

MODIFICHE AL CICLO JOULE

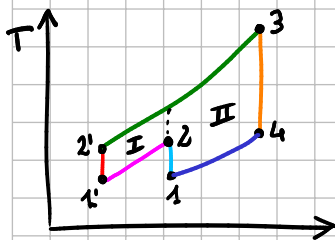
MAGGIOR
POTENZA
UTILE

Compressione interrefrig.
Riscaldamento

MAGGIOR
RENDIMENTO

Rigenerazione

COMPRESSIONE INTERREFRIGERATA



È possibile frazionare la compressione in più stadi, interponendo dei refrigeratori tra i compressori. L'adozione della compressione interrefrigerata permette di ridurre il lavoro di compressione, e quindi di aumentare il lavoro utile. Tuttavia, contemporaneamente aumenta il calore da fornire al ciclo, in quanto la temperatura di fine compressione 2' si riduce.

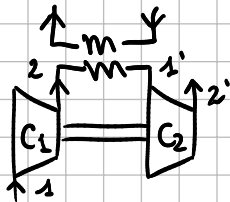
$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_2}{p_2} \frac{p_2}{p_1} = \beta_2 \cdot \beta_1$$

ANALISI DEL RENDIMENTO TRAMITE LO STUDIO DEI CICLI PARZIALI

Il ciclo II è un normale ciclo Joule senza interrefrigerazione.

$$\eta = \frac{Q_{II} \eta_I + Q_{III} \eta_{II}}{Q_{II} + Q_{III}}$$

η_I è minore di η_{II} perché il ciclo I ha un rapp. di comp. $\beta_2 < \beta$.



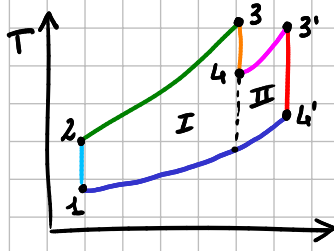
Di fatto, benché faccia aumentare il lavoro utile, l'interrefrigerazione fa calare il rendimento del Ciclo Joule. Come abbiamo già osservato, la massima riduzione del lavoro di compressione con n interrefrigerazioni si ha per:

$$\beta_i = \sqrt[n]{\beta}$$

NOTA: nel caso di ciclo reale si dimostra che, per valori del rapporto di compressione della prima macchina inferiori ad una soglia, il rendimento complessivo del ciclo può aumentare!

Inoltre, l'interrefrigerazione incrementa la possibilità di rigenerazione, abbassando la temperatura di mandata del compressore.

ESPANSIONI MULTIPLE CON RISURRISCALDAMENTO



Caso del tutto analogo è quello in cui si decida invece di frazionare l'espansione in più stadi, risurriscaldando il gas tra uno stadio e l'altro.

Anche in questo caso aumenta il lavoro utile del ciclo, a discapito però del rendimento; aumenta inoltre la spesa in termini di energia termica.

ANALISI DEL RENDIMENTO TRAMITE LO STUDIO DEI CICLI PARZIALI

Il ciclo I è un normale ciclo Joule.

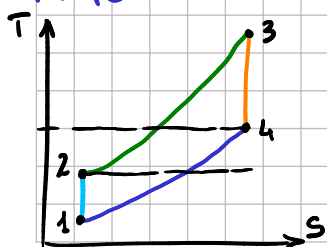
$$\eta = \frac{Q_{II} \eta_I + Q_{III} \eta_{II}}{Q_{II} + Q_{III}}$$

η_{II} è minore di η_I perché il ciclo II ha un rapp. di comp. $\beta_2 < \beta$. η si riduce

