



**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI "PARTHENOPE"**  
**DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA**

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA GESTIONALE**

## **Prestazioni delle Turbogas**

(a.a. 2022/2023)

Prof. Ing. Elio Jannelli

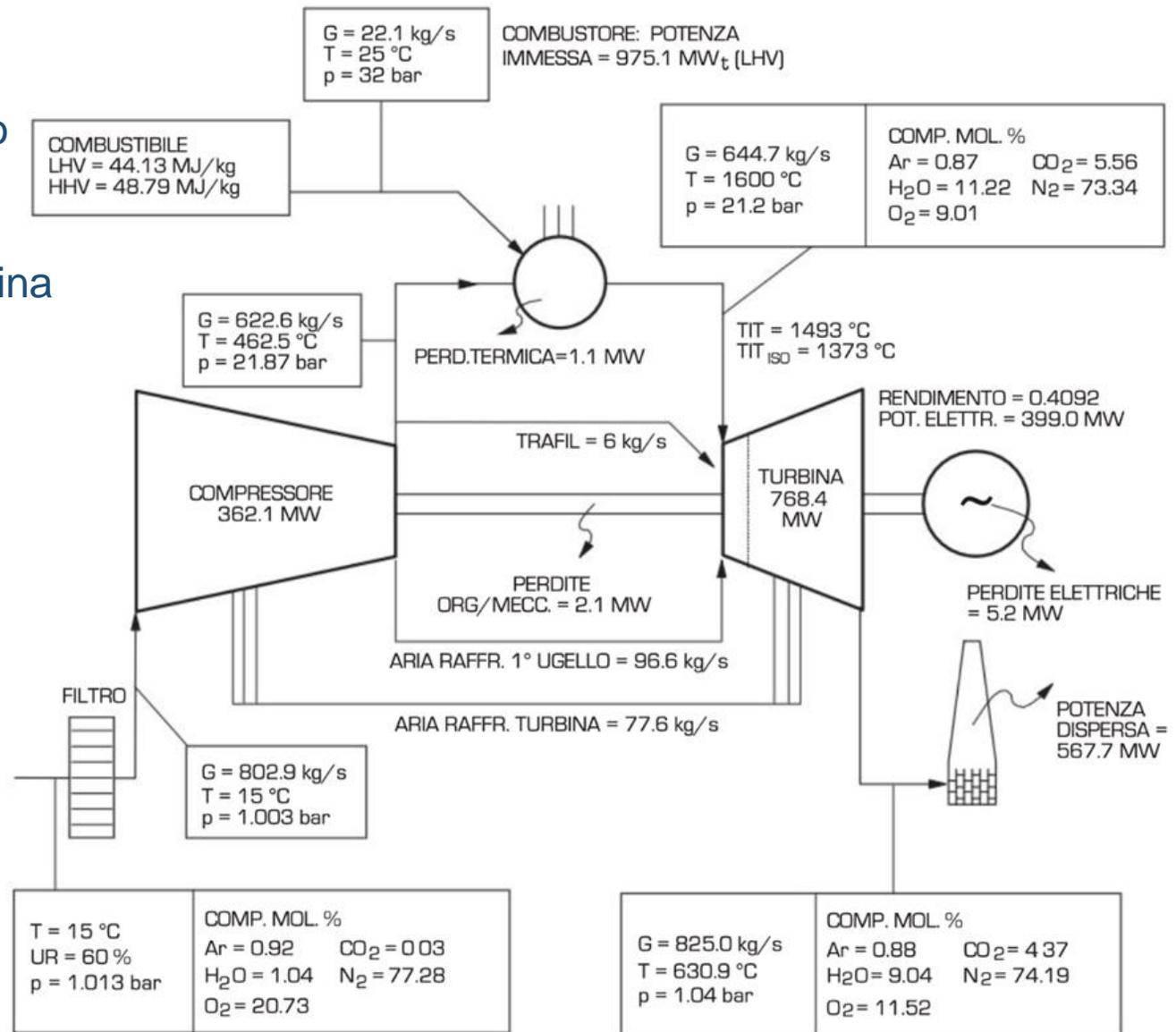
*Ordinario di Sistemi per l'Energia e l'ambiente*

Dipartimento di Ingegneria

[elio.jannelli@uniparthenope.it](mailto:elio.jannelli@uniparthenope.it)

# Bilancio termico di una TG

- Potenza turbina vs. compressore
- Potenza termica allo scarico
- Portate aria per raffreddamento turbina
- TIT vs. COT
- $[O_2]$  allo scarico



# Parametri per la determinazione del bilancio termico

---

## Condizioni ambientali

Temperatura, pressione e umidità relativa: 15°C, 101325 Pa, 60%

---

## Compressore

Perdita di pressione nel filtro aspirazione: 1 kPa

Salto entalpico isentropico per ogni stadio: 27 kJ/kg

Rendimento politropico:  $SP < 1: \eta_p = 0.915 \cdot [1 - 0.07108 \cdot \log_{10}^2(SP)]$ ;  $SP \geq 1: \eta_p = 0.915$  (SP da eq. 2.2)

---

## Combustore

Combustibile: gas naturale (83% CH<sub>4</sub>, 8% C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, 2% C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, 1% C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>, 5% N<sub>2</sub>, 1% N<sub>2</sub>, LHV = 44.14 MJ/kg)

Temperatura e pressione combustibile: 25°C, 1.5-pressione massima del ciclo

Temperatura totale uscita combustore (COT): 1600°C

Temperatura totale ingresso 1° rotore (TIT): 1500°C (valore indicativo)

Perdita di pressione ( $\Delta p/p$ ): 3% della pressione in ingresso

Perdite termiche: 0.15% della potenza termica sviluppata

---

## Turbina

4 stadi ( $\Delta h_{is}$ , stadi raffreddati / non raffreddati 360/300 kJ/kg circa)

Rendimento politropico:  $SP < 1: \eta_p = 0.94 \cdot [1 - 0.02688 \cdot \log_{10}^2(SP)]$ ;  $SP \geq 1: \eta_p = 0.94$

Temperatura massima del metallo pale 1° statore: 900°C (-10°C per ogni successiva schiera)

Numero di Mach assiale allo scarico: 0.45

Rendimento del diffusore: 0.50

Perdita di pressione allo scarico: 3 kPa

Rendimento generatore elettrico: vedi fig. 2.21

---

Calcolo di:

- Potenza utile sviluppata
- Rendimento globale (consumo specifico)
- Prestazioni dei componenti
- Prestazioni off-design
  - al variare delle condizioni all'aspirazione;
  - al variare delle condizioni operative;

Parametri relativi ad una TG rappresentativa della Best Available Technology

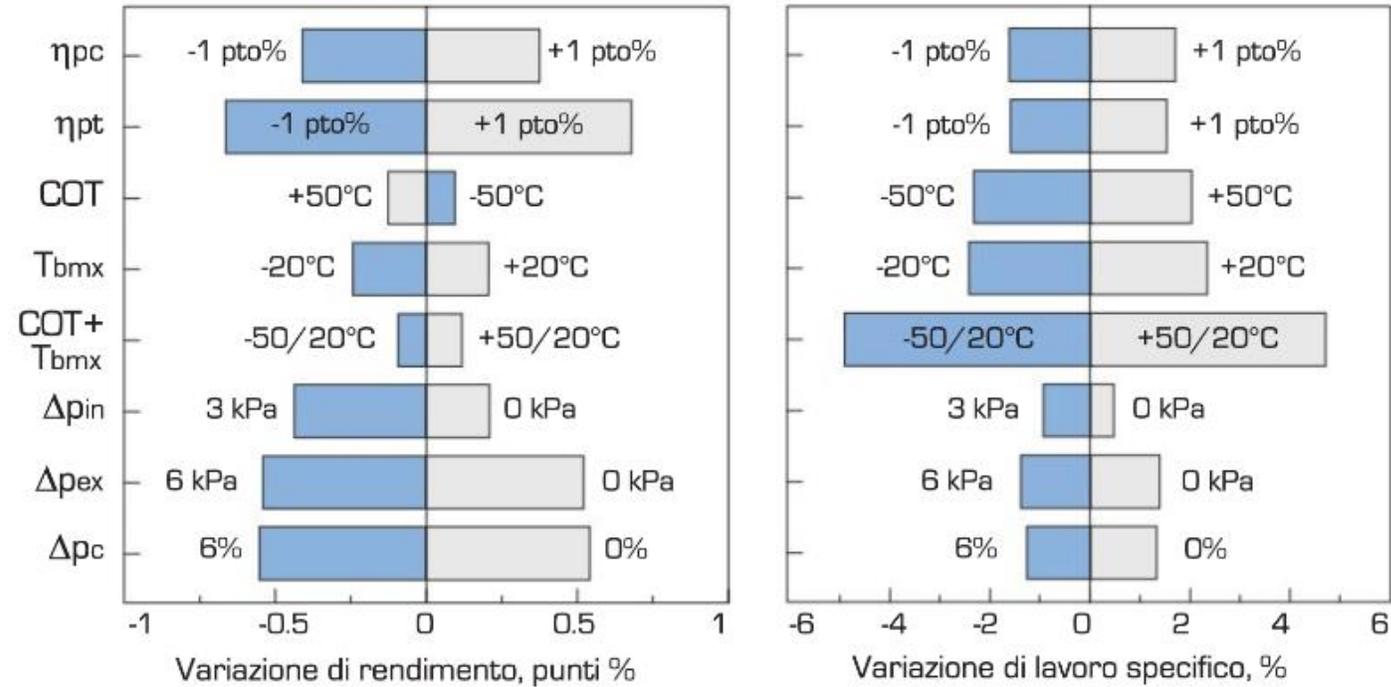
I risultati sono strettamente dipendenti dalle assunzioni del calcolo dei componenti, in particolar modo turbina e compressore.

