



# TURBINE A GAS

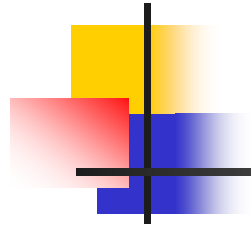


*R. Taccani*

Dipartimento di Ingegneria meccanica  
Università di Trieste

Corso di Impiego industriale dell'energia  
BOZZA AA 2017-2018

- 1 condotto di aspirazione aria
- 2 compressore
- 3 camera di combustione
- 4 espansore
- 5 condotto diffusore di scarico



# Introduzione

---

## ■ Testi di riferimento

Turbine a gas e cicli combinati

G. Lozza

Gas turbine performance

P.P. Walsh, P. Fletcher

Blackwell Science 1998

ENERGY CONVERSION - THE EBOOK

Kenneth C. Weston

<http://www.personal.utulsa.edu/~kenneth-weston/>

Presentazione



# Perché le turbine a gas hanno una potenza specifica superiore rispetto ai MACI?

- Può essere elaborata una portata d'aria superiore dal momento che il flusso è continuo
  - Più aria => più combustibile
  - Più combustibile => più heat release
  - Più calore => più lavoro ( a parità di efficienza)
- **Svantaggi**
- Il compressore è una macchina dinamica che muove l'aria da una zona a bassa pressione ad una ad alta pressione, senza una e vera e propria tenuta come nel pistone/cilindro
  - E' richiesta una progettazione fluidodinamica molto accurata
  - Per trasferire tutta l'energia necessaria le pale devono ruotare molto velocemente
  - Ogni stadio può arrivare a dei rapporti di compressione al massimo 2:1 => sono richiesti molti stadi per elevati salti di pressione

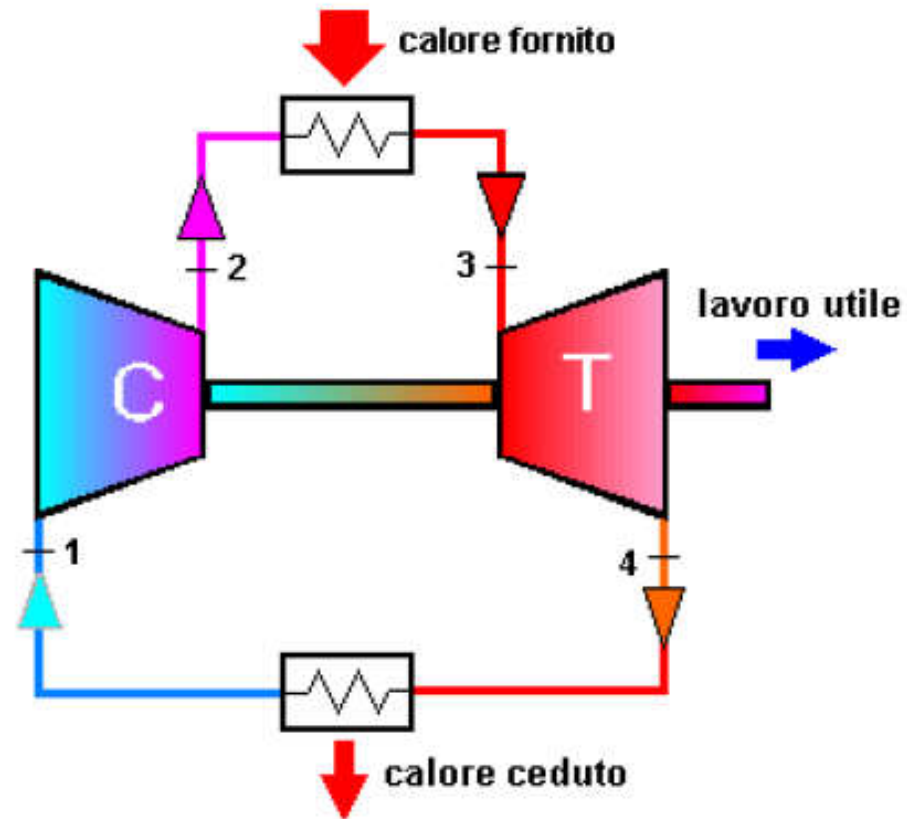


# Perché le turbine a gas hanno una potenza specifica superiore rispetto ai MACI?

- Svantaggi 2
- Dal momento che il flusso è continuo ogni componente a valle della camera di combustione sente una temperatura (alta!) elevata, inoltre l'espansore ruota a velocità elevata (elevati stress)
  - E' necessario prevedere un adeguata (e costoso) sistema di raffreddamento delle parti più sollecitate
  - La temperatura massima raggiungibile dalla turbina (circa 1100 °C) pone un limite sulla portata di combustibile
- Ne risulta che:
  - Le turbine, a parità di potenza, sono più costose



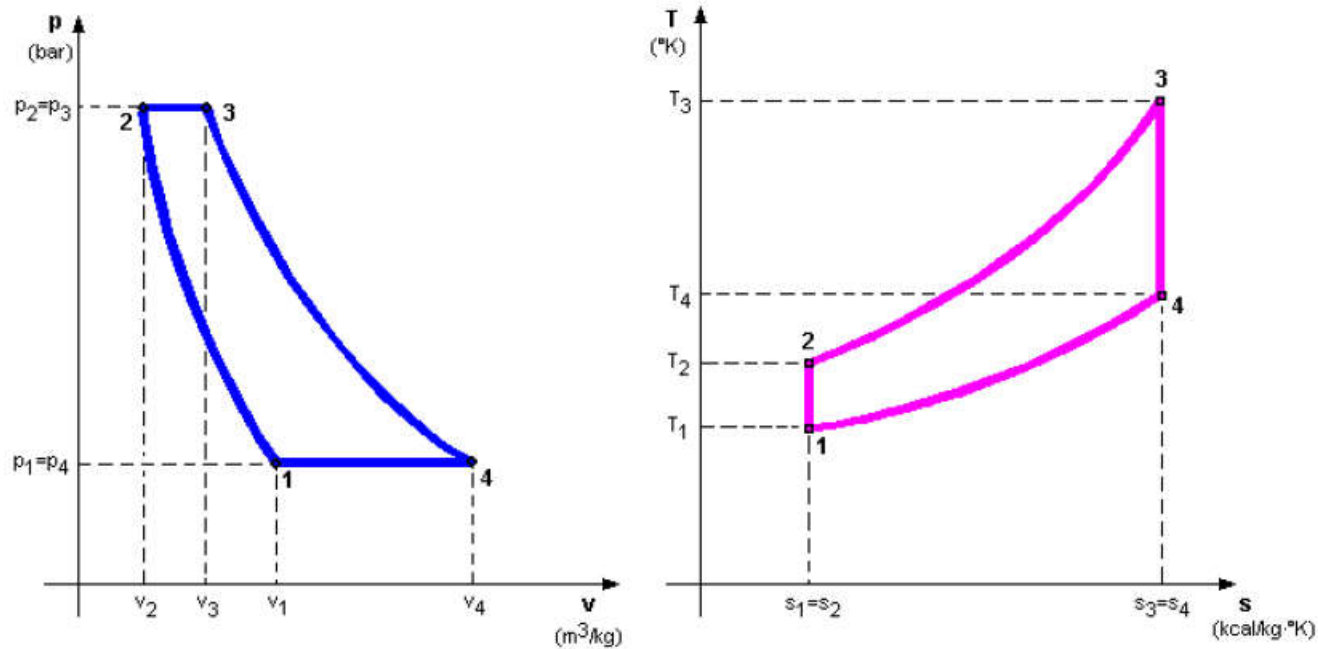
# Schema dell'impianto



# Cicli a gas ideali

I cicli delle turbine a gas hanno come riferimento concettuale il **ciclo Brayton** (o Joule), composto dalle seguenti trasformazioni di un gas:

- una compressione adiabatica, effettuata dal punto 1 al punto 2 nel compressore;
- un riscaldamento a pressione costante (dal punto 2 al punto 3);
- un'espansione adiabatica, effettuata dal punto 3 al punto 4 in turbina;
- una cessione di calore a pressione costante (dal punto 4 al punto 1).

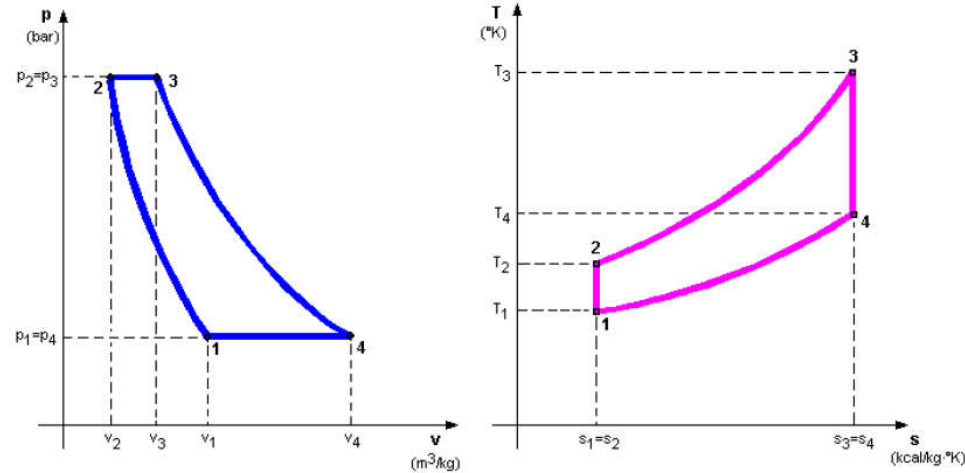


# Rendimento

Denominati:

- $Q_1$  calore fornito tra il punto
- $Q_2$  calore ceduto tra il punto
- $L_C$  lavoro di compressione tra
- $L_T$  lavoro di espansione in tu
- $L_N$  lavoro utile

il rendimento del ciclo ideale è il seguente.



$$\eta = \frac{L_N}{Q_1} = \frac{L_T - L_C}{Q_1} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta = \frac{T_3 \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) - T_2 \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)}{T_3 - T_2}$$



# Rendimento

- Nelle trasformazioni adiabatiche (1-2) e (3-4) valgono le relazioni seguenti:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

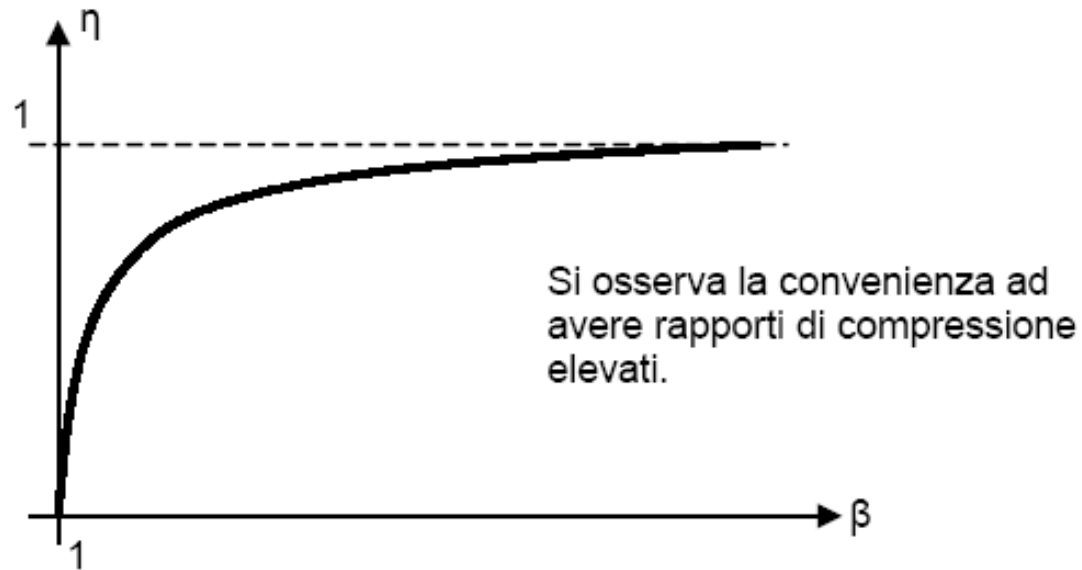
avendo indicato con  $k$  il rapporto tra il calore specifico a pressione costante  $c_p$  e quello a volume costante  $c_v$ . Se si pone:

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad \varphi = \frac{k-1}{k}$$

Otteniamo:

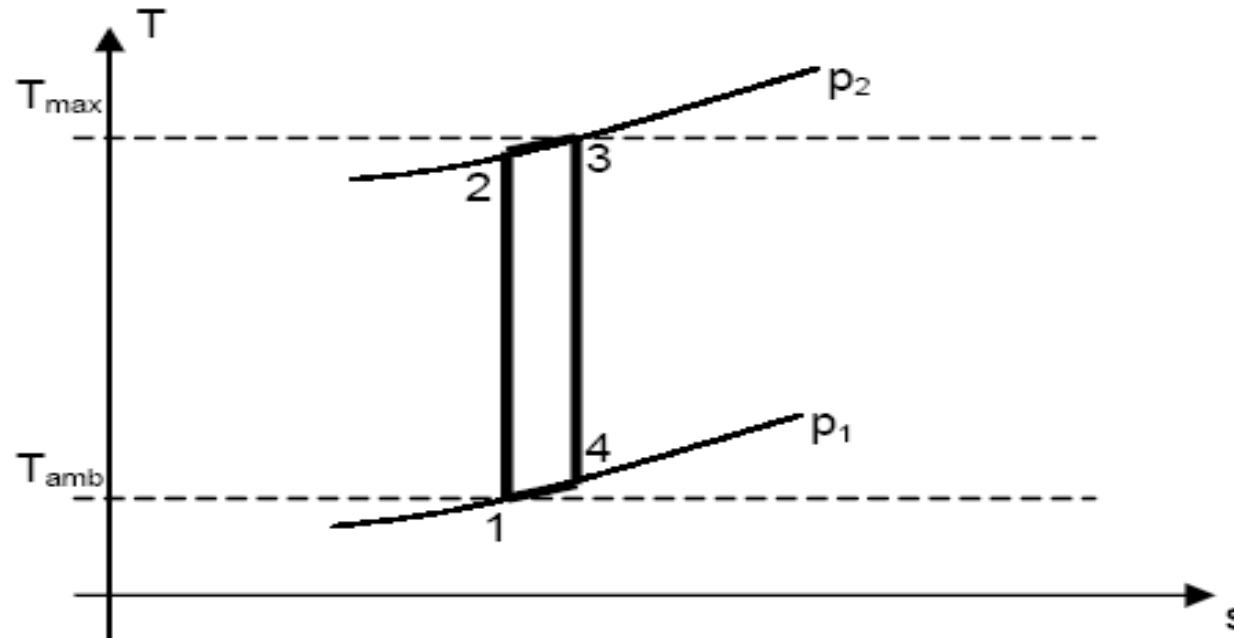
$$\eta = \frac{T_3 \cdot (1 - \beta^{-\varphi}) - T_2 \cdot (1 - \beta^{-\varphi})}{T_3 - T_2} = 1 - \beta^{-\varphi}$$

# Rendimento



Poiché nella pratica le temperature estreme del ciclo risultano fissate (la temperatura inferiore coincide con la temperatura ambiente mentre la temperatura superiore è imposta dalle caratteristiche di resistenza dei materiali impiegati) il rapporto di compressione non può aumentare oltre un certo limite poiché questo significherebbe avere temperatura massima del ciclo oltre il valore ammesso.

