



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1239

DATA: 27/10/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Merlo

MATERIA: Macchine + Eserc.

Prof. Mittica_Misul

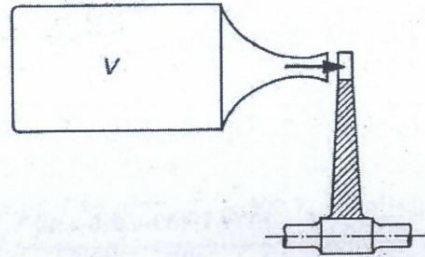
Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

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

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

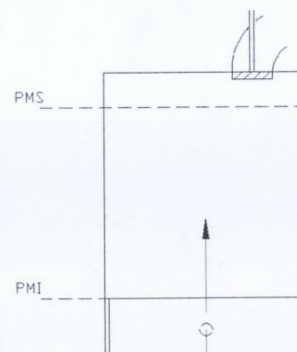
ESERCITAZIONE 1 - MACCHINE

- ✓ 1) Un recipiente del volume di $0,1 \text{ m}^3$ contenente aria a pressione $p_1 = 30 \text{ bar}$ e temperatura $T_1 = 800 \text{ K}$ si svuota tramite un ugello nell'ambiente esterno a pressione costante $p_a = 1 \text{ bar}$. Se l'aria che affluisce alimenta una turbina ad azione calcolare il massimo lavoro che essa può compiere nelle ipotesi che tutta l'energia cinetica di efflusso si trasformi in lavoro (senza perdita di energia cinetica allo scarico della turbina) e che l'espansione che l'aria subisce dalla pressione p_1 alla pressione p_2 sia tutta isoentropica (adiabatica reversibile).



- 2) Un compressore volumetrico a stantuffo, avente volume minimo della camera (spazio morto) pari a 150 cm^3 e cilindrata pari a 1500 cm^3 , aspira aria ($R = 287 \text{ J/kgK}$, $k = 1.4$) dall'ambiente ($p_a = 1 \text{ bar}$ e $t_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) e la invia in un serbatoio in cui regna una pressione di 2.3 bar . All'apertura della valvola di aspirazione il volume della camera vale $V_A = 293.5 \text{ cm}^3$ e le condizioni dell'aria all'interno del cilindro sono $p_A = 95 \text{ kPa}$ e $T_A = 295.4 \text{ K}$. Sapendo che, dall'apertura della valvola di aspirazione al termine della corsa di aspirazione stessa, il calore complessivamente ceduto dalle pareti all'aria ammonta a 19.55 J e che la pressione all'interno del cilindro si mantiene ad un livello medio pari a p_A , determinare la massa d'aria aspirata dall'ambiente esterno nonché la temperatura dell'aria contenuta nel cilindro alla fine della corsa di aspirazione.

- ✓ 3) Lo stantuffo di un compressore alternativo con valvole comandate (cilindrata 3000 cm^3 , spazio morto 300 cm^3) si trova al termine della fase di aspirazione al punto morto inferiore (PMI): la pressione e la temperatura in camera sono pari rispettivamente a 90 kPa e 21°C . Il fluido di lavoro (aria, $R=287 \text{ J/kgK}$, $k=1,4$) viene compresso a valvole chiuse sino ad una pressione pari a 320 kPa . Si ipotizzi che durante questa fase il fluido segua un'evoluzione politropica caratterizzata da un esponente $m=1,35$.



Calcolare il lavoro di compressione ed il calore scambiato con le pareti, trascurando il lavoro delle resistenze passive.

Si supponga che la valvola di mandata si apra istantaneamente al termine della fase di compressione e che la successiva fase di funzionamento, con valvola di mandata completamente aperta, avvenga ad una pressione costante, pari a quella di fine compressione. Si ipotizzi inoltre che la valvola di mandata si chiuda istantaneamente quando lo stantuffo arrivi al punto morto superiore (PMS). Sapendo che durante la fase di mandata il calore trasmesso dal fluido alle pareti è pari a 145 J e che la pressione e la temperatura del fluido mandato nell'ambiente a valle si portano rispettivamente a 300 kPa e 90°C , determinare la massa di aria inviata durante tale fase.

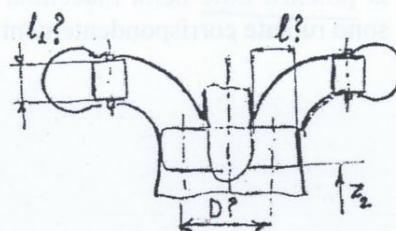
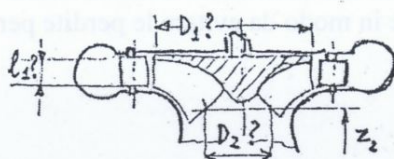
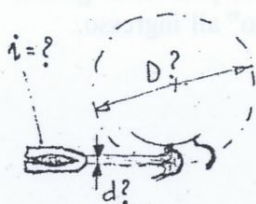
ESERCITAZIONE 3 - MACCHINE

- 1) Una turbina idraulica è destinata ad un impianto avente $Q = 11 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_u = 684 \text{ m}$, $n = 450 \text{ giri/min}$ e si presuppone abbia $\eta_y = 0.90$. Scegliere il tipo di turbina e, a seconda di questo, calcolare le seguenti caratteristiche:

se Pelton

se Francis

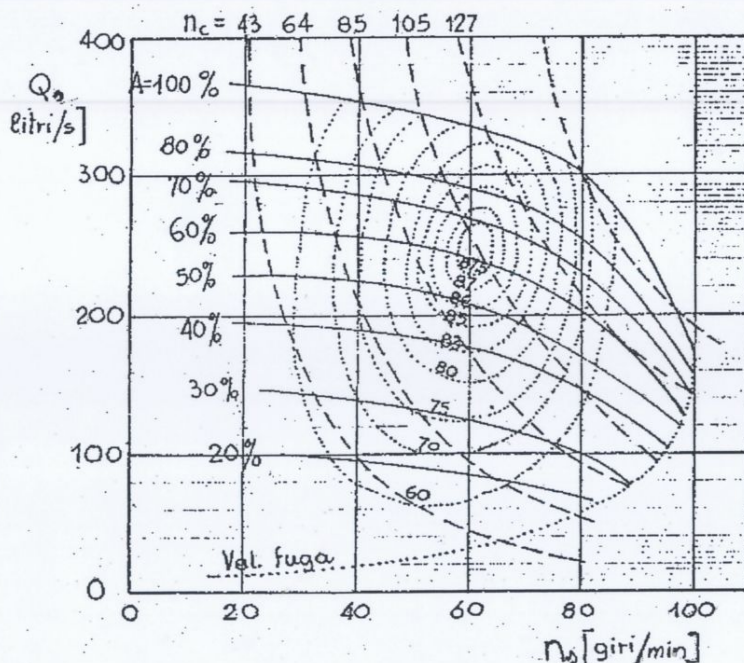
se Kaplan



Tracciare, inoltre, per il tipo di turbina prescelto, il relativo triangolo di velocità e calcolare la potenza utile della macchina.

- 2) Una turbina Pelton utilizza, in condizioni nominali, un salto utile $H_u = 1441 \text{ m}$ con una portata di $2.79 \text{ m}^3/\text{s}$. Si conoscono $\phi = 0.97$, $\psi = 0.94$, angolo di uscita delle pale $\beta'' = 9^\circ$, diametro medio della girante $D = 2950 \text{ mm}$. Supposti ϕ e ψ costanti, si calcoli la coppia agente sulla girante quando questa è ferma con distributore tutto aperto. Si calcoli altresì il carico complessivo sui cuscinetti della girante in tali condizioni sapendo che la girante pesa 15.5 t , che essa ha asse di rotazione orizzontale e che l'asse del getto è pure orizzontale.

- 3) La turbina Francis, di cui è riportata a lato la mappa di funzionamento, elabora una caduta utile di 240 m con una portata di 3800 l/s . Determinare il diametro della ruota e la sua velocità di rotazione (compatibilmente con l'accoppiamento diretto ad un alternatore a 50 Hz) in modo da rendere il rendimento il massimo possibile. Determinare inoltre la potenza della macchina e la sua velocità di fuga.



- 4) Una turbina Francis avente $\eta_y = 0.88$ fornisce una potenza utile di 18.5 MW con una portata di $20 \text{ m}^3/\text{s}$. La velocità periferica al raggio esterno della girante vale $u_1 = 30 \text{ m/s}$, l'angolo α_1 è pari a 30° , la velocità c_2 è assiale e il coefficiente di perdita nel distributore è $\phi = 0.95$. Supponendo trascurabili le perdite di carico nella condotta forzata calcolare la pressione p_1 all'uscita del distributore,

ESERCITAZIONE 4 - MACCHINE

1) Una pompa-turbina Kaplan, nel funzionamento come pompa, assorbe all'albero una potenza di 654 kW ($\eta_o = 0,95$) con una portata $Q = 10,5 \text{ m}^3/\text{s}$. Il rendimento idraulico in tali condizioni vale 0,90 e le perdite di carico complessive nell'impianto (macchina esclusa) ammontano a 0,25 m. La girante ha $D_e = 2,19 \text{ m}$, $D_i = 0,94 \text{ m}$ e ruota a 18,33 rad/s. La velocità del fluido all'uscita dal diffusore è diretta assialmente ed è praticamente uguale alla velocità di ingresso nella girante (in direzione e modulo). Valutare la potenza interna della macchina nel funzionamento come turbina con la stessa portata e rendimento idraulico pari a 0,85, avendo supposto di ruotare le pale della girante in modo da mantenere invariato il verso di rotazione dell'albero.

Tracciare inoltre i triangoli di velocità nelle due condizioni di funzionamento della macchina.

2) Una pompa a ingranaggi deve mandare 100 l/min di olio da 1 bar a 50 bar (le differenze di livello e di velocità del fluido tra l'aspirazione e la mandata sono trascurabili). Si è eseguita una valutazione approssimata delle fughe ponendo sotto pressione (a 50 bar) la condotta di mandata, a pompa ferma, e misurando la portata che sfuggiva attraverso i giochi, la quale è risultata di 12 l/min. Ritenendo trascurabili le laminazioni all'aspirazione e alla mandata, conoscendo la cilindrata complessiva della pompa $iV = 50 \text{ cm}^3$, valutare la velocità di rotazione necessaria per fornire la portata richiesta, nonché la presumibile potenza assorbita dalla pompa.

3) In una trasmissione idrostatica a circuito chiuso una pompa avente cilindrata complessiva $V_P = 100 \text{ cm}^3$ alimenta un motore avente cilindrata complessiva $V_M = 1000 \text{ cm}^3$. Sia la pompa sia il motore hanno $\eta_v = 0,94$, $\eta_y = 0,96$, $\eta_o = 0,96$, la pompa ruota a 1500 giri/min, la pressione nel ramo di aspirazione della pompa (e di scarico del motore) è $p_1 = 500 \text{ kPa}$. La coppia resistente all'albero del motore è $C_R = 3500 \text{ Nm}$.

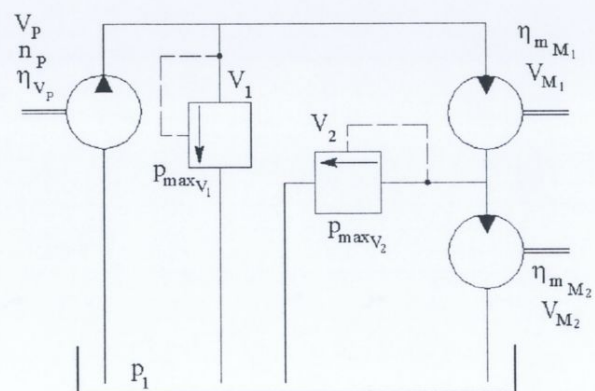
Trascurando le perdite di carico nelle tubazioni calcolare la potenza necessaria in tali condizioni per il motore di comando della pompa e la velocità di rotazione del motore idraulico.

4) La trasmissione idrostatica rappresentata in figura presenta i seguenti dati caratteristici e di funzionamento:

$V_P = 200 \text{ cm}^3$, $\eta_{V_P} = 0,95$, $n_P = 2000 \text{ giri/min}$,
 $V_{M_1} = 50 \text{ cm}^3$, $\eta_{m_{M_1}} = 0,95$, $V_{M_2} = 250 \text{ cm}^3$,
 $\eta_{m_{M_2}} = 0,97$, $p_1 = 100 \text{ kPa}$, tarature valvola di
sicurezza $p_{\max V_1} = 25 \text{ MPa}$, $p_{\max V_2} = 15 \text{ MPa}$.

Calcolare:

- La velocità di rotazione dei due motori;
- La massima coppia sull'albero del motore M_1 quando la coppia sull'albero del motore M_2 è tale da provocarne l'arresto (nonchè tale valore della coppia sull'albero di M_2).




 ESERCITAZIONE ⁵/₄ - MACCHINE

- 1) Si consideri un sistema energetico nel quale fare avvenire la combustione tra aria e metano. Per il metano è noto il potere calorifico inferiore in condizioni normali (0°C , 760 mmHg), pari a $H_{iv,T0} = 35760\text{ kJ/Nm}^3$ e la dosatura stechiometrica con aria, $\alpha_{st} = 17.24$.

La combustione avviene con temperatura iniziale $T_2 = 780\text{ K}$ e dosatura relativa $\lambda = \alpha/\alpha_{st} = 1.1$.

Valutare la temperatura finale di fine combustione nei due casi di combustione a volume costante ed a pressione costante, nelle seguenti ipotesi di lavoro:

- Combustione adiabatica;
- Combustione adiabatica in presenza di dissociazione, con calore occultato dalla dissociazione rappresentato da $Q_d = 6.5 \cdot 10^{-4} (T - 1850)^2$ [kcal/kg];
- Combustione con scambio termico e dissociazione, nell'ipotesi che la potenza termica dispersa per unità di massa di miscela corrisponda al 5% dell'energia del combustibile alla temperatura di inizio combustione.

($c_p = 1008.7$, $R = 287.1$, $c_p' = 1238.1$, $R' = 298.6\text{ J/kg K}$)

C. NORMALE \neq STANDARD

- 2) Un motore alternativo 4T (1800 cm^3 di cilindrata totale) in condizioni ambiente standard fornisce a 4000 giri/min una potenza utile $P_u = 47.04\text{ kW}$ con un consumo specifico di 326 g/kWh per una dosatura $\alpha = 15$. La potenza termica ceduta per trasmissione di calore all'ambiente e al circuito di refrigerazione è pari al 140% della potenza utile erogata dal motore mentre la potenza per incombusti è pari al 6% della potenza termica che il combustibile è in grado di fornire ($H_i = 44000\text{ kJ/kg}$). Valutare la temperatura dei gas di scarico.

($c_p = 1050$, $R = 287.2$, $c_p' = 1300$, $R' = 297\text{ J/kg K}$).

- 3) Calcolare la temperatura finale di combustione adiabatica in un ciclo Diesel limite di cui sono noti la temperatura di fine compressione $T_2 = 901\text{ K}$, la pressione $p_2 = 6.05\text{ MPa}$, il potere calorifico del combustibile $H_i = 41000\text{ kJ/kg}$ (supposto costante), il rapporto in massa aria/combustibile $\alpha = 30$. Si trascuri la presenza dei gas residui e si consideri, se necessario, la seguente espressione per il calore di dissociazione $Q_d = 1.3 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 1850)^2$ kcal/kg.

Sapendo che il rapporto di compressione è pari a 20 e conoscendo le dimensioni del cilindro in cui detto ciclo si realizza ($d = 200\text{ mm}$, $c = 260\text{ mm}$), calcolare inoltre il lavoro ricevuto dallo stantuffo durante tutta la corsa di espansione, al termine della quale si ha $T_4 = 1014\text{ K}$. Si assumano condizioni ambiente standard e, per semplicità, valori costanti $c_p = 1058\text{ J/kg K}$, $c_p' = 1206\text{ J/kg K}$, $R = 287.2\text{ J/kg K}$, $R' = 289\text{ J/kg K}$.

ESERCITAZIONE 7 - MACCHINE

- 1) Un impianto di TG a ciclo aperto con compressione interrefrigerata uniforme presenta in condizioni-ambiente standard le seguenti caratteristiche:

$$\beta_c = 13, T_3 = 1350 \text{ K}, \eta_{yc} = \eta_{yt} = 0,86, \eta_{\pi b} = 0,97, \eta_b = 0,96, \eta_o = 0,97.$$

Assumendo per semplicità: $C_p = C_{pm} = 1050 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $C_p' = C_{pm}' = 1180 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $R = 287,2 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $R' = 288,8 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $(1+\alpha)/\alpha \approx 1$ e trascurando le cadute di pressione negli scambiatori, determinare il rendimento del ciclo. ($c_p = 1008,7$, $R = 287,1$, $c_p' = 1238,1$, $R' = 298,6 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$).

Determinare inoltre l'aumento del rendimento qualora si rendesse il ciclo anche rigenerativo con efficacia $R_s = 0,70$.

- 2) Un impianto di turbina a gas bialbero presenta in condizioni di progetto ed ambiente standard le seguenti caratteristiche:

- compressione interrefrigerata uniforme, $\beta_{c,tot} = 16$, $\eta_{yc1} = \eta_{yc2} = 0,85$, $\eta_{\pi} \approx 1$; $\eta_{mc} = 0,98$;
 $\dot{m} = 350 \text{ kg/s}$;

- combustore: $\eta_{\pi b} = 0,99$; $\eta_b = 0,98$; $T_3 = 1573 \text{ K}$; $H_i = 47,654 \text{ MJ/kg}$;

- turbina AP calettata sull'albero del turbocompressore: $\eta_{yt} = 0,85$; $\eta_{mt} = 0,98$;

- turbina BP di potenza: $\eta_t = 0,85$; $\eta_{o,t} = 0,97$;

Determinare la potenza utile ed il rendimento globale dell'impianto.