# Parametri aggiuntivi per la presenza del raffreddamento delle pale impone:

- Definizione delle geometria della pala e delle superfici da raffreddare
- Assegnazione della  $T_{bmx}$  del metallo
- Calcolo del flusso termico
- Calcolo dell'efficacia del raffreddamento mediante assegnazione del coefficiente di scambio aria-pala e della geometria dei canali
- Calcolo della portata di refrigerante necessaria
- Calcolo della pressione a cui prelevare il refrigerante (deve essere superiore a quella di eiezione)
- Calcolo delle proprietà termodinamiche del flusso dopo il miscelamento tra flusso di raffreddamento e flusso principale



# Sensibilità delle prestazioni alle assunzioni di calcolo



- Notevole influenza dei rendimenti delle turbomacchine sia sul rendimento che sul lavoro.
- Aumento di COT benefico sul lavoro ma comporta più portata per il raffreddamento delle pale.
- Aumento di  $T_{bmx}$  benefico per minore portata raffreddamento.
- Aumento congiunto COT +  $T_{bmx}$  benefico sia su rendimento che lavoro.

# Livelli tecnologici delle TG



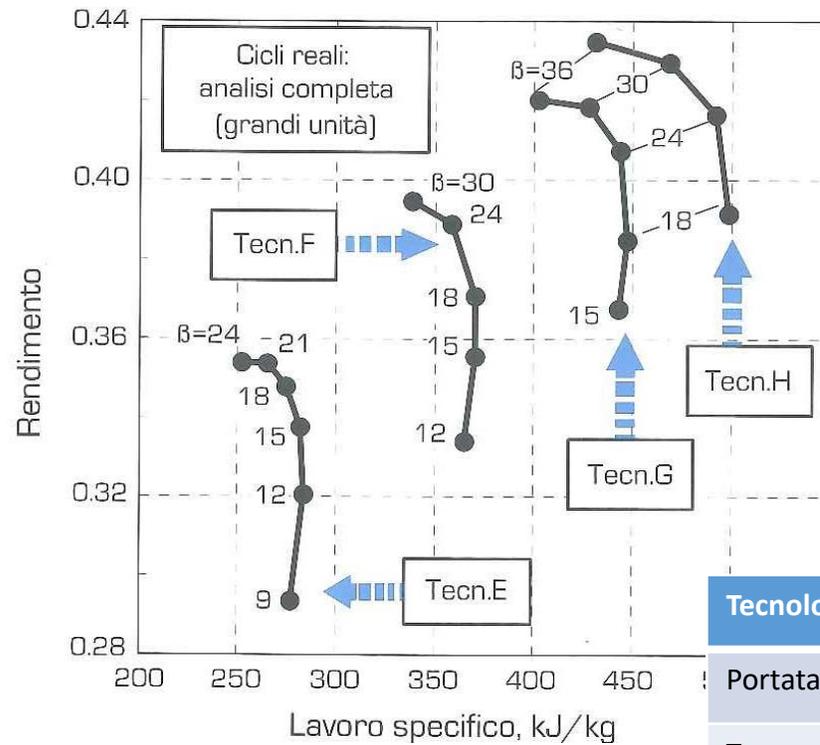
Le prestazioni delle TG dipendono dallo stato tecnologico:

- Rendimento turbomacchine;
- Miglioramento raffreddamento;
- Aumento della Temperatura massima (TIT/COT);
- Evoluzione dei materiali (Tbmx);

Importante anche l'effetto taglia per cui le macchine più piccole sono meno prestanti:

- Impossibilità completa similitudine;
- Sofisticazioni impiantistiche meno praticabili.

# Livelli tecnologici delle TG /2



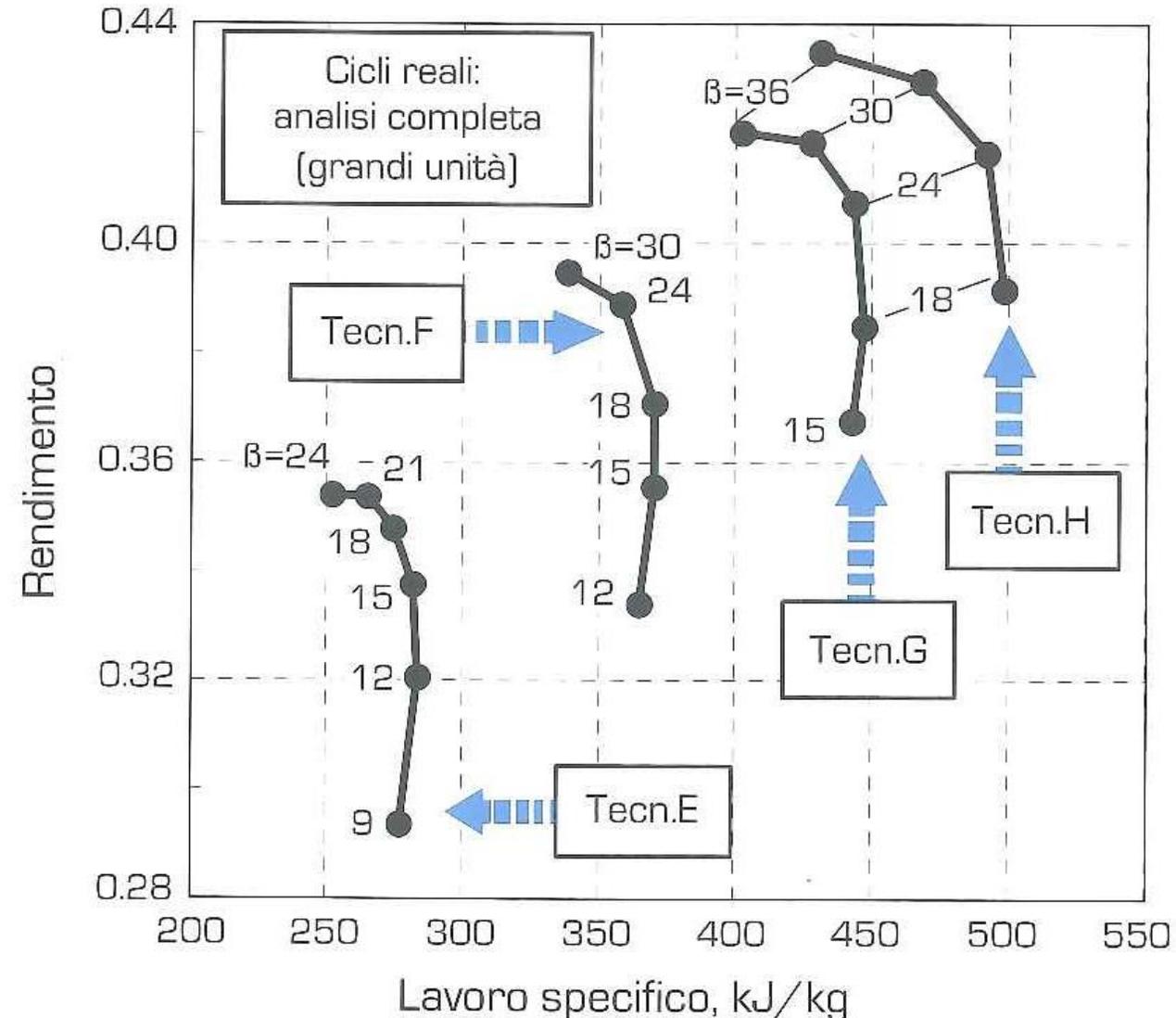
I livelli tecnologici indicati si riferano alle sigle commerciali usate dai costruttori, senza riferirsi a nessun modello specifico. Le lettere E-H vanno interpretate come possibili livelli tecnologici rappresentativi dell'evoluzione delle TG; semplificando si può affermare che ciascuno di essi rappresenta la Best Available Technology negli anni '80, '90, '00 e '10.

