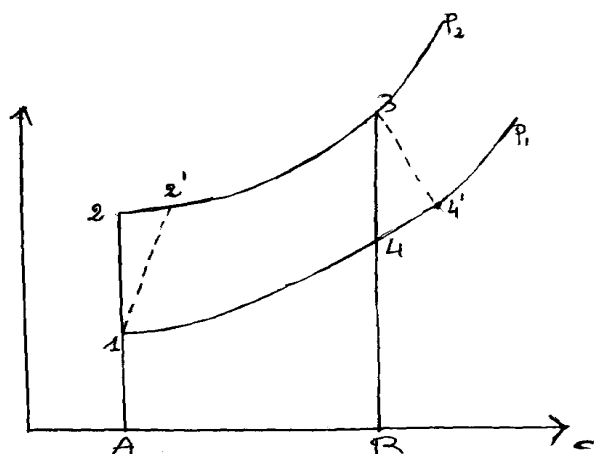


Il termine dentro la parentesi quadra ci dice che condizione necessaria e sufficiente affinché il rendimento $\eta_i > 0$ è :

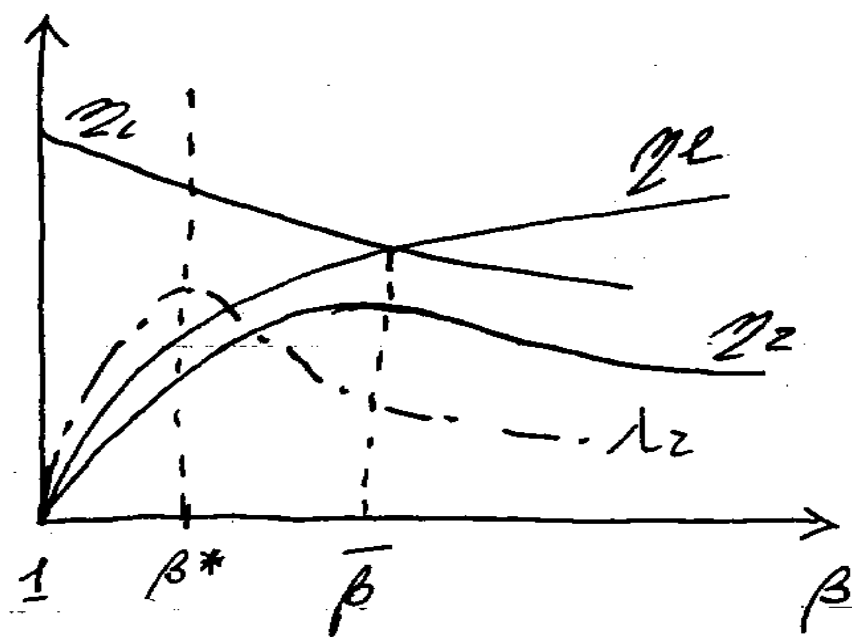
$$h_c h_T > \frac{b^e}{t}$$

Se così non fosse per colpa delle irreversibilità il lavoro specifico della turbina sarebbe minore di quello del compressore e l'impianto non sarebbe in grado di autosostenersi. L'espressione trovata per il rendimento interno è in una forma che esaurisce la circostanza funziona o non funziona. Nei primi impianti le macchine non erano evolute, non c'erano i compressori assiali ad alto rendimento (basati sulla teoria alare del profilo isolato) ma si avevano solo compressori centrifughi che non davano rendimenti validi per impianti a gas. Inoltre il rapporto β^e/τ era molto elevato poiché la tecnologia delle alte temperature era primitiva, la temperatura massima non superava i 600°C. Riducendo il rapporto manometrico di compressione si poteva fare funzionare l'impianto ma diminuiva in pari misura il lavoro specifico del ciclo. Per β elevati si era costretti ad accontentarsi di rendimenti molto bassi. Tutta la storia dell'impianto a gas si fonda sull'incremento di τ raggiunto dalla scoperta di leghe e superleghe. Il prodotto $\eta_c \eta_t$ richiede invece un discorso piuttosto delicato e dobbiamo separare gli effetti di uno dall'altro. Nei primi decenni il rendimento della turbina era comunque di tutto rispetto, dava preoccupazioni il rendimento del compressore in quanto dallo studio che abbiamo fatto abbiamo visto che nella compressione oltre al lavoro passivo dobbiamo aggiungere il lavoro del controrecupero dovuto alla maggiore dilatazione del fluido. Con le tecnologie attuali il rendimento, del compressore è molto alto. D'altra parte comprimere un fluido è difficile perché procede verso un aumento di pressione. Il fluido compresso può andare in controcompressione e può condurre allo stallo della macchina. Oggi i rendimenti sia della turbina che del compressore sono dell'ordine dell'88-90%, mentre molti anni addietro il rendimento del compressore era molto basso e tutta l'attenzione era orientata verso un miglioramento del rendimento medesimo per rendere la disuguaglianza valida e se si volesse lavorare verso un rendimento del ciclo maggiore conviene lavorare di più sulla turbina che sul compressore. Attestati quindi su elevati valori del prodotto $\eta_c \eta_t$ se volessimo migliorare ulteriormente ci chiediamo se conviene orientarsi più sulla turbina o sul compressore ? Se operiamo un miglioramento sulla turbina otteniamo un risultato, mentre se operiamo sul compressore il miglioramento della macchina introduce un peggioramento del rendimento interno dato che il rendimento del compressore nella formula trovata si trova al denominatore. Questo fatto può sembrare assurdo, ma se osserviamo il ciclo termodinamico abbiamo una situazione giusta e perfettamente comprensibile. Ogni volta che si migliora il rendimento di una macchina non si fa altro che migliorare l'effetto Clausius, ma per quanto riguarda la molteplicità delle sorgenti si migliora il rendimento adiabatico nel senso che la temperatura media delle sorgenti inferiori diminuisce.