($C_p = 1030 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $R = 286,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $C_p' = 1267,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $R' = 292,1 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$)

- 3) Un impianto di TG, a ciclo semplice, monoalbero, presenta in condizioni-ambiente standard le seguenti caratteristiche:

$$\beta_c = 8, \eta_c = 0,83, T_3 = 1200 \text{ K}, \eta_{\pi b} = 0,98, \eta_b = 0,97, \eta_{yt} = 0,85, \eta_o = 0,96, \dot{m}_{a0} = 40 \text{ kg/s}.$$

Determinare η_g e P_u sapendo che il potere calorifico del combustibile usato è pari a 42700 kJ/kg . Determinare inoltre di quanto si riduce percentualmente η_g e P_u se l'impianto viene regolato (a velocità di rotazione costante) in modo che la T_3 scenda a 1100 K ; si ipotizzi che il turboespansore rimanga critico e si consideri la caratteristica del compressore, nell'intorno del punto di funzionamento nominale, assimilabile ad una retta di equazione $\beta_c = 8-20(X-1)$, dove con X si è indicato il rapporto \dot{m}_a / \dot{m}_{a0} ; inoltre si considerino costanti i singoli rendimenti e si trascuri la variazione del rapporto $(1+\alpha)/\alpha$

($C_p = 1046,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $C_p' = 1130,2 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $R = 287,2 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $R' = 288,8 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$).

- 4) Un impianto di TG a ciclo semplice aperto funziona con le seguenti caratteristiche:

$$p_1 = 1 \text{ bar}, T_1 = 300 \text{ K}, \beta_c = 12, T_3 = 1200 \text{ K}, \eta_{yc} = 0,85, \eta_t = 0,86, \eta_{\pi b} = 0,98, \eta_o = 0,97, \eta_b = 0,97, H_i = 42700 \text{ kJ/kg}.$$

Calcolare la portata di aria necessaria per una potenza utile di 50 MW e il rendimento globale dell'impianto. Calcolare la nuova potenza e il nuovo rendimento globale se si riducesse per laminazione la pressione alla bocca di aspirazione del compressore al valore $p_1' = 0,8 \text{ bar}$, mantenendo invariata la T_3 , e supponendo costanti i vari rendimenti.

($C_p = 1046,5 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $C_p' = 1130,2 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $R = 287,2 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $R' = 288,8 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$).

6) Si consideri un motore Diesel ($iV = 11678 \text{ cm}^3$; $\epsilon = 16$), sovralimentato con sistema 'turbocompound', secondo lo schema in figura.

- Condizioni all'aspirazione del compressore: $p_1 = 1 \text{ bar}$;
 $T_1 = 298 \text{ K}$;

- Condizioni di alimentazione della turbina di sovralimentazione (TS): $p_s = 2.70 \text{ bar}$; $T_s = 903 \text{ K}$;

- Portata d'aria $\dot{m}_a = 396.99 \text{ g/s}$;

- Frazione di portata di gas combusti che attraversa la valvola di waste-gate (WG): 4.36%;

- Pressione all'ammissione della turbina di potenza (TP):
 $p_e = 1.48 \text{ bar}$;

- Pressione allo scarico della turbina di potenza: $p_a = 1.06 \text{ bar}$;

- Rendimento isoentropico turbina di sovralimentazione: $\eta_{t,TS} = 0.79$;

- Rendimento isoentropico turbocompressore: $\eta_{t,C} = 0.775$;

- Rendimento isoentropico turbina di potenza: $\eta_{t,TP} = 0.604$;

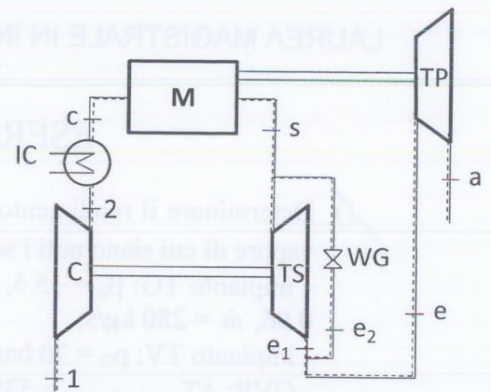
- Rendimento meccanico gruppo di sovralimentazione: $\eta_{m,TS} = 0.98$;

- Rendimento meccanico turbina di potenza: $\eta_{m,TP} = 0.92$;

Determinare la pressione p_c di sovralimentazione del motore, trascurando le cadute di pressione nell'intercooler.

Calcolare inoltre la potenza utile del motore ($\eta_{u,M} = 0.369$; $H_i = 43250 \text{ kJ/kg}$), la potenza complessivamente disponibile (considerando anche il contributo della turbina di potenza), la pressione media effettiva ed il coefficiente di riempimento del motore riferito alle condizioni a valle dell'intercooler, nelle quali si ha $T_c = 319 \text{ K}$.

($c_p = 1050$, $R = 287.2$, $c_p' = 1300$, $R' = 297 \text{ J/kg K}$).



7) Di un motore alternativo (16 cilindri a V 90°, cilindrata totale: $70.82 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$) utilizzato per la produzione congiunta di potenza meccanica e potenza termica sono note le seguenti caratteristiche geometriche e di funzionamento a pieno carico:

- 4 tempi alimentato a metano (CH_4)
- condizione ambiente di riferimento: condizioni normali (0°C , 101.34 kPa)
- sovrappressione alimentazione metano: 85 mbar
- potere calorifico combustibile nelle condizioni di alimentazione: $H_i = 34.54 \text{ MJ/m}^3$
- consumo combustibile: $353.69 \text{ m}^3/\text{h}$
- aria di combustione: 6886 kg/h
- temperatura gas di scarico: 525°C
- capacità termica gas di scarico $c_p' = 1.129 \text{ kJ/kgK}$
- potenza termica recuperabile circuito aria/olio: 642 kW
- potenza utile motore $P_u = 1400 \text{ kW}$.

Il costruttore del gruppo cogenerativo prevede l'utilizzo dei gas di scarico per la produzione di vapore saturo secco a 11 bar (temperatura di alimentazione acqua di 82°C) con temperatura di uscita fumi pari a 213°C .

Determinare la produzione di vapor d'acqua e valutare il rendimento utile del gruppo cogenerativo nell'ipotesi di poter utilizzare anche la potenza termica dei circuiti aria/olio per produrre acqua calda.

Valutare quindi la massima produzione di vapore nell'ipotesi che la minima differenza di temperatura tra i due fluidi nel generatore di vapore a recupero non scenda al di sotto di 10°C , nonchè la temperatura dei fumi al camino.

Es. 1

DATI

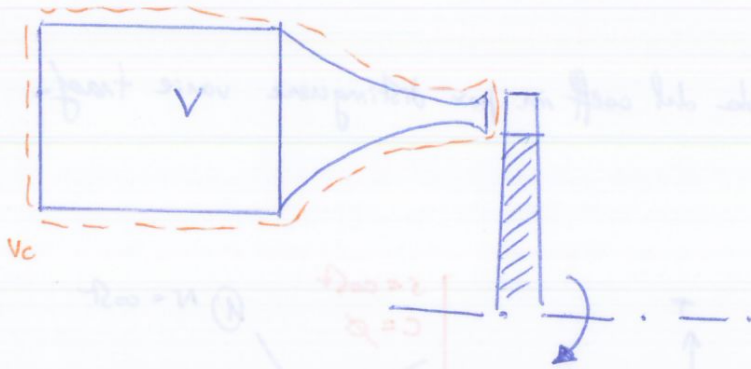
$V = 0.1 \text{ m}^3$

$p_1 = 30 \text{ bar}$

$T_1 = 800 \text{ K}$

$p_a = 1 \text{ bar}$

$p_{12}^k = \text{cost} \quad | \quad 1-2$



Turbina ad Azione → vedo la stessa press e monte e valle delle granate

Devo applicare il I° Principio: Quale approccio e Sist. utilizzare

Lagrangiano → segue l'evoluzione massa nello spazio e nel tempo → sist. chiuso

Euleriano → volume fisso nello spazio e vede l'evoluzione delle grandezze in pl. spaz.

Poi poi consid. la condiz. stazionaria o meno.

al variare del tempo
↓
Sist. Aperto

Il sist. in questione vede movimento, e un sist. Aperto → consid. Euleriano con V_c e approccio NON stazionario che mi dice:

$$\dot{Q} + \dot{L}_i = - \frac{dE}{dt} + \dot{E}_f$$

Pot. termica + meccanica = Variaz. di en. del sist. Totale + variaz. em. legato al flusso

L'altra scrittura mi dice che la variaz. massa nel tempo e Σ masse uscenti e entranti

$$\frac{dm}{dt} = \sum_i \dot{m}_{out,i} - \sum_j \dot{m}_{in,j}$$

E = energia totale del sistema

$$E = U + \frac{c^2}{2} + gz$$

E_f è associata all'entalpia del sistema

$$E_f = h + \frac{c^2}{2} + gz$$

2° termine

$$m_2 U_2 - m_1 U_1 + \int_1^2 dm_{out} \left(h_{out} + \frac{c_{out}^2}{2} \right) = 0$$

Ora c'è la velocità (c)

perché dm_{out} è la massa elementare che esce e ha bisogno del termine cinetico e tutto il termine cinetico si converte in lavoro

$$m_2 U_2 - m_1 U_1 + \int_1^2 c_p T_{out} dm_{out} + \int_1^2 \frac{c_{out}^2}{2} dm_{out} = 0$$

L_t

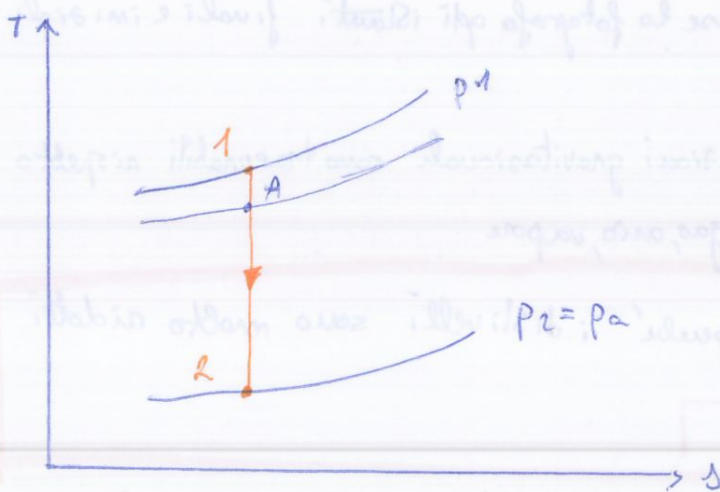
Ogni particella d'aria che esce da 1 → 2 va a impattare nella palette e trasferisce tutta la sua energia → l'integrale con c rapp. il lavoro di turbina ed è L_t l'inequità, non va risolto

$$m_2 c_v T_2 - m_1 c_v T_1 +$$

[annullo la costante
allo 0°K]

La T_{out} fuori ugello è cost. o varia nel tempo?

Rivince detto che l'esp. 1 → 2 è isocinetica



Espando da 1 → 2 con $p_2 = p_a$

Ma non so che il serb. si svuota
va a occupare tutto il volume
e ho l'isocinetica

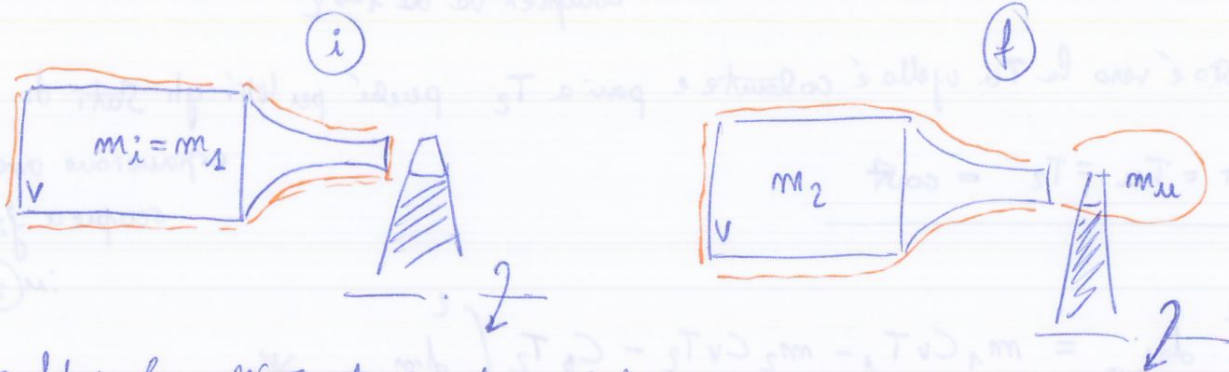
$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 302,73 \text{ K}$$

con $\kappa = 1,4$

Ma psto è pll che succede NEL
Serbatois

Primo a risolvere l'esercizio con l'approccio LAGRANGIANO

Devo scegliere opportunamente la massa e seguire la sua evoluzione nello spazio e nel tempo
 Posso scegliere la massa che rimane nel volume all'istante Immerso perché contiene
 quella che funzionerà.



La fotografia all'istante finale vede la massa che esce ed è circondata da un contorno ideale
 La massa diventa divisa in 2 parti, una nel serbatoio e una uscita

Applico IOP fra 1-2 lagrangiano:

Le è il lavoro delle forze di Sup sulle sup. mobili del sist.

ΔE_w è la varia. em. dovta alle forze centrifughe e comprese per lo sist. non
immerso x es. pinto sulla palettatura \rightarrow cioè se R è fisso alla macchina lo
 conto

Qui scelgo sist. immerso $\rightarrow \Delta E_g \approx \emptyset$

$$\Delta E_g \approx \emptyset$$

Conserv. Adiabaticità $Q \approx \emptyset$

$\Delta E_c \neq \emptyset$ \rightarrow perché la m_u che esce ha $C \neq \emptyset$

~~$$Q + L_e = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_w$$~~

$$\Delta U = U_f - U_i = m_u C_v T_u + m_2 C_v T_2 - m_2 C_v T_1$$

Le \rightarrow c'è una massa che si sta espandendo ed è pt del "pallone" la sup da
 tener conto e si espande contro la panti

$$L_e = - \int_i^f p dV = -p_a (V_f - V_i)$$

Sto trascurando le forze fg che def il pallone
 l'è mescupo solo di pt che esce nell'amb. ext

ES. 2

È come pt del calcolo ΔV per CV. intermedia \rightarrow fai a caso $\chi = 1/4$

ES. 3

DATI

$V = 3000 \text{ cm}^3$

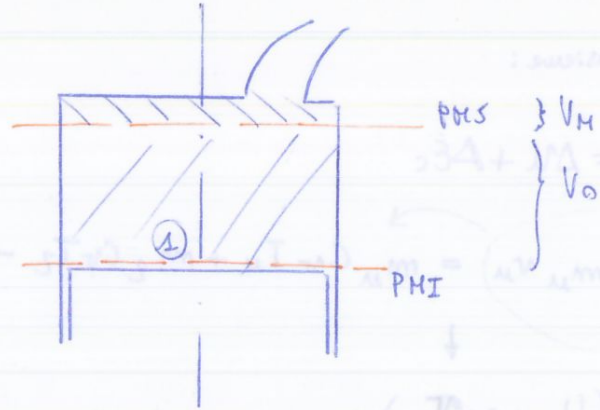
$V_M = 300 \text{ cm}^3$

$p_1 = 90 \text{ kPa}$

$t_1 = 21^\circ \text{C}$

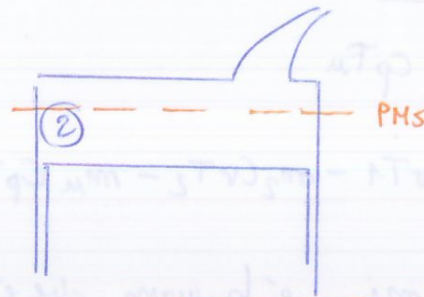
$p_2 = 320 \text{ kPa}$

$m = 1,35$



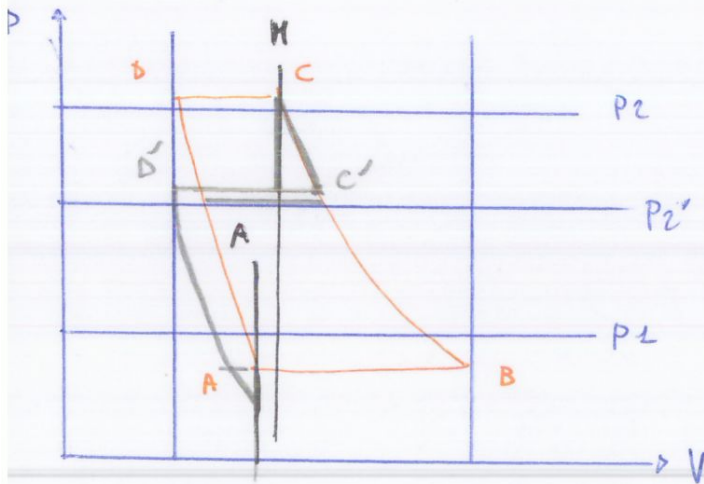
A fine compres non sono al PMS
ma a una posizione intermedia

Il sist. è chiuso perché mi dice che
è una evoluzione politropica cioè la MASSA
è costante \rightarrow se non avessi una politropica ma un'evoluzione termodinamica di
legge politropica avrei perdita di massa \rightarrow sist. Aperto



$m_1 = m_2$

VALVOLE COMANDATE



ora consid. P_2' ext
se ho valvole auto il comp si ademp e ho ciclo
ABC'D'

se invece il comp ha valv. com. la valvola non si apre in

c' ma in c ma ho p_2 di c $>$ p_2 dell'ext quindi ho riflesso verso l'ext e un crollo di p

Valvole automatiche: si apre
autonomamente in base al Δp
e il ciclo si ademp ai vari
gradienti.