Tecnologia	E	F	G	H
Portata Aria, kg/s	400	600	700	800
Temp. max (TIT), ° C	1100	1280	1400	1600 (COT)
Rendimento pol. compressore	0.885	0.895	0.905	0.915
Rendimento pol. turbina	0.915	0.925	0.925	0.940
Temp. Metallo, ° C	800/780	830/800	880/830	900/850
Film cooling	No	1° ugello	1° stadio	1° e 2° stadio
Thermal Barrier Coating	No	No	Si	Si

# Livelli tecnologici delle TG /3

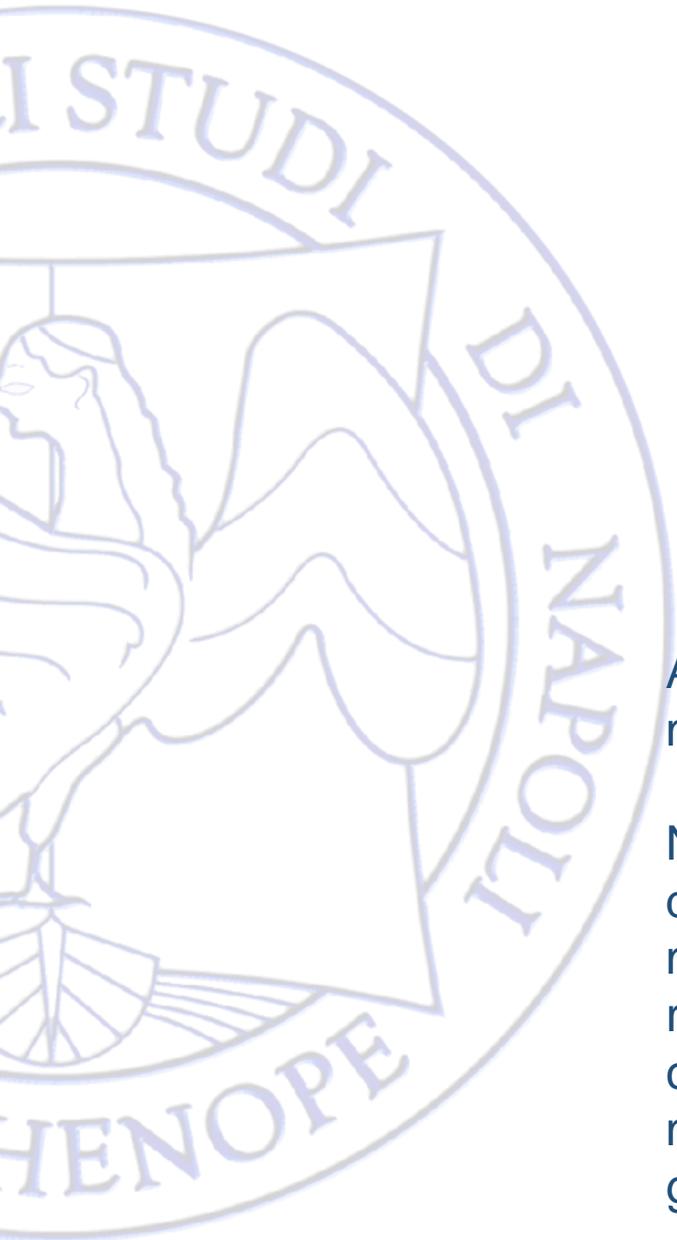


- Raddoppio del lavoro specifico
- Per  $\beta$  bassi si ha un decadimento del rendimento.
- Per  $\beta$  alti si ha un decadimento delle prestazioni per minor rendimento delle macchine, maggiore complessità raffreddamento, oltre ad una maggiore complessità e costo delle macchine.



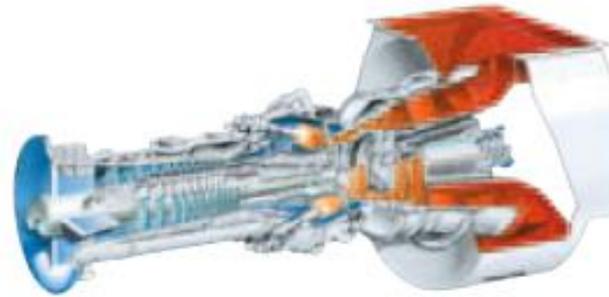


# Livelli tecnologici delle TG /5



Alcune macchine di media potenza:

Notare come quella a destra ha rendimento maggiore, maggior rapporto di compressione e minore temperatura dei gas di scarico



SGT-700

**Power generation 31.21MW(e)**

- Fuel: Natural gas\*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 36.4%
- Heat rate: 9,882kJ/kWh (9,367Btu/kWh)
- Turbine speed: 6,500rpm
- Compressor pressure ratio: 18.6:1
- Exhaust gas flow: 94kg/s (208lb/s)
- Exhaust temperature: 528°C (983°F)
- NO<sub>x</sub> emissions (with DLE, corrected to 15% O<sub>2</sub> dry): ≤ 15ppmV

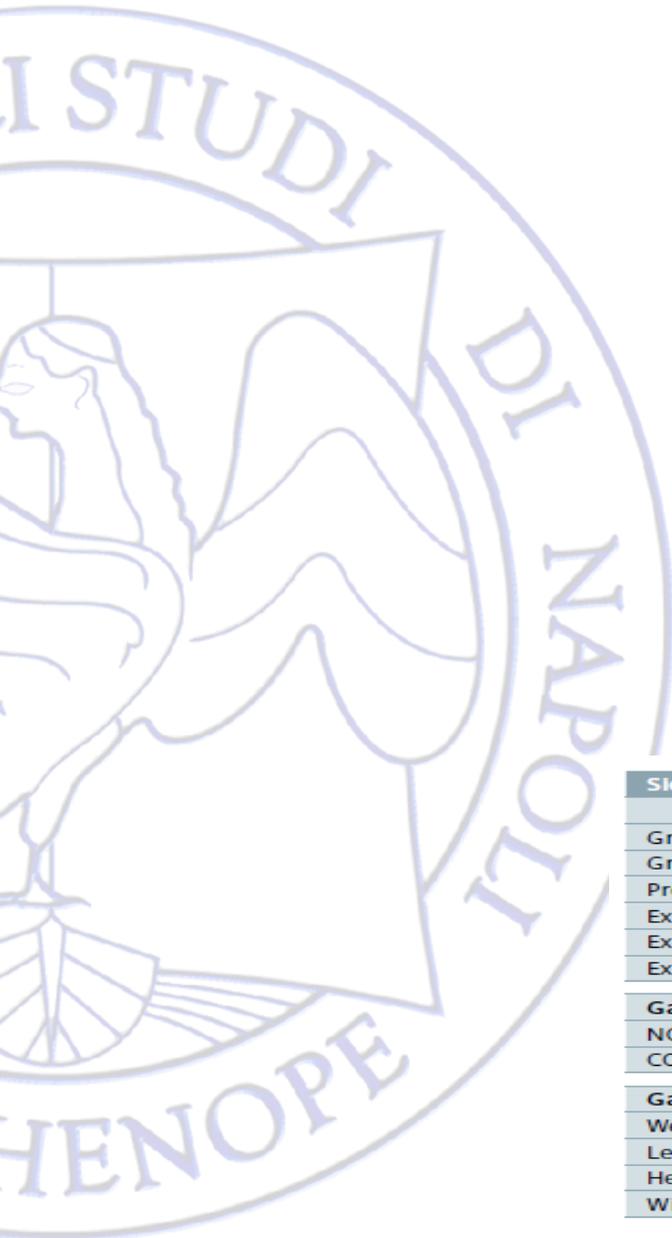


SGT-750

**Power generation 35.93MW(e)**

- Fuel: Natural gas\*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 38.7%
- Heat rate: 9,296kJ/kWh (8,811Btu/kWh)
- Turbine speed: 6,100rpm
- Compressor pressure ratio: 23.8:1
- Exhaust gas flow: 113.3kg/s (249.8lb/s)
- Exhaust temperature: 462°C (864°F)
- NO<sub>x</sub> emissions (with DLE, corrected to 15% O<sub>2</sub> dry): ≤ 15ppmV

# Livelli tecnologici delle TG /6



**SIEMENS**

■ Emission control and fuel flexibility  
Advanced Can Annular combustion system

**SGT5-8000H**  
>60% net efficiency  
at >570 MW in  
combined cycle operation

- High efficiency through evolutionary 3D blading
- Fast cycling capability through fast acting variable guide vanes (VGV)  
Improved efficiency through 4 stages of VGV
- All rotating blades replaceable without rotor de-stack or lift

- World class fast cold & hot start capability by fast thermal response of rotor due to Internal cooling air passages
- Easy rotor destacking on site due to individual disc assembly with hirth serration and central tie rod

- Reduced engine performance losses through active turbine clearance control via HCO (Hydraulic Clearance Optimization)
- Minimized degradation with HCO by protection of clearances at high load transients

- High performance four stage turbine with advanced materials and thermal barrier coatings on stage 1 and stage 2
- High cycling capability due to fully air cooled hot gas path without cooling air coolers
- Reduced service times through service-friendly design: vane 1 as well as blade 1 and 4 replaceable without cover lift; all turbine vanes and blades replaceable without rotor lift

■ Performance ■ Flexibility ■ Serviceability

**Siemens SGT-8000H series**

Proven in commercial operation

Siemens Gas Turbine*	50 Hz	60 Hz
	<b>SGT5-8000H</b>	<b>SGT6-8000H</b>
Gross power output [MW]	375	274
Gross efficiency [%]	40	40
Pressure ratio	19.2	20.0
Exhaust temperature [°C/°F]	625/1,157	620/1,148
Exhaust mass flow [kg/s]	820	600
Exhaust mass flow [lb/s]	1,808	1,330
<b>Gas turbine emissions</b>	<b>SGT5-8000H</b>	<b>SGT6-8000H</b>
NO <sub>x</sub> [ppm]	25	25
CO [ppm]	10	10
<b>Gas turbine physical dimensions</b>	<b>SGT5-8000H</b>	<b>SGT6-8000H</b>
Weight [t]	440	280
Length [m]	13.2	11
Height [m]	5	4.2
Width [m]	5.5	4.2

**Turbina Top di gamma della Siemens**



# **Analisi Entropica**

# Analisi entropica - Fondamenti

L'analisi entropica permette di esprimere il rendimento in funzione delle perdite per produzione entropica, di associare le perdite ai vari fenomeni fisici e di individuare le aree di miglioramento.

