praticamente in quiete
- Q perché la trasformazione è adiabatica
- L perché l' involucro è rigido e quindi non c'è lavoro dell' esterno sul sistema.

Otteniamo perciò: $\Delta U = 0$

Ma poiché $T_3 > T_2$ e quindi si ha una variazione di livello termico, si scopre che:

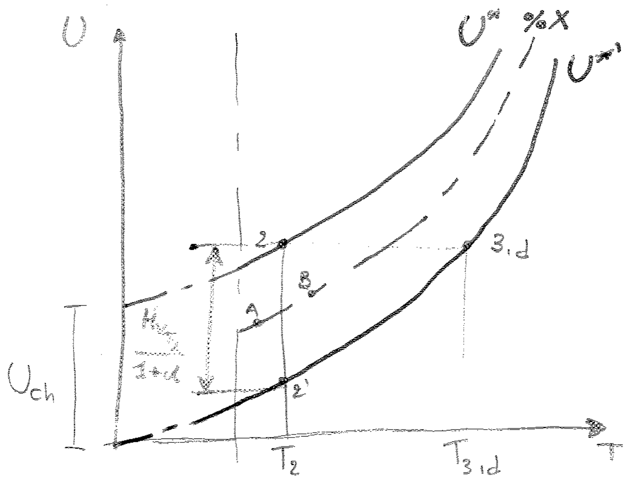
$$\Delta U^* = \Delta U_t + \Delta U_{ch} = 0$$

Cioè che ΔU è composto da un contributo termico ΔU_t ed uno chimico ΔU_{ch} e la somma dei 2 termini è uguale a zero, perciò:

$$\Delta U_t = - \Delta U_{ch}$$

Noi assegniamo ai reagenti il loro valore dell' energia chimica e al loro prodotto energia chimica uguale a zero.

N.B. L' asterisco sta ad indicare che c'è qualcosa in più in $\Delta U = 0$



Dato un grafico di questo tipo possiamo individuare il punto 2 e poiché ΔU si deve conservare, procedo orizzontalmente fino ad arrivare sulla curva di $U^{*'}$ trovando il punto 3 ideale.

Un grafico di questo genere può avere anche più curve, come quella dell'ossidazione del combustibile in arancione.

Su quest'ultima curva consideriamo 2 punti A e B e scriviamo:

$$\Delta U^* = U_B^* - U_A^* = (U_{tB} - U_{tA}) + (U_{ch_B} - U_{ch_A})$$

Poiché siamo su una curva con U_{ch} costante abbiamo solo il primo termine tra parentesi:

$$\Delta U^* = U_B^* - U_A^* = \int_0^{T_B} C_v'' \, dT - \int_0^{T_A} C_v'' \, dT = \int_{T_A}^{T_B} C_v'' \, dT$$

$$\Delta U^* = \overline{C_v}^* (T_B - T_A)$$

POTERE CALORIFICO: Quantità di calore che possiamo estrarre dalla combustione completa dell'unità di combustibile per portare i prodotti dalla T_3 di fine combustione alla temperatura iniziale dei reagenti. Esso definisce la qualità dei combustibili.

N.B. In questo studio troviamo il potere calorifico a volume costante

Al variare della temperatura iniziale (livello di temperatura), a parità di combustibile, il potere calorifico è diverso.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 13 di 430

Quello che noi usiamo nella combustione é l'energia chimica del combustibile.

Dalle formule può sembrare che noi usiamo il POTERE CALORIFIC ma non é così:

$$U_{t_2} + U_{ch} = U'_{t_{3,id}} + \cancel{U'_{ch_{3,id}}}$$

PER DEFINIZIONE (PRODOTTO)

$$\Rightarrow U_{ch} = U'_{t_{3,id}} - U_{t_2}$$

$$U_{ch} = \int_0^{T_{3,id}} c'_v \, dT - \int_0^{T_2} c_v \, dT =$$

$$= \int_0^{T_2} c'_v \, dT + \int_{T_2}^{T_{3,id}} c'_v \, dT - \int_0^{T_2} c_v \, dT =$$

$$= \int_0^{T_2} (c'_v - c_v) \, dT + \underbrace{\int_{T_2}^{T_{3,id}} c'_v \, dT}$$

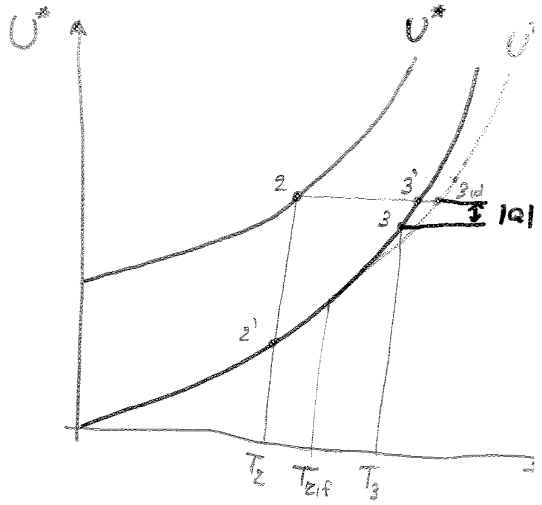
$$\boxed{U_{ch} = \frac{H_{v_{T_2}}}{1+\alpha} + \int_0^{T_2} (c'_v - c_v) \, dT}$$

Per ora abbiamo studiato LA COMBUSTIONE IDEALE, manca da studiare:

- COMBUSTIONE INCOMPLETA
- COMBUSTIONE CON SCAMBIO DI CALORE

COMBUSTIONE CON SCAMBIO TERMICO

$$Q + \cancel{L} = \Delta U^* + \cancel{\Delta E_c}$$



$$\frac{H_{V_{T_2}}}{1+\alpha} = \int_{T_2}^{T_3} C_v' \, dT + D\left(T_3 - T_{zif}\right)^2 + |Q|$$

$$\boxed{\frac{H_{V_{T_2}}}{1+\alpha} = \overline{C_v'}\left(T_3 - T_2\right) + D\left(T_3 - T_{zif}\right)^2 + |Q|}$$

Nei sistemi in cui dissociazione e scambio termico sono modesti, possiamo scrivere:

$$\boxed{\eta_b \frac{H_{V_{T_2}}}{1+\alpha} = \overline{C_v'}\left(T_3 - T_2\right)}$$

Considerando in η_b il contributo della dissociazione e dello scambio termico (naturalmente se questi contributi sono piccoli).

N.B. Tutto ció vale solo nel caso di dosatura stechiometrica o povera

Nel **caso di dosatura ricca** si suppone che solo la frazione di combustibile che ha l'ossigeno disponibile partecipi alla reazione e l'altra frazione stá lá ferma a fare da spettatore.

Si ottiene cosí:

$$\frac{\alpha}{\alpha_{st}} \frac{H_{V_{T_2}}}{(1+\alpha)} = \overline{C_v'}\left(T_3 - T_2\right) + D\left(T_3 - T_{zif}\right)^2 + |Q|$$

La relazione che troviamo é:

$$\frac{H_{p_{T_2}}}{1+\alpha} = \int_{T_2}^{T_3} C_p' \, dT + D(T_3 - T_{RIF})^2 - Q$$

Nella quale si introducono i coefficienti a $p =$ costante

Tra i coefficienti a P e a V costante vi sono le seguenti relazioni

$$\begin{cases} U_{ch} = \dfrac{H_{v_{T_2}}}{1+\alpha} + \displaystyle\int_0^{T_2} (C_v' - C_v)\, dT \\ U_{ch} = \dfrac{H_{p_{T_2}}}{1+\alpha} + \displaystyle\int_0^{T_2} (C_p' - C_p)\, dT \end{cases}$$

$$\Rightarrow \frac{H_{v_{T_2}}}{1+\alpha} = \frac{H_{p_{T_2}}}{1+\alpha} + \int_0^{T_2} (R' - R)\, dT = \frac{H_{p_{T_2}}}{1+\alpha} + (R' - R) T_2$$

$$\boxed{H_{v_{T_2}} = H_{p_{T_2}} + (1+\alpha)(R' - R) T_2}$$

TERMINE RELATIVAMENTE PICCOLO DA POTER ESSERE TRASCURATO

Rimanendo in tale ipotesi e considerando:

$$\begin{cases} \dfrac{H_{v_{T_2}}}{1+\alpha} = \overline{C_v'} (T_3 - T_2) = \overline{C_v'} \cdot \Delta T_v \\ \dfrac{H_{p_{T_2}}}{1+\alpha} = \overline{C_p'} \, \Delta T_p \end{cases}$$

ΔT_v → VARIAZIONE DI T A VOLUME COSTANTE

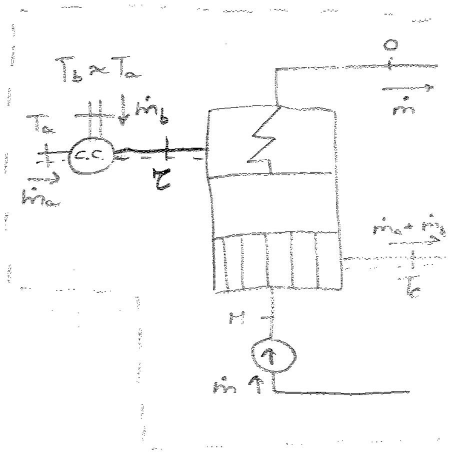
ottengo:

$$\frac{H_{v_{T_2}}}{H_{p_{T_2}}} = \frac{\overline{C_v'}}{\overline{C_p'}} \frac{\Delta T_v}{\Delta T_p} \approx 1$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta T_v}{\Delta T_p} \simeq \frac{\overline{C_p'}}{\overline{C_v'}} \cong 1{,}3 = K$$

Per fluido perfetto varrebbe $\cong 1{,}4 = m$

APPLICAZIONE DI QUANTO DETTO AL GENERATORE DI VAPORE



L'acqua riceve calore nell'ECONOMIZZATORE e si riscalda, poi entra nel VAPORIZZATORE il quale separa vapore e condensa e infine il vapore viene inviato nel surriscaldatore

Scrivo l'**EQUAZIONE IN CONDIZIONI PERMANENTI:**

$$\dot{Q} + \underbrace{\cancel{\dot{L}_i}}_{=0} = \sum \dot{m}_i \Delta h_i^* + \underbrace{\cancel{\sum \dot{m}_i \Delta E_{c_i}}}_{\approx 0}$$

Posso trascurare a questo punto L e $\sum \dot{m}_i \Delta E_{c_i}$ ma considero che il sistema possa avere scambi (perdite) con l'esterno

Per l'acqua, poiché si ha solo cambiamento di stato e non di composizione, si ha:

$$\Delta h^* = \Delta h_t + \Delta h_{ch} = \Delta h_t$$

Per il sistema abbiamo:

$$\dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b)\, h^*_{gc}(T_c) + \dot{m}\, h_o = \dot{m}_a h^*_a(T_a) + \dot{m}_b h_b(T_a) + \dot{m}\, h_M$$

Facendo riferimento al combustibile abbiamo:

gc = gas combust

$$\dot{m}_a h^*_a(T_a) + \dot{m}_b h^*_b(T_a) = (\dot{m}_a + \dot{m}_b)\, h^*_r(T_a)$$

Utilizzando questa scrittura possiamo scrivere:

$$\dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b)\left[h^*_{gc}(T_c) - h^*_r(T_a)\right] + \dot{m}(h_o - h_M)$$

Iserisco la definizione di potere calorifero:

$$\dot{m}_b\, Hi_{T_a} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b)\left[h^*_r(T_a) - h^*_{gc}(T_c)\right] = (\dot{m}_a + \dot{m}_b)\left[h^*_r(T_a) - h_{gc}(T_c)\right]$$

teniamo presente che:

$$h^*_{gc}(T_c) = h_{gc}(T_c) + h_{ch_{gc}}(T_c) = h_{gc}(T_c) + h_{ch_{gc,m_{comb}}}$$

Sto considerando una piccola parte di combustibile che non viene ossidata e che rimane nei prodotti.