Ora penso che lo stesso ciclo
sia composto da valvole
comandate.

Se punto di c punto la posiz.
anydare dell'albero \times la pule
comisp. una posiz. dello slanting
in \odot quindi le valvole si apriranno
sempre in A e C

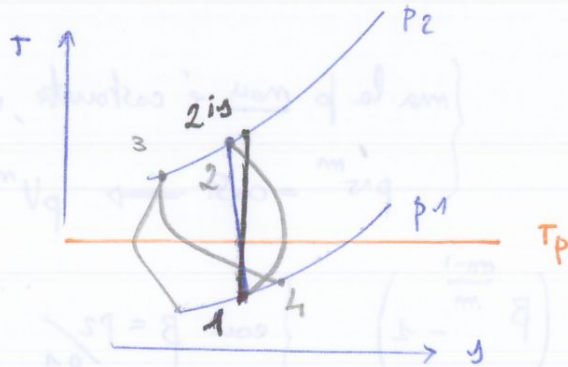
$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 408,69 \text{ K}$$

Sost. e trova che

$$Q = -41,32 \text{ J}$$

$1,35 < 1,4$ delle isocritropice $m < \kappa$

Se immaginiamo un T-s



In Compressione

La T si attesta su un valore T_p ($L_w = 0$)
media durante la compressione

e può succedere che ci sia cessione di Q durante la comp.

Nella 1° parte della comp. la $T_f < T_{parte}$ e $s \uparrow$ ma raggiunta la T_p il flusso di Q si inverte, il Q è sottratto e comp. $s \ominus$

Quindi il pt 2 si trova usual. + in basso di 2 is

L'area sottesa da 1-2 $w \times$ è \ominus perché l'opendezza negativa

$$dQ_e + dL_w = T ds$$

poiché $ds < 0$ deve interpretarlo con Q sottratto

$$Q_e = \int T ds$$

$m < \kappa$ comp. ad un Q sottratto

In espansione

Ors il fluido è + caldo, cede Q alle pareti il $ds < 0$ e nasce

È molto prob. che la linea di esp. vada in s o oltre s

A seconda di dove va finisce il pt. il valore di m sarà $> \kappa$ e il Q sarà > 0 o < 0

$$= -p_2(V_1 - V_2) - p_u m_u v_u$$

Calcolo:

$$\Delta U = U_3 - U_2 = m_3 U_3 + m_u U_u - m_2 U_2 =$$

$$= m_3 C_v T_3 + m_u C_v T_u - m_2 C_v T_2$$

Ricombino:

$$Q + p_2 V_2 - p_2 V_3 = m_3 C_v T_3 + m_u C_v T_u - m_2 C_v T_2 + p_u m_u v_u \rightarrow h_u$$

\downarrow
 $(= V_u)$

Le uniche incognite sono m_u , V_2 , T_3

o uso $pV = nRT$ o uso $U + pV = h$ Salto i passaggi

$$m_u = 2,84 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

Se al posto di mt metto pV/R ho:

$$p_2 = p_3$$

$$Q + p_2 V_2 - p_2 V_3 = \frac{p_3 V_3}{R} C_v + m_u C_p T_u - \frac{p_2 V_2}{R} C_v \rightarrow \text{ris sono tutto l'incogni}$$

T_3

da qui Ricavo m_u e poi T_3

$$h_u$$

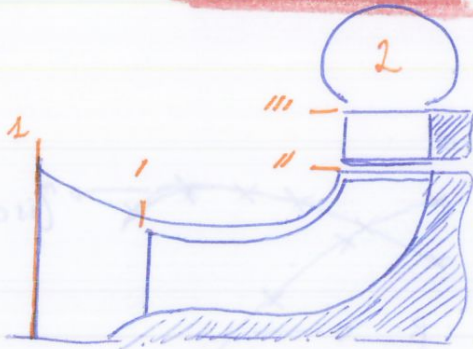
$$\begin{cases} p_1 V_1 = p_2 V_2 \\ V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 1289,5 \text{ cm}^3 \end{cases}$$

$$m_3 = m_2 - m_u = 0,877 \cdot 10^{-3} \text{ kg (massa di Residui)}$$

$$m_3 = \frac{p_3 V_3}{R T_3} \rightarrow \text{Ricavo } T_3 = \frac{p_3 V_3}{m_3 R} = 384,41 \text{ K}$$

$$p_3 = p_2$$

Perché $\Delta E_c \rightarrow$ quando ragiono su una MACCHINA è verosimile trascurare il termine cinetico e ho $\Delta h = c_p \Delta T$
 Ma se entro nelle macchine e lavoro sulla palette x es. lì il termine cinetico non lo trascuro



N.B

se ragiono fra (1-2) il $\Delta E_c \approx 0$
 se però entro \rightarrow la girante trasferisce lavoro al fluido e all'uscita girante no aveva termine cinetico.

Il diffusore recupera il termine cinetico e la chiocciola lo recupera

Manca il problema del η politropico

$\eta_{pol} = \frac{L_{pol}}{L_{isole}} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma}$ } vale solo se ho trascurato il termine cinetico

$$L_i = C_p (T'' - T') + \frac{c''^2 - c'^2}{2}$$

$$\eta_y = \eta_{pol} = \frac{\frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) + \Delta E_c}{\frac{\gamma}{\gamma-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + \Delta E_c}$$

Torno all'es.

Da m_i e L_i calcolo la P_i [1.1]

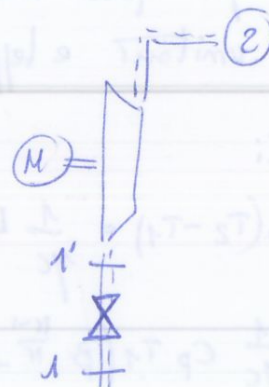
$$L_i = 55,305 \text{ KJ/kg}$$

$$P_i = m_i L_i = 176,98 \text{ KW}$$

$$P_{avv} = \frac{P_i}{\eta_m} = 184,35 \text{ KW}$$

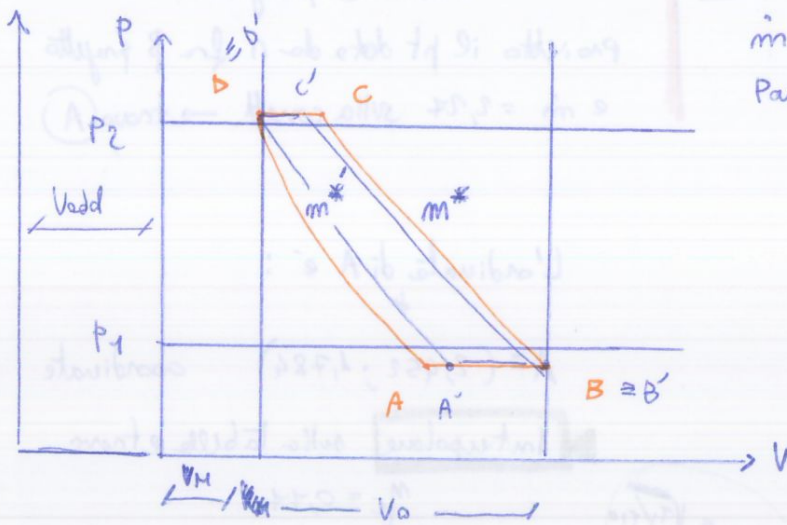
► Regolo il campn. ora x laminaz. all'aspirazione

$$\dot{m}' = 2,27 \text{ kg/s}$$



In un Impianto invece \rightarrow a vapore o turbo gas def η_0 e non mece x che a preoccupare e lotta le potenze assorbite dagli Ausiliari
 Tanto $\uparrow P_i$ tanto $\uparrow P_{accioni}$ quindi si assume η_0 costante

Es. 2 Fai subito il ciclo di Lavoro Convenzionale generico



$\dot{m} = ?$
 $P_{ass} = ?$

$P_1 = 100 \text{ kPa}$

$P_2 = 500 \text{ kPa}$

$V_0 = 1500 \text{ cm}^3$

$V_M = 130 \text{ cm}^3$

$M = 1000 \text{ g/m}^3$

$m^* = 1,35$

$m^{*'} = 1,38$

$\delta_1 = \delta_2 = 0,06$

$T_C = T_D = 510 \text{ K}$

$M = \lambda v \cdot \frac{P_1 \cdot V_0}{RT_1}$



Portata teorica mandabile

sens del λv che tiene conto di molti fattori

$\lambda v = \eta_\varphi (1 - \delta_2) \frac{\lambda \tau (V_B - V_A)}{V_0}$

δ_2 lo da il testo

$V_B = V_M + V_0$

V_A lo calcolo con V_B e m^*

$\eta_\varphi \rightarrow M_{acc} / M_{comp}$ questo

Inoltre $\lambda \tau$ non è noto

$\lambda \tau$ e η_φ

non si assumono di solito, casi come λv , sono

FORNITI

Quindi se

non mi è detto fughe

Complex trascurabili

$\eta_\varphi \neq 1$

considero le fughe in tutte le fasi del ciclo \rightarrow ma io ho trascurabili solo p1 in mandata

N.B.

$$L_c = 256,29 \text{ J/ciclo}$$

$$P_i = 4,27 \text{ kW}$$

$$\text{Assumi } \eta_{m} = 0,94 \div 0,97$$

se non fausto

$$P_{ass} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{4,27}{0,94} = 4,54 \text{ kW}$$

2^a Parte

Voglio regolare il comp. con una Capacità Addizionale il cui volume e' da trovare affidarsi la m si dimensi a parita' delle altre condizioni, P, T

$$m' = 0,5 m$$

$M' \cdot m' = M \cdot m \cdot 0,5$ → cioè sto chiedendo che la M sia la metà delle M minime

sposto l'asse rif a sx di un $V = V_{add}$

Si modifica il cerchio ma non in D poiché la P è uguale quindi cambia il volume ma fisicamente il pt sul grafico è lo stesso

N.B.

$$V_0' = V_0 + V_{add} \quad \text{Ma Grafic. e fisic. } D \equiv D'$$

$$V_B' = V_B + V_{add} \quad \text{con } B \equiv B'$$

$$V_{m+V_0+V_{add}}$$

La massa M' sarà:

$$\frac{P_c'}{R T_c'} (V_c' - V_0') = 0,5 \frac{P_c}{R T_c} (V_c - V_0)$$

$P_e T$ li semplifico $\times V_p$ del testo

$$M' = V_c' = V_B' \left(\frac{P_B}{P_C} \right)^{\frac{1}{m^*}}$$

$$\rightarrow V_B'$$

perché $B \equiv B'$ ma $V_B' \neq V_B$ poiché

in V_B' ho anche il V_{add}

$$V_B' \left(\frac{P_B}{P_C} \right)^{\frac{1}{m^*}} - V_0' = 0,5 \left[V_B \left(\frac{P_B}{P_C} \right)^{\frac{1}{m^*}} - V_0 \right]$$

A riprova gli m^* non solo p/ di prima poiché $\downarrow m$ ma P_i consid. con prima

$P_{mm} = \text{cost} \rightarrow P'_{mm} = P_{mm}$ perché dato, ma anche se non lo dice so che
 $m = \text{cost}$ quindi $P_{mm} = \text{cost}$

• Calcolo P_{mm} nelle condiz. di Progetto

$$P_{mm} = P_{ass} - P_i = \frac{P_i}{\eta_{in}} - P_i = P_i \left(\frac{1 - \eta_{in}}{\eta_{in}} \right) \quad \eta_{in} \text{ è noto}$$

• Calcolo P_i come $i L_c \cdot m_c$ e L_c come Area del ciclo

$$P_i = i L_c m_c$$

$$i L_c = \underbrace{\frac{m^*}{m^* - 1} i P_{AVA} \left(\rho^{m^* - 1} - 1 \right)}_{\text{Area AB su } y} + \underbrace{\frac{i V_A}{\rho} (P_c - P_A \rho^{m^*})}_{\text{Area Rettangolo}} = 486,48 \text{ J/ciclo}$$

Area AB su y

Area Rettangolo

base = V_B

$h = (P_c - P_B) \rightarrow$ se negativo diventa termine sottrattivo

ρ non è densità ma rapp. di compressione

N.B.

sost. litt. i dati:

$$P_i = 24,32 \text{ kW} \rightarrow P_{mm} = 1,286 \text{ kW}$$

$$P_{ass} = P_i + P_{mm}$$

$\underbrace{\quad}_{\text{costante}}$

e $P_i = i L_c m_c \rightarrow$ m è costante ma L_c NO
 L_c è pl di un compressore che lavora

a MANERA a vuoto - Rotazione
Folle

A monte e a valle
 ho la stessa pressione

Ho piccolo compressore ma tra B-C si adagua

- Se faccio più compr con $p_1 = p_2$ mi cambia il ciclo?
 l'amb. che è stato compressore nel comp ho $p > p_{ext}$ che è $p_1 \neq p_2$ quindi
 ho stacco del gas all'est e il ciclo si riduce e triangolo BA perché
 ho collo di presa \rightarrow il lavoro c'è meno e inutilmente

se tolgo motore al misuratore $z \equiv 3$ e ho perturbato il circuito

Per questo devo considerare $\Delta p \propto \beta$ x il misuratore \rightarrow 8 u o m R o s t s
 perché il palette

è cup un motore Assumo anche se non detto
 e assorbe energia

Cerca espressione per λv

$$M = \lambda v p_1 V_0 i = \lambda v \frac{p_1}{RT_1} i V_0$$

$$P_i = i L_{cm} = \dot{m} L_i$$

Se trascuro ΔE_c

$$L_c = (p_2 - p_1) i V_0 m = \lambda v \frac{p_1}{RT_1} i V_0 m \quad C_p (T_2 - T_1)$$

$M \cdot m = \dot{m} \cdot L_i$

$$(\beta - 1) p_1 = \lambda v \frac{p_1}{RT_1} \cdot T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \frac{\kappa}{\kappa - 1} R$$

$$\textcircled{1} \quad \frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{1}{\lambda v} \frac{\kappa - 1}{\kappa} (\beta - 1)$$

\rightarrow ho z inequ ite ; T 2 e \lambda v

\blacktriangleright Ep. continuità delle Portate

N.B. Se complex il si st. e stazionario

la m mandata del comp deve essere = p ll del misuratore $\dot{m}_c = \dot{m}_M$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_M$$

$$\textcircled{2} \quad \lambda v \frac{p_1}{RT_1} V_1 \cdot m_1 \approx \lambda v \frac{p_2}{RT_2} V_2 m_2 \cdot \left(\frac{1}{\lambda v_2} \right)$$

con $\lambda v_2 = 1$ x misuratore N.B.

Quando calcolo M qual'è il termine che + influenza su $\lambda v \rightarrow$ Posibile Fughe
fra l' impranamento fra i lobi che vanno verso il basso e M mand < M asp

N.B.

■ Esercizio 5 della 2^a esercitazione

ROOTS

$iV = 8 \text{ dm}^3$

$n = 1500 \text{ giri/min}$

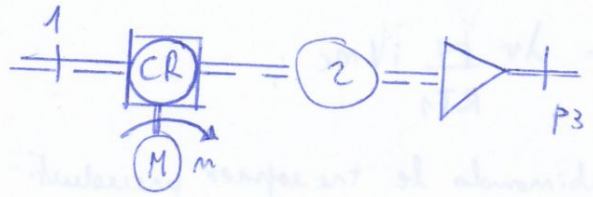
$p_1 = 1 \text{ bar } t_1 = 18^\circ\text{C}$

$p_2 = 1,5 \text{ bar}$

$p_3 = 0,5 \text{ bar}$

$n' = 1200 \text{ giri/min}$

$\lambda_r = \lambda_r' = 0,85$



t_h

p_2'

T_{out}

Pass

1) Devo capire se l'ugello lavora in criticità o meno

Rapporto di criticità $\rightarrow \left[\frac{p_3}{p_2^0} \right]$

Def Grandezza totale \rightarrow

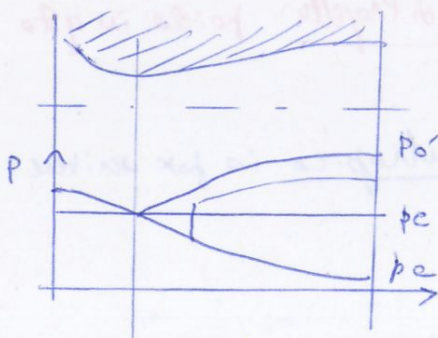
se viene onestato in maniera isoentropica
 la diff. fra totale e reale è il termine cinetico
 ma in 2 la velocità è \approx poiché capacità α e il
 fluido si onesta \rightarrow le grandezze statiche li sono

anche ghe dinamiche

Il cfr $0,528$ funziona solo con il convergente

Allora $\frac{p_3}{p_2^0} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{1}{3}$

se lo conv-div



Anche livelli di $p_{max} >$ ghe critiche p_{max} portano a criticità dell'ugello

Un rapp $> 0,528$ non autorizza a dire che è sub-critico

L'ugello è CRITICO (In progetto)

■ INIZIO con la PARTE di PROGETTO

$P_i = m L_i = i \lambda_c m c$

$i \lambda_c = i v_0 (p_2 - p_1) = i v p_1 (\beta - 1)$

sempre connota \rightarrow non devo fare HP

Ponte di Fuori-Progetto

La velocità si riduce \rightarrow il compres rallenta \Rightarrow si riduce la portata
 Anche perché $m \downarrow$
 ma λ, v, ρ no