Un rendimento di II principio si esprime come:

$$\eta_{II} = \frac{W}{W_{rev}} = \frac{W_{rev} - T_0 \Delta S}{W_{rev}} = 1 - \frac{T_0 \sum_i \Delta S_i}{W_{rev}} = 1 - \sum_i \Delta \eta_{IIi}$$

Nell'ultimo termine sono contenute le perdite per produzione entropica.

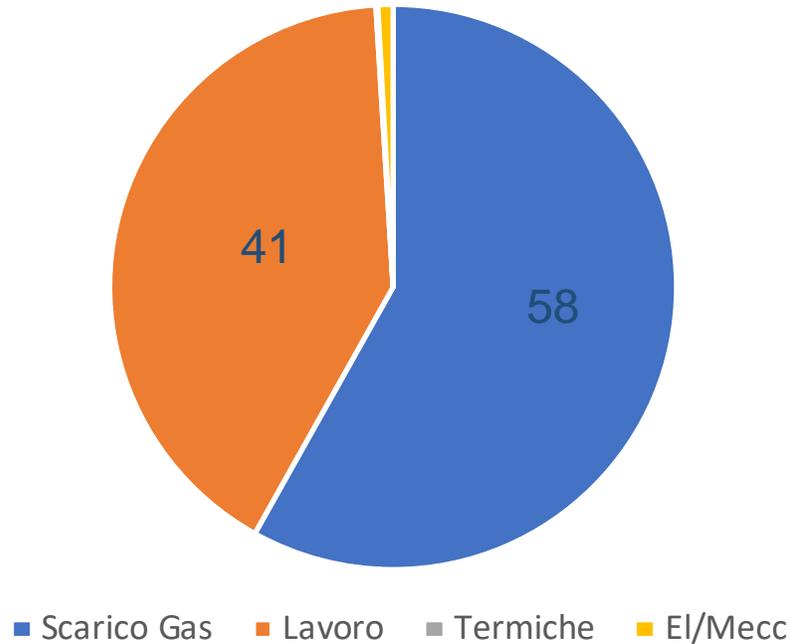
Il termine al denominatore  $W_{rev}$  si riferisce al lavoro ottenibile mediante combustione di un combustibile con processi reversibili.



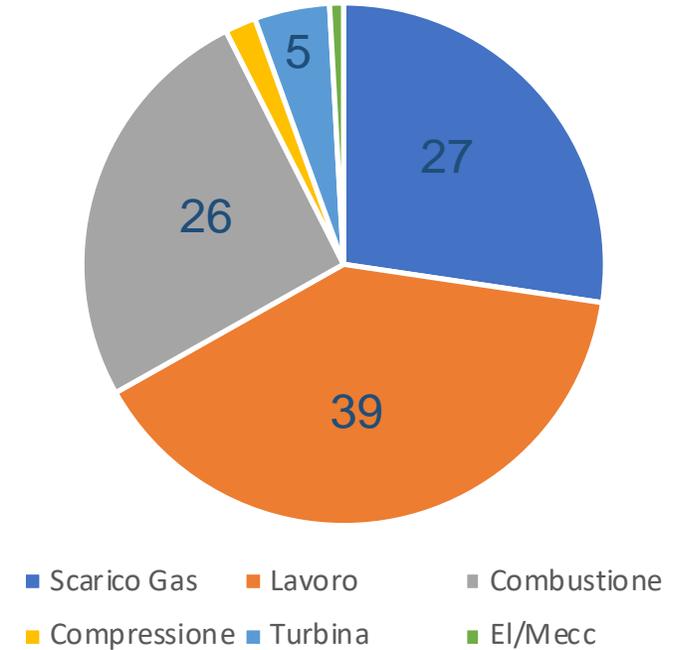
# Risultati Analisi Entropica



Analisi di primo principio



Analisi di secondo principio



L'analisi di I principio attribuisce la maggior parte della mancata conversione in lavoro al contenuto energetico ancora presente nei gas di scarico.

L'analisi entropica indica 4 gruppi di perdite principali tra cui l'irreversibilità della combustione: degradazione dell'energia chimica del combustibile in energia termica per l'innalzamento della temperatura del fluido di lavoro;

# Analisi delle perdite

- Le **perdite nelle turbomacchine** aumentano a causa del maggior salto entalpico.
- Diminuiscono le **perdite di combustione** a causa della maggiore temperatura del fluido di lavoro in ingresso al combustore ( $T_{ma}$ ).

Fenomeno irreversibile	Ciclo $\beta=21.8$	Ciclo $\beta=36$
$\Delta p$ aspirazione	0.065	0.080
Compressione	1.844	2.657
Perdita di massa	0.014	0.011
Combustione	25.254	24.179
Perdite termiche	0.092	0.092
$\Delta p$ combustore	0.393	0.270
Espansione raffreddata	1.063	1.311
Espansione non raffreddata	0.423	0.765
Scarico e $\Delta p$ refrigerante	1.855	3.044
Scambio termico raffreddamento	0.682	0.421
Diffusore	0.613	0.739
$\Delta p$ scarico	0.151	0.215
Scarico gas	27.198	23.270
Perdite organiche ed elettriche	0.872	0.976
Rendimento 2° principio	39.481	41.970

- **Perdite** legate al **raffreddamento**: aumentano quelle relative allo scarico del refrigerante nel flusso principale per il relativo aumento di portata, diminuiscono quelle di scambio termico per il minor  $\Delta T$  tra refrigerante e flusso principale.
- Diminuiscono le **perdite allo scarico** per la minor temperatura dei fumi.

# Analisi entropica - Confronto TG HD/AD



Rapporto di compressione $\beta$	21.8	36
Potenza el. MW	399	348
Temp. fine compressione ° C	463	576
COT/TIT ° C	1600/1493	1600/1411
Temp. gas di scarico ° C	631	508
Portata aria kg/s	803	807
Rendimento globale	40.9	43.5

All'aumento di  $\beta$  21.8 -> 36 corrisponde:

- Aumento del rendimento di 2.5 %
- Riduzione della potenza
- Maggiore complessità relativa a nr. di stadi e raffreddamento turbina
- Minore potenza termica recuperabile dai gas di scarico per un eventuale ciclo combinato



## Mercato delle turbine a gas

# Caratteristiche TG

## Macchina semplice e compatta

- possibilità di installazione in spazi limitati
- facile trasportabilità e montaggio in fabbrica
- tempi di installazione e realizzazione dell'impianto limitati rispetto alle centrali a vapore (1 anno contro 4/6)
- scelta libera del sito di installazione (non necessita di acqua di raffreddamento)
- costo di investimento limitato:

**TG 100 MWeI**  
**350-400 USD/kWeI**

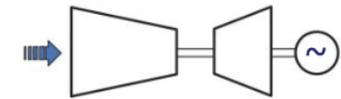
**TV 100 MWeI**  
**1000-1200 USD/kWeI**

## Rendimenti confrontabili e affidabilità e disponibilità più elevate

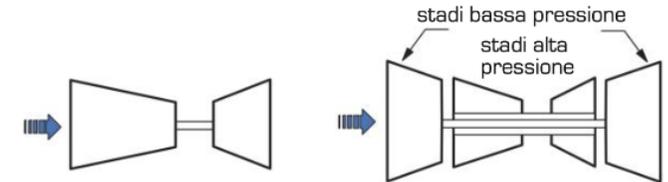
Disponibilità (frazione di tempo in cui la macchina opera efficientemente)  
Affidabilità (Tempo totale di funzionamento detratto il periodo di fermate programmate per manutenzione e altro)

# Turbine a gas Heavy Duty e AeroDerivative

- Heavy-duty:
  - Progettate per uso industriale
  - Configurazioni monoalbero
  - Rapp. compressione contenuto
  - Massimo lavoro specifico
  - Numero stadi limitato per C e T
  - Elevata perdita termica allo scarico
  - Buone prestazioni degli HRSG
- Aero-derivative:
  - Progettate per uso aero-propulsivo
  - Riduzione peso e sezione frontale
  - Rapp. compr. elevato (max rendimento)
  - Numero stadi elevato per C e T
  - Configurazione multialbero
  - Sistemi di raffreddamento sofisticati

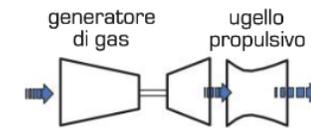


a) turbina industriale monoalbero

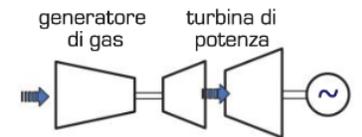


b1) turbina o gen. di gas monoalbero

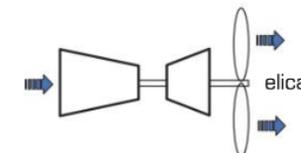
b2) turbina o gen. di gas bi-albero



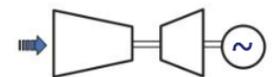
c1) motore a getto



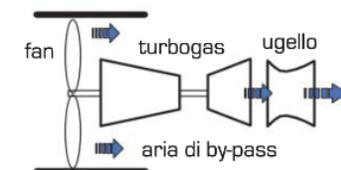
c2) turbogas stazionario derivato da motore a getto