TURBOCOMPRESSORI

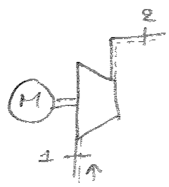
Sono **MACCHINE OPERATRICI**, cioé macchine in cui viene inserito combustibile pregiato allo scopo di cambiare lo stato di moto di un fluido.

N.B. Il nostro fluido é comprimibile, possiamo quindi trascurare l'energia potenziale.

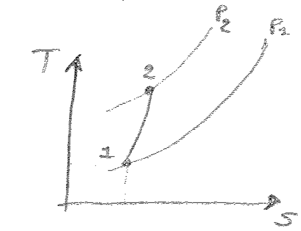
Nei **COMPRESSORI VOLUMETRICI** isoliamo dall'esterno un volume di fluido e lo comprimiamo.
Ne esistono di due tipi:

- COMPRESSORI ALTERNATIVI
- COMPRESSORI ROTATIVI (CAPSULISMI)

I **TURBOCOMPRESSORI** sono caratterizzati da condizioni di funzionamento permanente.



Lo scopo del compressore é, dato lo stato iniziale del fluido, incrementare il livello di pressione.
Bisogna trovare le condizioni migliori per fare questo:



$$\cancel{Q} + L_i = \Delta h + \underbrace{\cancel{\Delta E_c}}_{\approx 0} = \underbrace{\Delta h^\circ}_{\Delta h_{totale}} \cong \Delta h$$

ove:
- $h^\circ = h + \frac{c^2}{2}$
- Lo scambio termico con le pareti tende ad essere molto piccolo $\rightarrow Q \approx 0$ (tranne se la macchina ha la funzione di alterare il livello termico)
- Le velocitá tra ingresso ed uscita sono simili $\rightarrow \Delta E_c \approx 0$ (all'interno del compressore va sempre considerato ΔE_c)

$$L_i = \Delta h = c_p (T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

2 = stato finale
1 = stato iniziale

Definisco:

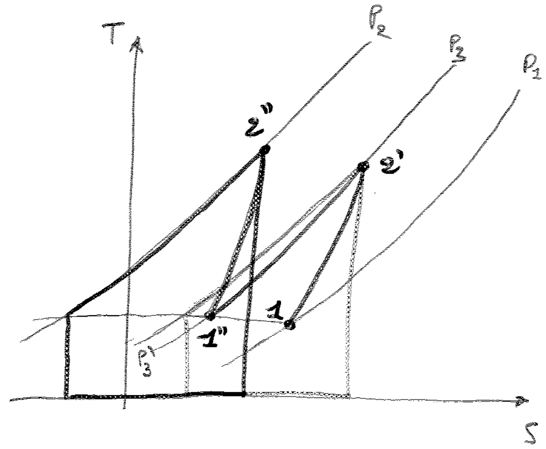
$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \text{RAPPORTO MANOMETRICO DI COMPRESSIONE}$$

ottenendo:

$$\boxed{L_i = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k} \frac{1}{\eta_{y,c}}} - 1 \right)}$$

Rimanendo sempre in un ambito isentropico, mettendo un'isobara in mezzo alle 2 precedenti é possibile vedere che il triangolo rosso si riduce indicando un risparmio di lavoro, ma in quest'ultimo caso é necessario l'utilizzo di uno scambiatore di calore il quale presenta una caduta di pressione.

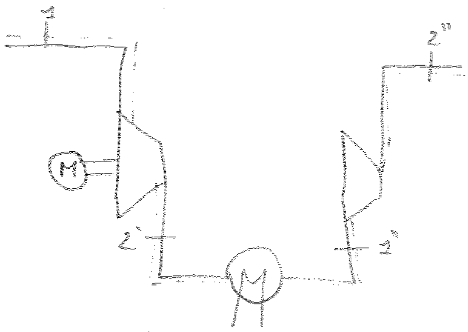
ESAMINIAMO QUESTO CASO:



Ho una caduta di pressione, della quale tengo conto con un RENDIMENTO PNEUMATICO:

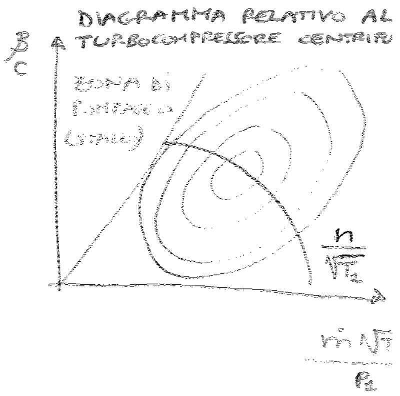
$$\boxed{\eta_{\pi b} = \frac{P_3'}{P_3}}$$

Possiamo vedere il lavoro complessivamente speso come la somma del riquadro rosso e di quello verde, quindi non é sicuro che l'interrefrigerazione sia conveniente a causa delle perdite di pressione



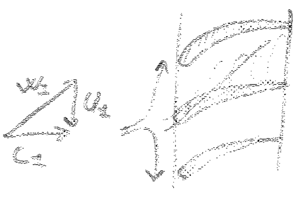
PUNTO DI FUNZIONAMENTO E STABILITÁ NEL PUNTO DI FUNZIONAMENTO

STALLO: zona di mal funzionamento



Il fluido che entra, poiché non tutte le schiere sono uguali a causa delle tolleranze e agli errori di lavorazione, all'aumentare dell'incidenza del flusso il filetto fluido sulla schiera si stacca e crea un vortice che impedisce l'ingresso di nuovo fluido, il quale si divide in due:

- Il flusso verso il basso riduce l'incidenza dei filetti fluidi in basso (condizione positiva)
- e quello verso l'alto ne aumenta l'incidenza e peggiora la situazione.

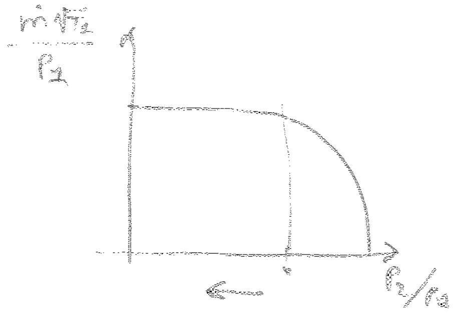


$L_i = u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}$

Si ha cosí uno STALLO ROTANTE

In 2 si ha:

$$\frac{\dot m \sqrt{T_1}}{P_1} = cost$$



Perciò:

$$\frac{\dot m \sqrt{T_2}}{P_2} \cdot \overbrace{\frac{P_2}{P_1}}^{\frac{1}{\beta}} \underbrace{\cancel{\sqrt{\frac{T_1}{T_2}}}}_{= 1} = costante$$

$$\beta = costante \cdot \frac{\dot m \sqrt{T_2}}{P_2}$$

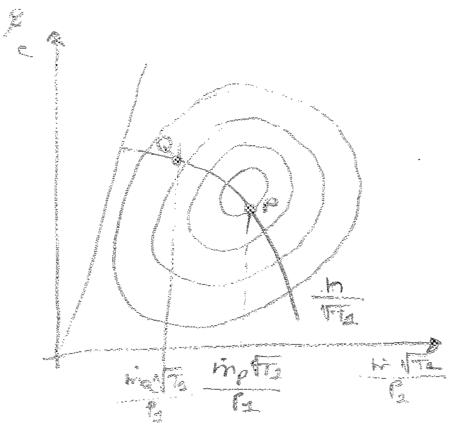
Se hai condizioni di monte e di valle uguali la variazione di pressione pressione totale sarà uguale a zero, come anche la temperatura totale.

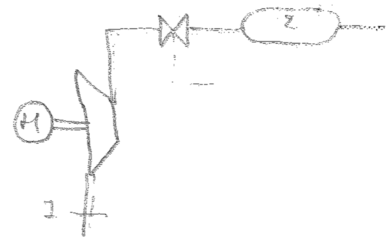
Il rendimento meccanico η_m dipende dal numero di giri dovuto all'aumento degli attriti, ma in mancanza di altri dati η_m si considera costante.

Il compressore è una macchina che richiede molta energia. Se si utilizza un motore elettrico, bisogna avere un motore che cambi il numero di giri, e questo comporta un costo di impianto maggiore.
In questo caso si è cambiata la caratteristica interna.

2. REGOLAZIONE PER LAMINAZIONE ALLA MANDATA

Qua si ha un cambiamento della caratteristica esterna.





In questo caso considero una sola curva. L'intervento viene effettuato attraverso l'utilizzo di una valvola di laminazione. A funzionamento nominale la valvola è completamente aperta e non si hanno perdite di carico.
La regolazione comporta elevate perdite di carico dovute all'utilizzo della valvola di laminazione:

Bisogna passare da $\dot m_P \to \dot m_Q$:

$$\frac{\dot m_P\sqrt{T_1}}{p_1} \longrightarrow \frac{\dot m_Q\sqrt{T_1}}{p_1}$$

Si entra perciò con questo valore e si trova il punto Q per intersezione. Si hanno le seguenti considerazioni:

$$\beta_Q > \beta_P$$

$$\eta_Q < \eta_P$$

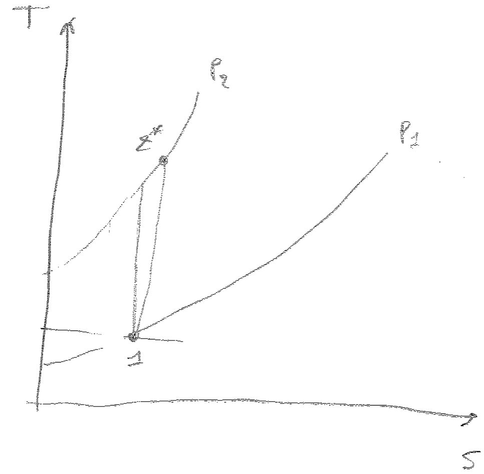
ove i rendimenti sono isentropici.

Si definisce il RENDIMENTO DI REGOLAZIONE come:

$$\eta_{c\,reg} = \frac{L_{i\,is}^{*}}{L_i}$$

Traccio poi la retta che unisce l'origine (0,0) e il punto H e trovo il punto R, per il quale si ha:

$$\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_1}}{p_1'}$$



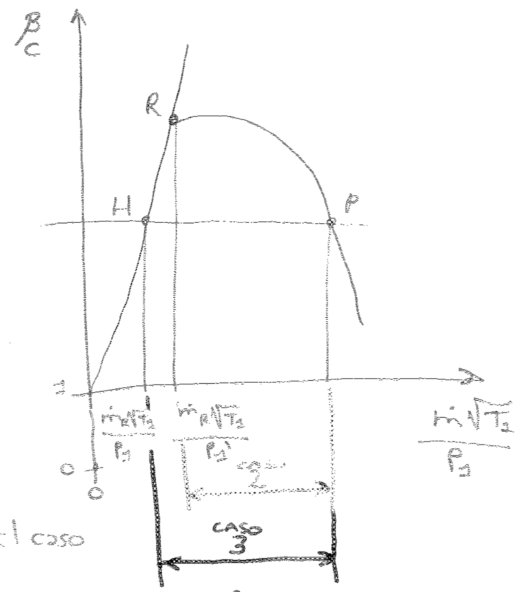
Per il quale vale:

$$L_R = \frac{1}{\eta_{CR}} c_p T_1 \left(\beta_R^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$P_{aR} = \frac{L_R \, \dot{m}_R}{\eta_m} \quad \dot{m}_R = \dot{m}_a$$

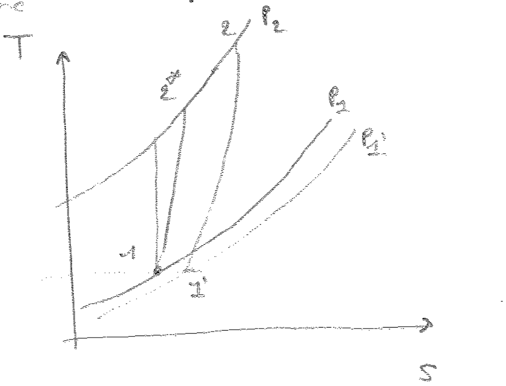
Il rendimento del punto R è maggiore di quello del punto Q (sia isentropico che di regolazione).