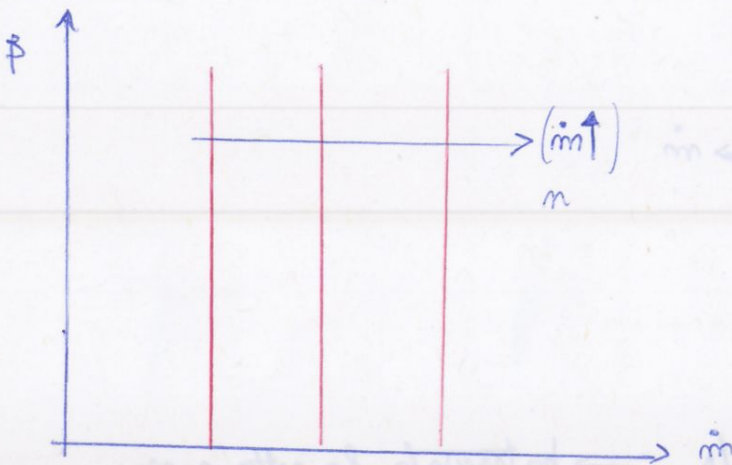
Se riduco la portata cosa succede all'ugello?

$$p_1 = p_{amb\ ext}$$

$p_3 = p_{ex}$ stabilizzate in qualche serbatoio

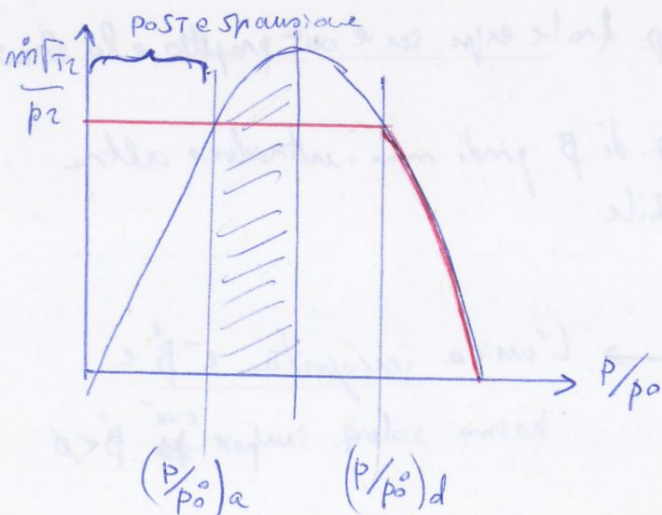
- Ma p_2 non la genera il compres che trasferisce solo, quindi la p_2 è def dall'ugello che vece una resistenza all'attraversamento, è una struttura che genera controcompres che def la primord. comp.
- Allora se $m \downarrow$ la $p_2 \downarrow$ ma allora $\left(\frac{p_3}{p_2}\right)$ sale e qsto influenza nella velocità dell'ugello
- Faccio l'hp + semplice \rightarrow considero ugello rimane critico e lo dimostro, se poi non è vero rifaccio i conti

Caratteristiche del Roots



- il β non è sotto controllo perché trasferisco solo ma controllo m e so che se $m = \text{cost}$ allora $m = \text{cost}$
- Otengo serie rette verticali questa è la caratt. del compres

Caratt. dell'ugello de laval (se fosse stato conv. sempl. la retta partiva dal vertice parabola)



La m ugello dip dalle condiz monte dell'ugello. Se voglio la rapp. totale

$$\text{uso } \frac{m \sqrt{T_2}}{p_2} \text{ in qsto caso}$$

Se l'ugello è critico e rimane critico lavoro sul tratto an isout. e la caratt. dell'ugello è

$$\left[\frac{m \sqrt{T_2}}{p_2} = \text{cost} \right]$$

$\beta' = \begin{cases} 1,135 \\ -0,722 \end{cases} \rightarrow \text{è accettabile perché } < 1,5 \rightarrow \text{cioè } < \beta_c \text{ in progetto}$
 se fosse stato 1,6 sarebbe stato sbagliato
 \rightarrow è il β di Courpes del compressione non
 gli di espansione dell'ipello

$$P_2' = p_1 \cdot \beta' = 1,135 \text{ bar}$$

$$T_2' = 309,20 \text{ K}$$

$$P_1' = \dot{m}' c_p (T_2' - T_1) = 2,161 \text{ kW}$$

$$P_{\text{ass}}' = \frac{P_1'}{\eta_m} = 2,275 \text{ kW}$$

Prima di calcolare T_u devo verificare l'hp di Lurcila

$$\frac{P_3}{P_C} = 9,441 \rightarrow \text{Sono ancora in campo Critico}$$

DEVO VERIFICARLO

Per l'ipello l'eq. risolutive sono 3

Non è più adottato e sono nel mezzo delle parabole dove ho conti

Non vale + una delle eq. risolutive

altrimenti l'es. è SBAGLIATO

N.B.

$$\dot{m}' = \frac{P_{\text{OUT}}}{R_{T_{\text{OUT}}}} \cdot A_{\text{OUT}} C_{\text{OUT}}$$

$$C_{\text{OUT}} = \sqrt{2 c_p (T_2 - T_{\text{OUT}})}$$

to go la sez. di efflusso facendo rapporti fra sez. in progetto e fuori p.

$$T_{u1}' = 246,47 \text{ K}$$

$$C_{u1} = 340,8 \text{ m/s}$$

$$C_{u1s} = \sqrt{\kappa R T_u} \cong 315 \text{ m/s}$$

↑
vel. critica

sono IN FUORI PROGETTO:

\rightarrow la vel. del suono è supersonica

È corretto? \rightarrow un detaral dovrebbe espandere fino a cond. supersoniche ma se che se non sono adottato la p deve adattarsi a pt di valle e non può essere supersonica neppure se ho un retto passo ist. da corrente super e subsonica

siccome ho supersonica o ho un retto ist. obliqua o distacco di vena e

la corrente è rimasta supersonica

Quindi

$$c_1 \cong \varphi \sqrt{2gHu} = 112,37 \text{ m/s}$$

\uparrow
 $\varphi = 0,97$

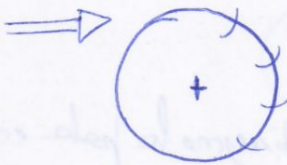
Non ho ancora D, i, d

Se lo progetto la condiz. che assicuro sono η di max η ~~st.~~ ad Azioue

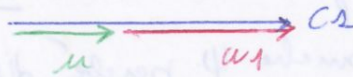
Quindi se la m. è ad azioue le condiz. di max η sono date per:

$$\boxed{\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}} \rightarrow \text{devo calcolare deriv. e massimizzare}$$

▲ TRIANGOLI DELLA PELTON



La c_1 impatta in direz. $tg \rightarrow \alpha_1 = 0$



In condiz. di MAX η
quindi $u = 0,5 c_1$
cioè la metà

$$u_{\eta \max} = 0,5 c_1 = 56,185 \text{ m/s}$$

Ora calcolo D

$$D = \frac{u}{\pi n} = 2,385 \text{ m} \rightarrow \text{La moto di una Pelton non può essere piccola e una verifica}$$

Il numero di getti: i deve essere no intero \rightarrow avere 2 getti ben

Ipotesi vari. \odot poi calcolo d e vedo cosa è meglio:

$$i=1 \rightarrow d = 0,353 \text{ m} \quad d/D = 0,15$$

$$i=2 \rightarrow d = 0,250 \text{ m} \quad d/D = 0,105$$

$$i=4 \rightarrow d = 0,177 \text{ m} \quad d/D = 0,074$$

È buona norma che $8 \leq D/d \leq 50$ perché se il getto è troppo grande o troppo piccolo non sono + in teoria unidim.

$$D/d \rightarrow \text{preferisco } i=2 \text{ o } i=4$$

ripartiti: bilanciare la ruota e il carico mi ausculti, grandi meglio scegliere no pari

$\eta_1 = 0,906 \rightarrow$ ulteriore verifica \rightarrow non può venire 0,8 perché ho assunto macchina quasi perfetta e 0,9 è buon η x peli
 $P_u = \eta_a \eta_v \dot{m} L_i = 89053 \text{ CV} \rightarrow$ la diff con P_u precedente a cause delle assunzioni fatte

se fosse venuto 0,8 o circa sotto lo 0,8 le assunzioni o la richiesta era impossibile

Es. 2

$H_u = 1441 \text{ m}$ $\frac{H_u}{C}$

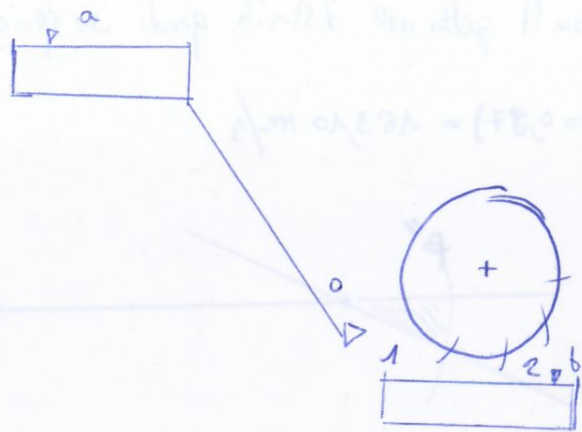
$Q = 2,79 \text{ m}^3/\text{s}$

$\varphi = 0,97$

$\psi = 0,94$

$\beta'' = 9^\circ$

$D = 2950 \text{ mm}$



La coppia è data dal getto
 Il lavoro all'azionamento non è \dot{m} della macchina e Reymur
 c'è l'inerzia

All'azionamento u è molto basso $\rightarrow u = \phi$
 La C_2 diventa la w_2 , non è trascurabile come in es. 1, C_2 è sfruttabile con C_1

$P_i = \dot{m} L_i = C w$

$C = \frac{\dot{m} L_i}{w}$

$L_i = (C_{u1} - C_{u2}) u \rightarrow$ questa espressione non cambia x che è sempre lavoro fluidodin.
 Devo capire quanto valgono C_{u1} e C_{u2}

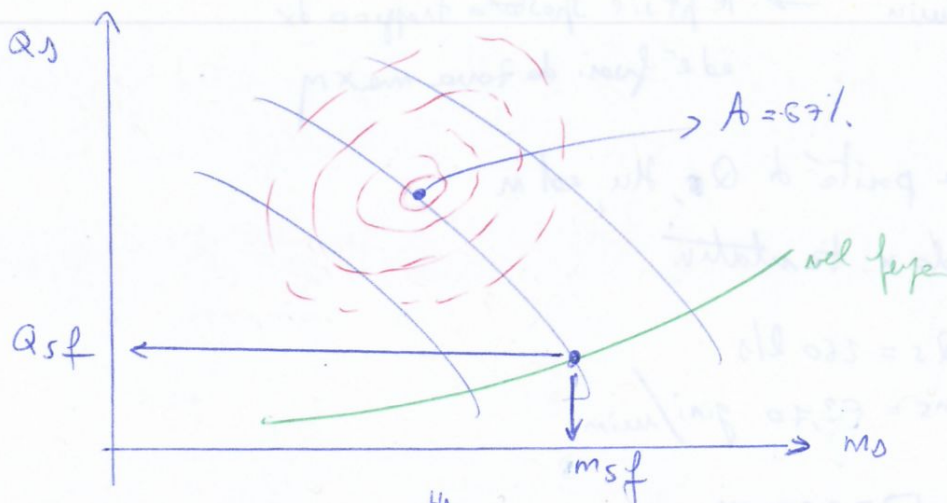
$\rho Q w \frac{D}{2} (C_{u1} - C_{u2}) = C w$

Cercare un'espress. in cui C_2 NON compare esplicitamente

$C_1 = \varphi \sqrt{2g(H_d - Y_c)}$

Ci sono le Y_c in condotta \rightarrow dip dalle vel. fluido e rugosità tubi così
 non dip dal getto che sia in azionamento o no

ES. 3



$H_u = 240 \text{ m}$

$Q = 3800 \text{ l/s}$

$f = 50 \text{ Hz}$

η_{max}

$\frac{H_u}{D}$

m

m_{fuga}

① $m_s = \frac{mD}{\sqrt{H_u}}$ ② $Q_s = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H_u}}$



③ $D = \sqrt{\frac{Q}{Q_s}} \frac{1}{H_u^{1/4}} \rightarrow m_s = m \sqrt{\frac{Q}{Q_s}} \frac{1}{H_u^{3/4}}$ ④

Devo lavorare in cond. di $\eta_{\text{max}} \rightarrow$ zone molto piccole \rightarrow (att; i pt all'interno sono + vicini allo stator)

Leggo dal grafico e prendo x es: $m_s = 61,9 \text{ giri/min}$
 $Q_s = 247,5 \text{ l/s}$

Da ④ mi poi calcolare m

$m = 983 \text{ giri/min}$

Ha dalla freq. di Rete $\left[m = \frac{60f}{p} \right] \rightarrow$ m coppie polari

Prendo $p = 3$ perché è più vicino a m calcolato

così rimane dentro l'area, quindi prendo 3 coppie polari e impongo

$m = 1000 \text{ giri/min}$. Q_s e m_s cambiano ma di poco

← livello. Allora scelgo una coppia Q_s e m_s e vedo se è verificata

es. 1

Macchina ASSIALE

Pompa-Turbina Kaplan \rightarrow Successione di 2 palette

Pompa \rightarrow $P_{ass} = 654 \text{ kW}$ ($\eta_0 = 0,95$)

$Q = 10,5 \text{ m}^3/\text{s}$

$\eta_y = 0,90$

$D_e = 2,12 \text{ m}$

$D_i = 0,94 \text{ m}$

$\omega = 18,33 \text{ rad/s}$

Con turbine ho info \rightarrow ruoto pale senza variazioni le geom.

Tutte le info della pompa servono \times def le geom. pale

Schema macchina:



Con pompa incontra R e poi Diffusore

Traccia: $\Delta vel.$

c' è assiale perché NON ho prevalente Area delle corone che offre al passaggio del fluido

$$Q = \pi \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4} \cdot C_a$$

Ma $C_a = C' = 3,47 \text{ m/s}$

$(C_u' = 0)$

$u = \omega r = \omega \frac{D}{2} \rightarrow$ conviene lavorare con Diam. medio

$$u = \frac{\omega}{2} \left(\frac{D_e + D_i}{2} \right) = 14,34 \text{ m/s}$$

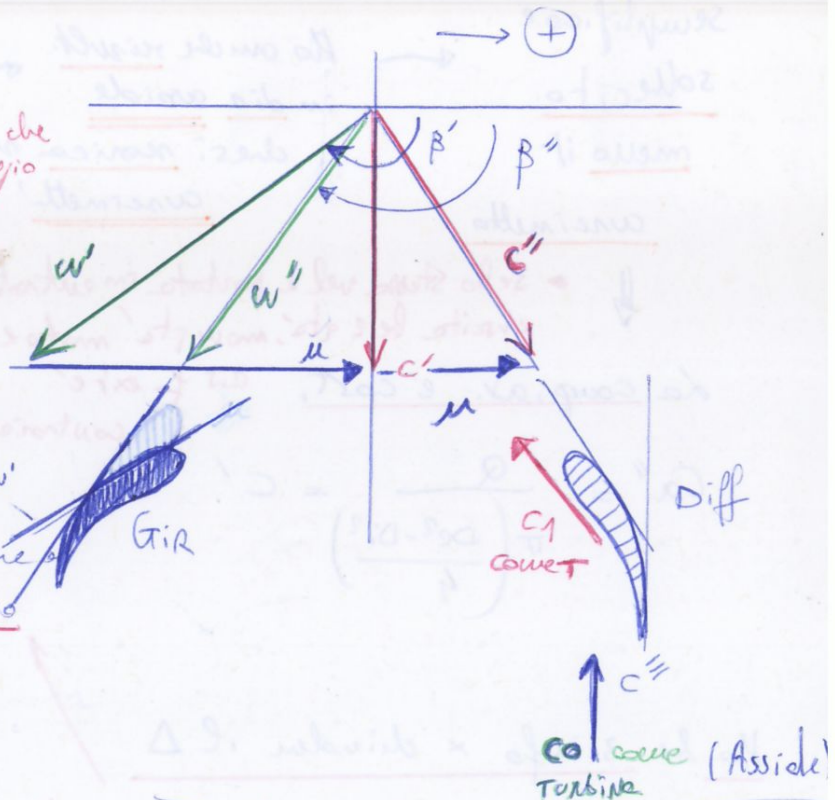
$w'_a = c'$

$w_u = u$

$$w' = \sqrt{w'_a{}^2 + w_u{}^2} = 14,74 \text{ m/s}$$

$$\beta' = \pi - \arcsin \left(\frac{w'_a}{w'} \right) = 165,6^\circ$$

\times le calcolatrice che dà $< 90^\circ$



Colonna Turbine (Assiale)

Calcolo gli angoli restanti

$$C'' = \sqrt{C_a''^2 + C_u''^2} =$$

$$W''_u = C_u'' - u = -10,13 \text{ m/s} \rightarrow \text{occhio ci semi! vedi } \Delta$$

$$W'' = \sqrt{W''_u^2 + W''_a^2} = 10,89 \text{ m/s}$$

$$\beta'' = \pi - \arcsin\left(\frac{W''_a}{W''}\right) = 161,36^\circ$$

* Ma se in progetto per dire che la dir. bordo d'attacco e' + o- pla del fluido all'impresso \rightarrow la W' NON incide sul bordo attacco

\rightarrow occhio ci semi! vedi Δ



• Traccia la palette girante

Occhio a quanto la fai lunga! \rightarrow poiche' deflex piccola NON ha senso di allungarla

• Palett. diffusore (Fissa)

\rightarrow da vel. in uscita e' perdita. se esco con C'' e' perdita qSta

\rightarrow A partita di comp. assiale ho il vettore + conto x C'' quando qSta e' assiale \rightarrow in cond. progetto C'' assiale

Quindi e' buona norma che C'' sia assiale

Palett. fissa

\rightarrow vs C

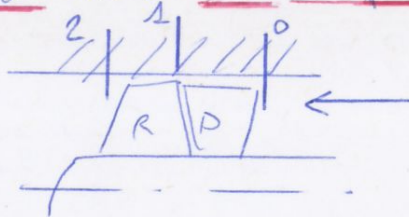
\rightarrow $\left\{ \begin{array}{l} C'' \text{ e' } ax \\ C'' \text{ sale } + 0 = \text{tg al bordo attacco} \end{array} \right.$



Cu rapporto cioè se sto lavorando bene

E' sempre vero che la palett. def. in modo univoco con lo spigolo di uscita la dir. del fluido. E' la palett. che impone la dir.
 \rightarrow E' SEMPRE VERO Ma la dir. della vel. Relativa (se motore) è assoluta NON e' detta che def. il bordo di attacco \rightarrow Perché in ingresso

Inverte ora il verso di flusso \rightarrow F. cui TURBINA

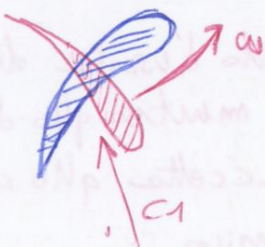


* passo avere l'incidenza se NON sono in progetto

Ma voglio mantenere il verso Rotaz.