# Lavoro specifico massimo



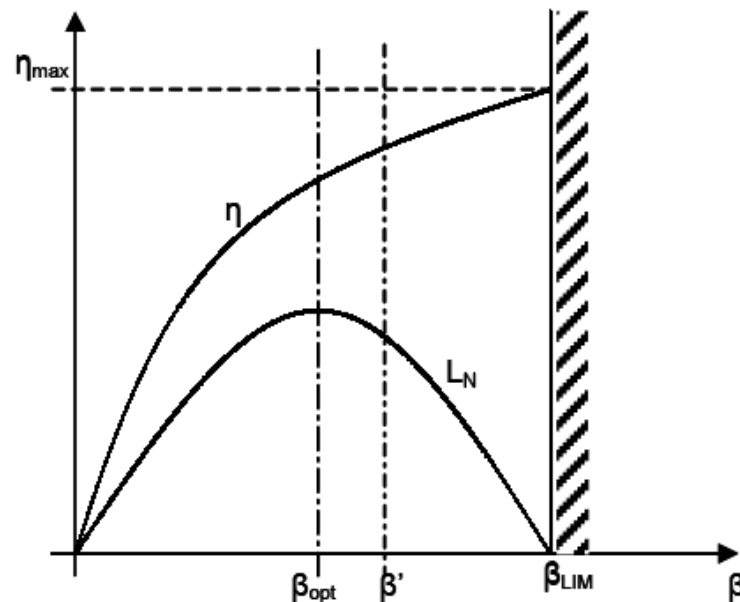
- Per una  $T_3$  fissata si può individuare un rapporto di compressione limite al quale corrisponde il valore massimo di rendimento.
- Gli impianti a gas hanno dei costi fissi che dipendono in larga misura dalla quantità di aria elaborata => è importante quindi operare in condizioni da avere il massimo lavoro specifico

# Lavoro specifico massimo

- Ricordando che:

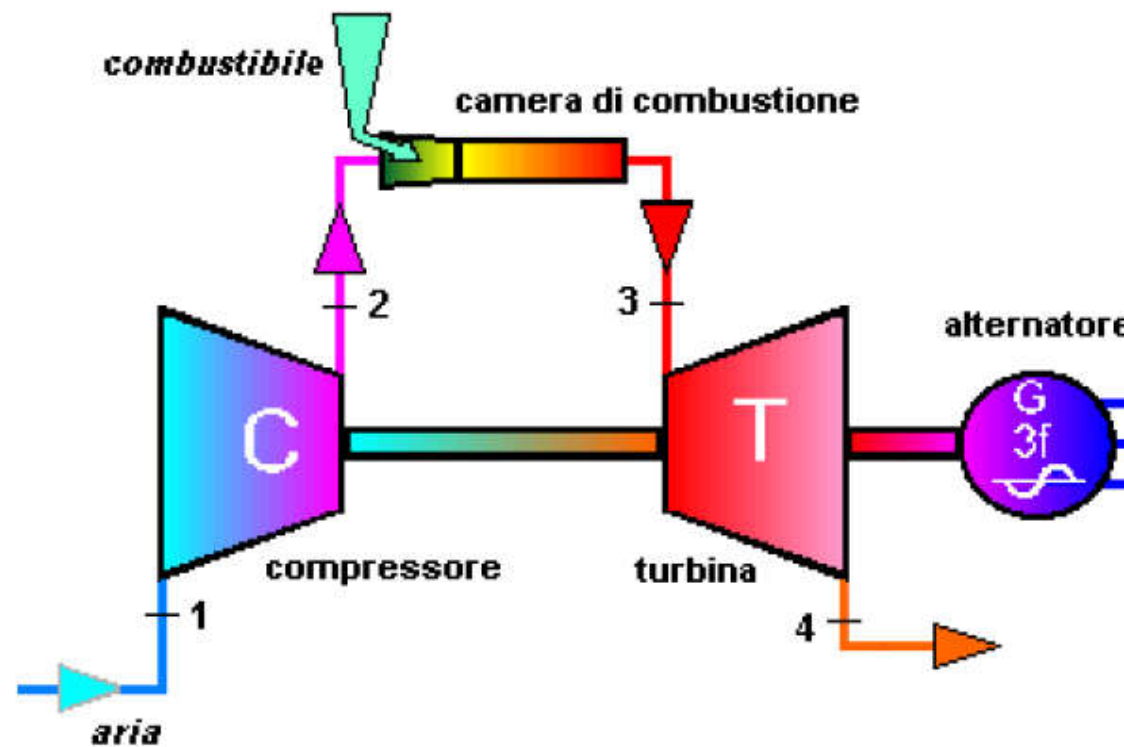
$$L_N = \eta \cdot Q_1 = (1 - \beta^{-\varphi}) \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) = (1 - \beta^{-\varphi}) \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left( \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) = (1 - \beta^{-\varphi}) \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left( \frac{T_3}{T_1} - \beta^\varphi \right)$$

- ...il lavoro è dunque massimo per:  $T_2 = T_4 = \sqrt{T_3 \cdot T_1}$





# Cicli reali aperti



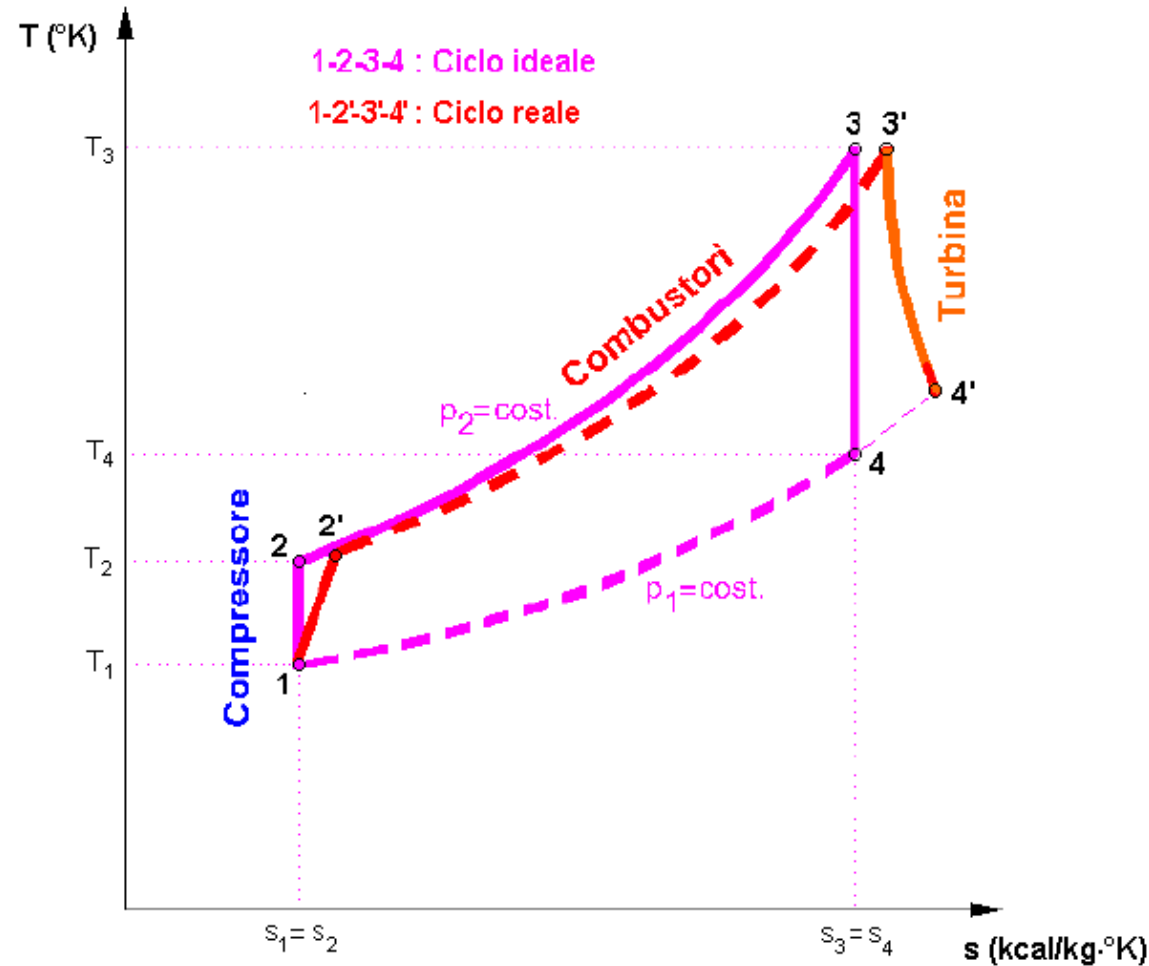


# Processi dissipativi nei cicli reali

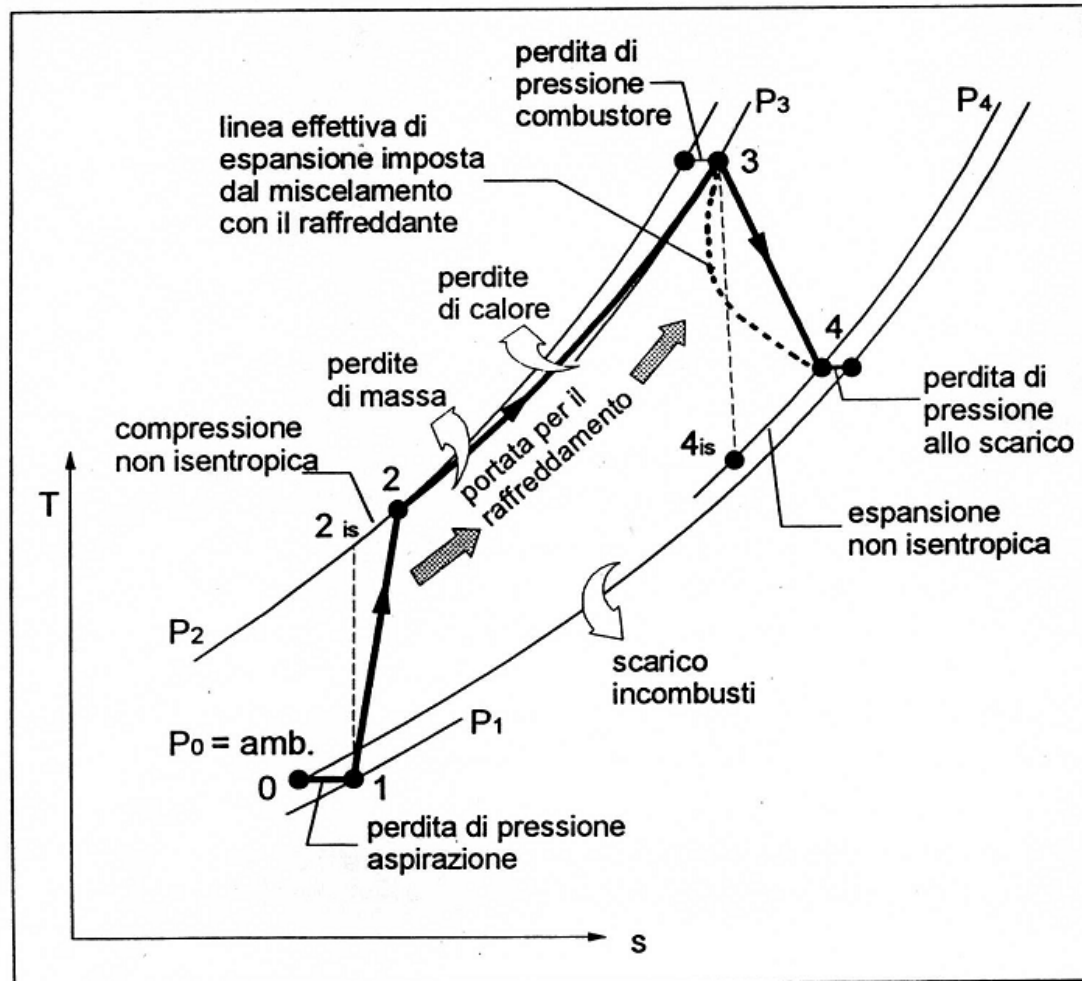
---

- La compressione e l'espansione non sono isoentropiche
- Le trasformazioni 2-3 e 4-1 non sono isobare, ma vi sono numerose perdite di pressione:
  - Aspirazione( filtro e condotti aria)
  - Nel combustore e nei condotti di adduzione alla turbina
  - A valle della turbina (Camino, silenziatori, eventuale componenti per recupero di calore)
- Perdite termiche localizzate nelle varie parti calde della macchina
- Perdite di energia chimica per incompleta ossidazione
- Perdite di massa (p.e. tenute)
- Processi irreversibili legati al raffreddamento delle pale
- Perdite meccaniche (per ventilazione parti rotanti, per attriti cuscinetti, per lubrificazione, per ausiliari...)
- Perdite per trasformazioni En. Mec. in En. El.

# Perdite nei cicli reali

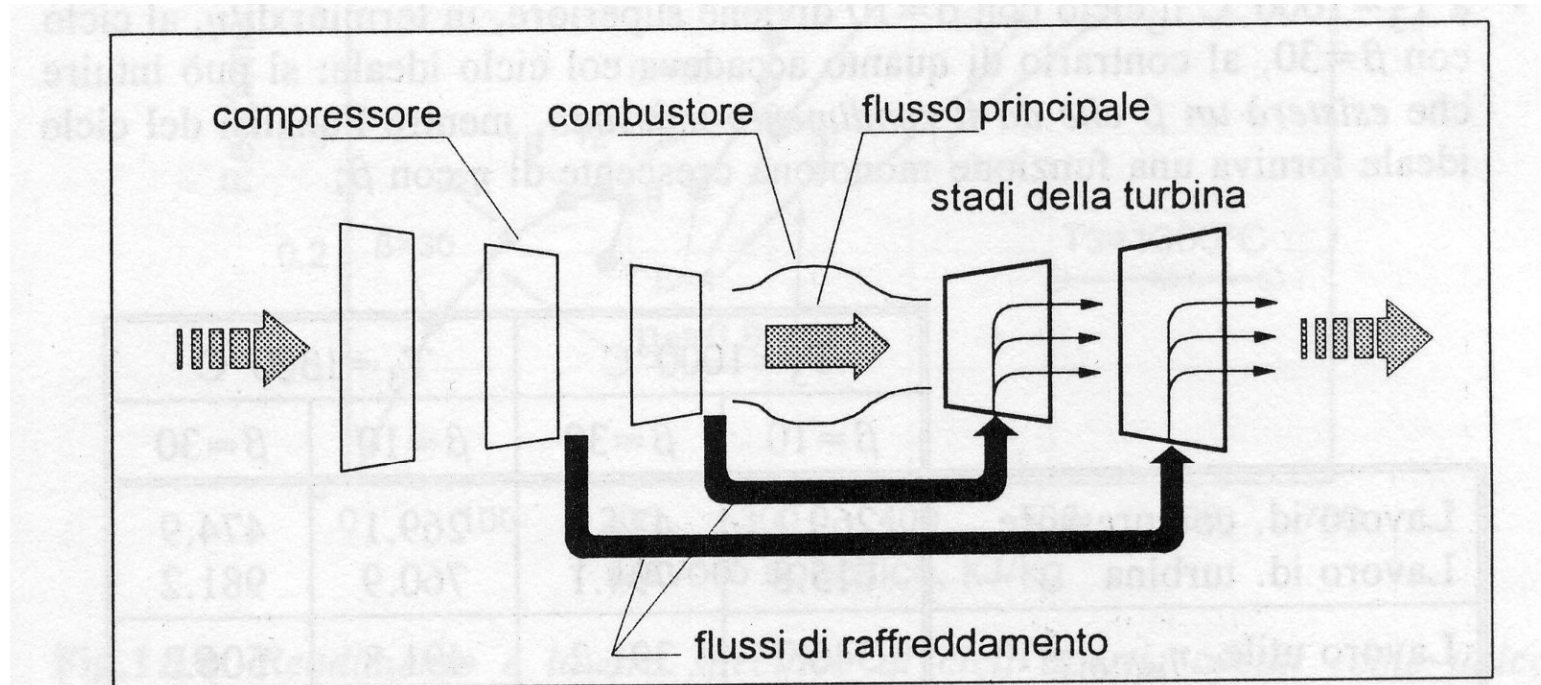


# Ciclo reale



**Fig.1.8:** *Ciclo aperto reale di turbina a gas nel piano T-s e indicazione delle principali ragioni di scostamento dal ciclo ideale.*

# Raffreddamento delle pale



**Fig.1.9:** Concetto di base del raffreddamento a circuito aperto delle pale delle turbine a gas: l'aria prelevata dal compressore agisce come refrigerante nelle pale e viene poi scaricata nel flusso principale di gas combusti.

