

## TURBINE A GAS

### Ciclo ideale (Ciclo Joule)

Lo schema di base per realizzare un ciclo chiuso (Figura 2) con turbina a gas è riportato in Figura 1.

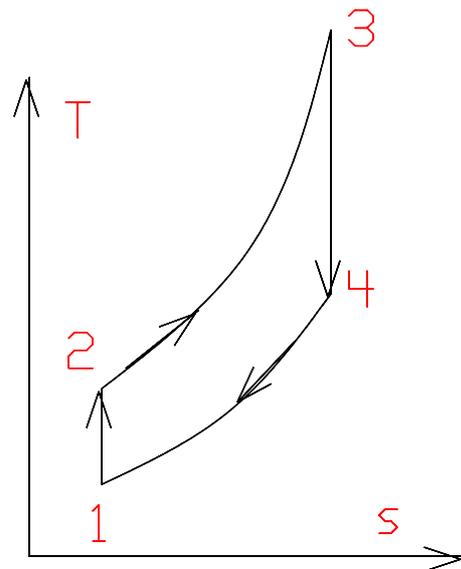
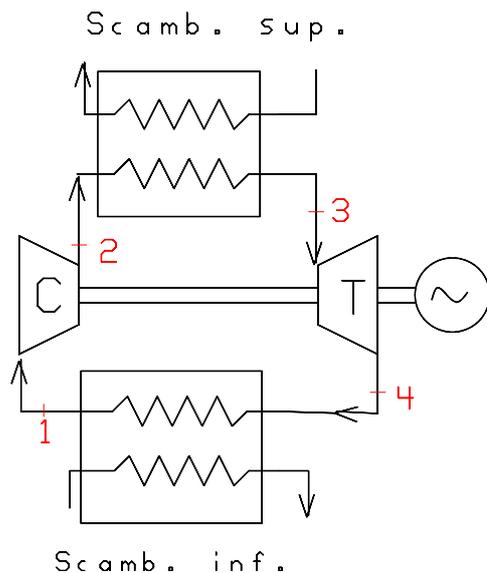


Figura 1 Impianto Turbogas a circuito chiuso

Figura 2 Ciclo ideale turbogas (Joule)

Il ciclo inizia con l'ingresso del fluido di lavoro nel compressore (punto 1), dove viene compresso (trasf. adiabatica isentropica) fino al punto 2. Uno scambiatore superiore riscalda il fluido fino al punto 3 (trasf. isobara, sistema aperto). Il fluido espande quindi fino al punto 4, che si trova alla pressione  $p_1$  (trasf. adiabatica isentropica). Segue un'asportazione di calore nello scambiatore inferiore che riporta il fluido nelle condizioni iniziali (Trasf. isobara 4- 1, sistema aperto).

Storicamente con questo schema fu realizzato nel 1939 il primo impianto per produzione di energia elettrica in Svizzera (Brown-Boweri), che utilizzava un sistema a combustione esterna come scambiatore superiore ed aria come fluido di lavoro.

La turbina a gas a ciclo chiuso ha ancora molta importanza nelle applicazioni spaziali e/o nucleari, dove si utilizzano come fluidi di lavoro gas nobili (Elio) in virtù delle loro superiori proprietà chimico-fisiche.

Il **rendimento del ciclo ideale** della turbina a gas a ciclo chiuso è dato da:

$$\begin{aligned}\eta_{id} &= 1 - Q_2/Q_1 = 1 - c_p(T_4 - T_1)/[c_p(T_3 - T_2)] = \\ &= 1 - (T_4 - T_1)/(T_3 - T_2) \quad (tg1)\end{aligned}$$

Si introducono i rapporti fondamentali:

$$\tau = T_3/T_1 \quad \beta = p_2/p_1 = p_3/p_4 \quad (tg2)$$

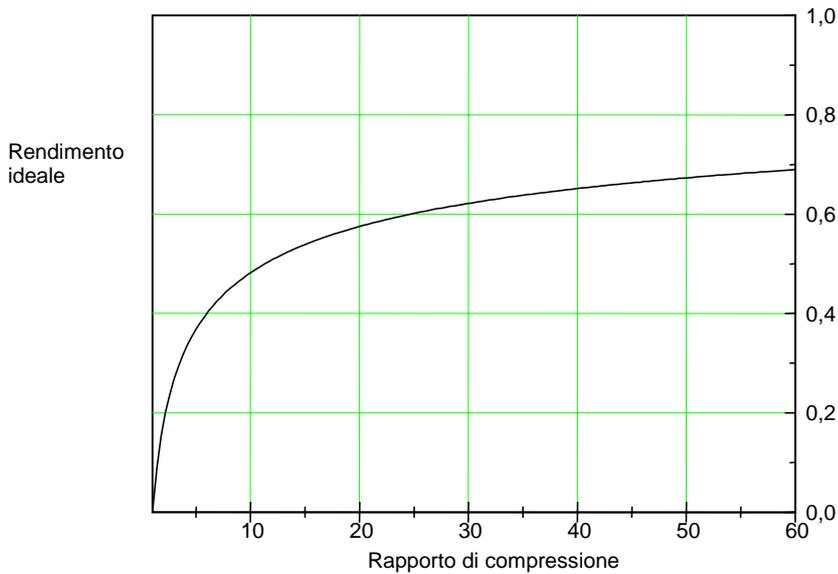
Per le due trasformazioni adiabatiche isentropiche:

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k} = (\beta)^{(k-1)/k} = \beta^\epsilon \quad (tg3)$$

Sostituendo nella (tg1) divisa per  $T_1$ :

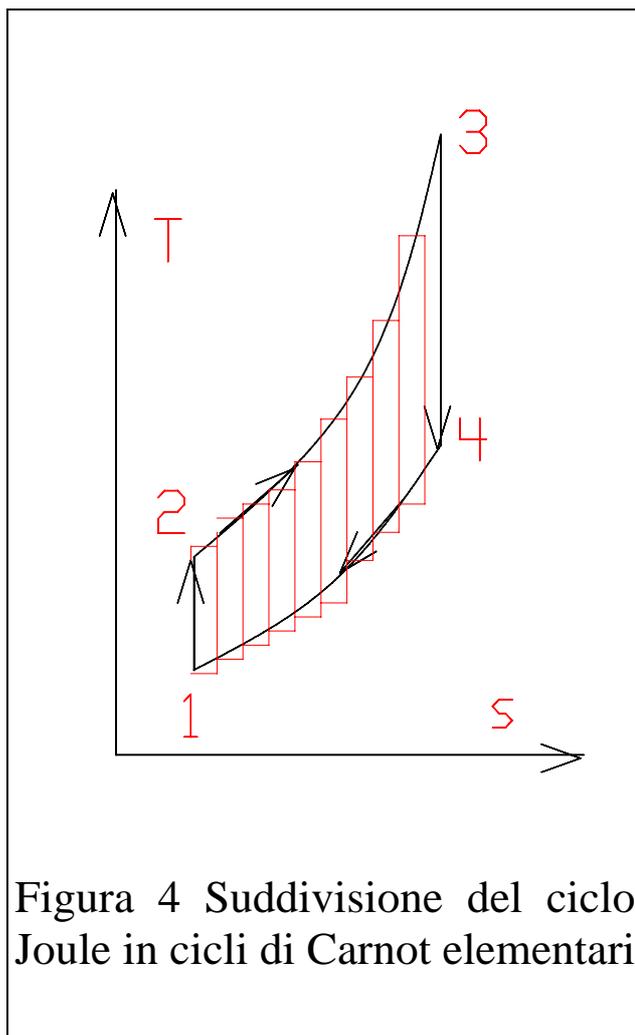
$$\begin{aligned}\eta_{id} &= 1 - [(T_4/T_3)(T_3/T_1) - 1]/[(T_3/T_1) - (T_2/T_1)] = \\ &= 1 - (\beta^\epsilon \tau - 1)/(\tau - \beta^\epsilon) = 1 - 1/\beta^\epsilon \quad (tg4)\end{aligned}$$

che mostra che  $\eta_{id}$  dipende unicamente da  $\beta$  e non da  $\tau$ .



L'andamento del rendimento ideale in funzione di  $\beta$  è indicato in Figura 3.

Figura 3  
Rendimento ideale di un ciclo Joule



Il fatto che  $\eta$  sia indipendente da  $\beta$  risulta comune ad altri cicli composti da quattro politropiche a due a due uguali; suddividendo infatti il ciclo in un numero elevato (teoricamente infinito) di cicli di Carnot elementari operanti tra le temperature estreme lungo le trasformazioni di scambio termico (2-3 e 4-1), si ottiene un ciclo del tutto equivalente in termini di rendimento e lavoro (Figura 4).

Figura 4 Suddivisione del ciclo Joule in cicli di Carnot elementari

Nel caso presente il rapporto tra le temperature estreme risulta essere costante e pari a  $\beta^\epsilon$ , essendo costante il rapporto delle pressioni. Il rendimento di ciascun ciclo di Carnot risulta appunto pari a  $\eta_C = 1 - T_H/T_L = 1 - 1/\beta^\epsilon$

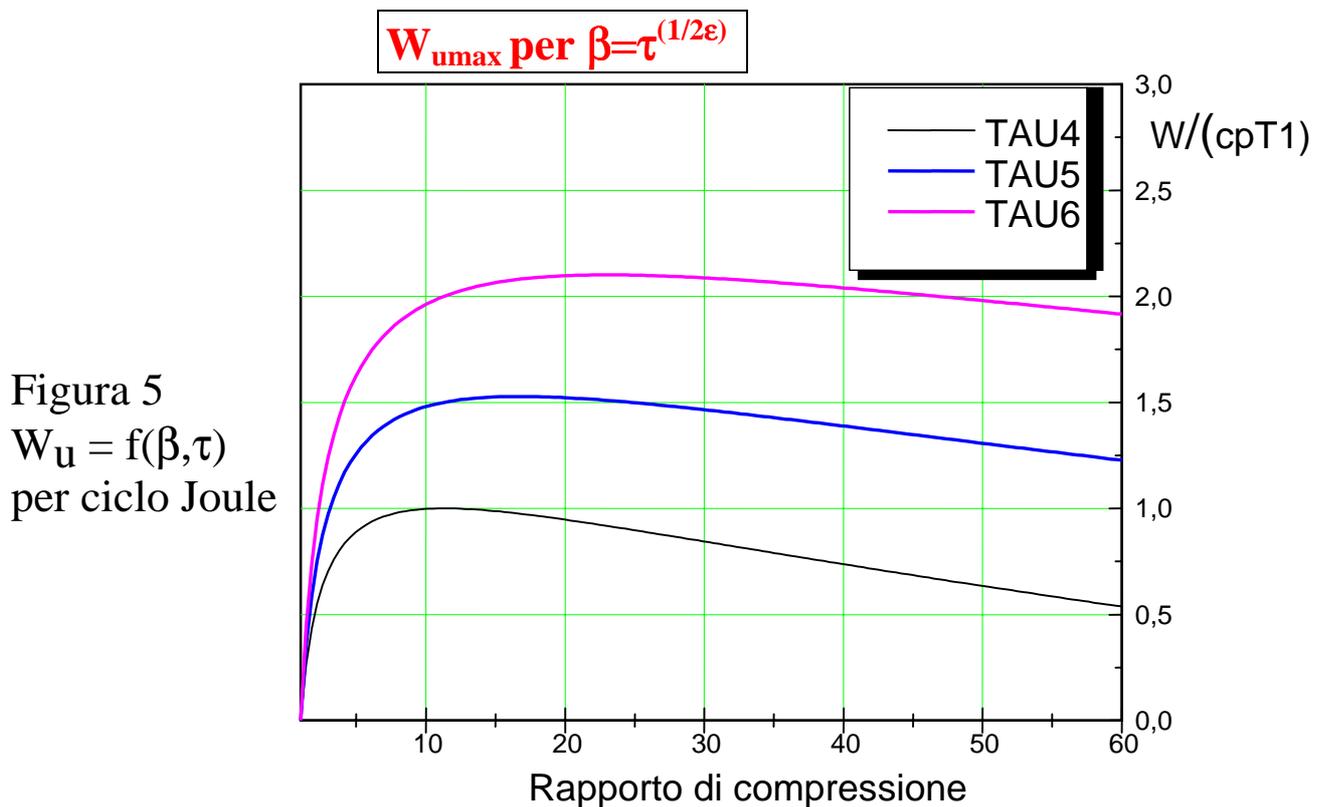
Il **Lavoro specifico** del ciclo è un'altra variabile molto importante, che si riflette sulle dimensioni delle macchine e comporta limitazioni sulla potenza massima dell'impianto. Nel caso presente:

$$W_u = W_t - W_c = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1) \quad (\text{tg5})$$

Utilizzando i parametri  $\beta$  e  $\tau$  precedentemente introdotti:

$$\begin{aligned} W_u / (c_p T_1) &= T_3/T_1 - (T_4/T_3)(T_3/T_1) - T_2/T_1 + 1 = \\ &= \tau - \tau\beta^{-\epsilon} - \beta^\epsilon - 1 = \tau (\beta^\epsilon - 1)/\beta^\epsilon - (\beta^\epsilon - 1) \quad (\text{tg6}) \end{aligned}$$

Tale espressione è graficata in Figura 5; essa può essere derivata rispetto a  $\beta$  per evidenziare che  $W_u$  presenta un massimo per  $\tau = \beta^{2\epsilon}$ . Per il lavoro (area del ciclo nel piano T-s) esiste quindi una condizione di ottimo.



Considerando che oggi  $\tau$  risulta compreso tra 4 e 5 per gran parte delle turbine a gas (grazie ai progressi tecnologici che hanno consentito di raggiungere temperature di fiamma superiori ai 1200 °C), ne risultano valori ottimali di  $\beta$  nella fascia tra 11 e 17. Tali valori sono effettivamente quelli adottati da molte realizzazioni; dall'espressione del rendimento ideale, o dall'esame di Figura 3, è facile rilevare che il rendimento ideale si situerebbe nella fascia 0.49 - 0.55. Questa previsione è invece decisamente ottimistica, in quanto gli effetti di ciclo limite e reale riducono fortemente tali valori.

### Ciclo reale turbogas

Sul rendimento del ciclo reale (Figura 6) influiscono diversi fattori: in particolare, i rendimenti delle macchine (Compressore e turbina):

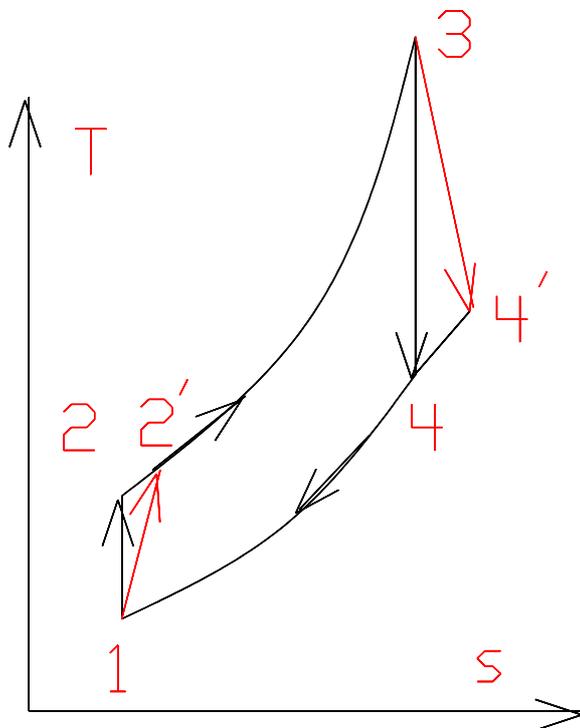


Figura 6

Rappresentazione del ciclo reale turbogas

$$\eta_c = (W_{c1}/W_{cr}) = (h_2 - h_1)/(h_2' - h_1) = (T_2 - T_1)/(T_2' - T_1) \quad (\text{tg7})$$

$$\eta_t = (W_{tr}/W_{tl}) = (h_3 - h_4)/(h_3 - h_4') = (T_3 - T_4)/(T_3 - T_4') \quad (\text{tg8})$$

Il rendimento reale viene tradizionalmente considerato come il prodotto del rendimento limite (nel quale si affronta la deviazione del comportamento del fluido dal gas perfetto) e del rendimento interno (capace di descrivere l'"imperfezione" della macchina):

$$\eta_r = \eta_l \eta_i \quad (\text{tg9})$$

Sono possibili diversi livelli di complicazione: ad esempio, è possibile considerare le perdite di pressione nei due scambiatori ed altre eventuali perdite di pressione localizzate o distribuite; inoltre, è possibile generalizzare l'analisi all'impianto turbogas a funzionamento aperto (pseudociclo reattivo con combustione al posto dello scambio 2-3 e scarico gas/aspirazione di aria al posto della trasformazione 4-1).

Nel seguito si fa riferimento al solo effetto della variazione dei calori specifici dal punto di vista del ciclo limite; mentre per il rendimento interno si considerano solo le irreversibilità nelle turbomacchine e non le perdite di pressione nell'impianto.

Per quanto riguarda il ciclo limite, in analogia a quanto fatto per il ciclo ideale ma conservando il rapporto  $F_c$  tra i calori specifici:

$$\begin{aligned} \eta_l &= 1 - Q_{21}/Q_{11} = 1 - c_{p41}(T_4 - T_1) / [c_{p32}(T_3 - T_2)] = \\ &= 1 - (c_{p41} / c_{p32}) \beta^{-\varepsilon} = 1 - F_c \beta^{-\varepsilon} \quad (\text{tg10}) \end{aligned}$$

Per il rendimento interno, per definizione:

$$\eta_i = \frac{W_{tr} - W_{cr}}{Q_{1r}} \frac{Q_{1l}}{W_{tl} - W_{cl}} = F_Q \frac{W_{tr} - W_{cr}}{W_{tl} - W_{cl}} \quad (\text{tg11})$$

in cui si è introdotto il rapporto  $F_Q = Q_{1l}/Q_{1r}$  tra i calori scambiati superiormente in sede limite e reale. Si noti che nel caso in esame  $F_Q > 1$ , in quanto nel caso reale il fluido alla mandata del compressore risulta più caldo per effetto delle irreversibilità (si veda la rappresentazione del ciclo reale di Figura 6).

Sostituendo le espressioni di  $\eta_c$  ed  $\eta_t$  nell'espressione del rendimento interno (tg9) in modo da eliminare  $W_{tr}$  e  $W_{cr}$ :

$$\eta_i = F_Q \frac{\eta_t W_{tl} - W_{cl} / \eta_c}{W_{tl} - W_{cl}} = F_Q \frac{\eta_t - (W_{cl} / W_{tl}) / \eta_c}{1 - W_{cl} / W_{tl}} \quad (\text{tg 12})$$

Tenendo presente che:

$$W_{cl} / W_{tl} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = \frac{\beta^\varepsilon - 1}{\tau - \tau \beta^{-\varepsilon}} = \frac{\beta^\varepsilon}{\tau} \quad (\text{tg13})$$

sostituendo nella (tg12) si ha:

$$\eta_i = F_Q \frac{\eta_t - \frac{\left(\beta^\varepsilon / \tau\right)}{\eta_c}}{1 - \frac{\beta^\varepsilon / \tau}{\eta_c}} = F_Q \frac{\eta_c \eta_t - \left(\beta^\varepsilon / \tau\right)}{\left(1 - \frac{\beta^\varepsilon / \tau}{\eta_c}\right) \eta_c} \quad (\text{tg14})$$

In definitiva, l'espressione completa del rendimento del ciclo reale turnibogas è la seguente:

$$\eta_r = (1 - F_c \beta^{-\epsilon})^{F_Q} \frac{\eta_c \eta_t - \left(\frac{\beta^\epsilon}{\tau}\right)}{\left(1 - \frac{\beta^\epsilon}{\tau}\right) \eta_c} \quad (\text{tg15})$$

La relazione (tg15), che descrive la dipendenza di  $\eta_r$  da  $\beta$ ,  $\tau$ ,  $\eta_c$ ,  $\eta_t$ ,  $F_c$ ,  $F_Q$ , è indicativamente rappresentata in funzione di  $\beta$ , insieme all'andamento di  $\eta_i$  (simile a quello di  $\eta_{id}$ ) e di  $\eta_j$  in Figura 7.

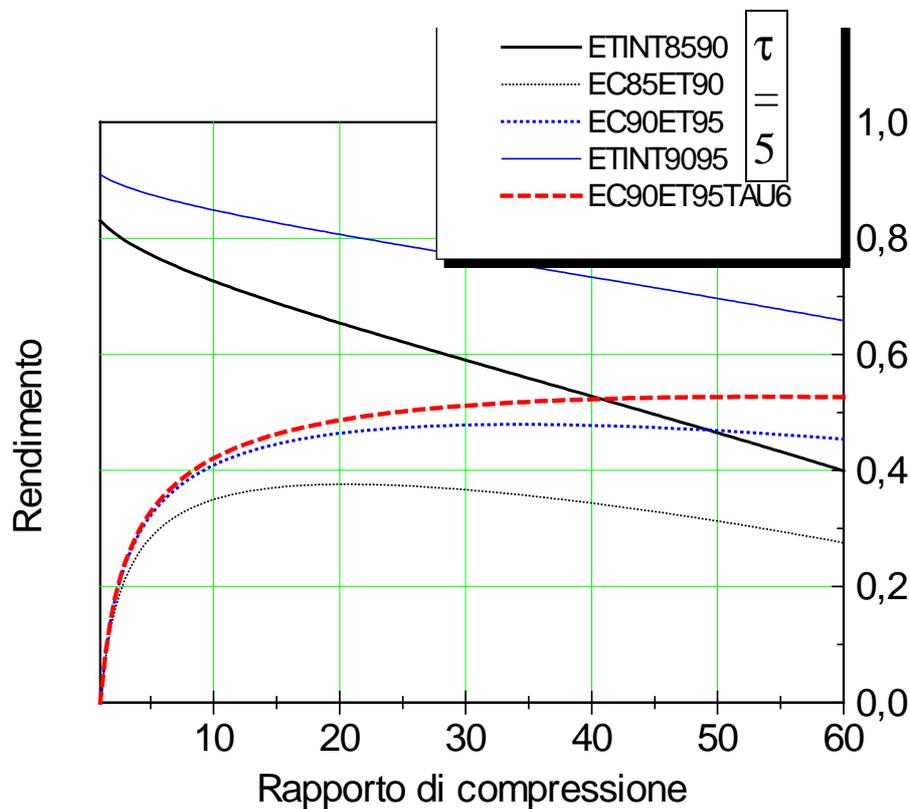


Figura 7 Andamento dei rendimenti reale ed interno in funzione del rapporto di compressione (ciclo turbogas) per diversi valori di  $\tau$ ,  $\eta_c$ ,  $\eta_t$

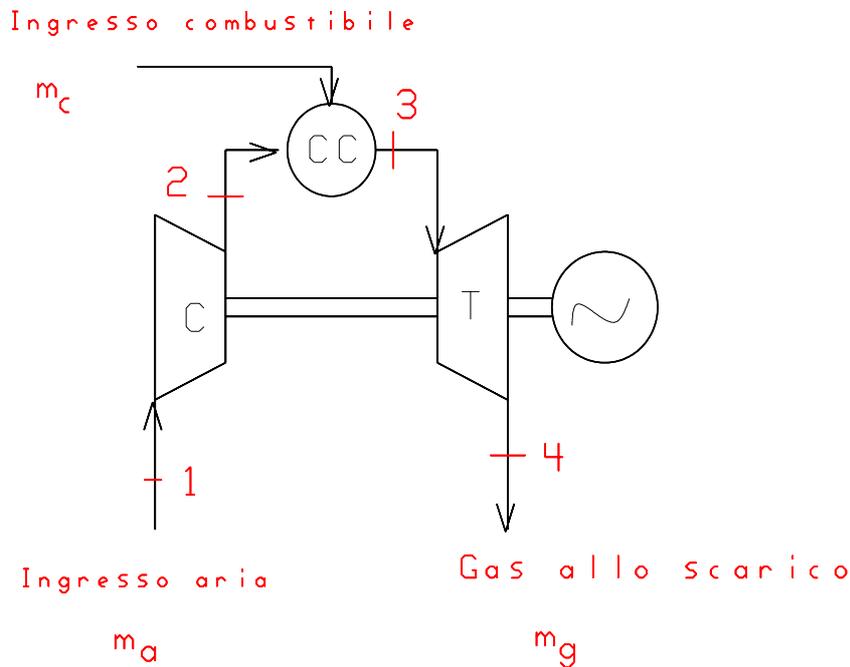
Risulta evidente che - a differenza di quanto avviene per il ciclo ideale o limite - nel caso del ciclo reale esiste per il rendimento una condizione di rapporto di compressione ottimale, che andrà determinata caso per caso in funzione degli altri parametri (e specificatamente di  $\tau$ ).