Perche' magari e' motore elettrico e non per motore cui mi pare

Come T, C_1 spinge la G in senso contrario se l'angolo G e' così come e' orientato. Allora diminuisce TOT \rightarrow altrimenti si inverte il verso



ora G gira nel verso giusto di Rot. della Gir il vincolo qui e' la macch. elettrica che NON può mutare in verso opposto

Invece ora i nuovi Δ velocità \rightarrow

$$P_i = \dot{m} L_i = \rho \alpha u (C_{u1} - C_{u2}) = 2825 \text{ kW} \rightarrow \text{Pass} \quad \underline{\text{Manca } C_{u2}}$$

$$w_2 = \frac{w_{2c}}{\sin \beta_2}$$

$$C_{u2} = u + w_2 \cos \beta_2 = -22,89 \text{ m/s}$$

$$L_i = 269,09 \text{ J/kg} \rightarrow \text{Riccavo } (P_i)$$

► De' incongruenze con stene protota e stene w
 in qle condiz. La mace. non puo' ruotare

Pompa

$$L_i = 59,17 \text{ MJ/s}$$

La prevalenza che Trasferizo dip da η_y , non e' fatto

$$H_{up} = \frac{1}{g} L_i \eta_{yp} = 5,43 \text{ m}$$

Sollevo l' H₂O di

Non Sollevo H₂O di qlla

$$H_d = 5,43 - 0,25 = 5,18 \text{ m} \rightarrow \text{E' qlla che ho qndo H₂O e' sostenute}$$

Alla T ho la stena perdite
 cioè perdite x ripartirle alla base di ammissione

$$H_{MT} = H_d - 0,25 = 4,93 \text{ m}$$

$$L_T = \eta_{yT} g h_{MT} = 41,10 \text{ J/kg}$$

(0,85)

$$P_{iT} = \dot{m} L_{iT} = 431,54 \text{ kW}$$

► Entrare nel Δβ, devo ridere ΔW_u e ΔC_u a perite di Δβ

Cambio delle angoli distrib (e non già x che le perdite indist)

sonor ⊙

→ le u voglio mantenere cost. ma prima avevo L_i troppo alto cioè avevo ΔC_u

$$L_i = u(C_{u1} - C_{u2}) = u \Delta C_u$$

$$\begin{cases} C_{u2} = w_{2u} \tan \beta_2 = (w_{2u} - \Delta C_u) \tan (\beta_1 + \Delta \beta) \\ C_{u1} = w_{1u} \tan \beta_1 \end{cases}$$

• se alta C₁ quindi alto W₁, e perite di Δβ riduce

ΔC_u e ΔW_u. β₁ e vincolato e β₂ e ΔW_u e vincolato

e ΔC_u → ottengo però incidenza sulla

Io prendo la Pompa e fornisco all'acqua una prevalenza cioè un' altezza se serb. non a press → Ma ho

$$L_{ip} < L_{iT}$$

Non ho rispettato le condizioni su η_y e sulle PREVAlENZE

- Ho imposto stene in ed e' verosimile
- Ma ho anche imposto che abbia le stene w → non e' verosimile qsto

ottenuto un L_{iT} > L_{ip} e qsto non e' verosimile

Le perdite giocano 2 volte, quando sollevo e quando ricade l' H₂O
 η_{yT} lo scelgo < η_{yp} perché ho ruotato palette e mi aspetto η < → Tenere

Troppo alto

Immagino di spostare i Δ e dx
 Rispettando le deflex girante e le condiz. su

$$L_i = \gamma y g h u = 953,6 \text{ J}$$

$C_{2u} = 0 \rightarrow$ fluido esce da T in direzione assiale ← (DA TESTO)

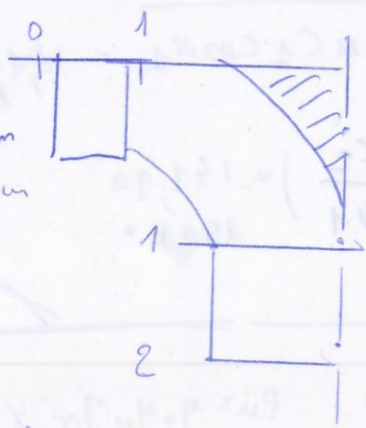
$$C_{1u} = \frac{L_i}{u_1} = 31,78 \text{ m/s}$$

C_{2u} da (1.0) $\rightarrow 38,7 \text{ m/s}$

$p_2 = 3,36 \text{ bar}$

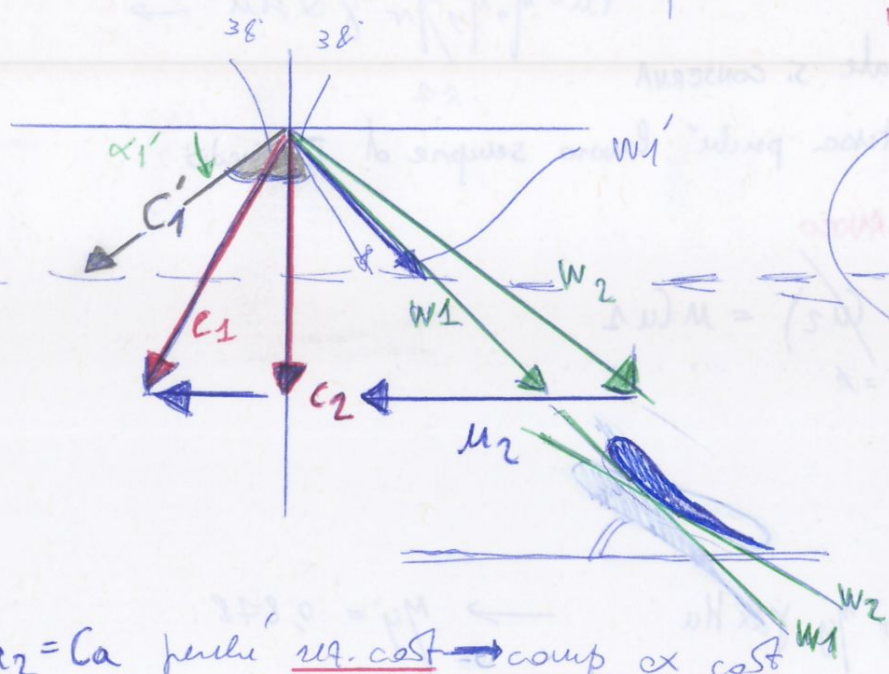
Es. 5 Kaplan

- $Q = 202 \text{ m}^3/\text{s}$
- $h_u = 10,75 \text{ m}$
- $n = 100 \text{ giri/min}$
- $P_u = 17.750 \text{ kW}$
- $\eta_0 = 0,95$
- $D_e = 5300 \text{ mm}$
- $D_i = 2200 \text{ mm}$
- $\eta_{\text{R}} \approx 1$
- C_2 assiale



h_u
 $\gamma y = P_u$
A gir (C_2 AX)

Tracce: Δ
mol dire trovare
moduli e angoli
dei vettori



w_1' NON
coincide con
 w_2

$C_2 = C_{a1} = C_{a2} = C_a$ perché ug. cost \rightarrow comp ex cost

$$C_2 = \frac{Q}{\frac{3}{4} \pi (D_e^2 - D_i^2)} = 11,29 \text{ m/s} \quad \left(\frac{\text{portata}}{\text{sezione}} \right)$$

Per le Kaplan mettere coeff. di INGOMBRO x che 'palett.
resanti $\approx 0,98$

* $C_{a1} = C_{a2} = \frac{Q'}{\sqrt{\pi(D_e^2 - D_i^2)}} = 5,15 \text{ m/s}$

↑
La mossa
Comp. Assiale

Moto C_1 di 38°
verso dx o sx
↓

Da due parte moto
 α_1 è verso sx d
dx ? x riduce Q!

se riduce Q riduce
Comp ax

dividere il distrib.
riduce la Q

$\alpha_1' = \alpha_1 - 38^\circ = 29,5^\circ$ RUOTO A SX

$C_{a1}' = \frac{C_{a1}}{\sin \alpha_1'} = 12,56 \text{ m/s}$

• Se non cambio orientaz.
distrib e ho α_1 variato, modificherei Δ
con comp. ax ridotto

• Inoltre NON è verosimile che
la Q ↓ senza ruotare distrib

→ Perché in qsto modo

• se u è la sterna → traccia w_1'

CHIUDO e se
ruotassi dx
avrei $C_u < \phi$

$w_1' = \sqrt{u^2 + C_{a1}'^2 - 2u C_{a1}' \cos \alpha_1'} = 10,88 \text{ m/s}$

$\beta_1' = \pi - \arcsin\left(\frac{C_{a1}'}{w_1'}\right) = 144,77^\circ$

Δ in uscita $\begin{cases} C_a = \cos t \\ u = \cos t \end{cases}$

Il mio obiettivo è
calc. $P_u \rightarrow P_i \rightarrow L_i$
cioè $u(C_{u1} - C_{u2})$
e quindi C_{u2}'
(con $C_{u1}' = C_{a1}' \cos \alpha_1'$)

se accetto quella incidenza → voglio motore di quel che basta ×

eliminare l'incidenza e cambia

$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 7,21^\circ = \cos t = \beta_2' - \beta_1'$ La dir w_2 ma la deflex è cost

$\beta_2' = \beta_1' + \Delta\beta = 151,98^\circ$

$w_2' = \frac{C_{a1}'}{\sin \beta_2'} = 13,09 \text{ m/s}$

$C_{u2}' = u + w_2' \cos \beta_2' = 8,08 \text{ m/s}$

• w_1' entra con dir \neq da prima
Ho incidenza intesa con
angolo attacco - angolo ingresso.
• La w_2' , reborcio l'incidenza, cioè
se NON ruoto il rotore va su w_2
perché qlo è il bordo d'uscita

* 2ª PARTE ES.

Cambia Portata ma NON rel. Potenzione cioè u e m sono le stesse

NON calcolo C_2 e α_2 Perché
non interverano

Se ruoto gir d'blo
Cambia dir w_2 ma
resta costante la deflessione

4.2 Pompa A Impresaffi

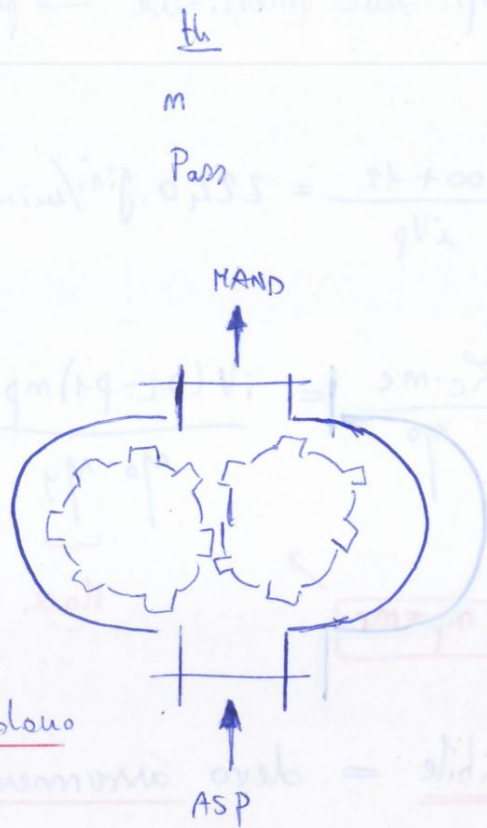
$$Q = 100 \text{ l/min}$$

$$p_1 = 1 \text{ bar}$$

$$p_2 = 50 \text{ bar}$$

$$Q_f (p = 50 \text{ bar}) = 12 \text{ l/min}$$

$$iV = 50 \text{ cm}^3$$



- Le trasferim. avviene sui denti attivi

Cioè le camere attive sono quelle che intrappolano fluido fra statore e denti:

La fughe avvengono da P+alta e P+bassa e dove ho miglioramento denti cioè al centro, perché in teoria ha 1 solo pt. contatto

- Ho Q_f che va dirett. da MAND e ASP → Quo che la mecc. ^{elabora} ~~trasf.~~ Reduzente e $(Q + Q_f)$ dove Q è q_{da} de poi realmente invio
- Ho Q_f che costantemente Ricircola nelle mecc. → al suo interno

- Quindi da 1 Aspiro esollem. Q .

Cioè elabora $(Q + Q_f)$ me NON ho bisogno di Aspirare Q_f

Q_f continue a essere intrappolato nelle macchina

La 1^a volta Aspiro $Q + Q_f$ e mandando Q , già al 2^o giro Aspiro e mandando

da m dip. dalle Q che sto mandando

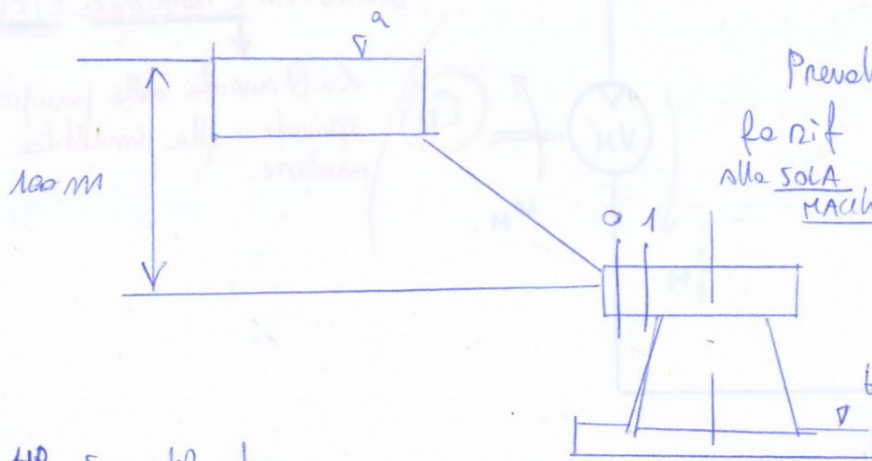
$$Q_p = m iV_p \quad \text{ma} \quad [Q_p = Q + Q_f]$$

$$Q + Q_f = m_p iV_p$$

ESERCITAZIONE 5 19/11/13

Riprendo es. Francis 9a esercit.

All'uscita girante ho diffusore
che recupera il termine cinetico
Ho diff. e serbatoio di valle



Prevalenza $\rightarrow H_u = 110,51 \text{ m}$
 forif alla SOLA Machine $\rightarrow H_u \equiv H_0 - H_3 \approx H_a - H_3$
 $= \frac{P_a - P_3}{\rho} + (z_a - z_3) + \frac{c_a^2 - c_3^2}{2g}$

Poiché $\gamma_c = \rho$
 $H_0 \approx H_a$

► HP Semplificativa:

Supp. che 3 sbocchi all'atmosfera \rightarrow condit. cont relative

allora $P_a - P_3 = \emptyset$; $c_a \approx \emptyset$

$H_u = H_g - \frac{c_3^2}{2g}$ con $H_g = (z_a - z_b)$

$H_g = H_u + \frac{c_3^2}{2g} \approx 110,51 \text{ m}$ \rightarrow È vero che z è sotto e di 100m, ma ho un serbatoio cin. in diff. cioè fra 1 e 3 del pelo libero

► H_g è sempre distib. fra serbatoio Monte e Valle $\rightarrow H_g$ non è 100m!!!
 L'imp è che $H_g > H_u$ (i dati sono stretti)

ESERCIT. 4 (da completare)

ES 3

- $V_p = 100 \text{ cm}^3$
- $V_M = 1000 \text{ cm}^3$
- $\eta_v = 0,94$
- $\eta_y = 0,96$
- $\gamma_o = 0,96$
- $m_p = 1500 \text{ giri/min}$
- $P_t = 500 \text{ kPa}$
- $C_R = 3500 \text{ Nm}$

- 1) m_M
- 2) P_{ass_p}

Pot. erogata dal motore e' pte vista del carico \rightarrow C.W

$$P_{MM} = C_R W = C_R 2\pi n_M \rightarrow \text{Coincide con la coppia erogata dal pt di vista del carico}$$

$$P_{MM} = \eta_{om} \rho_c m_c = \eta_{om} \eta_{ym} V_M (p_2 - p_1) n_M$$

\uparrow
Vista dal Motore

Le equazio:

$$(p_2 - p_1) = \frac{2\pi n_M \cdot C_R}{\eta_{om} \eta_{ym} n_M V_M} \rightarrow \text{Sost. in Pass e trav.}$$

$$P_{pass} = \frac{m_p V_p}{\eta_{yp} \eta_{op}} \cdot \frac{2\pi n_M C_R}{\eta_{om} \eta_{ym} n_M V_M} = \frac{2\pi n_M C_R}{\eta_{op} \eta_{om} \eta_{yp} \eta_{ym}} \cdot \frac{1}{\eta_{rp} \eta_{rm}}$$

\leftarrow della [1.9]