Il secondo vantaggio è che il campo di regolazione in questo caso è molto più ampio di quello del caso precedente e ciò si può vedere nel grafico a destra:



Con riferimento al rendimento, il caso 1 è più conveniente, invece il caso 3 è più economico perché non va ad incidere sul costo del motore.

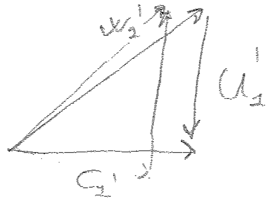
Le dimensioni delle valvole nel caso 2 e nel caso 3 sono diverse e quindi si avrà una variazione di costo nei 2 casi.



5. REGOLAZIONE CON LA VARIAZIONE DELLA DIREZIONE DELLE PALE FISSE

Nei compressori centrifughi si ha un solo stadio che può essere preceduto da una pre-girante e succeduto da un raddrizzatore del flusso.

Utilizzando la pregirante ottengo condizioni migliori dovute ad un orientamento del flusso più adatto.



Cambiando la posizione delle pale fisse della pregirante mediante un "rocchetto" ottengo un cambiamento delle caratteristiche, ciò comporta una diminuzione di rendimento dovuta alle perdite per urto.

Tale sistema di regolazione si usa solo nel caso di compressori con basso numero di pale: ventilatori (ove si hanno solo 4 pale)
Ciò perché tale sistema ha un elevato costo, il quale aumenta all'aumentare del numero di pale.

15-10-2015

COMPRESSORI VOLUMETRICI

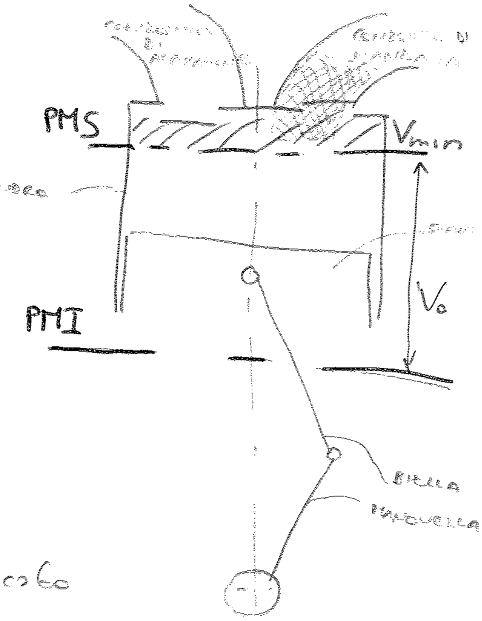
TURBO MACCHINE: flusso continuo, le azioni vengono scambiate per mezzo di forze aerodinamiche, lavoro scambiato tra fluido e organi mobili della macchina

MACCHINE VOLUMETRICHE: Azioni statiche, lo scambio di lavoro avviene tra fluido e macchina tramite forze di pressione

Le macchine volumetriche si dividono in:

- ROTATIVE
- ALTERNATIVE

COMPRESSORI VOLUMETRICI ALTERNATIVI



Il movimento della parte mobile è alternativo.

Le valvole sono automatiche.

Il moto rotatorio dell'asse della macchina viene trasformato in un moto alternativo

La corsa del cilindro è data da:

$$\tau = PMS - PMI$$

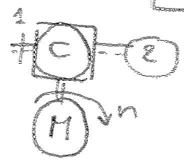
La **CILINDRATA** è data dal volume spazzato in una corsa (V_0)

Si definisce spazio morto il volume identificato dallo spazio tra PMS e la testata (V_{min})

Si definisce il **GRADO DI SPAZIO MORTO** come:

$$\boxed{\mu = \frac{V_{min}}{V_0}}$$

Il compressore viene indicato come



Il compressore è una macchina operatrice che richiede quindi un motore.

L'ambiente di mandata 2 viene considerato un ambiente a capacità infinita (ambiente abbastanza grande tale da non alterare le caratteristiche di tale ambiente) Infatti le condotte del circuito fungono da ambienti smorzanti e quindi da ambiente infinito (non altera temperatura, pressione e tutte le sue grandezze caratteristiche).

Se consideriamo che il fluido sia comprimibile avremo:

$$L_i \approx \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_c + L_w = 0$$

e quindi avremo che:

$$\left(\frac{P_{in} - P_{ext}}{\rho}\right) \cong \Delta E_c + L_w$$

perdite per resistenza passiva (dipendono dalla velocità)

questo lo possiamo scrivere perché consideriamo cadute di pressione trascurabili.

Le cadute di pressione sono proporzionali in ogni caso ad un termine cinetico:

$$\Delta p \propto w^2$$

dove w è la velocità della corrente fluida.
La diminuzione della pressione è dovuta al fatto che w dipende dalla velocità dello stantuffo, la quale aumenta e diminuisce, perciò si ha tale diminuzione a causa del rallentamento fino al PMS dello stantuffo. Arrivati al punto PMS si avrà la P_e e quindi saremo sul punto B ed in tale punto si chiude la valvola di scarico e si inverte il moto.
Lo stantuffo va verso il PMI. Nel cilindro saranno rimasti dei gas che non sono stati scaricati. Questi si espanderanno durante la discesa, quindi il primo picco che ho sarà dovuto all'effetto per vincere l'attrito statico della valvola e dopo per laminazione si arriva al punto A dove si chiude la valvola di aspirazione.

Consideriamo che le due fasi di compressione e espansione possono essere indicate con m^* e m^{*1} in modo da poter scrivere:

$$P_B V_B^{m^*} = P_C V_C^{m^*}$$

$$P_A V_A^{m^{*1}} = P_D V_D^{m^{*1}}$$

Tali equazioni non indicano le eq. di una POLITROPICA perché su una politropica abbiamo

$$p v^m = cost$$

ove la massa in tale eq. deve essere costante e noi non abbiamo massa costante.

$$P_B (m_B v_B)^{m^*} = P_C (m_C v_C)^{m^*}$$

Se $m_B = m_C$ questa diventa un'eq di una politropica altrimenti no

Noi abbiamo una velocità bassa e quindi la massa ha la possibilità di sfuggire e andare nel carter (fenomeno del BLOW-BY) questo avviene principalmente in fase di compressione, causando che $m_B \neq m_C$.

Qui non possiamo utilizzare le eq delle politropiche, esse si possono utilizzare se le fughe sono nulle.

Comunque m non é K perché le trasformazioni non sono adiabatiche (perché anche se $L_w = 0$ gli scambi termici non sono trascurabili).

Se non ci fossero fughe e le trasformazioni fossero adiabatiche K sarebbe uguale ad m.

Il lavoro isentropico vale:

$$\boxed{L_{i_{is}} = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}$$

Per calcolare il lavoro di questa macchina L_i utilizziamo la formula della POTENZA INTERNA:

$$\boxed{P_i = \mathcal{L}_c \cdot n = \dot{m} L_i}$$

Perciò L_i vale:

$$\boxed{L_i = \frac{\mathcal{L}_c n}{\dot{m}}}$$

Il problema è calcolarci la portata in massa.
Quindi bisogna ricavarci la massa mandata M, la quale è legata a $\dot{m}$ da:

$$\boxed{\dot{m} = \underbrace{M}_{\text{MASSA MANDATA}} \cdot n}$$ PORTATA IN MASSA

→ PORTATA IN MASSA e MASSA

Si definisce il coefficiente di riempimento o rendimento volumetrico come:

$$\boxed{\lambda_v = \frac{\overbrace{M}^{\text{massa effettivamente che invio}}}{\underbrace{\rho_1 V_0}_{\text{massa teorica che potrei inviare}}}} \Longrightarrow \boxed{\dot{m} = \lambda_v \rho_1 V_0 n}$$

Tale valore non è pari a 1 perché abbiamo una ρ_1' che vale:

$$\rho_1' = \frac{p_1'}{R T_1}$$ che comporta che se potessi riempire tutto V_0 avrei una massa minore ed inoltre avrò un volume morto e quindi non potrò riempire tutto V_0 e per finire avrò degli scambi termici in aspirazione che mi comportano che l'aria che aspiro sarà più fredda delle pareti del cilindro. Inoltre incidono pesantemente anche le laminazioni in aspirazione che incidono sul volume di aspirato ..

Scriviamo ora il lavoro esterno considerando la convenzione per le macchine operatrici e considerando che $p_1 V_1$ viene inviato in maniera idrostatica all'interno del cilindro mediante un lavoro esterno L_{ext}:

$$L_e = \int -p\,dV = L_{e_{ext}} + L_{e_{int}}$$

f = finale
i = iniziale

$$L_{e_{ext}} = \int_i^f -p\,dV = -p_1 (\underbrace{V_f}_{=0} - V_i) = +p_1 V_1$$

Il volume finale sarà uguale a zero perché alla fine dell'aspirazione sarà aspirato tutto il volume.

$$L_{e_{INT}} = \int_i^f -p\,dV = -p_A (V_B - V_A)$$

p_A pressione tra A e B è costante

Perciò riprendendo l'eq di primo principio avremo:

$$Q + p_1 V_1 - p_B V_B + p_A V_A = U_f - U_i$$

$$Q + p_1 V_1 - p_B V_B + p_A V_A = m_B \bar{U}_B - \overbrace{m_A \bar{U}_A - m_1 \bar{U}_1}$$

$V = m \cdot v$

$$Q + p_1 m_1 v_1 - p_B m_B v_B + p_A m_A v_A = m_B \bar{U}_B - m_A \bar{U}_A - m_1 \bar{U}_1$$

$$Q = m_B (U_B + p_B v_B) - m_A (U_A + p_A v_A) - m_1 (U_1 + p_1 v_1)$$

Introducendo il concetto di entalpia:

$$Q = m_B h_B - m_A h_A - m_1 h_1$$

L'entalpia è uguale a $c_p \cdot T$ solo se si definisce un riferimento ad entalpia nulla a $T = 0$ (naturalmente per i gas perfetti).

$$\frac{Q}{c_p} = m_B T_B - m_A T_A - m_1 T_1$$

Rintroducendo il coeff. $\eta_\varphi = \frac{\lambda_v \rho_1 V_0}{\rho_1 V_1} \Rightarrow V_1 = \frac{\lambda_v V_0}{\eta_\varphi}$

avremo:

$$(\eta_T V_B - V_A)(1-\delta_1) = \frac{\lambda_v V_0}{\eta_\varphi}$$

$$\Rightarrow \boxed{\lambda_v = \eta_\varphi (1-\delta_1) \frac{\eta_T V_B - V_A}{V_0}}$$

ove abbiamo i precedenti contributi:

η_φ = fughe

δ_1 = laminazione in aspirazione

η_T = scambi termici in aspirazione

V_A = volume nel punto A (indica il volume dei gas combusti che si trovavano nello spazio morto e che si sono successivamente espansi)

Consideriamo il caso in cui non ci siano fughe $\Rightarrow \eta_\varphi = 1$
e nessuna laminazione $\delta_2 = \delta_1 = 0$ } CONDIZIONI IDEALI

supponiamo di non avere scambi termici durante la fase di aspirazione $\eta_T = 1$

Avremo comunque lo spazio morto e quindi $\lambda_v = \frac{V_B - V_A}{V_0}$

Noi sappiamo che:

$$\boxed{V_B = V_0 + \mu V_0 = (1+\mu) V_0}$$

$$\boxed{V_A = V_D \left(\frac{p_D}{p_A}\right)^{\frac{1}{m^{*'}}} = \mu V_0 \beta^{\frac{1}{m^{*'}}}}$$

V_D è lo spazio morto

β è il β vero della compressione, tra D ed A

Possiamo scrivere così:

$$\boxed{\lambda_v = 1 - \mu\left(\beta^{\frac{1}{m^{*'}}} - 1\right)}$$ IN CONDIZIONI IDEALI

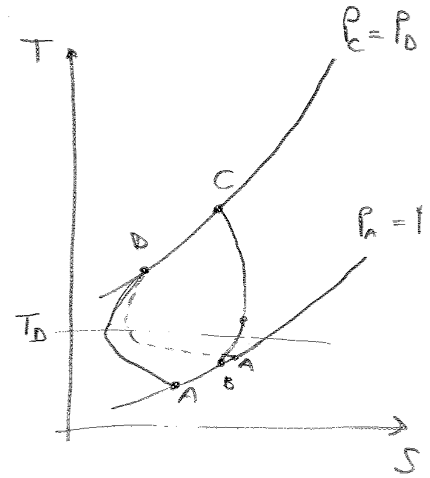
Tale espressione mostra che all'aumentare dello spazio morto e all'aumentare di β il rendimento diminuisce:

Se $\begin{cases} m^{*'} = m' = k = 1,4 \\ \mu = 0,1 \\ \lambda_v = 0 \end{cases} \Rightarrow \beta_{lim} = 28,7 \rightarrow \eta = 0$

→ EFFETTI DI SCAMBIO TERMICO IN MANDATA ED ASPIRAZION

Lavoriamo a massa costante in fase di espansione e di compressione e lavoriamo sul diagramma T-S.