E' possibile dimostrare che - nel caso di ciclo semplice - il valore  $\beta_{opt}$  ottimale per il rendimento risulta superiore al valore  $\beta_{opt}$  già determinato per il lavoro specifico.

Nella pratica, il progettista avrà quindi cura di scegliere il rapporto di compressione e la temperatura massima in modo da operare tra le condizioni di massimo lavoro specifico e quelle di massimo rendimento.

Queste considerazioni spiegano perché oggi i propulsori aeronautici più moderni presentano rapporti di compressione fino a 30, sacrificando il lavoro specifico per ottenere un rendimento più elevato nel funzionamento a ciclo semplice, e - quindi - consumi più bassi. Per i turbogas industriali, sono possibili alternative di recupero termico allo scarico del ciclo che risultano più interessanti, sia per rendimento che per lavoro specifico.

## Bilancio di energia della camera di combustione



Nel caso di pseudociclo a combustione interna (Figura 8) lo scambio termico superiore risulta sostituito da una reazione di combustione tra l'aria compressa alla mandata del compressore ed una opportuna portata di combustibile (tipicamente gas naturale,

Figura 8 TG a combustione interna  
gasolio, kerosene; ma anche olio pesante, gas d'altoforno,....).

Tale reazione avviene nella **camera di combustione**, che è al solito un sistema aperto (a pressione costante) ma viene anche considerato approssimativamente **adiabatico**, in quanto le uniche perdite di calore sono quelle radiative verso l'esterno (che sono molto contenute in virtù delle piccole dimensioni e delle elevate portate coinvolte).

Con riferimento a Figura 8, è possibile scrivere il seguente bilancio (conservazione dell'energia tra ingresso ed uscita):

$$m_c h_c + m_c \eta_b H_{CI} + m_a c_{pa} T_{a2} = (m_c + m_a) c_{pg} T_{g3} \quad (\text{tg16})$$

$m_c$	portata in massa di combustibile (kg/s)
$m_a = \alpha m_c$	portata in massa di aria (kg/s)
$\eta_b$	rendimento della camera di combustione (0.98-0.99)
$H_{CI}$	potere calorifico inferiore del combustibile (kJ/kg)
$c_{pa}$	calore specifico dell'aria all'uscita del compressore, kJ/(kg K)
$c_{pg}$	calore specifico dei gas all'uscita della camera di combustione, kJ/(kg K)
$T_{a2}$	temperatura dell'aria all'uscita del compressore, (K)
$T_{g3}$	temperatura dei gas all'uscita della camera di combustione, (K)

Sotto le ipotesi semplificative che  $h_c \approx c_{pa} T_{a2}$ , nonché che  $c_{pa} = c_{pg}$  e  $\eta_b \approx 1$ , considerando che  $m_a/m_c = \alpha$  per definizione, la (tg16) diviene:

$$H_{CI} = (1 + \alpha) c_p (T_3 - T_2) \quad (\text{tg17})$$

Tale equazione (essendo  $T_2$  determinato da  $\beta$  e dal rendimento del compressore,  $c_p \approx 1.1$  kJ/(kg K) ed  $H_{CI}$  non molto diverso tra combustibili convenzionali) stabilisce di fatto un collegamento tra i valori di  $T_3$  ed  $\alpha$ . In sostanza, in un sistema di combustione adiabatica il solo metodo di contenere la temperatura di combustione risulta l'incremento del valore complessivo di  $\alpha$ .

**Esempio: Assumendo  $HCI = 50000 \text{ kJ/kg}$  e  $T_2 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ , si hanno dalla (tg17) i seguenti valori di  $T_3$  ed  $\alpha$ :**

$T_3$ [ $^\circ\text{C}$ ]	1000	1200	1500
$\alpha$	76	56	40

Valori così elevati di  $\alpha$  corrispondono ad eccessi d'aria dell'ordine del 300 - 500 %, che sono incompatibili con il sostenimento della fiamma; di conseguenza, si ricorre alla suddivisione della portata di aria in almeno due flussi - primario e secondario - dei quali il primo è circa stechiometrico. Nelle moderne applicazioni, esiste un terzo flusso (fino al 20% della portata complessiva) per il raffreddamento delle pareti mediante sistemi a miscelazione aria/gas attraverso piccoli fori, con lo scopo di proteggere dalle alte temperature le superfici metalliche (*Film cooling*).

Lo schema elementare di camera di combustione é riportato in Figura 9. Si noti il dispositivo di stabilizzazione della fiamma (ad es., una piastra che ostacola il flusso d'aria e forma dietro di sé un'ampia zona di ricircolazione con basse velocità ed elevata turbolenza, dove viene immesso il combustibile. Le tecniche di film cooling si sono estese dalla camera di combustione agli ugelli ed al rotore del primo e secondo stadio della turbina.

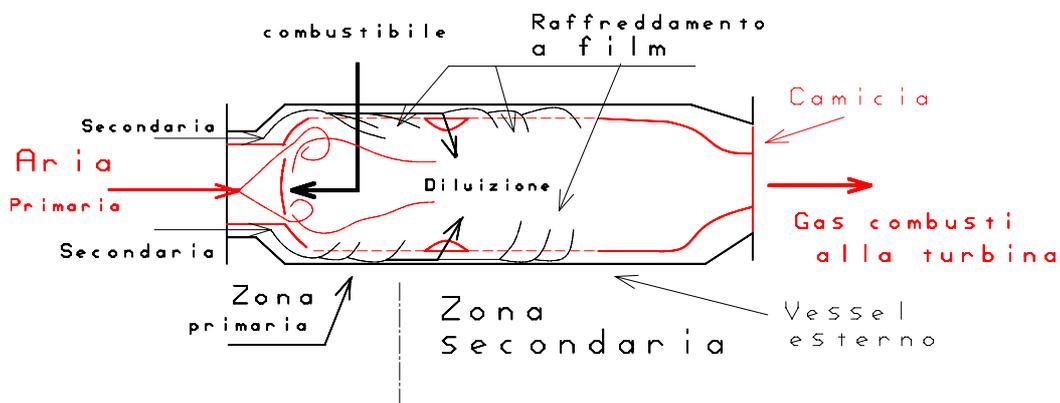


Figura 9 Schema elementare di camera di combustione/turbina a gas

In realtà questo schema elementare risulta oggi molto perfezionato: i dispositivi di stabilizzazione sono di tipo diverso (a scalino od a vortice, mediante opportune palette che imprimo una componente tangenziale di "swirl" al flusso), ottenendo così una minore perdita di carico ed una maggiore estensione della zona di ricircolo. Con tali soluzioni e con tecniche di premiscelazione di aria e combustibile si ottiene anche il vantaggio di un sensibile contenimento delle emissioni di ossidi di azoto (che sono favorite dal verificarsi simultaneo di elevate temperature ed eccessi d'aria). Esistono poi camere di combustione "specializzate" per impiego aeronautico (di tipo anulare; o di tipo a flusso invertito per piccole unità) o per l'utilizzo di combustibili di basso pregio (Es. Camere di tipo KWU-Siemens di grandi dimensioni e con rivestimento in refrattario, facilmente accessibile e sostituibile).

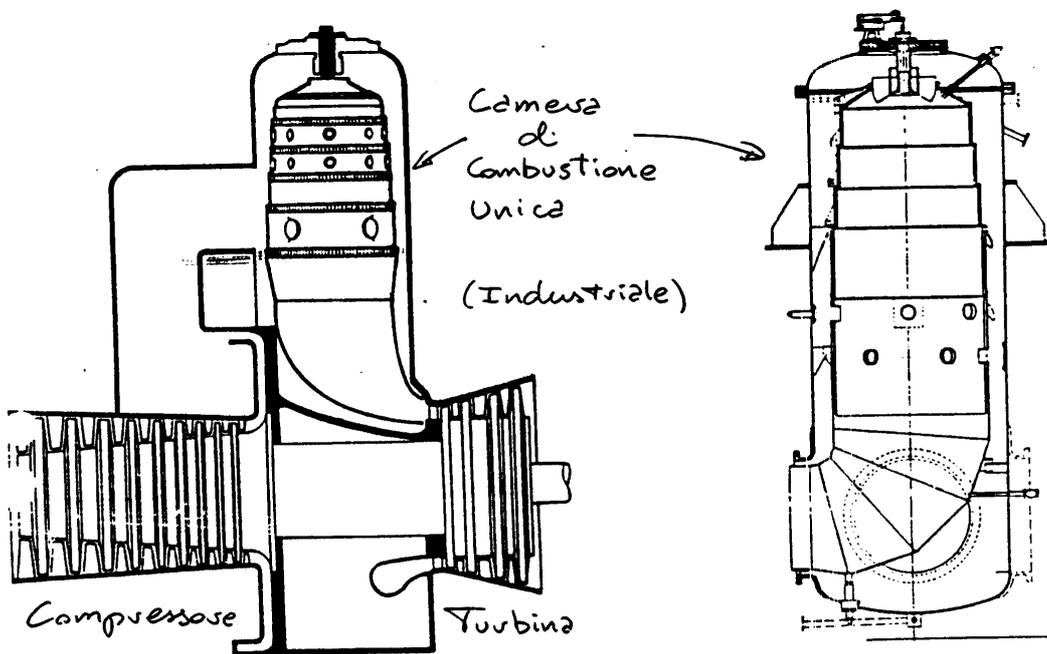


Figura 10 Camera di combustione di tipo singolo industriale

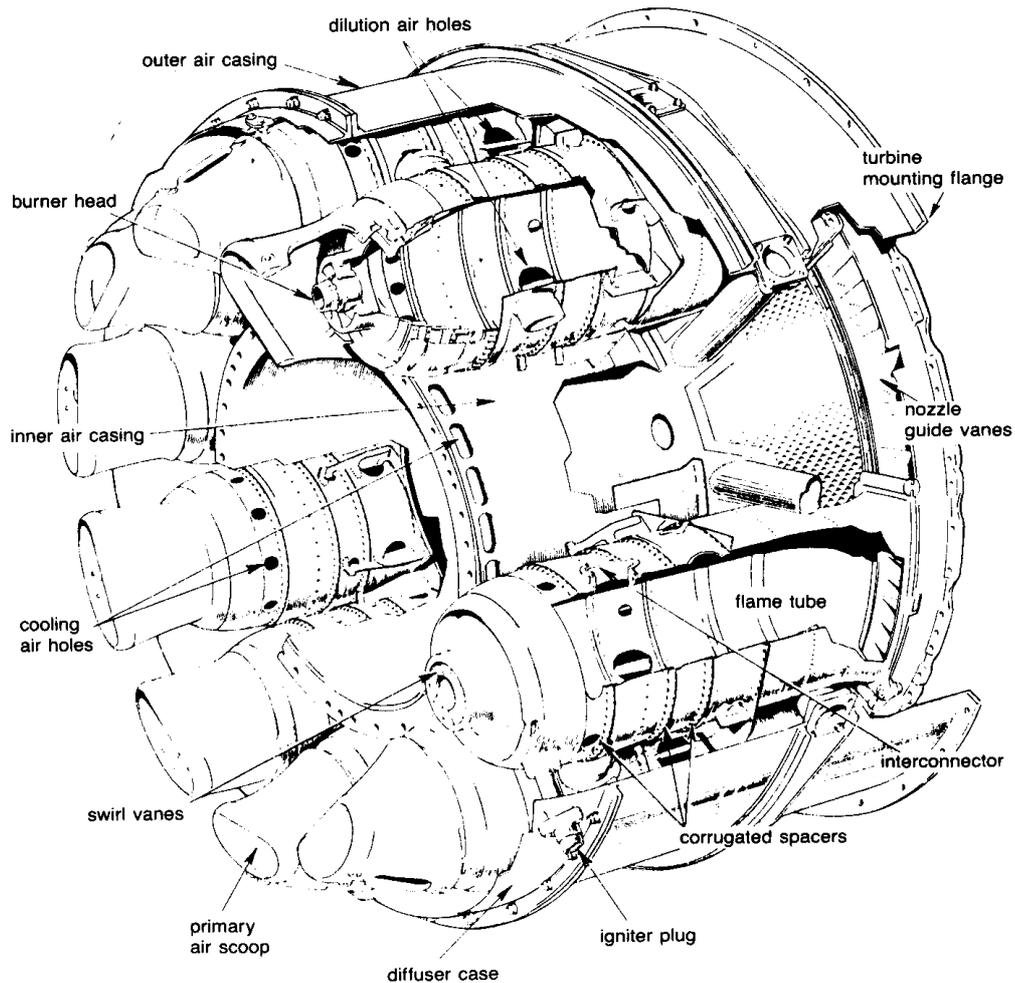


Figura11 Camere di combustione aeronautica a camicie multiple

## La rigenerazione nelle turbine a gas

La rigenerazione costituisce nella sostituzione degli scambi termici superiori con l'esterno effettuati in zone a bassa temperatura del fluido di lavoro con recuperi di calore interni al ciclo.

Nel caso della turbina a gas, la rigenerazione é possibile mediante il recupero termico effettuato sulla portata di gas di scarico, con una tipologia impiantistica evidenziata in Figura 12; il ciclo ideale della turbina a gas rigenerata a ciclo chiuso è riportato in Figura 13.

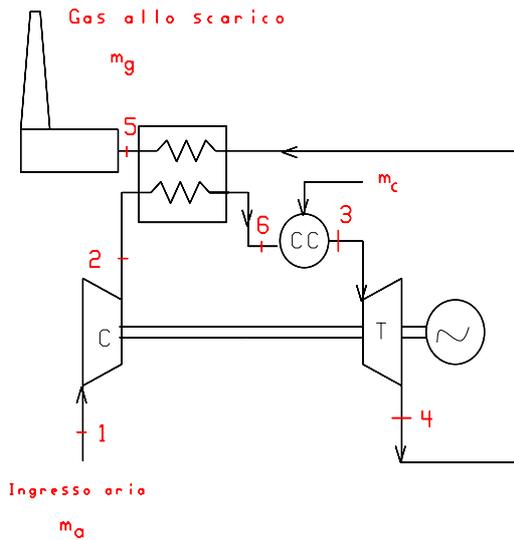


Figura 12 Impianto TG rigenerato

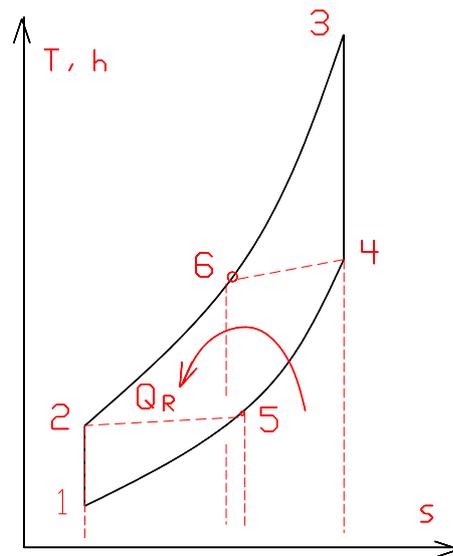


Figura 13 Ciclo ideale di TG rigenerata

La portata d'aria alla mandata del compressore (punto 2) viene preriscaldata rigenerativamente mediante recupero termico dai gas di scarico prima dell'ingresso in camera di combustione.

Per la rigenerazione risulta necessaria l'aggiunta di uno scambiatore rigenerativo aria/gas combusti, che introduce l'effetto negativo di perdite di pressione (lato aria e lato gas) e richiede ampie superfici di scambio in considerazione dei valori ridotti del coefficiente di scambio gas/gas.

Il **grado di rigenerazione** è definito come il calore recuperato diviso per il massimo recuperabile:

$$R = [c_{p45} (T_4 - T_5)]/[c_{p42} (T_4 - T_2)] \quad (\text{tg18})$$

non essendo comunque ipotizzabile un raffreddamento dei gas al di sotto della temperatura di mandata del compressore. Per raggiungere valori di R elevati occorre un notevole dispendio di superficie di scambio, per cui di frequente si hanno valori di R compresi tra 0.6 e 0.8 che sono giustificati da considerazioni di carattere economico.

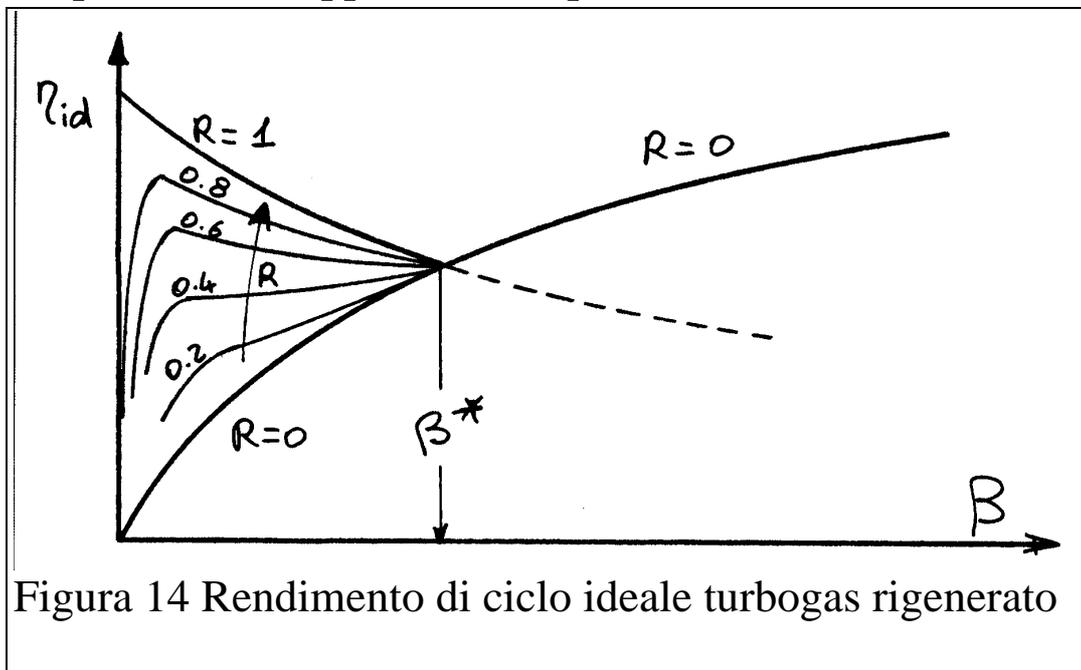
Con riferimento al ciclo ideale, è interessante determinare l'espressione del rendimento per  $R = 1$ ; in tal caso, si ha dalla (tg18) ( $c_p = \text{cost.}$  in sede ideale)  $T_4 = T_6$  e  $T_5 = T_2$  e:

$$\begin{aligned} \eta_{id, R=1} &= 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_6} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} \\ &= 1 - \frac{T_2/T_1 - 1}{T_3/T_1 - (T_4/T_3)(T_3/T_1)} = 1 - \frac{\beta^\varepsilon - 1}{\tau - \beta^{-\varepsilon} \tau} \\ &= 1 - \frac{\beta^\varepsilon - 1}{\left(\frac{\tau}{\beta^\varepsilon}\right)(\beta^\varepsilon - 1)} = 1 - \left(\frac{\beta^\varepsilon}{\tau}\right) \end{aligned} \quad (\text{tg19})$$

L'espressione del rendimento del ciclo ideale turbogas rigenerato con  $R = 1$  è confrontabile con la  $\eta_{id} = 1 - \beta^{-\varepsilon}$  del ciclo semplice (cioè del ciclo rigenerato con  $R=0$ ). I due rendimenti si eguagliano per  $\beta = \beta^* = \tau^{1/(2\varepsilon)}$ , valore di  $\beta$  per il quale si ha  $T_4 = T_2$  ed il ciclo Joule non risulta più rigenerabile, in quanto la temperatura allo scarico della turbina risulta inferiore alla temperatura di mandata del compressore.

L'andamento del rendimento ideale del ciclo rigenerato a  $\tau$  costante in funzione di  $\beta$  è indicativamente riportato in Figura 14, dove sono anche tracciate le curve per  $0 < R < 1$ ,

che risultano naturalmente contenute tra la  $R = 0$  e la  $R = 1$ . Per rapporti di compressione superiori a  $\beta^*$ , la rigenerazione risulta impossibile e l'unica soluzione è il ciclo semplice ( $R=0$ ). In realtà, ben prima di raggiungere  $\beta^*$  non si ha convenienza economica ad installare un costoso scambiatore gas/aria: tale situazione si verifica spesso nei turbogas di derivazione aeronautica, che sono caratterizzati da valori di  $\beta$  più elevati rispetto alle macchine industriali. In ogni caso, si può affermare dall'esame della Figura 14 che la rigenerazione dei turbogas risulta conveniente per macchine che operano con rapporti di compressione contenuti.



La soluzione turbogas rigenerato si impone nel caso dell'autotrazione, dove il rendimento è di primaria importanza e - in considerazione della taglia ridotta - si adottano unità con compressore centrifugo ad uno o due stadi. In queste applicazioni si realizzano scambiatori compatti gas combusti/aria di tipo rotativo in ceramica. Un esempio di tale soluzione è riportato in Figura 15.

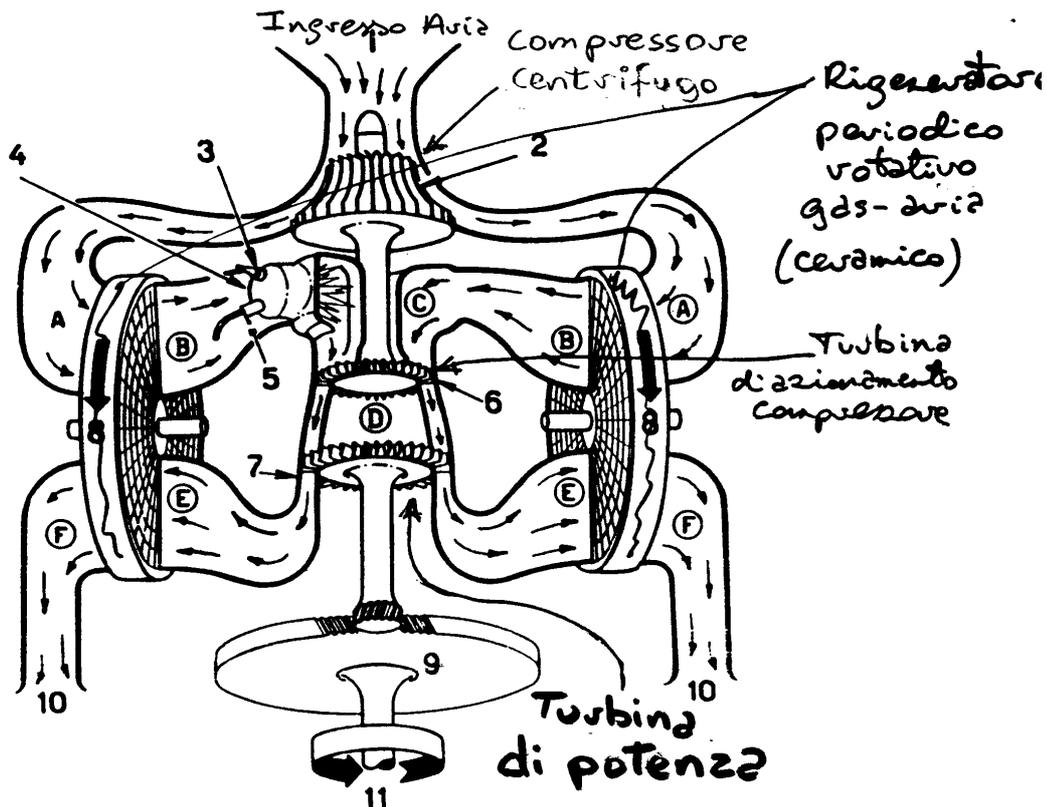


Figura 15 Unità turbogas rigenerata per autotrazione

### Miglioramento delle prestazioni nei cicli turbogas

Uno dei limiti principali del ciclo turbogas (semplice o rigenerato) è il lavoro specifico relativamente ridotto (difficilmente superiore a **200 kJ/kg** di fluido di lavoro). Ciò risulta principalmente dovuto al fatto che - a differenza di quanto avviene nei cicli a vapore, nei quali infatti il lavoro specifico supera facilmente i 1200 kJ/kg - il lavoro di compressione  $W_c$  è una parte sostanziale del lavoro di espansione della turbina  $W_t$  (tipicamente dal 30% al 60%), dimodoché il lavoro utile  $W_u = W_t - W_c$  è ridotto. Perciò non è stato possibile realizzare un impianto turbogas funzionante finché non si sono sviluppati compressori dinamici ad elevato rendimento (assiali o centrifughi), anche se il principio operativo del ciclo era noto dal 1800.