[Lozza]



# Influenza rendimento T e RC

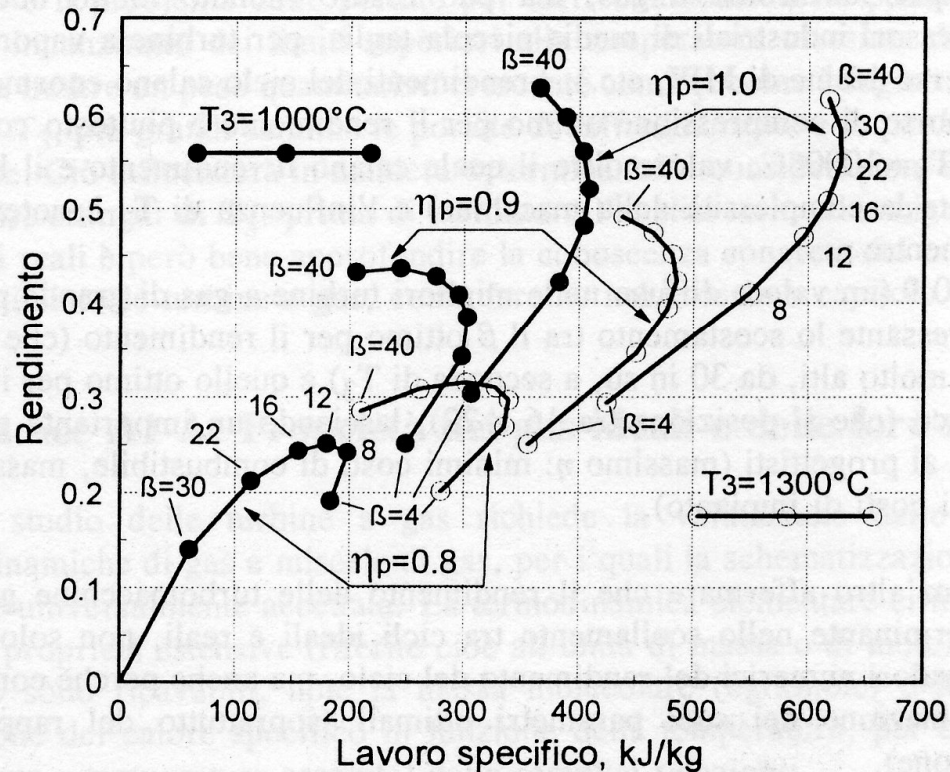
	$T_3 = 1000^\circ\text{C}$		$T_3 = 1300^\circ\text{C}$	
	$\beta = 10$	$\beta = 30$	$\beta = 10$	$\beta = 30$
Lavoro id. compressore	269.1	474.9	269.1	474.9
Lavoro id. turbina	615.8	794.1	760.9	981.2
Lavoro utile, $\eta_{is(t,c)} = 1$	346.7	391.2	491.8	506.3
Lavoro utile, $\eta_{is(t,c)} = 0.85$	206.9	116.2	330.2	275.3
Rendimento, $\eta_{is(t,c)} = 1$	.4821	.6216	.4821	.6216
Rendimento, $\eta_{is(t,c)} = 0.85$	.2876	.2263	.3236	.3380

*Tab.1.1: Influenza del rendimento adiabatico di turbina e compressore su rendimento e lavoro utile di cicli chiusi con gas perfetto biatomico avente  $MM=29$ . Lavori in kJ/kg.*

[Lozza]

# Rendimento e lavoro specifico

N.B. la  $T_3$  influenza in modo importante il rendimento del ciclo reale!



**Fig.1.10:** Rendimento e lavoro specifico di cicli aperti, aventi come unico scostamento dal ciclo ideale il rendimento politropico della turbina e del compressore (posti a 0.8, 0.9 e 1). Sono stati considerati diversi rapporti di compressione (da 4 a 40) per due valori di temperatura massima  $T_3$ .

[Lozza]





# Lavoro specifico ciclo reale

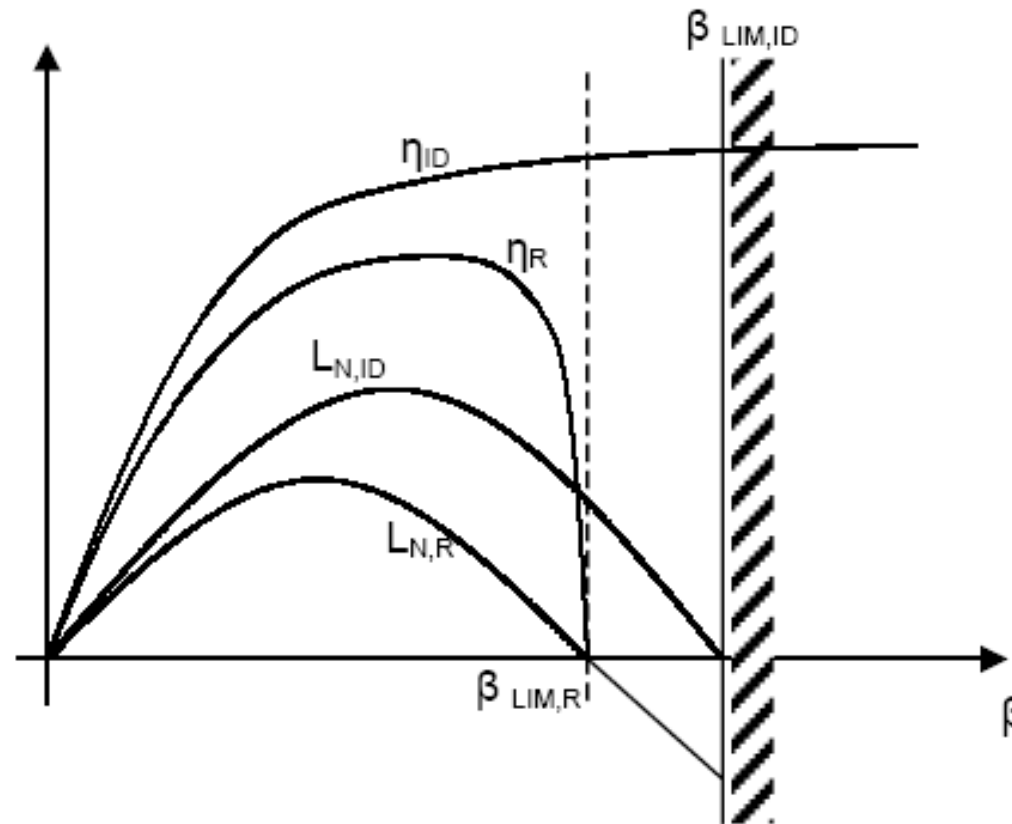
---

$$L_{C,R} = h_2 - h_1 = \frac{h_{2,IS} - h_1}{\eta_{C,IS}} = c_p \cdot (T_2 - T_1) = c_p \cdot \frac{T_{2,IS} - T_1}{\eta_{C,IS}} = \frac{c_p \cdot T_1 \cdot (\beta^\phi - 1)}{\eta_{C,IS}}$$

$$L_{T,R} = h_3 - h_4 = (h_3 - h_{4,IS}) \cdot \eta_{T,IS} = c_p \cdot (T_3 - T_4) = c_p \cdot (T_3 - T_{4,IS}) \cdot \eta_{T,IS} = c_p \cdot T_3 \cdot (1 - \beta^\phi) \cdot \eta_{T,IS}$$

$$\eta_R = \frac{L_{T,R} - L_{C,R}}{Q_{1,R}}$$

# Perdite nei cicli reali



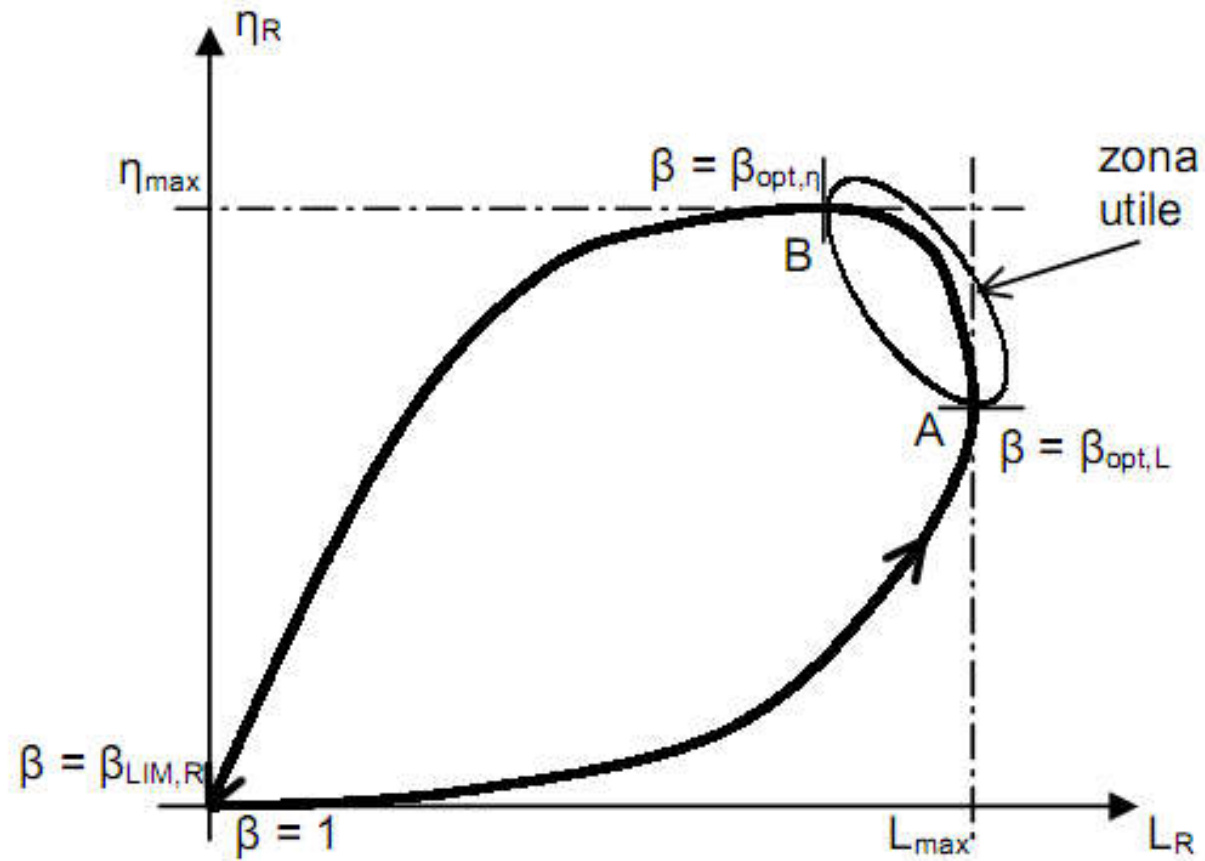
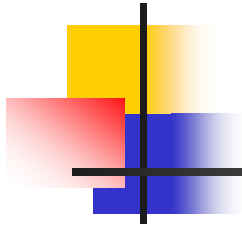


# Rendimento e lavoro specifico

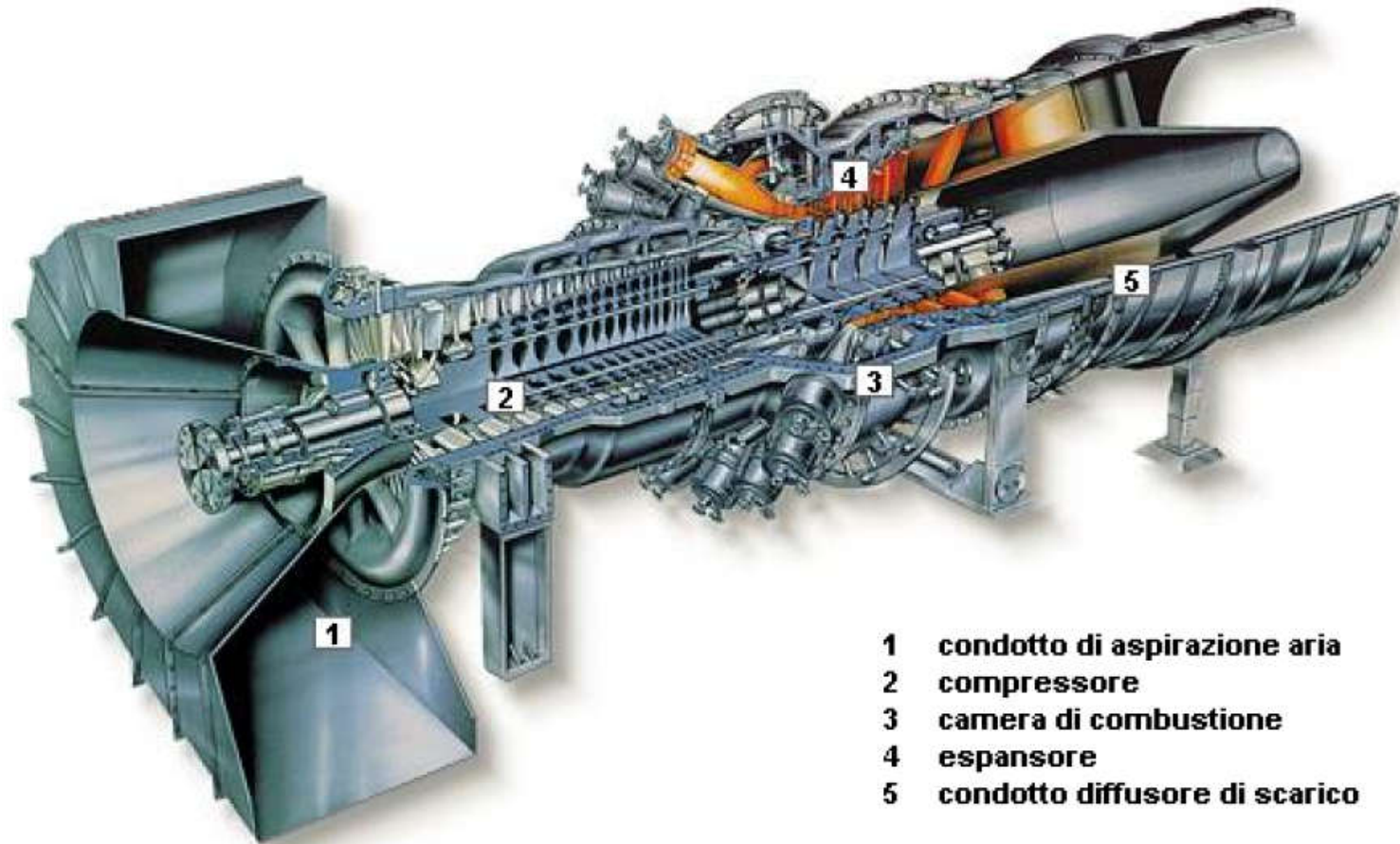
---

Le macchine che ottimizzano il rendimento saranno impiegate per svolgere compiti di carico di base, avendo costi fissi riferiti ad un grande numero di ore di funzionamento: in questo modo assumeranno maggior peso i costi di gestione, che dovranno essere minimizzati aumentando il rendimento del turbogas.

Viceversa le macchine che ottimizzano il lavoro utile saranno impiegate per svolgere compiti di carico di punta con basso numero di ore di funzionamento, avendo minori costi fissi ma rendimento inferiore: il loro ridotto funzionamento renderà impossibile la distribuzione dei costi fissi su di un gran numero di ore di funzionamento e dunque occorrerà limitare il più possibile soluzioni inizialmente costose, in quanto non verrebbero adeguatamente sfruttate. Il ridotto numero di ore di funzionamento renderà poi poco incidente sul bilancio economico complessivo il fatto di avere un consumo specifico di combustibile superiore ad altre macchine.