- Quello che deve fornire dal lato sx della trasmissione e pari a tutto cio' che deve arrivare a dx diviso tutto cio' che comporta perdite cioe' perdite mecc $\times \eta_{mecc}$, perdite P e M, perdite fluidodinamiche e perdite volumetriche η_v
- E' come se avessi scritto il η_t della trasmissione (se V chiusa)

2) La p_{max} in Amm. motori è sempre legata al CARICO dalla relazione seguente:

$$\eta_H \eta_g \cdot \frac{V_M \Delta p_{MM}}{2\pi n_M} = \frac{C_R}{C_M} \quad \text{dip. lineare}$$

Δp è quindi legato a C_R

Poiché M_2 scivola in avanti dire che Δp è legato a C_R e cui dire che la p_{max} è legato a C_R in modo lineare

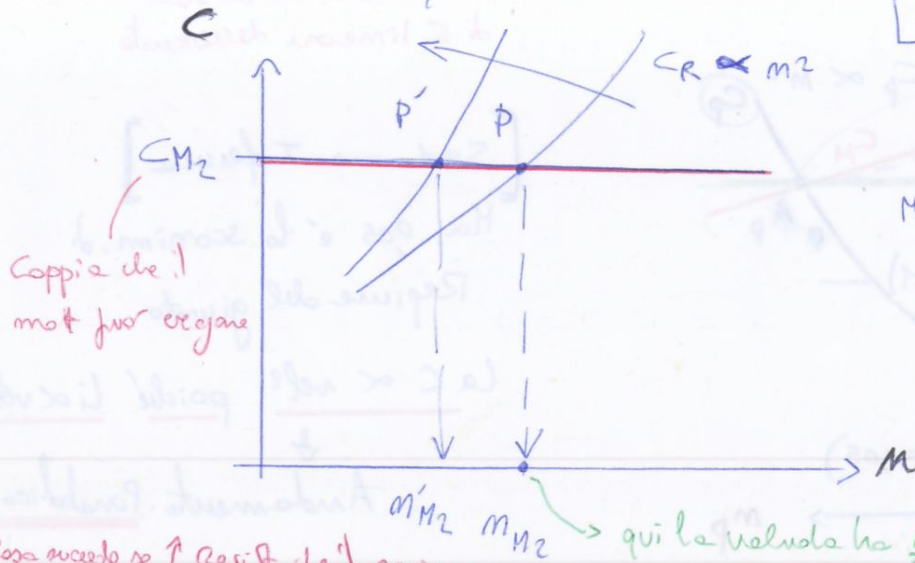
Se la C_R su M_2 sale, prima o poi la p_{max} può interferire con V che regola e impone a

Da quando inizia a regolare la p_{max} e p_{conico} sono COSTANTI

molte di se il suo vol. di taratura

$$C_{RM2} = C_{M2} = \frac{V_{M2} (P_{max} V_2 - P_1)}{2\pi} \eta_g \eta_H$$

Da quando inizia a regolare ha C_R costante regolato del Motore 2



La coppia che il mot. può erogare è cost. da quando V_{M2} inizia a regolare

Ma il conico può ancora?

Ma $C_R \propto M_2$

Il pt funz. è dato da n delle 2 corrette.

Cosa succede se \uparrow Resist. del conico appare?

Se $C_R \uparrow$ il P funz. si sposta \rightarrow il motore sta rallentando e a rallentare è la Q_p

Ma è sempre V interruzione!

cioè che \uparrow pressione motore

Ma non meno che \uparrow Resist. \uparrow apertura V

In questa condit qual è vel. massima $C_{di} M_1$

Prima di arrivare a cond. finale limite

la p scende e $P_{max} V_2$

e puoi la Q che va a serbatoio

Fino a quando smaltisco tutta la Q_p

e il motore si Arresta

$$C_{e} C_{max} M_1 \rightarrow = \frac{V_{M1} (P_{max} V_1 - P_{max} V_2)}{2\pi} \eta_g \eta_H = 42,57 \text{ Nm}$$

$$C_{M2} (M_2 = \phi) \rightarrow C_{M2} = \frac{V_{M2} (P_{max} V_2 - P_1)}{2\pi} \eta_g \eta_H = 552,05 \text{ Nm}$$

Ho una p_{max} allo scarico e una a monte che può \uparrow fino a quando V_1 si apre
 (1) a quel mom. la C_{R1} è cost e il motore rallenta

Punto A → vel. Avviamento sfruttato relat. parabolica (di C_p) facile.

$$150 \text{ Nm} \rightarrow \frac{C_A}{C_S=1} = \frac{M_A^2}{M_S^2} \rightarrow M_A = M_{S=1} \sqrt{\frac{C_A}{C_S=1}} = 1224,75 \text{ giri/min} \rightarrow \text{Vel. Avvian.}$$

100 Nm 1000 rpm

Punto P

$$\frac{C_p}{C_S=0,05} = \frac{M_p^2}{M_{S=0,05}^2} \rightarrow M_p = 3872,98 \text{ giri/min} \rightarrow \text{Vel. a Regime}$$

All'avviamento il motore fornisce una CMA → tutto ciò che è eccesso di Coppia si traduce in

$$C_{MA} - C_p = J \frac{d\omega_p}{dt} \rightarrow \text{accelerazione}$$

Accelerazione Angolare

C_p è motore

C_{MA} → eq. retta per p di coord. moto e taglia asse ascisse in ϕ

$$C_{MA} = 246,25 \text{ Nm}$$

Retta x 2 ft → $\frac{y-y_1}{y_2-y_1} = \frac{x-x_1}{x_2-x_1}$

reverso → $\left[\frac{d\omega_p}{dt} = 9,63 \text{ rad/s}^2 \right]$

Con motore meccanico e non elettrico la CM è + tipo (vedi Ferris)

• So che quando $M_p = 1000 \text{ rpm}$ e $S=1$ (T. fermo) la Passaparte C_p mentre alla stessa vel. ma $S' \neq 1$ ho C_p'

• E $S=0,05$ è lo scorruccio a regime

* • Azienda il motore che mette in rotazione l'albero delle Pompe. La pompa ed una certa n assorbe una certa coppia che viene convertita in circolazione di lip. e trasmessa da T

• Quindi Accelerare la pompa poiché $m_p \uparrow$ data che $V \downarrow$

Io ho la cond. del gruppo in cond. di stallo nel riquadrino
 m deve \uparrow rispetto a 2571 giri/min \rightarrow quando P va in stallo C_p ha quell'andamento
 e T quello opposto \times forte

$\rightarrow C_p$ deve rimanere cost. perché è la $C_M \rightarrow$ Perché sono a Regime

Entrò con q_{cost} nel rig, trovò pt e ricavò m e $T_{st} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{st} = 2,6 \\ m_{st} = 2750 \text{ giri/min} \end{array} \right.$

$$C_T = C_M = C_{Pst} T = 2653,07 \text{ Nm}$$

ESERCITAZIONE 6

ES. 1

Schema Imp. a Recupero Parziale

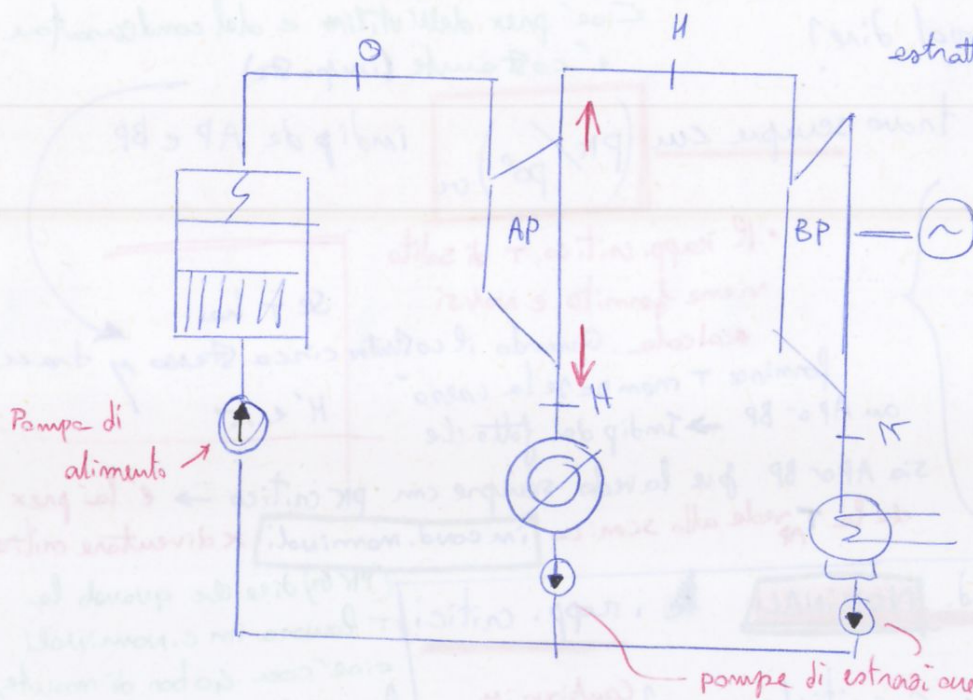
C. Nominali \rightarrow IN PROGETTO ho i seg. valori

$$GV \left\{ \begin{array}{l} P_0 = 40 \text{ bar} \\ t_0 = 400^\circ\text{C} \\ \dot{m}_r = 120 \text{ t/h (Vapore)} \end{array} \right.$$

estratto $\left\{ \begin{array}{l} \eta_{\theta_i} = 0,8 \quad P_{r_{\alpha}} = 1 \text{ bar} \\ \dot{m}_u = 70 \text{ t/h @ } t = 170^\circ\text{C} \end{array} \right.$

BP $\left\{ \begin{array}{l} \eta_{\theta_i} = 0,8 \quad P_{r_{\alpha}} = 0,1 \text{ bar} \\ P_{r_{\alpha}} = 0,2 \text{ bar} \end{array} \right.$

$\left\{ \begin{array}{l} P_0' = 50 \text{ bar} \\ t_0' = 450^\circ\text{C} \end{array} \right.$
 Sono in fuori progetto cioè Regolo



Mantenendo cost. $P_{r_{\alpha}}$ x estrazione e condensazione P_H, P_K cost

1) Prima di risolvere capisco cos'è il progetto e cosa vuol dire

C. Progetto senza diagramma termodinamico N.B.

Mollier \rightarrow

BP Critica in e fuori progetto \rightarrow il ~~prop.~~ fatt. portata conetto e cost

$$\frac{\dot{m}_{BP} \sqrt{PH \sqrt{SH}}}{PH} = \text{cost}$$

+ Faccio stesse consid per AP

AP \rightarrow in BP convergono pratico ed eff. \rightarrow Di AP convergo solo per x amm e non e' suff

Devo calcolare PH \rightarrow His non e' a 170°C! lo vedo da Mollier

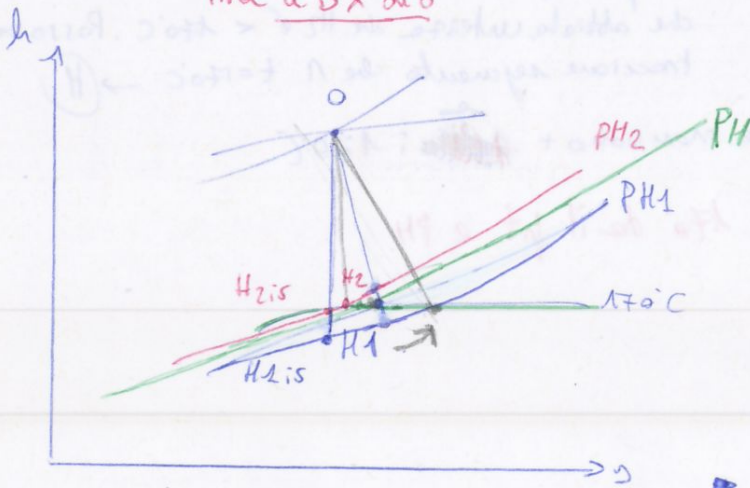
PH resta cost. ma come lo calcolo?

So solo che He e dx di 0 perche' $SH > 0$
Tanto + e' a dx, tanto < e' η_{θ} N.B.

Una volta che identifico un pt su Mollier identifico un η_{θ}

Prendo pt a caso H_1 ma a DX dico

per H_2 passo PH_1 \rightarrow metodo facile su Mollier cioè uno x cui passo un'isobara PH_1



trovo pt. $H_{2,15}$

Se scelgo pt i pt. avnd:

$$\eta_{\theta 1} = \frac{h_0 - h_{H1}}{h_0 - h_{H15}} = 0,78 \text{ app.}$$

ed e' sicuram. $\neq 0,8$

~~so H_2 e' a $H_{2,15}$ e' PH_1 e' PH_2 e' PH~~

le mio $\eta_{\theta 1}$ e' + basso dare H_2 sono' a sx di H_2 cioè + vicino alla verticale

$$\eta_{\theta 2} = \frac{h_0 - h_{H2}}{h_0 - h_{H2,15}} = 0,83$$

Scelto su Mollier con prime

il gioco e' : trovo 2 valori uno $>$ e uno $<$ di η_{θ} fissati ed uno che il valore e' a meta fra i 2

le pt H relativo a $0,8$ e' a meta' circa fra i 2 \rightarrow Prendo la PH intermed

Altro Metodo : Punto dalle stesse cond. su Mollier

Io conosco η_{θ} e applico subito la def. conetto

Prendo un 1° punto $H_{2,15}$ poi applico la def η_{θ} con $0,8$ e trovo H_2 . Punto del preupp. che η_{θ} e' q'lt conetto

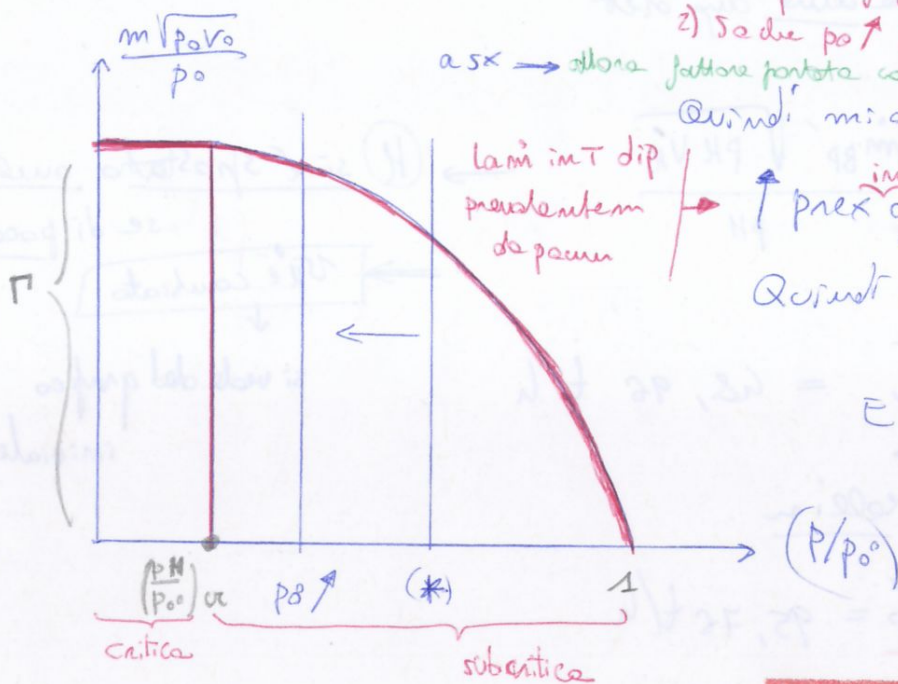
Traccio retta verticale \rightarrow e il luogo di tutti i pt. isoentropici che devo avere

\dot{m}_V e \dot{m}_M saranno $> \sigma < ?$ @vinchi Per

- AP \rightarrow SUB CRITICITA'
- BP \rightarrow CRITICITA'

$\dot{m}_{AP} \uparrow \sigma \downarrow ? \rightarrow$ nelle nuove c. fum.

Coratti - Turbina



1) Io so che grossomodo la coratt di una T e' del tipo in figere
 2) Se due $p_0 \uparrow$ poi che $p_0' > p_0$ quindi su x mi sposto
 allora \rightarrow fattore portata corretto \rightarrow la $m_i \uparrow$
 quindi mi aspetto che la $m_i \uparrow$

in ammissione \uparrow prex genera in genere un $\uparrow m_i$
 quindi la $\dot{m}_{AP} \uparrow$

E la m_{in} ? \rightarrow **NON RAGIONARE SULL'UTENA**

In questi es. prime di risolvere AP COME SARANNO I RIS

Devo prima coprire cose

N.B.