Con l'**aumento della temperatura massima**  $T_3$  (o del parametro  $\tau = T_3/T_1$ ) il lavoro specifico aumenta

considerevolmente, in virtù del fatto che le isobare sono curve a pendenza crescente (l'intercetta verticale tra due isobare sul piano  $h-s$  aumenta spostandosi verso le alte temperature od entropie; a tale proprietà si fa impropriamente riferimento con il termine "**divergenza delle isobare**"). I valori indicati del lavoro specifico sono possibili soltanto con turbine di recente generazione, che utilizzano palettature raffreddate e materiali e trattamenti superficiali di tipo avanzato (superleghe a base Nichel, coperture in alluminio e/o metalli nobili depositate per plasma-spray o diffusione,...) per raggiungere valori di  $T_3$  nella fascia 1100 - 1300 °C. Valori più elevati (raggiunti in campo aeronautico) compromettono la vita dei componenti e richiedono una costosa manutenzione programmata e la sostituzione frequente delle parti calde (anche ogni 500 ore). Nel futuro prossimo l'adozione di **materiali ceramici** e lo sviluppo di nuovi **trattamenti superficiali**, insieme alla migliore comprensione delle tecniche di raffreddamento a film ed urto ("**Impingement**"), nonché la generalizzazione di tecniche di **monitoraggio** del funzionamento anche su macchine terrestri e di piccola taglia (ai fini del miglioramento dell'affidabilità con previsione degli interventi di manutenzione) potranno portare i valori di  $T_3$  fino a 1600 - 1800°C, con benefici sia per il rendimento che per il lavoro specifico.

Con i limiti attuali di temperatura massima, gli interventi migliorativi sono concentrati su accorgimenti a livello di ciclo volti a ridurre il lavoro di compressione. Tali soluzioni, descritte nel seguito, isolate o combinate tra di loro per avere le prestazioni più alte, sono in corso di industrializzazione su diverse tipologie di gruppi turbogas.

### **Interrefrigerazione della compressione**

Il modo più efficace di contenere il lavoro di compressione è l'adozione di uno o più raffreddamenti intermedi nel corso della compressione. Tale soluzione è utilizzata anche nei *motori alternativi sovralimentati* (per migliorare il coefficiente di riempimento); nei turbogas (Figure 16 e 17) si ottiene il principale vantaggio di ridurre fortemente il lavoro del secondo compressore (che opera su un fluido di densità più elevata a seguito del raffreddamento). Si ha quindi sicuramente un **aumento del lavoro specifico** (diminuisce nel complesso il lavoro di compressione); in sede reale è possibile dimostrare che **si possono avere benefici anche sul rendimento del ciclo** (a seconda dei valori dei rendimenti di compressione e della scelta del livello intermedio di pressione). In sede ideale il rendimento peggiora rispetto al ciclo di origine, perché il ciclo (I) aggiunto opera su un rapporto di compressione più ridotto.

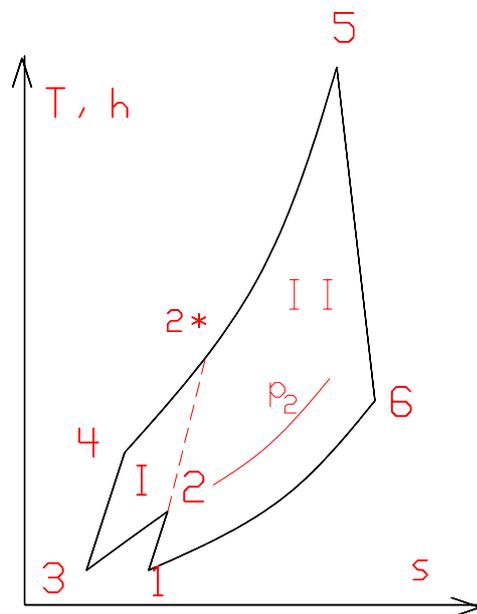
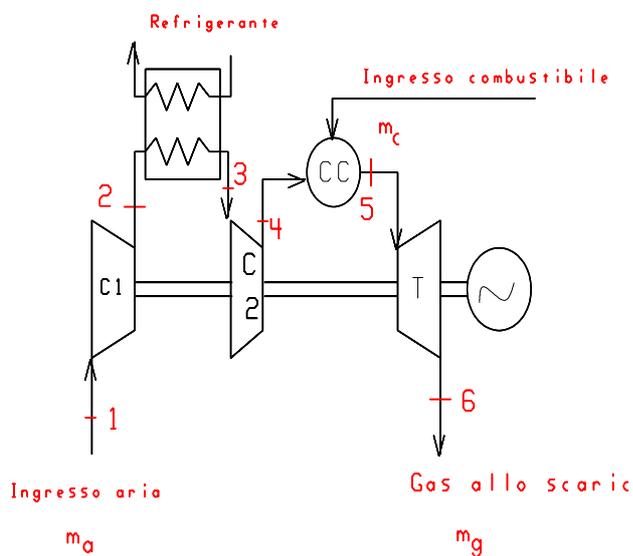


Figura 16 Schema di turbogas a compressione interrefrigerata

Figura 17 Ciclo di turbogas a compr. interrefrigerata (reale)

Altro vantaggio molto importante dell'interrefrigerazione della compressione è l'**aumento della possibilità di**

**rigenerazione**, conseguenza dell'abbassamento della temperatura alla mandata del compressore: in effetti, l'adozione dell'interrefrigerazione é un'ottima soluzione per rendere rigenerabili turbogas ad alto rapporto di compressione (di derivazione aeronautica). Importanti applicazioni sono previste nel campo della propulsione navale ad alta velocità, ed in impianti turbogas di tipo complesso (cicli combinati con gassificazione del carbone).

Le applicazioni più moderne dell'interrefrigerazione della compressione prevedono al sua applicazione ad un **rapporto intermedio di pressione molto contenuto** ( $\beta_1 \approx 1.6 - 3$ ; in pratica dopo uno o due stadi nel caso di compressori assiali) in quanto in tal modo è possibile conseguire nel ciclo reale vantaggi anche sul rendimento.

### Postcombustione

La postcombustione dei gas di scarico ("*Reheat*") é una tecnica sviluppata ed applicata largamente nel campo della propulsione aeronautica supersonica.

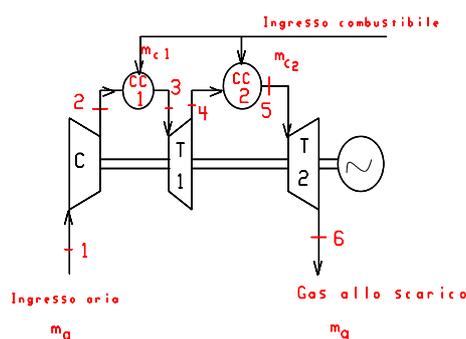


Figura 18 Schema di turbogas con postcombustione

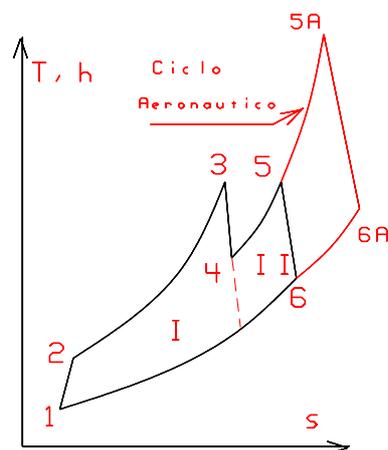


Figura 19 Ciclo turbogas con postcombustione

Sfruttando l'ampia disponibilità di ossigeno residua nei gas allo scarico della turbina, è possibile installare un secondo combustore (Figura 18) che - con una nuova iniezione di

combustibile - innalza la temperatura dei gas a valori anche molto elevati. La successiva espansione - nel caso della propulsione supersonica - non avviene infatti in turbina ma in un ugello propulsivo (componente fisso che può essere agevolmente schermato e/o realizzato in amteriale adatto per le altissime temperature). Nel caso di macchine terrestri, la temperatura nella seconda combustione risulta praticamente limitata a  $T_3$  (Figura 19), in quanto dopo la seconda combustione si ha una vera turbina.

Il vantaggio principale della seconda combustione é l'aumento complessivo del lavoro di espansione, legato alla già rilevata proprietà di "divergenza" delle isobare. Si ha quindi sicuramente un aumento di lavoro specifico, mentre per il rendimento si ha un peggioramento, in quanto il ciclo II aggiunto (Figura 19) ha rendimento inferiore al ciclo originario (sia a livello limite che reale).

Di nuovo, vantaggio molto importante della postcombustione è **l'aumento della possibilità di rigenerazione**, conseguenza dell'incremento della temperatura allscarico della turbina: ancora, l'adozione dell'interrefrigerazione é una soluzione per rendere rigenerabili turbogas ad alto rapporto di compressione (di derivazione aeronautica).

Le applicazioni tradizionali nella propulsione aerea ad alta velocità sono state facilitate dalla semplicità e compattezza dell'impianto, che non richiede ingombranti componenti aggiuntivi (scambiatori di calore) e fluidi di raffreddamento; in campo terrestre l'adozione della postcombustione può essere interessante in impianti turbogas di tipo complesso, od anche per adattare ad usi cogenerativi o di recupero di calore (cicli combinati, etc.) turbogas di derivazione aeronautica che sono caratterizzati da valori troppo ridotti della temperatura allo scarico della turbina.

### Interrefrigerazioni e postcombustioni ripetute. Ciclo Ericsson (I).

I vantaggi offerti dall'interrefrigerazione della compressione o dalla postcombustione possono essere intensificati con applicazioni ripetute e combinate delle due soluzioni. Adottando molte interrefrigerazioni e postcombustione, le trasformazioni di compressione e di espansione si avvicinano nel complesso a delle isoterme, (Figura 20); il ciclo di riferimento viene detto **Ciclo di Ericsson**.

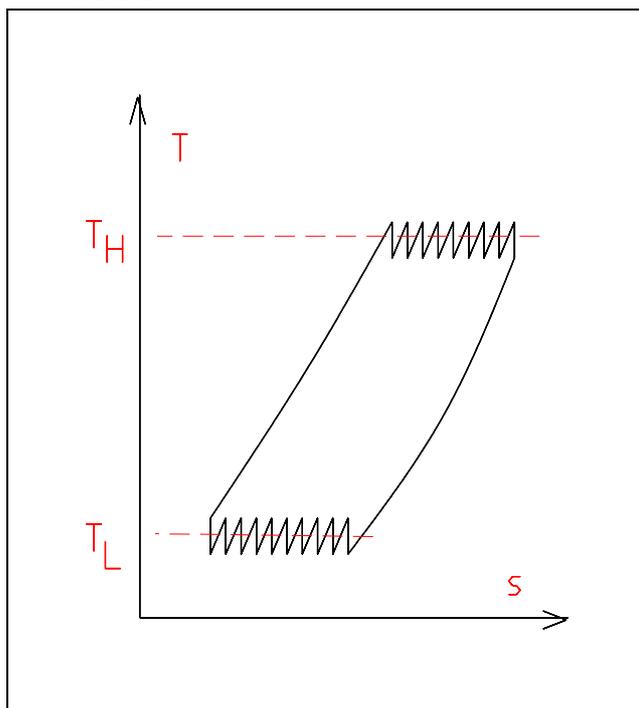


Figura 20 - Ciclo ideale con interrefrigerazioni e postcombustioni ripetute. Ciclo di Ericsson

Come noto, in condizioni isoterme i lavori di

compressione e di espansione vengono rispettivamente minimizzati e massimizzati, e si consegue quindi il più grande vantaggio sia in termini di lavoro specifico che di rendimento.

In realtà le trasformazioni di compressione e di espansione non divengono mai isoterme reali, ma sono una serie di trasformazioni equivalenti ad isoterme con temperature più ravvicinate tra di loro rispetto alla massima e minima.

Particolarmente interessante può essere la **rigenerazione del ciclo di Ericsson**. Dall'esame del ciclo (Figura 20) risulta evidente che tutto il calore ceduto lungo la combustione principale può essere teoricamente fornito per via rigenerativa mediante recupero dai gas di scarico (il salto di temperatura disponibile è lo stesso). Di conseguenza, le sole interazioni termiche del ciclo con l'esterno risultano essere quelle che avvengono nelle trasformazioni di postcombustione e di interrefrigerazione.

Il rendimento del ciclo ideale di Ericsson con grado di rigenerazione unitario ( $R = 1$ ) risulta dato da:

$$\begin{aligned}\eta_{id, R=1} &= 1 - Q_2/Q_1 = 1 - T_1(s_5-s_2)/[T_3(s_4-s_3)] \\ &= 1 - T_1/T_3 = 1 - 1/ \quad \text{(tg20)}\end{aligned}$$

Infatti, la variazione di entropia lungo le due isobare (2-3) e (4-5) risulta essere uguale ( $s_3 - s_2 = s_4 - s_5$ ), poiché le temperature estreme sono le stesse; di conseguenza, anche  $(s_5-s_2) = (s_4-s_3)$ , da cui la (tg20). Il rendimento del ciclo di Ericsson con grado di rigenerazione unitario risulta perciò uguale a quello del ciclo di Carnot evolvente tra le stesse temperature estreme, come evidente in quanto le interazioni termiche con l'esterno sono teoricamente le stesse.

## Iniezione di vapore o di acqua.

L'iniezione di vapore o di acqua é una metodologia interessante per ottenere uno o più dei seguenti vantaggi:

- 1) Aumento della potenza
- 2) Aumento del rendimento
- 3) Riduzione degli ossidi di azoto nei gas di scarico

L'impiego dell'iniezione di acqua a valle del compressore (Figura 21) fu riconosciuto dagli anni 50 come una tecnica interessante per ottenere un **aumento di potenza** (peraltro non interessante per le applicazioni aeronautiche, a causa della necessità di trasportare l'acqua da iniettare; molto più indicata in tal caso é la postcombustione). L'incremento del lavoro specifico si realizza a causa dell'aumento della portata in massa e del peso molecolare dei gas che espandono in turbina; il lavoro del compressore resta invariato, sicché si ha un effetto di sicuro aumento della potenza.

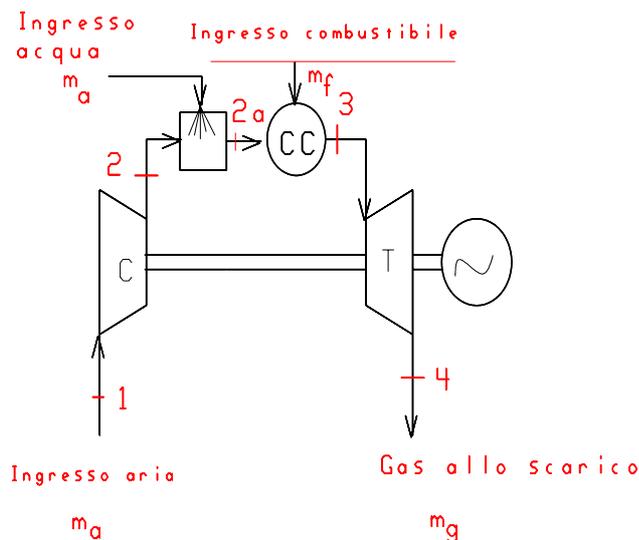


Figura 21 -  
Schema di TG  
con iniezione di  
acqua

A seconda della quantità di acqua iniettata (che può raggiungere anche il 6% in

massa della portata d'aria al compressore) può però rendersi necessario un **aumento del rapporto di compressione** (la turbina, a parità di sezione di efflusso, offre una maggiore resistenza al passaggio della maggiore portata di gas). Poiché le moderne turbine a gas operano in regime pressoché transonico (la portata risulta quindi approssimativamente proporzionale alla pressione di ingresso), l'incremento del rapporto di compressione risulta circa proporzionale all'incremento di portata:

$$\Delta\beta/\beta = \Delta m_t/m_t \quad (\text{tg21})$$

In genere, soltanto i gruppi **turbogas di derivazione aeronautica** sono adatti per operare con rapporti di compressione sensibilmente superiori al valore progettuale (a parità di numero di giri, o - meglio - incrementando opportunamente il numero di giri), in quanto il compressore possiede un adeguato margine di stallo (Figura 22).

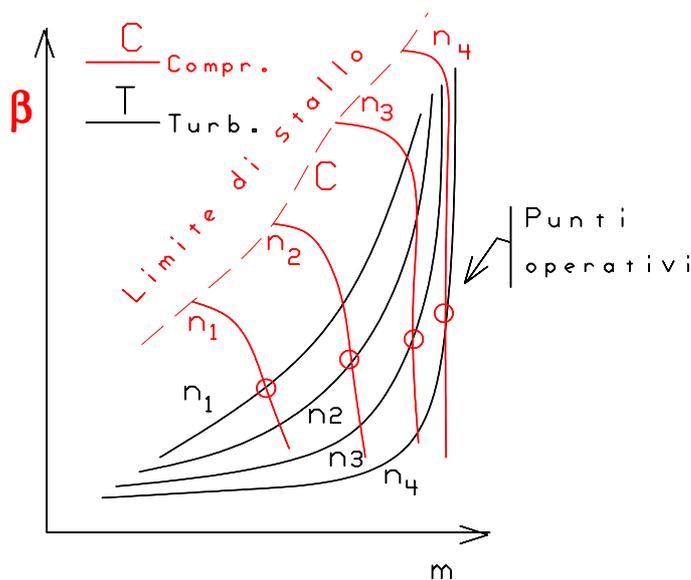


Figura 22 -  
Accoppiamento  
delle curve  
caratteristiche di  
turbina e  
compressore

Per le macchine di

derivazione terrestre, occorre modificare le palettature del compressore od aggiungere uno stadio per far fronte alla maggiore pressione richiesta in mandata.

**L'aumento di potenza** a seguito di iniezione di acqua o vapore senza altre modifiche può essere anche del **30 - 50%**, a seconda della robustezza meccanica della macchina originaria, della capacità della turbina di smaltire una portata superiore a quella progettuale, e della modalità di immissione del vapore od acqua (che deve essere compatibile con i requisiti di stabilità della fiamma in camera di combustione).

L'**effetto** dell'iniezione di vapore o di acqua **sul rendimento** del gruppo turbogas, con riferimento allo schema semplice di Figura 21, risulta in genere **negativo**. Infatti, a seguito dell'iniezione (specialmente nel caso di acqua liquida, in virtù del valore elevato del calore latente di vaporizzazione) la temperatura in ingresso alla camera di combustione cala rispetto al caso non iniettato; di conseguenza la cessione di calore superiore avviene con una temperatura media inferiore, ed il rendimento ne risulta penalizzato.

Ben diverso risulta l'**effetto dell'iniezione sul rendimento** nel caso in cui l'iniezione di vapore o di acqua entri a far parte di uno schema rigenerativo. Le soluzioni di riferimento sono rappresentate in Figura 23 per l'iniezione di vapore, ed in Figura 24 per l'iniezione di acqua.

Nel caso di **iniezione di vapore**, la produzione dello stesso avviene tramite recupero parziale del calore sensibile allo scarico della turbina, attuato in una apposita caldaia a recupero (HRSG).

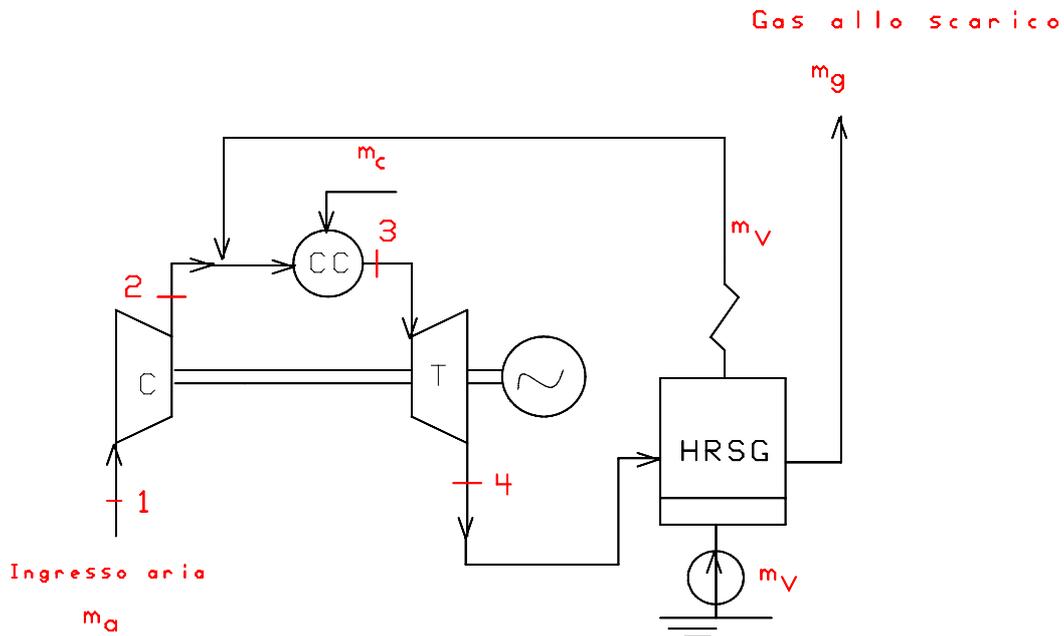


Figura 23 - Turbina a gas a ciclo semplice con iniezione rigenerativa di vapore (Ciclo Cheng, STIG)

In tal modo, viene ridotta la cessione di calore allo scarico ed il rendimento risulta migliorato rispetto al ciclo non iniettato (il miglioramento può essere dell'ordine di 4-8 punti percentuali). La soluzione è stata ampiamente applicata su macchine di piccola taglia (Allison/General Motors, 4/6 MWe; Kawasaki, 2/4 MWe; macchine operanti in cogenerazione con "Ciclo Cheng") e di taglia medio-alta (General Electric: LM1600; LM2500; LM5000; rispettivamente taglie di 15, 20 e 37 MWe in versione non iniettata; il nome registrato del sistema di iniezione è STIG), principalmente in applicazioni di cogenerazione di energia elettrica e termica in ambito industriale.

La soluzione ad iniezione di acqua in fase liquida, RE (**Rigenerativa/Evaporativa**) o RWI, appare interessante per la possibilità di rendere possibile l'applicazione del ciclo rigenerato a turbogas con elevato rapporto di compressione; infatti, l'iniezione di acqua liquida (mediante un compatto evaporatore a spray) consente di abbassare sensibilmente la temperatura alla mandata del compressore, e quindi di estendere la possibilità di rigenerazione recuperando calore allo scarico a bassa temperatura (Figura 24).

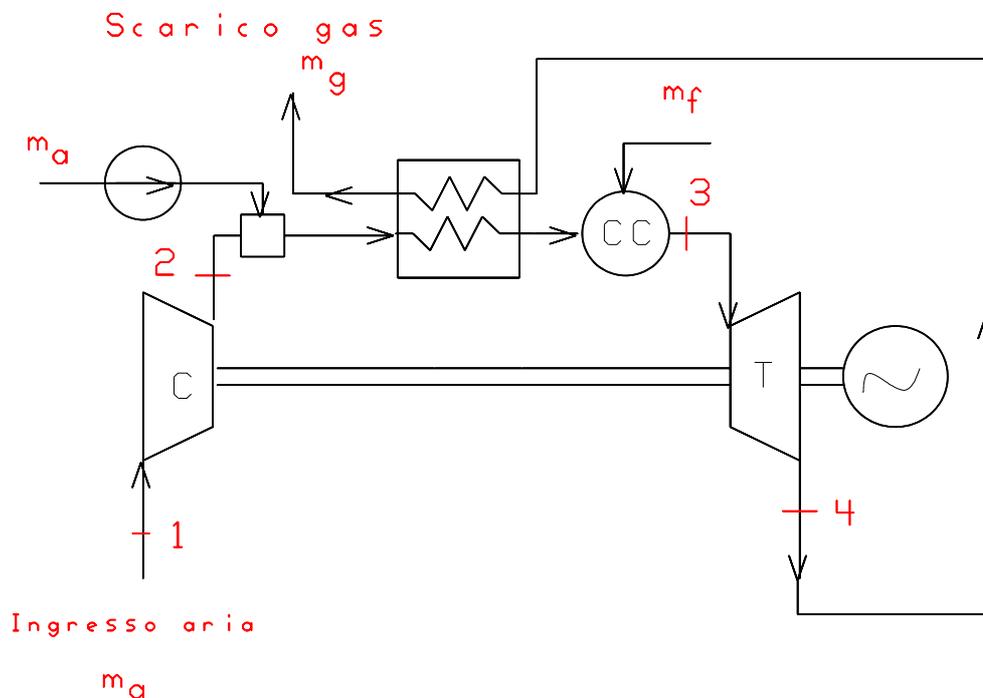


Figura 24 Ciclo Rigenerativo /Evaporativo con iniezione di acqua liquida e rigenerazione gas/aria umida

La quantità di acqua iniettabile risulta però sensibilmente inferiore rispetto al caso STIG, in quanto un limite superiore è posto dalla saturazione completa dell'aria (peraltro calda) alla mandata del compressore.

