

MOTORI PER AEROMOBILI

Cap. 2 CICLI DI TURBINA A GAS PER LA PRODUZIONE DI POTENZA (Shaft power cycles)

- E' opportuno suddividere i numerosi tipi di cicli di turbina a gas in due categorie:
 - cicli di turbina a gas per la **produzione di potenza**;
 - cicli di turbina a gas per la **propulsione aeronautica**.
- Una differenza importante tra queste due categorie risiede nel fatto che le prestazioni dei cicli per la propulsione dipendono in modo sostanziale dalla **velocità di volo** e dalla **quota**.
- Queste due variabili non influenzano il calcolo delle prestazioni degli impianti marini e terrestri di cui ci occupiamo brevemente in questo capitolo.
- E' opportuno, prima di procedere, richiamare brevemente il comportamento dei cicli ideali di turbina a gas, i quali richiedono l'assunzione delle seguenti ipotesi (ved. *Gamma-Lentini-Nasuti- Dispense di Propulsione Aerospaziale*):
 - a) i processi di compressione ed espansione sono **adiabatici** e **reversibili**, cioè **isentropici**;
 - b) la variazione di energia cinetica del fluido di lavoro tra ingresso ed uscita di ogni componente è trascurabile;
 - c) non vi sono perdite di pressione attraverso i componenti;
 - d) il fluido di lavoro è un gas perfetto con calori specifici costanti ed ha la stessa composizione lungo tutto il ciclo;
 - e) la portata massica di fluido lungo il ciclo è costante.
- Sotto queste ipotesi, vediamo il comportamento di tre tipi di cicli ideali di turbina a gas.

CICLO SEMPLICE IDEALE

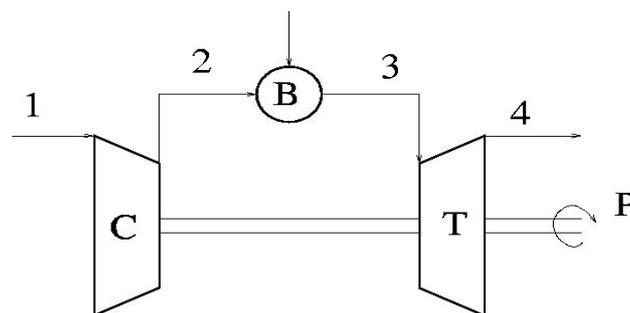


Fig. 2.1

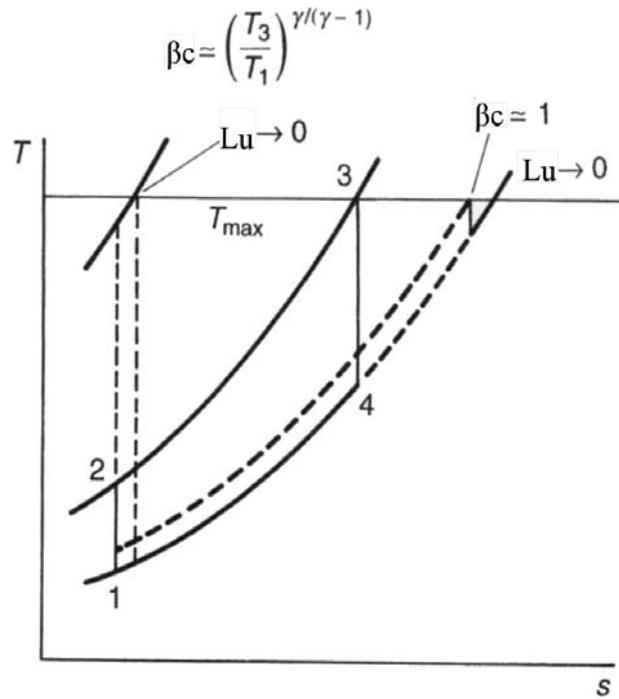


Fig. 2.2

- **Rendimento termodinamico η_t :**

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\beta_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Con

$$\beta_c = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

rapporto di compressione del ciclo.

- Si noti che nel ciclo semplice ideale, il rendimento dipende solo dal rapporto di compressione del ciclo e dalla natura del fluido di lavoro (γ).

