



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1502A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Cagnazzo

MATERIA: Macchine + temi + Eserc. Prof.Ferraro

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.

ESAME DI MACCHINE PROF. FERRARO 2014/2015

DOMANDE D'ESAME

ESERCIZI SVOLTI

1) MASSIMO LAVORO OTTENIBILE DA 1 Kg DI CARBURANTE : argomento trattato in breve

Il Rendimento sarà sempre definibile come : $\eta_g = \frac{\text{EFFETTO UTILE}}{\text{SPESA}} = \frac{P_u}{X}$ (Potenza utile nell'unità di tempo)

con $X =$ nel motori alternativi è una portata di combustibile \dot{m}_b moltiplicata per l'energia che essa può fornire (Energia utile)

Esiste una lunga dimostrazione per la spesa, ma considerandone i risultati:

$$E_m = i^* - T_s$$

↳ max energia utilizzabile

Si sa inoltre che 1 Kg di miscela può fare un lavoro pari a :

$$L_i = \Delta E_m = E_{\text{infrute}} - E_{\text{emissione}}$$

con ΔE_m che comprende l'energia chimica e altre forme di energia.

Bisognerà quindi determinare quale sia la miglior trasformazione possibile che porti a un lavoro massimo L_i per unità di massa di miscela. Essa sarà:

$$L_{i\max} \approx \frac{H_{ipT_0}}{1+d} \quad \text{in quanto riferita a } \underline{1 \text{ Kg di Miscela}}$$

Per grandezze non riferite all'unità di massa si avrebbe:

$$L_{i\max} = (1+d)L_{i\max} = (1+d) \cdot \frac{H_{ipT_0}}{(1+d)} \Rightarrow \underline{L_{i\max} = H_{ipT_0} \text{ (1+d Kg di miscela)}}$$

Quindi da 1+d Kg di miscela se si riuscisse a trasformare tutto ciò che è possibile in lavoro si avrebbe:

$$\underline{L_{i\max} = H_{ipT_0}}$$

Il potere calorifico inferiore a $p = \text{cost}$ e a $T = T_{amb}$ rappresenta quindi la miglior approssimazione numerica di energia che il combustibile può fornire.

Secondo la definizione data in precedenza inoltre risulta:

$$\underline{L_{i\max} = \Delta E_{m\max}}$$

Di conseguenza nella formula del rendimento in definitiva si avrà:

$$\underline{\eta_g = \frac{\text{EFF. UTILE}}{\text{SPESA}} = \frac{P_u}{\dot{m}_b \cdot L_{i\max}} = \frac{P_u}{\dot{m}_b \cdot H_{ipT_0}}}$$

Anche ridando a effetto un'analisi dimensionale, ipotizzando η_g pari a 1, si ritrova che la formula appena ottenuta è coerente, in quanto:

$$P_{u\max} = \dot{m}_b \cdot H_{ipT_0}$$

$$\downarrow$$

$$\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} \quad \text{che è appunto una potenza.}$$

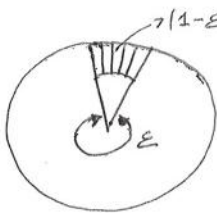
Tale argomento oltre un peso basso nella valutazione dell'esame, serve a coprire e utilizzare bene l'equazione del rendimento.

osservando ad avere $d_2 = 4 \text{ mm}$. Il fatto quindi che la velocità periferica sia maggiore non risolvrebbe il problema del sedimento.

Si sottolinea allora il fatto che le turbine od orone rispetto a quelle a sezione possono avere le giranti con 360° di palette, mentre il distributore può essere sezionizzato. Considerando spelli solo su $\frac{1}{10}$ di angolo giro, allora grazie a tale riduzione, l'altezza delle palette aumenterà notevolmente.

Riconsiderando l'espressione della portata (per turbine od orone):

$$\dot{m} = \xi \cdot \pi \cdot d_a \cdot l_a \cdot C_{1 \text{ fluida}} \cdot \rho_1 \cdot (1 - \epsilon) \rightarrow \text{qui c'è la sezionizzazione}$$



$(1 - \epsilon)$ = FRAZIONE CON UGELLI

ipotizzando $\epsilon = 0,9 \Rightarrow$ solo 36° lavorano

$\rho_1, C_{1 \text{ fluida}}$ sono uguali

$\dot{m}_a \approx 0,5 \text{ Mt/h}$ (dai triangoli di vel. prec. ti)

Quindi: $d_a = \frac{1}{2} d_2$, $1 - \epsilon = \frac{1}{10}$

Quindi la sezionizzazione permette di avere palette di altezza minima 20 mm, ossia pari a circa 20 volte quella del caso delle turbine a sezione. Per tale ragione diventa trascurabile il lavoro perso nelle fughe, in quanto la portata persa nelle fughe è trascurabile e allora il sedimento sale. Quando ne sezionizzassimo, un riduzione delle velocità periferiche fossero sufficienti, si fanno 2 salti di velocità:

$$u_{2r} = \frac{1}{4} u_{1r} \Rightarrow d_{2r} = \frac{1}{4} d_2 \text{ in quanto } d \approx u$$

In tal caso però la macchina avrà un sedimento più basso essendo maggiori perdite

PROBLEMI IN CODA

Si analizza cosa cosa succede a fine espansione, negli ultimi stadi. In coda le superfici richieste diventano elevate, in quanto durante l'espansione la densità diminuisce, allora appena possibile si passa alla macchina a sezione, gli ultimi stadi sono sempre a sezione. Riconsiderando l'eq. ne della portata:

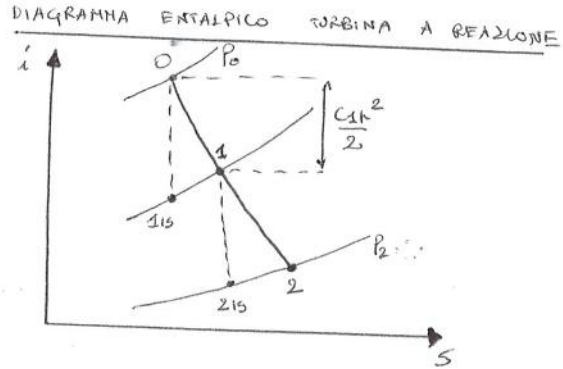
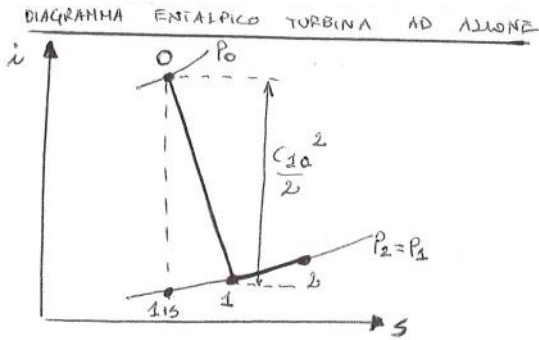
$$\dot{m} = \xi \cdot \underbrace{\pi \cdot d_k \cdot l_k}_{\text{AREA GRANDE}} \cdot C_{0k} \cdot \rho_k$$

\hookrightarrow in coda la densità sarebbe bassissima in quanto si avrebbe volume massico enorme \Rightarrow occorrerà far saltare d_k, l_k e C_{0k} . (C_{0k} non troppo per non far aumentare le perdite nello ultimo stadio)

In definitiva quindi, in coda le velocità seguono a livello tale da garantire il passaggio della portata, ma si massimizzano le aree. Allora in coda si genera il problema inverso, bisognerebbe avere palette alte 5 metri, che sarebbero soggette a elevate forze centrifughe che genererebbero sfessi e flessione che distruggerebbero le palette stesse. Nel dettaglio inoltre per far saltare d_k si obbesse m perché $\epsilon = u = \pi m d$.

In definitiva quindi arrivati alle dimensioni in figura si ha un limite di resistenza meccanica delle palette, soggette a $F_{centrifuga}$ (trazione) e anche a

Nel diagramma $i-s$, posto da $0 \rightarrow 2$, pensando l'esposizione prima in una turbina od azione supponendo la $C_0 \approx 0 \Rightarrow \bar{O}_1 = \frac{C_{1a}^2}{2}$

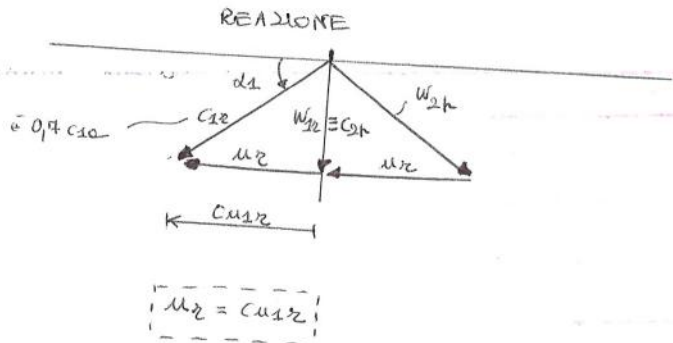
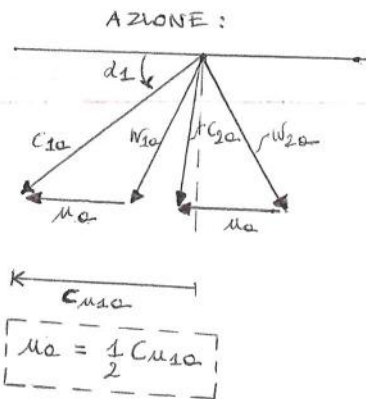


In controposizione, per la turbina a sezione, ipotizzato $\chi = 0,5$ si aveva: $\bar{O}_1 = \frac{C_{1a}^2}{2}$
 Da tale confronto a partire di sotto entalpico si ha che:

$$\frac{C_{1a}^2}{2} \approx 2 \frac{C_{1r}^2}{2} \Rightarrow C_{1r} \approx \frac{1}{\sqrt{2}} C_{1a} \Rightarrow \underline{C_{1r} \approx 0,7 C_{1a}}$$

Già a tal punto si nota che le turbine od azione hanno velocità (nel distributore e nelle girante) superiori rispetto a quelle a sezione, ragioni per cui genereranno maggiori perdite.

Considero i rispettivi triangoli di velocità con angolo d_1 identico nei 2 casi (di di max rendimento):



Si noti che si ha C_{1a} quasi assiale, in tal modo è la più piccola possibile con unnessi nel successivo distributore. Anche C_{1r} è la più bassa possibile essendo assiale. Dai triangoli si nota allora che le proporzioni si mantengono:

$$\begin{cases} w_{2r} \approx 0,7 w_{2a} \\ C_{2r} \approx 0,7 C_{2a} \end{cases}$$

Quella che non si indica, così aumenta per la turbina a sezione e la m , infatti:

$$\begin{cases} m_a = \frac{1}{2} C_{u1a} \\ m_r = C_{u1r} \end{cases}$$

Si ha quindi:

$$\begin{aligned} m_r &= \frac{1}{2} (C_{u1a}) \\ m_a &= \frac{1}{2} C_{1a} \cos d_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_r &= C_{u1r} \\ m_r &= C_{1r} \cos d_1 = 0,7 C_{1a} \cos d_1 = 0,7 \cdot 2 m_a \Rightarrow \underline{m_r = 1,4 m_a} \end{aligned}$$

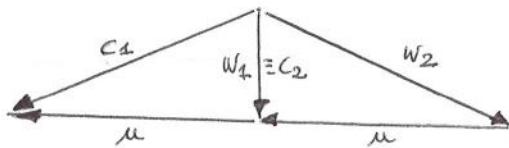
Tali formule risultano notevolmente valide con buona approssimazione per velocità in ingresso del distributore $C_0 \approx 0$.

Quindi tutte le velocità della macchina a 2 stadi risultano la metà della macchina a 1 stadio e di conseguenza le perdite focalizzate e distribuite saranno la metà per la macchina a 2 stadi. Tale analisi vale però considerando uno stadio singolo come comparto; è bene infatti sottolineare al contempo che nella macchina a 2 stadi, no più stadi e di conseguenza le perdite totali saranno compensabili.

Dunque si hanno ulteriori aspetti per cui bisogna posizionare l'espansione in più stadi.

Un aspetto predominante è l'ENERGIA CINETICA. Infatti nella macchina a 2 stadi si hanno velocità minori rispetto alla macchina a 1 stadio \Rightarrow si avrà minore energia cinetica allo scacco con conseguenti minori perdite. Considerando un'espansione prolungata a stadio unico si avrebbe una velocità allo scacco elevata con conseguenti enormi perdite. Posizionando gli stadi invece, per ogni espansione intermedia che si fa, si convertono subito gli aumenti di velocità in lavoro e si hanno quindi velocità allo scacco piccole.

Bisogna inoltre considerare RAIONI TECNOLOGICHE, ossia il fatto che la turbina si accoppia all'alternatore. Considerando il miglior caso possibile a stadio singolo, il rapporto di velocità migliore che darebbe la minima perdita sarebbe quello con w_1 assiale, ma si avrebbero in compenso C_1 , u , w_2 elevati. Perché dire volere:



$$u = \pi \cdot d \cdot n$$

\rightarrow num giri alternatore

se u è molto grande, poiché n è limitato a circa 1500-3000 giri/1', তবেই হবে turbine

con diametri elevati, superiori al limite max di 3m, quindi inaccettabili.

Nel caso di 2 stadi invece, avendo C_1 minori, si hanno velocità periferiche u minori ($u'' \approx u''' = 0,7 u'$), quindi di conseguenza si avranno diametri ridotti. In definitiva, per RAIONI ENERGETICHE e STRUTURALI, l'espansione si posiziona in più stadi.

le stesse perdite di carico. Per dimostrare che entrambe le macchine sono uguali in termini di lavoro, scomponendo i rispettivi triangoli di velocità si ha quanto segue:

TURBINA AD AZIONE STADIO SINGOLO: $u_1 = 2\Delta$ $C_{u1} = 4\Delta (>0) \Rightarrow L_{i \text{ STADIO SINGOLO}} = u_1 C_{u1} - \underbrace{u_2 C_{u2}}_0 = 8\Delta^2$

TURBINA AD AZIONE A SALTI DI VELOCITÀ:

I° STADIO: $u_d = \Delta$
 $C_{u1d} = 4\Delta (>0) \Rightarrow L_{i \text{ I° STADIO}} = u_d C_{u1d} - u_d C_{u2d} = 4\Delta^2 - (-2\Delta^2) = 6\Delta^2$
 $C_{u2d} = 2\Delta (<0)$

II° STADIO: $u_d = \Delta$
 $C_{u1'd} = 2\Delta (>0) \Rightarrow L_{i \text{ II° STADIO}} = u_d C_{u1'd} - \underbrace{u_d C_{u2'd}}_0 = 2\Delta^2$
 $C_{u2'd} = 0$

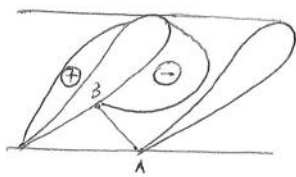
Dunque:

$L_{i \text{ STADIO SINGOLO}} = L_{i \text{ I° STADIO}} + L_{i \text{ II° STADIO}} = 6\Delta^2 + 2\Delta^2 = 8\Delta^2$

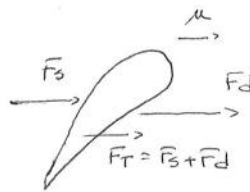
È stata dimostrata quindi la condizione di equivalenza tra le 2 macchine in termini di lavoro, anche se per la macchina a salti di velocità la u è dimezzata rispetto a quella a stadio singolo. Ciò deriva dall'ipotesi semplificativa di aver considerato $\psi = \varphi = 1$.

Applicando tale modello al nostro caso si ha la differenziazione che nel modello di Prandtl-Meyer a sinistra del cuneo non si aveva nulla, mentre nel nostro condotto si hanno le palette, per cui si avranno onde d'urto, cioè fenomeni dissipativi, per cui la corrente diventerà supersonica, ma non in maniera isentropica. Abbassando ulteriormente la pressione, la linea di Mach verrà a coincidere con AD con pressione p_u^* .
 Provanti quindi, come nell'esposizione di Prandtl-Meyer a una p_u^* per cui la postespansione si completa lungo AD, per $p_u < p_u^*$ nulla si modifica più nel cono ABD. In particolare il regime delle pressioni sul segmento BD resta fisso e l'ulteriore espansione avviene oltre la linea AD. In definitiva sino alla linea AD, nella zona ABD si ha un aumento della velocità e una riduzione della pressione, da p_u si scende a p_u^* . Se abbassiamo ulteriormente la pressione, il flusso sarà supersonico lungo AD, ma nel condotto fra le palette non combierà più nulla $\Rightarrow p_u^*$ risulta essere un valore di pressione discriminante.

Esaminando con maggior dettaglio cosa accade nella zona ABD si ha: inizialmente la postespansione crea un'alterazione delle pressioni sull'estremità della palette di sinistra tra B e C, mentre a monte di B non cambia nulla. Tale riduzione di pressione genera un'incremento di lavoro utile \Rightarrow per esprimerlo bene cosa accade tutto alle condizioni di progetto:



per singola palette



F_s = forza d'urto e sovrappressioni

F_d = forza d'urto e depressioni

La potenza indicata sarà $P_i = F_r \cdot u$.

La postespansione altera tutti i rapporti di pressione tra BD, la pressione tra B e D scendono $\Rightarrow F_d$ sale $\Rightarrow F_r$ sale $\Rightarrow P_i$ sale e siccome la palette è congelata essendo in regime sonico:

$$P_i = \rho u L_i, \quad \text{ma } \rho = \text{cost} \Rightarrow L_i \uparrow$$

La maggiore espansione si traduce quindi in una crescita del lavoro nella 1ª fase della postespansione (tra B e D).

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

non cambia la componente a monte

si abbassa C_{u2}

e quindi L_i aumenta grazie alla postespansione.

Oltre $p_u < p_u^*$ la pressione scende ancora, ma a monte di AD non sarà più nulla tra le palette, quindi C_{u2} rimane costante, di conseguenza $L_i \approx \text{cost}$. La seconda

fase di postespansione non provoca più aumenti di lavoro a valle, cresce la velocità assiale che non provoca aumento di lavoro, ma solo aumento di smaltimento di potenza. La postespansione eccessiva crea allora energia cinetica sfruttabile al più in uno stadio intermedio.

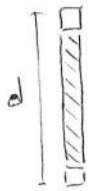
In definitiva ricapitolando, si può affermare quanto segue:

$$p_u \downarrow \quad F_t \uparrow \quad P_i \uparrow \quad L_i \uparrow$$

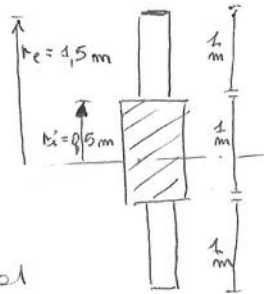
6) SVERGOLAMENTO DELLE PALETTE A VORTICE LIBERO: IMPOSTAZIONE DEL PROBLEMA E RELATIVA SOLUZIONE CON INDIVIDUAZIONE DELLE CONDIZIONI CUI IL VORTICE LIBERO DEVE OBBEDIRE, TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ AL CENTRO, ALLA PUNTA E ALLA RADICE DELLA PALETTA E RELATIVI GRADI DI REAZIONE E FORME DELLE PALETTE

Con palette lunghe non tutto il fluido scivola sul raggio medio, ciò accade soltanto quando $\frac{l}{d} \ll 1$ ($\frac{l}{d} \ll 1$), cioè con palette piccole in rapporto al diametro, per cui l'evoluzione del

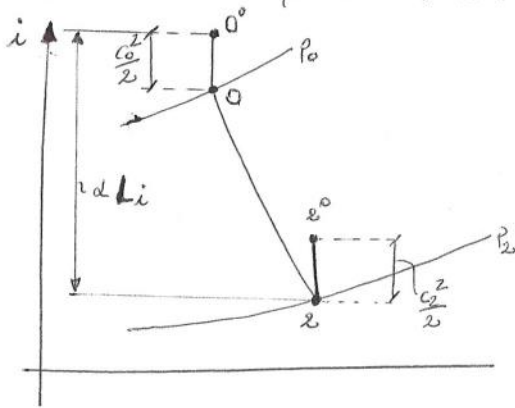
Il fluido sulle palette sarà la stessa lungo tutto il raggio medio.



In coda si è però visto che si ha massimizzazione dell'altezza delle palette (vedi profilo a destra). Dunque con palette così alte la velocità periferica è sempre molto lungo il raggio, all'interno si avrebbe una ω pari a $\frac{1}{3}$ di quella all'esterno \Rightarrow non si può fare un unico triangolo di velocità, i triangoli variano dalla radice alla punta. Il problema si risolve svergolando le pale, ossia la palette non avrà più una forma unica, ma cambierà forma al variare del raggio.