Di fatto, benché faccia aumentare il lavoro utile, l'impiego di più espansioni fa calare il rendimento del ciclo Joule. Come abbiamo già osservato, la massima riduzione del lavoro di compressione con n interrefrigerazioni si ha per:

$$\beta_i = \sqrt[n]{\beta}$$

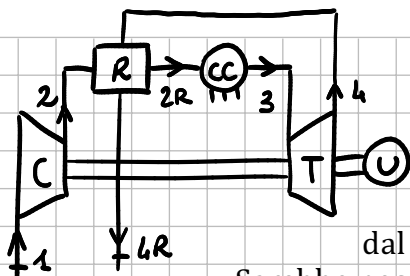
RIGENERAZIONE



$$Per \beta < \theta^{1/2} \rightarrow T_4 > T_2$$

Nei cicli aperti, il gas uscente dalla turbina è semplicemente espulso nell'atmosfera. Ma se la temperatura all'uscita è ancora maggiore della temperatura di mandata del compressore, allora è possibile teoricamente riscaldare fino ad un certo punto il fluido di mandata "riciclando" il calore dei fumi di scarico.

Ovviamente, siccome i gas sarebbero comunque stati scaricati, a differenza del caso degli impianti a vapore la rigenerazione comporta solo benefici (non è necessario spillare dalla turbina).



Bilancio sul rigeneratore:

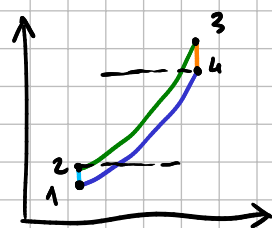
$$H_2 + H_4 = H_{2R} + H_{4R}$$

Ipotesi di massa e c_p cost.: $T_{2R} - T_2 = T_4 - T_{4R}$

Nel caso ideale di rigenerazione perfetta, la temperatura di uscita dal rigeneratore eguaglierebbe quella di uscita dalla turbina.

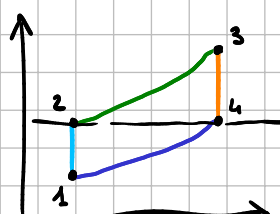
Sarebbe necessario apportare meno calore (minore spesa), con conseguente aumento del rendimento. Il tutto - ripetiamo - senza sottrarre lavoro alla turbina. Il grado di "perfezione" della rigenerazione è indicato dal seguente rapporto.

DEFINIZIONE: $R = \frac{T_{2R} - T_2}{T_4 - T_2}$ "GRADO DI RIGENERAZIONE"



Se $\beta \rightarrow 1$:

$$\begin{aligned} \eta &\rightarrow \eta_c \\ L_u &\rightarrow 0 \\ Q_R &\rightarrow \max \\ Q_L &\rightarrow 0 \end{aligned}$$

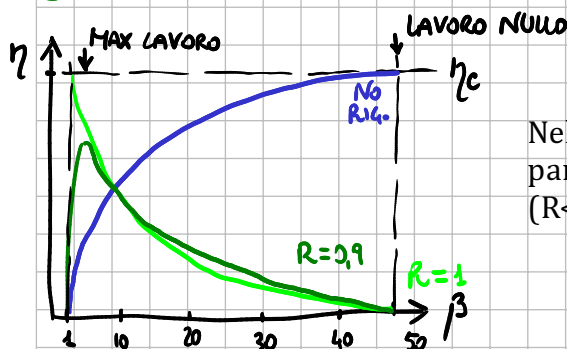


Se $\beta \rightarrow 0^{1/4}$:

$$\begin{aligned} L_u &\rightarrow \max \\ T_4 &\rightarrow T_2 \\ Q_R &\rightarrow 0 \end{aligned}$$

La rigenerazione non si può avere!

E IL RENDIMENTO?

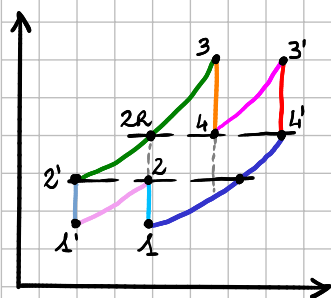


La rigenerazione permette aumenti del rendimento per valori di β minori del valore di massimo lavoro.

Nel caso di rigenerazione ideale ($R=1$) la curva del rendimento parte dal rendimento di Carnot. Nel caso di rigenerazione reale ($R<1$) il valore iniziale del rendimento è nullo.