Partiamo dal punto B e iniziamo a comprimere.



La velocità di compressione é molto più bassa rispetto a quella delle turbomacchine.

Nel punto B ho la massima massa nella camera, perció gli scambi termici li vediamo poco, ma ci sono (quindi li evidenziamo).

Il fluido che entra ha temperatura minore rispetto alle pareti. Lo scambio termico finirebbe quando $T_B = T_D$, ma in realtà vi é un'inerzia termica ed esso finisce un pó dopo, dopo il quale é il fluido che cede calore alle pareti, questo in compressione.

In espansione la superficie in gioco é la stessa, ma la massa é piccola, quindi il rapporto tra superficie e massa é alto. Quindi inizialmente il fluido cede calore alle pareti (espandendo) e dopo si ha il viceversa (le pareti cedono calore al fluido).

Questa é la configurazione normale.

Se la massa di espansione é molto bassa ed il compressore é abbastanza refrigerato, a parete avró un'inversione della linea D-A e avremo quella tratteggiata.

Noi preferiamo la configurazione normale, poiché ricordando che T_S é data dalla media pesata delle temperature, la seconda situazione comporta l'avere un T_S più elevato e quindi andare ad abbassare il rendimento.

16-10-13

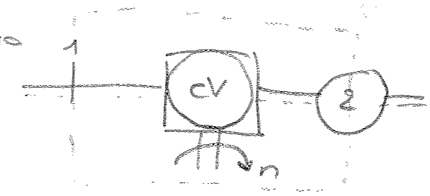
Per compressori volumetrici bisogna distinguere tra la temperatura che abbiamo all'interno della camera nella fase di mandata dalla temperatura vera e propria di mandata

Si ipotizza solitamente $T_C = T_D$ ma queste sono diverse da T_2

E quindi vogliamo ricavarci la temperatura T_2

Prendo il Volume di controllo e seguo un approccio di tipo euleriano:

Prendiamo una sezione fissa e ne studio l'evoluzione nel tempo.



Se le condizioni non sono stazionarie si usa il primo principio in condizioni non stazionarie in forma euleriana:

$$\dot{Q} + \dot{\mathcal{L}} = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \dot{\mathcal{E}}_f$$

Tale espressione è molto scomoda, per questo cerchiamo condizioni semplificative per portare il sistema in condizioni stazionarie.
Quindi se fotografo il sistema all'ingresso e all'uscita della macchina posso IPOTIZZARE CONDIZIONI STAZIONARIE ottenendo.

$$\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} = 0 \Longrightarrow \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$$

Avrò perciò la seguente equazione, ipotizzando che la massa resti costante:

$$Q + L_i = \Delta h + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_w}$$

$\Delta E_c = 0$, perché la velocità nei 2 condotti resta costante.

$$Q + L_i = c_p (T_2 - T_1)$$

$$\Longrightarrow \boxed{T_2 = T_1 + \frac{L_i + Q}{c_p}}$$ CALCOLO DELLA TEMPERATURA ALLA MANDATA

A differenza del turbocompressore qua abbiamo Q perché abbiamo tempo per effettuare scambio termico.

Scrivendo tale approccio, se raffreddo le pareti del dispositivo avrò un Q negativo. Nel caso in cui non c'è raffreddamento e non posso quantificare la quantità di calore scambiata, Q può essere trascurato.

Poiché ρ e V_0 non cambiano avremo che:

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\lambda_v'}{\lambda_v} \cdot \frac{n'}{n}$$

e ricordandomi che: $\lambda_v = \eta_\varphi (1-\delta_1) \frac{\eta_T V_B - V_A}{V_0}$

In tale equazione δ dipende fortemente dal quadrato della velocità angolare, ma quando si va a fare questo tipo di regolazione si ipotizza che la variazione di λ_v sia trascurabil ottenendo:

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} \approx \frac{n'}{n}$$

al massimo si avrà per l'influenza di λ_v una riduzione maggiore di portata, comunque senz'altro riducendo n si riduce la portata.

Riguardo la potenza avremo che:

$$P_i = \mathcal{L}_c \cdot n$$

$$P_i' = \mathcal{L}_c' \cdot n'$$

faccio il rapporto: $\frac{P_i'}{P_i} = \frac{\mathcal{L}_c'}{\mathcal{L}_c} \cdot \frac{n'}{n}$

Il ciclo in prima approssimazione non cambia e quindi $\mathcal{L}_c' \approx \mathcal{L}_c$ perché l'area sotteso dal ciclo rimane più o meno la stesso e quindi avremo che:

$$\frac{P_i'}{P_i} \approx \frac{n'}{n}$$

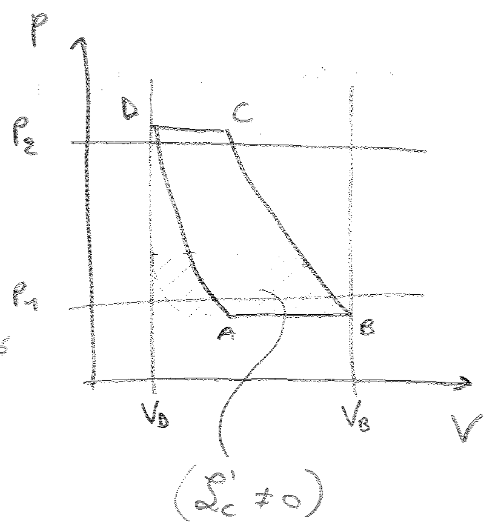
e quindi anche la potenza varia con la variazione del numero di giri.

1_{bis} REGOLAZIONE ON-OFF

Faccio girare il compressore per un intervallo di tempo, poi lo spengo e poi lo riaccendo. Mediando questo acceso-spento posso riuscire a mandare la stessa portata del caso precedente, in modo da garantire mediamente nell'ambiente di mandata la pressione giusta.

Abbiamo problemi riguardanti le correnti di spunto che mi portano a danneggiare velocemente la macchina.

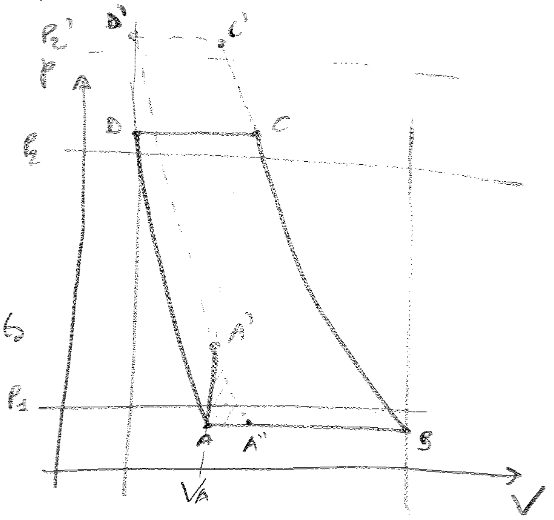
Per evitare ciò si utilizza una variante.
Se in B non chiudo la valvola di aspirazione e la lascio aperta, tutto ferormi l'aria che ho aspirato da A a B da una valvola che provoca di nuovo delle laminazioni, perciò non tornerò da B ad A seguendo la stessa linea, ma avrò un incremento di pressione dato per vincere la resistenza della valvola e poi chiudo (vado a V_D e poi torno a P_A).



Naturalmente se la valvola è automatica tale ciclo non posso realizzarlo, quindi necessito di una valvola comandata.
Facendo così salvaguardo la macchina, ma al costo di una certa potenza assorbita $(\mathcal{L}_c' \neq 0)$ dovuta al fatto che la macchina continua a fare un piccolo lavoro.
Tale soluzione progettistica deve essere preferita rispetto a quella del caso precedente

Il comando meccanico è pericoloso per diversi motivi:

Infatti tale tipo di comando è legato alla geometria del manovellismo.



Se decido di aumentare la pressione di mandata (da p_2 a p_2') non mi fermerei più in C, ma in C'. Successivamente mi fermo con la mandata fino ad arrivare in D'.

Quando vado ad espandere avrò che la valvola si apre quando si arriva a V_A poiché le valvole sono comandate meccanicamente (DIPENDONO DALLA GEOMETRIA DEL MANOVELLISMO)

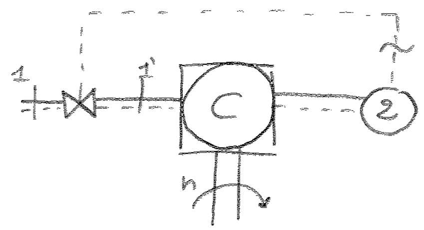
Ciò provoca che arrivati ad A' si ha uno sbuffo che fa crollare la pressione fino al punto A.

Ciò causa che durante l'aspirazione A-B aspiro l'aria calda che ho sbuffato fuori in precedenza con una perdita di rendimento.

➡ Aprire le valvole nel momento sbagliato non va bene!!!

3. LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE

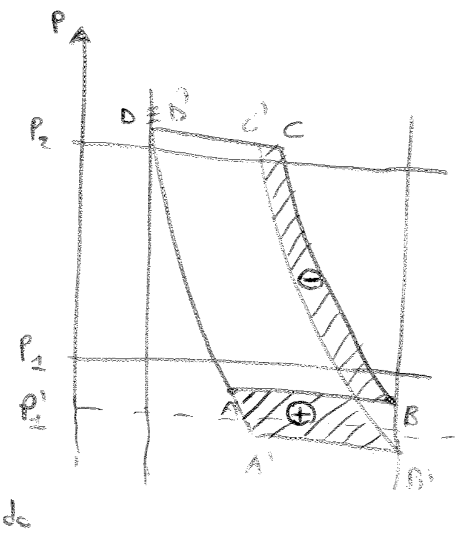
La valvola di laminazione induce una caduta di pressione facendo mantenere la temperatura costante:



$$p_1' < p_1$$

$$T_1^0 = T_1^{0'}$$

Se la valvola induce una caduta di pressione mi vado a riferire ad una nuova pressione p_1'.