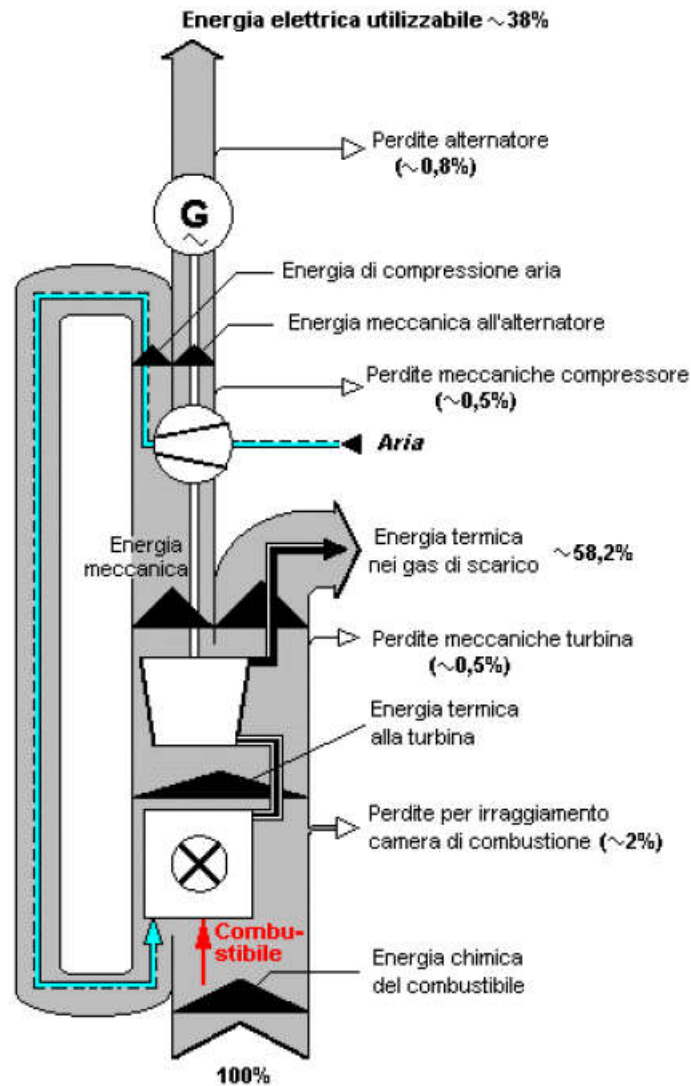


# Funzionamento delle TG



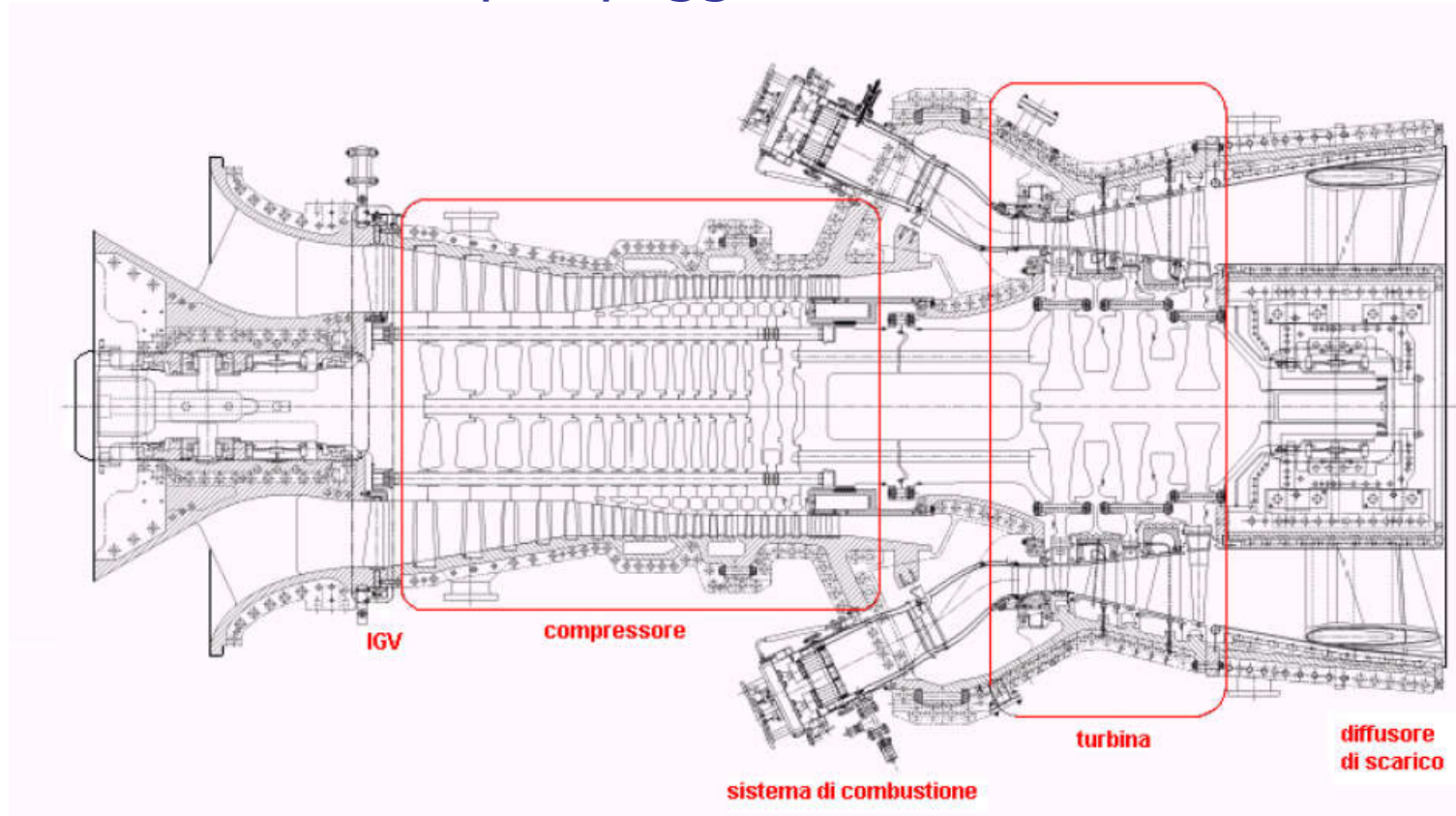
- 1** condotto di aspirazione aria
- 2** compressore
- 3** camera di combustione
- 4** espansore
- 5** condotto diffusore di scarico

# Bilancio energetico



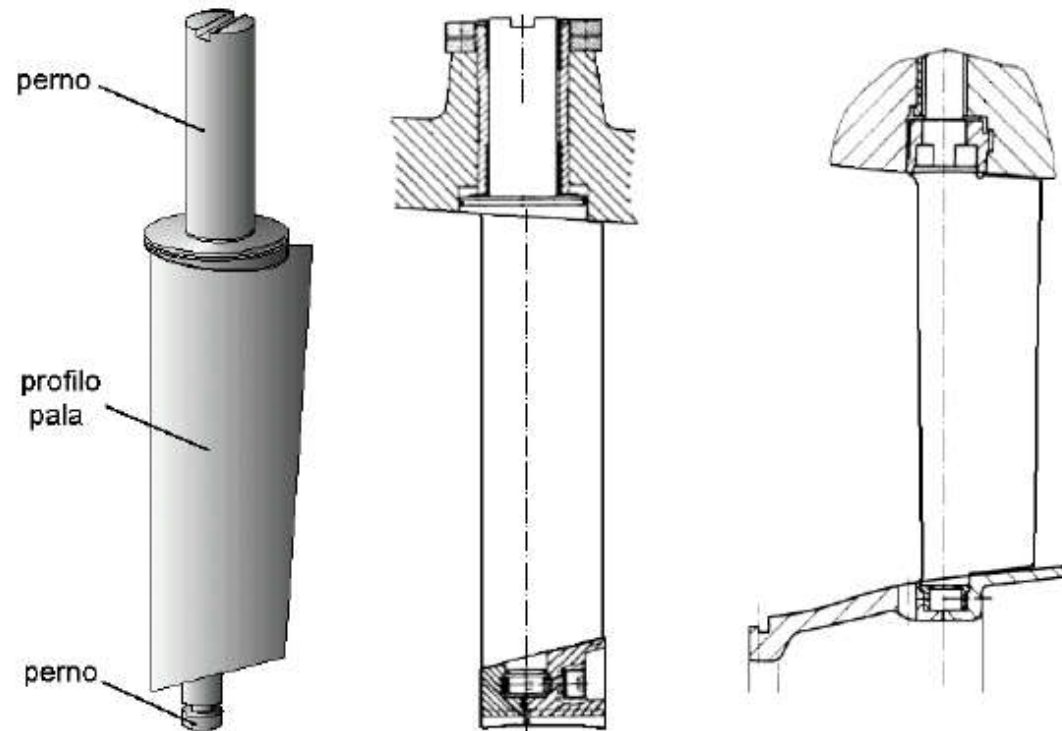
# Il compressore

- Normalmente assiale
- Progetto fluidodinamico
- Stallo e pompaggio



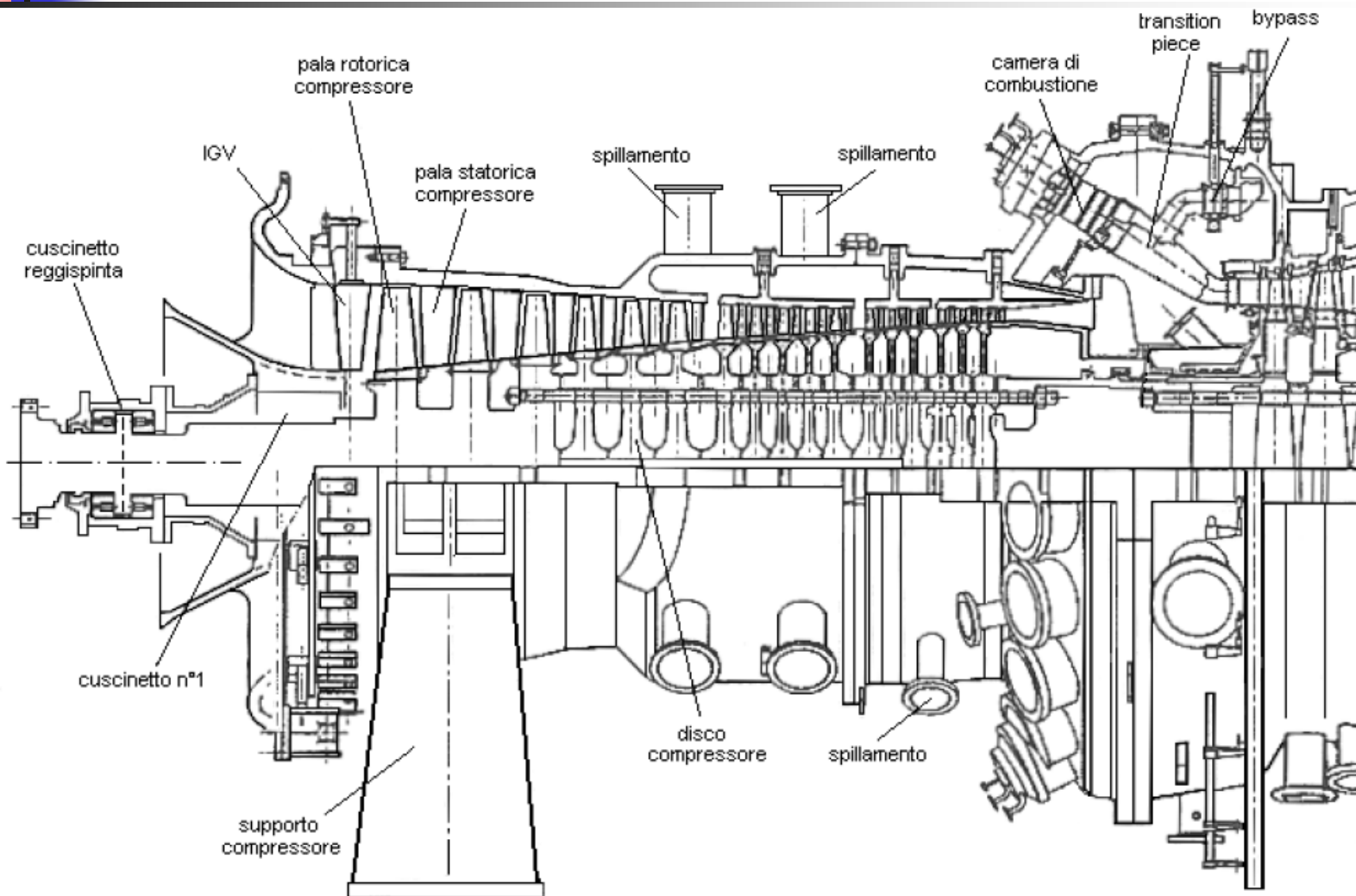


# Caratteristiche costruttive - Compressore



**Inlet Guide Vanes**

# Caratteristiche costruttive - Compressore



# Compressore centrifugo

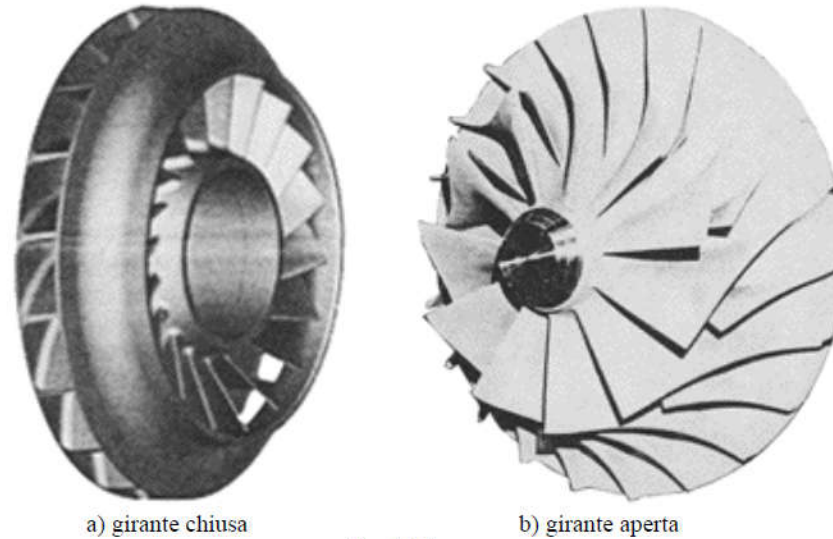
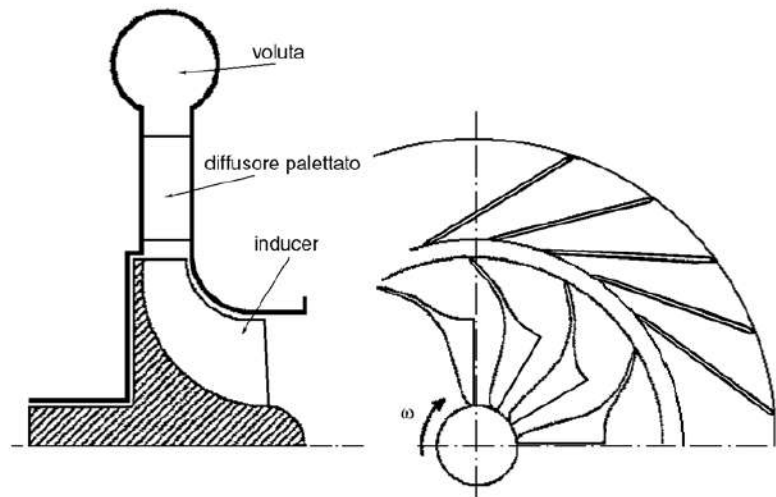
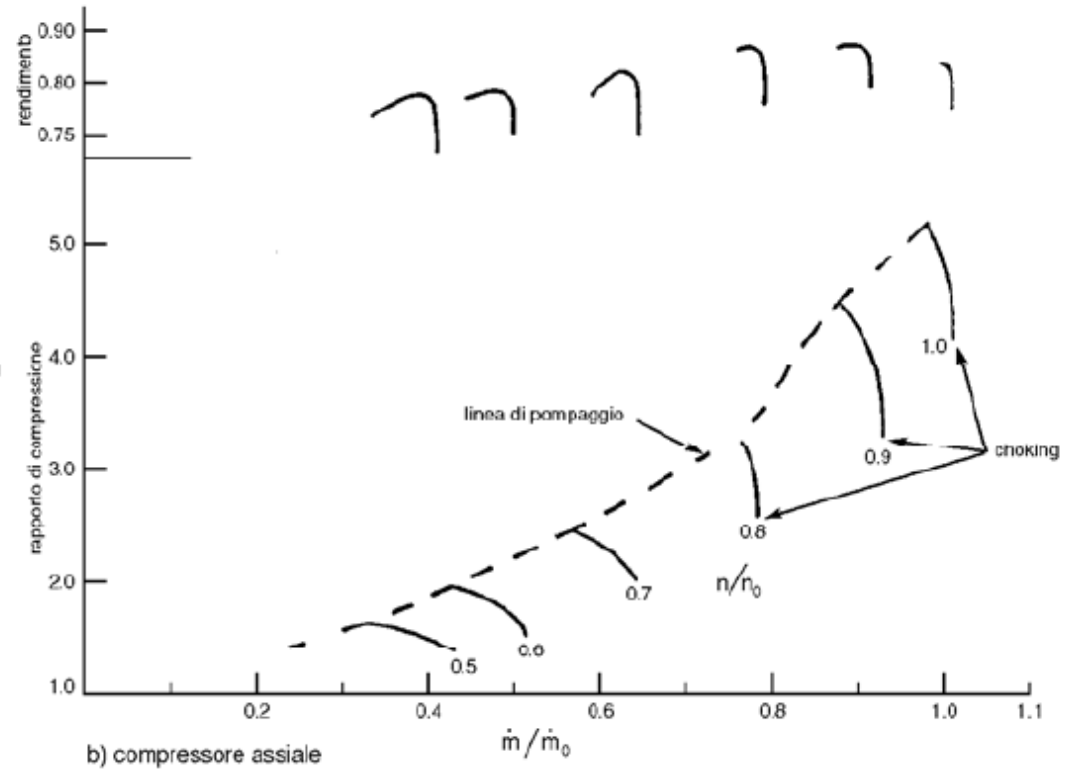
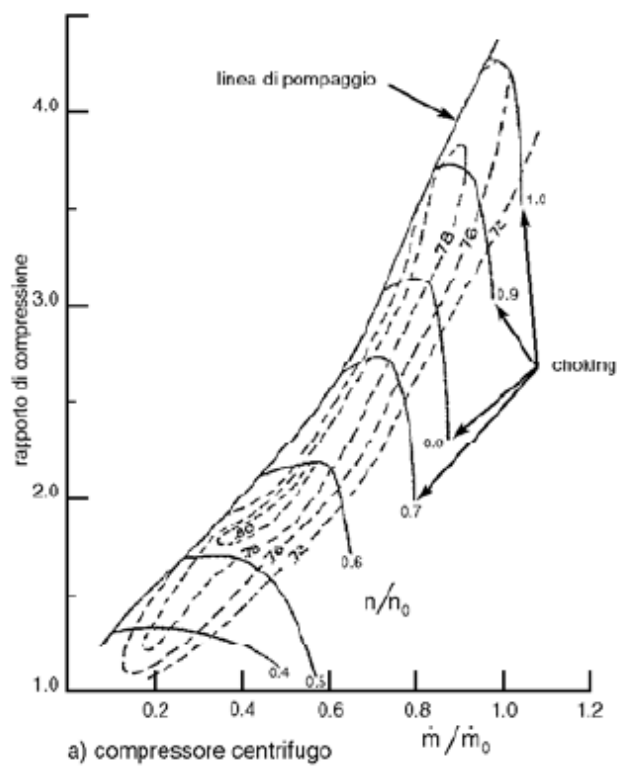