Di conseguenza l'effetto di aumento della potenza è più contenuto; il miglioramento del rendimento è pagato (come peraltro nel comune ciclo turbogas rigenerato) con ampie superfici di scambio necessarie per il trasferimento di calore tra due gas.

La soluzione Rigenerativa/Evaporativa ha avuto quindi una fortuna commerciale molto minore rispetto all'iniezione di vapore nel ciclo semplice. Molto interessante è invece l'applicazione del componente "Evaporatore a spray" in cicli compositi (ad esempio in sostituzione di un interrefrigeratore a superficie tra due compressori).

La **Riduzione degli ossidi di azoto nei gas di scarico** nelle turbine a gas con iniezione di acqua o vapore è da ricondursi all'effetto di omogeneizzazione di temperatura che viene causato dall'iniezione di vapore o di acqua in camera di combustione. In effetti, la formazione di NO<sub>x</sub> risulta favorita dall'esistenza locale di zone ad alta temperatura e forte eccesso d'aria (**NO<sub>x</sub> Termici**). D'altra parte, una pratica dell'iniezione a livelli eccessivi può peggiorare sensibilmente la situazione emissioni con riferimento ad altre specie importanti (CO, idrocarburi incombusti HC), mentre esiste un limite minimo alla formazione di NO<sub>x</sub>, legato ad altri meccanismi di formazione (**Fuel NO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub> veloci**). Il miglioramento delle conoscenze sulla fluidodinamica reattiva delle camere di combustione consente oggi di progettare sistemi a secco (**Dry NO<sub>x</sub>**) capaci di rispettare le normative europee e la maggior parte di quelle internazionali.

Punti a sfavore dell'iniezione di vapore o di acqua sono il *consumo di acqua* e la *necessità di un suo trattamento chimico* (per limitare la corrosione in turbina ad alta temperatura è da evitare ad esempio la presenza di metalli alcalini, Na e K). Recentemente è stata dimostrata la possibilità di recupero dell'acqua iniettata mediante condensazione dell'umidità dei gas di scarico, raffreddati fino a bassa temperatura). E' da notare che non é necessario il recupero integrale dell'acqua iniettata (che richiederebbe temperature al camino bassissime); infatti, temperature dell'ordine di 40 - 60°C già consentono di recuperare la portata da iniettare, nel caso in cui si utilizzi come combustibile gas naturale, che dà luogo ad una forte presenza di acqua "di formazione" nei gas di scarico.

Nel complesso la pratica dell'iniezione di vapore o di acqua mantiene la sua attualità nel campo della cogenerazione con unità di taglia bassa e media, ed è comunque interessante per le future applicazioni in cicli strutturati (es. cicli combinati e con gassificazione di carbone).

## **Refrigerazione delle palettature**

Le turbine sono in genere realizzate in 2-3 stadi; già dopo il primo si ha un notevole raffreddamento per cessione di lavoro, dimodoche' le tecniche di raffreddamento, inizialmente applicate sul primo statore (ugelli di distribuzione) ed estese al primo rotore con notevoli difficoltà tecniche, non si rendono in genere necessarie a valle del primo stadio.

Il raffreddamento é attuato al giorno d'oggi attraverso la derivazione di una portata di aria all'uscita del compressore prima dell'ingresso in camera combustione. La portata é in genere limitata al 3 - 5% (anche se può raggiungere il 15% nelle più spinte applicazioni aeronautiche), e la temperatura dell'aria refrigerantecompressa tra i 300 ed i 450 °C a seconda del rapporto di compressione; gli organi raffreddati - caratterizzati dall'operare in zone con temperature dei gas nella fascia 800 - 1200 °C - sono in genere:

- 1) Camera di combustione**
- 2) Eventuale "Transition piece" o distributore per camere di combustione di tipo industriale, con deviazione del flusso da radiale ad assiale**
- 3) Ugelli statorici**
- 4) Palettatura rotorica**
- 5) Razze di supporto (struts) etc..**

Al termine del suo utilizzo come refrigerante - dopo uno o più passaggi in organi da raffreddare - l'aria stessa viene miscelata con la portata di gas combustibili, recuperando così - almeno in modo parziale - sia l'energia di compressione che quella termica sottratta nelle parti più calde. E' evidente però che il processo di miscelazione dà luogo a perdite di carattere sia fluidodinamico (diminuzione dell'energia cinetica della corrente principale dei gas) che termodinamico (irreversibilità a seguito delle diverse temperature e pressioni delle due correnti): il recupero non può perciò essere che parziale.

La differenza di temperatura tra gas caldi e refrigerante è in genere compresa tra i 300 ed i 700 °C; tale differenziale di temperatura consente la realizzazione di diversi schemi di refrigerazione.

Le possibilità progettuali per il raffreddamento di pareti esposte al contatto con gas caldi sono riassunte schematicamente in Figura 25.

Nelle prime realizzazioni, l'effetto di raffreddamento era ottenuto facendo scorrere l'aria all'interno delle pale cave (ad es. ottenute per stampaggio). A causa del modesto coefficiente di **Scambio per Convezione**, l'effetto raffreddante era modesto.

Più efficace è sicuramente il cosiddetto "**Impingement Cooling**", in cui getti multipli di aria in pressione sono inviati in direzione normale alla superficie da raffreddare. Anche le perdite di energia connesse alla compressione del fluido refrigerante sono però più rilevanti rispetto al caso precedente.

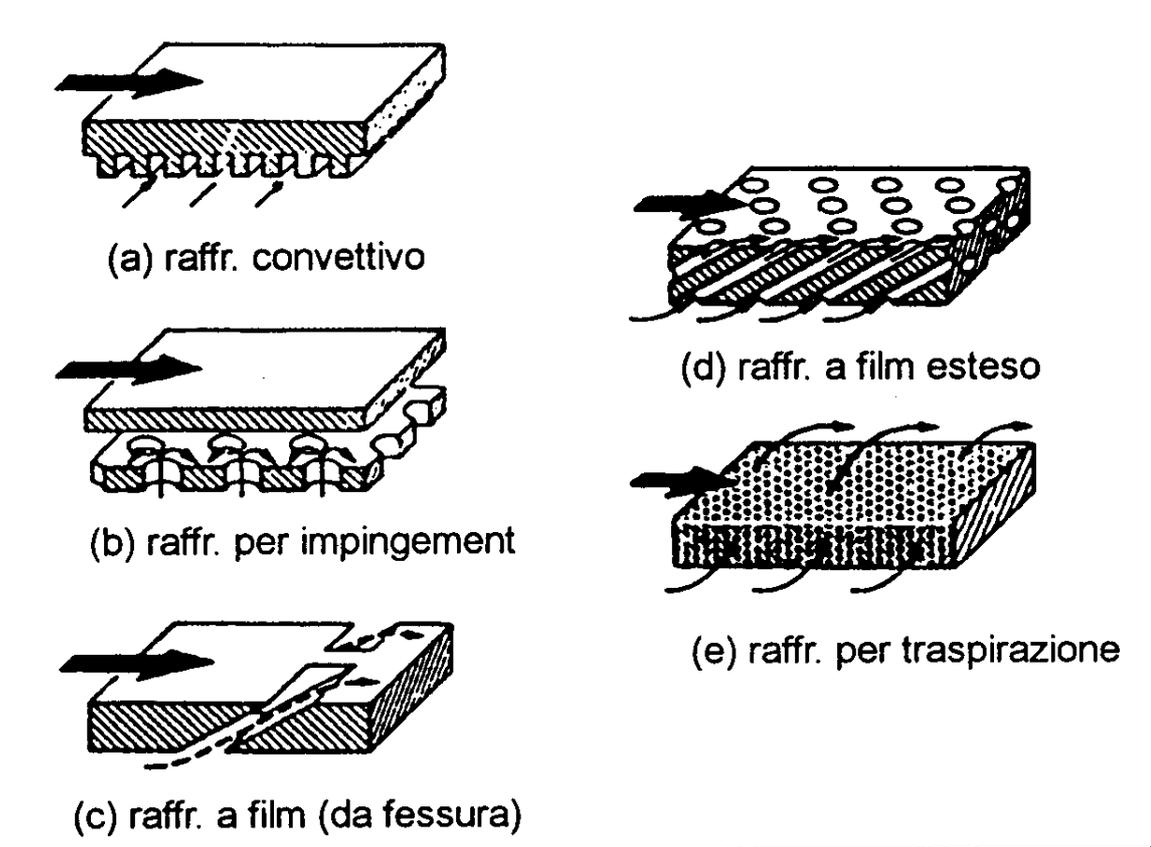


Figura 25 - Riassunto delle tecniche di raffreddamento superficiale impiegate per le parti calde delle turbine a gas

Le tecniche di raffreddamento del tipo "**Film Cooling**" prevedono l'iniezione attraverso file di forellini o cave (slots) di aria fresca nel flusso principale di gas combusti. Lo scopo e' di mantenere un velo "fresco" di fluido sulla superficie, ovvero di attuare, con una corretta disposizione ed inclinazione dei fori e con una giusta scelta del rapporto di velocita' (aria/fumi) condizioni di uniforme aderenza alla parete con temperature nello "strato limite" (cioé nella zona del fluido più prossima alla parete) più basse che nella corrente principale (scarsa miscelazione). In tal modo lo strato limite termico costituisce una efficace barriera allo scambio termico per convezione tra gas e parete.

La tecnica di **raffreddamento per traspirazione** e' potenzialmente ancora più efficiente, in quanto consente

l'iniezione teoricamente uniforme del fluido refrigerante attraverso la superficie. I problemi tecnologici di realizzazione di una pala porosa sono però rilevanti, e le caratteristiche aerodinamiche meno favorevoli rispetto al caso del film cooling. Le soluzioni più utilizzate per attuare il raffreddamento per traspirazione sono:

- 1) Formatura della pala per sovrapposizione di numerosi strati di rete fine metallica, e stampaggio ad alta pressione. I limiti sono costituiti dai requisiti di tolleranza dimensionale sulla forma della palettatura.
- 2) Materiali ceramici sinterizzati naturalmente porosi. Questi materiali sono però fragili e di difficile lavorazione.

E' possibile definire un'efficienza di raffreddamento nella forma:

$$\varepsilon = (T_g - T_b)/(T_g - T_{ai}) \quad (\text{tg22})$$

dove  $T_g$  è la temperatura del gas caldo,  $T_b$  la temperatura della superficie metallica e  $T_{ai}$  la temperatura di ingresso del refrigerante.  $\varepsilon$  è definito in analogia con gli scambiatori di calore convenzionali in termini di rapporto tra calore scambiato e calore massimo potenzialmente trasferibile.

In analogia con gli scambiatori di calore convenzionali,  $\epsilon$  risulta funzione del metodo di raffreddamento prescelto, nonché di un parametro adimensionale B (corrispondente al Numero di Unità di scambio termico NTU),

$$B = (m_a c_{pa}) / (h A_b) \quad (\text{tg23})$$

in cui  $m_a$  e  $c_{pa}$  sono la portata ed il calore specifico del refrigerante, mentre  $A_b$  è l'area "bagnata" dal gas ed  $h$  il coefficiente di scambio. L'andamento di  $\epsilon$  in funzione di B è mostrato in Figura 26 in funzione dello schema di raffreddamento. La Figura 26 consente di stimare  $\epsilon$ , e quindi di confrontare le prestazioni dei turbogas non più a parità di temperatura massima  $T_3$ , bensì a parità di temperatura  $T_b$  delle parti calde (che rappresenta il vero limite tecnologico). Occorre però includere nel calcolo del ciclo reale le perdite fluidodinamiche conseguenti al raffreddamento della turbina.

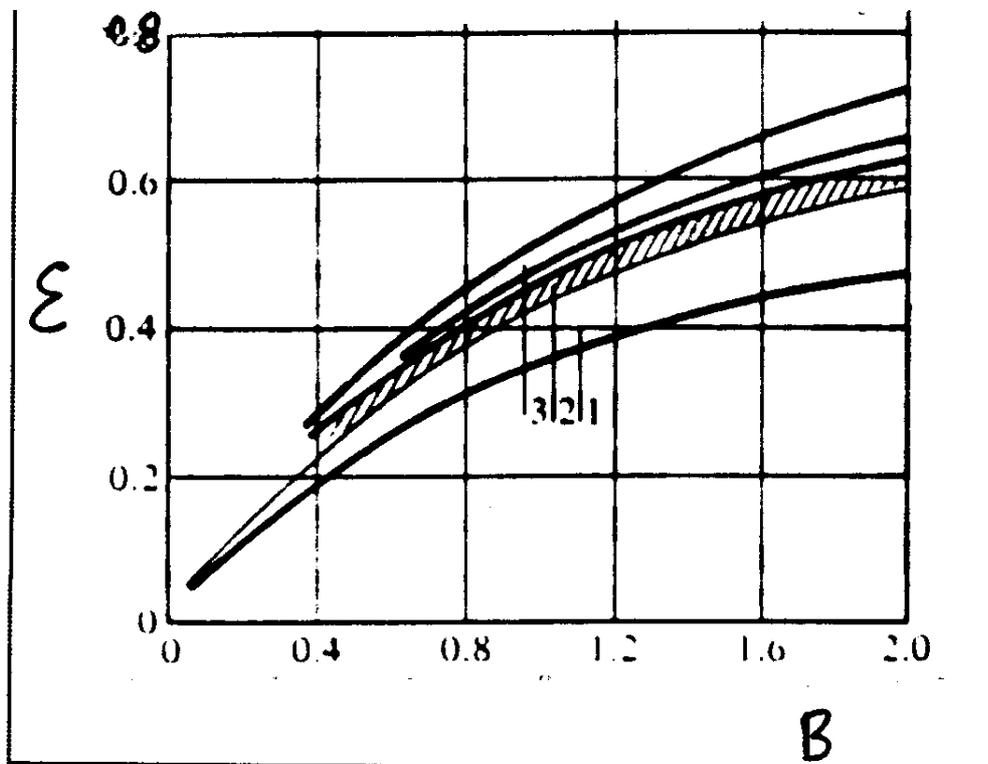


Figura 26 - Efficienza di raffreddamento per palettature di turbine a gas

La Figura 27 riporta a titolo di esempio due soluzioni per il raffreddamento misto (convezione + film) di palettature statoriche e rotoriche.

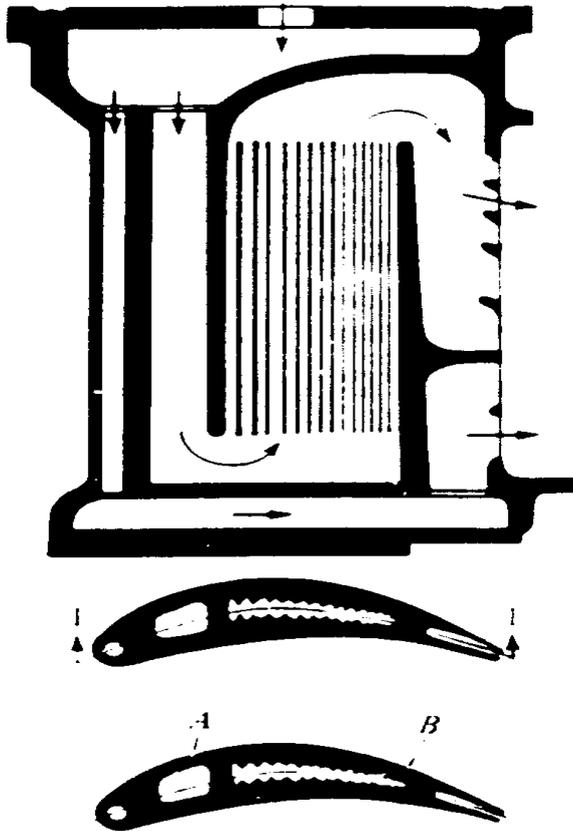


Figura 27 - Raffreddamento per convezione + film di palettature statoriche e rotoriche

### **Mappe di prestazioni dei turbogas**

La rappresentazione più comune per lo studio delle prestazioni complessive delle turbine a gas è quella che riporta il rendimento in funzione del lavoro specifico  $W_{SP}$ ; mantenendo fissa la temperatura massima del ciclo  $T_{IT}$ , è possibile parametrizzare le curve ottenute mediante il rapporto di compressione  $\beta$  (Figura 28).

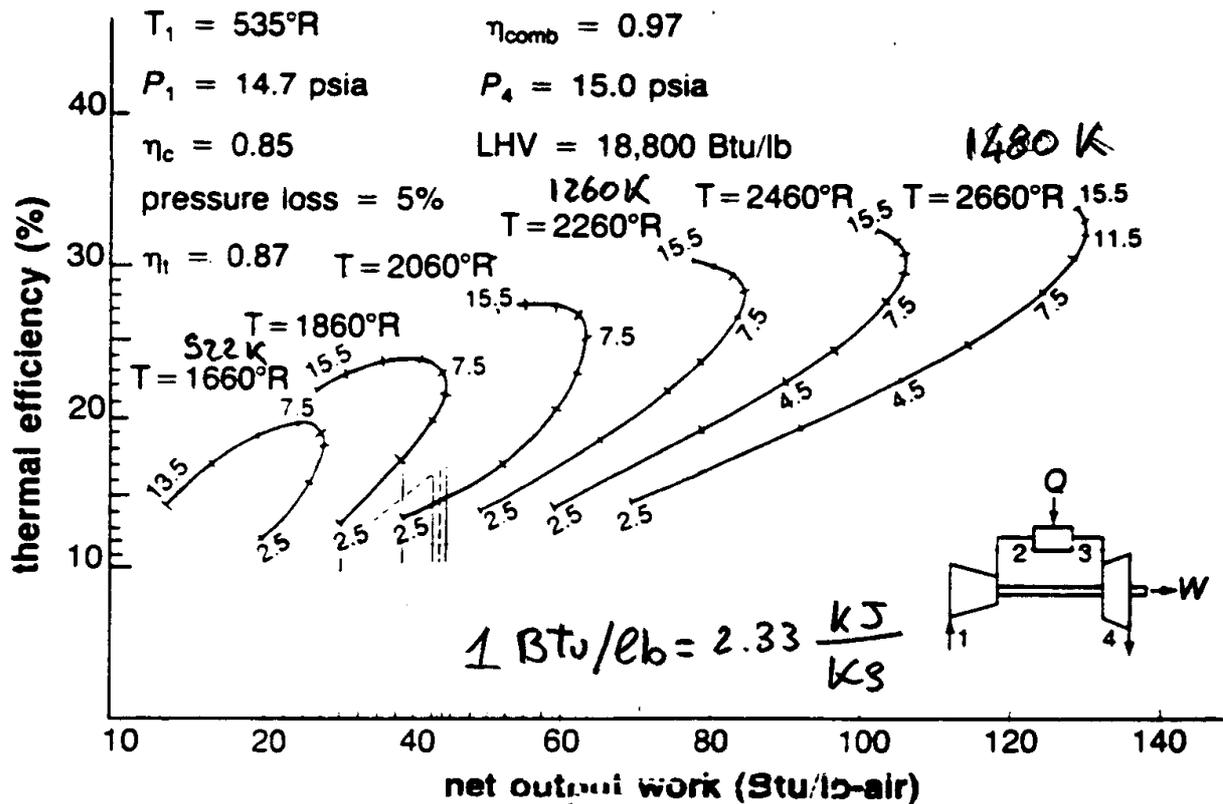


Figura 28 - Curva  $\eta$ - WSP per turbina a gas a ciclo semplice

Lo studio del ciclo reale mostra che sia rendimento che lavoro specifico del **ciclo semplice** aumentano sempre al crescere di TIT; per quanto riguarda la dipendenza dal rapporto di compressione  $\beta$ , si può invece dimostrare che vengono raggiunte (a TIT costante) condizioni ottimali sia in termini di  $\eta$  che di WSP; al crescere di  $\beta$ , prima si verifica il massimo di WSP, e quindi il massimo rendimento. Per aumenti ulteriori di  $\beta$ , sia  $\eta$  che WSP risultano decrescenti.

La maggior parte delle turbine sono progettate per funzionare ad un  $\beta$  leggermente superiore a quello che massimizza WSP, in modo da conseguire un miglior rendimento a prezzo di un modesto calo del lavoro specifico.

Solo a prima vista le curve  $\eta$  - WSP presentano andamento simile nel caso di **ciclo rigenerato**: le condizioni ottimali - a TIT costante - vengono infatti raggiunte per rapporti di compressione contenuti. E' facile dimostrare (Figura 29) che, adottando bassi rapporti di compressione, aumenta - a parità di temperatura massima TIT - la possibilità di rigenerazione del ciclo (infatti, la temperatura di uscita dal compressore é inferiore, e quella di uscita dalla turbina é superiore). In conseguenza di ciò, il rendimento delle turbine a gas a ciclo rigenerato aumenta al calare di  $\beta$ , e si può dire che la rigenerazione é particolarmente indicata per macchine a rapporto di compressione contenuto (ad esempio, più alle macchine industriali, aventi  $\beta = 8 - 14$ , che a quelle di derivazione aeronautica, caratterizzate da  $\beta = 14 - 30$ ).

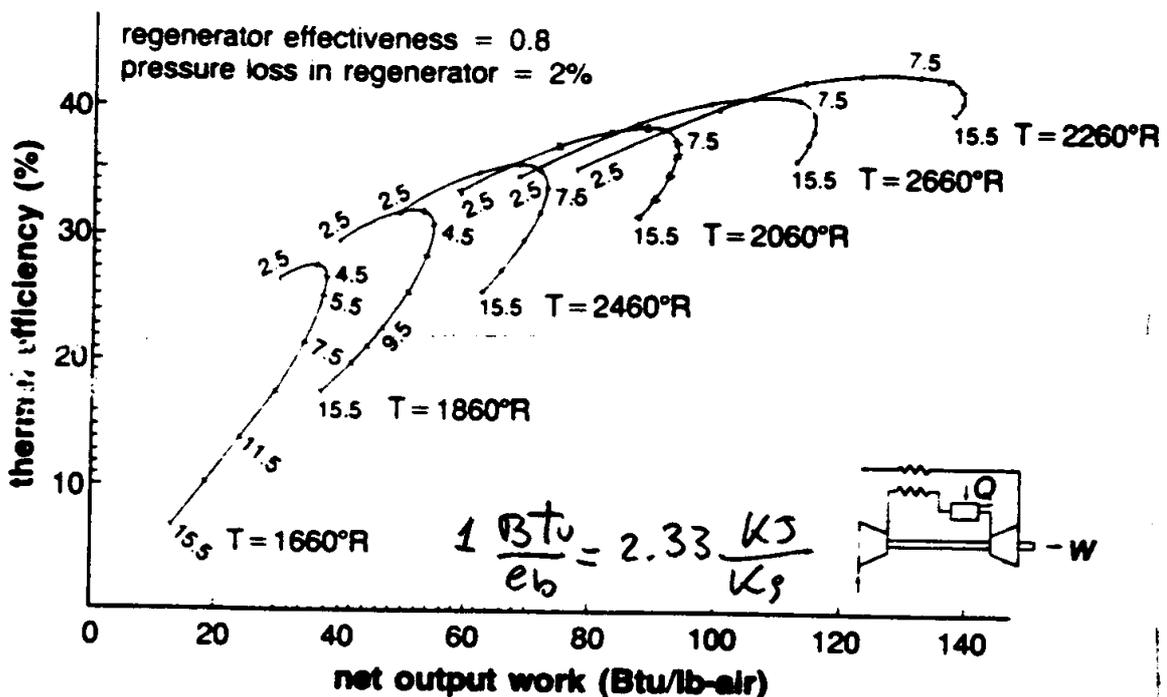


Figura 29 - Curva  $\eta$  - WSP per turbina a gas a ciclo rigenerato

Con riferimento ai **cicli interrefrigerati** ed ai **cicli con postcombustione**, sempre in configurazione a ciclo semplice, le

mappe  $\eta$  - WSP si presentano come nelle Figure 30 e 31, dalle quali è facile constatare l'aumento del lavoro specifico caratteristico di queste soluzioni. Il rendimento risulta ottimizzato per valori di  $\beta$  molto elevati (attualmente al di fuori del campo di interesse).