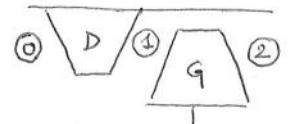


Considerando il diagramma $i-s$:



si introducono dei vincoli:

1) Su tutto l'ingresso l'entropia totale i^0 è costante lungo il raggio. Anche in 2 l'entropia totale si conserva lungo il raggio, ma è diversa da quella di 0. L'imposizione di $i^0 = \text{costante}$ nelle condizioni 0 e 2 porta a $i^0 = \text{cost}$ anche in 1, in quanto dipende dalle condizioni in esodo, in quanto nel distributore è tutto fisso. Di conseguenza essendo $i^0 = \text{cost}$

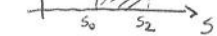


risulterà anche $L_i = \text{costante}$ al variare del raggio;

2) Inoltre imponiamo che l'entropia sia costante lungo il raggio ($s = \text{cost}$), tutti i filetti hanno lo stesso L_{wm} e stessi sedimenti. Nel dettaglio infatti, imporre $s = \text{cost}$ al raggio di 2 equivale a dire che l'area sottesa da 0 a 2 sia costante, cioè:

$$i \approx \text{cost} = \frac{L_i}{L_i + L_{wm}} \Rightarrow L_{wm} = \text{cost} \Rightarrow \eta_y = \frac{L_i}{L_i + L_{wm}} = \text{cost}$$

in quanto anche L_i è stato supposto costante. Anche il sedimenti sarà costante al variare del raggio.



3) Si impone inoltre che la velocità soddisfi $C_2 = \text{cost}$, non c'è ingrossamento di fluido da un filetto a un altro. Ne risultano quindi sole forze centrifughe dovute ad accelerazioni centripete, anche se a seguire si avrebbero altre forze tangenziali se C_2 non fosse costante.

A tal punto si scrive l'equazione di equilibrio dinamico del fluido, non la si impone, ma si soddisfa:

$$F_c = m \cdot a_c = \underbrace{\rho dV}_{dm} \cdot \underbrace{\frac{cu^2}{r}}_{\substack{\text{accelerazione} \\ \text{centripeta}}} = \underbrace{\rho r d\theta dz}_{\substack{\text{AREA} \\ \text{PROFONDITA'}}} \cdot \underbrace{1}_{\substack{\text{massa} \\ \text{infinit. ma}}} \cdot \frac{cu^2}{r} \Rightarrow F_c = \rho d\theta dz cu^2 \uparrow$$

La F_c verso il alto sarà uguale e opposta a quella verso il basso delle pressioni F_p .
Scrivendo l'equilibrio:

$$\rho d\theta dz cu^2 = dp \cdot r d\theta \Rightarrow \boxed{\frac{cu^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz}} \quad \text{EQUAZIONE DELLA DINAMICA DEL FLUIDO (1)}$$

Considero ora l'ipotesi $\alpha^0 = \text{cost}$ e scomponendo la velocità:

$$\vec{c} = \underbrace{\vec{c}_a}_{\text{ASSIALE}} + \underbrace{\vec{c}_u}_{\text{TANGENZIALE}} + \underbrace{\vec{c}_r}_{\text{RADIALE}}$$

$$\Rightarrow \alpha^0 = i + \frac{c^2}{2} = i + \frac{c_a^2}{2} + \frac{c_u^2}{2} + \frac{c_r^2}{2} = \text{cost}$$

Derivo α^0 rispetto a z :

$$\frac{d\alpha^0}{dz} = \frac{di}{dz} + \frac{2c_a}{2} \frac{dc_a}{dz} + \frac{2c_u}{2} \frac{dc_u}{dz} + \frac{2c_r}{2} \frac{dc_r}{dz} = 0 \Rightarrow \boxed{\frac{di}{dz} + c_a \frac{dc_a}{dz} + c_u \frac{dc_u}{dz} = 0} \quad (2)$$

è zero in quanto abbiamo imposto $\alpha^0 = \text{cost}$ al variare di z

0 in quanto $c_r = \text{cost}$ per ipotesi 3)

Impiego la condizione di entropia costante:

$$Tds = dQ + dLW_{TOT} = \text{cost} \Rightarrow Tds = dQ + dLW_{fm} + dLW_{ch} = dU^* + pdr =$$

0 non si hanno sez. chimiche

$$= dU_t + \underbrace{dW_{ch}}_{\substack{\rightarrow 0 \\ \text{non si hanno} \\ \text{sezioni}}} + pdr = dU_t + \underbrace{pdr + vdp}_{\substack{\text{somma e} \\ \text{integrazione vdp}}} - vdp \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Tds = d(U_t + pr) - vdp = di - vdp$$

A tal punto divido tutto per dz e ottengo ($s = \text{cost} \Rightarrow ds = 0$)

$$\frac{Tds}{dz} = \frac{di}{dz} - v \frac{dp}{dz} = 0 \quad \hookrightarrow \text{in quanto } \frac{ds}{dz} \text{ nullo perché } s = \text{cost} \text{ al variare di } z$$

Ponendo $v = \frac{1}{\rho}$ si ha:

$$\boxed{\frac{di}{dz} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} = 0} \quad (3)$$

A tal punto bisogna mettere insieme le 3 equazioni e fare in modo che compaiano soli termini di velocità:

$$\frac{di}{dz} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} \quad \text{lo sostituisco in (2)} \Rightarrow$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} + c_a \frac{dc_a}{dz} + c_u \frac{dc_u}{dz} = 0 \quad \rightarrow \text{ma per la (1)} \quad \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} = \frac{cu^2}{r} \Rightarrow$$

$$\boxed{\frac{cu^2}{r} + c_a \frac{dc_a}{dz} + c_u \frac{dc_u}{dz} = 0} \quad (4)$$

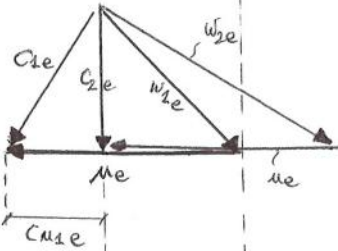
Poiché in tale caso $\alpha) \text{ vale: } w_{2m} = c_{2m}$
 $w_{1m} = c_{1m}$

andando a sostituire tali relazioni nel grado di reazione esso risulterà pari a $R = 0,5$, ottenendosi quindi metà espansione nel distributore e metà nella girante.

In punta e in coda i triangoli di velocità si modificano rispetto ai precedenti nel seguente modo:

CASO 2 RAGGIO ESTERNO (PUNTA)

il raggio esterno cresce, allora diminuiranno le componenti di velocità.



$C_u \cdot r = \text{cost} \Rightarrow C_{u1m} \cdot r_m = C_{u2e} \cdot r_e$, ma $r_e \uparrow \Rightarrow$

$C_{u2e} < C_{u1m} \Rightarrow C_{u2e} = C_{u1m} \cdot \frac{r_m}{r_e}$

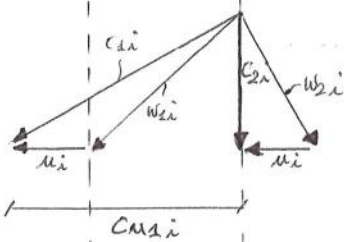
La componente assiale viene mantenuta, la m_e è aumentata in quanto il raggio esterno è aumentato e si ha:

$\frac{c_{1e}^2}{2} - \frac{c_{2e}^2}{2} \rightarrow 0 \Rightarrow R = 1$, si

espande tutto nella girante.

CASO 3 RAGGIO INTERNO (RADICE)

in tal caso poiché vale sempre $C_u \cdot r = \text{cost}$, poiché r diminuisce allora C_{u1i} aumenta.

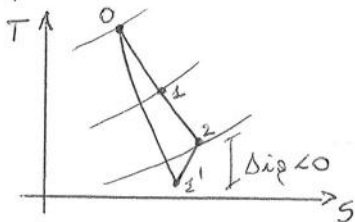


In tal caso il grado di reazione sarà $R = 0$

Si osserva che alla radice può accadere che si abbia $w_{1i} > w_{2i}$ ottenendosi quindi un grado di reazione $R < 0$. Ciò significherebbe espandersi fin troppo nel distributore facendo subire notevolmente velocità e perdite e comprimersi nella girante, generando ulteriori

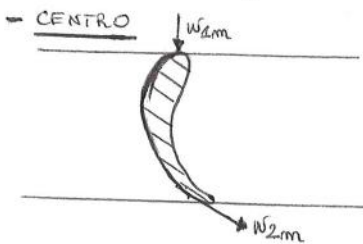
perdite \Rightarrow le perdite non saranno più costanti. Come si nota dal grafico successivo

GRADO DI REAZIONE $R < 0$

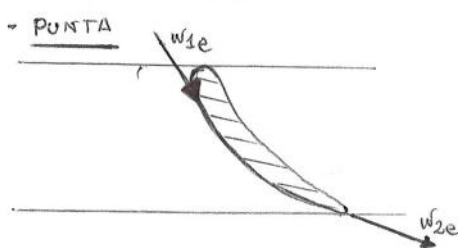


si seguirebbe la linea 0-1'-2 anziché la linea classica d'espansione da 0 a 2. Se si va a $R < 0$ si sdoppia le turbine singole in 2 turbine in maniera tale da avere palette più basse.

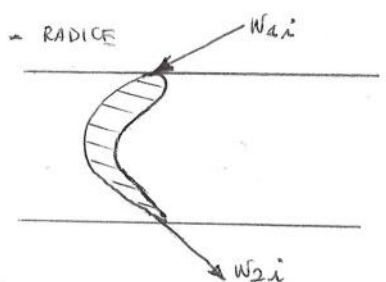
Si osserva infine la FORMA DELLE PALETTE nei 3 casi:



Si ha una palette poco concava, meno concava rispetto alla radice.



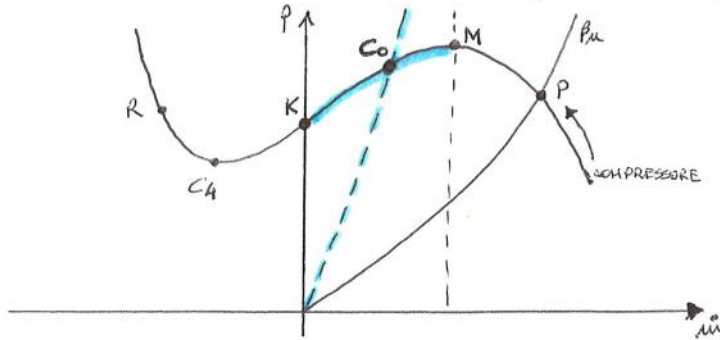
In punta si ha una palette quasi piana.



Si ha una palette molto più incurvata e concava rispetto al centro.

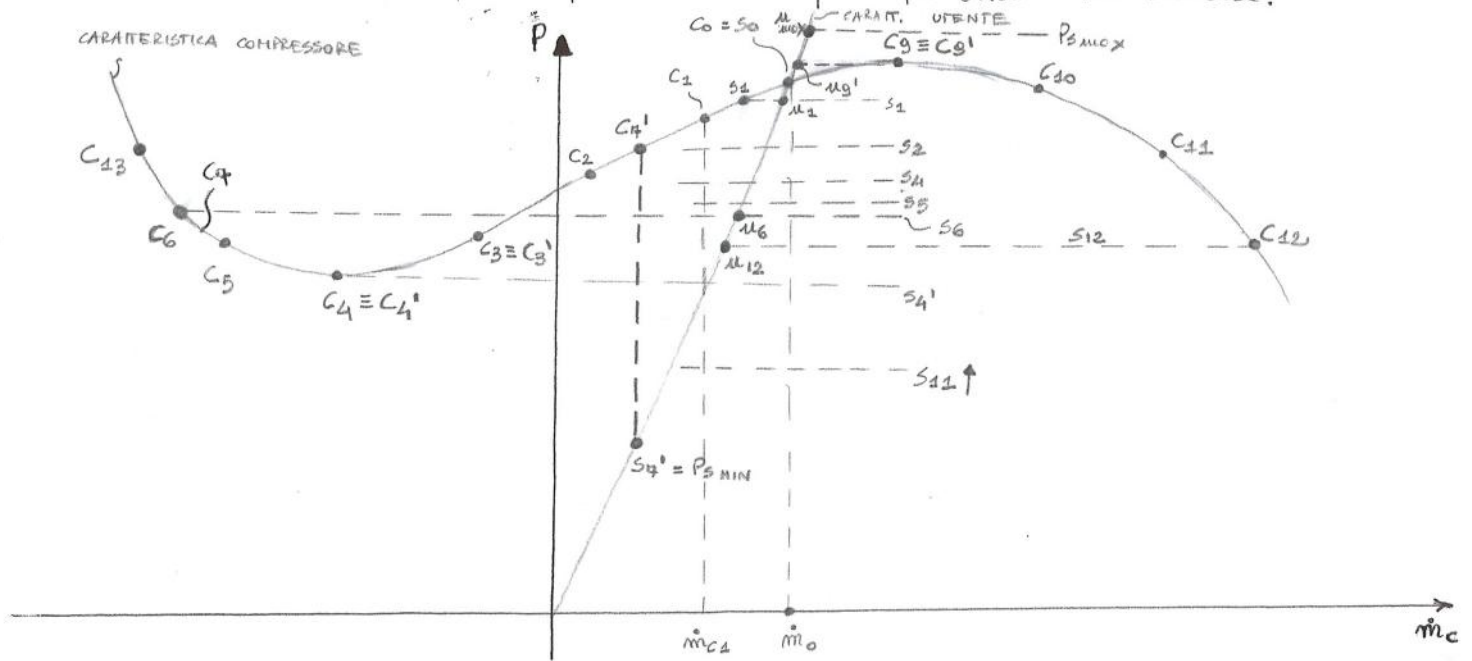
- 1) Compressore veloce negli odotamenti: (il compunto del serbatoio, il quale vede la sua pressione variare con lentezza estrema \Rightarrow si osserva $P_s = \text{cost}$)
- 2) Serbatoio molto lento negli odotamenti
- 3) Condotta è breve e senza curve di pressione e perdite distribuite
- 4) Inerzia del compressore trascurabile; oppure se presente concentrata nel condotto a valle.

L'utente dopo il serbatoio si suppone veloce, ma comunque deve seguire il serbatoio.



Se P è a destra di M , esso risulta essere un punto stabile anche in presenza del serbatoio. Nel punto Co invece, la presenza del serbatoio manda a monte tutte le ipotesi fatte nel caso di funzionamento stabile, si genera infatti instabilità. Appena si scende al

di sotto del punto di massimo M si verifica il fenomeno del POMPAFFIO. Si disegna la caratteristica del compressore anche per le portate negative; nel punto K non potendosi avere discontinuità, la pressione non può che scendere.



Inizialmente siamo in $Co = S_0$. Si suppone che per cause eccezionali il compressore si sposti da Co a C_4 . Cosa accade nel serbatoio? Il serbatoio era in Co e resta in Co :



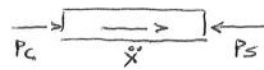
In tal caso m_c scende, m_u è circa costante grazie alle grandi capacità del serbatoio. Esso si inizia a smuovere, ma la pressione P_s scende poco, meno di quanto scende la P del compressore. La velocità di discesa dipenderà dalla capacità del serbatoio, allora esso essendo grande si sposterà lentissimamente spostandosi a S_4 poco al di sotto di Co e l'utente si sposterà in M_1 . Il serbatoio quindi obbedisce la sua portata, ma di molto poco.

Oltre al punto C_4' quindi si ha:

$\dot{m}_c \uparrow$ (ma inizialmente è ancora minore di zero)



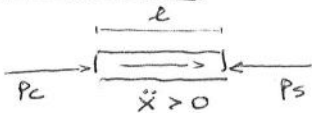
$P_s \downarrow$



$P_c > P_s$

In definitiva l'utente continua a scendere di portata, mentre il compressore continua a salire fino a trovare un punto di uguaglianza (C_4'), per C_1 e C_2 , in cui le portate si uguagliano. Questa è la condizione in cui il serbatoio smette di svuotarsi, sicché portate uguali a quelle che esige:

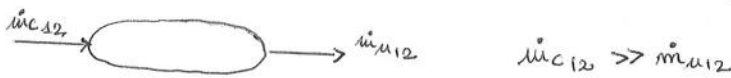
C_4' è successivo:



$P_c > P_s \quad \ddot{x} > 0 \quad \dot{m}_c \uparrow$

$P_s \uparrow$ perché $\dot{m}_c > \dot{m}_u$

Questo andamento andrà avanti fino a C_3 , e proseguirà in C_4 e C_4' , punti in cui il serbatoio continuerà a salire di pressione, mentre il compressore tornerà a scendere. Esisterà allora un punto dove le 2 pressioni si incontreranno nuovamente, ed esso sarà C_{12} , in cui finirà la fase ostruzione e ne comincerà una successiva. Da C_4' a C_{12} il serbatoio si è quindi riempito nuovamente. In C_{12} si ha una notevole differenza di portata:

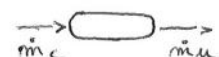


Il compressore sale a $P_{s12} + dp$ e si ferma; ricomincia in C_{12} la fase ostruzione e si prolunga fino al punto C_3 dove terminerà la fase ostruzione. Si risale con il compressore che segue il serbatoio in suzione. Si raggiunge allora il punto $C_3 = C_3'$:

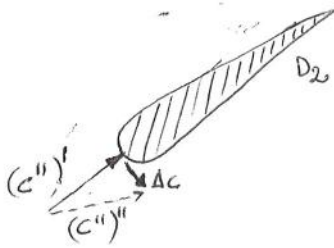
$\dot{m}_c > \dot{m}_u \rightarrow P_s \uparrow \Rightarrow$ il serbatoio sale a valori di pressione superiori al punto C_3 , mentre il compressore può solo scendere data la sua caratteristica \Rightarrow inizia la nuova fase ostruzione. Si avrà in tal caso il livello di P_{smax} per cui le portate di utente \dot{m}_u e compressore \dot{m}_c si eguagliano.

Si ritrova quindi alle condizioni iniziali, ma questa volta il serbatoio è a pressione più alta del compressore, comincia quindi la nuova fase ostruzione che non si fermerà in C_6 , in quanto essa comincia con condizioni iniziali più elevate \Rightarrow si prolunga in un punto più alto ancora, ossia C_{13} (punto a portata minima). Si oscilla quindi con portate nell'una e nell'altra direzione, questo è il fenomeno del pompaggio, con tutte le ipotesi fatte. Tale fenomeno genera ribrezzo in chi disubbugna il compressore portando alla rottura delle valvole o addirittura alla rottura dei bulloni di collegamento tra serbatoio e compressore.

Volevo in ultima analisi analizzare il caso di SERBATOIO PIENO



in stallo, si riduce la sezione di passaggio, la portata per essere smaltita va nei canali adiacenti alterando l'incidenza. Ad esempio la portata in più nel canale D2 può far cadere in stallo tale canale. Quindi sino a poco tempo prima si aveva una velocità tale da non provocare lo stallo in D2, ma osservandogli un po di portata supplementare da D1 D2 entra subito in stallo. Di conseguenza, nel canale precedente D1, la diminuzione di portata riduce l'incidenza, portandolo D1 esce dallo stallo. Lo stallo suole, passa da un vortice all'altro, ecco perché si parla di STALLO ROTANTE. Esso provoca un periodico vibrazione delle palette sollecitate in movimento oscillante => esse si rompono per fatica generando un collasso delle prestazioni.

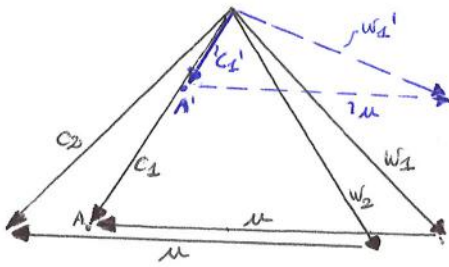


Quindi nei COMPRESSORI CENTRIFUGHI si ha STALLO ROTANTE concesso con m e in essi non va mai in stallo la girante, ma solo il diffusore.