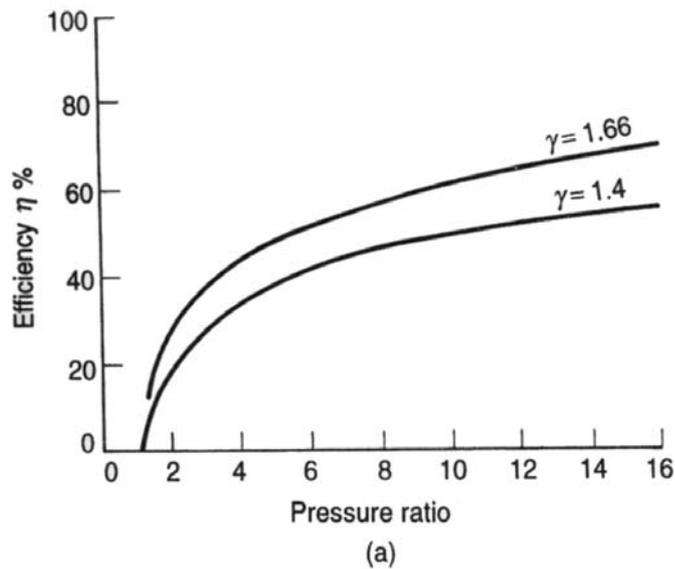


Fig. 2.3

• **Lavoro utile L_u :**

Come si ricorderà (ved. Dispense di Propulsione Aerospaziale), può essere espresso oltre che come:

$$L_u = \eta_{th} Q_e = \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) C_p \left(T_3 - T_1 \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

anche come:

$$L_u = C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1)$$

da cui si ottiene facilmente:

$$\frac{L_u}{C_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Come si ricorderà il lavoro utile L_u si annulla quando:

- $\beta_c = 1$

cioè quando

$$T_1 = T_2 \quad \text{e} \quad T_3 = T_4 \quad (\text{non si ha compressione})$$

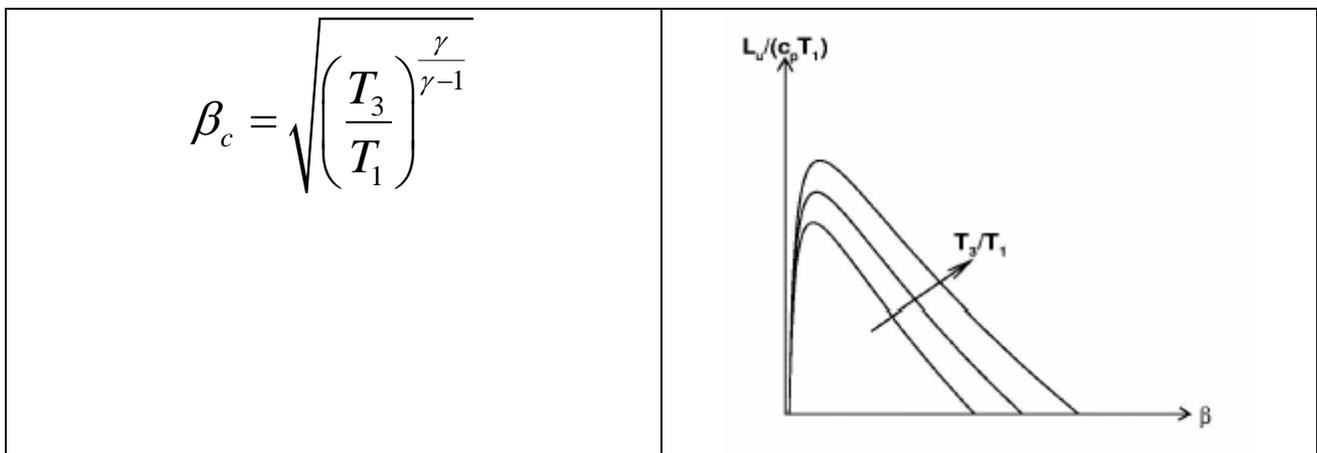
$$\bullet \quad \beta_c = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

cioè quando

$$T_2 = T_3 \quad \text{e} \quad T_4 = T_1 \quad (\text{i processi di espansione e compressione coincidono})$$

Questi risultati possono anche essere visti qualitativamente, esaminando il comportamento nel piano T-S dell'area del ciclo ideale che, come noto, rappresenta il lavoro utile (ved. Fig. 2.2).