BP.

la \dot{m}_{BP} e' $\hat{=}$ costante \rightarrow mi aspetto che

la \dot{m}_{BP} non cambi molto \rightarrow \dot{m} cambia ma poco
 po resta cost e po' che la m_i dip princ. da pamm per dire

Passaggi Numerici:

scrivo eq. Bernoulli relativa con **AP** su naemo ellittico \dot{m}_i e cost

Letti da Mollier \leftarrow

$$\left(\frac{\dot{m}_{AP} \sqrt{p_0' \sigma}}{p_0'} \right)^2 + \left(\frac{\frac{PH}{p_0'} - \left(\frac{PH}{p_0'} \right)_{cr}}{1 - \left(\frac{PH}{p_0'} \right)_{cr}} \right)^2 = 1$$

IM progetto, su 120 t/h
 me rifiuto 70 che vanno in UT \rightarrow le restanti 50 sono su BP

Metto $p_0' \sigma$ x che voglio risolvere nelle nuove c. fum. \rightarrow Γ **NON**

Dalte e. progetto celeb Γ ^(SUAP AP) oppure faccio ropp fra le 2

Cambia

Posso sempre scrivere che

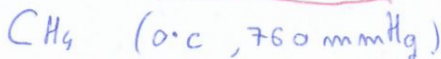
$\dot{m}_{AP} = \dot{m}_{UT} + \dot{m}_{BP} \rightarrow$ Se \dot{m}_{BP} cost e $\dot{m}_{AP} \uparrow$
 allora $\dot{m}_{UT} \uparrow$

e tolgo Γ $\rightarrow \Gamma$ e' il valore di \dot{m} critica

Combustione

ES. 1

C. NORMALI



$H_{i,r,T_0} = 35760 \text{ kJ/Nm}^3$

$\alpha = 17,24$

$T_2 = 780 \text{ K}$

$\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} = 1,1$

h_i

a) $Q = \emptyset$

b) $Q = \emptyset$

$Q_d \neq 0$

$Q_d = K_d (T - T_d)^2$

c) $Q \neq \emptyset$ $Q_d \neq \emptyset$

Devo passare da $\text{kJ/Nm}^3 \rightarrow \text{kJ/kg}$ normalmente
 normal metro cubo

Voglio passare da $\frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \rightarrow \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

► Analisi dimensionale:

$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \cdot \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}} \rightarrow \sigma$ divido per $\left[\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \right]$ che rapp la ρ in cond. normali

$H_{i,r,T_0} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] = H_{i,r,T_0} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \right] \cdot \rho_{\text{CH}_4} = 50094,37 \text{ kJ/kg}$

0°C = 273 K NB in K

$\rho = \frac{RT}{p}$
 $p_{\text{atm}} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

R metano

$R = \frac{R_u}{M} = \frac{8314}{16} = 519,64 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$

↳ peso molare (massa molare)

$\rho = 0,714 \text{ kg/m}^3 \rightarrow H_{i,r,T_0} = 50094,37 \text{ kJ/kg}$

$Q + L_e = \Delta U^*$

Σ en. termica e chimica = en Totale

Calore scambiato con est

lavoro f. di esp

↳ se NON ha sup mobili, non c'è lavoro → se si sta massa e vol cost allora $L_e = \emptyset$

$Q = \Delta U^*$

Caso ideale → ossid. completa con $Q = \emptyset$ → cioè combustione completa dei reagenti

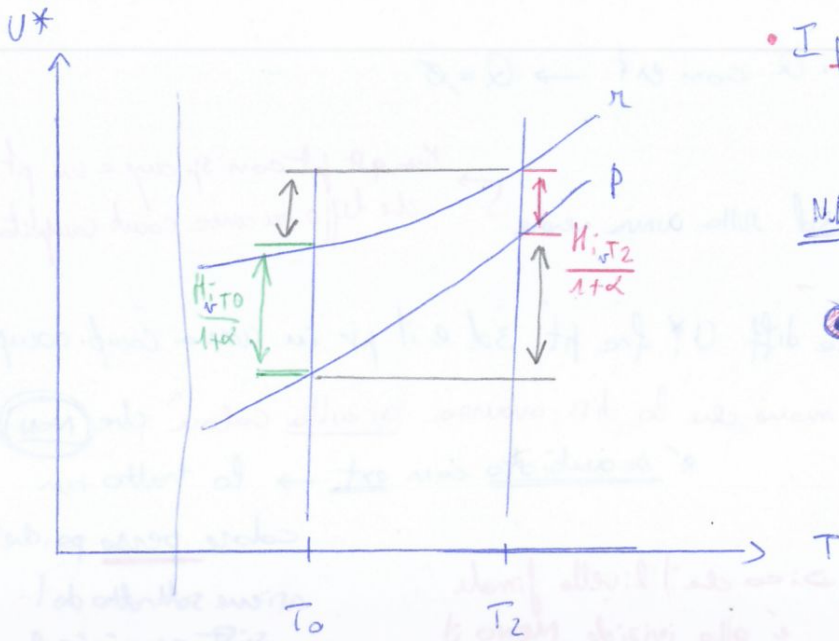
$\Delta U^* = \emptyset$

$U_i^* = U_f^*$

→ massa × en. int. massica totale

$$H_{i,T_0} \neq H_{i,T_2}$$

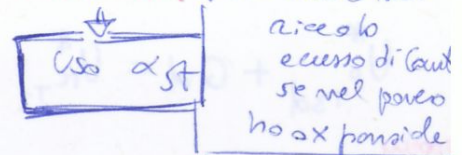
± L Pot Calorifico e' qta em. da fornire ai gas combusti x unita' masse miscele x riportate a T comb



• I pot. Cal si riducono all'↑ T perché le curve convergono

N.B. Ma la def di Pot come qta distanza vale solo x Comb. completa!

• La def di Pot. Cal vale solo x C. completa → CON UNA comb. NON stechiometrica NON libero tutto il Pot. Cal.



$$\frac{H_{i,T_0}}{1+\alpha} + \int_{T_0}^{T_2} C_V dT = \frac{H_{i,T_2}}{1+\alpha} + \int_{T_0}^{T_2} C_V' dT \rightarrow \text{Poiché l'em. Chimica e' costante}$$

e' valore medio fra T2-T0 ed e' ≠ C_V prima

integrale ma trascuro

• $H_{i,T_2} = H_{i,T_0} + (1+\alpha)(C_V - C_V')(T_2 - T_0) \rightarrow$ NON e' un'eq. di Combustione

Con comb non spec. non libero tutto pot. Cal. → quindi puoi conofigo Pot Cal uso sempre alpha st

$$C_V = 721,5 \text{ J/kgK}$$

$$C_V' = 939,5 \text{ J/kgK}$$

da calcolare
con Cp-R

Se non ci sono le assunzioni da es. simili o da tavola

$$H_{i,T_2} = 4808 \text{ J/kg}$$

$$\alpha = \lambda \alpha_{st} = 18,954$$

Questa e' un'eq di COMBUSTIONE

Quindi DEVO USARE qui alpha EFFETTIVO

$$[1.0] \frac{H_{i,T_2}}{1+\alpha} = C_V'(T_f - T_2) \rightarrow T_f = 3343,61 \text{ K}$$

B) Considero dissociazione → si manif x T > Tspia

le reatt. de patauo e fm → Formo OH e CO, reazione inversa

CO2 e H2O si inventano

Orventano Reatt. Endotermiche → Assorbe Q

uso grafico di a) E' cui se mi muovo su curva e comb. incompleta avendo dissocio e invento le reatt. la comb. se era compl non lo sare + fra r-p ho tante curve intermedie e ho un residuo chimico quid dissocio

A $P = \cos \theta$ usa I° P. Eulero e c. Staz.

$$Q + \dot{L}_i = \Delta h^*$$

L_i è ^{mobile} scambio lavoro col sist
e poiché lo stomuffo è in sup $L_i = \phi$

Le eq. sou le Stene ma ho $C_p \rightarrow f_i$ passaffi
e H_{ip} anoché H_{in}

Risultati

a) $T_{fp} = 2718,55 \text{ K}$

b) $T_{3dp} = 2291,01 \text{ K}$

c) $T_{3p} = 2257,18 \text{ K}$

$$Q = \Delta h = C_p \Delta T$$

Nell'approccio Lagrangiano
 L_e - lavoro sup

ES. 2

DATI

$V = 1800 \text{ cm}^3$

C. STANDARD \neq C. NORMALI.

$\frac{h_u}{TS}$ (gas reattivi)

$n = 4000 \text{ rpm}$

$P_M = 47,04 \text{ kW}$

$q_b = 328 \text{ g/kWh} \rightarrow$ Ricorda l'ordine di Grandezza! $\rightarrow 300 + 400 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$

$\alpha = 15$

$\dot{Q}_{th} = 140\% P_M$

$\dot{Q}_{ime} = 5\% \text{ mb } H_i \rightarrow$ non ho bruciato tutto

$H_i = 44 \text{ MJ/kg}$

Allo che succede nel motore è influente

Esce dall'albero motore una P_M che in realtà è $P_{interna}$

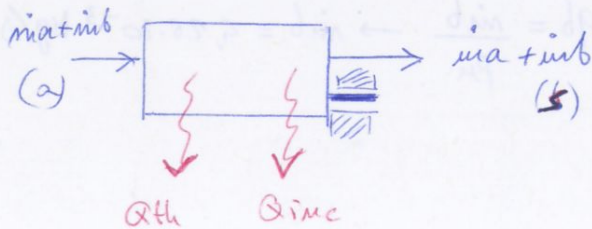
Entra aria e carburante nelle cond. amb. ext

Io NON SONO dentro al Motore
ma ho sist. Aperto con 1 ing e 1 uscita

Così Euleriano in forma di Potenza

Stessa porta fluido esce dal motore sotto forma gas di scarico

Ha pot. termica che è inviata al sist. refrigerante e non i combustibili



C. COMPLETA I° P. Forme Euleriane (s. Aperto)

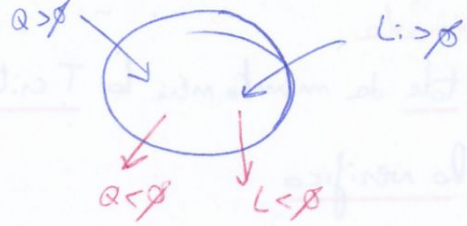
$$-\dot{Q} - P_i = \sum_j \dot{m}_j h_j = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) h_s - (\dot{m}_a + \dot{m}_b) h_a$$

h è totale o termica? \rightarrow che è asciutta che è reaz. chimica in corso quindi h è energia
Totale *
Quello che entra nel motore entra con la sua en. chimica

CONVENZIONI

\oplus → tutto ciò che ENTRA nel sistema Q, L

\ominus → tutto ciò che ESCE



Macc. operatrici

$$Q + L_i = \Delta h + \Delta E_c + \dots$$

Macc. Motrici

$$Q - L_i = \Delta h + \Delta E_c + \dots$$

Eg. cons.

en. mecc

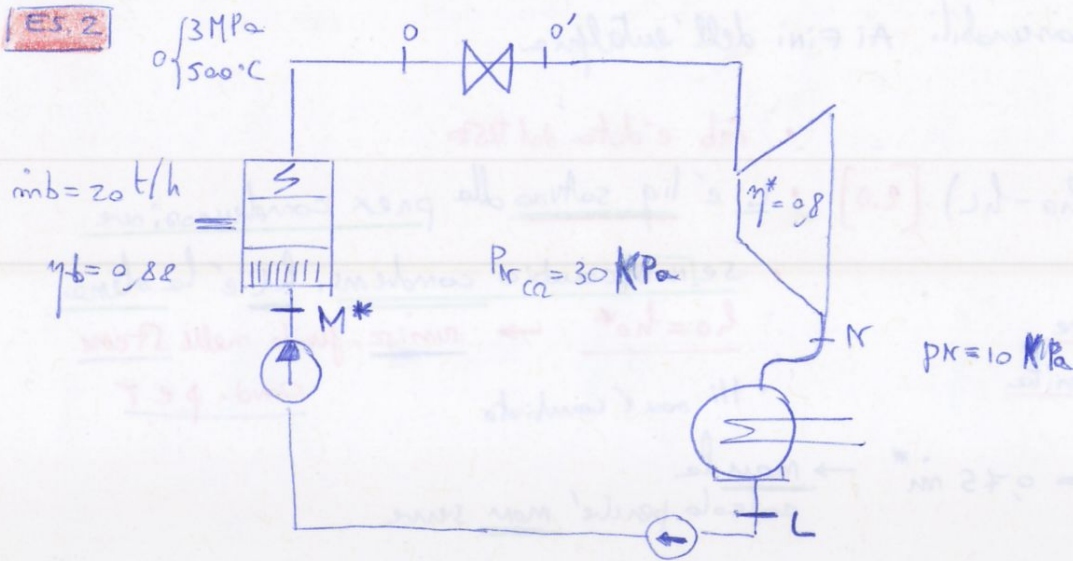
Cambio anche qui il L_i

→ $-L_i = \int v dp + \dots + L_w$ → poiché è scorcio lavoro con grandezze negative in termo.

Così il lavoro è \oplus uscente dal sistema

ESERCITAZIONE 6 - IMPIANTI A VAPORE

Ripeti schema



• È bene non partire da c. Progetto

Fare sempre prima schema su Mollier

Punto del Progetto

In Progetto la T è critica

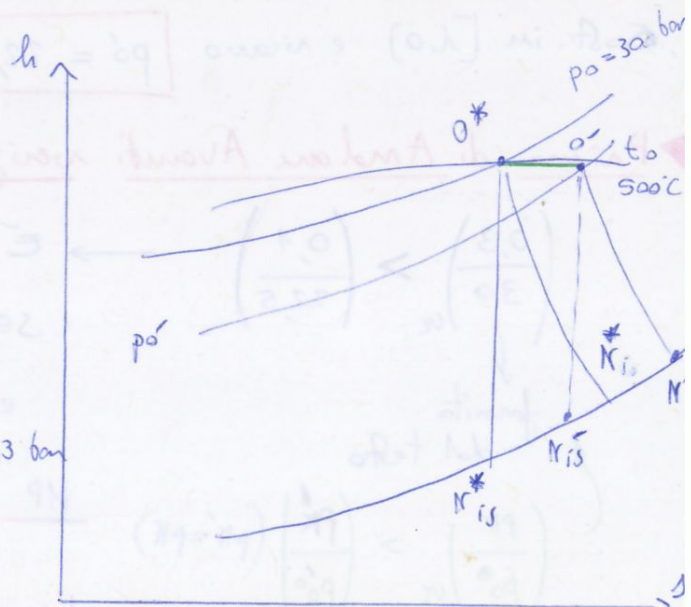
A parità di p monte cfr solo P scarico

↓

Sto scaldando a 0,2 bar con $p_{cr} = 0,3$ bar

$$\left(\frac{p_R}{p_{0^0}}\right) < \left(\frac{p_R}{p_{0^0}}\right)_{cr} \rightarrow T. \text{ critica}$$

In progetto



$$P_i = \dot{m} (h_o' - h_{K'})$$

devo calcolare $\dot{m}, h_o', h_{K'}$ → salto entalpico in T

Dall'eq. combustione calcolo \dot{m} [2.0]

$$\gamma_b \dot{m} b H_i \approx \dot{m} (h_o - h_L) \rightarrow \dot{m} = \frac{\gamma_b \dot{m} b H_i}{h_o - h_L}$$

Leggo su Mollier

$$h_o \begin{cases} 30 \text{ bar} \\ 500^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow 3458 \text{ kJ/kg}$$

$$h_L \begin{cases} \text{cli} \\ 0,1 \text{ bar} \end{cases} \rightarrow 191,33 \text{ kJ/kg}$$

Ricevo

$$\dot{m} = 44,93 \text{ kg/s}$$

(K')

da Mollier

$$h_{K'is} \begin{cases} s_{o'} \\ 0,1 \text{ bar} \end{cases} \rightarrow 2339 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{K'} = h_o' - \gamma_{\theta}^* (h_o' - h_{K'is}) = 2558,3 \text{ kJ/kg}$$

$$P_i = 40,34 \text{ MW}$$

minimo orizzontale fino a 22,5 bar poi scendo verticalmente fino a 0,1 bar e trovo K'is

ho il pto' scendo verticalmente fino a pK e applico def η

lo stesso cost x che non mi e' detto nulla

• Posso dire che il nappuntico è quello di un ugello → perché lavoro con una semplice esp. cioè con una sola corona palette

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{GRAP} = \left(\frac{z}{r+1}\right)^{\frac{r}{r-1}}$$

Rapp. effettivo

$$\frac{p_H^*}{p_0^*} = 0,4$$

cfr

ottengo quindi $\left(\frac{p}{p_0}\right)_{AP} = 0,545$

→ cioè della ruota ad AZIONE e lo faccio solo xché è Ad Az e una sola

Come calcolo N!
De Mollier

Supp → $p v^N = cost$ prendo 2 pt mollier vicini au per e calcolo N

$$p_1 v_1^N = p_2 v_2^N$$

$$N = \frac{\ln(p_1/p_2)}{\ln(v_2/v_1)} \approx 1,3$$

Per il Vapore Surri

Puoi assumere questo valore

→ AP CRITICA

► Essendo T_{AP} critica, ṁ cambia solo in ragione di ε

$$\frac{\dot{m} \sqrt{p_0 v_0}}{p_0 (1-\epsilon) A} = cost$$

p₀, v₀ non variano xché ṁ è

AP non può uscire dalla criticità

detto che non variano COND. GR

Anche la gesu. moce. non cambia

Basso ancora p scorie, se era critica lo rimane

$$\frac{\dot{m}^*}{(1-\epsilon^*)} = \frac{\dot{m}}{(1-\epsilon)} \rightarrow \dot{m} = 70 \text{ t/h}$$

► HP critica, BP resta critica hp:

x BP se critica → $\frac{\dot{m}^* \sqrt{p_H^* v_H^*}}{p_H^*} = \frac{\dot{m} \sqrt{p_H' v_H'}}{p_H'}$

NON semplifico p v poiché NON STO LAMINANDO!

$$\dot{m}^* \sqrt{\frac{v_H^*}{p_H^*}} = \dot{m} \sqrt{\frac{v_H'}{p_H'}}$$

N.B.