d1) turboelica

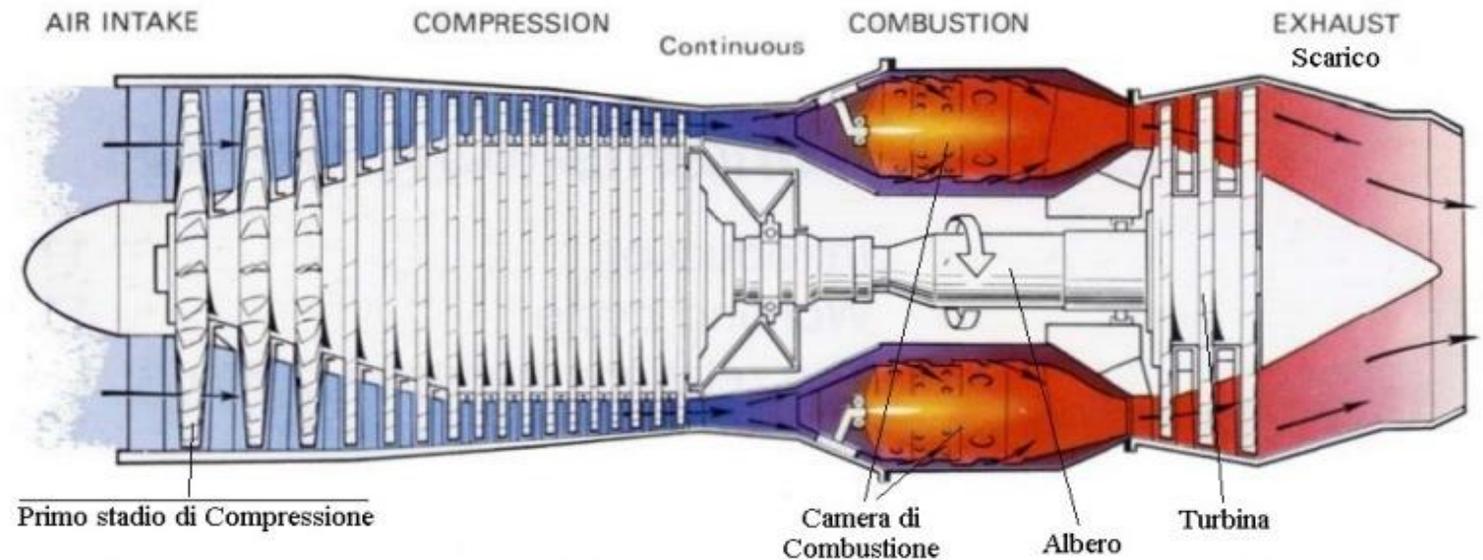
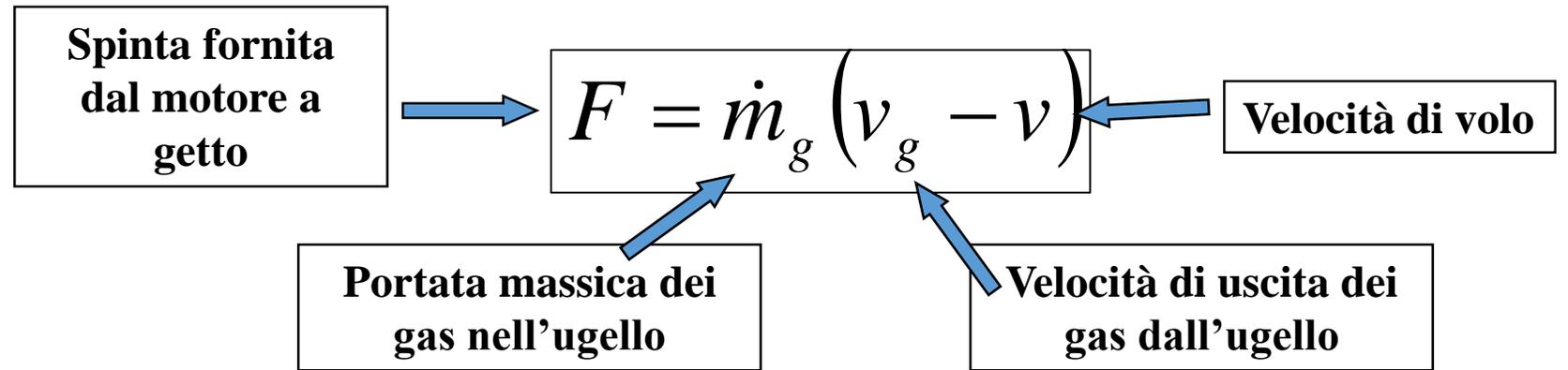


d2) turbogas stazionario derivato da turboelica



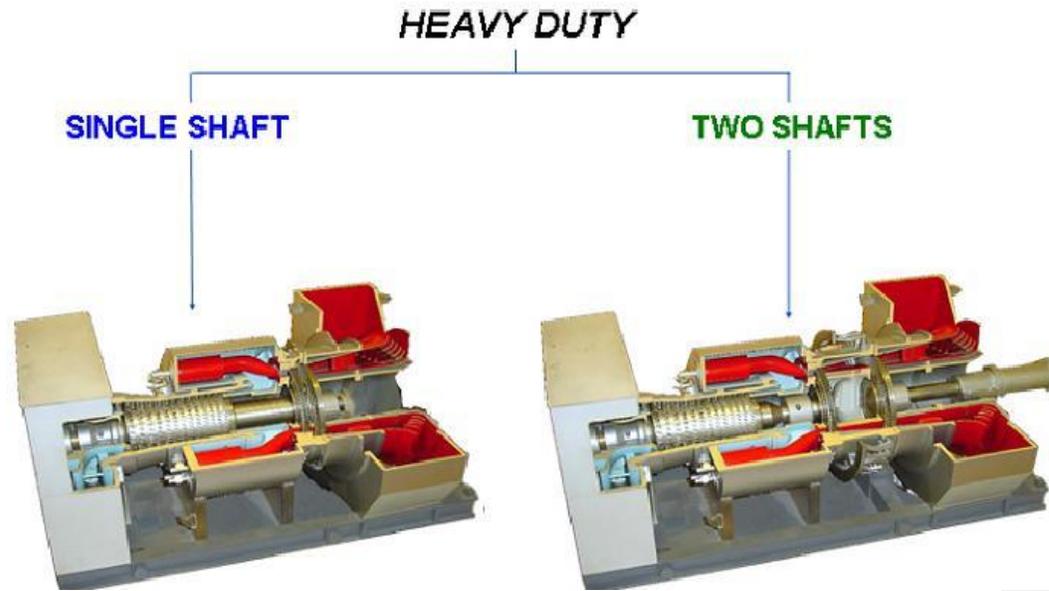
e) motore con by-pass

# Propulsione a getto



# Turbine Heavy-Duty

## Heavy Duty Gas Turbine Families



I sistemi multiasse permettono di calettare gli stadi di alta pressione di turbina e compressore sullo stesso asse, più veloce di quello relativo agli stadi di bassa pressione, in modo da ottimizzare il numero di giri specifico ( $N_s$ ).

**Turbogas heavy duty  
Siemens SGT 300**



# Turbogas AeroDerivative

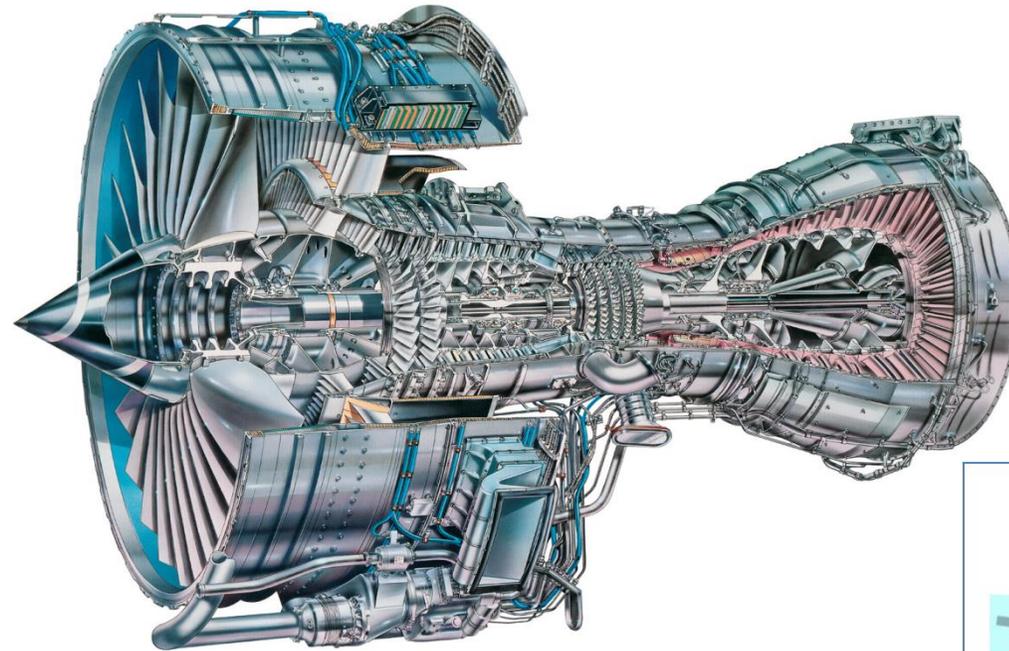


Da notare il minor ingombro frontale;  
Diverso layout del combustore;  
Elevata complessità.