- Per valori del rapporto di compressione β_c compresi tra 1 e $(T_3/T_1)^{\gamma/(\gamma-1)}$ il lavoro utile L_u ha un massimo quando il rapporto di compressione è tale che le temperature di uscita dal compressore e dalla turbina sono uguali ($T_2 = T_4$) e questo si verifica quando:



- Per tutti i valori di β_c compresi tra 1 e $\sqrt{\left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$ T_4 è maggiore di T_2 e questo fatto può essere sfruttato per introdurre uno scambiatore di calore che consenta di ridurre il calore introdotto da una sorgente esterna (combustibile), aumentando così il rendimento.

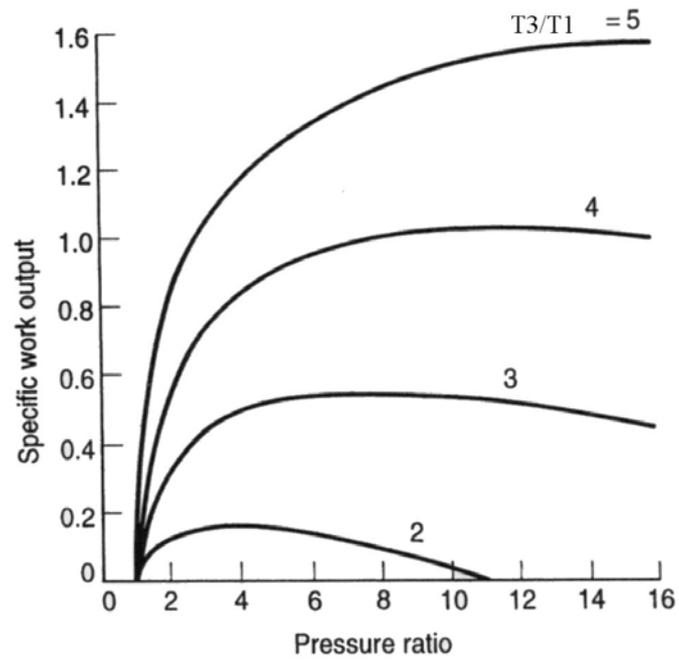


Fig. 2.4

CICLO IDEALE CON RIGENERAZIONE

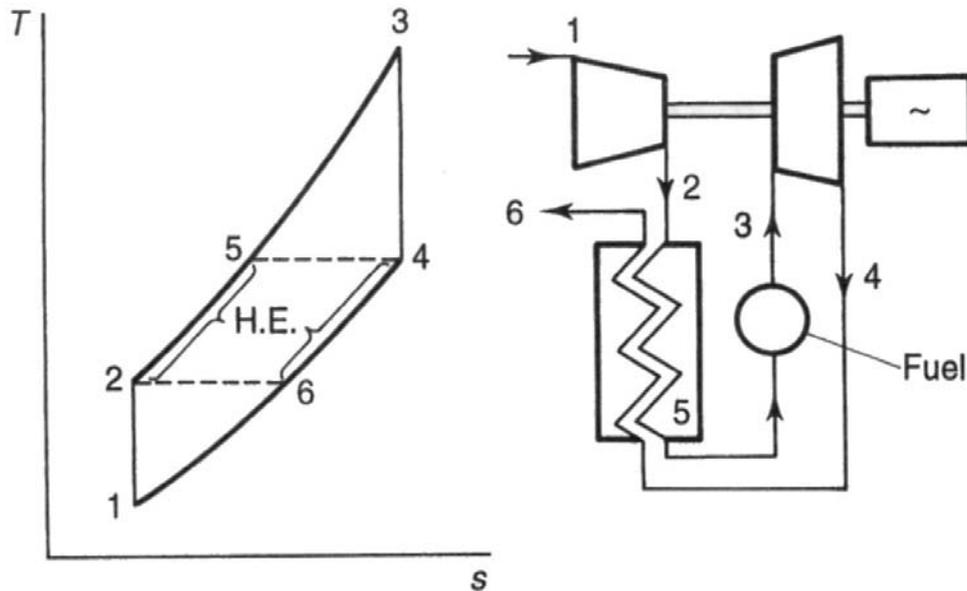


Fig. 2.5

- Consente di ridurre la quantità di calore entrante, a parità di L_u e di T_3 .
- E' uno scambio di calore tra un fluido a bassa pressione (in uscita dalla turbina) e un fluido ad alta pressione (in uscita dal compressore).
- **Grado di Rigenerazione R:** rapporto tra il calore effettivamente scambiato ed il calore teoricamente scambiabile.