A livello di ciclo continuo ad espandere finché non arrivo al punto A'. Successivamente aspiro fino a B' e poi, poiché le valvole sono automatiche arrivo fino al punto C' comprimendo

$$\mathcal{L}_c = \frac{m^*}{m^*-1} p_B V_B \left(\beta_i^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1\right) - \frac{m^{*'}}{m^{*'}-1} p_A V_A \left(\beta_i^{\frac{m^{*'}-1}{m^{*'}}} - 1\right)$$

considerando :
$\delta_1 = \delta_2 = 0$
$\eta_\varphi = 1$
$m^* = m^{*'} = m$
$\eta_T = 1$

Mi metto così in CONDIZIONI IDEALI:
Mi rimane lo spazio morto e gli scambi di calore $(m \neq k)$.
Ottengo così:

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

$$\dot{m} = \lambda_v \rho_1 V_0 n = \underbrace{\frac{V_B - V_A}{\cancel{V_0}}}_{\lambda_v \text{ ideale}} \rho_1 \cancel{V_0} n$$

Perciò il lavoro Li vale:

$$L_i = \frac{\frac{m}{m-1} \cancel{p_1} \cancel{(V_B - V_A)} \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) \cdot \cancel{n}}{\cancel{(V_B - V_A)} \frac{\cancel{p_1}}{RT} \cdot \cancel{n}}$$

$$\Longrightarrow \quad L_i = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) = \int p\,dV$$

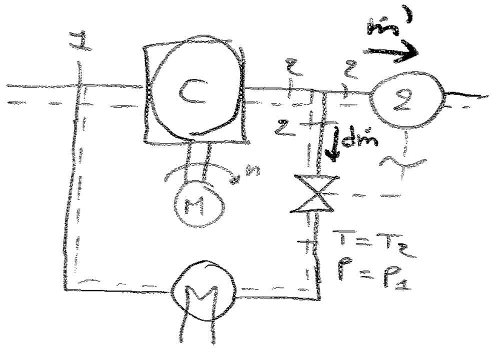
Tale espressione mi serve per capire come si comporta il lavoro interno per poi capire come si comporta il lavoro assorb.
Se confronto:

$$\frac{L_i'}{L_i} = \frac{\frac{m'}{m'-1} RT_1' \left(\beta'^{\frac{m'-1}{m'}} - 1\right)}{\frac{m}{m-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)} > 1$$

Se ipotizzo che $m' = m$ e $T_1' = T_1$ e considerando che:
$\beta = \frac{p_2}{p_1}$
$\beta' = \frac{p_2}{p_1'}$ avrò che $\frac{L_i'}{L_i} > 1$ quindi il lavoro interno aumenta

4. METODO DEL BY-PASS O DEL REFLUSSO

In questo caso la portata in eccesso $\dot{m}$ viene by-passata. Rimando tale portata in aspirazione facendola passare per un refrigeratore, perché mandare aria calda in aspirazione mi danneggia il rendimento.



Vogliamo sapere cosa fanno i seguenti parametri:

$$\mathcal{L}_c' = \mathcal{L}_c \longrightarrow \text{LAVORO AL CICLO}$$

$$L_i' = \frac{\mathcal{L}_c' \cdot n}{\dot{m}'} > L_i \longrightarrow \text{LAVORO INTERNO}$$

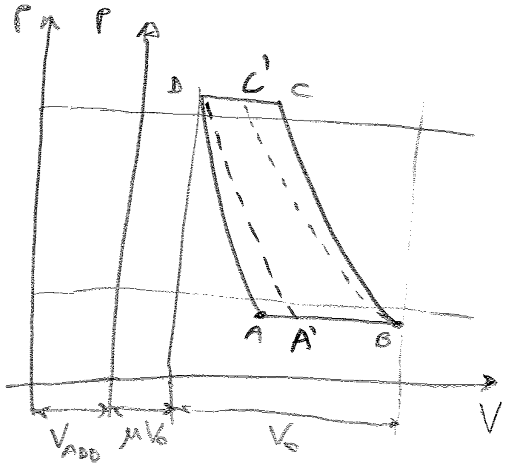
$$P_i' = \mathcal{L}_c n = \text{costante}$$

In questo caso abbiamo ridotto la portata a potenza costante. Per questo, tale metodo é migliore del precedente nel caso in cui $\boxed{\beta < \beta_d}$ perché almeno la potenza non é aumentata.

Tale metodo é favorevole anche in termini di velocitá di risposta, infatti in questo caso la risposta é immediata.

5. CAPACITÁ ADDIZIONALE SULLO SPAZIO MORTO

Lo spazio morto ha influenza sul coeff. di riempimento e a sua volta sulla massa realmente mandata. Perció si pensa di mettere in comunicazione lo spazio morto con una capacitá addizionale in modo da ridurre ancora il coeff. di RIEMPIMENTO e quindi diminuire la massa realmente mandata.

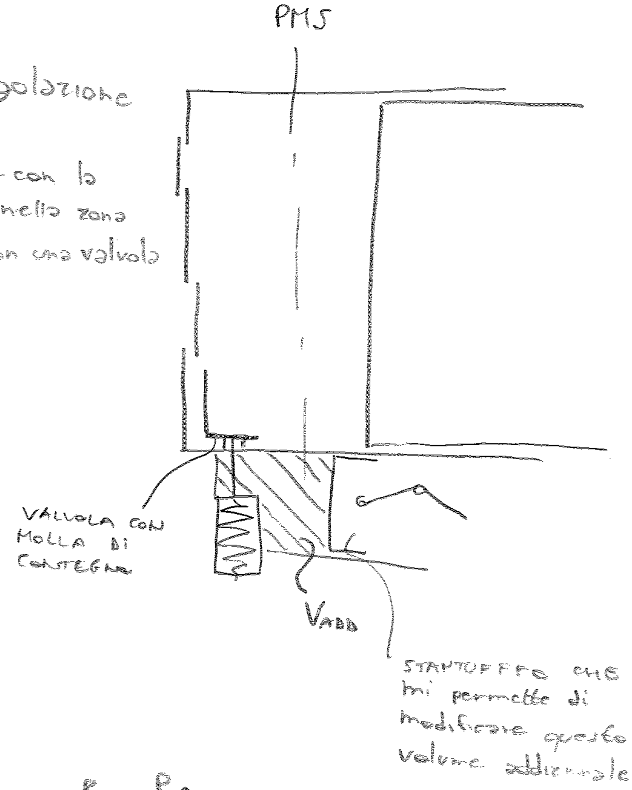


Tale tipo di regolazione é la migliore che abbiamo visto finora, l'unico problema é che essa non é continua perché scelto il valore di V_{ADD} avró che il punto A' sará fissato. Perció avró una regolazione fissata e quindi si ha un solo livello di portata massica e quindi si ha una sola riduzione.

C'é un metodo per trasformare questo tipo di regolazione in continua.

⟶ MODIFICA

Con tale modifica si puó ottenere una regolazione continua (ottimale).

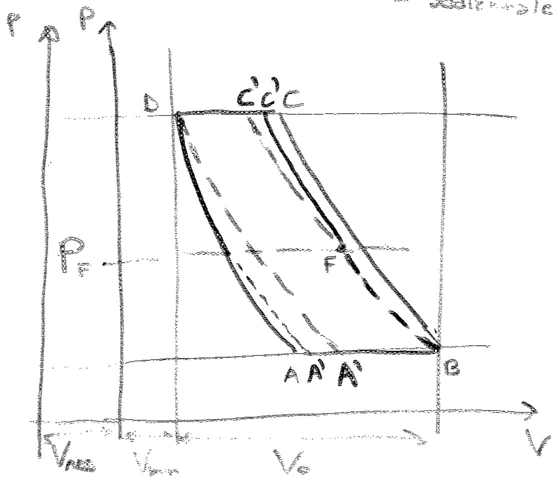


Creo una comunicazione che non interferisce con la posizione dello stantuffo e quindi la creo nella zona di volume morto. Controllo questa comunicazione con una valvola.

Ho cosí 2 GRADI DI LIBERTÁ

Si ha un **PRIMO GRADO DI LIBERTÁ** modificando V_{ADD} con la variazione della posizione di uno stantuffo.

Durante la compressione da E a C', aumentando la velocitá del fluido si ha un aumento di pressione. Questo aumento di pressione puó comportare la chiusura della valvola di contegno. Ció comporterebbe che dal punto F la linea del ciclo prosegua parallela a quella di EC.



La stessa cosa puó succedere durante l'espansione, infatti, poiché questo aumento di pressione ha portato a chiudere la valvola, inizialmente non vedró la camera addizionale ed il ciclo seguirá il ciclo normale fino a P_F (ove F individua un determinato livello di pressione oltre il quale la valvola si chiude e sotto al quale si apre).

22-10-15

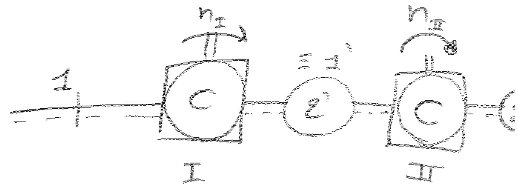
COMPRESSORI VOLUMETRICI:

MACCHINE MULTISTADIO

Con i compressori monostadio si ha un limite legato al rapporto di compressione.

Se vogliamo $\beta > 8$ ci rivolgiamo a macchine multistadio.

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



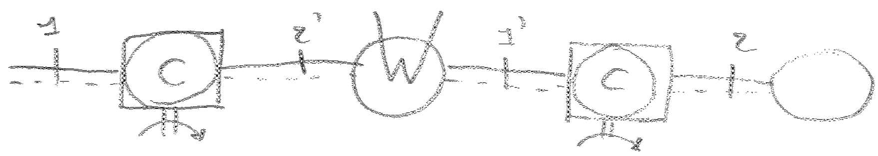
Dal punto di vista termodinamico la compressione viene spezzata in più livelli.
Non mi piace che il fluido all'uscita del primo stadio sia riscaldato perché il secondo stadio sarebbe penalizzato in termini di riempimento e si avrebbe un aumento del lavoro, infatti:

$$L_i = \frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

Questo vale per una macchina ideale ove si hanno trasformazioni politropiche e quindi questo è un lavoro politropico.
Anche ammettendo di avere una macchina ideale, se parto da una T_1 maggiore, partirò già da un lavoro maggiore:

$$\eta_{compress} = \frac{L_{i_{IS}}}{L_{i_{REALE}}}$$

Per evitare questo problema si inserisce un INTERREFRIGERATORE.
La complicazione è notevole perché abbiamo un'unica macchina ed andare ad inserire un interrefrigeratore al suo interno è problematico. Teoricamente avrò:



Nel caso di compressione, il lavoro minimo si ha per una trasformazione isotermica: mi voglio riportare alla T iniziale di compressione $T_1' = T_1$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 63 di 430

Abbiamo dunque che:

$$V_{o_{II}} = V_{o_I} \frac{p_1}{p_1'} \underbrace{\frac{T_1'}{T_1}}_{=1}$$

$\frac{T_1'}{T_1}$ lo voglio uguale a 1 e lo impongo usando un intercooler

ed inoltre ho $\frac{p_1}{p_1'} < 1$ perché effettuo una compressione,

perciò avrò il ciclo blu in figura.

COMPRESSORI VOLUMETRICI ROTATIVI

Si passa dal moto alternativo a quello rotativo perché non ci piacciono le valvole ed il volume di spazio morto. Vedremo il:

- COMPRESSORE A PALETTE
- COMPRESSORE ROOTS

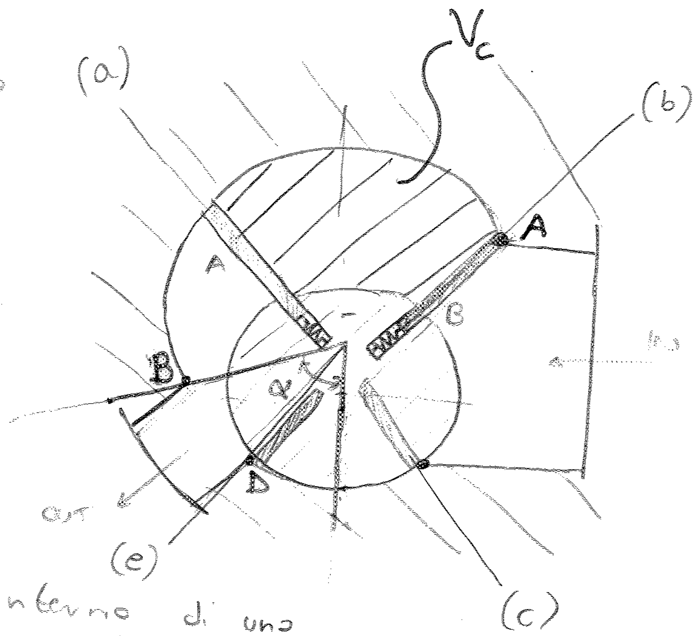
→ COMPRESSORE A PALETTE

Abbiamo 2 circonferenze eccentriche (l'eccentricità è sull'asse verticale).

Quella esterna rappresenta la carcassa statorica, quella interna rappresenta la parte rotorica.

L'asse più basso è quello della parte rotorica e quindi è quello di rotazione.

Geometricamente parlando le camere sono racchiuse tra rotore, statore e le palette.