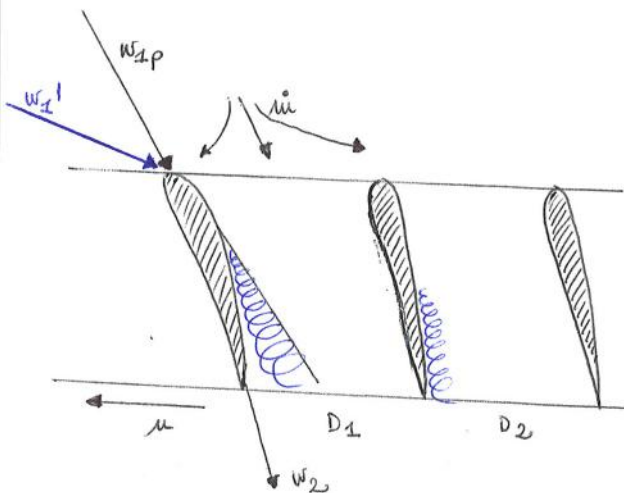
STALLO IN COMPRESSORI ASSIALI

Nei compressori ASSIALI si può avere STALLO sia nella girante che nel diffusore. Esaminiamo lo stallo nella girante:

TRIANGOLO DI VELOCITÀ SIMMETRICI



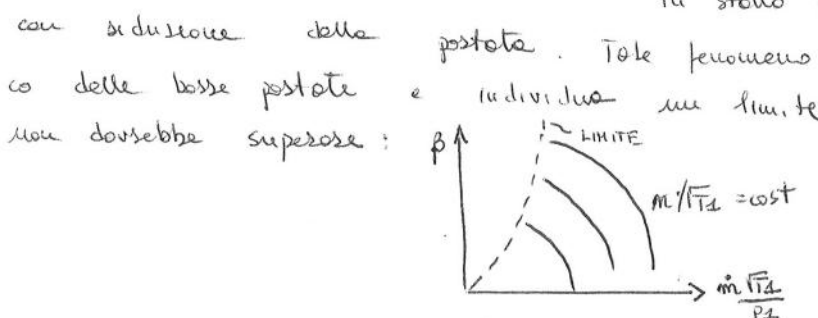
Inizialmente ho w_{1p} , poi riducendo la portata la c_1 dovrà essere uguale in direzione e minore in modulo (direzione fissa). Si ottiene il nuovo triangolo delle velocità in blu con c_1' piccola, stessa m e w_1' con inclinazione minore, si avvicina alla direzione tangenziale.



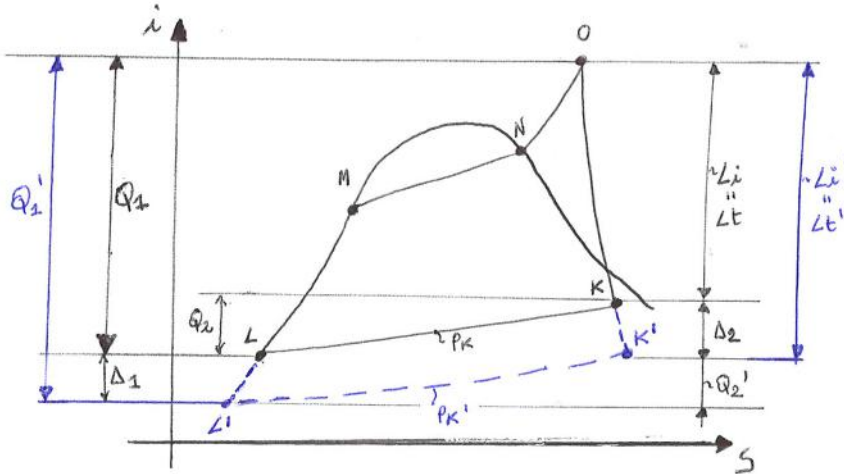
La portata si riduce per resistenza al moto e al surplus di portata va nei condotti vicini. Il canale D2 entra in stallo mentre esce dallo stallo il canale di sinistra. Il distacco in tal caso si ha sull'extradosso.

In questo caso lo stallo è discorde con m , si dice allora che lo stallo è controtangente (opposto alla m per la girante.)

In stallo si va sempre in fase di regolazione con riduzione della portata. Tale fenomeno, così come il pompaggio, è caratteristico non dovrebbe superare:



8") IMPIANTI DI TURBINE A VAPORE: AUMENTO DEL RENDIMENTO TRAMITE ABBASSAMENTO DI P_K



Si ha M^* molto vicino a L , per cui si considerano i 2 punti coincidenti, trascurando il lavoro della pompa.

Si ottengono i punti K ed L per cui si ha:

$$\begin{cases} L_i' = L_i + \Delta_2 \\ Q_1' = Q_1 + \Delta_1 \\ Q_2' = Q_2 + \Delta_1 - \Delta_2 \end{cases} \Rightarrow \eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$\Rightarrow \eta_i' = \frac{L_i'}{Q_1'} = \frac{Q_1' - Q_2'}{Q_1'} = 1 - \frac{Q_2'}{Q_1'} = 1 - \frac{Q_2 + \Delta_1 - \Delta_2}{Q_1 + \Delta_1}$$

Dall'esperienza si sa che $\Delta_1 \approx \Delta_2$ per cui:

$$\eta_i' = 1 - \frac{Q_2 + \overset{\approx \text{uguali}}{\Delta_1 - \Delta_2}}{Q_1 + \Delta_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1 + \Delta_1} \Rightarrow \eta_i' > \eta_i$$

il termine sottrattivo è più basso in quanto il suo denominatore cresce

I lavori L_{1a}, L_{1b}, L_{1c} sono le aree dei 3 cicli, \Rightarrow il lavoro del ciclo complessivo è pari a: $L_i = L_{1a} + L_{1b} + L_{1c}$

Analogamente i calori del ciclo complessivo saranno:

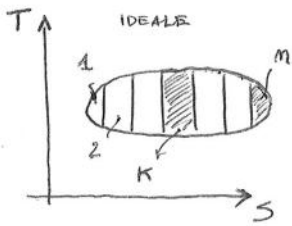
$$Q_1 = Q_{1a} + Q_{1b} + Q_{1c}$$

$$Q_2 = Q_{2a} + Q_{2b} + Q_{2c}$$

I 3 cicli possibili e il ciclo totale si equivalgono sia come calori che come lavori, di conseguenza essi si equivalgono anche come rendimenti:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{L_{1a} + L_{1b} + L_{1c}}{Q_{1a} + Q_{1b} + Q_{1c}}$$

Considero un caso di sfruttamento sempre ideale (con $L_{rsm} = 0$):



si può dividere il ciclo in tante parti, per cui si ha che:

$$L_i = \sum_{k=1}^m L_{ik} \quad Q_1 = \sum_{k=1}^m Q_{1k}$$

Si avrà:

$$L_{1a} = \eta_{1a} \cdot Q_{1a}$$

$$L_{1k} = \eta_{1k} \cdot Q_{1k}$$

$$\vdots$$

$$L_{1m} = \eta_{1m} \cdot Q_{1m}$$

Dunque:

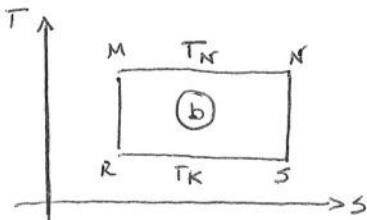
$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{\sum_{k=1}^m L_{ik}}{\sum_{k=1}^m Q_{1k}} = \frac{L_{1a} + \dots + L_{1k} + \dots + L_{1m}}{Q_{1a} + \dots + Q_{1k} + \dots + Q_{1m}} = \frac{\eta_{1a} Q_{1a} + \dots + \eta_{1k} Q_{1k} + \dots + \eta_{1m} Q_{1m}}{Q_{1a} + \dots + Q_{1k} + \dots + Q_{1m}}$$

Il rendimento del ciclo complessivo è una media pesata dei rendimenti possibili coi pesi che sono i rispettivi calori forniti. È importante quindi il ciclo con rendimento migliore. Nel caso in esame:

$$\eta_i = \frac{\eta_{1a} Q_{1a} + \eta_{1b} Q_{1b} + \eta_{1c} Q_{1c}}{Q_{1a} + Q_{1b} + Q_{1c}}$$

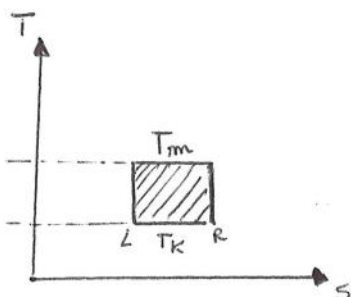
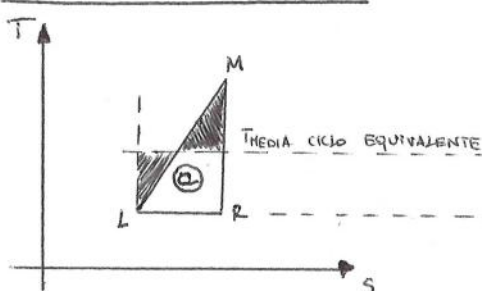
Vanno computati i rendimenti di ciascun ciclo:

CICLO b \rightarrow DI CARNOT



$$\eta_{1b} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{T_K}{T_N}$$

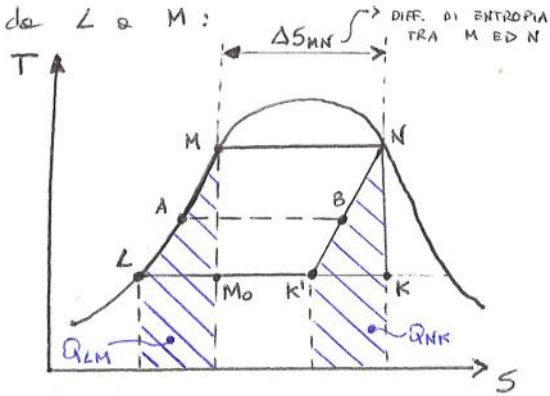
CICLO a \rightarrow TRIANGOLARE



Si considera il ciclo triangolare analogo a un ciclo di Carnot che evolve tra T_{media} e T_K con $T_{media} = temp.$ che rende uguali le 2 aree sottostanti

9) **SI** **IMPIANTI DI TURBINE A VAPORE: AUMENTO DEL RENDIMENTO TRAMITE RIGENERAZIONE**

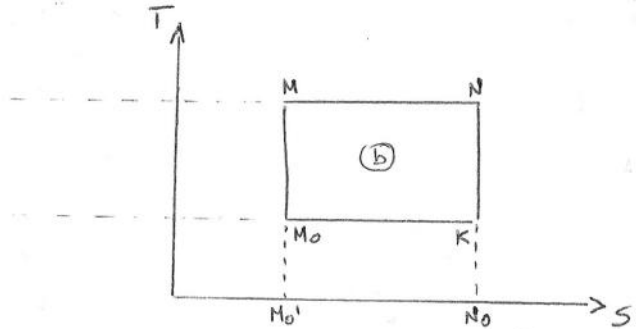
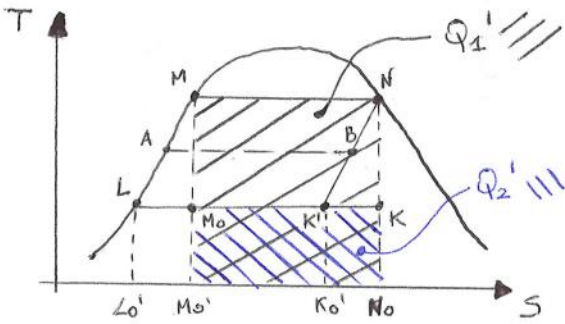
Si è evoluto nei "surriscaldamenti" ripetuti come il ciclo triangolare \textcircled{a} sia quello a più basso rendimento. Lo scopo della RIGENERAZIONE tende a eliminare gli effetti del ciclo \textcircled{a} che è quello a più basse temperature. Si modifica l'espansione in turbina sottoposto calore che serve a scaldare il liquido da L a M:



È come se ciascun punto della linea di riscaldamento fosse spostato di ΔMN verso destra: $\underline{NK' = LM}$

Si fornisce calore dall'esterno solo da M a N, mentre tra L ed M si fornisce il calore "interno". Il calore sottoposto alla turbina Q_{NK} viene usato per riscaldare da L a M.

Dall'esterno si fornisce Q_1' e si sottrae Q_2' :



Il ciclo vero è $\triangle MNK'$. Considero il ciclo rettangolare equivalente al precedente come lavoro e rendimento, ossia l'equivalente di Carnot, per cui:

$$\eta_i' = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{T_K}{T_N} = \eta_{ib}$$

In tal modo si è eliminato il ciclo triangolare \textcircled{a} a più basso rendimento.

Per i calcoli si ha:

$$Q_1 = \text{AREA } L_0' L M N N_0$$

$$Q_2' = \text{AREA } M_0' M N N_0$$

$$Q_2 = \text{AREA } M_0' M_0 K N_0 = \text{AREA } L_0' L K' K_0'$$

Per i lavori si ha:

$$L_i = \text{AREA } LMNK$$

$$L_i' = \text{AREA } LMNK' < L_i$$

Si è quindi aumentato il rendimento, per contro però è sceso L_i . Non è un problema però, basta infatti aumentare la portata in per soddisfare la P_i richiesta:

$$P_i = m L_i \Rightarrow \text{ se } L_i \downarrow \text{ m } \uparrow \text{ aumenteranno quindi le dimensioni di}$$

↓
Fissa

Si ha quindi un CICLO BASE percorso da 1 Kg di rovere, a cui si aggiunge un ciclo aggiuntivo percorso da me Kg di rovere:

$$\begin{array}{l} \text{CICLO BASE LMNOPK} \quad 1 \text{ Kg} \\ \text{CICLO AGGIUNTIVO L'MNOP} \quad \text{me Kg} \end{array}$$

Si tratta di 2 cicli collegati. A causa dello spilloamento orzo:

$$Q_{1a} = (10 - 1L'). \text{ me} \quad \text{CALORE AGGIUNTO RISPETTO AL CICLO BASE}$$

$$Q_{1\text{stratto}} = (1L' - 1L). 1 \quad \text{CALORE IN MENO RISPETTO AL CICLO BASE}$$

$$Q_{1a} = \Delta_1 + \Delta_2 = (1P - 1L') \text{ me} + (10 - 1P) \cdot \text{me}$$

è il calore che si usa per scaldare 1 Kg di fluido da L a $L' (1L - 1L')$ questa è la parte in più fornita per il rovere L_{1a}

$$\begin{aligned} Q_{1'} &= Q_{1b} + Q_{1a} - \Delta_1 \\ &= (Q_{1b} - \Delta_1) + Q_{1a} \\ &= (Q_{1b} - \Delta_1) + (\Delta_1 + \Delta_2) \\ &= Q_{1b} + \Delta_2 \end{aligned}$$

$$\text{Il rovere } L_{1a} = (10 - 1P) \text{ me} = \Delta_2$$

in definitiva:

$$\begin{cases} Q_{1'} = Q_{1b} + \Delta_2 = Q_{1b} + (10 - 1P) \text{ me} = Q_{1b} + L_{1a} \\ L_{1'} = L_{1b} + L_{1a} = L_{1b} + (10 - 1P) \text{ me} = L_{1b} + L_{1a} \end{cases}$$

uso il vassoio in quanto la mossa non è più unitaria, ma riferita a 1 + me Kg.

Rispetto al ciclo base fornisco in più la quantità di calore $(10 - 1P) \text{ me}$ e mi ritrovo tale quantità nel rovere, cioè tutto il calore aggiunto viene convertito in rovere. Il ciclo aggiuntivo ha un rendimento del 100% sulle coste, ma solo se ottenuto al ciclo base e non isolatamente.

$$\text{Il rendimento } \eta_{1'} = \frac{L_{1'}}{Q_{1'}} = \frac{L_{1b} + L_{1a}}{Q_{1b} + L_{1a}} > \frac{L_{1b}}{Q_{1b}} = \eta_1 \Rightarrow \eta_{1'} > \eta_1$$

L_{1b} , Q_{1b} crescono della stessa quantità quindi $\eta_{1'} > \eta_1$

Spesso si fa più di uno spilloamento, si arriva a 4÷5 per impianti grandi, e l'impianto diventa più complesso.

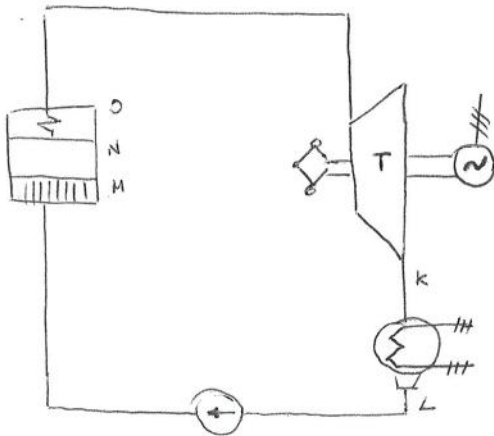
Stabiliamo il punto più opportuno per spillare, cerco un punto di ottimo per P:

10') REGOLAZIONE IMPIANTI A VAPORE: VARIAZIONE PORTATA \dot{m} , PARZIALIZZAZIONE, LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE DELLA TURBINA

• VARIAZIONE PORTATA \dot{m}

Si pensi inizialmente alla regolazione di un impianto semplice con:

P. variabile a $m = \text{cost}$



Si vorrebbe regolare mantenendo $\eta_g = \text{cost}$, anche se realmente risulta un caso irrealizzabile.

$$P_u = \eta_g \cdot \dot{m} b \cdot H_i$$

↳ si riduce il combustibile, mantenendo η_g possibilmente costante.

Riducendo $\dot{m} b$ l'impianto in genere non si adegua spontaneamente a $m = \text{cost}$, ma bisogna fare ricorso dell'altro. risulta molto impossibile mantenere $\eta_g = \text{cost}$ perché:

$$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_o \cdot \eta_i$$

↳ riducendo $\dot{m} b$, in caldaia scenderà η_b , comunque si può considerare $\approx \text{cost}$

η_i costante se il ciclo non cambia forma

$$\eta_i = \frac{(10 - kK)}{(10 - kL)}$$

Si deve modificare la portata di vapore che circola:

$$P_u = \dot{m} (10 - kK) \cdot \eta_o$$

↳ per variare P_u va modificata la portata \dot{m} , questo è l'intervento che va fatto. Si mantiene il ciclo fisso rendendo \dot{m}

in più η_o non è costante, esso scende riducendo la P_u . La potenza dissipata per attriti non varia, quindi η_g varia.

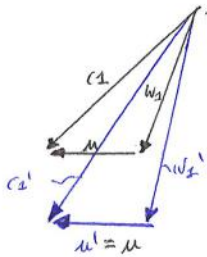
$$\eta_o = \frac{P_u}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_u} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad P_m \approx \text{cost}, \quad P_i \text{ varia} \Rightarrow \eta_o \text{ varia}$$

Regolando notevolmente η_o va a zero, l'impianto produce potenza solo per se stesso (accessori e attriti). In qualunque motore, regolando, η_o scende.

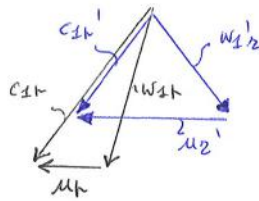
• PARZIALIZZAZIONE: si suppone che almeno in testa si abbiano turbine ad azione parzializzabili quando si richiede meno potenza, oscurando un tot di palette:

Si hanno molte maggiori perdite anche per la turbina o sezione:

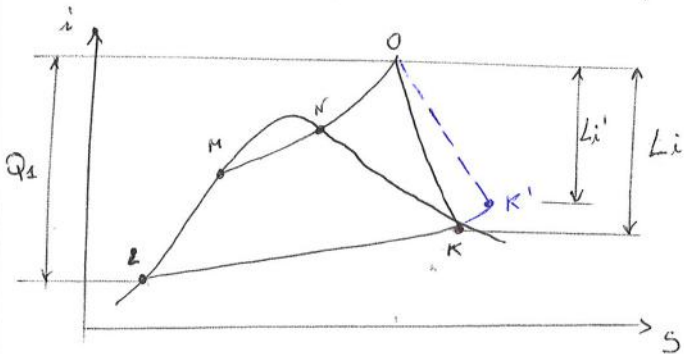
TURBINA AD AZIONE



TURBINA A REAZIONE



A causa dell'angolo non più ottimale tra fluido e palette, i punti di fine espansione si spostano verso entropie crescenti.



Si ha una relazione per L_i mentre Q_1 resta costante \Rightarrow

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}$$

$$\eta_i' = \frac{L_i'}{Q_1} \Rightarrow \text{poiché } L_i' < L_i$$

$$\eta_i' < \eta_i \Rightarrow P_i' = \dot{m}' \cdot L_i' \Rightarrow \text{risultato}$$

sia \dot{m} che L_i .