Procedendo la compressione in sede reale ad entropia crescente il punto 2' del ciclo si sposta a destra del punto 2 e pertanto la quantità di calore Q_1 che in sede limite è rappresentata dall'area del trapezio mistilineo A23B è sempre maggiore della quantità di calore Q_{1R} rappresentata dall'area del trapezio A2'3B. In conclusione una operazione di miglioramento della turbina darà come risultato un miglioramento sia sulla

molteplicità delle sorgenti che sull'effetto Clausius, se invece miglioriamo ulteriormente il compressore otteniamo come risultato un miglioramento dell'effetto Clausius ma per quanto riguarda la molteplicità delle sorgenti perdiamo qualche cosa in quanto la temperatura media delle sorgenti superiori subisce un piccolo abbassamento. Se miglioriamo la turbina il punto 4' si sposta verso il punto 4 di conseguenza la temperatura media delle sorgenti inferiori diminuisce con palese vantaggio, viceversa se miglioriamo il rendimento del compressore il punto 2' si sposta verso sinistra con conseguente abbassamento della temperatura media delle sorgenti superiori ad evidente svantaggio sull'effetto della molteplicità delle sorgenti.



Se ci si sposta in un intorno del punto β segnato il calo di rendimento è di pochi punti, ciò è utile considerando il problema di ottimizzare il lavoro specifico (diminuisce l'ingombro dell'impianto).

SEDE REALE E OTTIMIZZAZIONE DI β

$$L_r = L_{Tr} - L_{Cr} \quad h_T = \frac{L_{Tr}}{L_T} \Rightarrow L_{Tr} = h_T L_T \quad h_C = \frac{L_C}{L_{Cr}} \Rightarrow L_{Cr} = \frac{L_C}{h_C}$$

$$L_r = h_T L_T - \frac{L_C}{h_C}$$

$$L_T = c_p (T_3 - T_4) \quad L_C = c_p (T_2 - T_1)$$

$$L_r = h_T c_p (T_3 - T_4) - \frac{c_p (T_2 - T_1)}{h_C}$$

Possiamo allora studiare la funzione adimensionale $\frac{L_r}{c_p T_1} = I_r(b, t, h_T, h_C)$

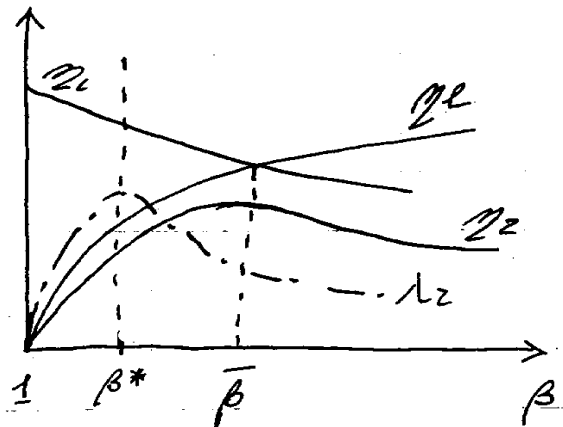
$$I_r(b, t, h_T, h_C) = h_T \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} \right) - \frac{T_2 - T_1}{h_C T_1} = h_T \left(t - \frac{t}{b^e} \right) - \frac{1}{h_C} (b^e - 1)$$

Per la ricerca del massimo della funzione I_r rispetto a b si ha :

$$\frac{dI_r}{db} = 0 \Rightarrow h_T \frac{teb^{e-1}}{b^{2e}} - \frac{eb^{e-1}}{h_C} = 0 \Rightarrow \frac{th_T}{b^{2e}} - \frac{1}{h_C} = 0 \Rightarrow b^{2e} = h_C h_T t \rightarrow b_{\max} = \bar{b} = (h_C h_T t)^{\frac{1}{2e}}$$

Confrontando con il risultato ottenuto in sede limite si vede che il valore massimo del lavoro specifico si ottiene per $\beta^* < \bar{\beta}$ (segnato). In conclusione abbiamo trovato che esistono 2 diversi valori di β , uno che rende massimo il rendimento termodinamico e l'altro che rende massimo il lavoro specifico. Con la tecnologia dei materiali esistenti τ è dell'ordine di 4,2 con $T = 1000$ C°. Abbiamo un valore del rapporto manometrico di compressione che ottimizza il rendimento termodinamico in sede reale dell'ordine di 18-19 mentre un β che ottimizza il lavoro specifico

dell'ordine di 9-10 cioè la metà. Ciò ha come conseguenza una difficile scelta per quanto riguarda un giusto compromesso per i valori del rapporto manometrico di compressione che ottimizzano sia l'uno che l'altro. Con rendimento in turbina dell'ordine del 88% il rendimento termodinamico è dell'ordine del 32-33% ($q = 1,048$ $\eta_{\text{interno}} = 0,75$ $\eta_r = 0,335$ $\eta_m = 32\%$ $\eta_{\text{ideale}} = 0,75$). Poiché la curva del rendimento termodinamico si appiattisce nelle vicinanze del valore di β che massimizza il lavoro specifico conviene che la scelta



definitiva cada per quei valori del rapporto manometrico che in definitiva permettono di diminuire i costi d'installazione e di esercizio con una perdita di rendimento termodinamico a favore dei costi d'installazione e di esercizio di gestione dell'impianto. A parità di tecnologia pagata abbiamo una maggiore resa energetica usando rendimenti più bassi, ecco perchè β ottimale è molto vicino al valore per il quale si ottiene il massimo lavoro specifico.