Le palette si possono muovere all'interno di una scanalatura ricavata nel rotore

Si ha la fase di mandata con il passaggio della paletta da d a c.
Successivamente si ha l'aspirazione con il passaggio della paletta A nella posizione b.
In questa macchina non ho espansione, essa ci sarebbe solo se disegnassi male le luci, comportando perdite di lavoro dovute al minor riempimento.

In questa macchina si hanno problemi sparentosi di attrito quindi è necessario fare una buona lubrificazione.

N.B. Da B a C il volume non cambia perché il volume rimane quello poiché se non consideriamo laminazioni, non si hanno perdite di volume poiché la camera è chiusa.

Una grandezza fondamentale per questa macchina è il RAPPORTO GEOMETRICO DI COMPRESSIONE ρ_c:

$$\boxed{\rho_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_A}{V_B}}$$

Questo rapporto è così importante perché se posso scrivere:

$$p_A V_A^{m^*} = p_B V_B^{m^*} \Longrightarrow \boxed{p_B = p_A \left(\frac{V_A}{V_B}\right)^{m^*}}$$

La pressione raggiunta a termine della compressione graduale (in B) è legata a ρ.
La compressione per rigurgito non è una buona cosa perché non la controllo, perché ci sono delle fughe e delle sollecitazioni che non mi piacciono. Perciò voglio che il tratto m^* sia il maggiore possibile e quindi dato un certo β voglio aumentare questo tratto e quindi aumentare ρ.

Ci calcoliamo ora il lavoro al ciclo della macchina:

Dal punto di vista costruttivo ha il grande vantaggio di avere un numero di camere pari a quello del numero di pale riducendo la successione delle pulsazioni rispetto al caso delle macchine volumetriche alternative ove si ha una pulsazione al ciclo. Inoltre avere luci più grandi comporta che queste macchine lavorano bene con fluidi sporchi.

Il lavoro al ciclo vale:

$$\mathcal{L}_c = \oint p\,dV = \oint V\,dp = \int_A^B V\,dp + \int_B^C V\,dp$$

$$\Rightarrow \mathcal{L}_c = \frac{m^*}{m^*-1} p_1 V_0 \left(\beta_c^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1 \right) + \frac{V_0}{\beta_c^{\frac{1}{m^*}}} \left(p_2 - p_1 \beta_c^{\frac{1}{m^*}} \right)$$

$$\boxed{\mathcal{L}_c = \frac{m^*}{m^*-1} p_1 V_0 \left(\beta_c^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1 \right) + \frac{p_1 V_0}{\beta_c^{\frac{1}{m^*}}} \left(\beta - \beta_c^{\frac{1}{m^*}} \right)}$$

Questo è il lavoro al ciclo di una camerella, perciò la **POTENZA COMPLESSIVA** della macchina vale:

$$\boxed{P_i = \underbrace{i}_{\text{numero di camere/pale}} \mathcal{L}_c \cdot \underbrace{n}_{\text{numero di giri}}}$$

La **PORTATA MANDATA** vale:

$$\boxed{\dot{m} = M n = \lambda_v \rho_1 V_0 n}$$

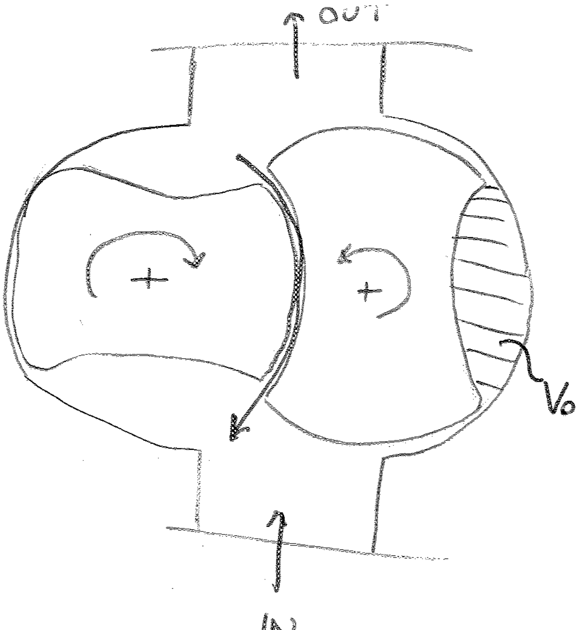
Ma in questo caso λ_v cambia la sua forma:

$$\lambda_v = \eta_\varphi (1 - \delta_1) \frac{\eta_T V_B - V_A}{V_0}$$

Infatti avremo che $\delta_1 = 0$ (non ci sono laminazioni in seconda approssimazione) Una camerella non c'è lo spazio morto μV_0 e quindi:

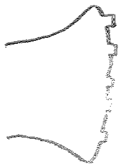
$$\boxed{\lambda_v = \eta_\varphi (1 - \delta_1) \approx \eta_\varphi}$$

COMPRESSORI ROOTS



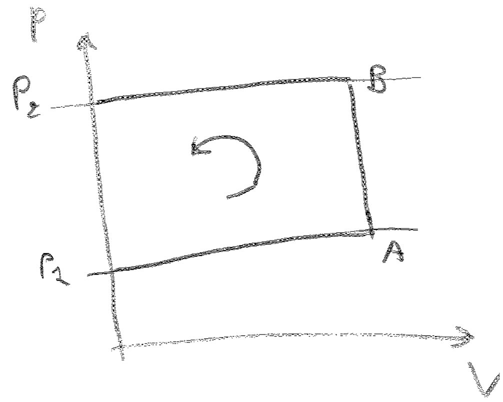
Abbiamo 4 camere, una ogni 90°.

La freccia arancione indica una fuga assurda, per questo si effettuano sulla superficie dei dentini:



In modo tale da formare un labirinto e ridurre le perdite.

Questa macchina trasferisce PORTATA, non comprime, è l'ambiente di mandata che comprime, per questo avremo il seguente ciclo:



In tali macchine non ho una compressione graduale.

Ragioniamo ora sul LAVORO AL CICLO:

$$\boxed{\mathcal{L}_c = (P_2 - P_1)\, V_0}$$

E la POTENZA INTERNA vale:

$$\boxed{P_i = (P_2 - P_1)\, i\, V_0\, n = \mathcal{L}_c \cdot i \cdot n}$$

La PORTATA MANDATA vale:

$$\boxed{\dot{m} = \lambda_v\, \rho_1 \cdot i \cdot V_0 \cdot n}$$

Il LAVORO INTERNO vale invece:

$$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = \frac{(P_2 - P_1)\, i\, V_0\, \cancel{n}}{\lambda_v \frac{P_1}{RT_1}\, i\, V_0\, \cancel{n}}$$

$$\Rightarrow \boxed{L_i = \frac{RT_1\,(\beta - 1)}{\lambda_v} = \frac{P_i}{\dot{m}}}$$

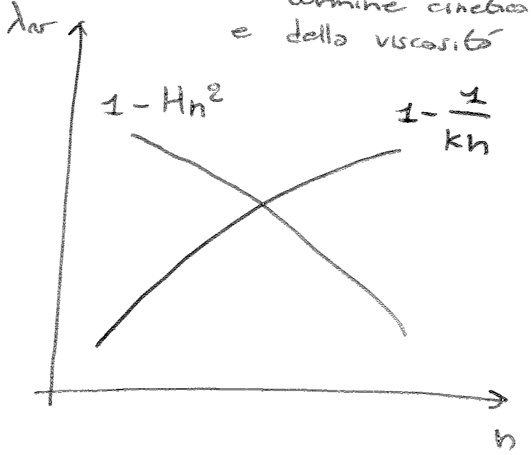
Perciò poiché il termine cinetico dipende dal numero di giri della macchina (n) al quadrato, avrò che:

$$\frac{M_{asp}}{\rho_1 V_0} = 1 - \frac{\Delta P}{P_1} = 1 - Hn^2$$

ove H è una costante che comprende le costanti derivanti dal campo di moto, dal termine cinetico e della viscosità

avrò in conclusione:

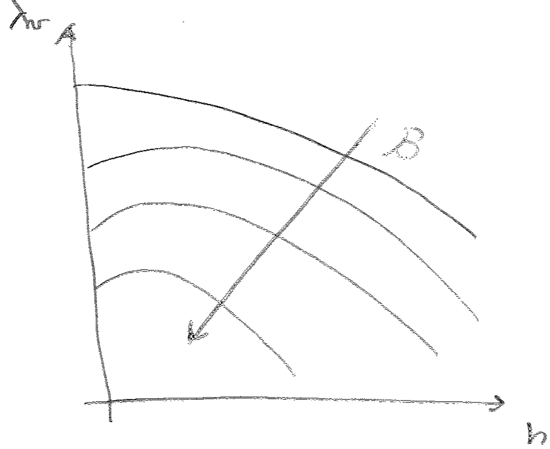
$$\lambda_{ar} = \left(1 - \frac{1}{kn}\right)\left(1 - Hn^2\right)$$



A destra vi è lo schema teorico di λ_{ar} in funzione di n il quale farebbe supporre che vi sia un massimo.

L'andamento reale è il seguente.

A β bassi non si ha il massimo perché il peso delle fughe (anche se ci sono) non si sente rispetto le laminazioni (è una questione di peso relativo).



Più β aumenta più le curve si abbassano e più il massimo si fa netto.

Per tali applicazioni bisogna avere a disposizione una di queste cose:
- bacini di raccolta (con l'utilizzo di dighe)
- dislivello su di un fiume di grandi dimensioni, da 4÷5 metri in su.

L'utilizzo di dighe per creare bacini di raccolta ha portato a problemi di cambiamento di ecosistemi e a rischi dovuti alla rottura delle dighe. Questi problemi hanno portato alla diminuzione notevole di impianti di produzione di energia idraulica

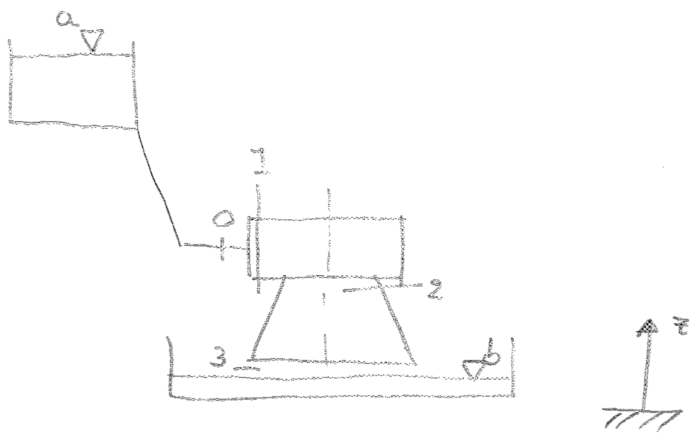
a = livello della superficie del serbatoio di monte

b = livello della superficie del bacino di valle

0 = ingresso distributore

1 = uscita distributore/ingresso girante

2 = uscita girante/ingresso diffusore



Le turbine idrauliche sono monostadio.
Solitamente in tali macchine, all'uscita della girante vi è presente un **DIFFUSORE** il quale permette di ridurre le perdite di energia cinetica all'uscita della girante

3 = uscita diffusore

Si utilizza per lo studio, l'**EQ DI BERNOULLI**:

$$\boxed{L_i = -\frac{\Delta p}{\rho} - \Delta E_c - \Delta E_g - L_w}$$

Si definisce il **CARICO TOTALE** come:

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

Somma dei 3 tipi di energia (o meglio delle 3 altezze).