Lato aria:
$$R_a = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

Lato gas
$$R_g = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_2}$$

• **Rendimento termodinamico η_t :**

In questo caso si ha:

$$\eta_t = \frac{C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1)}{C_p (T_3 - T_5)} \approx \frac{(T_3 - T_5) - (T_6 - T_1)}{(T_3 - T_5)} =$$

$$= 1 - \frac{T_6 - T_1}{T_3 - T_5} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \times \frac{(T_6/T_1) - 1}{1 - (T_5/T_3)}$$

Ricordando le relazioni isentropiche tra p e T e le proprietà dei cicli simmetrici, si ottiene:

$$\eta_t = 1 - \frac{\beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{(T_3/T_1)}$$

da cui si può notare che:

- a) il rendimento di questo ciclo non è più indipendente dalla temperatura massima del ciclo ma aumenta all'aumentare di T_3 ;
- b) fissato T_3 il rendimento aumenta se il rapporto di compressione diminuisce (perché T_2 e T_4 si allontanano e si può scambiare più calore).

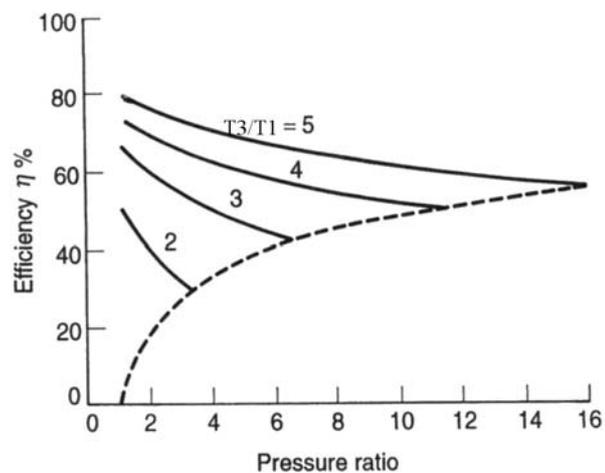


Fig. 2.6

- In Fig. 2.6 tutte le curve partono da $\beta_c = 1$; la curva tratteggiata rappresenta il ciclo base ideale, mentre le curve a tratto intero rappresentano i cicli con rigenerazione, all'aumentare della T_3 (ritenendo T_1 costante).
- Si noti che per $\beta_c = 1$ il rendimento del ciclo base è nullo, mentre quello del ciclo rigenerato è uguale al rendimento del ciclo di Carnot perché il calore viene scambiato tra le temperature estreme del ciclo.
- All'aumentare del rapporto di compressione il rendimento del ciclo rigenerato diminuisce e tende al valore del ciclo base.
- I due rendimenti sono uguali quando:

$$\beta_c = \sqrt{\left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

cioè la stessa condizione che rendeva massimo il lavoro utile del ciclo base, che corrisponde al caso in cui $T_2 = T_4$ (rigenerazione impossibile).

- Oltre questo valore di β_c la T_2 è maggiore della T_4 e quindi lo scambiatore raffredderebbe l'aria uscente dal compressore, anziché riscaldarla.

- **Lavoro utile L_u :**

La pratica della rigenerazione lascia inalterato il lavoro utile del ciclo e le curve di Fig. 2.4 sono ancora valide.

Dall'esame delle Fig. 2.4 e 2.6 si può concludere che, per ottenere un sostanziale aumento del rendimento del ciclo mediante la pratica della rigenerazione:

1. il rapporto di compressione deve essere apprezzabilmente minore di quello che rende massimo il lavoro utile;
2. il rapporto di compressione non deve necessariamente aumentare con la temperatura massima del ciclo.