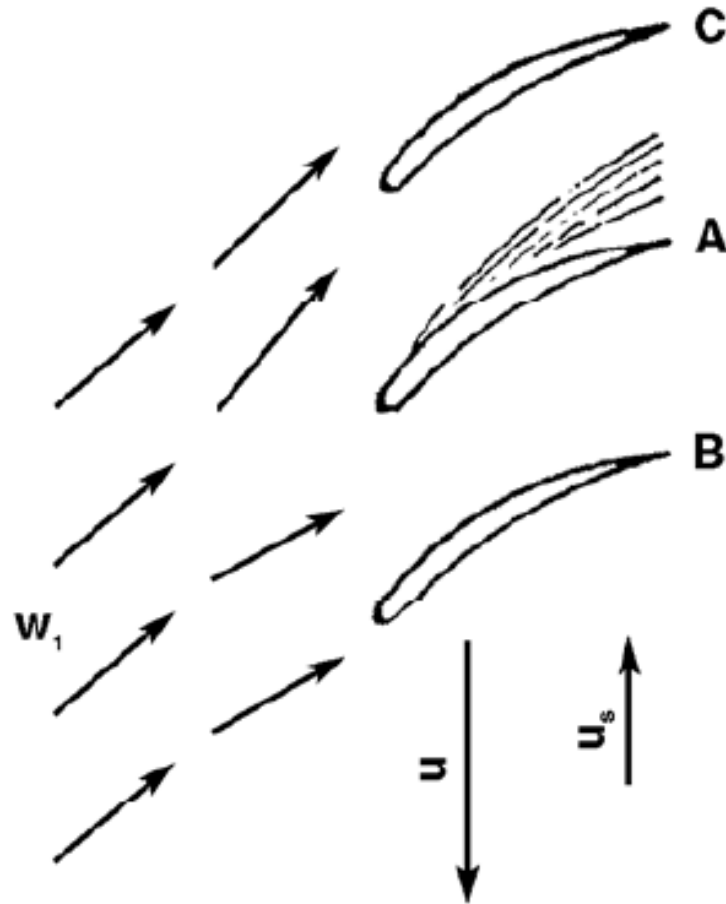
Fig. 11.7



# Stallo e pompaggio



# Stallo e pompaggio





# Camera di combustione

---

Il combustore ha il compito di innalzare la temperatura del ciclo mediante il calore generato dalle reazioni di ossidazione del combustibile. Poiché la temperatura raggiunta dai gas combusti è limitata dalla resistenza dei materiali, la quantità di combustibile utilizzata è notevolmente inferiore a quella corrispondente ad una combustione stechiometrica dell'aria uscente dal compressore.



# Camera di combustione

---

- Per esempio, supponendo la temperatura dell'aria all'uscita del compressore pari a  $400^{\circ}\text{C}$  e utilizzando come combustibile il metano, la combustione ideale stechiometrica porterebbe i gas combusti ad una temperatura di circa  $2430^{\circ}\text{C}$ , ben al di là dell'attuale tecnologia costruttiva delle turbine a gas.





# Camera di combustione

---

- Il raggiungimento di una temperatura di 1300°C richiede invece 45 kg di aria per 1 kg di metano, contro un rapporto stechiometrico di 17,235 kg di aria per kg di metano. Nelle turbine a gas infatti il rapporto di equivalenza  $\lambda$  (quantità di aria effettiva rispetto a quella stechiometrica) risulta essere compreso tra 2,5 e 3,5 per contenere l'aumento di temperatura nel combustore. Conseguentemente, il tenore di ossigeno presente nei gas combusti è assai elevato (mediamente intorno al 15% in volume) e rende possibile utilizzare lo scarico di tali gas come comburente in ulteriori processi di combustione.



# Camera di combustione

---

Mantenere la combustione in presenza di elevati eccessi d'aria può di fatto risultare problematico, poiché esiste un limite inferiore di infiammabilità di una miscela aria/combustibile.

Occorre quindi creare nella camera di combustione una zona, detta *zona primaria*, in cui affluisce solo una parte dell'aria comburente, in modo da realizzarvi un rapporto aria/combustibile sottostechiometrico, per ridurre la formazione degli ossidi di azoto.

La rimanente portata d'aria verrà introdotta nella *zona secondaria*, dove completa l'ossidazione del combustibile a valle della zona primaria, e quindi nella *zona di diluizione*, dove l'aria viene aggiunta per ottenere una temperatura dei gas combusti adeguata per l'ammissione in turbina.



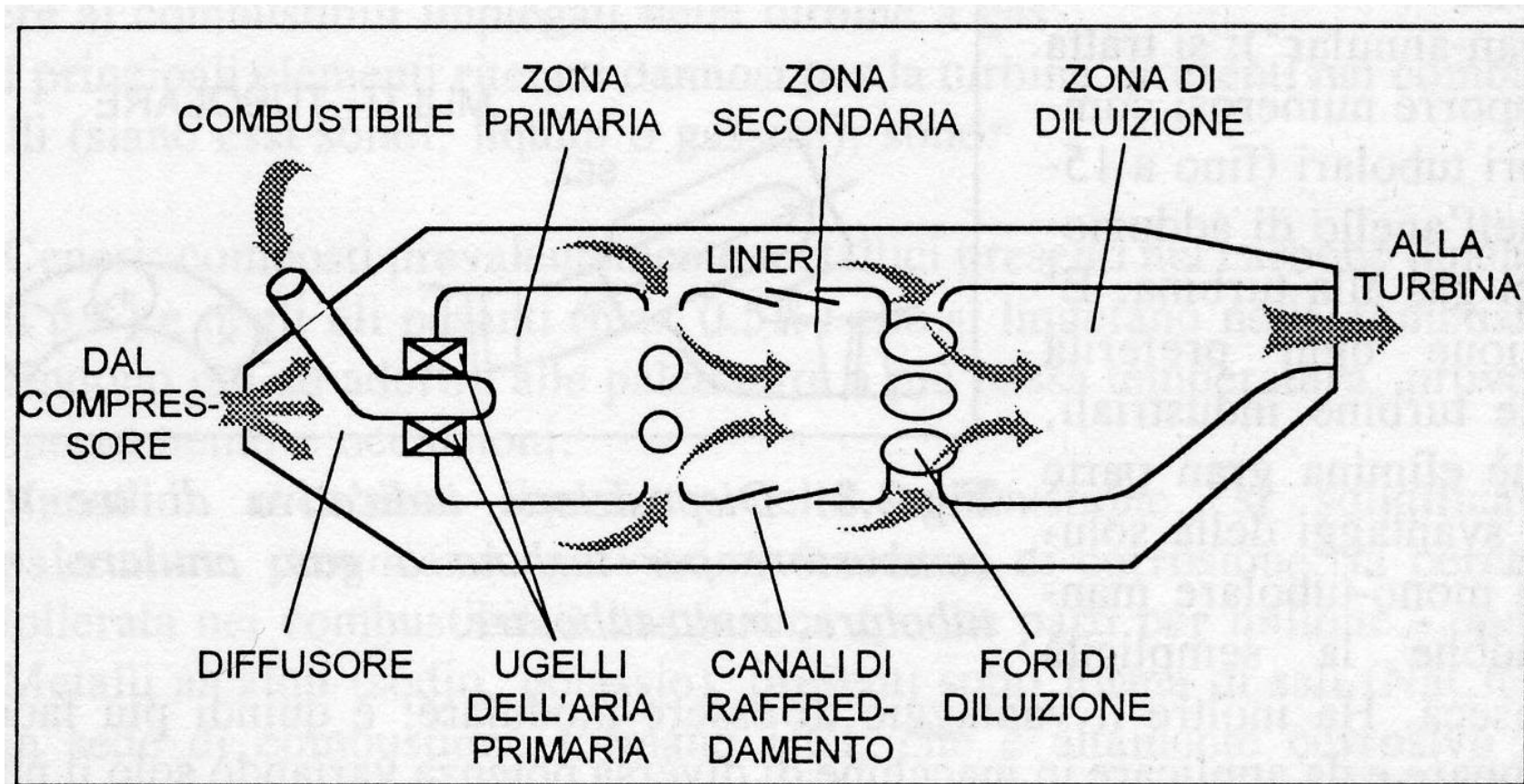
# Camera di combustione

---

Tutto ciò è realizzato da un "*liner*", ovvero un cilindro forato, che contiene dapprima la fiamma e permette poi il passaggio dell'aria di diluizione attraverso i suoi fori.

Il liner è raffreddato al suo esterno dal flusso di aria di diluizione.

# Camera di combustione



[Lozza]

# Camera di combustione

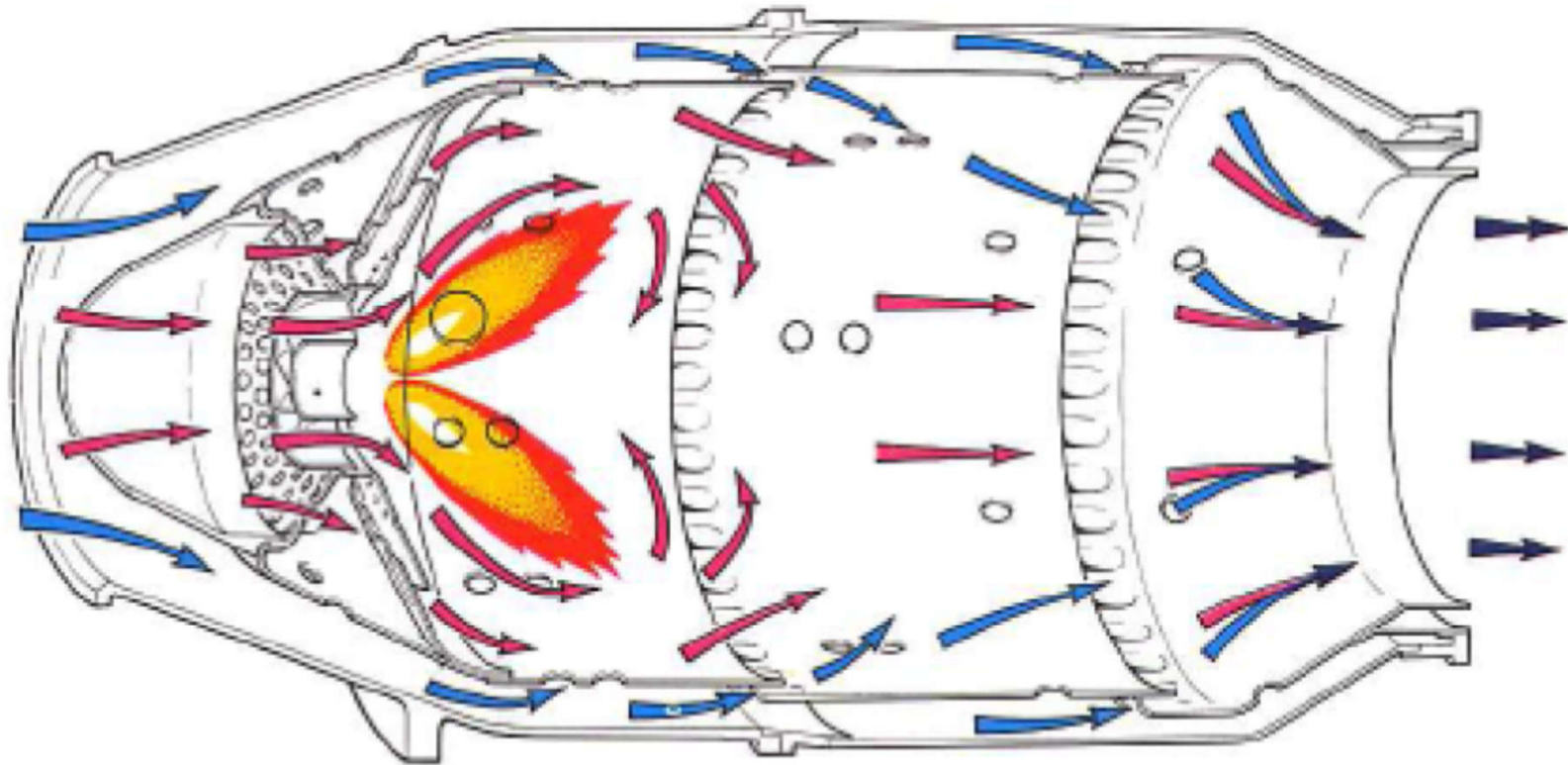
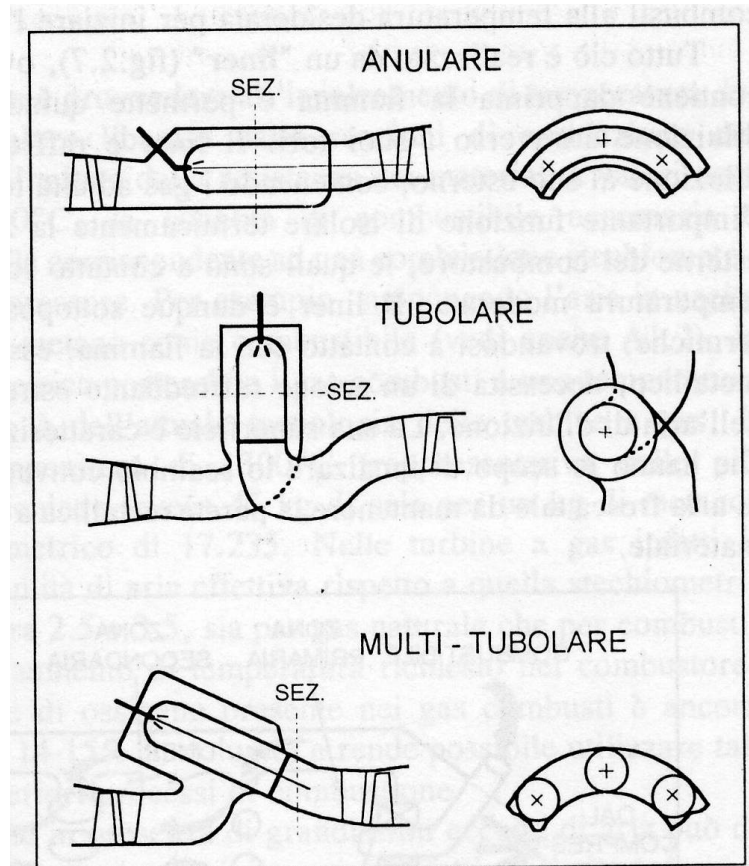


Fig. 4-3 Flame stabilizing and general airflow pattern.