**Turbogas aeroderivativa  
GE – LM 2500  
Rapporto di by-pass 2÷3**

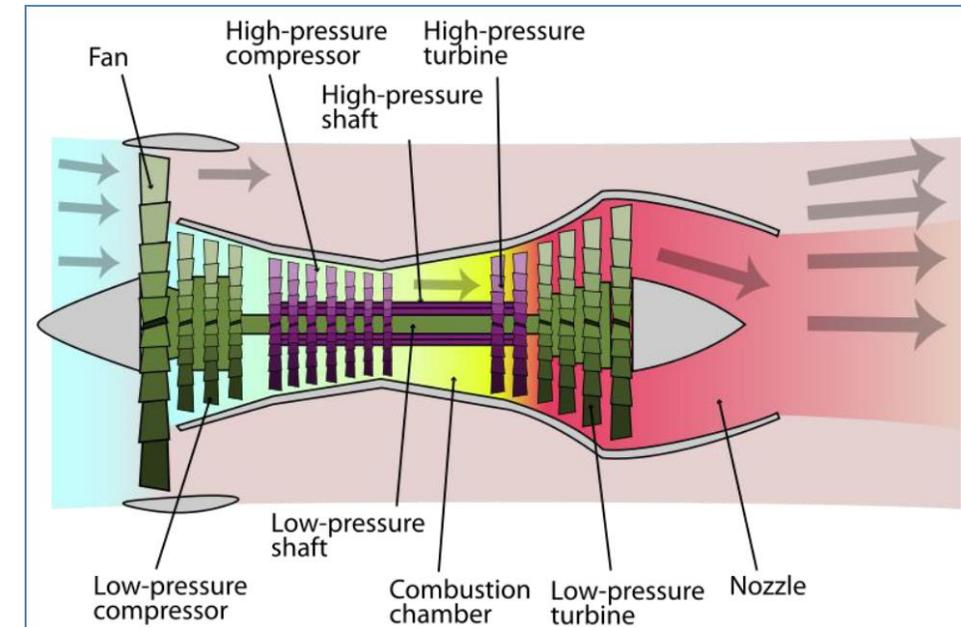


# Turbofan nelle TG AD

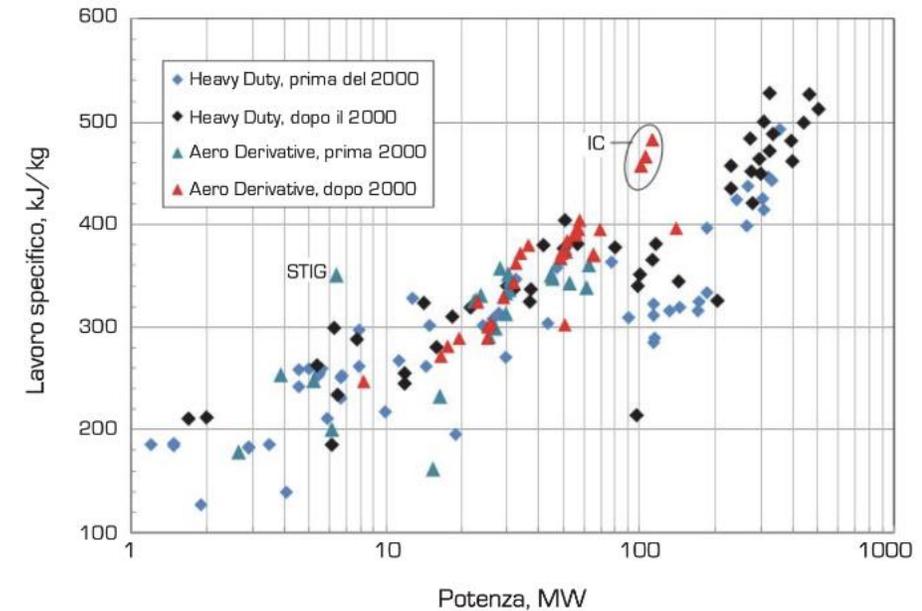
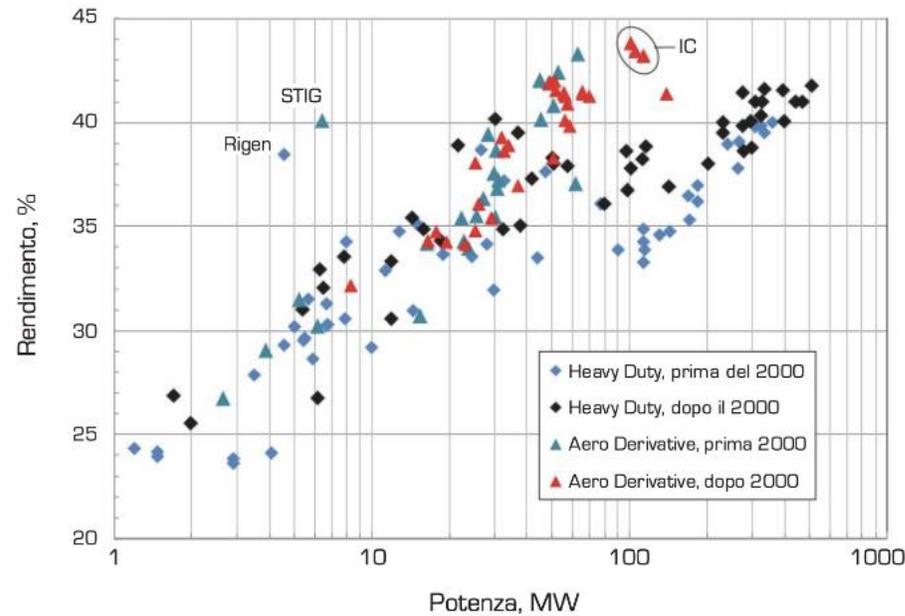


**Circa l'80% di aria dal fan non passa in turbina**

**Turbofan Rolls Royce  
"Trent 500"  
Rapporto di by-pass  
 $8 \div 10$**



# Modelli TG sul mercato



## Prestazioni sui cataloghi riferite alle condizioni ISO:

- Temperatura ambiente 15° C
- Pressione ambiente 101325 Pa
- Assenza perdite di carico all'aspirazione e allo scarico
- Combustibile gas naturale a pressione sufficiente
- Macchina nuova e pulita



Analisi delle prestazioni delle TG  
per variazione delle condizioni  
ambiente

# Variazione condizioni ambiente



Le relazioni da tenere in considerazione per lo studio del comportamento delle TG nelle condizioni fuori progetto sono :

$$V_{in,c} = \text{cos } t.$$

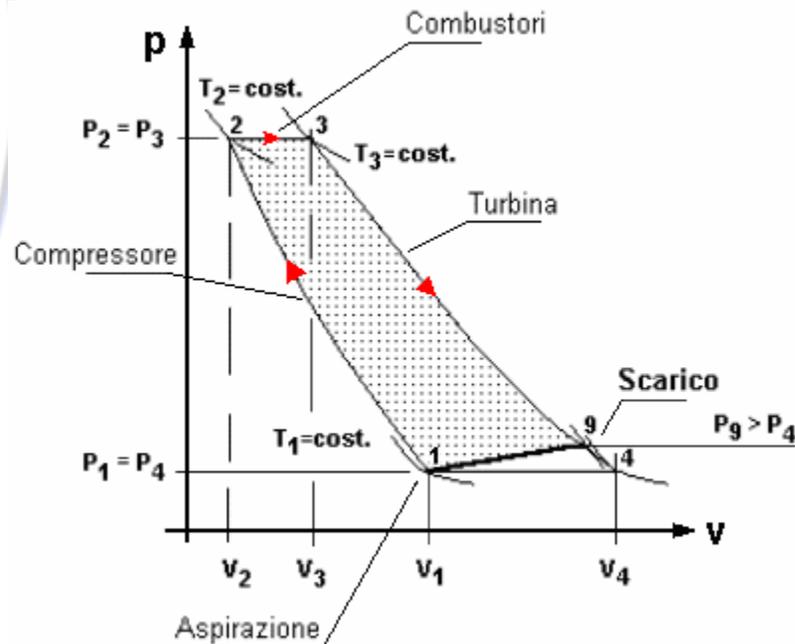
nel caso di compressore operante a nr. di giri costante

$$G_{in,t} = k \frac{p_{in,t} A_{nz}}{\sqrt{RT_{in,t}}}$$

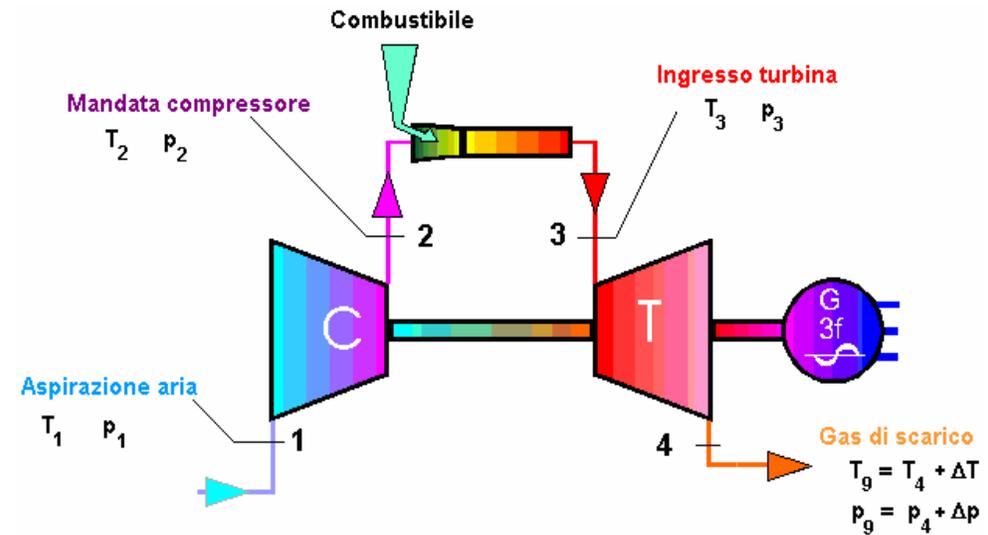
nel caso di condizioni di blocco sonico nel primo statore della turbina

# Variazione della pressione allo scarico

Le prestazioni della macchina variano al variare della pressione allo scarico. In caso di aumento di quest'ultima (ad esempio, per perdite di carico a valle della turbina), la portata di massa rimane immutata ed il ciclo termico si altera poiché la temperatura di scarico cresce in accordo con l'aumento della pressione di scarico. Potenza e rendimento diminuiscono poiché la nuova potenza  $P$  è inferiore a quella di riferimento, mentre il calore introdotto *rimane inalterato*.