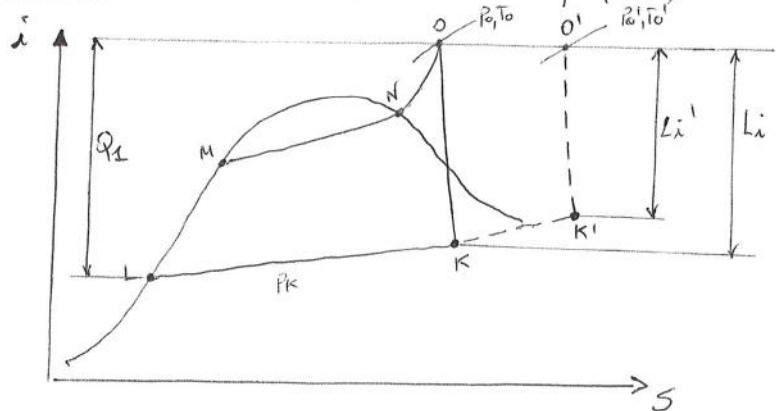
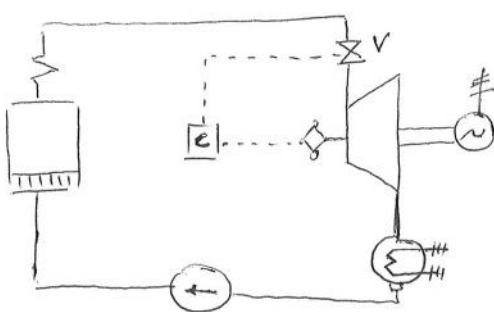
Il ciclo non conserva esattamente la forma $\Rightarrow \eta_i$ scende.

I limiti di tale regolazione risiedono nel fatto che si tratta di una regolazione non continua, a scatti. È una regolazione che parte da P_u^* a valori circa prossimi ad esempio $\alpha \approx 0,9 P_u^*$.

Si pone allora alla regolazione tramite un metodo meno pregiato, ma continuo, che scende dai livelli discreti ottenuti in regolazione per specializzazione.

● **LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE DELLA TURBINA** (metodo continuo, ma meno pregiato)

IMPIANTO

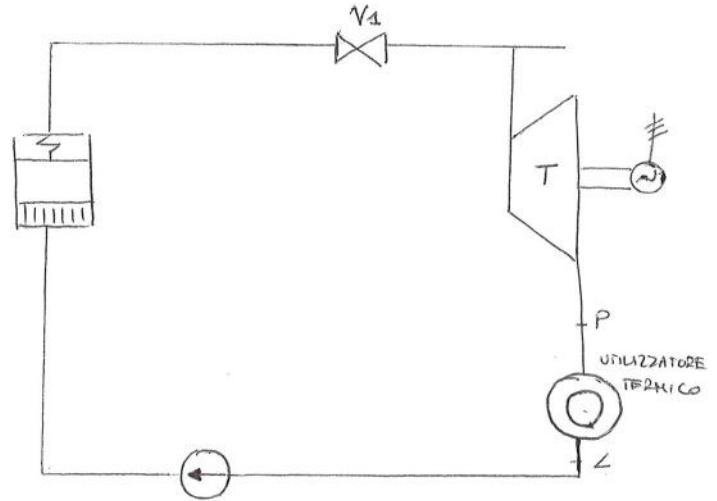
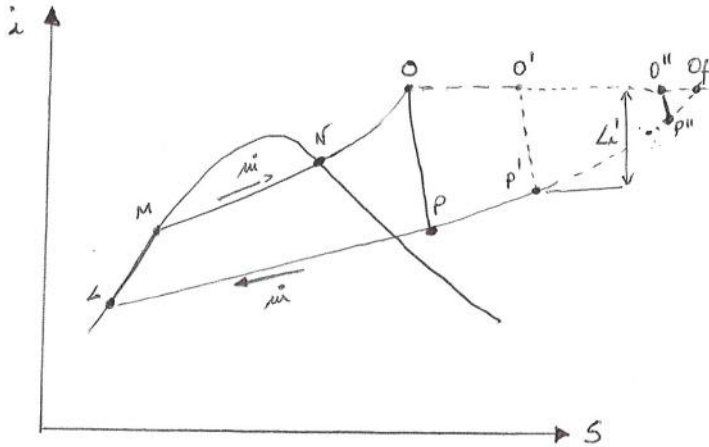


Si consideri $\dot{m} = \text{costante} \Rightarrow$ approssimando $i \approx \text{cost}$ torniamo al punto O ottenendo due nuovi punti O' e K'. Il rendimento ovviamente diminuirà in quanto $Q_1 = \text{cost}$ ma L_i scende, per cui:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}$$

$$\eta_i' < \eta_i \Rightarrow \eta_i' = \frac{L_i'}{Q_1} \text{ con } L_i' < L_i$$

11) REGOLAZIONE IMPIANTI A RECUPERO TOTALE CON INDIVIDUAZIONE DEL CAMPO PORTATE ESTRATTE - POTENZE



Si può lavorare con una valvola V_1 all'operazione della turbina.

La potenza sarà:

$$m_i' = m_i \frac{P_0^0}{P_0^1} = m_i \frac{P_0^1}{P_0^0}$$

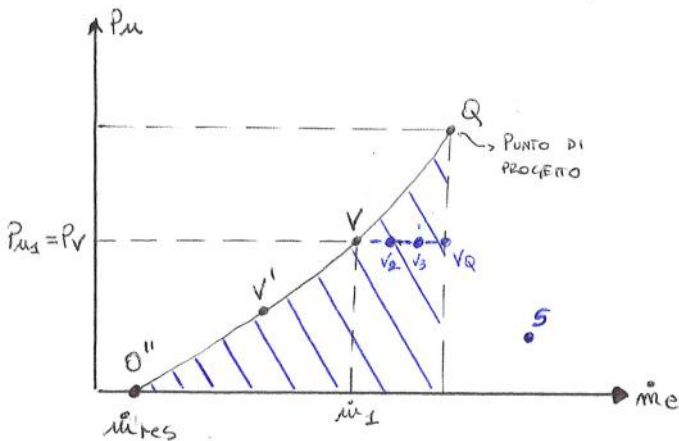
confondo pressioni totali e statiche pensando che le velocità siano piccole

$$P_u' = \eta_0 m_i' L_i' = \eta_0 \cdot m_i \frac{P_0^1}{P_0^0} (s_0' - s_p')$$

con $L_i' = (s_0' - s_p') < L_i$

Per cui scendendo m_i' ed L_i' si è avuta una riduzione di potenza. Si hanno dei limiti però per regolare l'impianto soddisfacendo entrambi gli utenti. Si ha un effetto sui 2 utenti, che però sono strettamente vincolati, per cui l'impianto è rigido: cambia la potenza richiesta dall'utente tecnico e la potenza elettrica si abbassa dovendo adeguarsi.

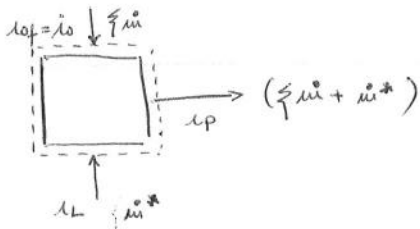
Si consideri il seguente diagramma



PORTATE ESTRATTE - POTENZE:

La potenza estratta è pari a quella che transita nella condensa: $m_i' = m_{ie}$. La potenza sarà con m_i , ma vale anche con $(s_0 - s_p)$, si ha una curva concava verso l'alto. Si scende lungo la curva da: $Q \rightarrow V \rightarrow V' \rightarrow O''$. Se l'utente tecnico richiede una potenza m_{ie} l'utente elettrico deve avere una potenza pari a $P_{us} = P_v$ (punto V).

Nella laminazione si si ferma in un punto precedente a O_f , ossia O'' in cui si ha una potenza m_{ies} che genera una potenza $P_i = m_{ies} (s_0'' - s_p'')$ utile solo a vincere gli attriti. Nel punto O'' l'impianto sta funzionando solo per vincere gli attriti e le perdite interne, non si fornisce potenza all'esterno ($P_m = 0$). Se si andasse oltre O_f , l'alternatore assorbirebbe energia dalla rete.

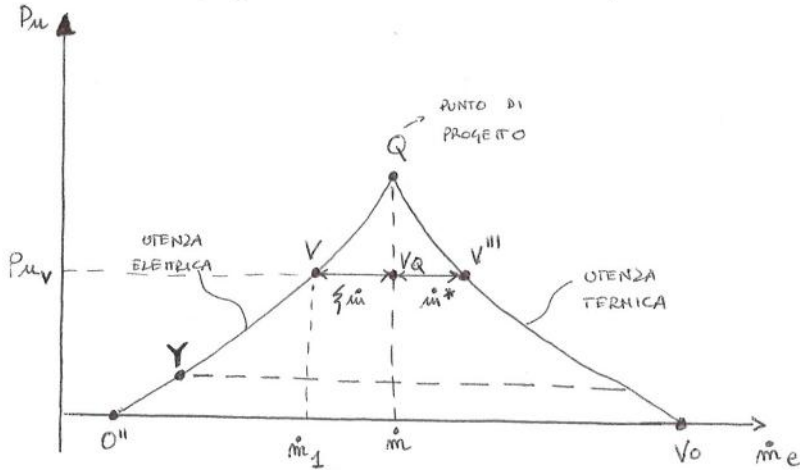


$$\xi m_i l_0 + m_i^* l_L = (\xi m_i + m_i^*) l_P$$

$$\xi m_i (l_0 - l_P) = m_i^* (l_P - l_L)$$

$$m_i^* = \frac{\xi m_i (l_0 - l_P)}{(l_P - l_L)}$$

Quindi grazie a questa nuova portata m_i^* aggiuntiva si spunta una maggiore area del grafico (ossia la parte speculare destra). Tale ampliamento è possibile



grazie al fatto che si è simulata l'utenza termica, mentre l'utenza elettrica si muove sempre lungo QO'' . L'utente termico, grazie al fatto di poter elaborare ora una portata $m_i + m_i^*$ può condurre in condizioni di potenza maggiore di quella di progetto. Fissata ad esempio una potenza

P_{mV} , la turbina lavora in V con portata $(m_i - \xi m_i) = (1 - \xi)m_i$ essendo m_i la portata del punto Q di progetto, mentre l'utente termico lavora al massimo in V''' con portata $(m_i + m_i^*)$. In definitiva con una opportuna regolazione delle valvole V_1, V_2 e V_3 (che regola m_i^*) si ottiene la massima sfruttabilità d'impianto. Abbassando la potenza in turbina (punto Y) si ottiene una maggior portata per l'utente termico.

Nella prima turbina scende la portata, si scende il sotto entalpico => scende la potenza.

Nella seconda turbina si ha:

$$T_2: \dot{m}^* \sim \frac{P_H^0}{\sqrt{P_H^0 \sigma_H^0}} \sim \sqrt{\frac{P_H^0}{\sigma_H^0}}$$

$$\dot{m} \sim \frac{P_H^1}{\sqrt{P_H^1 \sigma_H^1}} \sim \sqrt{\frac{P_H^1}{\sigma_H^1}}$$

H e H' sono sulla stessa isobara per cui $P_H = P_H'$, mentre aumentando il volume massico sul Mollier ($-h_{0e}$ a $v = \text{cost}$ per H e H') si ha $\sigma_H^0 < \sigma_H^1$. Dunque:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \sqrt{\frac{\sigma_H^0}{\sigma_H^1}} \Rightarrow \dot{m} = \dot{m}^* \sqrt{\frac{\sigma_H^0}{\sigma_H^1}} < \dot{m}^*$$

Nella seconda turbina scende la portata, ma sale il sotto entalpico e sale la potenza.

Per tale ragione non si ragiona sulle potenze, ma sulle portate.

In definitiva si ottiene che entrambe le portate scendono, quella della T1 ricolpente in quanto varia con la pressione, mentre quella della T2 lentamente in quanto essa varia con la radice che scende più lenta la diminuzione.

La portata esatta all'uscita tecnica dipende dalle portate nelle due turbine, dunque essa dipende dalla diminuzione delle stesse. Si osserverà a un certo punto in cui la portata esatta \dot{m}_e sarà nulla, ossia quando le portate nelle 2 turbine, scendendo si incontreranno.

Di seguito esse dimostrano che anche la potenza si riduce dopo la regolazione. Per far ciò divido il sotto entalpico tra 0 e K in 3 parti e vedo cosa accade post regolazione. (vedi grafico i-5) Si ha quanto segue:

CAMPO ①
COMPRESO TRA λ_0' E λ_H

PRIMA
T1
 $\Delta i = (\lambda_0 - \lambda_H')$
 $\dot{m}^* + \dot{m}_e^*$
 P_1^*

DOPO
T1
 $\Delta i' = (\lambda_0' - \lambda_H') = \Delta i$
 $(\dot{m} + \dot{m}_e) < \dot{m}^* + \dot{m}_e^*$
 $P_1 < P_1^*$

Nel campo ① quindi il sotto entalpico è lo stesso e poiché la portata scende, la potenza utile scenderà.

CAMPO ②
COMPRESO TRA λ_H' E λ_H

T1
 $\Delta i = (\lambda_H - \lambda_H) = \text{cost}$
 $\dot{m}^* + \dot{m}_e^*$
 P_2^*

T2
 $\Delta i' = \Delta i$
 $\dot{m} \downarrow$
 $P_2 < P_2^*$

Si ha abbassamento di potenza anche in tal caso, in quanto T2 già in progetto ha una portata \dot{m} inferiore a quella di T1 => se essa scende sarà ancora inferiore

CAMPO ③
COMPRESO TRA λ_H E λ_K

T2
 $\Delta i = (\lambda_H - \lambda_K)$
 \dot{m}^*
 P_3^*

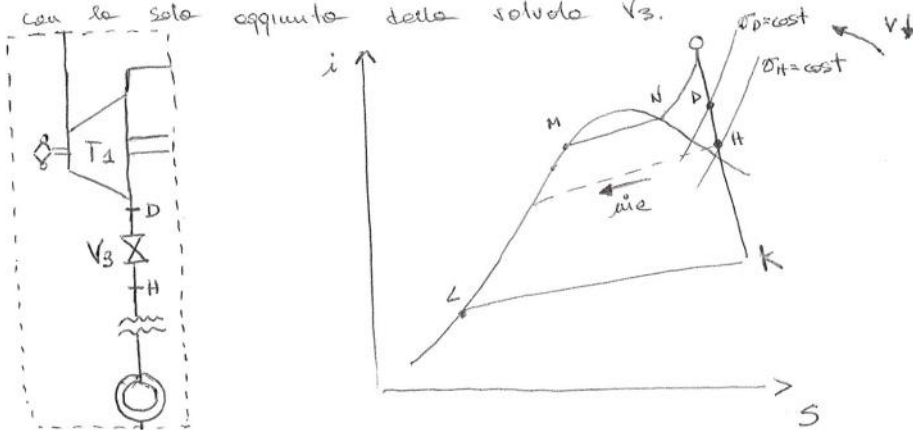
T2
 $\Delta i' = (\lambda_H - \lambda_K') < \Delta i$
 $\dot{m} < \dot{m}^*$
 $P_3 < P_3^*$

In tal caso scende la portata e anche il sotto entalpico (non più costante) => scende la potenza

La potenza totale dunque scenderà scendendo nei 3 singoli campi.

introdotta nel sistema di regolazione dell'impianto e recupero totale. (V_2 e V_3 del grafico a pag. 34).

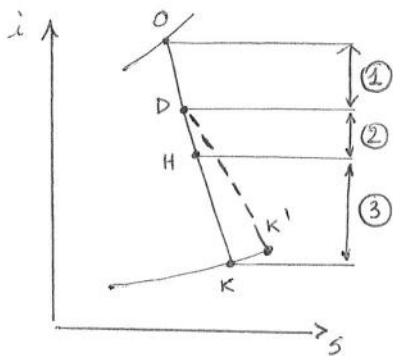
A tal punto si introduce una limitazione V_3 , pensando le valvole V_4 e V_2 totalmente aperte, per cui l'impianto si modifica come segue: è identico al caso iniziale con la sola aggiunta della valvola V_3 .



Il prestatore obbliga ad aumentare all'utente la pressione P_H , ma con l'introduzione della V_3 , a monte della stessa valvola la pressione sarà maggiore di P_H proprio a causa della caduta di pressione sulla valvola.

Prima dell'inserimento della valvola la centralina imponeva $P_D = P_H$, mentre se la valvola è aperta $P_D \geq P_H$. La modifica introdotta non varia le condizioni dell'utente, ma varia le condizioni di alimentazione della turbina T_2 , che non sarà più alimentata alla pressione di progetto ma a una pressione più alta.

Introducendo la V_3 e limitando solo su essa si ha il seguente risultato:



T_1 :

$$m^* + m_e^*$$

$$m^* + m_e^* = \text{cost}$$

La turbina T_1 è critica e rimane critica con la stessa portata.

T_2 :

$$m^* = K_2 A_2 \frac{P_H^0}{\sqrt{P_H^0 \sigma_H^0}} \propto \sqrt{\frac{P_H}{V_H}} \quad m = \dots \propto \sqrt{\frac{P_D}{\sigma_D}}$$

ora però $P_D \neq P_H$, per cui:

\Rightarrow aumenta la portata nella seconda turbina:

$m \uparrow$ rispetto a m^*

$$\frac{m}{m^*} = \sqrt{\frac{P_D}{P_H}} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_H}{\sigma_D}} > 1 \quad \sigma_D < \sigma_H$$

Non meno che D siale verso 0 si ossiva alla condizione per cui la portata della T_1 è appena sufficiente ad alimentare $T_2 \Rightarrow$ l'utente avrà portata nulla.

Dunque di conseguenza per la portata esatta si avrà:

$$m_e = \left[\underbrace{(m^* + m_e^*)}_{\text{cost}} - \underbrace{m}_{\uparrow} \right] \Rightarrow m_e \downarrow$$

Dunque nel diagramma $P_H - m_e$, tramite la regolazione con V_3 si si sposta

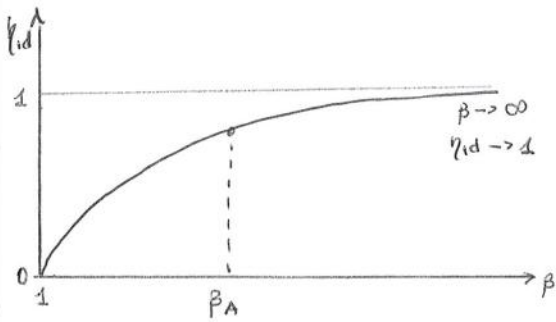
sola estensione in rosso.

Volendo lavorare in u , la centrale ϕ in modo di lavorare su V_3 appena introdotta e dopo di lavorare su V_2 ;

Il punto u_2 invece è irraggiungibile benché sia nel campo delle postate coperte.

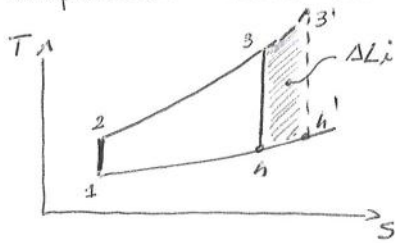
Esiste solo un modo per poterlo raggiungere: si arriva in B e si preleva della potenza elettrica dalla rete per raggiungere u_2 , dato che come postate ha un ruolo di postate coperte.

Il rendimento risulta esclusiva funzione del rapporto di compressione β . Ci si aspetta una dipendenza del rendimento dalla T_3 , come negli impianti di turbine a vapore, ma esso cresce e tende al valore 1 indipendentemente da T_3 :



Nel rendimento ha dipendenza dalle T_{media} di evaporazione e di condensazione. In tal caso scendo T_3 , scende anche T_4 , infatti:

se $T_3 \uparrow$ e $T_3' \uparrow$ anche $T_4 \rightarrow T_4' \uparrow$ e di conseguenza il rendimento risulta indipendente dalla T . Considerando infatti il ciclo in fig. 123'4' con un β



più alto ossia:

$$\eta = 1 - \frac{T_{media}(Q_2)}{T_{media}(Q_1)} \rightarrow \uparrow$$

umentano allora sia la T_{media} di fornitura del calore Q_1 , ma anche quella di cessione del calore

$Q_2 \Rightarrow$ i due effetti si bilanciano.