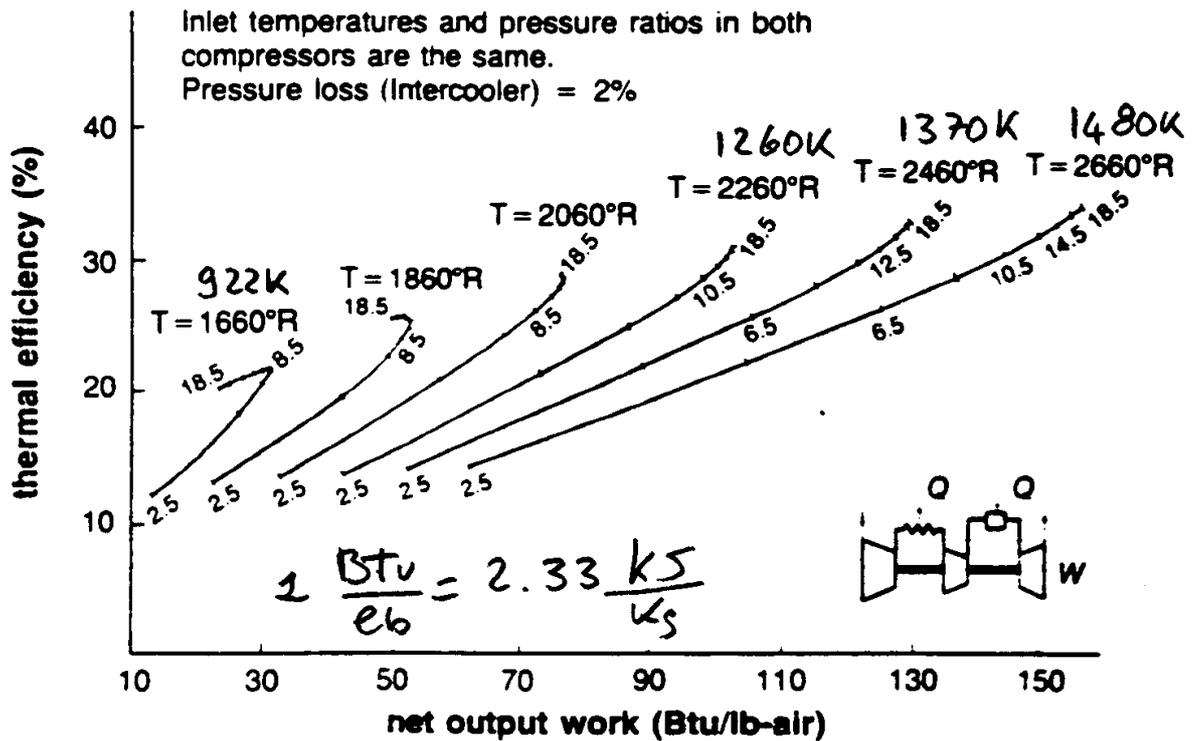


Figura 30 - Curva  $\eta$  -WSP per turbina a gas a ciclo semplice interrefrigerato

Si può dire in genere che la pratica dell'interrefrigerazione o della postcombustione tende ad eliminare - in particolare per  $T_{IT}$  elevate - la presenza di condizioni ottimali su  $\eta$  e WSP al variare di  $\beta$ : nel caso del ciclo semplice,  $\eta$  e WSP crescono sempre al crescere di  $\beta$ , mentre nel caso del ciclo rigenerato sia  $\beta$  che WSP crescono al diminuire di  $\beta$  (il funzionamento è cioè su di un solo ramo della curva).

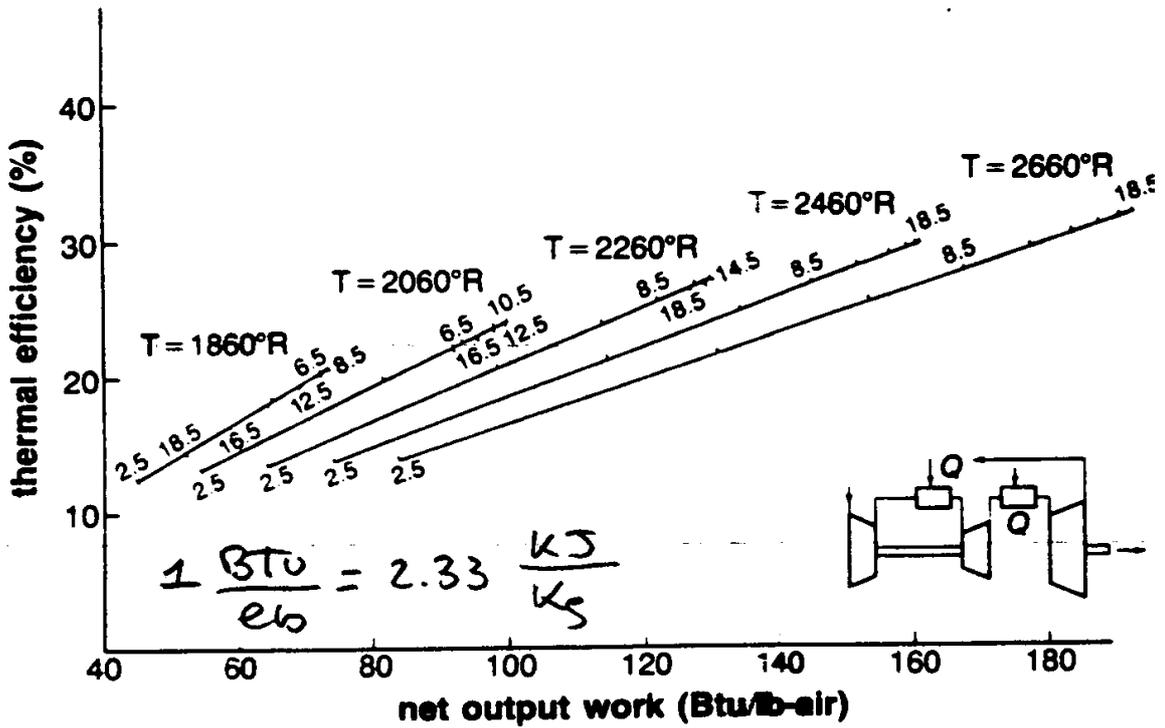


Figura 31 - Curva  $\eta$  - WSP per turbina a gas bialbero a ciclo semplice con postcombustione

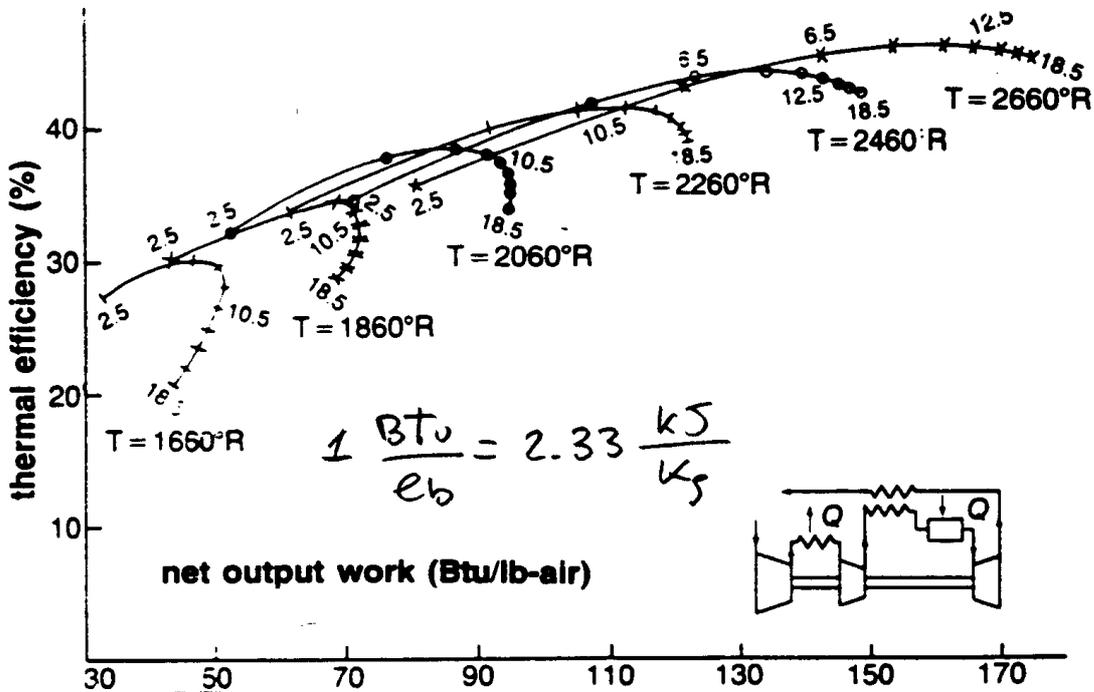


Figura 32 - Curva  $\eta$  - WSP per turbina a gas a ciclo rigenerativo interrefrigerato

## Regolazione delle turbine a gas (Off-design).

Le turbine a gas sono frequentemente impiegate per la produzione di energia elettrica di punta (improvvisi richieste di carico sulla rete), e devono quindi consentire una regolazione rapida ed efficace.

La procedura più semplice per la regolazione di una turbina a gas consiste nel far variare la temperatura massima del ciclo, cambiando la portata di combustibile alla camera di combustione. Tale modalità di regolazione risulta però poco efficiente, in quanto il rendimento della turbina risente pesantemente delle variazioni delle caratteristiche termofluidodinamiche del fluido in ingresso (Figura 33).

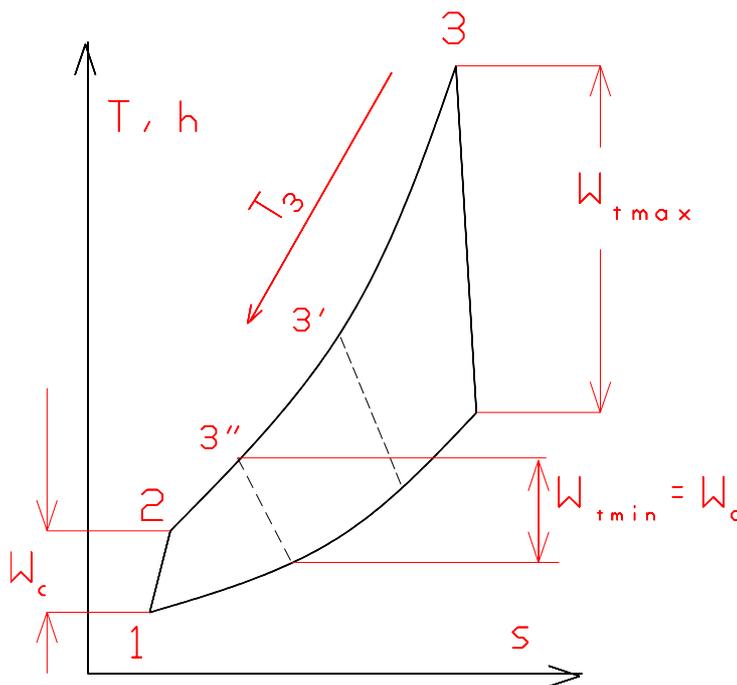


Figura 33 Effetti sul ciclo della variazione di  $T_3$

Questa modalità di regolazione ai carichi parziali è l'unica ammissibile nelle semplici macchine monoalbero (in genere di ridotta potenza) con geometria fissa ed

utilizzate per produzione di energia elettrica. A causa del modesto rendimento ai carichi parziali tale soluzione è applicata solo in gruppi elettrogeni di emergenza od in macchine di taglia molto piccola.

Nel funzionamento a giri costanti (accoppiamento ad alternatore), la portata d'aria elaborata dal compressore risulta costante (così pure, in pratica, la portata in massa in turbina, essendo  $\beta$  molto alto): il punto di funzionamento è determinato in termini di  $\beta$ ,  $m$  dall'intersezione delle curve caratteristiche di compressore e turbina, con numero di giri bloccato dall'alternatore (Figura 34).

Diversa è la situazione per i gruppi turbogas per azionamento meccanico ("Mechanical Drive"), che ammettono in genere - essendo disaccoppiati dall'alternatore sincrono - il funzionamento con velocità di rotazione variabile. In questo caso è possibile sfruttare favorevolmente la diversa sensibilità alla variazione del numero di giri delle curve caratteristiche di compressore e turbina (Figura 34), consentendo così un funzionamento ai carichi parziali con  $\beta$  e  $T_3$  ambedue variabili. Anche la portata in massa risulta variata, e la macchina deve essere quindi progettata per ammettere tale possibilità.

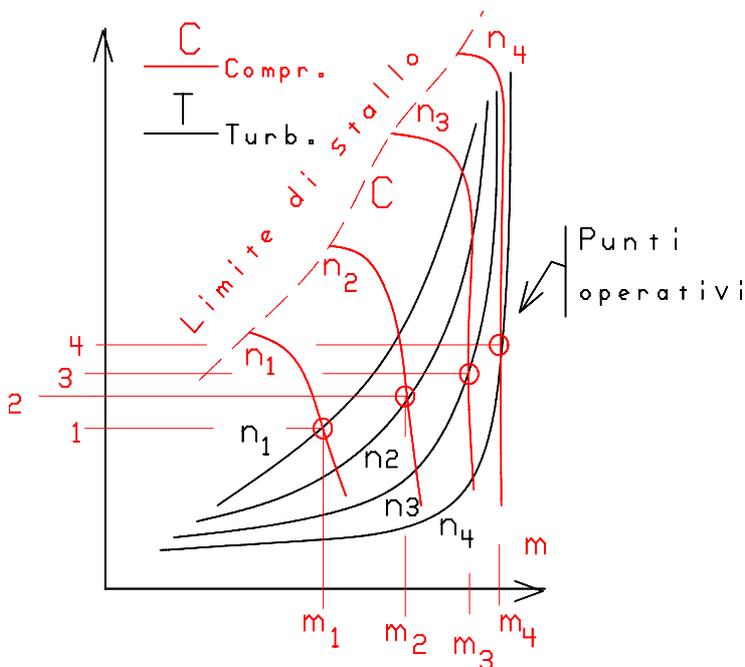


Figura 34

Determinazione del punto di funzionamento ( $\beta$ ,  $m$ ) per intersezione delle curve caratteristiche a giri variabili di compressore e turbina

Flessibilità ancora maggiore può essere offerta dalle **soluzioni realizzative bialbero**, schematizzate in Figura 35. In questo caso, l'albero di alta pressione (con riferimento alla turbina) è direttamente collegato al compressore e viene utilizzato solo per l'azionamento di questo a giri variabili (l'insieme turbina/compressore, spesso derivato da soluzioni aeronautiche con scarico dei gas a 700 - 800 °C, viene detto "Generatore di gas"); la turbina a gas di bassa pressione e temperatura è la turbina di potenza, collegata all'alternatore e condotta a giri costanti.

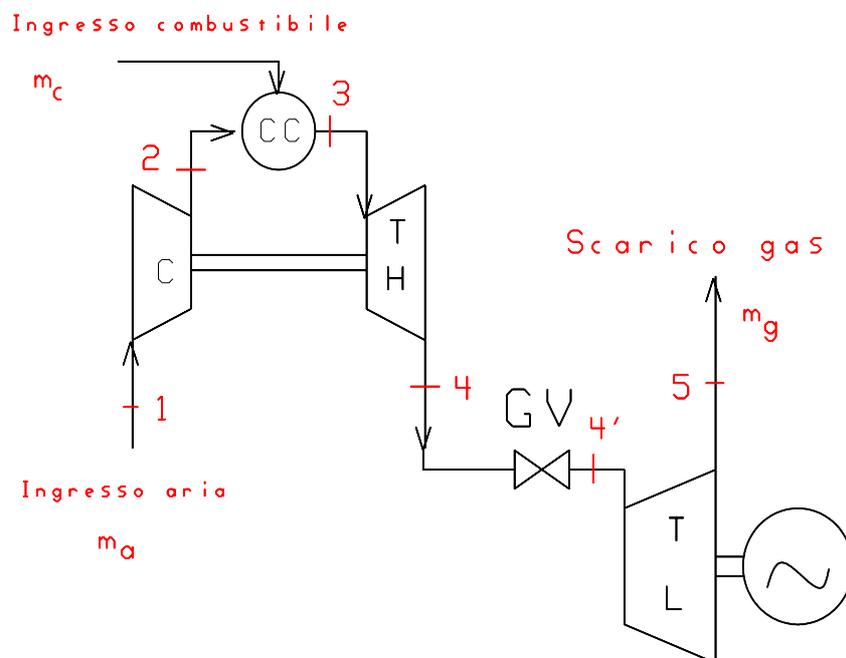


Figura 35 Turbogas bialbero con geometria variabile della turbina

Ai fini della regolazione, risulta anche conveniente inserire tra le due turbine dei **vani statorici a geometria variabile (GV)**, che consentono di migliorare il rendimento in condizioni regolate, adattando l'angolo di incidenza sul rotore alle variate condizioni volumetriche e cinematiche.

Per ottenere una simile capacità di adattamento anche al **compressore**, diversi stadi (fino a 5-6) di questo possono avere anch'essi **geometria variabile**.

La regolazione delle macchine bialbero nella configurazione di Figura 35 prevede l'esatta **uguaglianza del lavoro del compressore e della turbina** del generatore di gas; ciò viene ottenuto mediante una regolazione combinata di  $\beta$  e  $T_3$  (operando sul numero di giri dell'albero turbina/compressore); la portata in massa e volumetrica allo scarico varia di conseguenza (risultando imposta dalle curve caratteristiche del gruppo turbina/compressore del generatore di gas, cfr. Figura 34) e produce nella turbina di potenza - disposta in serie - il lavoro necessario per azionare l'alternatore. La geometria variabile serve appunto per adattare le condizioni cinematiche (triangoli di velocità) all'ingresso della turbina di potenza.

Nelle applicazioni aeronautiche, le soluzioni bi- o tri-albero (con alberi concentrici) si impongono non tanto per esigenze di regolazione, quanto per la necessità di contenere il numero di Mach periferico del compressore, che si avvicina a condizioni operative transoniche (in pratica, i primi stadi od il "Fan" girano molto lentamente; mentre gli stadi di alta pressione hanno vantaggio ad essere condotti con elevata velocità di rotazione).

Le **turbine a gas a ciclo chiuso** presentano attrattive molto forti proprio per la semplicità di regolazione; con questa configurazione (peraltro costosa in termini di necessità di predisporre grandi superfici di scambio termico superiore ed inferiore) per variare la potenza è sufficiente cambiare la pressurizzazione di base del ciclo, che non è vincolata alla pressione atmosferica (Figura 36). In tal modo, le condizioni volumetriche e cinematiche restano invariate (e quindi anche la velocità di rotazione e tutti i triangoli di velocità della turbina), ma varia la portata in massa a seguito della variazione di densità (che nei gas è proporzionale alla pressione).

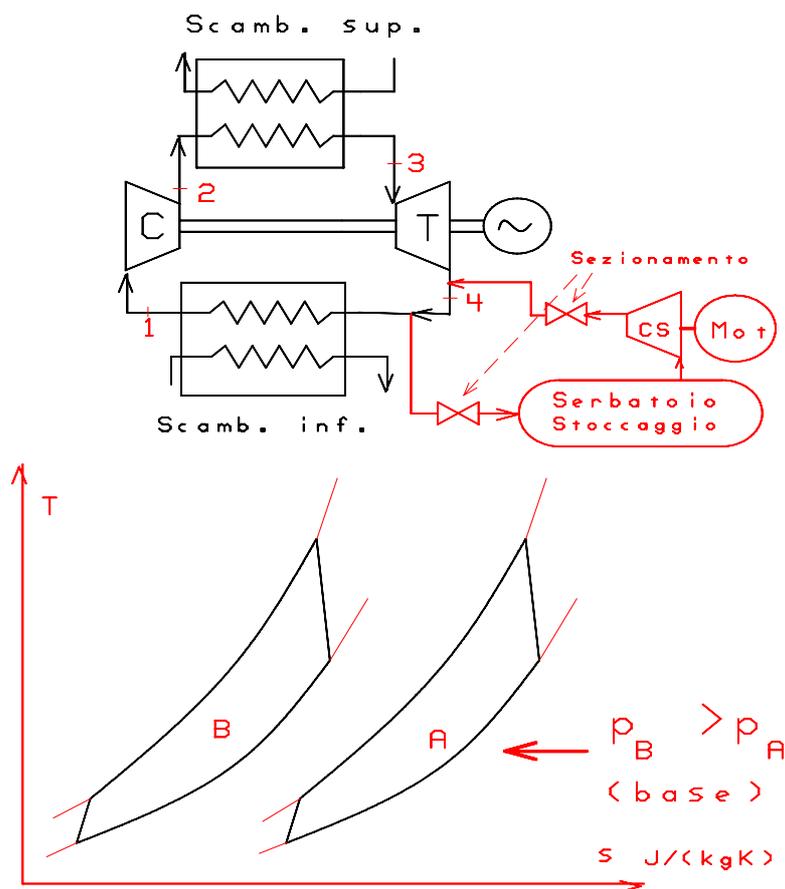


Figura 36 Regolazione di turbina a gas a ciclo chiuso

## **Soluzioni realizzative**

Nella configurazione più semplice, la turbina a gas si presenta monoalbero e senza geometria variabile per compressore e turbina. In tal forma, si realizzano motori di peso molto ridotto, adatti in modo particolare per la propulsione aeronautica (propulsione a getto; turboelica con ingranaggio di riduzione; motori per elicotteri). A seconda della taglia, si può avere per i turbogas di piccola potenza un compressore centrifugo (Figura 37; normalmente il compressore è realizzato con uno o due stadi; in ogni stadio si può realizzare un rapporto di compressione dell'ordine di 4), oppure un compressore assiale (Figura 38), adatto per elaborare portate più rilevanti e mantenere ridotti ingombri frontali (il numero di stadi è in tal caso variabile tra 8 e 15; in ogni stadio è possibile realizzare al massimo un rapporto di compressione dell'ordine di 1.6 circa). il rapporto di compressione  $\beta$  del ciclo è pari al prodotto dei rapporti di compressione di stadio.

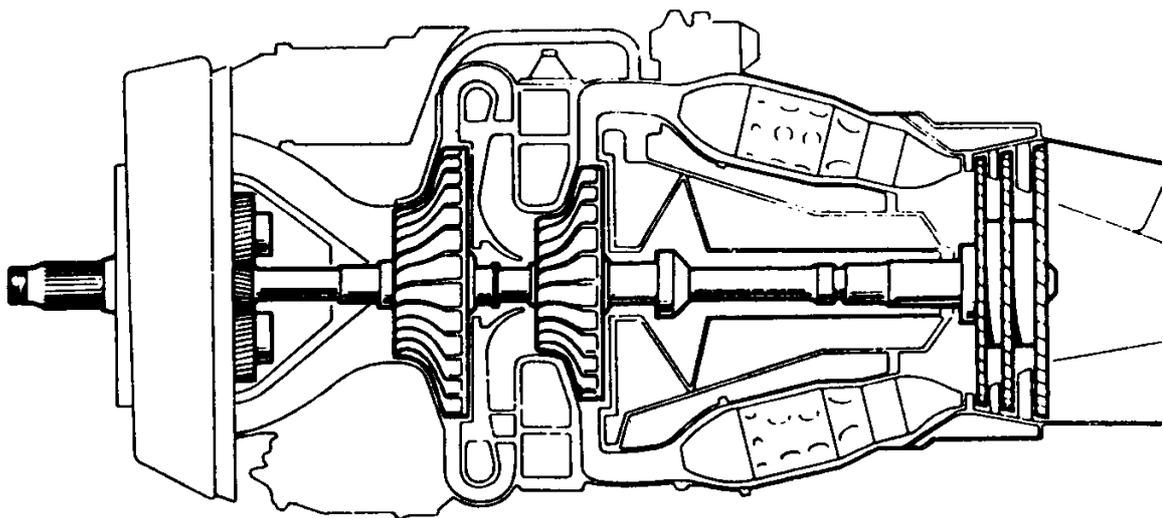


Figura 37 - Piccolo turbogas aeronautico con compressore centrifugo

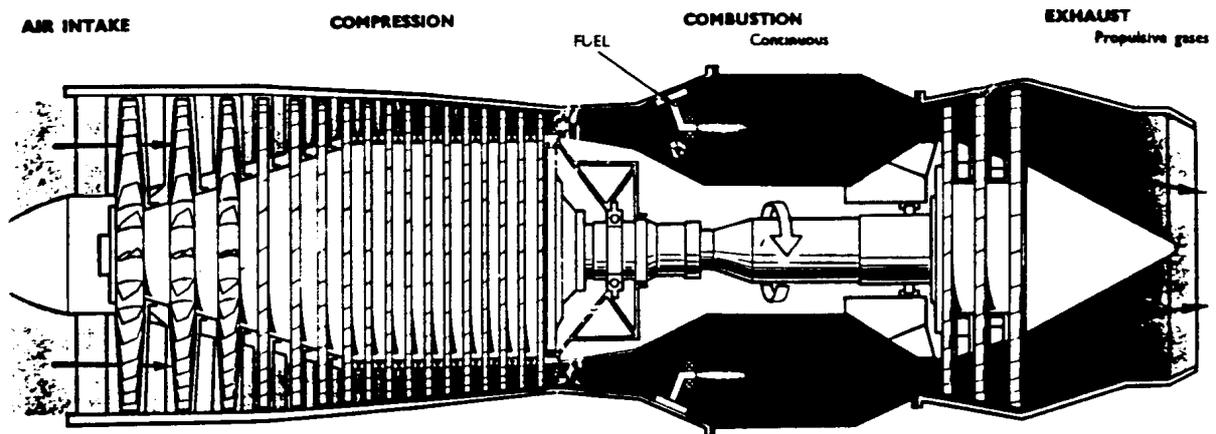


Figura 38 - Turbogetto monoalbero per propulsione aeronautica con compressore assiale

Come già accennato, per ottenere un migliore accoppiamento tra compressore e turbina mantenendo velocità periferiche relativamente ridotte anche con grandi diametri degli stadi del compressore, è pratica comune nelle applicazioni aeronautiche ricorrere a soluzioni con alberi multipli concentrici. In particolare si realizzano in tal modo i motori "**Turbofan**" (Figura 39), nei quali una parte considerevole della portata al primo stadio del compressore (che è di grandi dimensioni e viene esercito a velocità di rotazione relativamente bassa) non attraversa gli stadi successivi e la camera di combustione ma lambisce esternamente il gruppo turbina/camera di combustione/compressore, per miscelarsi poi con i gas caldi allo scarico della turbina.