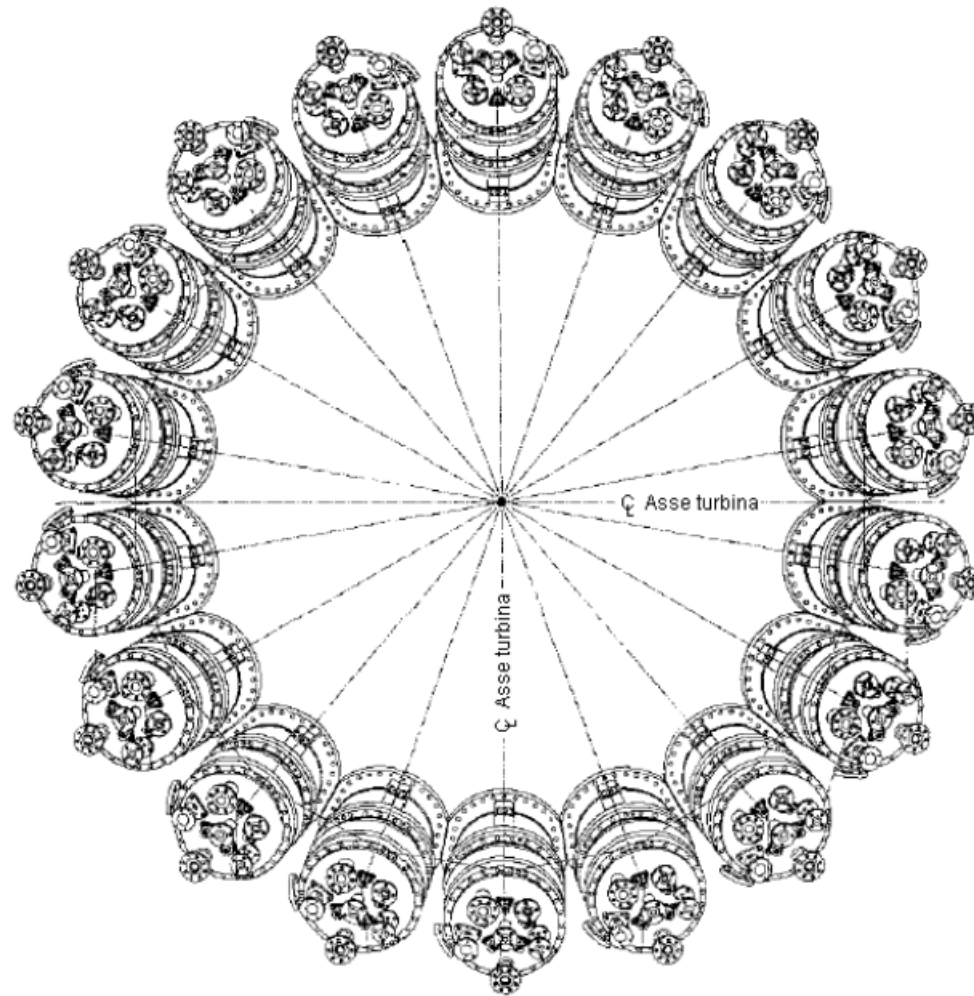


# Camera di combustione



**Fig.2.8:** *Disposizione indicativa di tre tipi di combustore per turbina a gas: anulare, mono-tubolare, multi-tubolare.*

# Caratteristiche costruttive - Combustori





# Combustibili per le turbine a gas

---

- Le TG sono motori a combustione INTERNA. E' pertanto necessario che i gas non siano chimicamente e fisicamente aggressivi nei confronti della turbina e del combustore, ovvero non comportino fenomeni di
  - corrosione
  - erosione
  - sporcamento ed intasamento





# Combustibili per le turbine a gas

---

- I principali elementi ritenuti dannosi per la turbina sono:
- Ceneri: composti prevalentemente metallici presenti nel carbone e negli oli pesanti (t fusione 1200 °C). Tendono a risolidificarsi sulla palettatura
- Vanadio: fenomeni di corrosione anche a pochi ppm
- Metalli alcalini: (sodio e potassio) presenti sotto forma di Sali. Corrosivo
- Zolfo: corrosivo sotto forma di H<sub>2</sub>S
- Idrocarburi pesanti: (asfalteni, composti gommosi): danno problemi di intasamento nei sistemi di adduzione del combustibile



# Combustibili per le turbine a gas

---

- Posizionamento dei combustibili per impiego diretto nelle TG:
  - Carbone: impossibile (si gas sintetici derivati – vedi più avanti)
  - Oli combustibili pesanti (residui lavorazione greggio): uso possibile se:
    - Additivazione + lavaggi frequenti
    - Adeguato sistema di alimentazione
    - Accettare derating
  - Olio greggio: possibile (come prima)
  - Distillati (Nafte, kerosene, gasolio): adatti per prop. aeronautica
  - Gas naturale: combustibile di eccellenza per applicazioni stazionarie
  - Gas da petrolio liquefatti (propano, butano): ottimi ma costo elevato
  - Gas sintetici da carbone, da biomasse, gas di cokeria: richiedono ottimo filtraggio

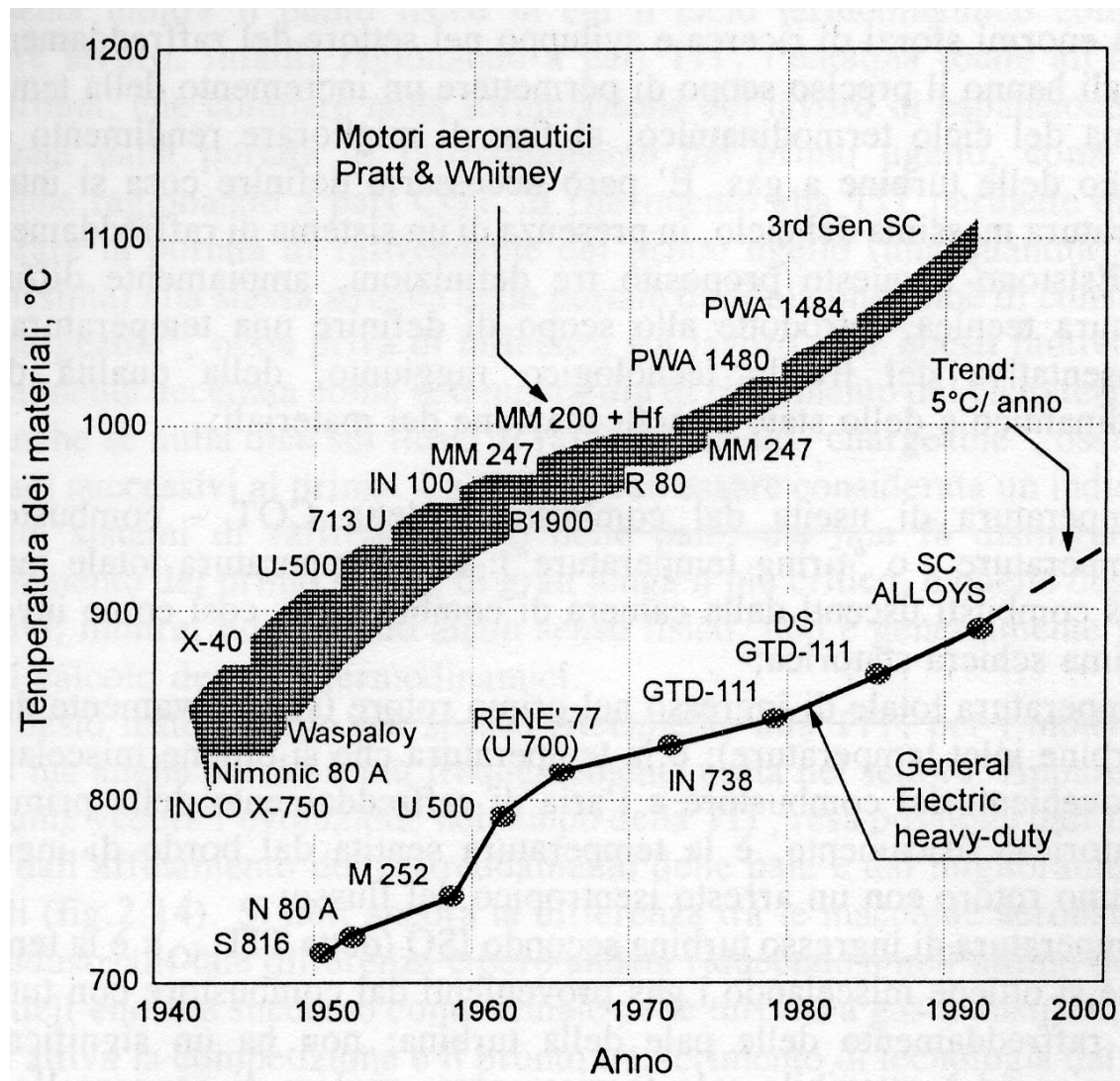


# Definizione di TIT

---

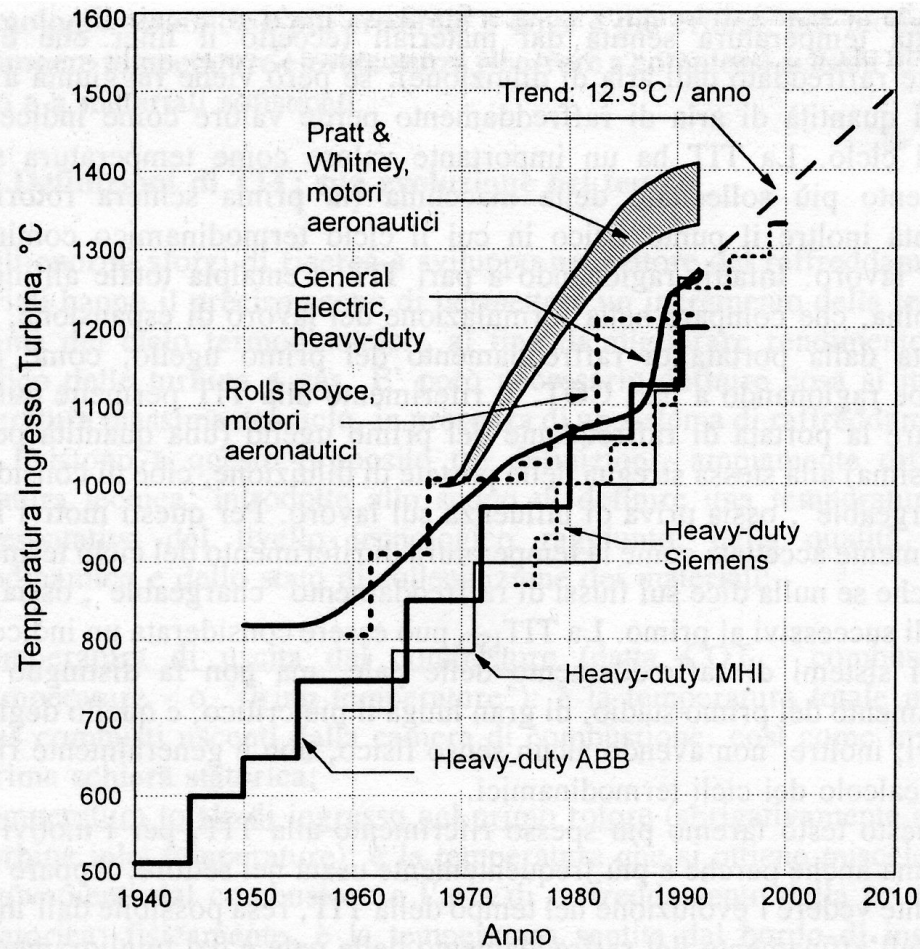
- Temperatura di uscita del combustore (COT – Combustor Outlet Temperature, o “Firing Temperature”) è la temperatura totale media dei gas combusti uscenti dalla camera di combustione, così come investono la prima schiera statorica
- Temperatura totale di ingresso al primo rotore (TIT Turbine Inlet Temperature): è la temperatura che si ottiene miscelando i gas provenienti dal combustore e l’aria di raffreddamento della prima schiera statorica; fisicamente è la temperatura sentita dal bordo di ingresso del primo rotore con un arresto isoentropico del flusso.
- Temperatura di ingresso turbina secondo ISO (TITiso): è la temperatura che si ottiene miscelando i gas provenienti dal combustore con tutti i flussi di raffreddamento delle pale della turbina; non ha significato fisico preciso ed è ottenibile solo teoricamente.
  
- $COT > TIT > TIT_{iso}$

# Andamento temperatura dei materiali



[Lozza]

# Andamento TIT

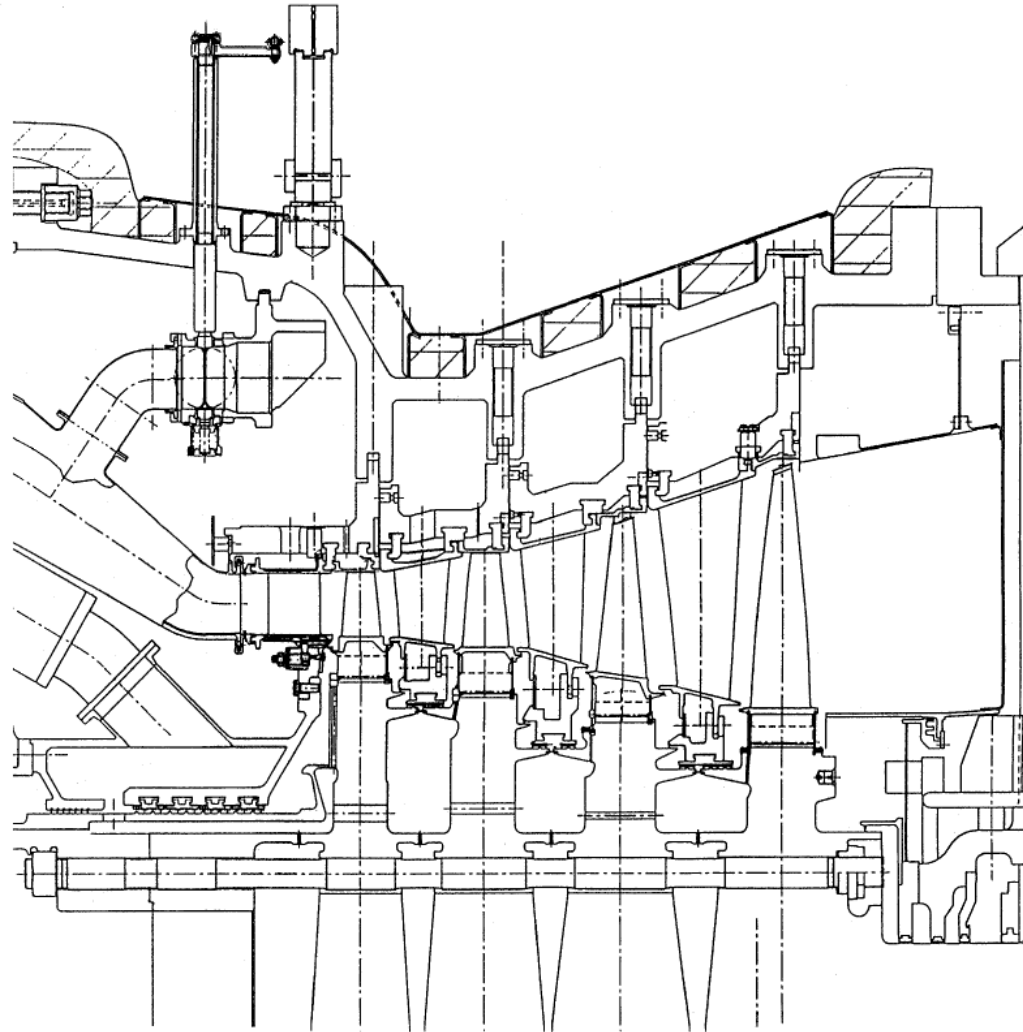


**Fig.2.14:** Evoluzione negli anni della temperatura totale di ingresso del primo rotore (TIT) secondo vari costruttori del settore aeronautico e industriale.