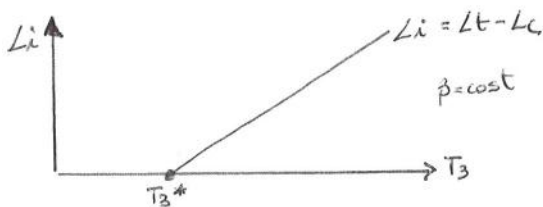
Il lavoro invece, essendo il'area del ciclo nel caso ideale, poiché $L_{fm} = 0$, se $T_3 \rightarrow T_3' \uparrow$ si ha lavoro crescente, infatti aggiungendo al ciclo 433'4' si ha un aumento di lavoro all'aumentare della temperatura:

$$L_i = L_t - L_c \rightarrow \beta \uparrow L_t \uparrow$$

$$L_t = c_p(T_3 - T_4) = c_p T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) = c_p T_3 \left(1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \Rightarrow L_t \sim T_3 \text{ con } \beta = \text{cost}$$

$$L_i = L_t - L_c = L_t - \text{cost} = K_4 T_3 - \text{cost}$$

Graficando:

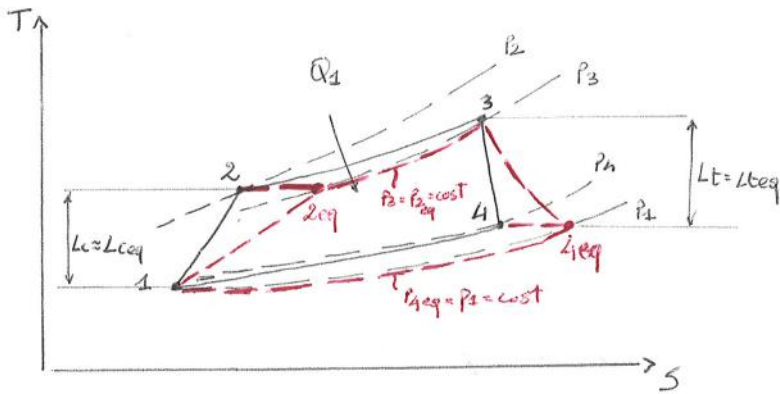


Occorre superare una certa T_3^* affinché il lavoro risult' maggiore di zero.

Finché si ha una T_3 alta, divergendo le isobore $L_t > L_c$. Abbassando T_3 però, i 2 lavori si vanno avvicinando, finché $L_t = L_c \Rightarrow$ per avere lavoro

T_3 dovrà necessariamente risultare maggiore di T_3^* .

In definitiva, la temperatura per $\beta = \text{cost}$ ha influenza sul lavoro,



Osservando che:

$$\left. \begin{aligned} L_t &= c_p (T_3 - T_4) = L_{teq} \\ L_c &= c_p (T_2 - T_1) = L_{ceq} \end{aligned} \right\}$$

$$L_u = \eta_{mt} \cdot L_t - \frac{L_c}{\eta_{mc}} = L_{ueq}$$

Inoltre:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) = Q_{1eq} = c_p (T_3 - T_{2eq})$$

$$Q_2 = c_p (T_4 - T_1) = Q_{2eq} = c_p (T_{4eq} - T_1)$$

in quanto $T_2 = T_{2eq}$ e $T_4 = T_{4eq} \Rightarrow$:

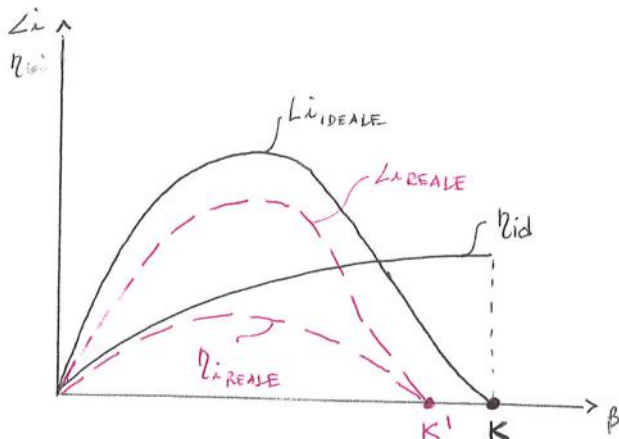
$$\eta_g = \frac{L_u}{Q_1} = \frac{L_{ueq}}{Q_{1eq}} = \eta_{g,eq}$$

I due cicli sono quindi equivalenti. Differiscono solo in β in quanto il ciclo equivalente ha un β inferiore:

$$\beta_{reale} = \frac{p_2}{p_1} \quad \beta_{eq} = \frac{p_3}{p_1} < \beta_{reale} \quad \text{in quanto } p_3 < p_2$$

In definitiva per i cicli reali, si rappresentano due linee a $p = \text{cost}$ come se non ci fossero perdite negli scambiatori e linee di compressione ed espansione che devono essere pensate peggiorate rispetto alle condizioni del ciclo reale, e di conseguenza ancora di più rispetto a quello ideale.

A qualunque β L_i sono più basso del caso ideale e di conseguenza si avrà anche un abbassamento del rendimento. Dunque per il lavoro si avrà un aumento simile ma "abbassato" rispetto al caso ideale, mentre il rendimento andrà a zero in un certo punto K' :



con $\Delta L_m = L_{C2} - L_{C2}'$ INCREMENTO DI LAVORO UTILE
 $\Delta Q_1 = c_p(T_2 - T_2')$ " DELLA SPESA

Quindi si ha

$$\eta_{g'} = \underbrace{\eta_b \frac{L_m}{Q_1}}_{\eta_g} \cdot \frac{1 + \frac{\Delta L_m}{L_m}}{1 + \frac{\Delta Q_1}{Q_1}} \Rightarrow$$

La CONDIZIONE DI MIGLIORAMENTO sarà $\frac{1 + \frac{\Delta L_m}{L_m}}{1 + \frac{\Delta Q_1}{Q_1}} > 1 \Rightarrow$

$\eta_{g'} > \eta_g$ se $\frac{\Delta L_m}{L_m} > \frac{\Delta Q_1}{Q_1}$, ossia il rendimento aumenterà quando l'aumento percentuale di lavoro sarà maggiore dell'aumento percentuale di spesa.

$\Rightarrow \frac{\Delta L_m}{\Delta Q_1} > \frac{L_m}{Q_1} \Rightarrow$ a secondo membro a meno di η_b si ha η_g , perciò moltiplicando entrambi i membri per il rendimento di combustione η_b avremo:

$$\frac{\Delta L_m}{\Delta Q_1} \cdot \eta_b > \frac{L_m}{Q_1} \cdot \eta_b = \eta_g \Rightarrow \frac{\Delta L_m}{\Delta Q_1} \cdot \eta_b > \eta_g$$

Pensando al ciclo addizionale 1'2'2'2' il rendimento di tale ciclo può essere definito come:

$$\eta_{dc} = \eta_b \cdot \frac{\Delta L_m}{\Delta Q_1} \quad \text{RENDIM. CICLO ADDIZIONALE}$$

Di conseguenza: $\eta_{g'} > \eta_g$ se $\eta_{dc} > \eta_g$

Calcolando ora $\eta_{g'}$ in funzione di η_{dc} :

$$\eta_{g'} = \eta_b \cdot \frac{L_m + \Delta L_m}{Q_1 + \Delta Q_1} = \eta_b \cdot \frac{L_m + \frac{\eta_{dc}}{\eta_b} \cdot \Delta Q_1}{Q_1 + \Delta Q_1} = \eta_b \cdot \frac{\eta_g \frac{Q_1}{\eta_b} + \frac{\eta_{dc}}{\eta_b} \cdot \Delta Q_1}{Q_1 + \Delta Q_1} =$$

$$\Delta L_m = \frac{\eta_{dc} \cdot \Delta Q_1}{\eta_b} \quad L_m = \eta_g \cdot \frac{Q_1}{\eta_b}$$

$$= \frac{\eta_g Q_1 + \eta_{dc} \cdot \Delta Q_1}{Q_1 + \Delta Q_1} \Rightarrow \boxed{\eta_{g'} = \frac{\eta_g Q_1 + \eta_{dc} \Delta Q_1}{Q_1 + \Delta Q_1}}$$

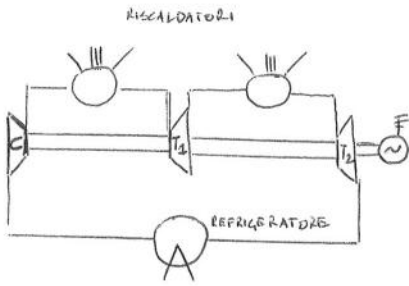
Quindi $\eta_{g'}$ è una media pesata di η_g ed η_{dc} con pesi rispettivamente Q_1 e ΔQ_1 . Si osserva inoltre che:

$$\eta_{dc} = \eta_b \cdot \frac{\Delta L_m}{\Delta Q_1} > 0 \quad \text{sempre poiché } \Delta L_m$$

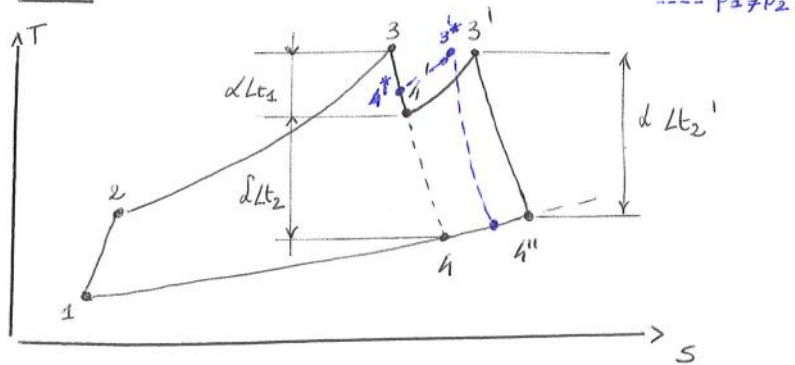
16) IMPIANTI DI TURBINE A GAS CON SURRISCALDAMENTI RIPETUTI

La qualità di tale procedura è sempre quella dell'aumento del lavoro L_m , con eventualmente η in subordine.

SCHEMA D'IMPIANTO



CICLO



Prima della modifica si aveva una prima espansione da 3 a 4' e cui corrispondeva un L_{t2} e una seconda espansione da 4' a 4 con relativo L_{t2} . Dopo la modifica nella prima turbina si espande con identico L_{t2} , mentre dopo aver surriscaldato in un secondo riscaldatore da 4' a 3' si espande in una seconda turbina da 3' a 4'' generando il lavoro L_{t2}' .

Per il lavoro si aveva:

$$L_m = \eta_{mt} (L_{t1} + L_{t2}) - \frac{L_c}{\eta_{mc}} \quad \text{con} \quad L_t = L_{t1} + L_{t2}$$

$$L_m' = \eta_{mt} (L_{t1} + L_{t2}') - \frac{L_c'}{\eta_{mc}} \quad \text{con} \quad L_t' = L_{t1} + L_{t2}'$$

con $L_t' > L_t$ in quanto $L_{t2}' > L_{t2}$ per la divergenza delle isobole
 $L_c = L_c' = \text{cost}$

$\Rightarrow L_m' > L_m$ si ha un aumento di lavoro utile

La condizione di max L_t e quindi max L_m è: $P_{12} = P_{23} = \sqrt{P_{TOT. ESPANS.}}$

Per il rendimento si scrive allora:

$$\eta_e = \eta_b \cdot \frac{L_m}{Q_1}$$

$$\eta_e' = \eta_b \cdot \frac{L_m + \Delta L_m}{Q_1 + \Delta Q_1} \quad \text{con} \quad Q_1 = c_p(T_3 - T_2), \quad \Delta Q_1 = c_p(T_3' - T_4')$$

$$\Delta L_m = L_{t2}' - L_{t2}$$

CONDIZIONE DI MIGLIORAMENTO:

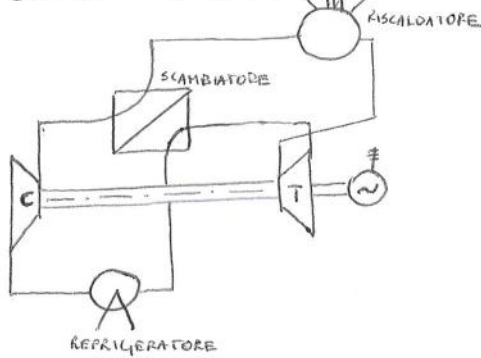
$$\eta_e' > \eta_e \quad \text{se} \quad \frac{\Delta L_m}{L_m} > \frac{\Delta Q_1}{Q_1}$$

Il rendimento quindi aumenta se l'incremento percentuale di lavoro è maggiore dell'incremento percentuale di calore.

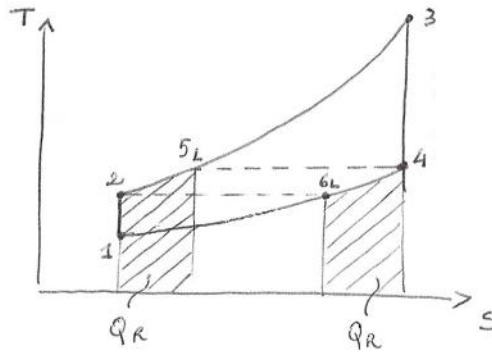
Come nel caso della compressione interrefrigerata, anche in tal caso si può scrivere:

14) LA RIGENERAZIONE NEGLI IMPIANTI DI TURBINE A GAS

SCHEMA D'IMPIANTO



CICLO IDEALE



Si ha un impianto semplice ma costoso con la presenza di uno scambiatore in controcorrente dove si fanno circolare in controcorrente i gas di scarico provenienti dalla turbina. Lo scopo di tale pratica è un aumento del rendimento η_p e di L_m in subordine.

Il ciclo è utile solo se i gas in uscita dalla turbina hanno temperatura più alta di quelli in uscita dal compressore, cioè i gas di scarico in 4 possono dare calore tra 2 e 5L se e solo se $T_4 > T_2$.

Teoricamente si può aumentare da 2 a 5L ipotizzando la stessa capacità termica c_p per gas allo scarico della turbina e all'uscita del compressore:

$$Q_R = c_p(T_{5L} - T_2)$$

si riesce quindi a recuperare al limite tutto il calore Q_R . Per la proprietà di traslazione delle isobore, l'area sottesa da 2 a 5L è uguale all'area sottesa tra 6L e 4, da quale risulta anch'essa pari a Q_R .

Analisi dei calori:

$$Q_1 = c_p(T_3 - T_2) \quad \text{ASSENZA RIGENERAZ.}$$

$$Q_{1R} = c_p(T_3 - T_{5L}) = Q_1 - Q_R \quad \text{CON RIGEN.}$$

Il calore Q_{1R} in presenza di rigenerazione rappresenta l'area sottesa dalla curva 5L-3.

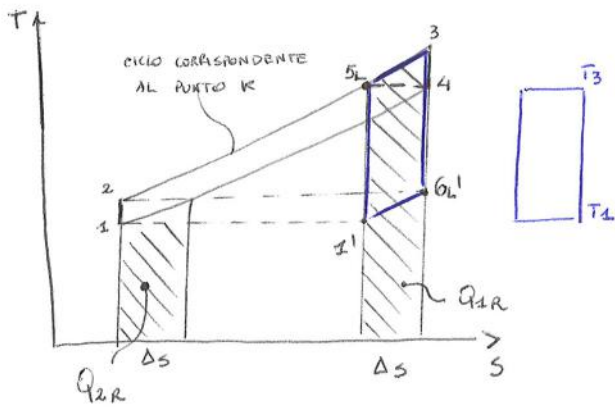
$$Q_2 = c_p(T_4 - T_1) \quad \text{ASSENZA RIGENERAZ.}$$

$$Q_{2R} = c_p(T_{6L} - T_1) = Q_2 - Q_R \quad \text{CON RIGEN.}$$

Il calore Q_{2R} in presenza di rigenerazione è pari all'area sottesa dalla curva 6L-4. Risulta evidente dunque che si è avuto un aumento di rendimento poiché il lavoro in turbina e compressore è rimasto costante, mentre le spese è diminuita, per cui:

$$L_m = \text{cost}, \quad Q_1 = c_p(T_3 - T_2) \rightarrow Q_1' = Q_1 - Q_R = c_p(T_3 - T_{5L}) \Rightarrow$$

$$\eta_{id} = \frac{L_m}{Q_1} < \eta_{idR} = \frac{L_m}{Q_1'} = \frac{L_m}{Q_1 - Q_R}$$



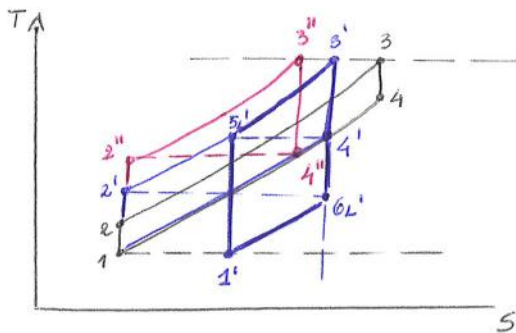
Individuando il ciclo equivalente, si posta l'orizzontale da 2 fino a 6L' e da 1 sino a 1'. Il ciclo equivalente 1'5L36L' è un ciclo di isoperza infinitesimale assimilabile a un ciclo di Carnot che evolve tra T3 e T4 e il cui rendimento è:

$$\eta_{\text{CARNOT}} = 1 - \frac{T_{\text{MIN}}}{T_{\text{MAX}}} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = \eta_K$$

↳ RENDIMENTO DEL PUNTO K.

Questo è il massimo rendimento possibile tra T4 e T3, ma non da lavoro. Quindi tale caso idealizzato è quello di sigenerazione massima, basta fissare colore dell'esteso da 5L a 3 e non da 2 a 5L, in quanto il riscaldamento dei gas compressi avviene mediante gas di scarto.

Andando a considerare il ciclo 1'2'3'4' con T3' = T3, il rendimento di questo ciclo



è inferiore a quello del ciclo 1234 (con $\beta=1$) perché il rispettivo ciclo equivalente 1'5L'3'6L' ha un β_{eq} più basso di quello del ciclo con $\beta=1$ compatibile con T4 e T3.

Aumentando il β si ha quindi una diminuzione di rendimento, ci si sposta dal punto K sulla curva KM progressivamente fino al limite di

sigenerabilità per cui $T_2 = T_4$. Facendo ancora crescere il β , considerando un ciclo 1'2''3''4'' per cui si ha $T_2'' = T_4''$ non si potrà più sigenerare oltre. Tale ciclo corrisponde al punto M in corrispondenza di β_M ; in tale punto si interseca dunque la curva del rendimento ideale del ciclo base senza sigenerazione.

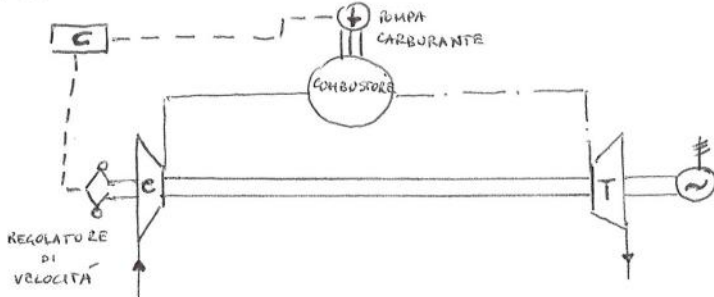
Se si considerasse un aumento di T3 il segmento KM tende verso l'alto in K'M', infatti:

$$\text{se } T_3 \uparrow \quad \eta_0 = 1 - \frac{T_4}{T_3} \uparrow \quad \text{quindi il punto K' si sposta verso l'alto.}$$

Si considerano i cicli ideali con delle perdite, in quanto risulterebbe impossibile riscaldare i gas fino al punto 5L, si richiederebbero infatti scambiatori di superfici infinite. Lo scambiatore reale ha dimensioni finite e con esso esiste un salto termico finito tra i 2 gas che permette alla superficie limite di scambiare una quantità di calore finita. Si hanno due gas in contacco con la stessa capacità termica massica cp e stessa portata \dot{m} , il salto termico tra i gas in fase di riscaldamento e i gas in fase di raffreddamento si mantiene costante.

19) REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI DI TURBINE A GAS PER SOLA VARIAZIONE DELLA PORTATA DI COMBUSTIBILE

Tale tipologia di regolazione classica prevede la riduzione di combustore con relativa riduzione di potenza, si studia cosa succede al rendimento: $\eta_{ib} \downarrow P_u \downarrow \eta_u$?
 Si considera un impianto semplice e si vuole come operare riducendo il combustore:



sull'asse C-T si ha un regolatore di velocità, il quale rileva la velocità angolare. Se questa si discosta da quella di riferimento si interviene sulla pompa di combustore riducendone l'afflusso. Si osserva allora un eccesso

di potenza in quanto compressore e turbina continuerebbero a lavorare a regime. Tale eccesso si manifesterebbe in energia cinetica e il gruppo comincerebbe ad accelerare. L'equazione che regge il problema è quella classica della meccanica:

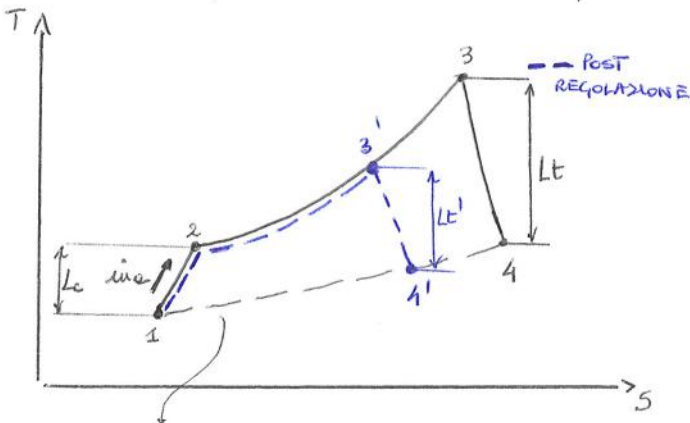
$$I \frac{d\omega}{dt} = C_m - C_r \rightarrow \text{COPPIA RESISTENTE APPLICATA DALL'UTENTE (in tal caso l'alternatore)}$$

\downarrow \downarrow
 COPPIA MOTRICE FORNITA DAL GRUPPO

I MOMENTO D'INERZIA GRUPPO COMP-TOURBINA

Se $C_m = C_r \Rightarrow \frac{d\omega}{dt} = 0$ e si ha velocità costante, ma se sono diverse si ha un'accelerazione, cioè non appena l'utente ha una coppia più bassa perché richiede meno potenza, C_m supera C_r e il sistema accelera. Se invece si interviene, di fatto si va a intervenire sulla potenza erogata e quindi sulla C_m riducendola ed eguagliandola esattamente a quella dell'utente in modo che il gruppo si mantenga a velocità costante.

Si osserva sperimentalmente che il β del compressore varia di poco riducendo η_{ib} :



$$P_c = \text{cost} \quad I^{\text{a}} \text{ APPROSSIMAZIONE}$$

Da ciò segue $\eta_{ib} = \text{cost}$, in quanto nel compressore non cambia nulla. Tra tutte le caratteristiche del compressore si sceglie quella $\frac{m \cdot \dot{V}_1}{\sqrt{T_1}} = \text{cost}$ e si lavora nel punto di progetto Q.

Non è una linea fisica che il fluido segue, indica solo che $P_4 = P_2$ e differenza dei volti chiusi, teoricamente dove $P_4 \neq P_2$.

sia la caratteristica del compressore che quella della turbina (pensata spacciata dal compressore):

$$\dot{m}_{gas} = K_1 \cdot A \cdot \frac{P_3}{\sqrt{T_3}}$$

area turbina

Si cerca di far coincidere \dot{m}_a (postata d'aria) e $\beta_c = \frac{P_2}{P_1}$, in quanto si vuole rappresentare la caratteristica della turbina nel piano $\beta - \dot{m}_a \frac{\sqrt{T_1}}{P_1}$.

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_a \cdot \frac{1+d}{d}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\pi 23}$$

↳ RENDIM. PNEUMATICO $\eta_{\pi 23}$

$$\Rightarrow \dot{m}_a \cdot \frac{1+d}{d} = K_1 A \frac{\eta_{\pi 23} P_2}{\sqrt{T_3}}$$

P_2 far coincidere β_c diviso per P_1 :

$$\frac{P_2}{P_1} \propto \dot{m}_a \frac{1+d}{d} \sqrt{T_3} \cdot \frac{1}{\eta_{\pi 23}} \cdot \frac{1}{P_1} \quad \text{con } K_1, A, \frac{1}{\eta_{\pi 23}} \text{ costanti} \Rightarrow$$

$$\frac{P_2}{P_1} \propto \dot{m}_a \frac{1+d}{d} \frac{\sqrt{T_3}}{P_1} \Rightarrow \text{moltiplicando e dividendo per } \frac{\sqrt{T_1}}{\sqrt{T_1}}$$

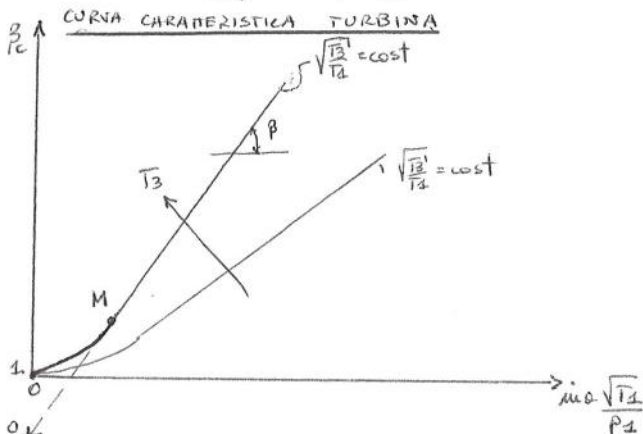
$$\beta_c = \frac{\dot{m}_a \sqrt{T_1}}{P_1} \cdot \frac{1+d}{d} \cdot \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$$

$\underbrace{\hspace{2cm}}_Y \quad \underbrace{\hspace{2cm}}_X \quad \underbrace{\hspace{2cm}}_K$

Tale formula afferma quindi che la caratteristica della turbina è una retta nel parametro $\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_1}}{P_1}$ fino a quando è critica con coeff. angolare $\frac{1+d}{d} \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$.

ipotizzando $\frac{1+d}{d} = 1$ si ha:

$$\beta_c = \frac{\dot{m}_a \sqrt{T_1}}{P_1} \cdot \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$$



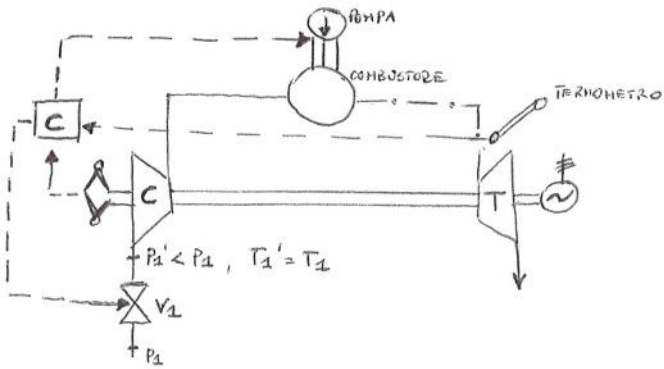
Tale caratteristica è rettilinea fin tanto che la turbina è critica, tenderebbe al punto 0-0, ma non può esserci perché a un certo punto (in M) essa diventa subcritica e va in 1-0 massimo. La curva caract. della turbina ha coeff. angolare: $\tan \beta = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$, quindi la retta è a $\sqrt{\frac{T_3}{T_1}} = \text{cost}$. La turbina è quindi rappresentabile con un fascio di

rette, ovviamente non in prossimità dell'origine.

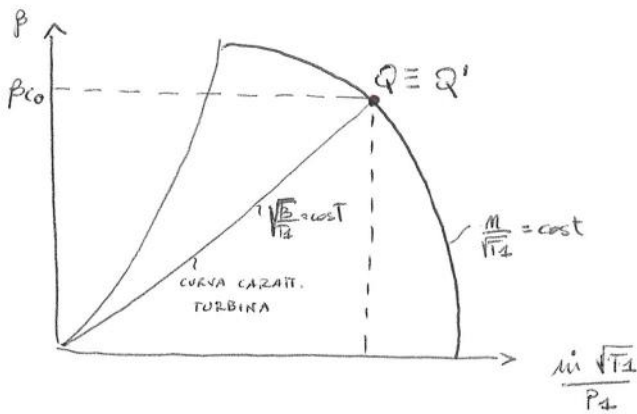
20) REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI DI TURBINE A GAS CON LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE DEL COMPRESSORE ($T_3 = \text{cost}$)

Perché con la regolazione per riduzione della portata di combustibile il rendimento è sceso per via della T_3 che scendeva, con tale regolazione con laminazione all'aspirazione del compressore si cerca di mantenere $T_3 = \text{cost}$.

SCHEMA D'IMPIANTO



Nel punto 3, ossia nelle condizioni di immissione della turbina si ha un termometro, che invia un segnale a una centralina C, la quale riceve anche il segnale di velocità angolare espresso in volt dal regolatore di velocità. La centralina quindi può inviare 2 segnali: uno verso la pompa (quello tradizionale) e un secondo segnale ad una valvola di laminazione V_2 all'aspirazione del compressore (questa permette laminando all'aspirazione di avere $T_3 = \text{cost}$, adeguandosi, all'utente).



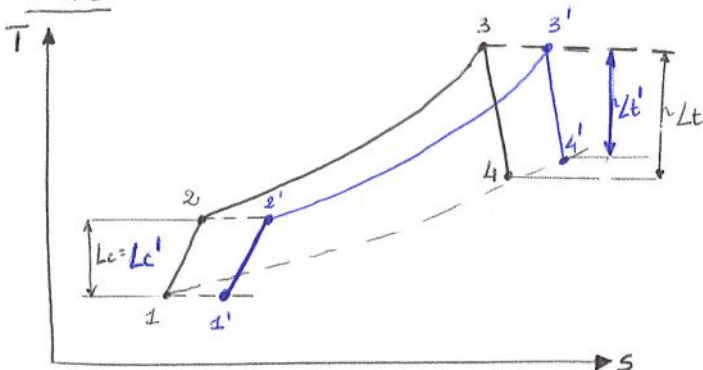
Inizialmente si lavora in Q senza laminazione, una volta che interviene la centralina lavora ancora in Q , perché essa opera in modo tale da avere $T_3 = \text{cost}$. L'impianto rimane quindi a $P_{co} = \text{cost}$, cioè il rapporto di compressione fa monte e valle del compressore è pari a costante.

Inizialmente si ha: $P_{co} = \frac{P_2}{P_1}$

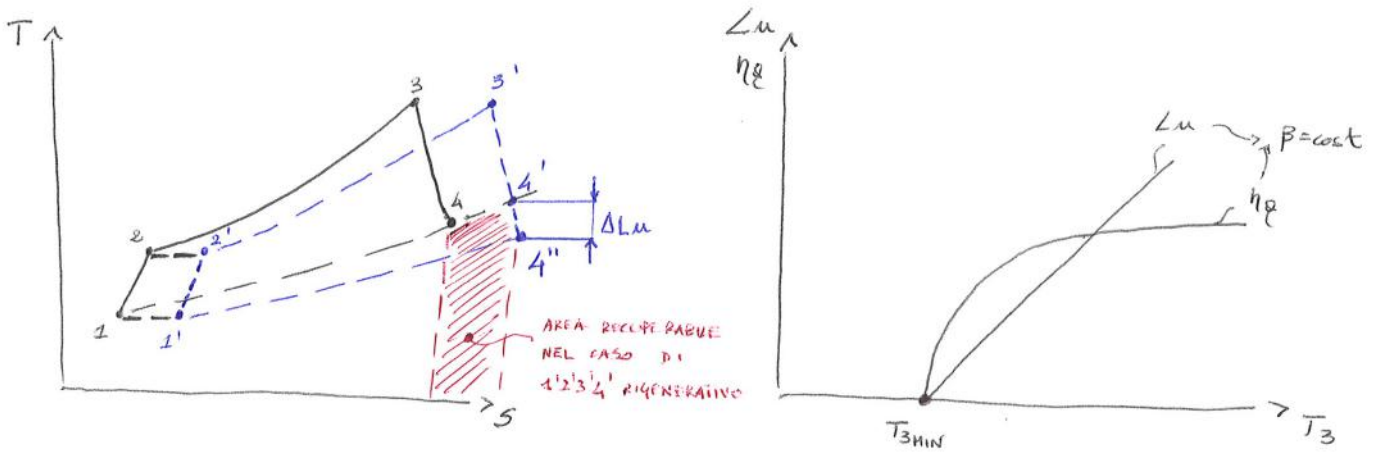
post regolazione si ha: $P_c = P_{co} = \frac{P_2'}{P_1'}$

Si continua quindi a lavorare in $Q = Q'$ ma con diverse pressioni P_1' e P_2' .

CICLO



Il ciclo base 1234 diventa, post laminazione a $\beta = \text{cost}$, pari al ciclo 1'2'3'4', con i punti 4 e 2 che si spostano a destra a pressioni inferiori in 1' e 2', mantenendo però $\beta = \text{cost}$. È bene sottolineare

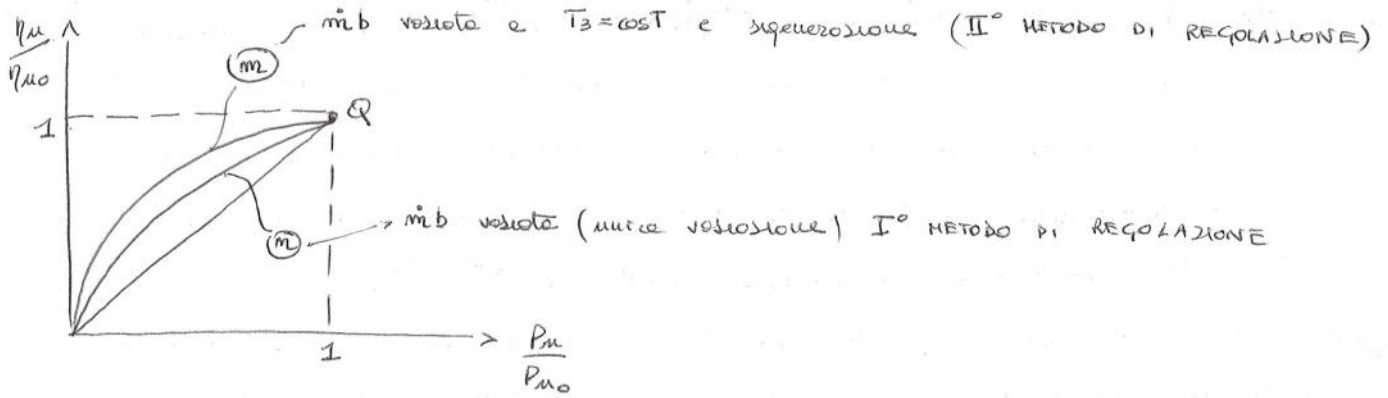


Il diagramma di rendimento η_g e lavoro utile L_u in funzione di T_3 compete a un ciclo per cui $P_4 = P_1$, ossia per pressione di scoppio pari a quella di inizio ciclo, e ciò non accade nel caso di regolazione per l'omologazione. In tal caso, per poter seguire la curva di η_g non si dovrebbe fermare in $4'$ ma tracciare la linea a $P_1' = \text{cost}$ e intersecarla oltre $4'$ ^{interrompendo l'espansione} in un punto $4''$. Solo nel caso del ciclo $1'2'3'4''$, essendo $P_1' = P_4''$ il rendimento potrebbe essere descritto da tale diagramma, ma in realtà si scoppia in $4'$ per cui tale diagramma non è utilizzabile e il rendimento non cresce. Si perde un certo ΔL_u . Solo se scoccassimo in $4''$ avremmo il massimo di L_u che si produce in un aumento di L_u e η_g di rendimento.

Tale regolazione non si ottiene però definitivamente, ma la si utilizza per i cicli chiusi (meno utilizzati). Se il ciclo fosse chiuso esso sarebbe identico, ma spostato verso destra. Nel caso dei cicli APERTI è meglio utilizzare la prima tipologia di regolazione, ossia quella di riduzione di η_{ub} .

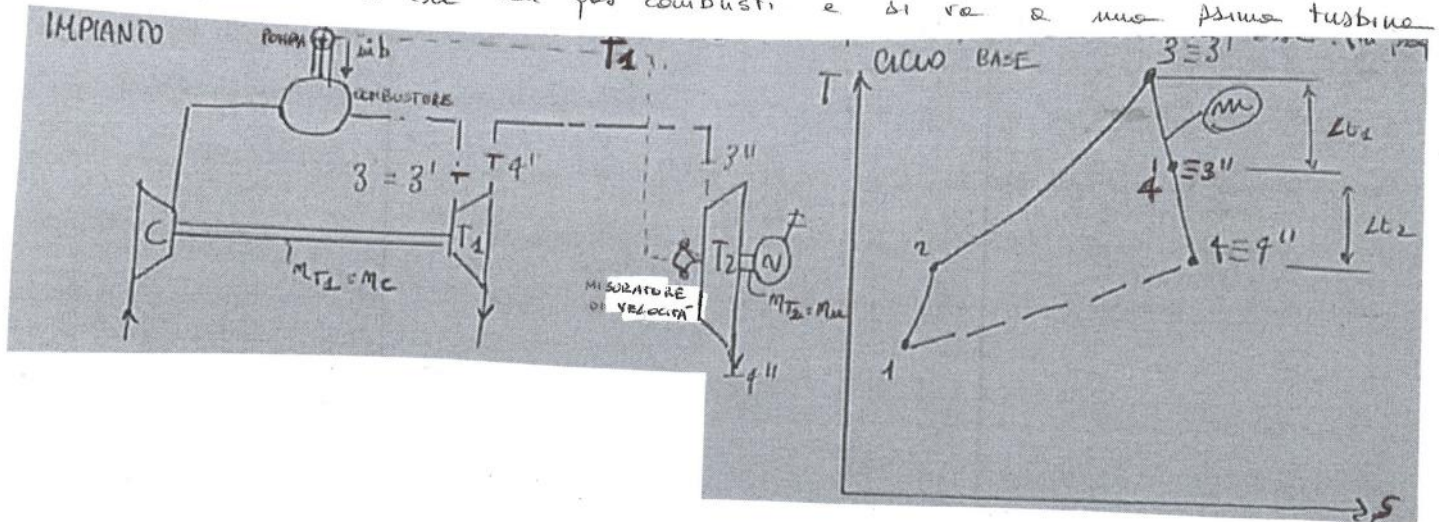
Se si ipotizzasse di avere regenerazione, le cose cambierebbero rispetto, in quanto scoccando in $4'$ anziché in 4 , è vero che il lavoro sarà tale da avere un rendimento globale in discesa rispetto al primo tipo di regolazione, però al contempo, in presenza di rigenerazione, tutta l'area sottesa da 4 a $4'$ può essere recuperata, mentre col primo tipo di regolazione non lo era.

In definitiva si ha:



21) REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI DI TURBINE A GAS BIALBERO (centri)

Si cerca di togliere un vincolo al ciclo base, lasciando la possibilità all'impianto di un adattamento diverso. Il ciclo base è molto rigido, in quanto si hanno compressore e turbine sullo stesso albero e sono obbligati a girare tutti alla stessa velocità angolare. Nel caso delle turbine bi-albero si opera un posizionamento in 2 dell'espansione. Si ha il compressore C e valle del quale si va al combustore, da cui si esce con gas combusti e si va a una prima turbina

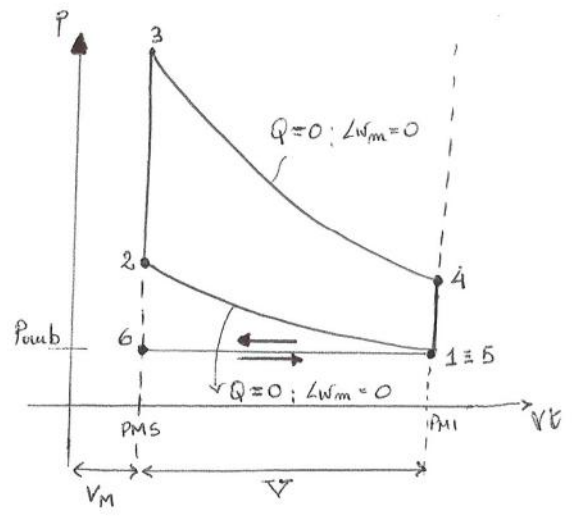


T₁ che è sullo stesso asse del compressore. Solo una parte dell'espansione avviene nella turbina T₁, i gas escono dalla T₁ e vengono inviati a una seconda turbina T₂ su un asse distinto rispetto alla T₁ su cui si ha un generatore di energia elettrica. Di fatto quindi solo una parte dell'espansione avviene in T₂, anche se inizialmente il ciclo si rappresenta come se turbine e compressore fossero sullo stesso asse (in condizioni di progetto). Si pensi che la velocità delle 3 macchine (C, T₁, T₂) sia addirittura la stessa in condizioni di progetto. A volte potrebbero essere anche diverse, perché

22) RENDIMENTO LIMITE NEI MOTORI OTTO: IMPOSTARE IL CALCOLO NEL CASO PIÙ GENERALE, poi EFFETTUARE IL CALCOLO DEL RENDIMENTO SEMPLIFICATO, INDIVIDUANDO LE VARIAZIONI AL VARIARE DELLA DENSITÀ E DEL RAPPORTO DI COMPRESIONE GEOMETRICO. Si effettuano 2 cicli, uno esatto e uno semplificato.