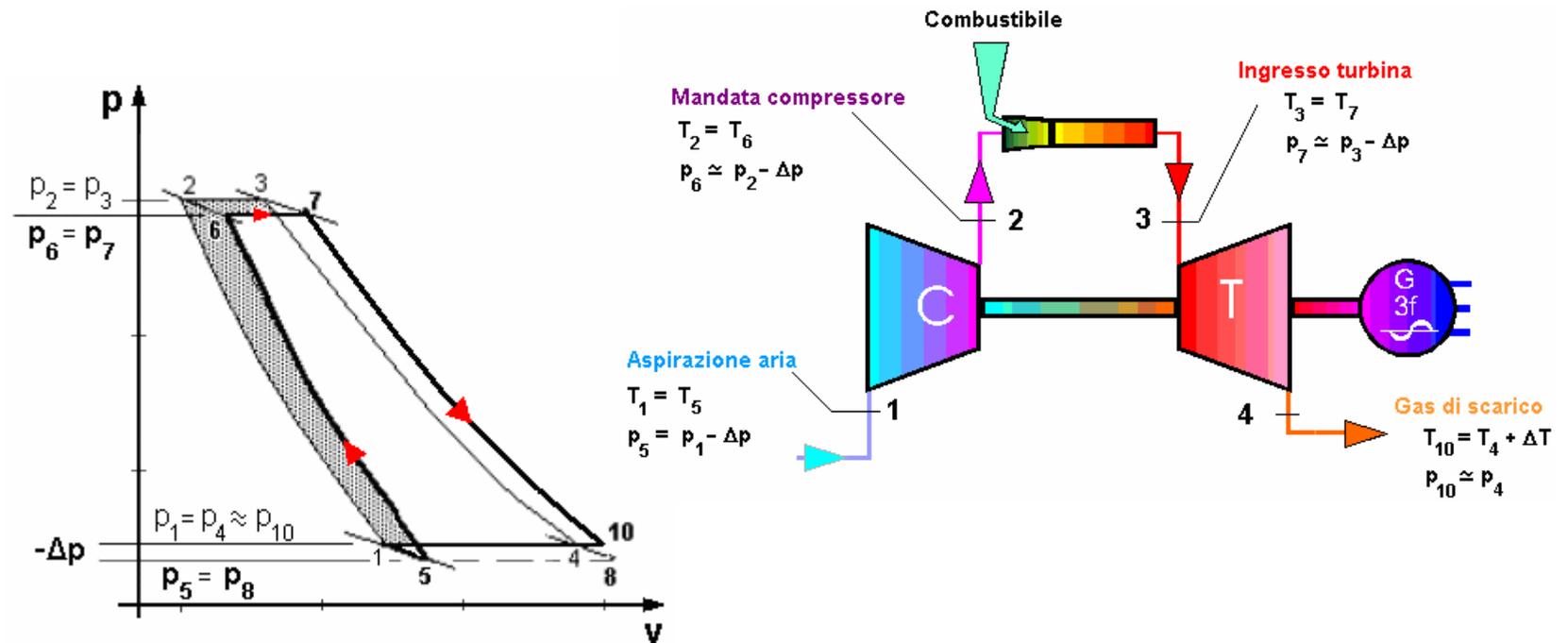


$$\Delta W = \eta G v_{ex} \Delta p$$



# Perdite di carico all'aspirazione

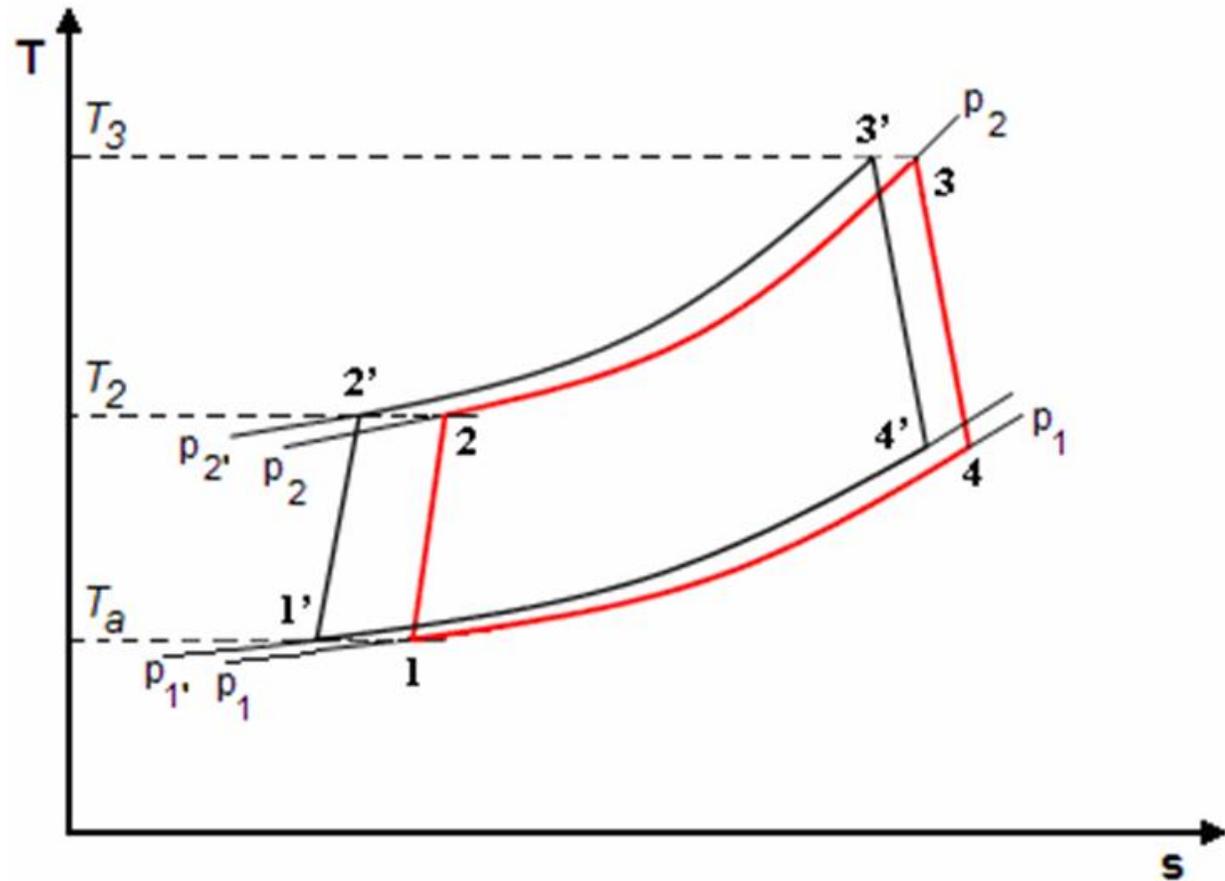
Anche la presenza di perdite di carico all'aspirazione porta ad un peggioramento delle prestazioni della turbina a gas. Infatti la caduta di pressione dovuta alle resistenze passive nel condotto di aspirazione (ad esempio, per intasamento dei filtri) equivale ad una diminuzione di pressione ambiente combinata con un'apparente controcompressione allo scarico. Si ha inoltre una riduzione di portata massica aspirata a parità di portata volumetrica.



$$V = V_{ISO} \rightarrow G = G_{ISO} \frac{v_1}{v_5} = G_{ISO} \frac{p_5}{p_1}$$

# Variazione della pressione ambiente

Se varia la pressione ambiente, ad esempio essa diminuisce, si avrà una diminuzione della portata massica del fluido di lavoro con conseguente diminuzione della potenza. Non ci sono apprezzabili conseguenze sul rendimento in quanto il ciclo resta lo stesso ma traslato su isobare diverse.