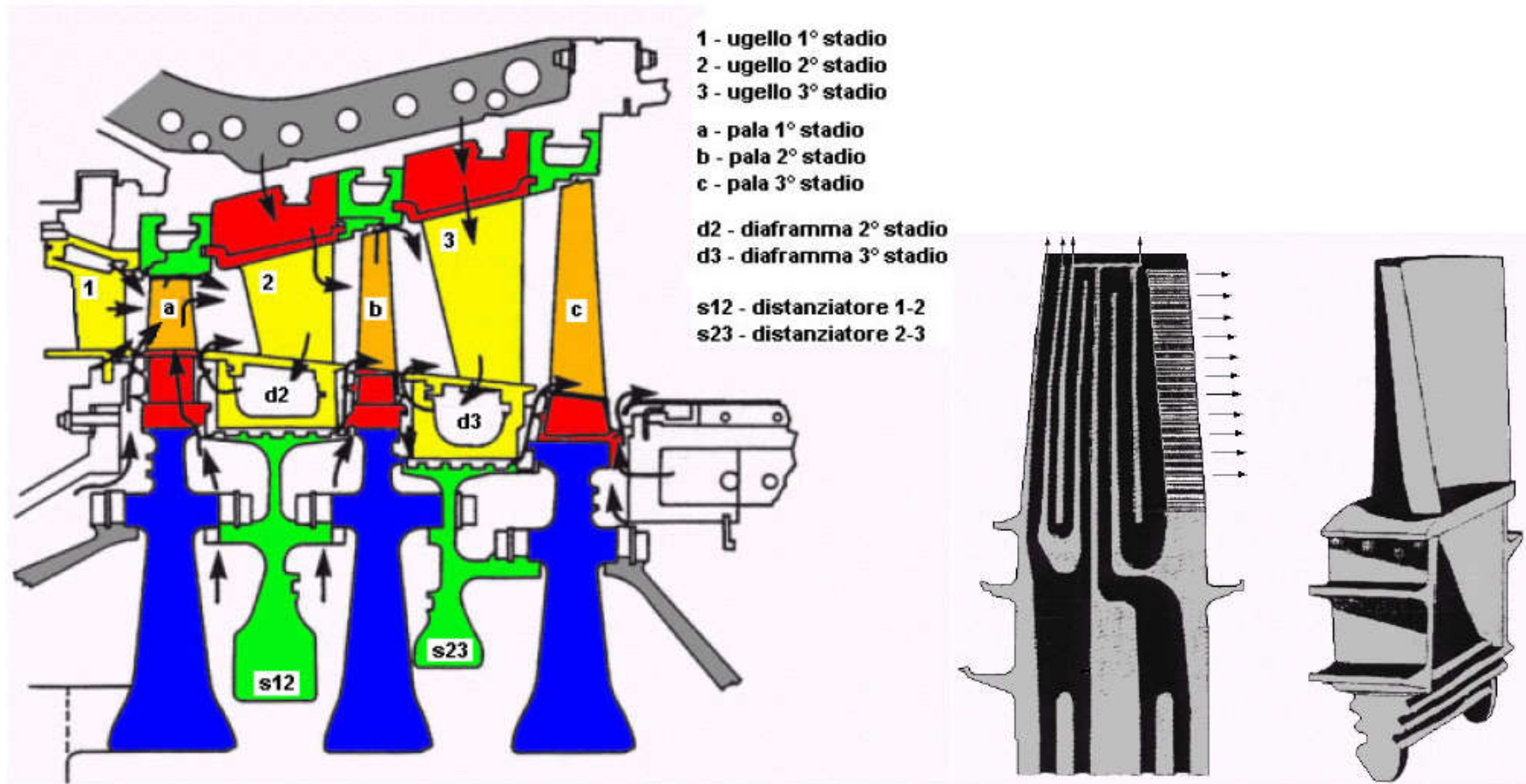
[Lozza]



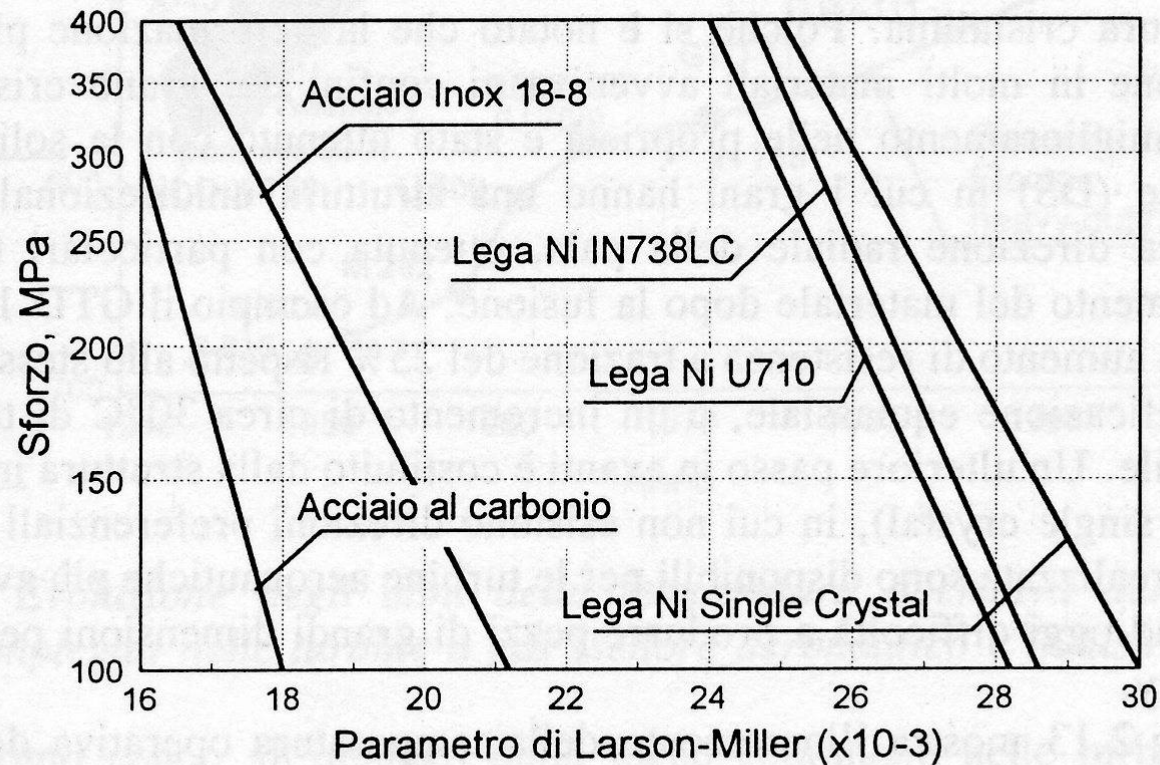
# Caratteristiche costruttive - Espansore



# Espansore



# Progettazione pale

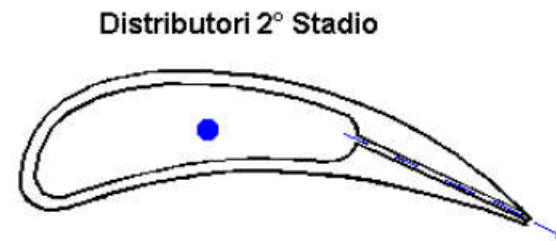
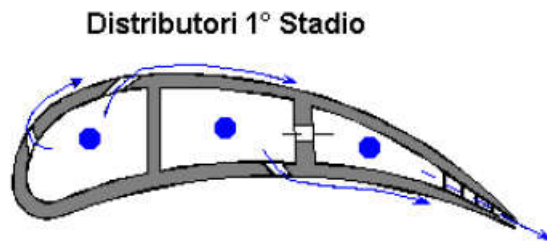
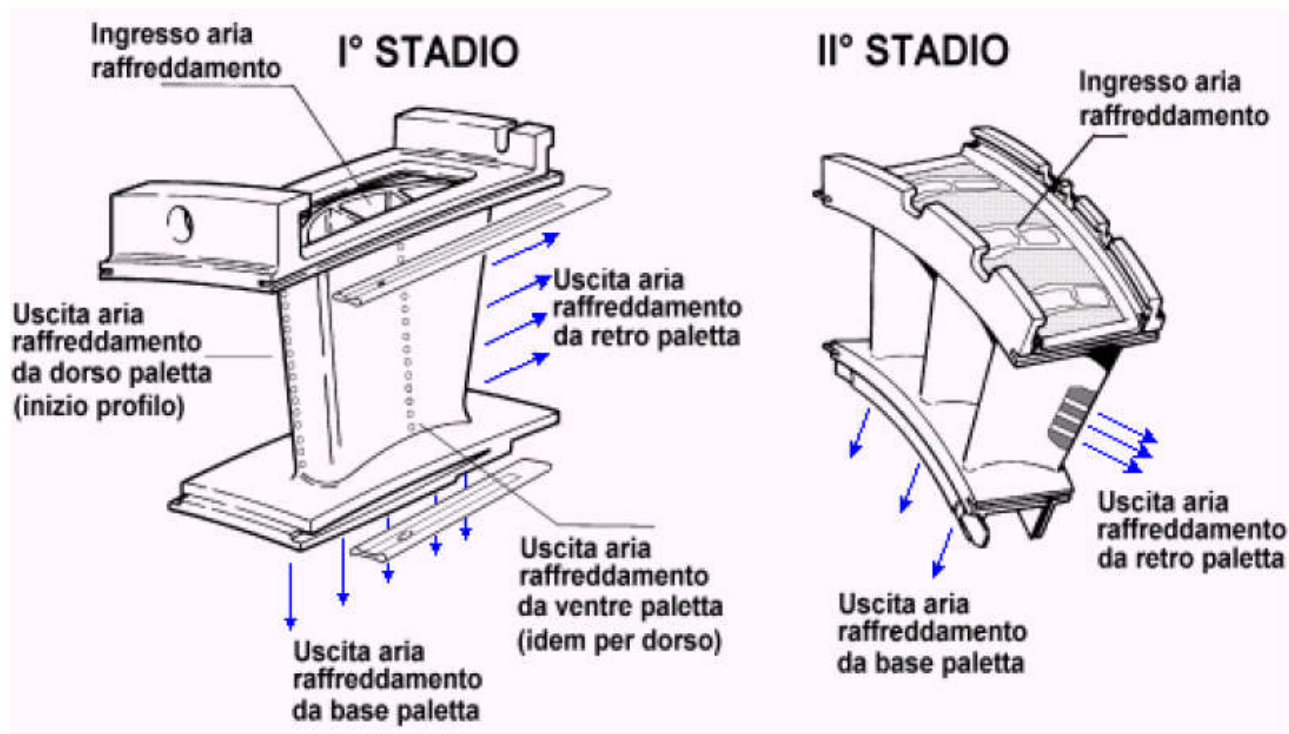


**Fig.2.12:** *Curve di Larson-Miller per acciai convenzionali e per materiali avanzati impiegati nelle turbine a gas.*

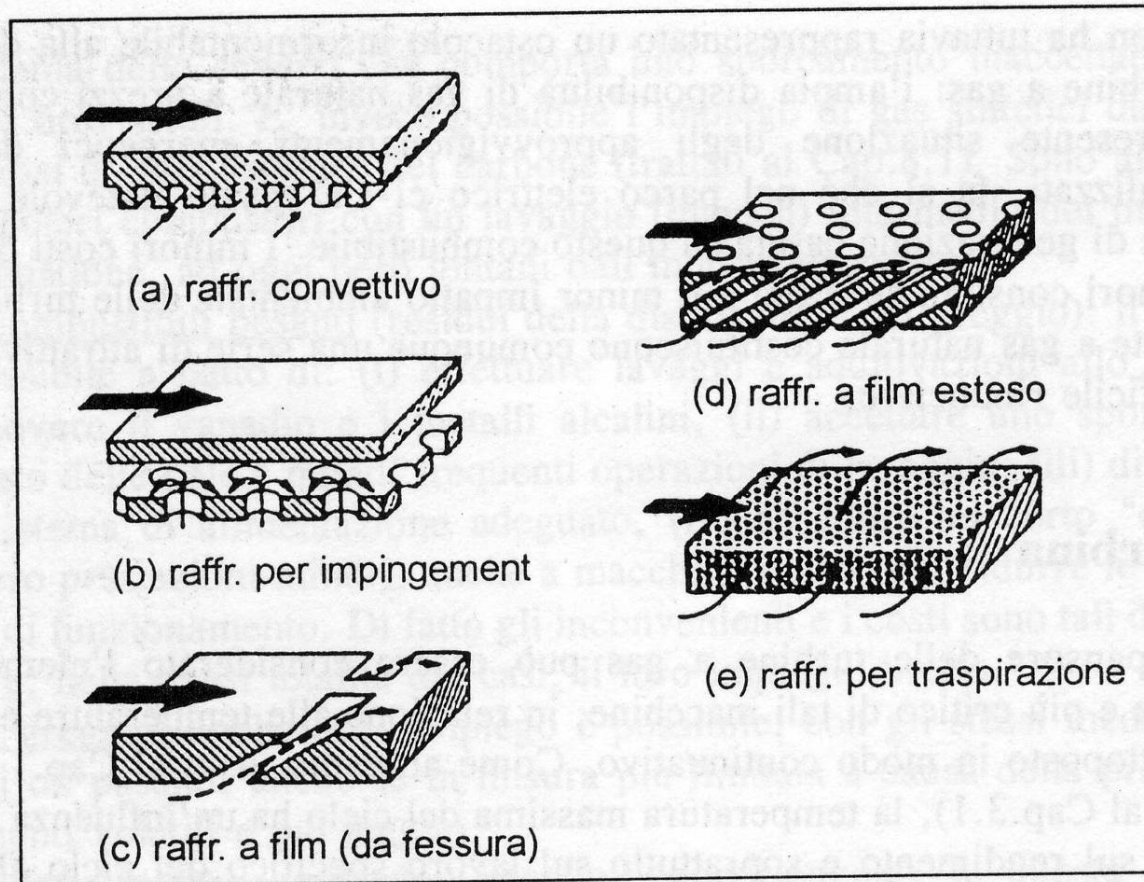
[Lozza]