Si vedrà che nel caso reale la considerazione 1. rimane valida, mentre la 2. richiede cambiamenti.

CICLO IDEALE CON POST-COMBUSTIONE (RICOMBUSTIONE)

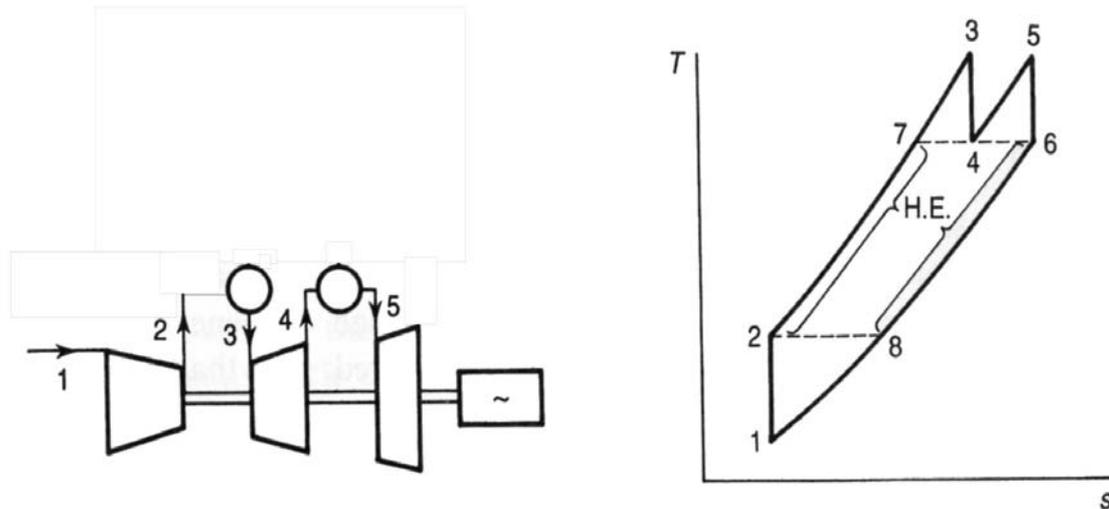


Fig. 2.7

- Si può ottenere un aumento sostanziale del lavoro utile interrompendo l'espansione in turbina ed effettuando una seconda combustione (*reheating*) tra la turbina di alta pressione (HPT) e la turbina di bassa pressione (LPT).
- Nel caso in cui $T_3 = T_5$ la ricombustione si dice uniforme.
- Se si vuole suddividere l'espansione in modo da rendere massimo il lavoro utile, si deve interrompere l'espansione in modo che i rapporti di pressione per le due turbine siano uguali (e quindi anche $\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_5}{T_6}$).
- Il lavoro utile aumenta perché il lavoro di compressione rimane inalterato mentre il lavoro di turbina aumenta per la divergenza delle isobare (ved. Fig. 2.8):