CALCOLO ESATTO

CICLO LIMITE OTTO



1 → 2 : $Lw_m = 0 ; Q = 0$
 3 → 4 : $Lw_m = 0 ; Q = 0$
 2 → 3 : $Q \neq 0$ in quanto, essendo la fase 3 → 4 adiabatica, necessariamente il motore dovrà risultare isolato in tutte le fasi.

In 3 si ha abbondante dissociazione, ma sino a 4 i gas si riassociano, quindi in 3 → 4 si ha una restituzione di energia chimica in vista della riassociazione.

Perché il rendimento di un motore non risente di effetti di scala (il lavoro si) si considererà un motore nel quale si abbia 1 Kg di miscela ottenendo per tale ragione risultati validi universalmente.

Si stabilisce questo Kg di miscela come è composto:

si ha 1 Kg combustibile → d Kg di ossigeno → d' Kg di prodotti combusti ⇒ 1+d+d' Kg di motore

Allora in 1 Kg di miscela ovvio:

$\frac{1}{1+d+d'}$ Kg di combustibile

$\frac{d}{1+d+d'}$ Kg di ossigeno

$\frac{d'}{1+d+d'}$ Kg di prodotti combusti

Bisogna calcolare quanto lavoro si fa nelle varie fasi applicando il I° principio della Termodinamica. Sono 2 le fasi in cui si fa lavoro sullo stantuffo:

- 1 → 2
- 3 → 4

Utilizzo il I° PRINCIPIO in forma sostanziale o enunciativa:

Sistema: 1 Kg di miscela

Trasformazione: compressione 1 → 2

→ $Q = Lfs + \underbrace{\Delta U_T + \Delta U_{ch}}_{\Delta U^*} + \Delta E_{c,w,q,r}$

formule di calcolo, ma è idoneo solo per doppiami e calcolatori.

CALCOLO (DI η_{lim} PER DITO) SEMPLIFICATO

Si introducono una serie di approssimazioni:

I: per scagenti e gas combusti, si trascurerà la variazione del calore specifico con la temperatura:

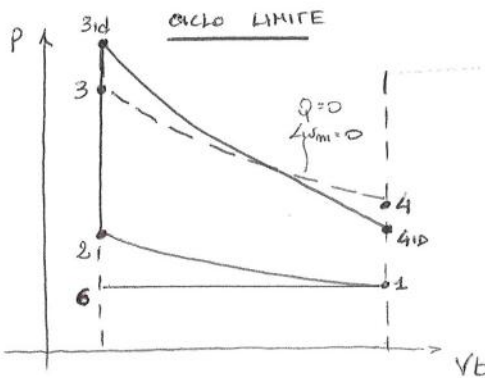
$$\begin{cases} c_v = \text{cost} \\ c_v' = \text{cost} \end{cases}$$

II: si pensi a un caso ideale con possibilità di scansioni complete (2 → 3_{id}).

Si calcolerà una $T_{3id} > T_{3\text{eff}}$ in quanto la dissociazione abbassa la temp. di fine combustione. La linea d'espansione del ciclo limite è 3 → 4 con

$T_4 > T_{4id}$, mentre si considererà l'espansione 3_{id} → 4_{id} in quanto è contenuta la differenza tra T_4 e T_{4id} . Stanno trascurando la dissociazione, ammettendo che i gas brucino da subito in 4_{id} si ha combustione completa completamente, cosa che nel ciclo limite non accade.

Otterremo delle formule concordi con queste approssimazioni e le confronteremo coi risultati



del caso esatto.

Una luce delle prime 2 approssimazioni ho:

$$L_{f_{3,2}} = c_{vm} (T_4 - T_2) = c_v (T_4 - T_2) < 0$$

$$\frac{H_{i,r,T_2}}{1+d+d'} = c_{vm}' (T_{3id} - T_2) + K (T_{3id} - T^*)^2 = c_v' (T_{3id} - T_2)$$

0 in quanto per hp non ho dissociazione

$$L_{f_{3,4}} = -\Delta U_{t_{3,4}} - \Delta U_{ch_{3,4}} = -c_{vm}' (T_4 - T_3) = c_v' (T_{3id} - T_{4id})$$

Quindi per $d \gg d_{st}$:

$$\eta_{lim} \approx \frac{c_v' (T_{3id} - T_{4id}) - c_v (T_2 - T_1)}{\frac{H_{i,r,T_2}}{1+d+d'}}$$

con $d \approx$ e cause delle 2 approssimazioni introdotte.

Introducendo e' ulteriore ipotesi per cui: $H_{i,r,T_2} \approx H_{i,r,T_1}$

$$\eta_{lim} \approx \frac{c_v' (T_{3id} - T_{4id}) - c_v (T_2 - T_1)}{\frac{H_{i,r,T_2}}{1+d+d'}}$$

Per di più il ciclo AUSILIARIO è un ciclo ideale con $Q = 0$ ed $LW_m = 0$ nelle fasi 1-2 e 3_{id}-4_{id}, mentre il precedente ciclo è un ciclo LIMITE.

Scrivendo i lavori per il ciclo AUSILIARIO IDEALE si ha:

$$\angle f_{s_{1,2}} = Cr'(T_1 - T_2)$$

$$\angle f_{s_{3,4}} = Cr'(T_{3id} - T_{4id})$$

dove in tal caso si è usato = al posto di \approx in quanto siamo in condizioni ideali.

$$\angle = \angle f_{s_{1,2}} + \angle f_{s_{3,4}}$$

ma in tal caso, trattandosi di ciclo chiuso si ha anche:

$$\angle = Q_1 - Q_2 = Cr'(T_{3id} - T_2) - Cr'(T_{4id} - T_1)$$

$$\eta_e = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$$\eta_e = \frac{Cr'(T_{3id} - T_2) - Cr'(T_{4id} - T_1)}{Cr'(T_{3id} - T_2)}$$

Il rendimento esatto calcolato nel ciclo ideale ausiliario è uguale a quello calcolato con approssimazione nel ciclo limite:

$$\eta_{lim} \approx \eta_e$$

Quindi si ha offerta del punto di vista numerico nei rendimenti, la quale permette di trattare il ciclo limite sfruttando le proprietà dei cicli ideali. Vale quanto segue:

$$\eta_{lim} \approx \eta_e = \frac{Cr'(T_{3id} - T_2) - Cr'(T_{4id} - T_1)}{Cr'(T_{3id} - T_2)}$$

$$\eta_{lim} \approx \eta_e = 1 - \frac{(T_{4id} - T_1)}{(T_{3id} - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{\left(\frac{T_{4id}}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_{3id}}{T_2} - 1\right)} \right]$$

La quantità in parentesi quadra è pari a 1 per le proprietà dei cicli ideali per cui: $T_1 \cdot T_{3id} = T_2 \cdot T_{4id} \Rightarrow \frac{T_{4id}}{T_1} = \frac{T_{3id}}{T_2}$. Dunque:

$$\eta_{lim} \approx \eta_e = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Ricordando che $T \cdot v^{k-1} = \text{cost} \Rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$

$$\left. \begin{array}{c} \text{Diagramma: } v_1 \text{ --- } v_2 \\ \text{--- } v_1 \\ \text{--- } v_1 + v_M \end{array} \right\} \epsilon = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v + v_M}{v_M}$$

$$\eta_{lim} \approx \frac{c'v(T_{3,d}-T_2) - c'v(T_{4,d}-T_1)}{\frac{d_{st}}{d} c'v(T_{3,d}-T_2)} \rightarrow \text{destra dell'eq. ne di combustione 2}$$

$$\eta_{lim} \approx \frac{d}{d_{st}} \left(\frac{c'v(T_{3,d}-T_2) - c'v(T_{4,d}-T_1)}{c'v(T_{3,d}-T_2)} \right) \rightarrow \eta_a$$

Si reintroduce anche in tal caso il ciclo ausiliario, anche se si è perso in questo caso anche il collegamento numerico tra ciclo limite e ausiliario a causa del fattore di riduzione $\frac{d}{d_{st}} \approx 0,05$. Dunque si ha:

$$\eta_{lim} \approx \frac{d}{d_{st}} \eta_a \quad \underline{d \leq d_{st}}$$

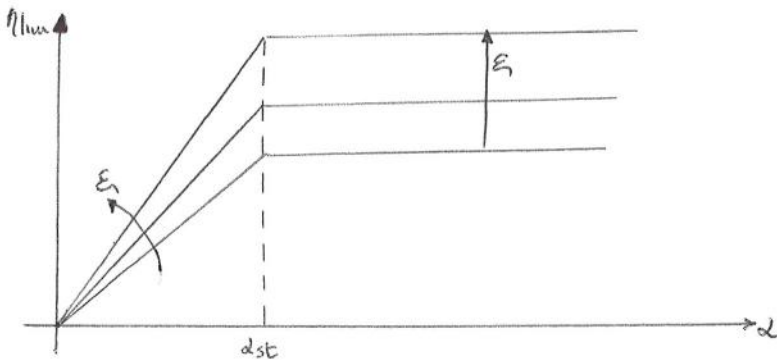
Riepilogando si ha:

$$\eta_{lim} \approx \frac{d}{d_{st}} \eta_a = \frac{d}{d_{st}} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{k'-1}} \right) \quad d \leq d_{st}$$

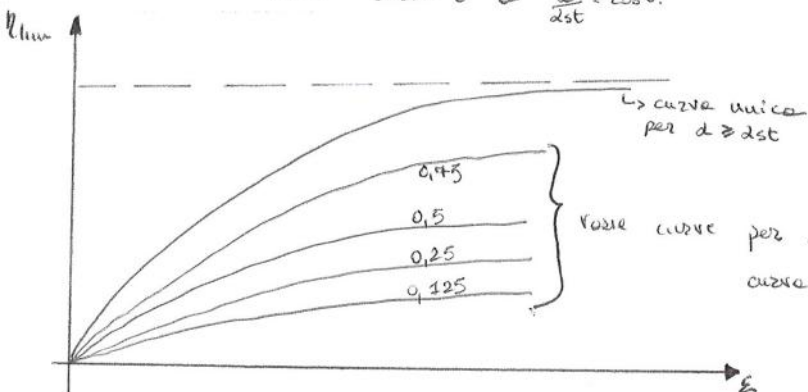
$$\eta_{lim} \approx \eta_a = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k'-1}} \quad d \geq d_{st}$$

È possibile costruire i seguenti diagrammi di η_{lim} :

AL VARIARE DI d (ognuna delle sette è a $\epsilon = \text{cost}$)



AL VARIARE DI ϵ : si parte da $\epsilon = 1$, caso limite in cui non si compresse nulla. Ognuna delle curve è a $\frac{d}{d_{st}} = \text{cost}$.



$$d \geq d_{st} : \eta_{lim} \approx 1 - \frac{1}{\epsilon^{k'-1}}$$

$$d \leq d_{st} : \eta_{lim} \approx \eta_a \frac{d}{d_{st}}$$

varie curve per $d \leq d_{st}$, ottenute moltiplicando la curva superiore per $\frac{d}{d_{st}}$

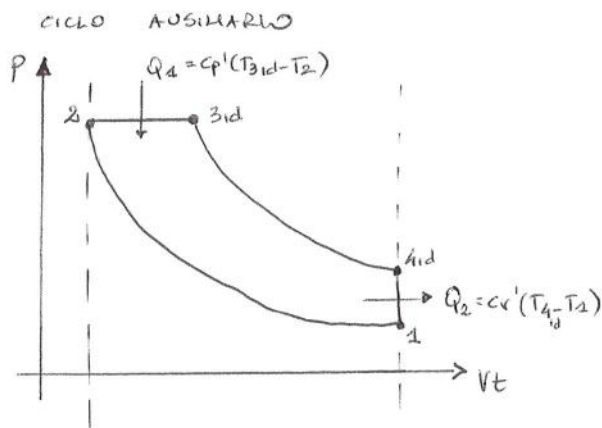
si ottiene:

$$\eta_{lim} \approx \frac{c_v'(T_4 - T_2) + (c_p' - c_v')\bar{T}_{3,d} - (c_p' - c_v')T_2 + c_v'(\bar{T}_{3,d} - \bar{T}_{4,d})}{c_p'(\bar{T}_{3,d} - T_2)}$$

$$= \frac{c_v'T_4 - c_v'T_2 + c_p'\bar{T}_{3,d} - c_v'\bar{T}_{3,d} - c_p'T_2 + c_v'T_2 + c_v'\bar{T}_{3,d} - c_v'\bar{T}_{4,d}}{c_p'(\bar{T}_{3,d} - T_2)}$$

$$= \frac{c_p'(\bar{T}_{3,d} - T_2) - c_v'(\bar{T}_{4,d} - T_4)}{c_p'(\bar{T}_{3,d} - T_2)} \quad d \geq d_{st}$$

Si introduce un ciclo AUSILIARIO che fisicamente non ha nulla in comune col ciclo limite. Si considerano 1 Kg di gas combusti ai quali faccio seguire un ciclo ideale ausiliario ovvero lo stesso rendimento del ciclo limite, che entra quindi nei calcoli. Tale ciclo AUSILIARIO (CHIUSO, IDEALE, CON SCAMBI DI CALORE) è così il seguente:



Essendo ideale, il suo rendimento avrà un valore esatto:

$$\eta_o = \frac{Q_4 - Q_2}{Q_4} = \frac{c_p'(\bar{T}_{3,d} - T_2) - c_v'(\bar{T}_{4,d} - T_1)}{c_p'(\bar{T}_{3,d} - T_2)}$$

$$\Rightarrow \underline{\eta_{lim} \approx \eta_o} \quad \text{per } \underline{d \geq d_{st}} \quad \text{MISCELA POVERA}$$

Nel caso di MISCELA RICCA, per $d \leq d_{st}$,

cambia la sola equazione della combustione, la quale diventerebbe:

$$\frac{d}{d_{st}} \cdot \frac{A_i P_i T_2}{1 + d + d'} = c_{pm}'(\bar{T}_3 - T_2) + K(\bar{T}_3 - T^*)^2$$

Di fatto comunque il Diesel lavora sempre nel povero. Di fatto dettando il ragionamento fatto nel caso del povero, con la modifica della sola equazione di combustione si ha che:

$$\underline{\eta_{lim} \approx \frac{d}{d_{st}} \eta_o} \quad \text{per } \underline{d \leq d_{st}} \quad \text{MISCELA RICCA}$$

Tramite calcoli si giunge al seguente risultato:

$$\underline{\eta_{lim} \approx \eta_o = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k'-1}} f(\gamma')} \quad \text{per } \underline{d \geq d_{st}} \quad \text{MISCELA POVERA}$$

fossero identici. Prolungando la combustione il Diesel va peggiorando in termini di rendimento. Si introducono dei cicli supplementari rispetto al primo prolungando maggiormente la combustione. Considerando un ciclo K intermedio, si osserva (ipotizzando che sia pari a un ciclo di Carnot):

$$\eta_{lim,K} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{T_D}{T_A} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{v_D}{v_A}\right)^{\gamma-1}}$$

A differenza del ciclo otto, nel ciclo Diesel si ha:

$$v_1 \neq v_2 \quad v_A > v_2 \quad v_D = v_1 \quad \Rightarrow \quad \epsilon_K = \frac{v_D}{v_A} = \frac{v_1}{v_A} < \epsilon_1$$

si ha cioè un rapporto volumetrico di compressione del ciclo K inferiore a quello del ciclo 1, di conseguenza:

$$\eta_{lim,K} < \eta_{lim,1} \quad , \quad \text{quindi il ciclo } K \text{ ha un } \eta_{lim} \text{ inferiore a quello del ciclo } 1.$$

Per ogni ciclo che si aggiunge si ha quindi un ϵ inferiore e un η_{lim} inferiore, per cui il rendimento limite sarà calcolabile con le formule della media pesata:

$$\eta_{lim} = \frac{\eta_{lim,1} \cdot dQ_1 + \eta_{lim,2} \cdot dQ_2 + \dots}{\sum dQ_1 + dQ_2 + \dots}$$

Il rendimento limite del ciclo 1 è il più alto, mentre gli altri sono progressivamente inferiori. Nel ciclo diesel dunque, più si prolunga la combustione e più il rendimento scende. Dunque il η_{lim} del ciclo diesel è sempre inferiore a quello del ciclo otto, essi sono uguali solo quando la combustione è poco prolungata.

In definitiva, il motore Otto, a parità di rapporto di compressione, ha il rendimento maggiore:

$$\underline{\eta_{lim Otto} > \eta_{lim DIESEL}}$$

CONFRONTO a $\epsilon = cost$

Imparando un confronto tra i 2 cicli a pressione massima uguale, si concluderà quindi e come il Diesel scavalca l'Otto.

Considero 2 cicli, uno Otto e uno Diesel: si impone che

$$\left\{ \begin{array}{l} \bullet (Q_{1,A})_{OTTO} \approx (Q_{1,A})_{DIESEL} \\ \bullet P_{max} \text{ uguale} \end{array} \right.$$

24) RENDIMENTO TERMOFLUIDODINAMICO INTERNO η_{oi} NEI MOTORI ALTERNATIVI: FATTORI CHE

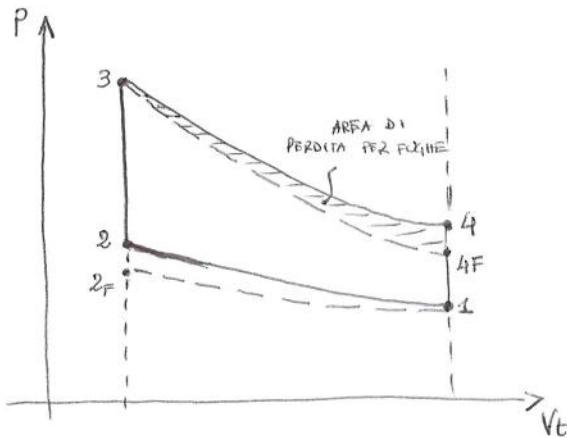
LO INFLUENZANO

Le cause per cui $\eta_{oi} < 1$ sono:

- FUGHE (dovute a tenute imperfette)
- SCAMBI DI CALORE
- IMPERFEZIONE DELLA COMBUSTIONE
 - INCOMPLETEZZA: parte del combustibile non brucia proprio (quello a indosso con le pareti)
 - INTEMPESTIVITÀ: differenze tra combustione ideale ($p = \text{cost}$ o $f = \text{cost}$) e combustione reale
- DISSOLIAZIONE
- LAVORO DI RICAMBIO DEL FLUIDO (concettualmente andrebbe inglobato in η_{oi} , ma di fatto, per ragioni sperimentali, va nel rendimento esagonico)

- FUGHE

Pur essendo dei segmenti di tenuta, e cause della presenza degli intagli che permettono di sforsarli, si hanno delle perdite di olio e combustibile. In fase di compressione si osservano delle fughe modeste a causa delle pressioni ancora basse, mentre in fase di espansione si osservano fughe maggiori per via delle alte pressioni.



In un motore Otto le fughe maggiori si hanno in fase di espansione da 3 a 4. Si seguirà allora, in presenza di fughe, una linea tratteggiata 3-4F che comporta una perdita di massa. L'ordine relativo di tali perdite per fughe va progressivamente aumentando da 3 a 4F in quanto si risente dell'effetto integrato della perdita per fughe. I due cicli sono a parte di

combustibile, ma i lavori al ciclo sono diversi. Si ha che le fughe sono più importanti a basse velocità. In prima approssimazione, dal punto di vista della potenza, le fughe potrebbero essere identiche sia ad alta che a bassa velocità, solo che il tempo di permanenza ad alta velocità è minore, quindi la quantità sfuggita è più bassa. Si trova allora che la massa mf che sfugge per ciclo è pari a:

$$m_f \approx \frac{1}{n}$$

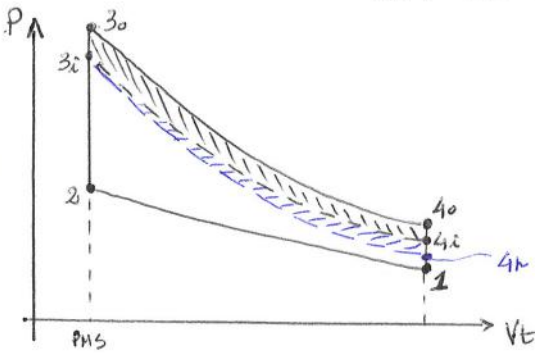
Si trova allora che, come ipotizzato, le perdite per fughe saranno rilevanti per bassi valori di n.