H' e H* NON solo su curva laminare

Devo calc. v_H' → H' Ste sup in curva esp AP

► Le coppie p_H v_H stanno sulla curva p_H', e vincolato e misurato in era

Risolve ṁ modo Iterativo e non può fare diversamente

↓ Avrebbe il diagramma!

$$\sqrt{\frac{p_H'}{v_H'}} = 1,7155 \left(\frac{\text{bar}}{\text{m}^3/\text{kg}}\right)^{\frac{1}{2}}$$

devo centrare questo valore

ESERCITAZIONE 3/12/13

ES. 4

Impianto a ESTRAZIONE

I dati riportati sono gli di Progetto

$t_{Q'} = 400^{\circ}\text{C}$

$\dot{m}_u = 15,52 \text{ Kg/s} \rightarrow$ portata estratta } fuori progetto

Le condiz al GV \rightarrow p e T costanti

$P_{\text{cond}} = \text{cost}$

$P_M = \text{cost}$

$T_u = \text{cost}$

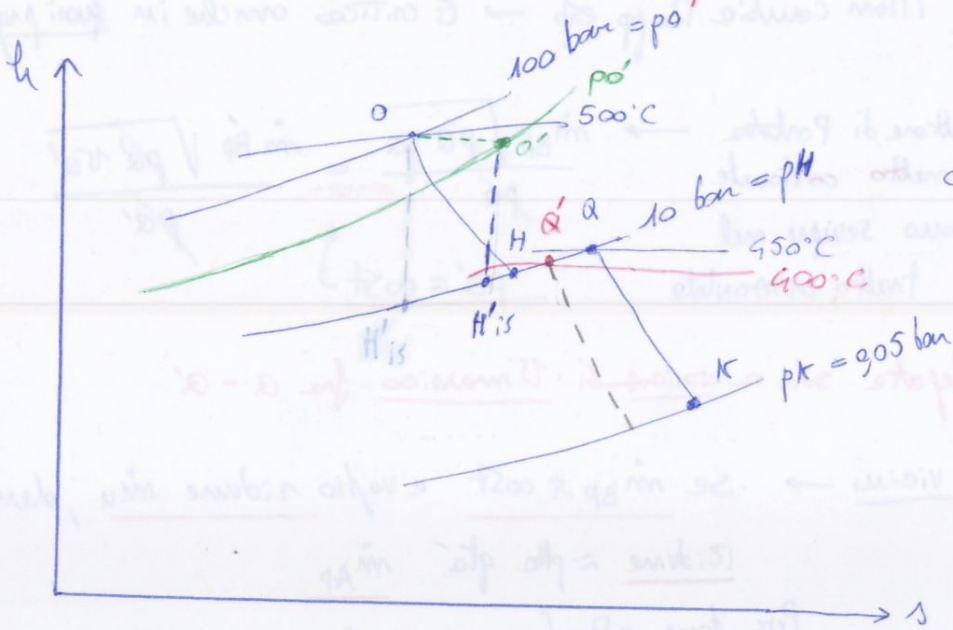
$\eta_{\Theta AP-BP} = \text{cost}$

$\eta_b = \text{cost}$

V₂ TOT APERTA \rightarrow Non intervento su V₂ in questa Regolazione

$\frac{h}{\dot{q}}$

Migli es. di Impianti per se cosa fai sempre schema termodinamico h-s e poi vedi cosa succederebbe in e art progetto



Lo scanco AP e' di natura fisica. in 2 pti ma ne considero con una sola, se l'utente impone 10 MPa = 10 bar quella sara' la p. scaric AP

Poi riassumo aldo fluido fino a 450°C e trovo p_t Q = m_g BP

Poi individuo K

FUORI PROGETTO

- 1) Non toccare p e T GV \rightarrow pt. O e' lo stesso, non cambia
 - 2) Abbasso T riassumo 450 \rightarrow 400°C \rightarrow traccio l'isoterme corrisp T_{Q'}
 - 3) p_Q cambia? \rightarrow So che i condens, se non lo cambio fisic, imporranno p cost Ma l'ut. termica e' a suo modo un condensatore che ha lo scopo di Reesporre parte del calore
- \rightarrow quindi l'ut termica fissa un livello di p_{max} \rightarrow p_M non cambia
- Ma poiche' V₂ TOT aperta p_Q non cambia \rightarrow Q rimane sulla p_M \rightarrow traccio Q'

1) TAP critica in progetto $\rightarrow \left(\frac{PK}{p_0}\right) < \left(\frac{PK}{p_0}\right)_{cr} \rightarrow PK = 1 \text{ MPa}$
 $PK_{cr} = 3 \text{ MPa}$

In fuori progetto \rightarrow da verificare se rimane critica

Poiché $p_0 \downarrow$ e quindi \uparrow Rapp esp $\rightarrow \left(\frac{10}{100} < \frac{30}{100}\right)$

HP) TAP CRITICA

[1.0] $\frac{\dot{m}_{AP} \sqrt{p_0 v_0}}{p_0} = \frac{\dot{m}'_{AP} \sqrt{p_0' v_0'}}{p_0'}$

però lo semplifico poiché sto laminando

p_0 è incognita

\dot{m}'_{AP} se circa quanto vale \dot{m}'_{BP} (15 kg/s) ma ancora non lo so

$p_0' = \frac{\dot{m}'_{AP}}{\dot{m}_{AP}} \cdot p_0 = \frac{\dot{m}'_{BP} - \dot{m}_{in}}{(\dot{m}_{BP} - \dot{m}_{in})} p_0$

So per cento che \dot{m}_{BP} è critica \rightarrow quindi $\left[\dot{m}'_{BP} = \dot{m}_{BP} \sqrt{\frac{v_0}{v_0'}} \right]$ Calcolo v_0, v_0'

• Devo leggere p_t e Q' su Mollier

Dirrett. poiché ho p e T

Leggo $Q \begin{cases} 10 \text{ bar} \\ 450^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_Q = 3371 \text{ kJ/kg} \\ v_Q = 0,33 \text{ m}^3/\text{kg} \end{cases}$

v_Q si legge interpolando 2

Per $Q' \begin{cases} 10 \text{ bar} \\ 400^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{Q'} = 3289 \text{ kJ/kg} \\ v_{Q'} = 0,305 \text{ m}^3/\text{kg} \end{cases}$

curve vicino ma v_Q buon senso, se è fra 0,32 e 0,31 va bene 0,315 mentre NO 0,328

$\Rightarrow \dot{m}'_{BP} = 31,15 \text{ kg/s}$

Da [1.0] $\rightarrow p_0' = 77,8 \text{ bar}$

► ORA VERIFICO LA CRITICITÀ poiché ho p_0' ◀

e se non è vero riferito contro usando legge ellittica proba

CRITICITÀ TAP $\rightarrow \left(\frac{PK}{p_0'}\right) ? \left(\frac{PK}{p_0'}\right)_{cr} \Rightarrow \left(\frac{10}{77,8}\right) < \left(\frac{30}{100,8}\right)_{cr}$ È CRITICA

► Il Rapp. critico è un po' di fuori, NON cambia

$0,128 < 0,3$

ovvero dp relativo

$$h_{H'} = h_0' - \gamma_{AP} (h_0' - h_{H',is}) = 2222,1 \text{ KJ/kg}$$

cost

BP

legg $h_{K',is} \left\{ \begin{array}{l} s_0' \\ 0,05 \text{ bar} \end{array} \right. \rightarrow 2277 \text{ KJ/kg}$

$$h_{K'} = h_{K',is} - \gamma_{BP} (h_{K',is} - h_{K',is}) = 2425,2 \text{ KJ/kg}$$

sost. e trova

$$P_u = 46830,3 \cdot \eta_0 \text{ KW}$$

ASSUNZIONE

ASSUNZIONE COSTANTE $\eta_0 = 0,9 \div 0,992$

$\eta_0 \times$ macchina dip m° fini
 $\eta_0 \times$ impianto \rightarrow tiene conto
 tutti gli accessori
 pompe ostruibile,
 pompe condens, pompa
 combustibile

E così anche
 le P_i int.
 prodotte

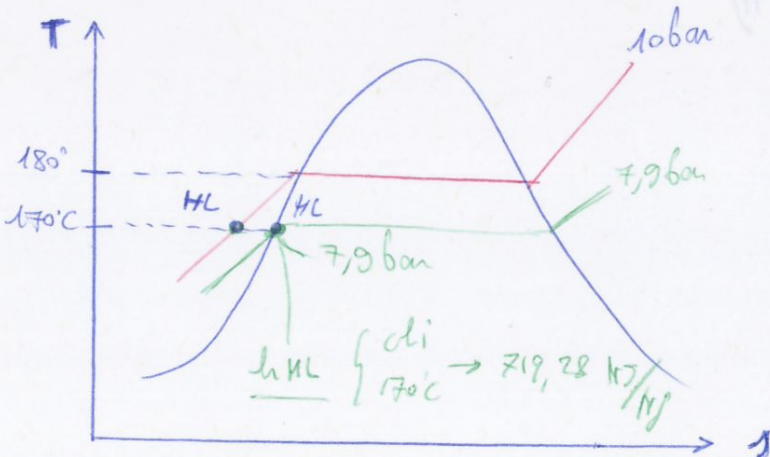
La pot ass da
 ausiliari è \propto
 alla m circolante
 \rightarrow cost \uparrow m e viceversa

Minimale le
 gte' calore che estraggo e le gte'
 lig estreme

Perche' sia possibile P_i
 variemo con m

$$\eta_0 = \frac{P_u}{P_i} = \frac{P_i - P_{ass \text{ aus}}}{P_i} \rightarrow \text{Perche' dip tutti m e sono moltip per coeff correttivo il loro rapp \approx cost}$$

Qu



le vap e' estratto nello cond, H' e esce dall' UT. tenuta a 170°C

Da Tabelle vap legg la T a 10 bar m cli

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{cli} \\ 10 \text{ bar} \end{array} \right. \rightarrow T \approx 180^\circ\text{C}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 170^\circ\text{C} \\ \text{cli} \end{array} \right. \rightarrow p = 7,9 \text{ bar}$$

\dot{Q}_1

perché è gli $\dot{m}_{AP} - \dot{m}_U$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{AP} (h_0 - h_{M^*}) + \dot{m}_{BP} (h_a' - h_{H'})$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{BP} (h_0 - h_L) - \dot{m}_U (h_0 - h_{HL}) + \dot{m}_{BP} (h_a' - h_{H'})$$

le pt M^* nasce come q modo fa pto che arriva da UT nelle cond HL e
qto arriva BP cond L

↓
Ho solo MISCELAmento

Non aggiungo e tolgo niente con energia, la distribuzione
io devo prendere 2 fluidi e 2 livelli energetici: ≠ e portarli al livello
di o.

E se lo faccio prima o dopo miscelamento, l'energia da fornire è la stessa

Prendo qto che arriva da BP e dal suo liv. en lo porto a pto di o
e lo stesso x UT e poi aggiungo sumiscelamento

$$h_{M^*} = \frac{\dot{m}_U h_{HL} + \dot{m}_{BP} h_L}{\dot{m}_{AP}} \rightarrow \text{EQ AL NODO}$$

$$\rightarrow \dot{Q}_1 = 152421 \text{ kW}$$

$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u} = 0,381 \rightarrow \text{poi assumo } \eta_o \text{ e stesso } \eta_g$$

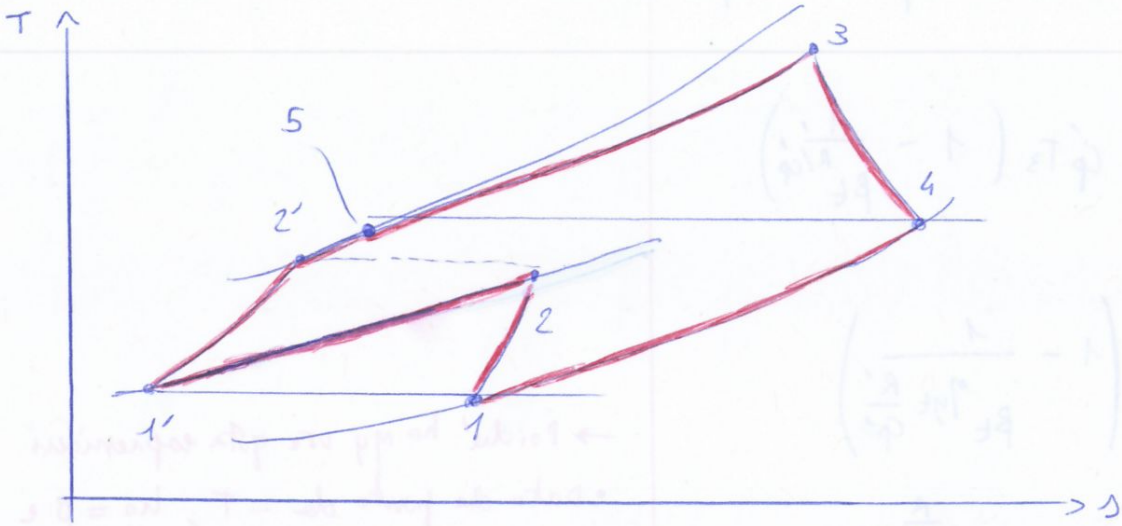
► Se fossi intervenuto su V_2 ?

La $p_{UT} = \text{cost} = p_a$

Se lo aumento, vedo e ↓ $p_{amm BP} \rightarrow \downarrow \dot{m}_{BP}$

E se non tocco AP → ↑ \dot{m}_U , controllo che devo fare

Devo chiudere così tanto V_1 da portare AP fuori criticità
e non ho senso



Viene richiesto $\eta_g \rightarrow$ effetto utile / spesa

$$\eta_g = \eta_b \frac{P_u}{\dot{Q}_1} = \frac{P_u}{\text{inbtti}}$$

$$P_u = \eta_o P_i = \eta_o [P_T - (P_{C_I} + P_{C_{II}})] =$$

$$= \eta_o [(m_a + m_b) L_T - m_a (L_{C_I} + L_{C_{II}})]$$

Come zif si consid m aspirato
dal compressore \rightarrow tutte le grandezze

massiche sono riferite
(devono essere!) a quelle man
ma le T elebone iue masse
di aria + comb

se voglio il Lavoro Interno dell'impianto, posso avere:

$$P_i = m_a L_i = m_a \underbrace{\left[\frac{1+\alpha}{\alpha} L_T - (L_{C_I} + L_{C_{II}}) \right]}_{L_i}$$

$$\dot{Q}_1 = (m_a + m_b) C_p' (T_3 - T_2') = m_a \frac{1+\alpha}{\alpha} C_p' (T_3 - T_2')$$

$$\eta_g = \eta_b \frac{L_u}{\dot{Q}_1} \approx \frac{L_i - (L_{C_I} + L_{C_{II}})}{C_p' (T_3 - T_2')} \eta_b$$

Devo assumere in qsto caso

$$\frac{1+\alpha}{\alpha} \approx 1$$

ma η_o

\rightarrow così tolgo m_a che non conosco

Non semplifico $\frac{1+\alpha}{\alpha}$
in qsto caso è dato = 1

Modifico l'impianto
 A meno grandi a un pt 5
 Devo capire il pt 5 dove sta → lo ricavo con l'efficienza di rig R_s

Cercavo di scaldare dal livello 2' → 4 ma non riesco
 perché lo scambiatore ha IRREVERSIBILITÀ e la massa sono 7

$$R_s = \frac{T_5 - T_2'}{T_4 - T_2} \rightarrow \text{Quello che eff. rigenero}$$

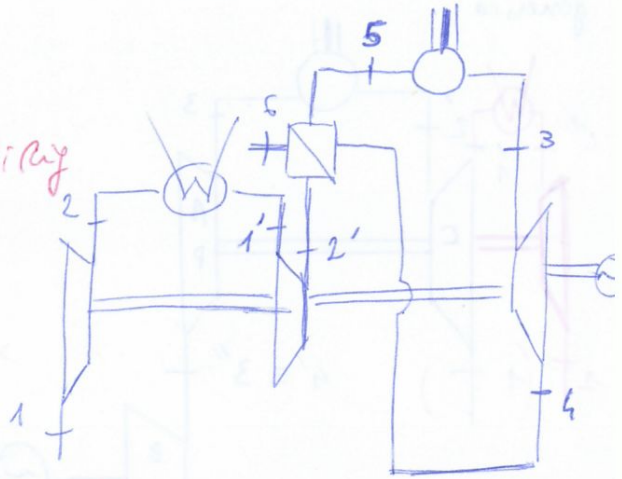
$$\rightarrow \text{Quel che potrei pensare di rig}$$

$$\eta_{g'} \approx \eta_b \frac{L_t - (L_{cI} + L_{cII})}{C_p' (T_3 - T_5)}$$

L_c è quello di prima

↳ spendo T₅

Da 5 devo portare il fluido a 3



↳ L_t → ci sono perdite pneumatiche all'escame! → se il testo non dice di trascurarlo devo specificarlo anche

$$\beta_t = \frac{p_3}{p_4} = \eta_{\pi b} \eta_{\pi s} \frac{p_2}{p_1} \eta_{\pi s} = \eta_{\pi b} \eta_{\pi s}^2 \beta_c \quad \text{se } \eta_{\pi s} = 1$$

Ma in questo caso L_t è lo stesso
 Allora T₅ e T₄ ($\eta_{\pi s} = 1$)

$$T_5 = T_2 + R_s (T_4 - T_2')$$

$$L_t = \dot{q} \Delta T$$

$$\rightarrow T_4 = T_3 - \frac{L_t}{C_p'} = 791,87 \text{ K}$$

$$T_5 = 886,5 \text{ K}$$

$$\eta_{g'} = 0,415$$

$$T_4 = \frac{T_8}{\eta_{\pi s}} \quad T_6 = T_1$$

$$p_3 = \eta_{\pi b} \cdot p_5$$

$$p_5 = \eta_{\pi s} \cdot p_2'$$

$$p_2' = p_2$$

$$p_4 = \frac{p_6}{\eta_{\pi s}} = \frac{p_1}{\eta_{\pi s}}$$

Mettere uno scambiatore Rig = genera controspinta allo scambiatore T cioè $p_4 > p_6$

se ho perdite pneumatiche nello SCAMB

Dubbio

$$\beta_t = \frac{p_3}{p_4} = \frac{\eta_{\pi b} p_5}{p_4} = \eta_{\pi b} \eta_{\pi s} \frac{p_2}{p_4} \quad \left\{ \begin{array}{l} p_6 = p_1 \\ p_4 = p_6 / \eta_{\pi s} \end{array} \right.$$

Se ci fossero state perdite pneumatiche

nello SC → avrei dovuto calcolare L_t col nuovo β_t