CICLO DI ERICSSON

L'adozione congiunta delle tre soluzioni presentate sopra permette di sommarne i vantaggi: infatti, la riduzione della temperatura di fine compressione (compressione interrefrigerata) e l'aumento della temperatura di fine espansione (espansioni ripetute) consentono un maggiore risparmio di calore dovuto all'uso del rigeneratore.



È quindi possibile aumentare sia il lavoro che il rendimento; ma qual è lo svantaggio?

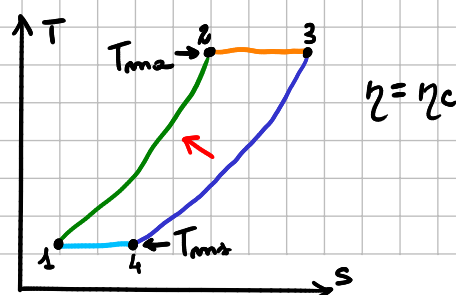
La messa in atto di tutte e tre le soluzioni implica la realizzazione di un impianto notevolmente più complicato, pesante, ingombrante e costoso.

Tali svantaggi impongono una serie di limiti alla realizzazione di impianti con tutte e tre le soluzioni. Quindi generalmente:

- Non si va oltre un solo risurriscaldamento;
- Non si va oltre una sola interrefrigerazione.

Ad ogni modo, il caso limite (interrefrigerazione continua, risurriscaldamento continuo, rigenerazione ideale) è ben rappresentato dal Ciclo di Ericsson, che come già sappiamo è costituito da:

- 1-2: Compressione isoterma;
- 2-3: Adduzione di calore di tipo rigenerativo;
- 3-4: Espansione isoterma;
- 4-1: Sottrazione di calore (rigenerato).



FUNZIONAMENTO FUORI PROGETTO DELLE TG

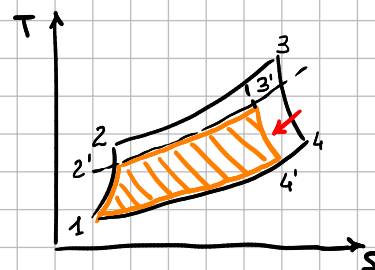
Supponiamo di dover regolare la potenza di una turbina a gas per adattare l'impianto a una domanda energetica diversa da quella delle condizioni di progetto. La regolazione delle TG si può avere:

► Per variazione del rapporto di miscela:

Si opera su α (m_{ic})

Riduco $m_{ic} \rightarrow$ Si riduce $Q_1 \rightarrow$ Si riduce T_3

Zuttare si riduce anche $\beta \rightarrow$ Si riduce η



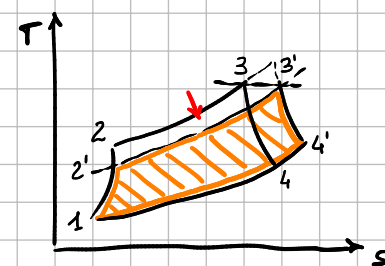
► Per variazione della portata d'aria:

Si opera su m_a , adottando compressori a geometria variabile (IGV - Inlet Guide Vane).

Riduco m_a (anche del 50-70%)

Riduco anche m_{ic} affinché $T_3' = T_3$

$\rightarrow \eta$ si riduce di poco



Di contro, i campi di variazione della potenza sono contenuti (10-15%)

e vi è il rischio di rompere le pale rotative degli ultimi stadi perché $T_4' > T_4$.

COMPORTAMENTO AI CARICHI PARZIALI

Il comportamento ai carichi parziali dipende dalla tipologia di impianto.

- Un impianto monoalbero presenterà una curva di coppia intrinsecamente instabile, e il suo regime di rotazione non può quindi variare. Ciò rende questo tipo d'impianto perfetto per la produzione di energia elettrica.

In caso di variazione della domanda serve una tempestiva regolazione dell'impianto per scongiurare un eventuale black-out, che si ha nel caso in cui il generatore si discosti troppo dalla frequenza della corrente prodotta (50 Hz in EU, 60 Hz negli US)

- Un impianto bialbero presenterà invece una curva di coppia stabile, consentendo anche sensibili variazioni del regime di rotazione. Ciò lo rende adatto ad applicazioni mechanical-driven.

