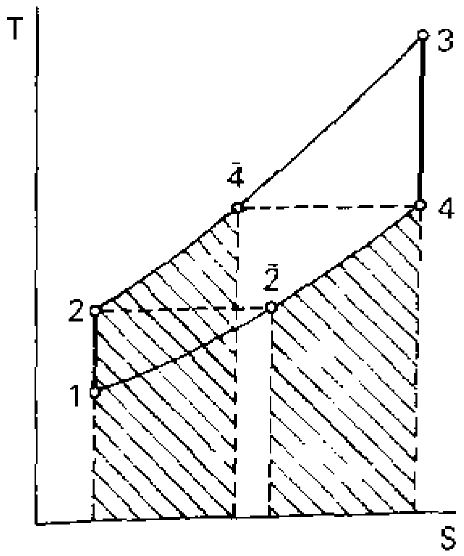
STUDIO DELLA RIGENERAZIONE TERMICA NELL' IMPIANTO TURBOGAS

Il processo della rigenerazione termica negli impianti a gas è molto meno interessante sotto il profilo applicativo rispetto all'analogo processo degli impianti a vapore. Gli spillamenti si usavano una volta nei vecchi impianti allo scopo di migliorare il rendimento termodinamico, mentre in quelli nuovi tale miglioramento è ottenuto con l'aumento di τ, con l'utilizzo di materiali che hanno consentito un aumento considerevole della temperatura T_3 massima sopportata. La rigenerazione oltre a non essere quindi valida sotto il profilo economico, data la complicazione dell'impianto con l'introduzione dello scambiatore di calore, non lo è come si vedrà in seguito nemmeno sotto il profilo applicativo e funzionale.Si può pensare di



prelevare calore dal fluido nella fase di raffreddamento in un campo di temperature che oscilla tra T_4 e T_2. Supponiamo di utilizzare a tale scopo uno scambiatore di calore di superficie infinita cioè con efficienza unitaria.

$$E = \frac{\text{calore scambiato}}{\text{calore scambiabile}}$$

Ora com'è evidente dalla figura affinché la rigenerazione sia possibile deve chiaramente valere la condizione:

$$T_4 > T_2$$

cioè la temperatura del fluido allo scarico della turbina deve essere superiore a quella del gas alla fine del processo di compressione, cosa che tra l'altro non è sempre possibile. Vediamo ora come si possa scrivere in altri termini la condizione di rigenerabilità dell' impianto:

$$T_4 > T_2 \rightarrow \frac{T_4}{T_1} > \frac{T_2}{T_1}$$

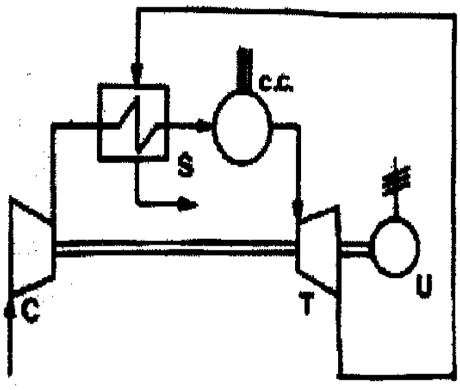
ma per quanto riguarda $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3}\frac{T_3}{T_1} = \frac{t}{b^e}, \frac{T_2}{T_1} = b^e$

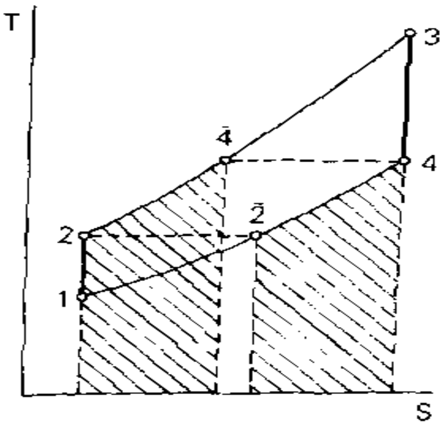
qundi la condizione precedente diventa : $\frac{t}{b^e} > b^e \rightarrow t > b^{2e} \rightarrow b < t^{\frac{1}{2e}}$

Già questa condizione fa avanzare dei dubbi sulla convenienza della rigenerazione termica benché come abbiamo visto in precedenza per $\beta = \tau^{1/2\varepsilon}$ si ottiene il massimo del lavoro specifico. Se vogliamo dunque aumentare il rendimento dell'impianto con la rigenerazione dobbiamo diminuire il lavoro specifico con costi d'investimento maggiori.

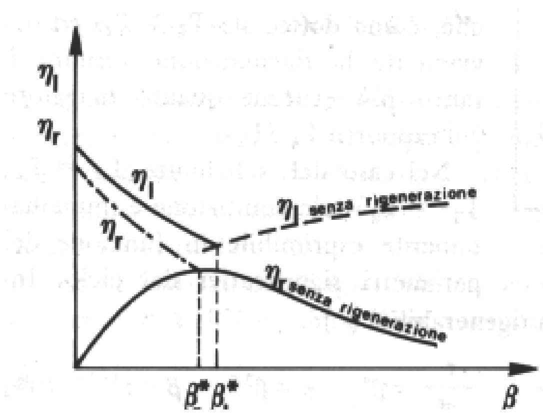
STUDIO DELLA RIGENERAZIONE TERMICA IN SEDE LIMITE

Le ipotesi che facciamo in questa sede sono quelle già fatte in precedenza cioè consideriamo il gas non inquinato chimicamente ed inoltre il solito discorso che riguarda i calori specifici.