$$(T_3 - T_4) + (T_5 - T_6) > (T_3 - T_{4'})$$

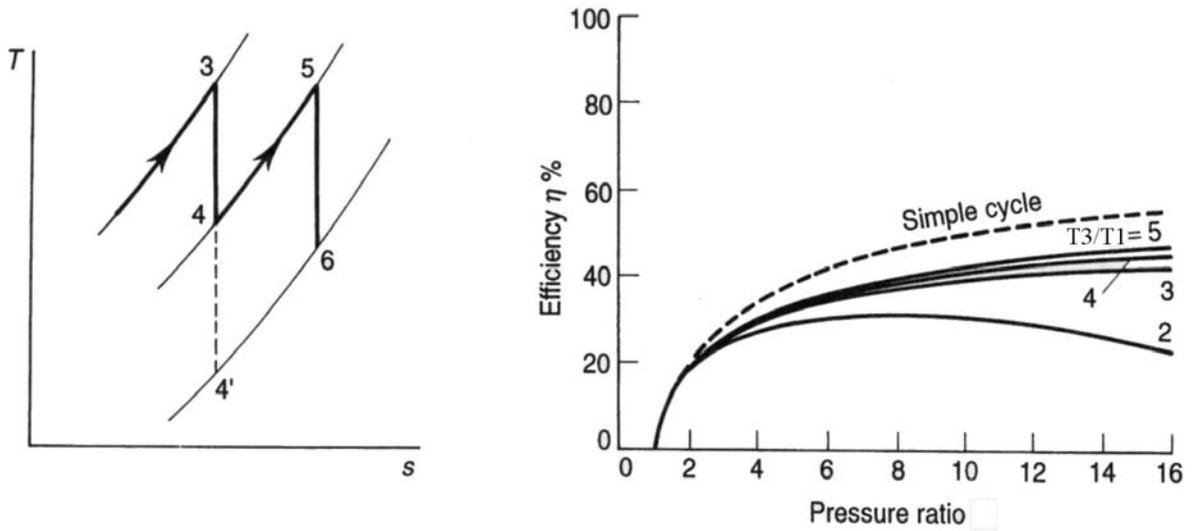


Fig. 2.8

- Il rendimento termodinamico invece diminuisce, come si può notare dalla Fig. 2.8 e dalla considerazione che con la post-combustione si aggiunge al ciclo base un ciclo meno efficiente (4'456 in Fig. 2.8) perché opera con un rapporto di compressione inferiore.
- Si noti anche che la perdita di efficienza è meno marcata all'aumentare della T_3

- Anche dal confronto tra la Fig. 2.9 con la Fig. 2.4 si nota come questa tecnica faccia aumentare il lavoro utile.

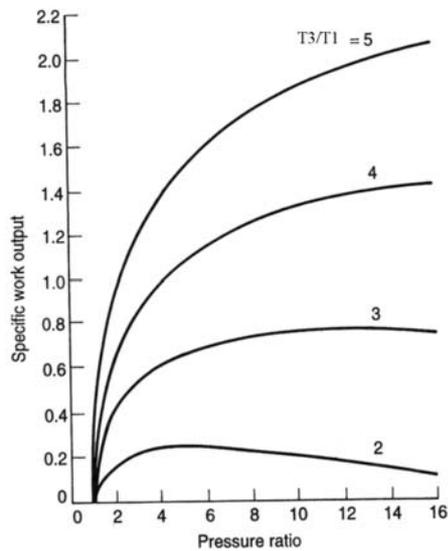


Fig. 2.9

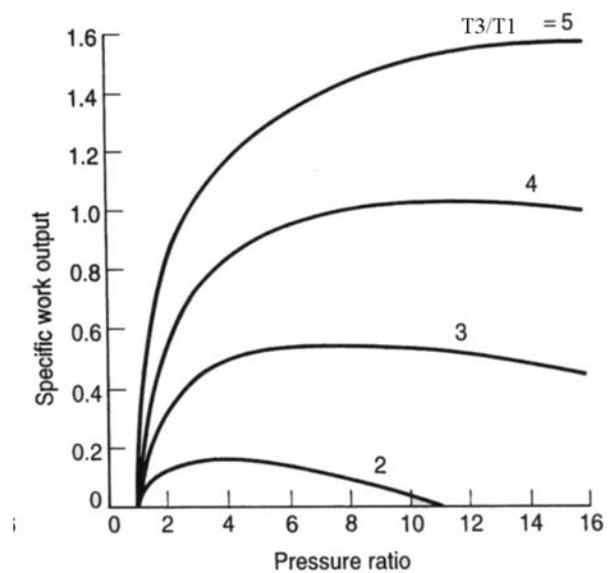


Fig. 2.4

- Se si vuole recuperare la perdita di efficienza dovuta alla ricombustione occorre aggiungere uno scambiatore per effettuare una rigenerazione, come mostrato in Fig. 2.10.