Dove con Y si indicano le perdite al di fuori della turbina

Tornando all'eq di L_t possiamo scrivere:

$$L_t = g(H_u - H_w)$$

ove $g \cdot H_w = L_w$ che sono le perdite in alberazz

Definisco a questo punto il RENDIMENTO IDRAULICO η_y:

$$\boxed{\eta_y = \frac{L_t}{gH_u} = \frac{H_u - H_w}{H_u} = \frac{L_t}{L_t + L_w}}$$

L'espressione della POTENZA UTILE, se indico con $\dot{m}$ la portata in massa che scorre dal bacino alla turbina, considerando che non tutto il fluido $\dot{m}$ attraverserà la turbina a causa delle perdite di carico introduco il RENDIMENTO VOLUMETRICO η_v:

$$\boxed{\eta_v = \frac{\dot{m} - \Delta\dot{m}}{\dot{m}}}$$

Posso scrivere che la POTENZA INTERNA vale:

$$\boxed{P_i = \eta_v \dot{m} L_t = \eta_v \overbrace{\rho \cdot Q}^{=\dot{m}} \eta_y g H_w}$$

e quindi la POTENZA UTILE vale:

$$\boxed{P_u = \eta_o P_i = \overbrace{\eta_o \eta_v \eta_y}^{\eta_t} \overbrace{\gamma}^{\rho g} Q H_w}$$

ove η_o = rendimento organico

η_t = rendimento totale della turbina

η_o differisce da quello meccanico perché quest'ultimo considera le perdite all'albero, invece quello organico considera anche le perdite dovute ad un eventuale alternatore che invia l'energia elettrica alla rete.

Normalmente $\eta_o = \eta_m$ oppure $\eta < \eta$.

Le PERDITE DISTRIBUITE DOVUTE ALL' ATTRITO L_{w_a} valgono:

$$L_{w_a} = K_a \lambda \frac{w^2}{2}$$

Le PERDITE CONCENTRATE valgono invece:

$$L_{w_g} = \beta \frac{w^2}{2}$$

- Per quanto riguarda λ (siamo in moto turbolento completamente sviluppato) interviene il numero di Reinolds dove vi è all' interno una scabrezza superficiale.
- λ è dovuto al numero di Reinolds
- β è il coefficiente di carico.

Bisogna ora riferirsi al diagramma di moody. Siamo sulla parte piatta delle curve e quindi per macchine simili si ha stesso valore di λ che dipende dalla scabrezza superficiale e dal numero di Reinolds. K_a invece è una costante che serve solo per sistemare le cose.

Perciò:

$$\boxed{L_w = K_a \lambda \frac{w^2}{2} + \beta \frac{w^2}{2} \quad \propto w^2}$$

Il quale tiene conto sia delle perdite distribuite dovute all' attrito che delle concentrate.

Inoltre il rendimento idraulico è lo stesso tra macchine simili poiché abbiamo che le perdite L_w sono proporzionali a w^2

$$L_i = L_t$$

ove

L_t = lavoro della turbina

L_i : lavoro interno

Data una nuova applicazione, se posso calcolarmi η_s e Q_s posso individuare le condizioni per la costruzione della mia macchina.
Il problema nasce dal fatto che se la devo progettare non posso avere il diametro D della turbina
Io per ora conosco:

- CARICO DISPONIBILE
- CARICO UTILE
- PORTATA
- NUMERO DI GIRI

Il numero di giri lo conosco perché dipende dalle coppie polari dell'alternatore.
Scriviamo l'espressione della POTENZA:

$$\frac{P_u'}{P_u} = \frac{\eta_o' \eta_v' \eta_y' \gamma Q' H_u'}{\eta_o \eta_v \eta_y \gamma Q H_u}$$

Poiché sono in condizioni di similitudine posso semplificare alcune grandezze. Per quanto riguarda η_v (rendimento volumetrico) che va ad indicare le fughe, le quali dipendono sostanzialmente dalle dimensioni oltre che dalla velocità utile, e poiché sono in condizione di similitudine posso semplificarlo.
Posso scrivere perciò:

$$\frac{P_u'}{P_u} = \frac{D'^2}{D^2}\sqrt{\frac{H_u'}{H_u}} \cdot \frac{H_u'}{H_u} = \frac{D'^2}{D^2} \cdot \frac{H_u'^{3/2}}{H_u^{3/2}}$$

Anche se ho $\frac{D'^2}{D^2}$ che mi da problemi vado avanti.

$$\frac{P_u'}{P_u} = \frac{n^2}{n'^2} \frac{H_u'^{5/2}}{H_u^{5/2}}$$

$$\boxed{n_c = \frac{n\sqrt{P_u}}{H_u^{5/4}}} \rightarrow [CV]$$

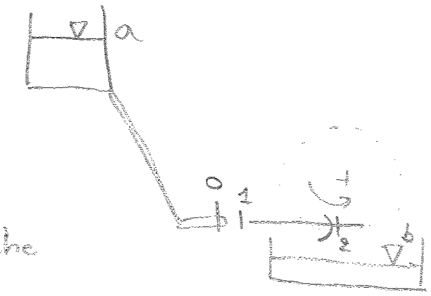
Il **NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO** é quel numero di giri al quale deve ruotare la mia macchina in similitudine fluidodinamica con un'altra perché con uno carico utile di un metro mi produca un lavoro di un cavallo.

TURBINA PELTON ($n = 5 \div 60$)

Abbiamo salti utili elevati e portate relativamente piccole.

Ció comporta a livello di istallazione a soluzioni del seguente tipo:

In questa soluzione non si ha il diffusore.



Vi é una relazione tra diametro del getto e dimensione della pala

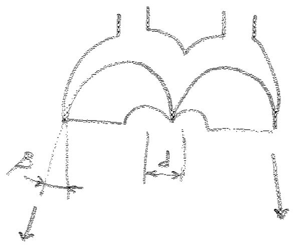
L' **AGO DOUBLE** é caratterizzato dal fatto che in qualunque condizione di apertura ci troviamo spinto sempre una parte dell'ago dalla sezione di uscita e la sezione dell'ago viene fatta per convogliare al meglio e tenere il getto piú uniforme e piú compatto possibile

Il **TEGOLO DEVIATORE** é necessario per azioni di emergenza e per la sicurezza. Interviene sul getto solo in tali situazioni, negli altri casi non lo influenza.

Possiamo avere un numero di distributori massimo di 6, e possono essere 1 o 2 (si ha l'asse orizzontale) 4 o 6 (asse della macchina verticale).

Perché si parla di macchine enormi, non si puó pensare di realizzare un modello per provarlo e perció si capisce la necessitá di riuscire a realizzare una macchina al quanto piú efficace al primo realizzo.

La pala ha un tagliente centrale necessario per dividere il getto in 2. Questa suddivisione é necessaria per bilanciare la ruota eliminando cosí la necessitá di cuscinetti reggispinta.



Abbiamo un angolo β in modo tale che il flusso di acqua esca verso l'esterno e un taglio della pala sulla parte sotto in modo tale che il getto d'acqua vada verso il basso e non verso l'alto, in modo tale da non provocare perdite.

$$\boxed{C_1 = \varphi C_{1_{IS}} = \varphi\sqrt{2gH_u + C_2^2} = \underbrace{\varphi}_{\text{coeff. di perdita}}\sqrt{2g(H_d - Y_c)} \cong \varphi\sqrt{2gH_u}}$$

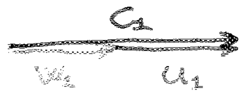
ove possiamo scrivere:

$$C_1 \cong \varphi\sqrt{2gH_u}$$

perché se stiamo facendo le cose per bene C_2 è piccolo e si può trascurare.

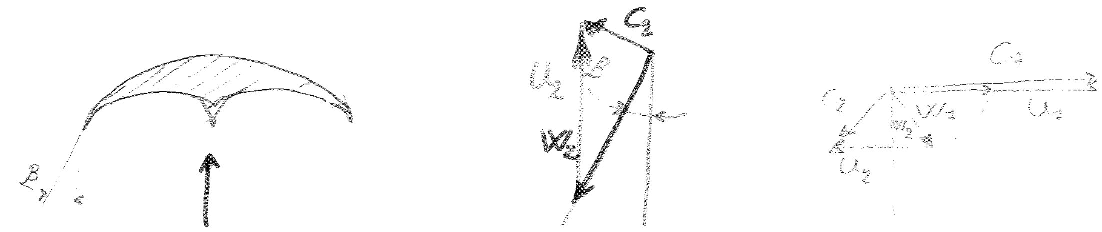
Si definisce tale eq. approssimata perché inizialmente non ho C_2 allora inizio a ricavarmi una C_1 per poi ricavarmi dopo la C_2.

Consideriamo la velocità assoluta del fluido in 1 e le altre:



$$\boxed{\overline{C_1} = \overline{U_1} + \overline{W_1}}$$

Questo era il getto all'ingresso. Consideriamo ora quello in uscita:



Se applichiamo la conservazione tra 1 e 2 nel moto relativo:

$$L_i = -\cancel{\frac{\Delta p}{\rho}} - \Delta E_{c_{rel}} - \cancel{\Delta E_g} - \Delta E_\omega - L_w = 0$$

L_i è uguale a zero perché l'osservatore è solidale con la pala mobile e quindi vede la pala ferma

$$\frac{W_1^2}{2} - \frac{W_{2_{IS}}^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} + \frac{U_2^2}{2} = 0$$

NELLA PELTON $U_1 = U_2 = U$

$\Rightarrow$ $\boxed{W_{2_{IS}} = W_1}$ VALE SOLO SE $U_2 = U_1$

$$\boxed{W_2 = \underbrace{\psi W_{2_{IS}}}_{\text{Definizione vera di }\psi} = \underbrace{\psi W_1}_{\text{conseguenza}}}$$

Poiché:

$$\frac{P_u}{\frac{2u}{D}} = C$$

ottengo l'espressione finale della **COPPIA UTILE**:

$$C = \underbrace{\frac{D}{2}\eta_0 \rho Q}\left(1-\frac{u}{c_1}\right)\underbrace{\left(1+\psi\cos\beta\right)c_1}$$

termine costante

TERMINI CHE non dipendono da $\frac{u}{c_1}$

Si ottiene perciò il grafico in verde.

ψ = coefficiente di perdita delle pale mobili

φ = coefficiente di perdita delle pale fisse

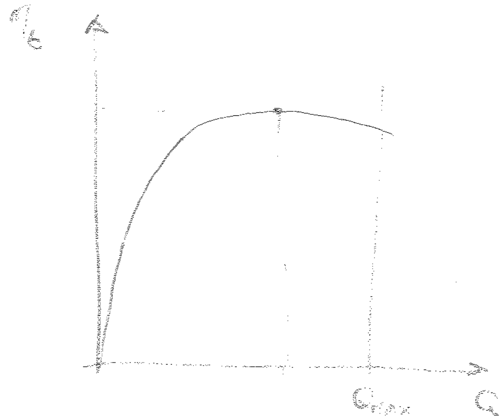
La coppia in condizioni nominali di massimo rendimento è circa la metà del valore della coppia per $u=0$ (avviamento della macchina)

Abbiamo un'espressione della coppia lineare al variare di $\frac{u}{c_1}$

REGOLAZIONE

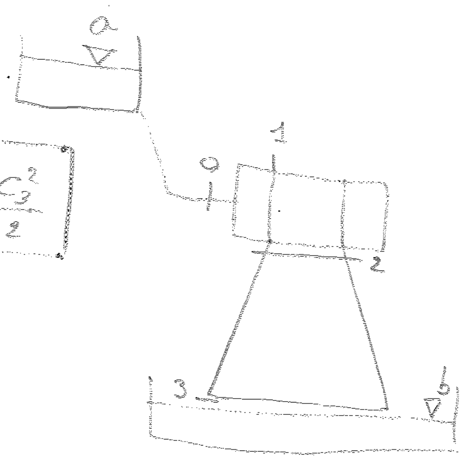
Bisogna effettuare una regolazione in base alle richieste da parte dell'utenza.
La regolazione si effettua con la regolazione della posizione dell'ago Double.
La velocità c_1 per variabilità della portata relativamente ampia, con riferimento alla massima portata, è relativamente costante perché dipende da φ (da $0{,}2\,Q_{MAX}$ a Q_{MAX} la variazione di φ è relativamente contenuta).

Avremo perciò il seguente grafico che rappresenta il rendimento totale in funzione della portata.