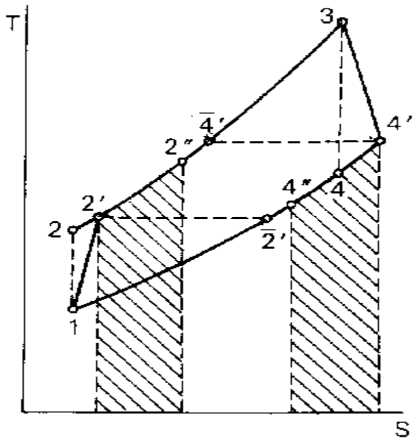
$$(h_{id})_{E=1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p\left(\overline{T_2} - T_1\right)}{c_p\left(T_3 - \overline{T_4}\right)} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1}} = 1 - \frac{b^e - 1}{t - \frac{t}{b^e}} = 1 - \frac{b^e}{t}$$



Analisi del risultato ottenuto

Il risultato ottenuto rappresenta il rendimento del ciclo rigenerato nell' ipotesi di rigenerazione completa (E=1) in sede limite. Nella figura abbiamo disegnato le curve dei rendimenti in sede limite con e senza la rigenerazione. Il punto d'intersezione delle 2 curve di ascissa $\beta=\tau^{1/2\varepsilon}$ rappresenta il punto oltre il quale non è più conveniente la rigenerazione. Oltre tale ascissa avviene la controrigenerazione cioè il gas invece di scaldarsi si raffredderebbe dopo il compressore.

STUDIO DELLA RIGENERAZIONE TERMICA IN SEDE REALE



La condizione della rigenerabilità è $T_4' > T_2'$
Studiamo il caso in cui gli scambiatori hanno efficienza unitaria (E=1)

$$\left(h_r\right)_{E=1} = 1 - \left[\frac{\left(Q_{2r}\right)}{\left(Q_{1_r}\right)}\right]_{E=1}$$

Con una efficienza unitaria (superficie di scambio infinita) potremmo riscaldare fino a 2' e 4'

$$\left(Q_{2r}\right) = c_p\left(T_2' - T_1\right) \qquad 1$$

$$\left(Q_{1r}\right) = c_p\left(T_3 - T_4'\right) \qquad 2$$

$$(h_r)_{E=1} = 1 - \frac{c_p(T_2' - T_1)}{c_p(T_3 - T_4')} = 1 - \frac{\frac{T_2'}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4'}{T_1}}$$

$$\text{ma } h_c = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1} = \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\frac{T_2'}{T_1} - 1} = \frac{b^e - 1}{\frac{T_2'}{T_1} - 1} \Rightarrow \frac{T_2'}{T_1} = \frac{b^e - 1}{h_c} + 1$$

$$h_T = \frac{T_3 - T_4'}{T_3 - T_4} = \frac{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4'}{T_1}}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1}} = \frac{t - \frac{T_4'}{T_1}}{t - \frac{t}{b^e}} \Rightarrow \frac{T_4'}{T_1} = t - h_T\left(t - \frac{t}{b^e}\right)$$

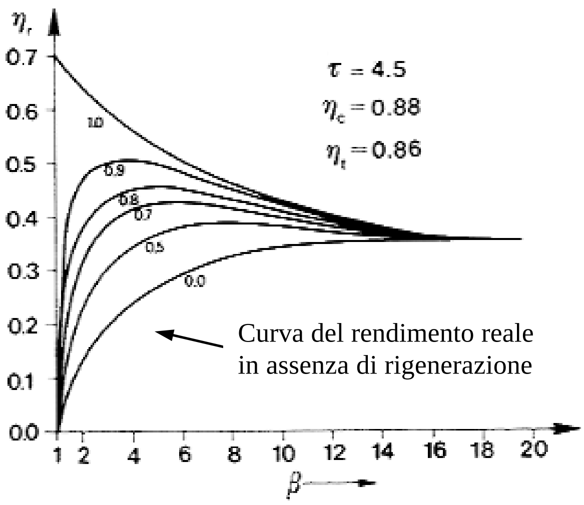
Sostituendo

$$(h_r)_{E=1} = 1 - \frac{\frac{b^e - 1}{h_c}}{h_T\left(t - \frac{t}{b^e}\right)} = 1 - \frac{b^e}{t \cdot h_c h_T}$$

Il risultato ottenuto coinciderebbe con l' espressione del rendimento del ciclo rigenerato in sede limite con E=1 nel caso particolare in cui $\eta_c = \eta_T = 1$. Se poi sviluppiamo analiticamente il rendimento del ciclo rigenerato con E generico otteniamo una espressione, funzione di $\tau, \beta, \eta_C, \eta_T,$, E

$$E = \frac{\text{Calore scambiato}}{\text{Calore scambiabile}} = \frac{c_p(T_4' - T_2^*)}{c_p(T_4' - T_2')}$$

In pratica ci si orienta su E=0,7-0,8 cioè con una efficienza del 70-80% in modo da conseguire un buon comportamento o compromesso tra costo ed esigenze. Vediamo ora l' andamento grafico del rendimento reale in assenza di rigenerazione e con rigenerazione con efficienza crescente.



CURVE DEL RENDIMENTO

Si vede dalla famiglia di curve il fatto che non è conveniente la rigenerazione che può dare buoni risultati solo per rapporti di compressione bassi compromettendo il lavoro specifico con le note conseguenze.
Conclusione: è più conveniente spendere di più per i materiali nella camera di combustione e per quelli del primo stadio della turbina.