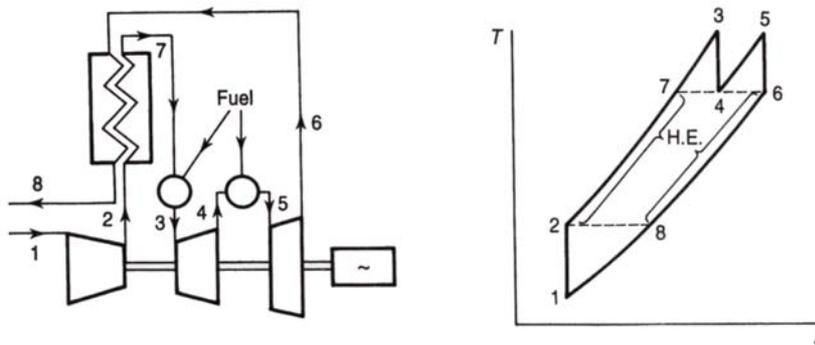


Fig. 2.10

- In questo caso, la maggiore temperatura dei gas di scarico è completamente utilizzata nello scambiatore e l'aumento di lavoro utile non è più penalizzato dall'aumento di calore da introdurre.
- Anche il rendimento aumenta, come si può notare dal confronto tra la Fig. 2.11 e la Fig. 2.6.

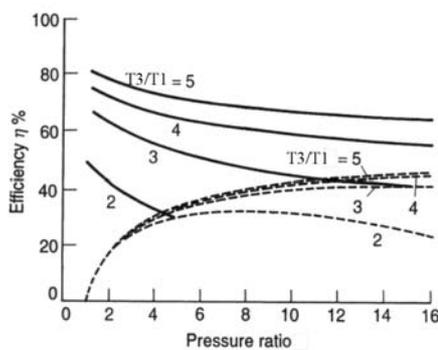


Fig. 2.11

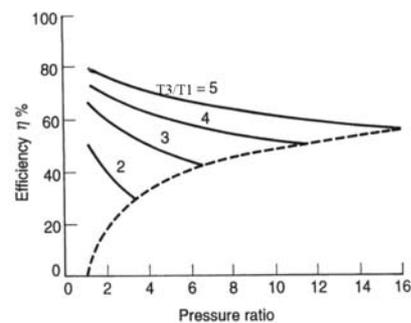


Fig. 2.6

CICLO IDEALE CON INTERREFRIGERAZIONE

- Miglioramenti analoghi, in termini di lavoro utile, a quelli ottenuti con la ricombustione, si possono raggiungere interrompendo la compressione e raffreddando il gas tra il compressore di bassa pressione (LPC) ed il compressore di alta pressione (HPC).
- Assumendo che l'aria sia raffreddata fino a T_1 (interrefrigerazione uniforme) si può dimostrare anche in questo caso che il lavoro utile è massimo (cioè che il lavoro di compressione è minimo) quando i rapporti di compressione dei compressori di bassa e di alta sono uguali.
- L'uso di interrefrigeratori (intercoolers) è contemplato raramente in pratica, perché sono ingombranti e richiedono una grande quantità di acqua di raffreddamento, facendo così perdere uno dei principali vantaggi delle turbine a gas: la compattezza di impianto.
- Le prestazioni sono simili a quelle che si ottengono con la ricombustione (ved. Fig. 2.8 e 2.9), ma leggermente inferiori. Si ricordi a tale proposito che una modifica nella regione di bassa temperatura di un ciclo termodinamico è solitamente meno significativa di una corrispondente modifica nella regione di alta temperatura.
- Come nel caso della ricombustione, l'interrefrigerazione provoca una diminuzione del rendimento termodinamico e solo con l'aggiunta di un rigeneratore si può migliorare sia l'efficienza, sia il lavoro utile ed ottenere curve simili a quelle di Fig. 2.11.

CICLI REALI

Scostamento dal ciclo ideale (ved. Dispense di Propulsione Aerospaziale):

- **Compressione**
 - adiabatica ma non isentropica
- **Combustione**
 - non è isobara
 - aumenta la portata evolvente
 - variano le proprietà del fluido
 - perdite di calore
 - rendimento di combustione
- **Espansione**
 - adiabatica ma non isentropica

Per queste ragioni ed altre ancora che qui non vengono richiamate per brevità, le prestazioni dei cicli reali differiscono da quelle dei cicli ideali, che comunque sono utili perché costituiscono un limite per i cicli reali e consentono calcoli semplificati.

All'atto pratico, nell'effettuare il calcolo del ciclo termodinamico si tiene conto degli scostamenti dal comportamento ideale introducendo opportune perdite di efficienza nei vari componenti dell'impianto.