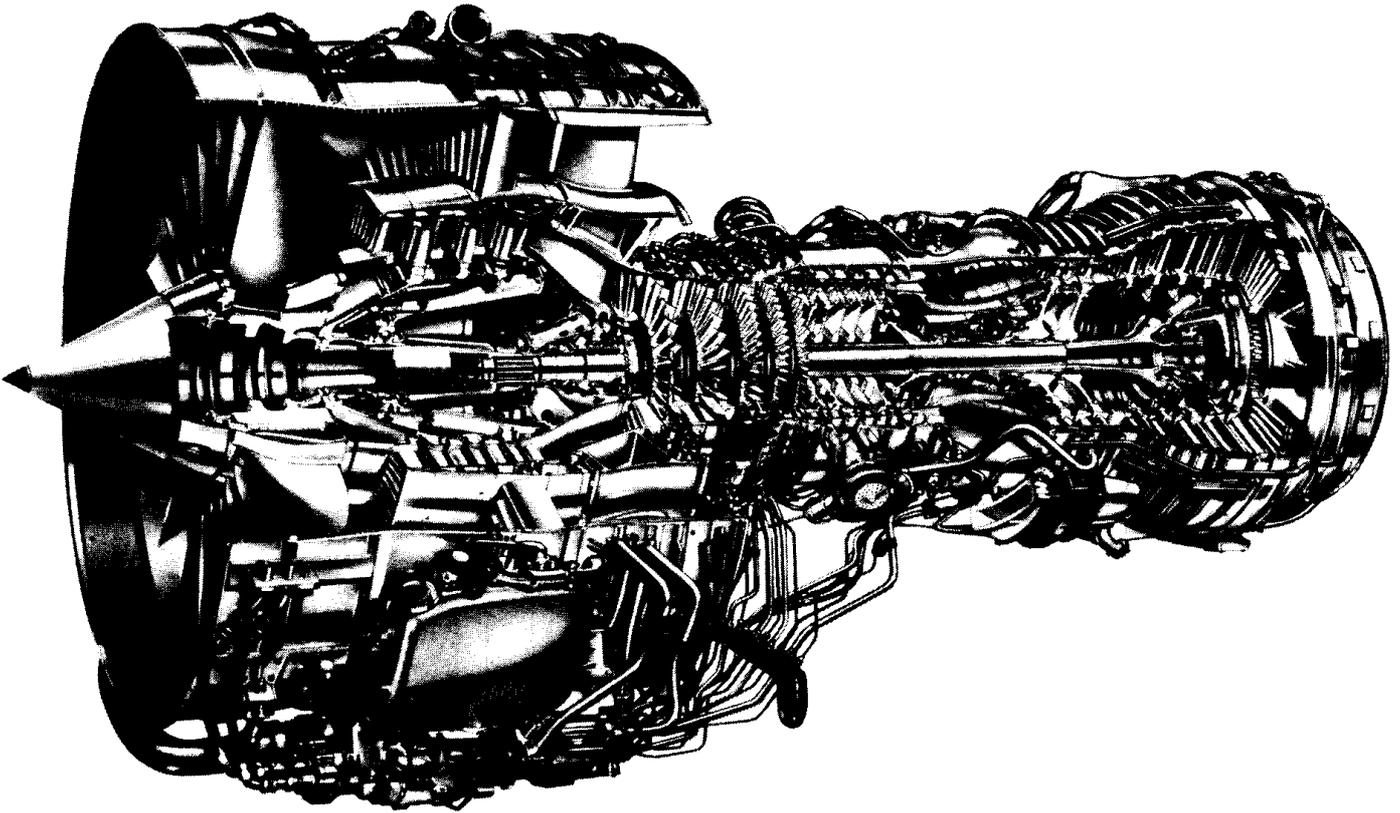


Figura 39 - Motore turbofan tri-asse per propulsione aerea

Con la soluzione turbofan è possibile realizzare una spinta molto elevata alle velocità di crociera caratteristiche della navigazione aerea subsonica ad alta quota (800 - 900 km/h), conseguendo la massima economia di carburante. La soluzione turbofan ha sostituito in gran parte i motori turboelica, caratterizzati da un costoso ingranaggio di potenza e da limiti di esercizio più bassi (500 - 650 km/h a quote più basse).

Sempre nel campo della propulsione aerea, la **navigazione supersonica** richiede l'adozione di un motore **turbogas con postcombustione** (Figura 40); tale seconda combustione viene direttamente effettuata in un ugello di scarico, utilizzando l'energia cinetica dei gas a fini propulsivi. L'ugello può essere - per conseguire una migliore economia di carburante - a geometria variabile.

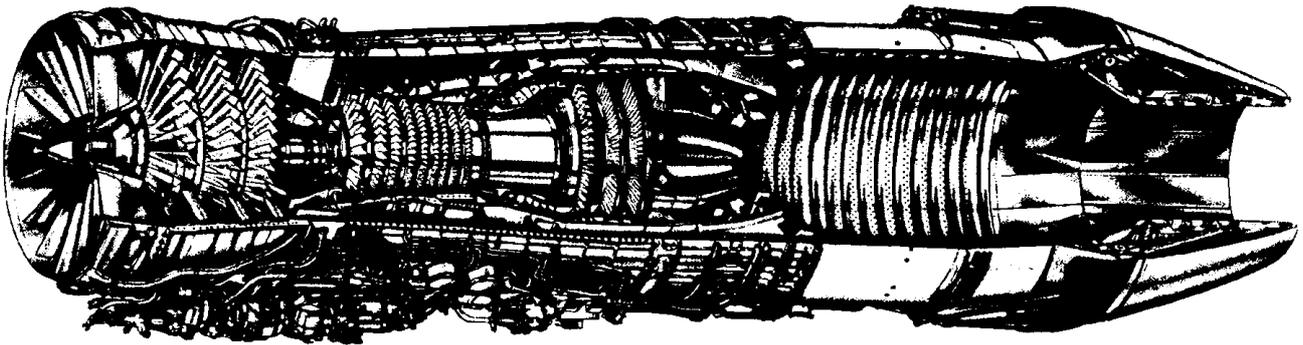


Figura 40 - Motore turbogetto con postcombustione

Aumentando ancora le velocità di crociera - in pratica avvicinandosi a Mach 2 - diventa molto rilevante l'effetto di compressione supersonica realizzabile nel condotto di aspirazione del compressore ("Intake"), di forma convergente. Al limite è possibile sopprimere completamente il compressore dinamico rotativo nel volo stratosferico ("Ramjet"), ma comunque già molti aerei supersonici militari sfruttano condotti di aspirazione a geometria variabile per ottimizzare tale effetto di compressione dinamica del flusso in funzione della velocità di crociera e dell'angolo di attacco del velivolo.

Le macchine di derivazione terrestre (Figura 41) hanno una tipologia costruttiva diversa, legata alla tradizione mutuata dalle turbine a vapore e meno condizionata dal fattore peso rispetto al caso della propulsione aeronautica. In particolare, anche il compressore può essere costruito per assiematura di dischi rotorici multipli, a differenza del motore aeronautico nel quale il compressore assiale presenta le palettature rotoriche montate su di un tamburo cavo di grande diametro e peso contenuto.

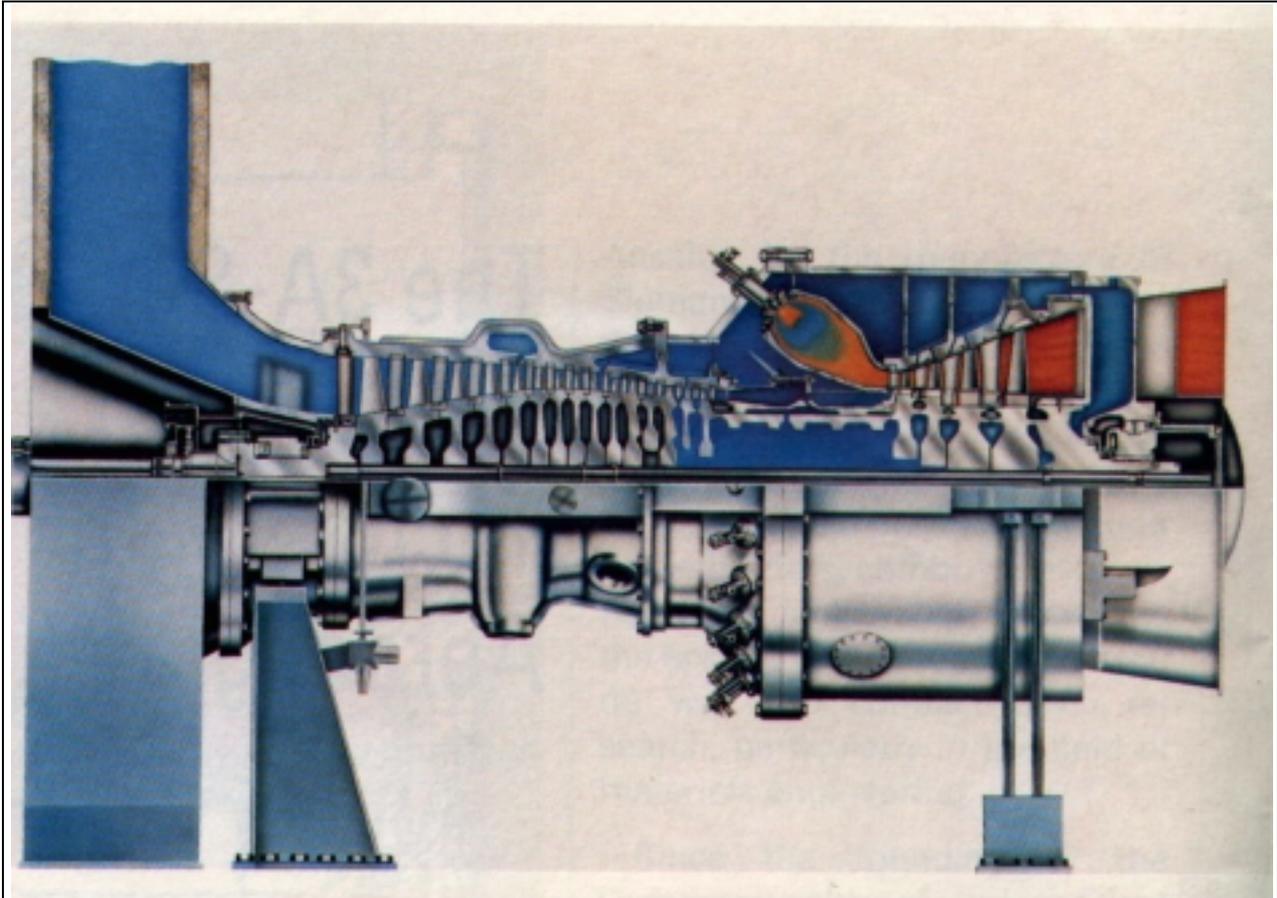


Figura 41 - Turbogas industriale monoalbero

La Figura 42 riporta una sezione di una moderna macchina bialbero di piccola taglia con geometria statorica variabile su compressore (5 stadi) e turbina di potenza.

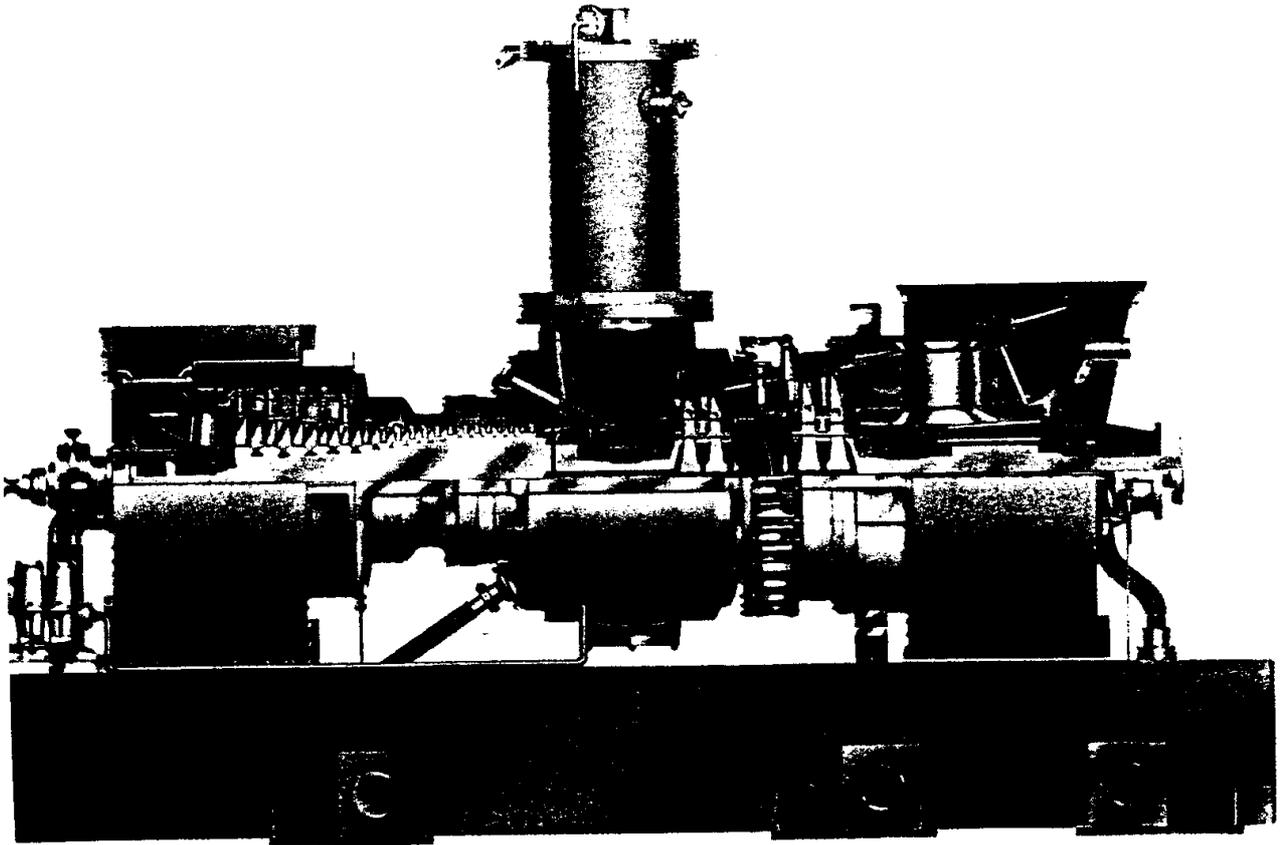


Figura 42 - Turbogas bialbero con geometria statorica variabile

## Cogenerazione di energia elettrica e termica mediante turbine a gas.

L'elevata temperatura dei gas allo scarico delle turbine a gas (tipicamente  $400 \div 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ) consente il recupero dell'energia termica mediante cessione ad un fluido termovettore (vapore, acqua pressurizzata, olio diatermico) in una apposita caldaia a recupero (Figura 43).

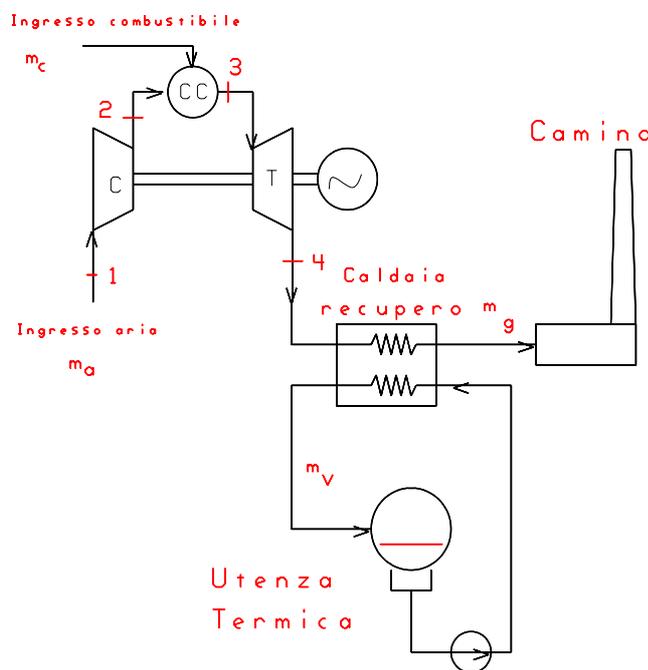


Figura 43

Schema di turbogas cogenerativo con caldaia a recupero

Per estendere la potenzialità dell'impianto verso gli elevati carichi termici (EI bassi) e' sempre possibile effettuare una postcombustione dei gas di scarico all'interno della caldaia a recupero, che deve essere progettata di conseguenza (nel caso di assenza di postcombustione, essa è uno scambiatore a convezione con tubazioni fortemente alettate all'esterno; per postcombustione spinta assume una tipologia simile ai generatori di vapore convenzionali, con zone separate per irraggiamento e convezione).

L'entità dell'eccesso d'aria nelle turbine a gas ( $\epsilon = 300 - 400\%$ ;  $\alpha = 50 \div 70$ ) e' sempre tale da consentire infatti una seconda combustione.

La capacità di regolazione é aumentata dall'adozione di sistemi di parzializzazione delle superfici di scambio o by-pass della portata di fumi, che può essere deviata dalla caldaia a recupero ed inviata direttamente al camino.

Un problema caratteristico delle turbine a gas in configurazione cogenerativa é il **rendimento** relativamente limitato **della caldaia a recupero**, collegato alla rilevanza delle perdite per calore sensibile allo scarico (caratteristiche di sistemi con eccesso d'aria elevato). Tale rendimento è espresso dal rapporto:

$$\eta_{cr} = Q_{rec}/Q_{rec \max} = (T_4 - T_{st})/(T_4 - T_a) \quad (tg25)$$

La temperatura  $T_4$  allo scarico della turbina a gas è di norma compresa tra 400 e 600 °C; peraltro, la temperatura al camino  $T_{st}$  non può raggiungere valori molto bassi (prossimi a  $T_a \approx 25$  °C), per due motivi fondamentali:

- 1) al di sotto dei 100 °C esistono problemi legati alla condensazione dell'umidità presente nei gas di scarico ( $H_2O$  proveniente perlopiù dalla combustione di idrogeno). Inoltre risulta problematico garantire un adeguato tiraggio al camino, in quanto il pennacchio di gas freddi presenta una scarsa tendenza al galleggiamento rispetto all'aria ambiente in cui viene immesso.
- 2) molti processi cogenerativi riconducono il fluido termovettore (di norma acqua) alla caldaia a recupero

in condizioni di temperatura ancora elevate (80 - 90 °C nel caso di recupero del condensato in condizioni di pressione atmosferica; molti processi utilizzano però macchine che utilizzano e condensano il vapore in condizioni pressurizzate, per cui il recupero del condensato può avvenire anche a 120 - 150 °C); è quindi impossibile raffreddare i gas nella caldaia a recupero al di sotto della temperatura minima dell'utenza termica.

Per chiarire il punto precedente è opportuno fare riferimento al diagramma temperatura-superficie della caldaia a recupero, che si presenta indicativamente come in Figura 44. Risulta molto conveniente utilizzare in abito industriale il vapore come fluido termovettore (infatti, nella condensazione che avviene all'utenza termica è possibile rilasciare grandi quantità di energia per unità di portata di vapore, in quanto il calore di transizione di fase è dell'ordine di 2200 - 2400 kJ/kg). Il vapore viene di norma prodotto in condizioni di modesto surriscaldamento, in modo da evitare la condensazione lungo le linee di trasporto (peraltro coibentate); nella pratica, ai fini del bilancio di energia è sufficiente considerarlo in condizioni di saturazione. L'utenza termica provvede a condensare il vapore, e restituisce alla pompa di circolazione un liquido leggermente sottoraffreddato (in modo da evitare problemi di cavitazione; un eccessivo raffreddamento è controproducente in quanto il liquido deve poi essere nuovamente riscaldato nella caldaia a recupero).

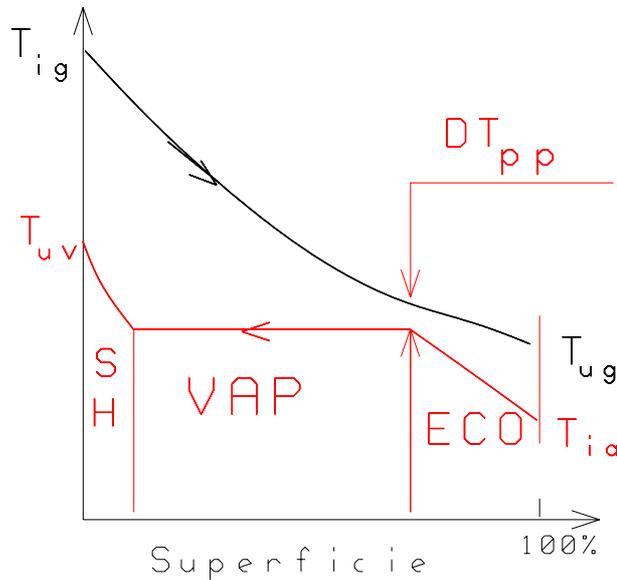


Figura 44

Diagramma Temperatura/Superficie per una caldaia a recupero per applicazione ad un gruppo turbogas cogenerativo

In considerazione del valore relativamente elevato di  $T_{st}$ , risulta evidente che il valore di  $\eta_{cr}$  calcolato dalla (tg25) non può essere molto elevato; in pratica, soltanto il 60 - 80% del calore sensibile allo scarico della turbina a gas può essere recuperato.

Esempio: Si calcoli il valore del rendimento della caldaia a recupero per una temperatura di scarico dei gas alla turbina  $T_4 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ , assumendo  $T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{st}$  pari a 200 o 120  $^\circ\text{C}$ .

$$\eta_{cr} = Q_{rec}/Q_{rec \text{ max}} = (T_4 - T_{st})/(T_4 - T_a) =$$

$$= (500 - T_{st}) / (500 - 25) = \begin{cases} 0.63 & (T_{st} = 200 \text{ }^\circ\text{C}) \\ 0.80 & (T_{st} = 120 \text{ }^\circ\text{C}) \end{cases}$$

L'analisi di Figura 44 mostra che ad una parte significativa dello scambio termico (transizione di fase)

corrisponde dal lato acqua/vapore una capacità termica (prodotto  $m c_p$ ) infinita; infatti,  $c_p = dQ/dT \Rightarrow \infty$  in quanto  $dT \Rightarrow 0$ . Dal lato gas la capacità termica mantiene invece valore finito. In queste condizioni, anche aumentando all'infinito la superficie, non è possibile annullare del tutto le irreversibilità nello scambio termico: al massimo, si raggiunge il contatto tra le due curve relative a fluido caldo e freddo in un punto, che viene detto "**Pinch Point**". In realtà, l'ottimo economico si situa su valori di superficie finita (altrimenti cresce fortemente la contropressione lato gas introdotta dallo scambiatore, e viene ridotto significativamente il rapporto di espansione della turbina), che conducono a valori di **differenza di temperatura al Pinch Point**  $DT_{pp}$  dell'ordine di 15 - 30 °C.

Il problema del disaccoppiamento delle capacità termiche in situazioni di scambio termico in cui uno dei fluidi è soggetto a cambiamento di fase esiste anche in altri componenti (condensatori) o tipologie di impianto (caldaie a recupero per cicli combinati gas/vapore). Per contenere il livello delle perdite per irreversibilità nello scambio termico, si ricorre a soluzioni con cambiamento di fase a più livelli di pressione (e di temperatura). Nelle applicazioni turbogas cogenerative, la semplicità dell'impianto - in genere di taglia piccola o media - esclude il ricorso a tali soluzioni.