- SCAMBI DI CALORE (CON LE PARETI)

Si farà l'ipotesi semplificativa che durante la compressione non si abbiano scambi termici. Si consideri ad esempio il Ciclo Otto limite. Non meno che il fluido si espande si raffredda la massa che rimane costante. Quindi dato un certo θ_0

IMPERFEZIONI DELLA COMBUSTIONE PER INCOMPLETEZZA (INCOMBUSTI) E DISSOCIAZIONE

Risguardando un ciclo Otto, sulle pareti del cilindro si ha una quantità minima di combustibile che non brucia in quanto la fiamma si estingue. Non è l'unica forma di incompletezza. Nel ciclo limite è prevista dissociazione fino a 3_0 e riassociazione sino a 4_0 . La curva $3_0 \rightarrow 4_0$ è una linea dove si converte energia chimica con un aumento della pressione al di sopra dell'isentroico. Anche nel caso seale la combustione avviene altrettanto bene da $2 \rightarrow 3_0$, cioè la cinetica della combustione è tale che il CO che si formerebbe nel ciclo limite è praticamente uguale a quello che si forma nel ciclo seale. Tale fase è molto veloce, mentre è molto lento il processo successivo di dissociazione.



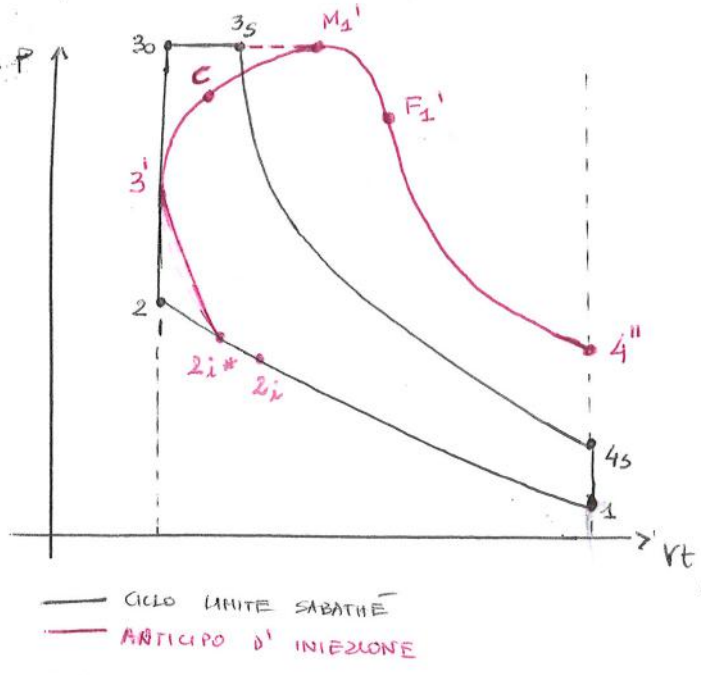
ne. Nel ciclo limite diamo tutto il tempo al CO di riassociarsi, mentre nel ciclo seale l'espansione è rapida, le temperature scendono molto rapidamente e le reazioni chimiche si congelano a livello del punto 3_0 , quindi tutti i gas dissociati simultaneamente dissociati a livello di 3_0 . Ciò costituzionalmente costituisce una perdita in quanto l'energia chimica che speravamo si convertisse durante l'espansione non si converte affatto. Se la fiamma incontra zone a densità troppo povere, essa si spegne e non propaga. L'effetto degli incombusti fa scendere la combustione a temperatura più bassa al punto 3_i . A tal punto si espanderebbe da 3_i a 4_i con una curva simile a $3_0 \rightarrow 4_0$ con una perdita già più o meno conteggiata in nero. Essendo però la cinetica chimica lenta tra 3_i e 4_i , non si ossa riassociazione, ma la dissociazione resta per cui si ossa un'ulteriore perdita identificabile dall'area conteggiata in blu. La curva seale che combina tutti gli effetti sarà $3_i \rightarrow 4_i$.

Dunque poiché $mb = cost$ ed d_{ciclo} scende $\Rightarrow \eta_m$ scenderà

effetto in quanto le masse in gioco diminuiscono, e lo stantuffo è a metà corsa dove il movimento sia alla sua massima velocità. Si noti che in M_2 la combustione non è finita, si ha solo compressione tra i 2 effetti. Dopo M_2 prevale lo stantuffo, si ha ancora combustione, che termina in F_2 e la curva termina in $4'$. L'andamento del ciclo reale risulta molto differente rispetto a quello limite che andrebbe sino a $3'$. (andamento in blu). Il punto $4'$ non potrà che essere al di sopra di $4''$ (si dimostra dall'applicazione del I° principio della termodinamica). Questo evidenzia subito una criticità, cioè che occorrendo al PMS, $\sqrt{\text{nel ciclo reale}}$ vengono scartati gas più caldi rispetto al caso limite. Tale confronto viene fatto trascurando la dissociazione, che se anche fosse presente porterebbe sempre $4'$ al di sopra di $4''$ (con $P_{4'} > P_{4''}$) il che genera una pesante perdita. In $4'$ si ha lo stesso livello chimico di $4''$ ma si è a temperature più elevate.

Si può ottimizzare la combustione anticipando e' accensione nella fase di compressione, con circa 30° di anticipo, ad esempio nel punto $2A$. Sino al punto $2A^*$ non succede nulla e solo a partire da tale punto comincia a succedere qualcosa. Lo stantuffo sta volendo di pressione e al contempo sta avvenendo la combustione che porta a un ulteriore aumento di pressione, quindi i 2 effetti si sommano. Si va da $2A^*$ a $3'$ (al PMS) sempre con effetti concomitanti. Dopo il PMS si comincia il conflitto tra combustione ($\uparrow p$) ed espansione (stantuffo $\downarrow p$) giungendo a un massimo M_2' in cui gli effetti si uguagliano. La combustione termina in F_2 e va avanti il processo di espansione che termina nel punto $4''$ (individuato spessissimo talmente tra $4'$ e $4''$ entro alcuni range di anticipo). L'anticipo di accensione dovrebbe essere funzione della velocità angolare, si tende infatti ad anticipare poco alle basse velocità e maggiormente alle alte velocità. In tal modo si contiene l'effetto di intemperatività in quanto $4''$ è al di sotto di $4'$, quindi è migliore la soluzione con anticipo, anche se $4''$ è sempre al di sopra di $4''$, per cui il ciclo limite resta comunque il migliore.

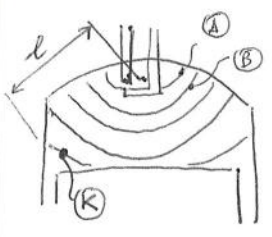
si equilibra e in F_1' termina la combustione. Dal punto F_1' in poi prevale l'espansione. In tal caso, a causa dell'anticipo d'iniezione, la P_{M_1}' sarà ben più alta delle P_{M_2} che si aveva nel caso ideale senza anticipo. In tal caso il ciclo potrà anche fatto con un ciclo Sabatier $123'3_03_54_5$ con $4_5 < 4''$.



Si sempre un po' ma comunque 4_5 è a temperatura più bassa. Esiste un miglioramento rispetto alle condizioni reali di assenza di anticipo, ma si resta sempre in condizioni peggiori del caso ideale. Come nel caso degli Otto in definitiva, anche nei Diesel si ha un miglioramento che permette di minimizzare l'effetto dell'interattività.

2.7) ANGOLO DI COMBUSTIONE NEI MOTORI OTTO

Nei motori Otto, la temperatura T_3 di fine combustione ha il suo massimo nel regime a vuoto per un valore pari a 0,8 ast. Tale valore di temperatura influenza tutta la curva e dipende di θ_{ci} in funzione della densità ρ . Per comprendere cosa accade nel dettaglio si analizza la combustione più approfonditamente.



Il primo strato (A) brucia istantaneamente, mentre ogni strato adiacente brucia colare e brucia, con lo strato (K) che brucia per ultimo. Si possono considerare vari intervalli di tempo la cui somma darà il tempo di combustione completa.

Si ha un primo intervallo Δt_1 che serve a bruciare A:

$$\Delta t_1 \propto \frac{1}{w_{rim}} \quad \text{con } w_{rim} = \text{velocità di reazione chimica iniziale}$$

Dopo tale intervallo si ha una fase di propagazione della fiamma che percorre lo spazio l tra (A) e (K) nel tempo Δt_2 :

$$\Delta t_2 = \frac{l}{\bar{w}_a} \quad \text{con } \bar{w}_a = \text{velocità di propagazione della fiamma (valore medio non essendo } w_a \text{ costante)}$$

Affinché bruci anche K si impiegherà un tempo Δt_3 :

$$\Delta t_3 \propto \frac{1}{w_{rim}} \quad \text{con } w_{rim} = \text{velocità di reazione chimica finale}$$

Quindi il tempo totale di combustione sarà:

\dot{Q}_m ($m = \text{medio}$). Quindi $\Delta t_f = \frac{Q_R}{\dot{Q}_m}$

Se $\dot{Q}_m \uparrow \Rightarrow \Delta t_f \downarrow \Rightarrow w_a \uparrow \Rightarrow \eta_{oi} \uparrow$, cioè quando il flusso medio da uno stato all'altro sale, il tempo di propagazione delle fiamme scende e la fiamma è più veloce. Si scopre allora che:

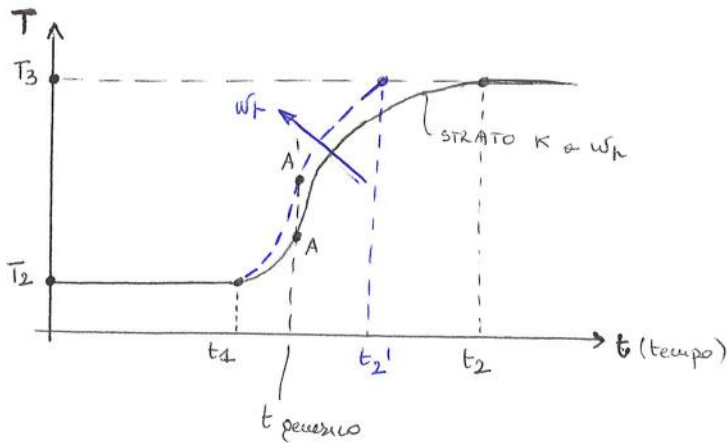
$w_a = f(T_3, w_r, \dots)$

Quando siamo in combustione nello stato K , siamo raggiungendo la T_3 di fine combustione, mentre $K+1$ è a una temperatura più bassa T_2 . Il flusso di calore aumenta con T_3 : $\dot{Q}_m \sim \lambda \frac{dT}{dx} \sim T_3 - T_2$

Quindi se $T_3 \uparrow \Rightarrow \dot{Q}_m \uparrow \Rightarrow w_a \uparrow \Rightarrow \eta_{oi} \uparrow$

Quindi la w_a è massima dove la T_3 è massima. Tale ragionamento presuppone una $w_r = \text{cost}$.

Considero ora w_r variabile e $T_3 = \text{cost}$ per comprendere come w_r influenza la velocità della fiamma w_a . La combustione non è istantanea e impiega



$t_2 - t_1$ per raggiungere la temperatura T_3 di fine combustione. Se w_r aumenta $\Rightarrow t_2 \rightarrow t_2'$ e si riduce il tempo di combustione sopita.

Considerando un generico istante di tempo t , con una certa velocità w_r ottengo un calore T_A , mentre con una velocità maggiore ottengo una T_A' più

elevata. Se $w_r \uparrow$, la $T_3 \uparrow \Rightarrow w_a \uparrow$

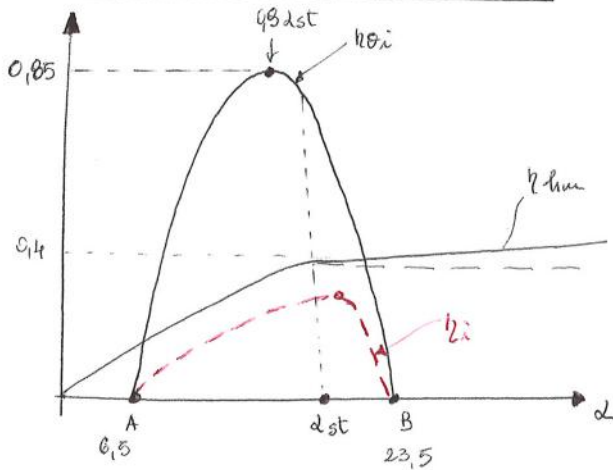
Si come w_r è massima quando T_3 è massima ottengo una w_a massima dato che $w_a = f(T_3, w_r)$. \square

Per dimostrare come mai il campo delle w_a sia più ristretto, è bene sottolineare che il modello semplificato prevede che K ceda calore a $K+1$ ed esso conservi il calore dentro di sé ignorando quindi le cessioni di calore di $K+1$ agli altri stati adiacenti. Nella realtà invece $K+1$ cederà calore allo stato adiacente $K+2$, quindi di fatto la w_a ha un campo più ristretto rispetto alla w_r per effetto di cessione di calore di $K+1$ a $K+2$.

Si può quindi ora graficare η_{oi} che risulterà minimo che risulterà avere un minimo per un valore pari a 0,521 perché in tal punto si ha

26) ST ANDAMENTI DI η_i , p_{mi} , p_{me} , η_u AL VARIARE DELLA DOSATURA PER MOTORI OTTO

ANDAMENTO DI η_i AL VARIARE DI α ($\lambda v = \text{cost}$)



Si ha che: $\eta_u = \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta i} \cdot \eta_0$

con $\eta_i = \eta_{lim} \cdot \eta_{\theta i}$

Quindi il rendimento indicato η_i , risultando pari al prodotto del rendimento limite per quello termodinamico posto da A e terminato in B in quanto va a zero dove si annulla $\eta_{\theta i}$. Il suo massimo sarà nel campo del povero e sarà pari a $(1,4 \div 1,15) d_{st}$ in quanto il max di $\eta_{\theta i}$ nel ricco viene smorzato dall'andamento di η_{lim} .

Si ha che: $p_{me} = \eta_u \frac{\lambda v \cdot H_i}{\alpha v}$

$p_{mi} = \eta_i \cdot \frac{\lambda v \cdot H_i}{\alpha v}$

Supponendo $\lambda v = \text{cost}$ ed essendo inoltre

$H_i = \text{cost}$ e $v = \text{cost}$ si ha:

$p_{mi} \propto \frac{\eta_i}{\alpha}$, cioè

$p_{mi} \propto \frac{\eta_{lim} \cdot \eta_{\theta i}}{\alpha}$

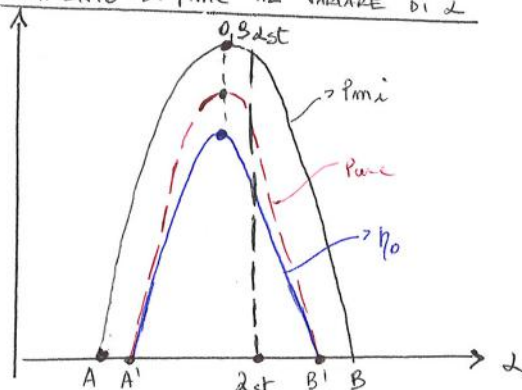
η_{lim} nel campo del povero è lineare con α , \Rightarrow
 $\alpha < d_{st} \quad \eta_{lim} = K_1 \alpha \Rightarrow$

$p_{mi} \propto \frac{K_1 \alpha \eta_{\theta i}}{\alpha} = K_1 \cdot \eta_{\theta i}$, cioè per $\alpha < d_{st}$ si ha: $p_{mi} \propto K_1 \eta_{\theta i} \propto \eta_{\theta i}$.

Quindi p_{mi} ha un andamento simile a $\eta_{\theta i}$ nel ricco e quindi per continuità avrà andamento analogo anche nel povero per $\alpha \geq d_{st}$ annullandosi nei punti A e B dove si annulla $\eta_{\theta i}$. Effettuando una prima approssimazione per cui la pressione di miscela a vuoto $p_r = \text{cost}$ al variare di α , tutto ciò che supera la linea a $p_r = \text{cost}$ è la pure (zona tratteggiata nel grafico) perché $p_{me} = p_{mi} - p_r$.

Con tale approssimazione pure si ottiene semplicemente abbassando p_{mi} della quantità p_r :

ANDAMENTO DI p_{me} AL VARIARE DI α



Perché il rendimento organico è pari a:

$\eta_0 = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{p_{mi} - p_r}{p_{mi}} = 1 - \frac{p_r}{p_{mi}}$

e d essendo $p_r = \text{cost}$ sarà p_{mi} a determinare la forma di η_0 :

$\eta_0 = 0$ quando $p_r = p_{mi}$ cioè in A' e B'

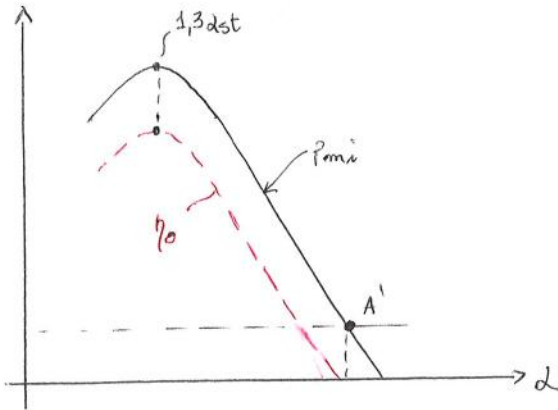
$\eta_0 = \text{max}$ quando $p_{mi} = \text{max}$ " per $\alpha = 0,5 d_{st}$

nel motore Otto. Si considera una pressione di mescolamento a vuoto $P_{r=cost}$, per cui poiché $P_{me} = P_{mi} - P_r$, spostando verso il basso la P_{mi} di una quantità pari a P_r si ottiene la P_{me} (vedi grafico precedente).

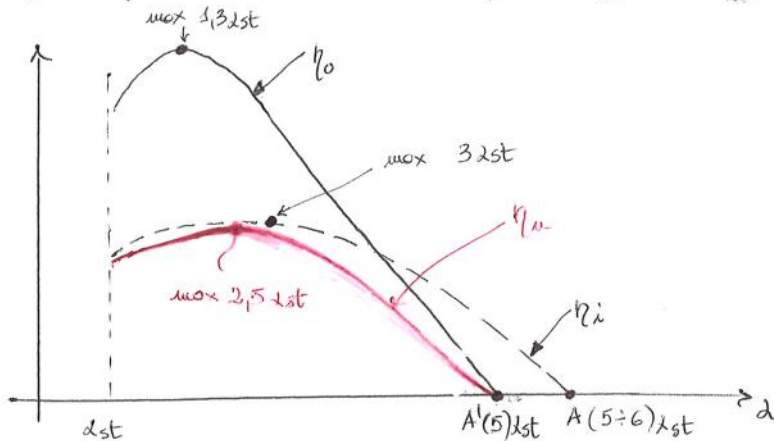
Per quanto concerne il rendimento organico si avrà: $\eta_o = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_{mi} - P_r}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_r}{P_{mi}}$

per cui: $\eta_o = 0$ per $P_r = P_{mi} \rightarrow A'$

$\eta_o = max$ per $P_{mi} max \rightarrow$ quindi massimo per 1,3 dst

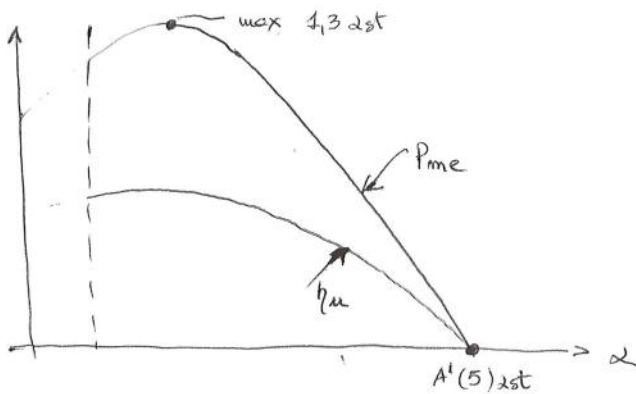


Si considera infine l'andamento di η_u al variare della dose d'aria. Poiché $\eta_u = \eta_i \cdot \eta_o$ rispetto agli andamenti (in scala) di η_i ed η_o :



per cui la curva di η_u sarà al di sotto di entrambe le curve di η_i ed η_o e si annullerà dove si annulla il rendimento organico η_o , ossia in A' . Il suo massimo sarà compreso tra i valori di massimo di η_i ed η_o , per un valore di circa 2,5 dst.

Le prestazioni del motore Diesel saranno riassunte dal diagramma seguente:



Nel caso dei motori diesel tale diagramma non si distingue come si faceva per gli Otto, ma si utilizza tutto. Quando si vuole la massima potenza si lavora in 1,3 dst, mentre volendo ridurre il consumo si va a lavorare nel punto A' . Per il motore Diesel il rendimento utile per un certo tratto è quasi costante,

per cui la regolazione di tali motori si fa abbassando unicamente il consumo, in quanto riducendo la potenza il rendimento si mantiene pressoché costante.