Il massimo di η_t non si ha per Q_{MAX}, ma per un valore più basso, in modo tale da avere un range più grande ove si ha il massimo rendimento.
La turbina Pelton confrontata con le altre presenta un'ottima curva del rendimento al variare della portata.

$$L_i = -\frac{\Delta p}{\rho} - \Delta E_c - \Delta E_g - L_w$$



$$\boxed{L_i = \frac{p_a - p_b}{\rho} + \frac{C_a^2 - C_b^2}{2} + g(z_a - z_b) - gY_c - L_{w_t} - \frac{C_3^2}{2}}$$

$$\boxed{L_i = gH_u - L_{w_t} = g(H_d - Y) - L_{w_t}}$$

$$L_{w_t} = L_{w_{0-1}} + L_{w_{1-2}} + L_{w_{2-3}}$$

$$L_{w_{0-1}} = \frac{C_{1_{is}}^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)\frac{C_1^2}{2}$$

$$L_{w_{1-2}} = \frac{W_2^2}{2}\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)$$

ove:

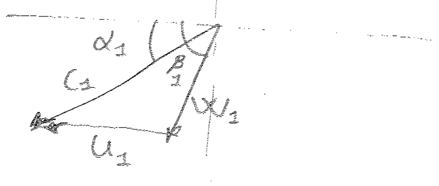
$$\boxed{C_1 = \varphi\, C_{1_{is}}}$$

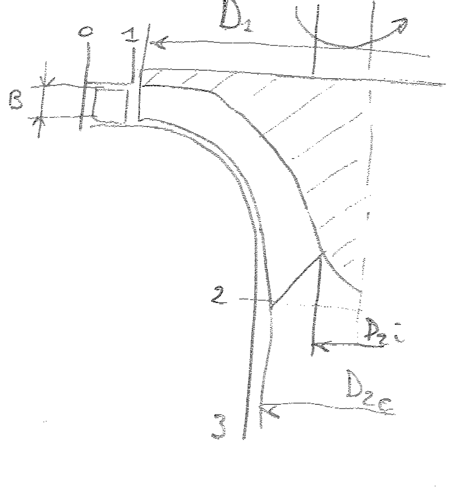
$$\boxed{W_2 = \psi\, W_{2_{is}}}$$

→ TRIANGOLI DI VELOCITÁ

Il triangolo di velocitá nelle condizioni di progetto, nominali, viene fatto su due piani:

- L'entrata é perpendicolare all'asse
- L'uscita é parallela all'asse





Le nostre ipotesi di studio sono:

- flusso unidimensionale
- β_1 é un angolo cinematico (il minimo delle perdite per urto si ha se il fluido esce in direzione di β_1)

→ INFLUENZA DEL NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO SULLA GEOMETRIA DELLA TURBINA

Per la turbina Francis:

$$\boxed{n_c \propto \sqrt{k \frac{B}{D_1} tg\,\alpha_1}}$$

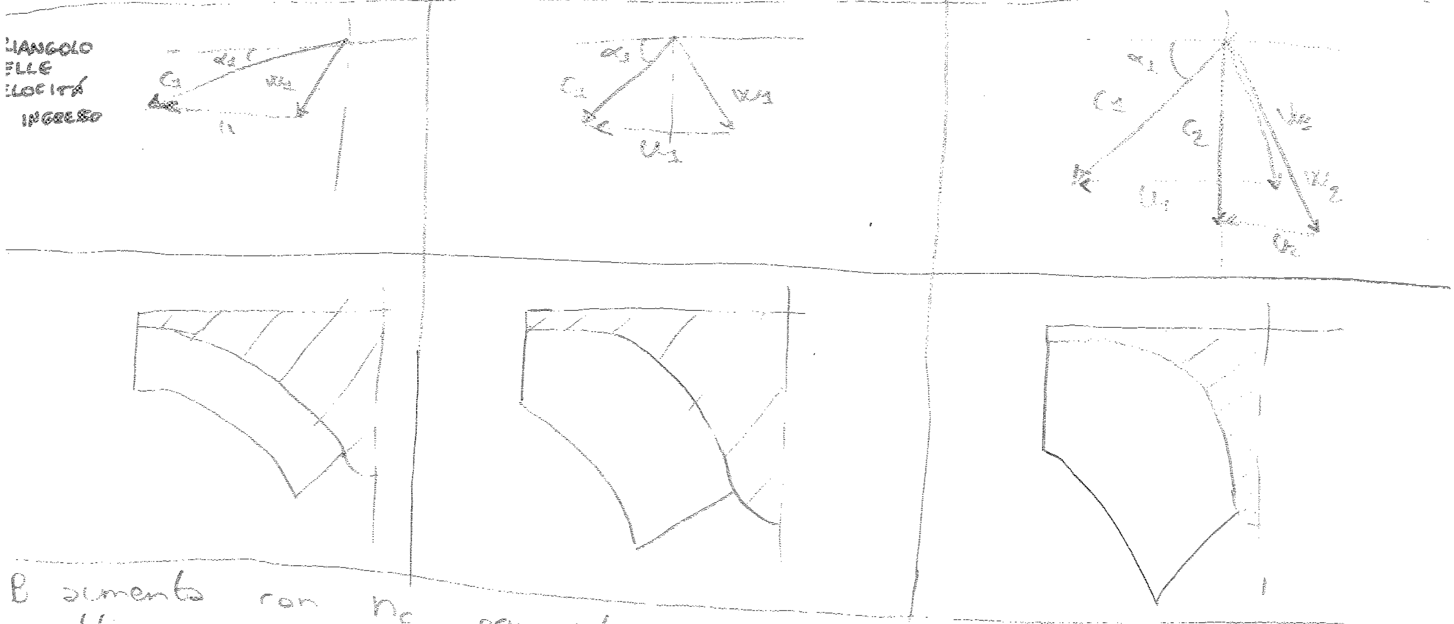
k è un coeff di velocità

$$\boxed{k = \frac{u}{\sqrt{2gH_u}}}$$

Se pensate a $\frac{u}{c_1}$, nel caso della pelton $c_{1is} = \sqrt{2gH_u}$, quindi anche se u per la francis non ha quel significato, si può memorizzare k in questa maniera.

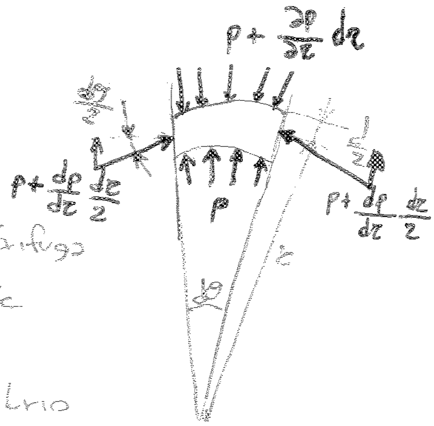
Classifichiamo i 3 tipi di francis:

	TURBINA LENTA	TURBINA NORMALE	TURBINA VELOCE
n_c	(60 ÷ 100)	(100 ÷ 200)	(200 ÷ 450)



B aumenta con n_c per poter smaltire più portata.
Infatti le pale servono per cambiare la direzione del fluido in modo da applicare una certa forza al fluido. All'aumentare di B aumenta la superficie di scambio, in modo da indirizzare bene il fluido.
L'aumento di superficie serve anche per diminuire le perdite ed incrementare il rendimento.
In regolazione le pale corte (turbine lente) hanno un peggioramento graduale, invece per le turbine veloci il rendimento presenta una curva che tende a chiudersi e quindi un brusco peggioramento del rendimento in regolazione

→ CRITERIO DELLO SVERGOLAMENTO



L'elementino si muove con una sua velocità ed è sottoposto ad un campo di forze centrifugo. Sta percorrendo una certa traiettoria e non segue la direzione della forza centrifuga poiché c'è un campo di pressione che lo mette in equilibrio.

Perciò considero quest'elementino che è in equilibrio tra campo di pressione e la forza centrifuga che tenderebbe a farlo deviare da quella traiettoria.

Posso scrivere:

$$p r d\theta + 2\left(p + \frac{dp}{dr}\frac{dr}{2}\right)\sin\frac{d\theta}{2} +$$
$$-\left(p + \frac{\partial p}{\partial r} dr\right)(r + dr)d\theta + \rho r d\theta dr \frac{C_u^2}{r} = 0$$

Andando a semplificare e trascurando gli infinitesimi di ordine superiore si arriva all'EQUAZIONE DELL'EQUILIBRIO RADIALE:

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{C_u^2}{r}$$

Se consideriamo 2 punti generici A e B:
considero solo una variazione generica di pressione, ho:

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

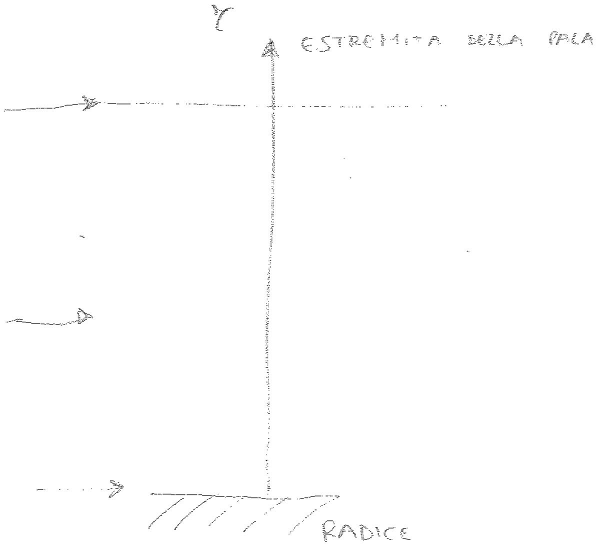
Integrando e tenendo conto di $\frac{(C_u \cdot r)^2}{r^3} dr$, ho:

$$\int_{r_A}^{r_B} dp = \int_{r_A}^{r_B} \rho \frac{C_u^2}{r} dr$$

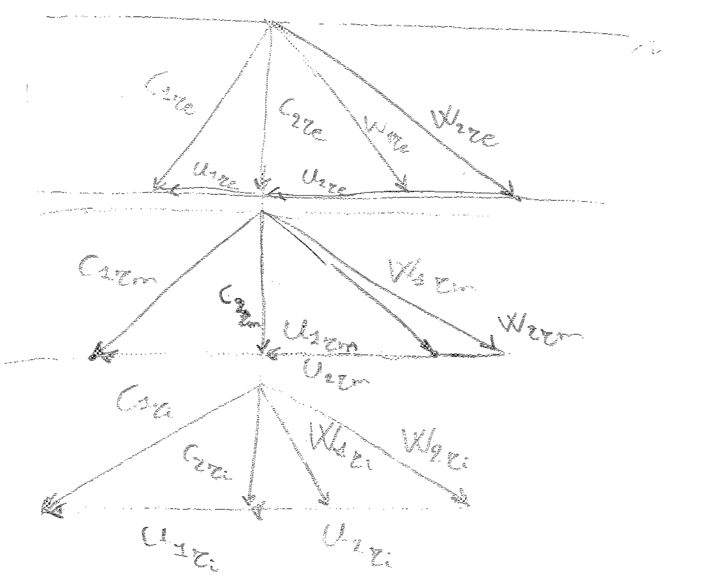
ottengo:

$$\boxed{p_B - p_A = -\rho\left(\frac{C_{u_B}^2}{2} - \frac{C_{u_A}^2}{2}\right)}$$

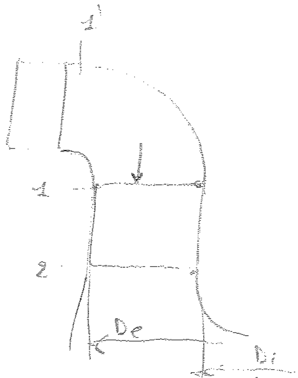
→ TRIANGOLI DI VELOCITÀ



Supponiamo di avere una struttura a raggio interno di questo tipo:



Vogliamo C_{2r_i} assiale per la presenza del diffusore



La componente assiale della sezione 1 e la componente della sezione 2 devono essere uguali.

La componente assiale lungo 1 è costante:

$$\boxed{C_{u_{1r_m}} = C_{u_{1r_i}} \cdot \frac{r_i}{r_m}}$$

All'uscita $C_{u_2} = 0$ e quindi poiché $C_{u_2} r$ = costante
C_{u_2} rimane sempre uguale a zero

Man mano che aumenta il raggio il profilo diviene meno arcato

Restringendo la corda si cambia anche la forma del profilo.