I parametri caratteristici operativi dell'impianto turbogas cogenerativo dipendono in modo rilevante dai dati progettuali del ciclo di turbina a gas, ed in particolar modo dal rapporto di compressione  $\beta$  e dalla temperatura massima del ciclo. Tali dati possono essere correlati alla taglia dell'impianto ed alla sua origine (impianti di origine industriale "Heavy Duty" o di derivazione aeronautica).

In particolare, mentre per  $\beta$  bassi ( $4 \div 6$ ) e temperature massime contenute ( $850 \text{ }^\circ\text{C}$ ) si hanno impianti di prestazioni modeste ( $\eta \approx 0.12 \div 0.15$  per sola produzione di energia elettrica;  $EI \approx 0.1$  ed  $\eta_{ex} = (W + \theta Q^-)/EX^+ \approx 0.35$ ), all'aumentare dei rapporti di compressione e delle temperature massime ( $\beta = 16 \div 28$  e  $T_{max} \approx 1200 \text{ }^\circ\text{C}$  sono valori ormai raggiunti dai motori di derivazione aeronautica) si hanno valori estremamente interessanti ( $\eta \approx 0.34 \div 0.41$ ;  $EI \approx 0.6 \div 1.1$ ;  $\eta_{ex} \approx 0.50$ ), sia pure con taglie di potenze superiori ai 15 MW.

**Esempio: Una turbina a gas con rendimento del ciclo  $\eta = 0.32$  scarica i gas a  $500 \text{ }^\circ\text{C}$ ; si calcolino le caratteristiche di cogenerazione di vapore saturo a  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ , assumendo una temperatura dei gas al camino di  $220 \text{ }^\circ\text{C}$ .**

Il rendimento della caldaia a recupero (calore recuperato/calore massimo idealmente recuperabile) é:

$$\eta_{cr} = Q/Q_{max} = (500-220)/(500-25) = 0.589$$

Altri rapporti interessanti utilizzati nel seguito sono  $W/E^+ = \eta$ , e  $Q_{max}/E^+ = (1 - \eta)$ .

Per l'indice elettrico, si avrà:

$$EI = W/Q = (W/Q_{max})/(Q/Q_{max}) = \eta/[\eta_b(1-\eta)] = 0.799$$

Con riferimento all'indice di risparmio di energia primaria, assumendo un consumo per gli ausiliari pari al 6% dell'energia/exergia entrante con il combustibile, si avrà ( $Q = \eta_{cr} Q_{max}; \eta_{Q^*} = 0.8$  in base alla taglia dell' impianto;  $\eta_{W^*} = 0.37$ ):

$$\begin{aligned} IR &= (E^+ + 0.06 E^+) / [(Q/\eta_{Q^*}) + (W/\eta_{W^*})] = \\ &= 1.06 / [(1/\eta_{Q^*})(Q/E^+) + (1/\eta_{W^*})(W/E^+)] = \\ &= 1.06 / [\eta_{cr}(1/\eta_{Q^*})(1-\eta) + (\eta/\eta_{W^*})] = 0.687 \end{aligned}$$

Per il rendimento exergetico:

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= [W + Q(1-T_{ut}/T_a)] / (EX^+ + 0.06 EX^+) = \\ &\approx [(W/E^+) + (Q/Q_{max})(Q_{max}/E^+)(1-T_{ut}/T_a)] / 1.06 = \\ &= [\eta + \eta_b(1-\eta)(1-T_{ut}/T_a)] / 1.06 = 0.452 \end{aligned}$$

(si approssima il potere exergetico con il potere calorifico del combustibile).

In confronto con una turbina a vapore a controcompressione che produca vapore nelle stesse condizioni, si ha la similitudine di alcuni parametri (IR), ed un valore maggiore ed interessante di  $\eta_{ex}$ ; peraltro, l'applicazione cogenerativa è assai diversa in quanto il valore dell'indice elettrico EI è quasi doppio nel caso della turbina a gas.

## Cicli combinati gas-vapore

### Tipologie impiantistiche

Si parla di *cicli combinati* in tutte le applicazioni di due o più cicli termodinamici, con fluidi operativi distinti, nei quali uno dei due (**Bottomer** o **Ciclo sottoposto**) viene alimentato termicamente per recupero parziale o totale del calore di scarico dell'altro (**Topper** o **Ciclo sovrapposto**).

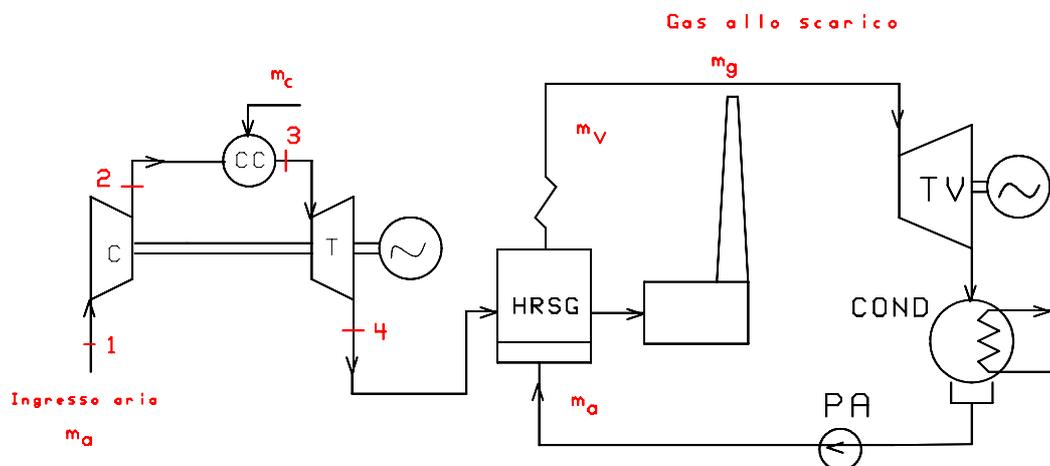
La combinazione dei cicli si presta in particolare ai casi in cui uno dei due cicli presenta limiti ridotti sulla temperatura superiore, mentre l'altro invece scarica calore a temperatura ancora relativamente alta.

Storicamente, i primi cicli combinati furono impianti "Binari" a mercurio e vapore d'acqua (ambedue funzionanti con ciclo Rankine); il condensatore del mercurio fungeva anche da fascio vaporizzatore per l'acqua. Tali impianti consentirono negli anni 20 - 30 il raggiungimento di rendimenti superiori a quelli comuni nell'epoca senza fare ricorso al surriscaldamento e risurriscaldamento del vapore.

I cicli combinati sono tornati alla ribalta negli anni 80 come combinazione di cicli turbogas ed a vapore, consentendo il raggiungimento di rendimenti molto elevati (oggi ormai prossimi al 60%). Il successo di questi impianti è legato sia alla migliorata affidabilità ed alle migliori prestazioni dei moderni turbogas, sia all'insorgere di gravi problemi negli impianti a vapore (supercritici) quando si è provato ad aumentare sensibilmente la temperatura del vapore surriscaldato (i problemi di grave corrosione dei fasci surriscaldatori si sono manifestati subito oltre i 550 °C; per migliorare il rendimento del ciclo Hirn si intendeva arrivare a temperature di 800 °C).

Nella configurazione più semplice, detta **A Recupero**, i gas di scarico del turbogas provvedono completamente al riscaldamento dell'acqua, alla sua vaporizzazione ed al surriscaldamento del vapore (Figura 46); questa soluzione, perfezionata con particolari circuitazioni della caldaia a recupero, è anche quella che consente il raggiungimento della massima efficienza.

Figura 46 Impianto combinato gas-vapore di tipo a recupero



E' peraltro possibile - ed a volte conveniente nel caso di turbogas di derivazione aeronautica, che scaricano i gas all'uscita della turbina relativamente freddi (a temperature prossime ai 400 °C) - effettuare una **postcombustione nella caldaia a recupero** (possibile visto il notevole eccesso d'aria della prima combustione). A seconda che tale postcombustione sia più o meno spinta, la tipologia della caldaia a recupero cambia da quella di uno scambiatore convettivo con tubazioni fortemente alettate ad un aspetto del tutto simile ad un normale generatore di vapore, con lo scarico del turbogas assimilabile ad un intenso preriscaldamento dell'aria comburente.

Nel caso di postcombustione spinta può essere conveniente separare il recupero dal generatore di vapore: in particolare, i gas di scarico della turbina possono essere utilizzati per il riscaldamento in fase liquida dell'acqua di alimento, mentre il generatore di vapore - operante con comburente aria - può essere del tipo convenzionale. Tale soluzione è attraente per le applicazioni di **Repowering**, ovvero di ripotenziamento di impianti a vapore esistenti (Figura 47).

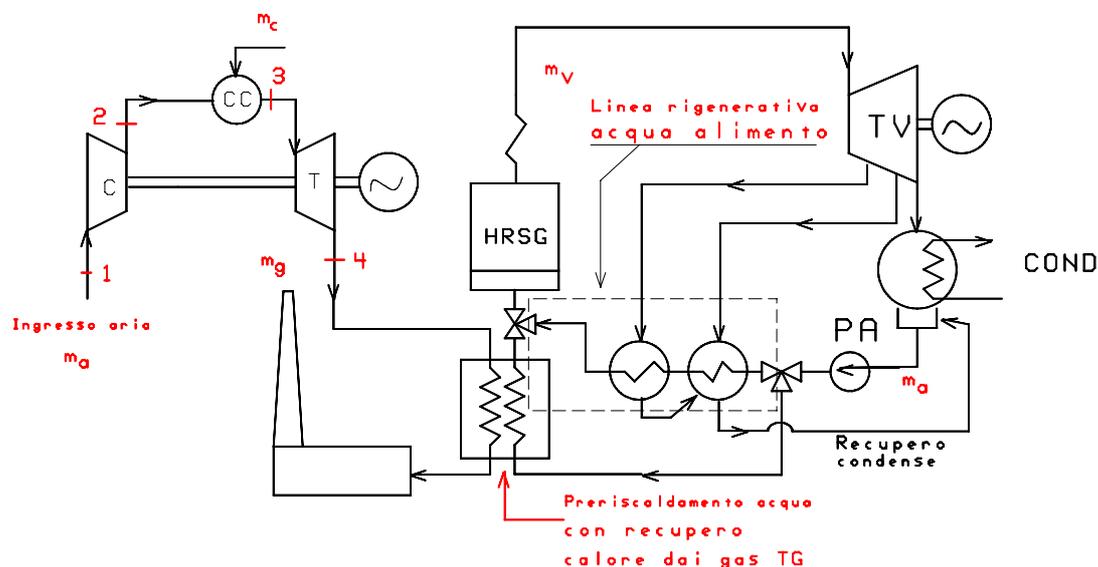


Figura 47 - Ciclo combinato con recupero dal turbogas sul preriscaldamento acqua (intervento di Repowering)

In questa configurazione, il recupero dal turbogas può anche sostituire parte di una linea rigenerativa sull'acqua di alimento; in tal caso si può a volte aumentare la potenza all'albero della turbina a vapore (posto che questa sia capace di smaltire la portata superiore connessa alla soppressione di alcuni spillamenti di vapore).

## Fondamenti termodinamici

Nel caso - più attraente dal punto di vista del rendimento - di **soluzione a recupero**, la combinazione dei due cicli può essere schematizzata come in Figura 48.

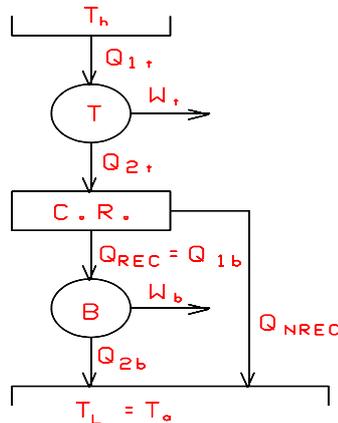


Figura 48

Schema termodinamico elementare di ciclo combinato a recupero

Se tutto il calore di scarico del turbogas è recuperabile ( $Q_{NREC} = 0$ ), il rendimento complessivo dell'impianto é:

$$\begin{aligned} \eta_{cb} &= (W_t + W_b)/Q_{1t} = W_t/Q_{1t} + (Q_{2t}/Q_{1t})\eta_b = \\ &= \eta_t + (1 - \eta_t)\eta_b = \eta_t + \eta_b - \eta_t\eta_b \quad (\text{tg26}) \end{aligned}$$

espressione tipica per due cicli posti **termicamente "in serie"**. Ad esempio per  $\eta_b = 0.35$  e  $\eta_t = 0.30$  si otterrebbe  $\eta_{cb} = 0.545$ . Tale stima è del tutto irrealistica. Infatti, in analogia con quanto visto per la turbina a gas in applicazioni cogenerative, non è possibile il recupero completo del calore allo scarico (raffreddamento dei gas combustibili fino a 25 °C). Limiti tecnologici (corrosione e/o difficoltà di tiraggio al camino) sconsigliano temperature al camino inferiori ai 100°C circa. Ben prima di questo limite, però, la temperatura al camino assume valori sensibilmente più alti a causa di problemi di disaccoppiamento delle capacità termiche nel generatore di vapore.

Nel **caso che la caldaia a recupero abbia rendimento non unitario** è possibile modificare la (tg26) ottenendo:

$$\begin{aligned}\eta_{cb} &= (W_t + W_b)/Q_{1t} = W_t/Q_{1t} + (Q_{rec}/Q_{1t})\eta_b = \\ &= W_t/Q_{1t} + (Q_{2t}/Q_{1t})\eta_{cr}\eta_b = \eta_t + (1 - \eta_t)\eta_{cr}\eta_b = \\ &= \eta_t + \eta_{cr}\eta_b - \eta_{cr}\eta_t\eta_b \quad \text{(tg27)}\end{aligned}$$

In analogia con il caso della cogenerazione mediante turbine a gas  $\eta_{cr} = Q_{rec}/Q_{rec\ max} = Q_{rec}/Q_{2t}$ . Il rendimento dell'impianto combinato dipende fortemente dalle prestazioni complessive del gruppo caldaia a recupero/ciclo sottoposto, sintetizzate dal **prodotto  $\eta_{cr}\eta_b$** . Considerando che le temperature di scarico delle moderne turbine a gas sono nella fascia 400 - 550°C (il limite inferiore è caratteristico delle moderne macchine di derivazione aeronautica), e che la temperatura  $T_{st}$  al camino può situarsi attorno ai 100°C, è evidente che il valore di  $\eta_{cr}$  si situa attorno a 0.7 - 0.8.

Per ottenere valori di  $T_{st}$  più bassi possibile, conviene:

- a) **eliminare qualsiasi rigenerazione interna al ciclo** sottoposto a vapore (spillamenti), che condurrebbe l'acqua al generatore di vapore in condizioni preriscaldate. Conviene che l'acqua arrivi direttamente - se possibile - dal condensatore (al limite può essere presente un degasatore; il vapore per alimentare degasatore viene però normalmente prodotto in un fascio separato della caldaia a recupero, e non spillato dalla turbina a vapore)
- b) adottare **valori molto contenuti della differenza di temperatura al Pinch Point**.

- c) scegliere **bassi valori della pressurizzazione del ciclo sottoposto**, in modo da avere una temperatura di saturazione relativamente bassa.

La scelta di pressioni moderate nel ciclo a vapore porta però a rendimenti  $\eta_b$  contenuti (Figura 49); si avrebbe cioè un forte recupero di calore nella caldaia a recupero, ma un suo utilizzo del tutto inefficiente. Al fine di massimizzare il prodotto  $\eta_{cr}\eta_b$ , è invece possibile fare ricorso a particolari circuitazioni della caldaia a recupero, che risultano molto vantaggiose per i cicli combinati.

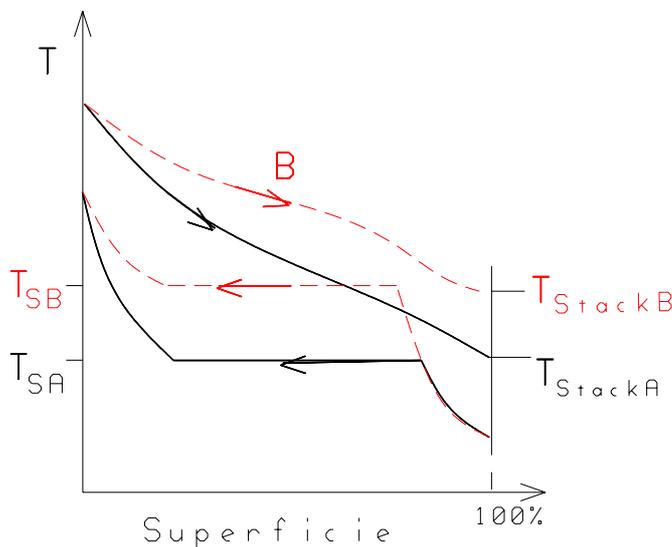


Figura 49

Effetto della pressurizzazione del ciclo sottoposto sulla temperatura di scarico (ciclo sottoposto monopressione)

Le soluzioni circuitali citate consistono il più delle volte nel frazionamento dei livelli di pressione ai quali si fa avvenire la transizione di fase. Tale tecnica risulta caratteristica di molte situazioni di scambio termico in cui si ha un forte disaccoppiamento delle capacità termiche tra i due flussi dello scambiatore, e consente di fatto di contenere al massimo le irreversibilità nello scambio termico.

### Ottimizzazione delle prestazioni dei cicli combinati (I).

Per ciclo combinato gas-vapore del tipo a recupero (nel caso di interventi di repowering l'ottimizzazione dipende sensibilmente

dai parametri operativi del ciclo a vapore da ripotenziare), l'ottimizzazione delle prestazioni del ciclo combinato puo' ottenersi tramite una scelta corretta delle seguenti variabili principali:

- 1) **Livello di pressione e temperatura superiori per il ciclo a vapore**
- 2) **Scelta della tipologia del ciclo a vapore (caldaia monopressione o bi o multi-pressione)**
- 3) **Scelta del ciclo di turbina a gas (rapporto di compressione e temperatura massima)**
- 4) **Scelta della temperatura ammissibile dei gas allo scarico al camino**

La scelta 4) risulta condizionata dal tipo di combustibile impiegato: infatti, nel caso di utilizzo di combustibili diversi dal gas naturale è necessario adottare temperature al camino elevate (140 - 200 °C a seconda del tipo di combustibile), il che rende inutile il perseguimento di un elevato recupero termico nella caldaia.

Le prime tre scelte citate interagiscono tra di loro in modo tale da non consentire un'ottimizzazione separata. Ad esempio l'adozione di elevate pressioni e temperature  $T_V$  del vapore, pur benefica per le prestazioni del ciclo sottoposto, limita l'entità del calore recuperabile allo scarico della turbina a gas: esiste perciò un **valore ottimale di  $p_V$  e  $T_V$** , che dipende però dalle caratteristiche della turbina a gas (sostanzialmente dalla **temperatura dei gas allo scarico** di questa, determinata a sua volta da  $\beta$  e  $T_{max}$ ). Il campo di ottimizzazione di  $p_V$  varia di regola da 35 a 70 bar, con temperature  $T_V \approx 350 \div 450$  °C.

Particolarmente interessante, nel caso del **ciclo con caldaia monopressione**, é esaminare il rendimento in funzione del rapporto di compressione della turbina a gas (a parità di temperatura massima) e della pressurizzazione del ciclo a vapore (Figura 50). Il rendimento complessivo del ciclo combinato presenta un massimo per un determinato valore del rapporto di compressione  $\beta$ ; il valore di tale massimo risulta superiore per bassi valori di  $\beta$  ed elevate pressurizzazioni del bottomer  $p_v$ . Nel complesso, rendimenti dell'ordine del 46 - 48 % sono raggiungibili con le odierne tecnologie: tali valori sono particolarmente attraenti rispetto alle grandi centrali a vapore, e sono ottenibili su impianti di taglia unitaria contenuta (20 - 200 MW<sub>e</sub>).

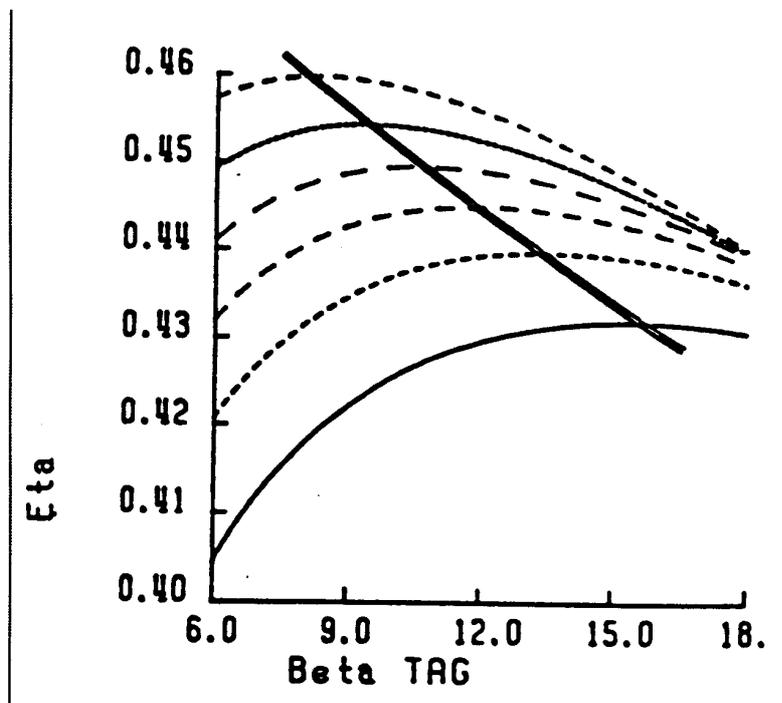


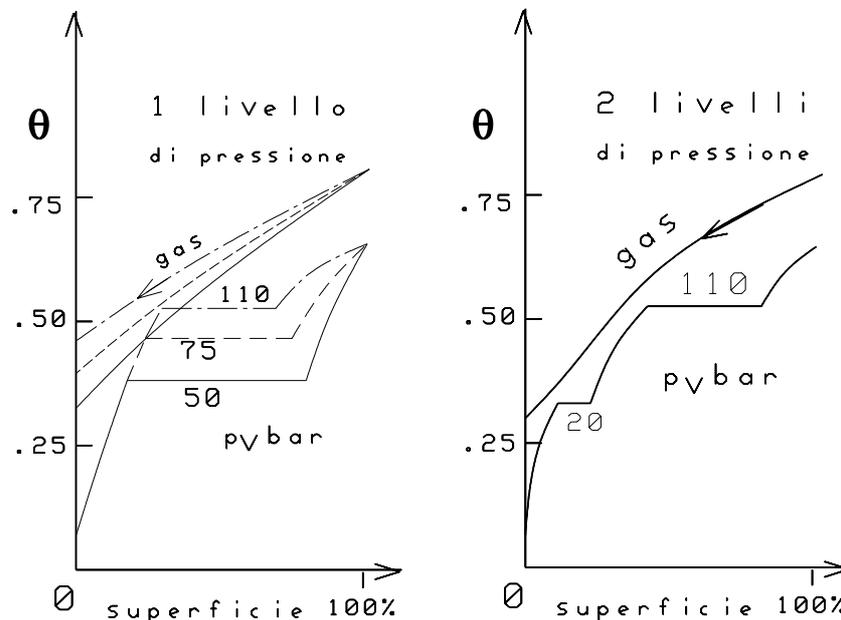
Figura 50

Rendimento di ciclo combinato con caldaia monopressione in funzione del rapporto di compressione  $\beta$  della turbina a gas e della pressurizzazione del ciclo a vapore

- PB 30 at
- PB 50 at
- - - - PB 70 at
- - - - PB 90 at
- ..... PB 110 at
- - - - PB 130 at

I vantaggi conseguibili adottando soluzioni con **caldaia a recupero a due livelli di pressione** sono essenzialmente legati al contenimento della perdita per scambio termico. Dal punto di vista exergetico, lo studio di tale perdita può essere condotto nel modo più efficace su un *diagramma Q -  $\theta$*  (calore scambiato - fattore di Carnot locale), che risulta una forma di rappresentazione simile al comune diagramma temperatura- superficie degli scambiatori. Nel diagramma Q -  $\theta$  (un esempio applicativo è riportato in Figura 52), l'area sottesa tra le due curve (gas e acqua-vapore) risulta proporzionale al termine  $Q (\theta_h - \theta_l)$  e perciò alla **perdita exergetica nello scambio termico**. Come evidenziato da Figura 51, nella soluzione monopressione, fissato  $DT_{pp}$ , al crescere di  $p_v$  diminuisce tale perdita. Il miglioramento è però contenuto, in quanto la diversità dei calori specifici tra gas e liquido impone localmente differenze di temperatura eccessive nella zona a bassa temperatura.