# Caratteristiche costruttive - Espansore

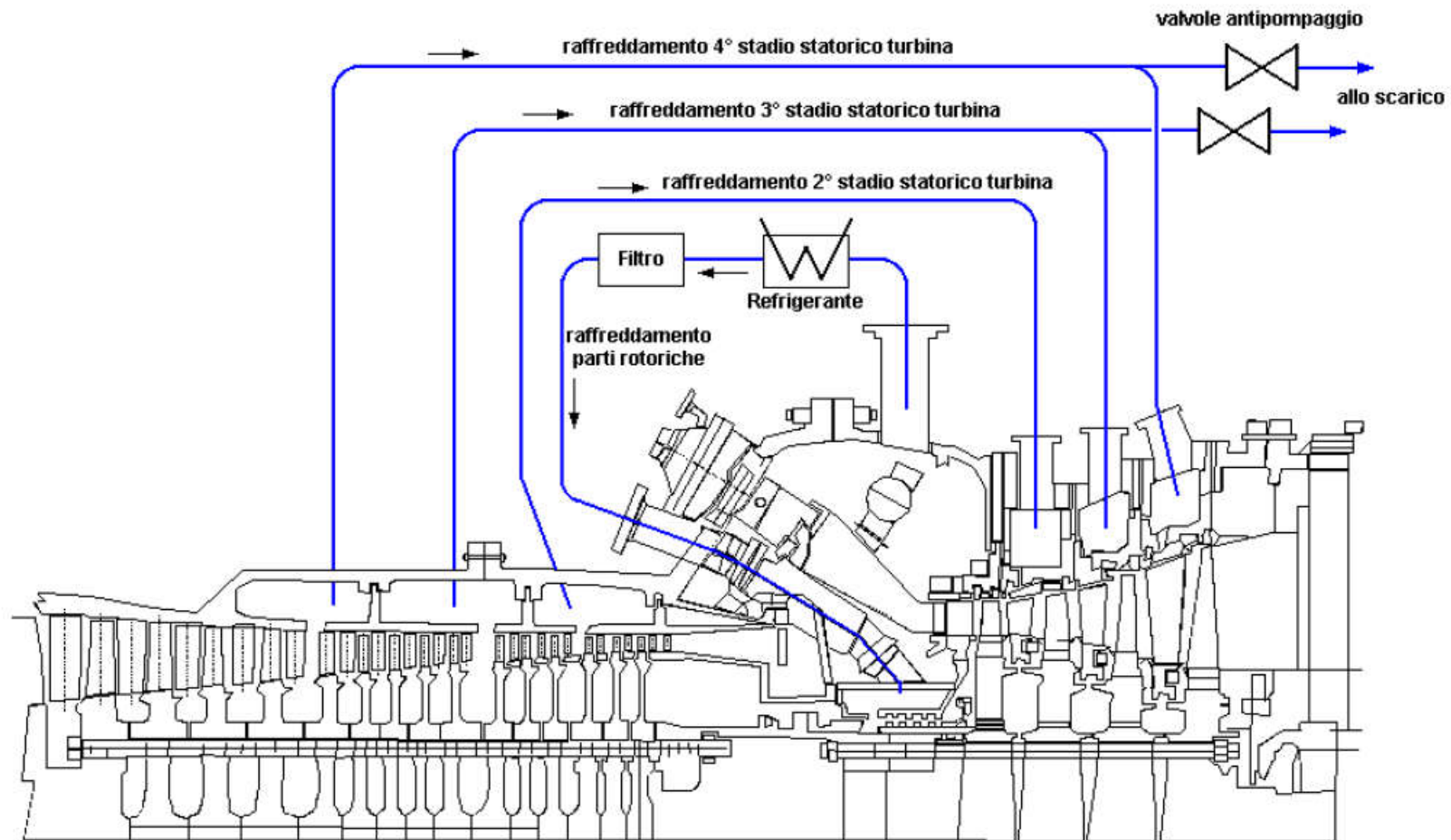


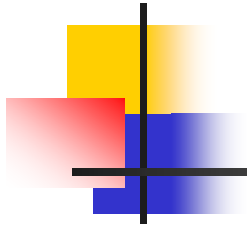
# Raffreddamento pale



**Fig.2.9:** *Meccanismi concettuali di raffreddamento delle pale di turbina a gas.*

# Caratteristiche costruttive - Espansore





# Prestazioni delle Turbine a gas

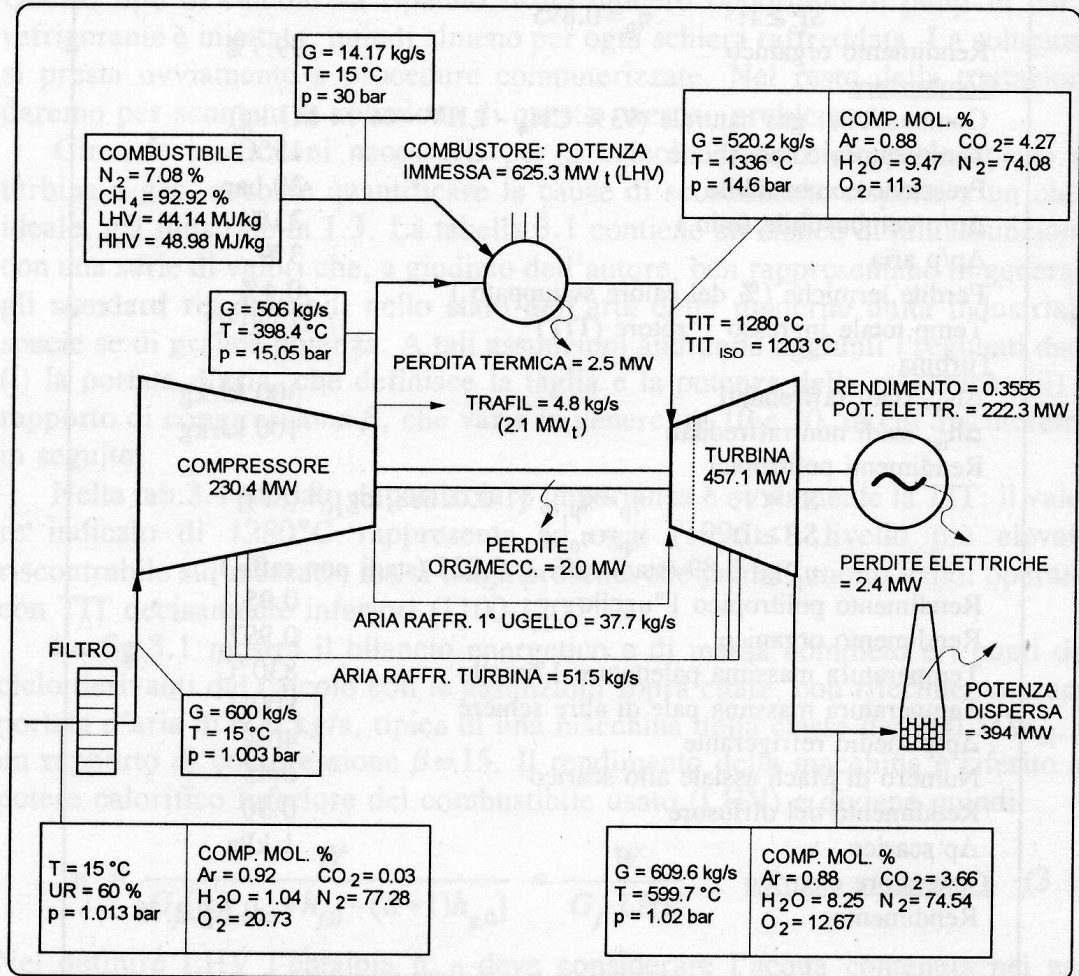


# Analisi del ciclo reale

<b>Condizioni ambientali</b>		<b>Turbina</b>	
Temperatura e umidità relativa ambiente	15°C, 60%	$\Delta h_{is}$ , stadi raffreddati	300 kJ/kg
Pressione ambiente	101325 Pa	$\Delta h_{is}$ , stadi non raffreddati	100 kJ/kg
<b>Compressore</b>		Rendimenti politropici	
$\Delta p$ filtro aspirazione	1 kPa	SP < 1: $\eta_p = \eta_{p,\infty} \cdot [1 - 0.02688 \cdot \log_{10}^2 (SP)]$	
$\Delta h_{is}$ per ogni stadio	27 kJ/kg	SP ≥ 1: $\eta_p = \eta_{p,\infty}$	
Massa trafilementi allo scarico compressore	0.8%	$\eta_{p,\infty}$ : 0.89 (stadi raffr.), 0.925 (stadi non raffr.)	
Rendimento politropico		Rendimento politropico 1°ugello	0.95
SP < 1: $\eta_p = 0.895 \cdot [1 - 0.07108 \cdot \log_{10}^2 (SP)]$		Rendimento organico	0.997
SP ≥ 1: $\eta_p = 0.895$		Temperatura massima palettature 1°ugello	830°C
Rendimento organico	99.7%	Temperatura massima pale di altre schiere	800°C
<b>Combustore</b>		$\Delta p/p$ medio refrigerante	40%
Combustibile: gas naturale (93% CH <sub>4</sub> - LHV = 44.14 MJ/kg)		Numero di Mach assiale allo scarico	0.45
Temperatura combustibile	15°C	Rendimento del diffusore	0.50
Pressione combustibile	30 bar	$\Delta p$ scarico	1 kPa
$\Delta p/p$ combustibile (min.)	33%	<b>Generatore elettrico</b>	
$\Delta p/p$ aria	3%	Rendimento:	vedi fig.2.15
Perdite termiche (% del calore sviluppato)	0.4%	Il parametro SP usato nella valutazione di $\eta_p$ è definito come $V^{0.5}/\Delta h_{is}^{0.25}$ , dove V è la portata volumetrica all'uscita per gli stadi di turbina e la portata volumetrica media per il compressore.	
Temp. totale ingresso 1°rotore (TIT)	1280°C		

**Tab.3.1:** Esempio di assunzioni necessarie per il calcolo di una moderna turbina a gas. Questi valori saranno utilizzati nello sviluppo degli esempi del presente testo, quando non specificato diversamente.

# Ciclo reale



**Fig.3.1:** Bilancio termico completo di una turbina a gas in ciclo semplice con  $\beta=15$ ,  $TIT=1280^\circ\text{C}$ , portata aria  $600 \text{ kg/s}$ . Assunzioni di calcolo da Tab.3.1.



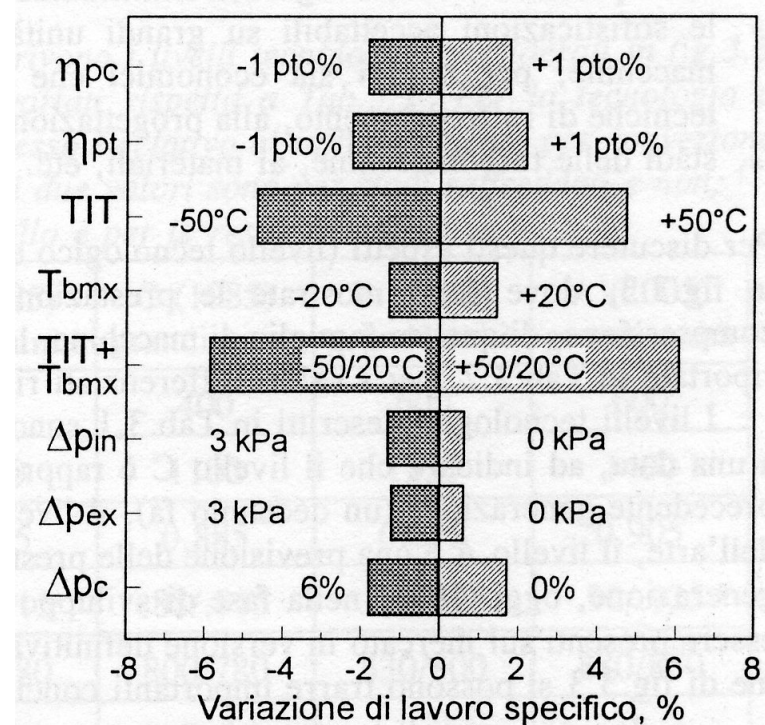
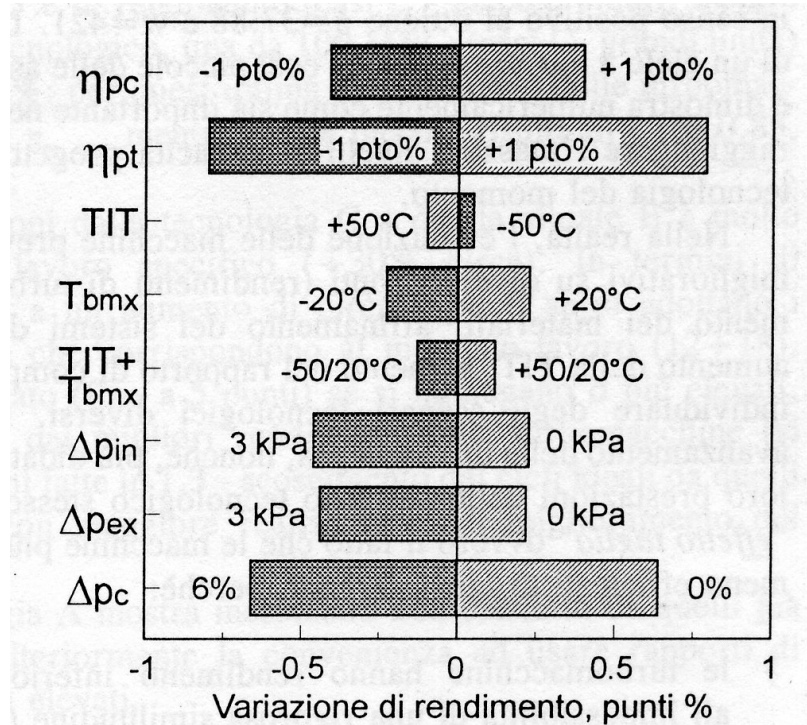
# Considerazioni

---

- La potenza sviluppata dalla turbina è circa doppia di quella assorbita dal compressore
- La potenza termica sviluppata dal combustore e non convertita in lavoro utile è quasi interamente contenuta nei gas di scarico
- Interessante recupero =>CC
- Le portate di raffreddamento costituiscono quasi il 15% della portata d'aria
- COT= 1336°C, TIT=1280°C, TITiso=1203°C
- Gas di scarico 12% O<sub>2</sub>



# Analisi di sensibilità



**Fig.3.2:** *Analisi di sensibilità di rendimento e lavoro specifico della turbina a gas di fig.3.1 alla variazione delle assunzioni di calcolo rispetto ai valori riportati in Tab.3.1.*



# Considerazioni

---

- 1 solo pto  $\eta_c$   $\eta_t$  comporta importanti effetti su  $\eta$  e  $w$ .
- Aumento di TIT ( a pari tecnologia di raf.) aum.  $w$  ma riduce  $\eta$  a causa delle maggiori portate di aria di raf. Se aumenta  $T_{bmx}$  effetto contrario.
- Le perdite di carico in aspirazione e scarico sono importanti
- Tutti gli effetti negativi:  $\eta=32.5\%$ ,  $w=318\text{kJ/kg}$ , tutti positivi;  $\eta=37.8\%$ ,  $w=421\text{kJ/kg}$

# Assunzioni per analisi cicli reali

**Tab.3.2:** Assunzioni che descrivono i livelli tecnologici considerati in fig.3.3: sono riportati solo i valori variati rispetto a Tab.3.1. Per la tecnologia di raffreddamento, il valore espresso è relativo al raffreddamento per convezione; f.c. significa film cooling. (\*) i due valori sono per stadi raffreddati e non; (\*\*) i due valori sono per il 1°ugello e per le restanti schiere.

Tecnologia	C (1985) piccole unità	C (1985) grandi unità	B (1995) grandi unità	A (2005) grandi unità
Portata aria, kg/s	10	400	600	600
TIT, °C	1100	1100	1250	1400
$\eta_{pc,\infty}$	0.885	0.885	0.895	0.905
$\eta_{pt,\infty}$ (*)	.88/.915	.88/.915	.89/.925	.90/.925
$T_{bmx}$ (**), °C	800/780	800/780	830/800	880/850
Tecnologia raffreddamento	media no f.c.	medio/alta no f.c.	medio/alta f.c. 1°ug.	alta f.c.

<sup>2</sup> Ad alti  $\beta$ , l'aria disponibile per il raffreddamento è a temperatura molto elevata, in corrispondenza dell' aumento di  $T_2$ . E' quindi necessaria una tecnologia avanzata per consentire uno scambio termico elevato con  $\Delta T$  limitati tra refrigerante e il metallo. Di fatto la tecnologia C non consente il raggiungimento di  $\beta=30$  perchè sarebbero necessarie portate di refrigerante incompatibili con lo smaltimento del flusso nella sezione delle pale.