Figura 51 Diagramma Q -  $\theta$  per caldaia a recupero mono- e bi-pressione



Nel caso di circuitazione a doppio livello di pressione il diagramma  $Q - \theta$  é anch'esso esemplificato in Figura 51. Si noti:

- a) la migliore ripartizione dello scambio termico nella zona a bassa temperatura. Ne segue anche una efficace riduzione della perdita exergetica (area sottesa tra le curve).
- b) il valore molto ridotto della temperatura al camino ( $\theta_{st}$ ), conseguito grazie all'abbassamento della temperatura di saturazione per il circuito a bassa pressione
- b) la presenza di due pinch points, uno in alta ed uno in bassa pressione. E' possibile dimostrare - come risulta intuitivo da un'analisi visiva della minimizzazione dell'area tra le due curve di scambio termico - che i maggiori vantaggi si ottengono imponendo l'uguaglianza dei due  $DT_{pp}$ .

La circuitazione della caldaia a recupero é esemplificata in Figura 52, ed uno schema dell'intero ciclo bottomer in Figura 53.

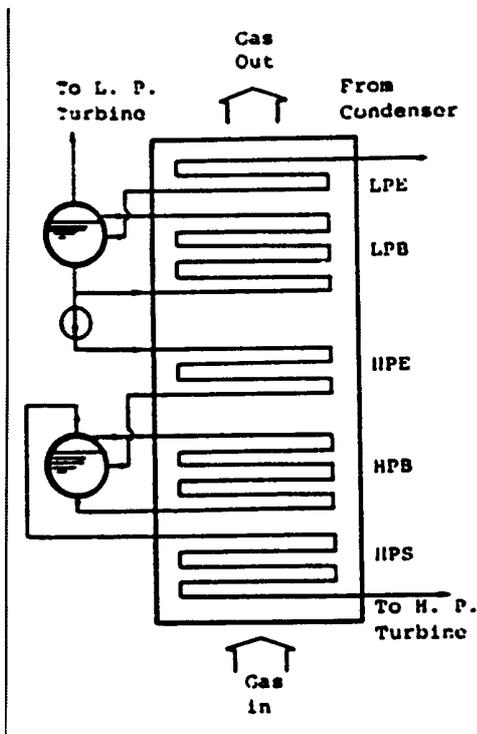


Figura 52 Circuitazione della caldaia a recupero bipressione

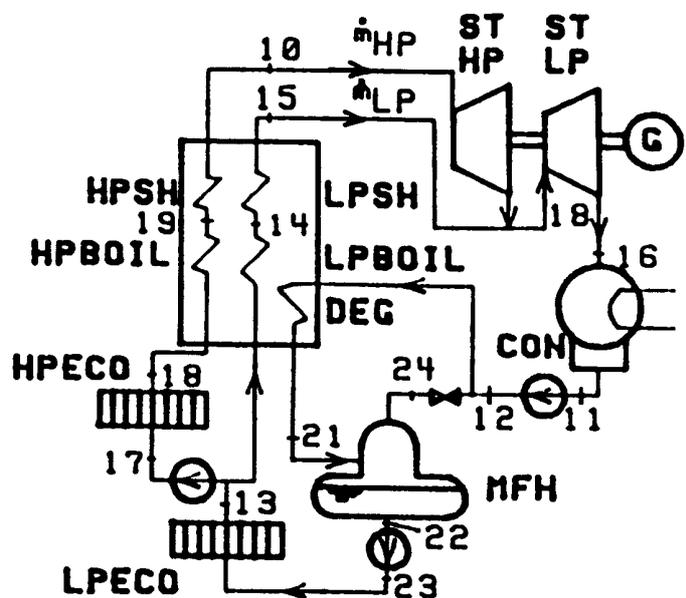


Figura 53 Ciclo bottomer bipressione (schema)

La divisione in due livelli di pressione comporta notevoli variazioni impiantistiche (due pompe di alimento, due corpi cilindrici, etc.); economie si possono ottenere evitando il surriscaldatore di bassa pressione (interessato ad alte portate volumetriche): ciò può ottenersi, in base alla forma della linea di espansione della turbina a vapore, tenendo basso il livello della bassa pressione (si veda ad esempio la rappresentazione del ciclo sul piano T-s, Figura 54). E' pratica comune limitare la bassa pressione nel campo 5 - 15 bar, con una tendenza verso i valori più bassi.

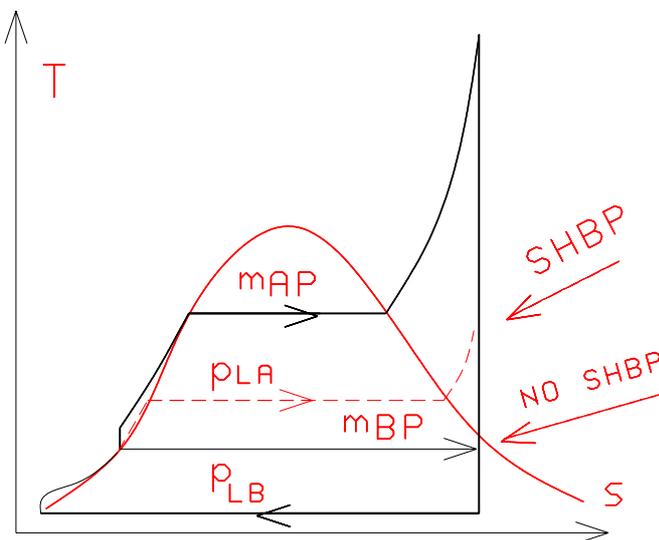


Figura 55

Rappresentazione di un ciclo bottomer bipressione nel piano T-s

Come spesso avviene negli impianti a vapore, è opportuno prevedere il **degasaggio dell'acqua di alimento**, da effettuarsi in un degasatore (scambiatore a miscela). E' da tenere presente però che le turbine a vapore per cicli combinati sono in genere prive di spillamenti, per due validi motivi:

- a) la predisposizione di spillamenti aumenta il costo della turbina a vapore
- b) la rigenerazione interna è già effettuata tra corrente di gas e di vapore; non ha senso cercare una rigenerazione acqua-vapore, e conviene piuttosto incrementare la precedente.

E' perciò pratica comune includere nella caldaia a recupero un **terzo livello di pressione** (secondo nel caso di caldaia originaria a singolo livello), con il solo scopo di **produzione di vapore di degasaggio**, nella zona a bassa temperatura della caldaia. In genere, la temperatura di saturazione al degasatore (e di conseguenza la pressione corrispondente) viene tenuta alquanto al di sotto dei valori tipici per gli impianti a vapore di grande taglia (5 bar): una pressione di 1.5 - 2 bar può essere sufficiente per una efficace azione degasante con espulsione all'atmosfera degli incondensabili, ed in tal modo si differenzia sensibilmente il corpo degasatore da quelli di bassa pressione, con vantaggi dal punto di vista della possibilità di conseguire un efficace scambio termico con i gas a bassa temperatura. La soluzione circuitale può essere quella esemplificata in Figura 54, e la disposizione ottimale dei corpi di scambio in caldaia quella di Figura 56.

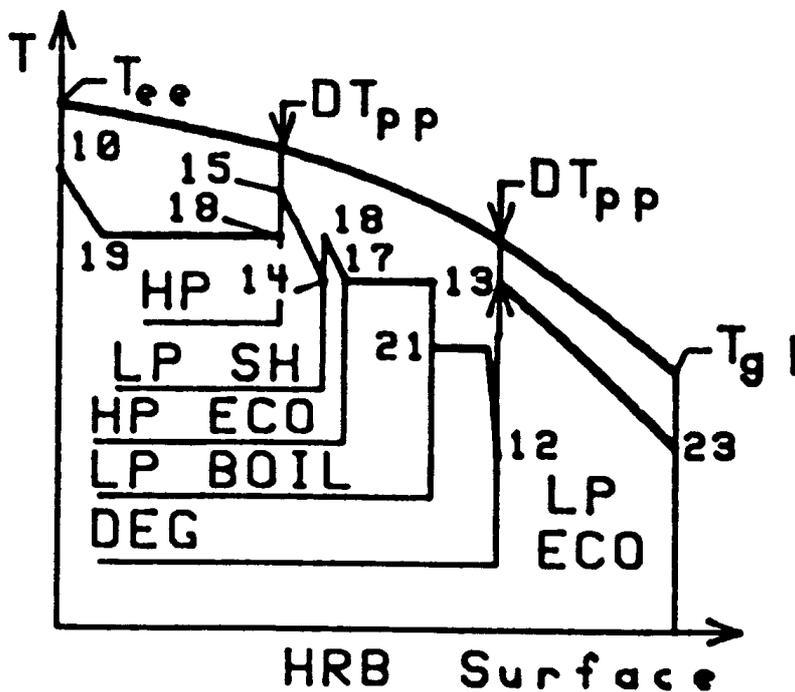


Figura 56

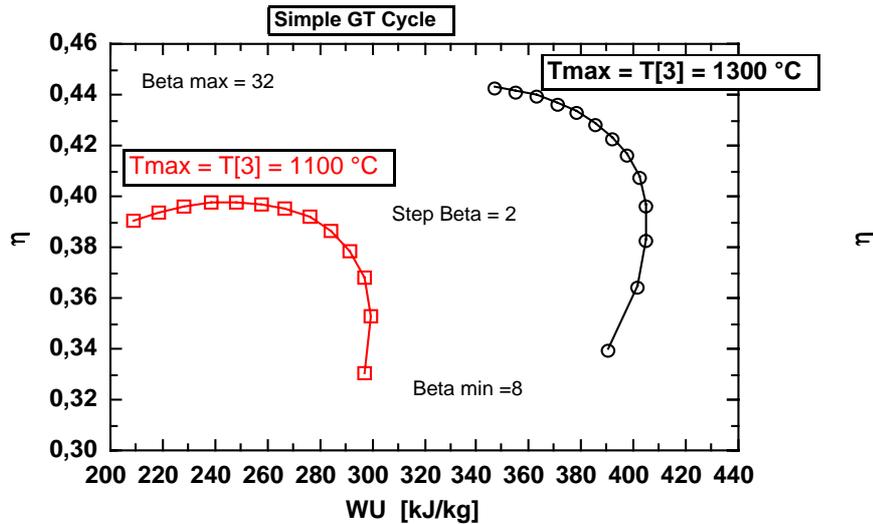
Diagramma temperatura-superficie di caldaia a recupero bipressione con fascio degasatore.

L'imposizione dei valori di  $Dt_{pp}$  determina in pratica, dal bilancio di energia della caldaia, le due portate in alta e bassa pressione (che non sono quindi assolutamente arbitrarie). Come ulteriore variabile di progetto, è pratica comune scegliere il cosiddetto "**Approach**", pari alla differenza di temperatura (ingresso lato gas della caldaia a recupero) tra gas e vapore surriscaldato (l' Approach risulta in genere compreso tra 50 e 100 °C). Le equazioni di bilancio determinano la temperatura dei gas al camino.

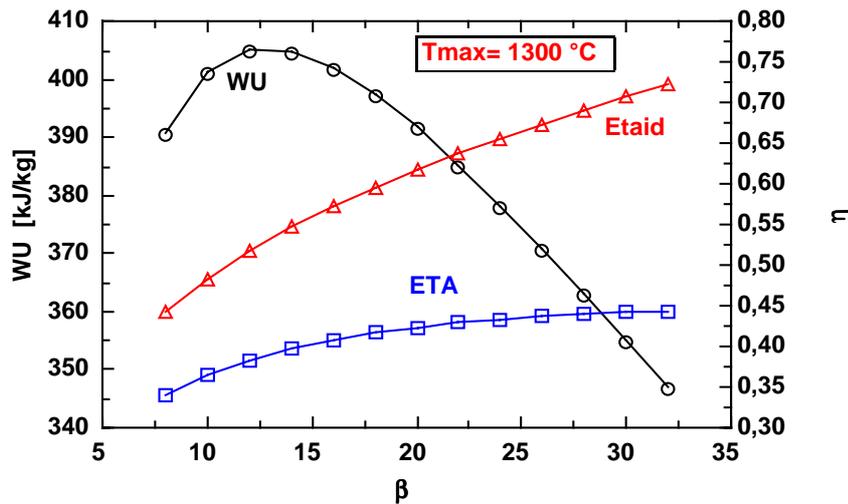
Variabili importanti, nello studio dei cicli combinati, sono la **temperatura di scarico dei gas  $T_{st}$**  e la **superficie complessiva di scambio termico in caldaia**.

E' evidente il vantaggio di adottare  $T_{st}$  molto basse, compatibilmente con la corrosione a bassa temperatura. Il limite inferiore è di circa 100 °C per alimentazione a gas naturale, mentre utilizzando olio combustibile è necessario mantenere  $T_{st} > 180$  °C. I cicli combinati con caldaia a doppio livello di pressione, potenziando lo scambio termico nella zona a bassa temperatura, rendono possibile il raggiungimento delle più basse temperature allo scarico: essi sono perciò particolarmente indicati per alimentazione a gas naturale, mentre i più semplici cicli monopressione sono soddisfacenti nel caso di alimentazione con combustibili liquidi. Prima di considerare il passaggio a caldaie a doppio livello di pressione (che garantiscono, nelle migliori condizioni operative, 4 - 6 punti percentuali di miglioramento sul rendimento complessivo di conversione), è opportuno ottimizzare completamente la soluzione monopressione, ad esempio conducendo la scelta adatta della pressione del bottomer in base al rapporto di compressione della turbina a gas.

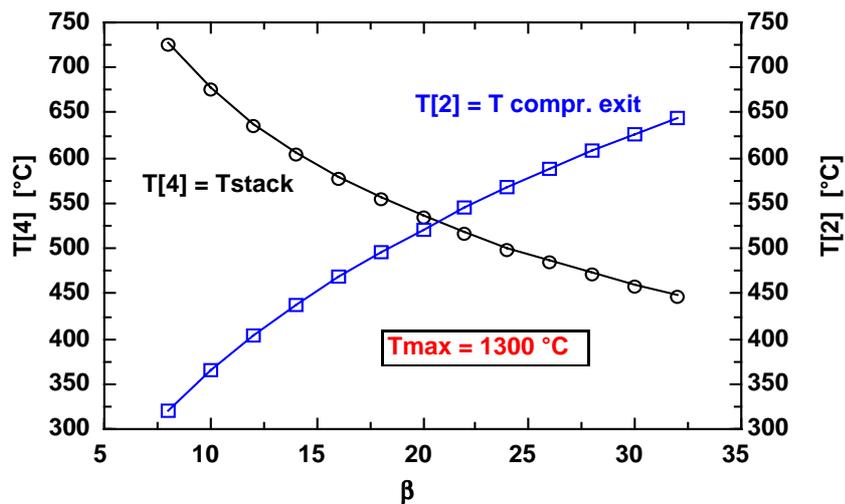
Appendice Turbine a gas / Esercizi EES



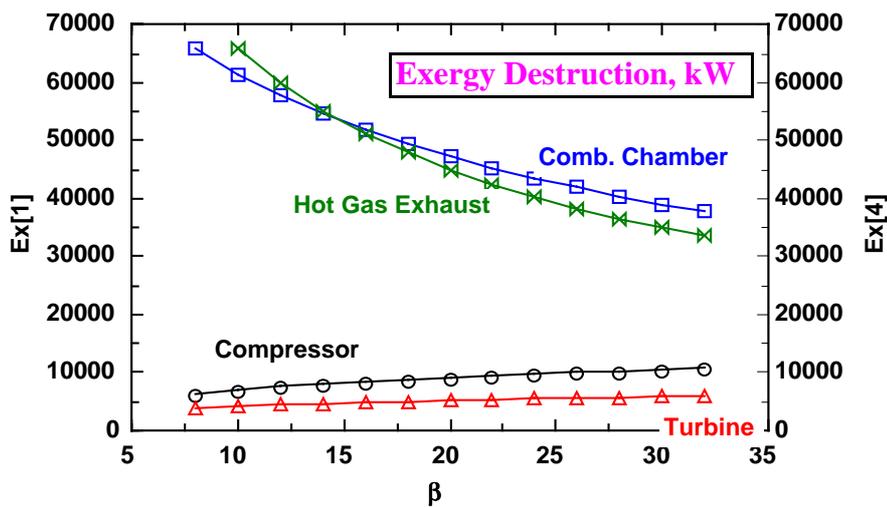
Mapa calcolata di ciclo turbogas semplice (chiuso),  $T_{max} = 1300$  e  $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Calcoli fatti per rapporto di compressione variabile tra 8 e 32, con rendimento politropico costante, 0,85 per il compressore e 0,9 per la turbina



Stessi dati in funzione diretta del rapporto di compressione  
Ciclo turbogas semplice (chiuso),  $T_{max} = 1300$  e  $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Calcoli fatti con rendimento politropico costante, 0,85 per il compressore e 0,9 per la turbina



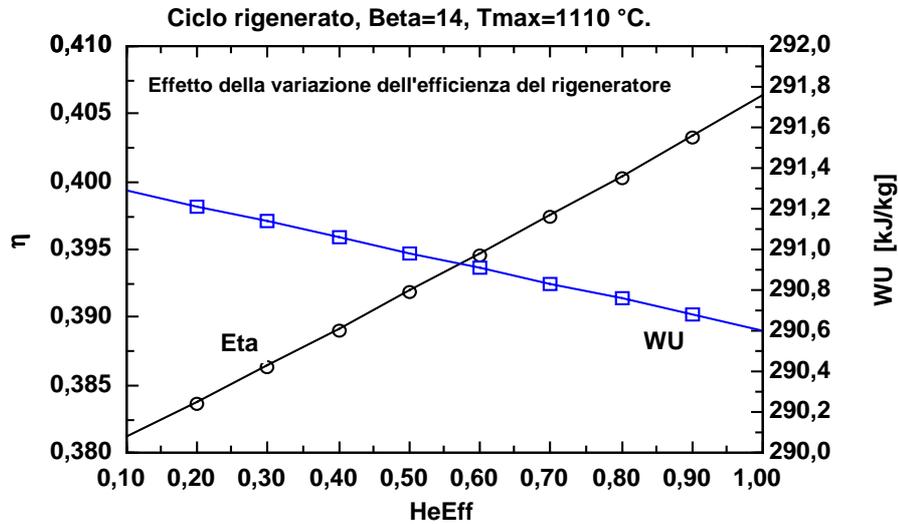
Ciclo semplice (Figure precedenti). Temperatura allo scarico e temperatura di mandata compressore in funzione del rapporto di compressione. Il ciclo non é rigenerabile oltre  $\beta = 20$ .



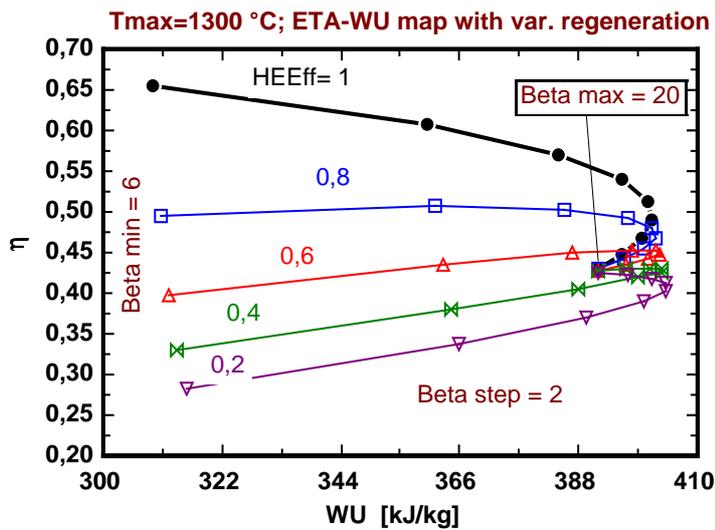
Ciclo semplice, caso precedente. Bilancio indicativo dimensionale delle perdite di exergia in funzione del rapporto di compressione. Turbina da circa 70 MW netti, consumo di combustibile circa 150 MW.

Studi Ees su ciclo rigenerato

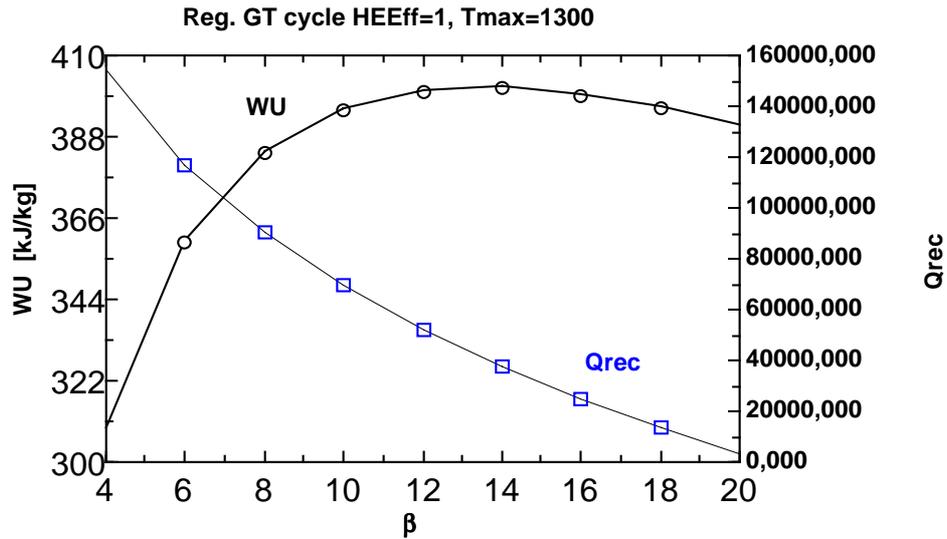
(Grado di rigenerazione = Efficienza del recuperatore)



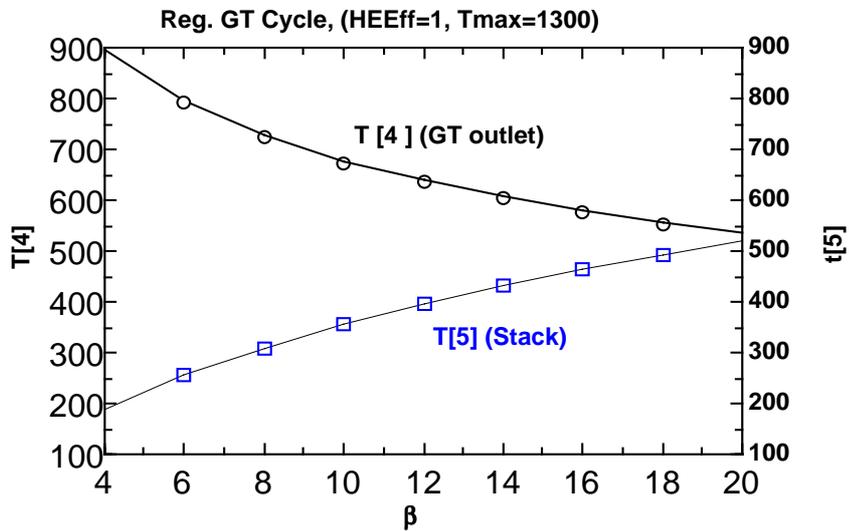
Beta = 14; influenza della variazione del grado di rigenerazione



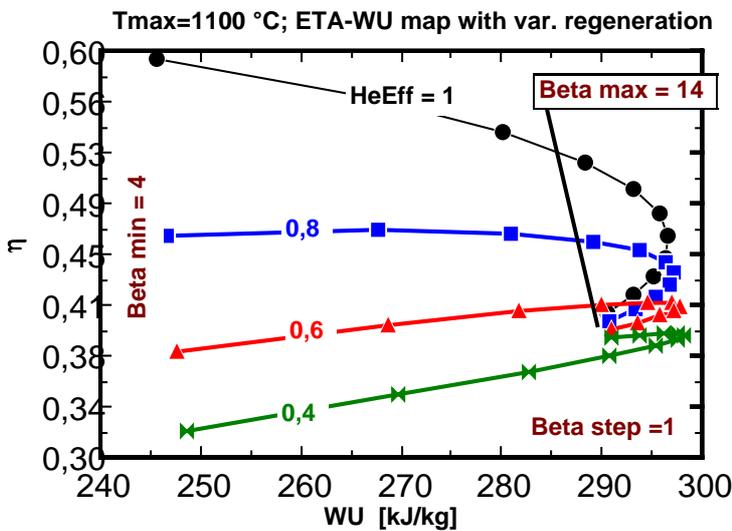
Mappa di turbogas rigenerato, Tmax = 1300 C; effetto di Beta e della variazione del grado di rigenerazione. Trasformazione progressiva nella mappa del ciclo semplice...



Lavoro Utile (Tmax=1300C) e Calore recuperato (kW)



Temperatura scarico turbina ed al camino (Tmax = 1300 C, HEEff =1)



Mappa ripetuta a R variabile per Tmax=1100 C