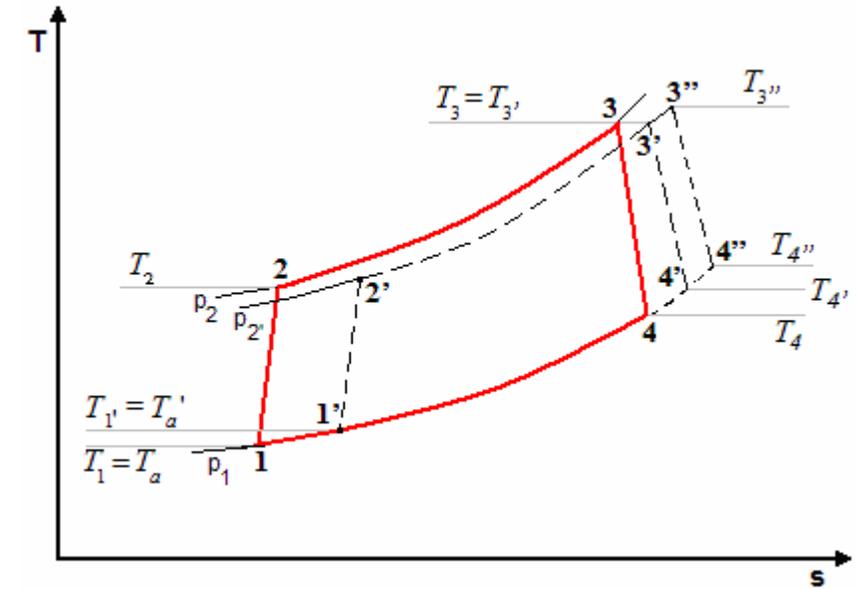


# Variazione della temperatura ambiente

Le variazioni della temperatura ambiente hanno effetti vistosi sulle prestazioni della turbina a gas. Ad esempio, passando da  $-5^{\circ}\text{C}$  a  $+30^{\circ}\text{C}$  (escursione stagionale del tutto normale per climi temperati) la variazione di volume specifico, quindi di portata massica e, in buona approssimazione, di potenza è del 12% circa.

Il rapporto di compressione, all'aumentare della temperatura ambiente, tende a diminuire per effetto della diminuita portata massica.

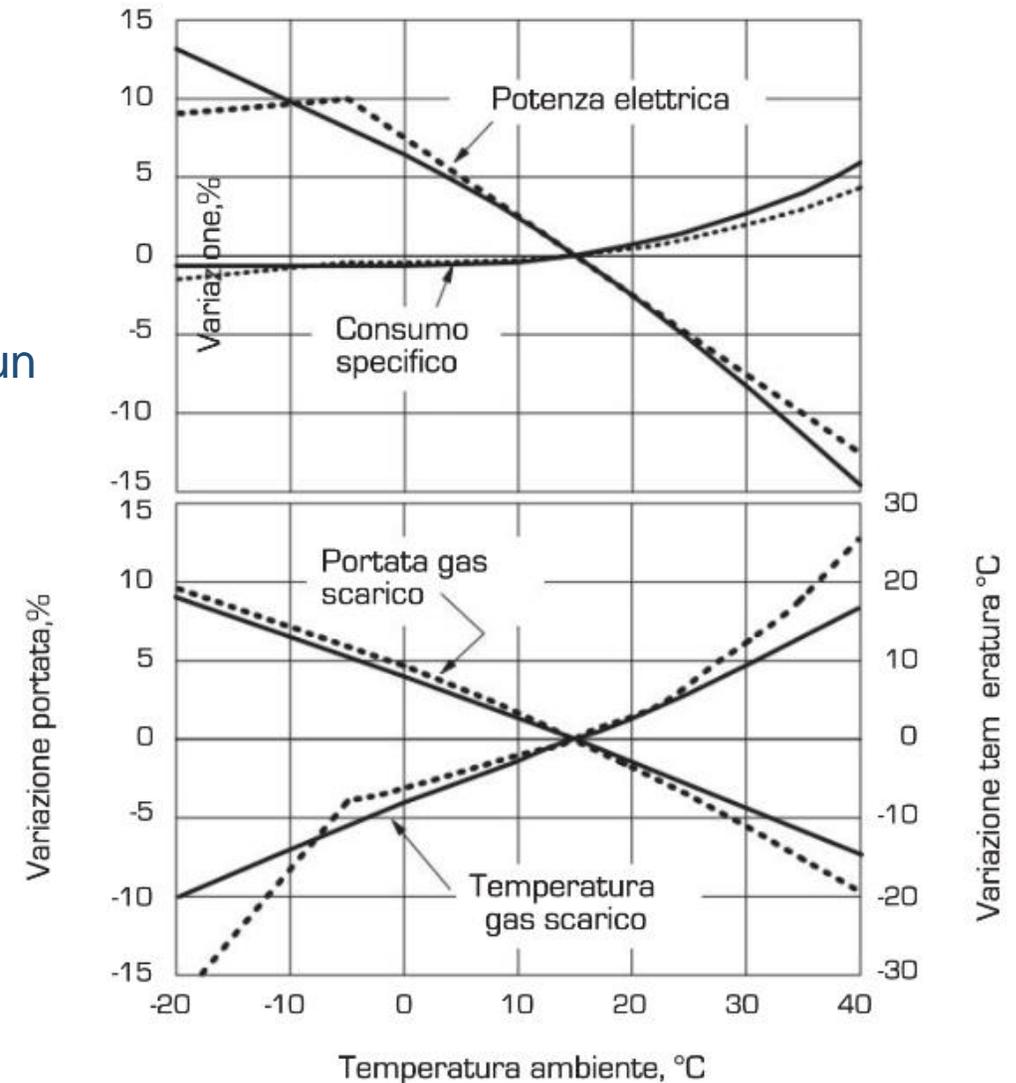
L'aumento di temperatura ha l'effetto di avvicinare la temperatura media di compressione a quella di espansione, con conseguente diminuzione del lavoro specifico e del rendimento.



# Tecniche di riduzione della temperatura aspirata:

La diminuzione di potenza all'aumentare della temperatura ambiente è assai marcata. Può quindi essere utile ricorrere a un sistema di raffreddamento dell'aria aspirata dal compressore. Le tecniche attualmente utilizzate sono:

- Umidificazione evaporativa
- Frigorifero ad assorbimento
- Frigorifero a compressione



# Effetti dello sporcamamento e invecchiamento

## Sporcamamento del compressore

La palettatura del compressore è soggetta a sporcamamento a causa di depositi che si accumulano durante l'esercizio della macchina, costituiti da contaminanti provenienti dall'ambiente esterno e dalla macchina stessa.

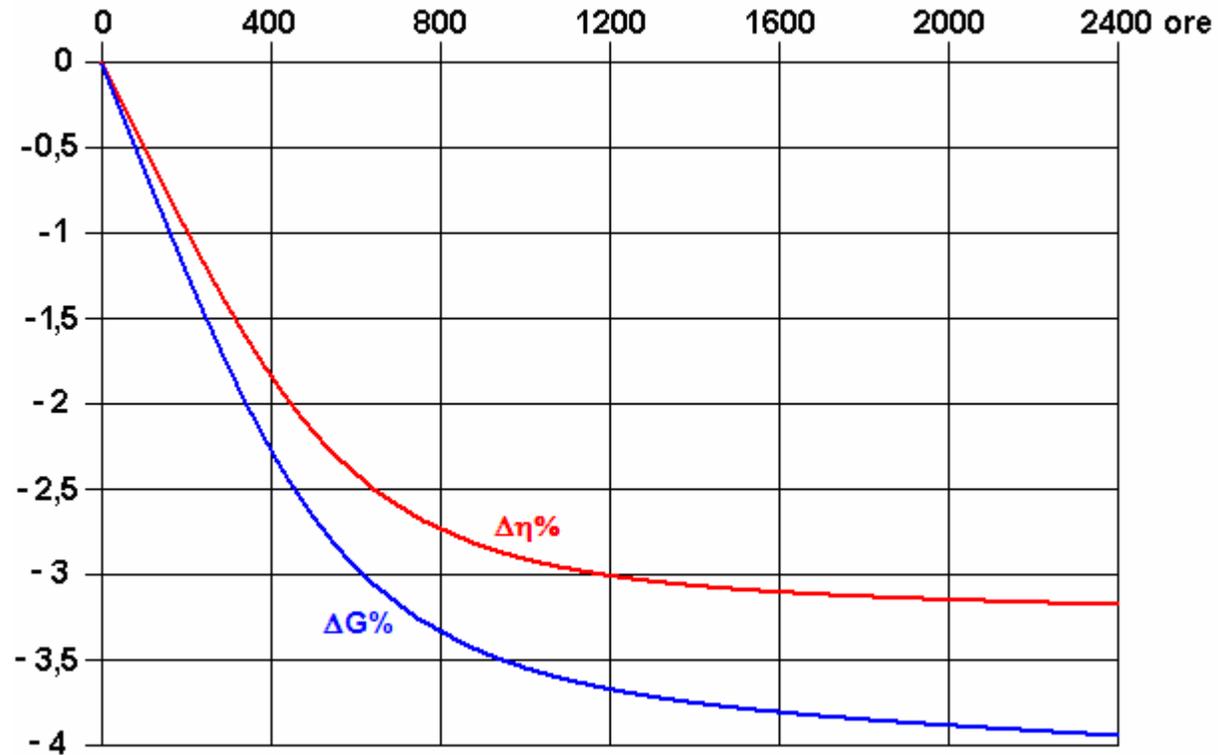
Le principali tipologie dei contaminanti che sono responsabili dello sporcamamento del compressore sono legate all'ambiente in cui la macchina opera e in funzione di questo possono essere:

- particelle dure che causano sia erosione che sporcamamento (polvere, sabbia, ceneri, ruggine, polverino di carbone),
- particelle leggere che causano sporcamamento (fuliggine, vapori d'olio, pollini, spore, insetti),
- sali inorganici.

Tali contaminanti, depositandosi sulla palettatura fissa e mobile del compressore, ne riducono l'efficienza aerodinamica e la portata d'aria aspirata, determinando in definitiva un decremento delle prestazioni della turbina a gas, con particolare riferimento a potenza e consumo specifico.



# Influenza dello sporcamento nel tempo sull'efficienza e la portata massica di un compressore assiale



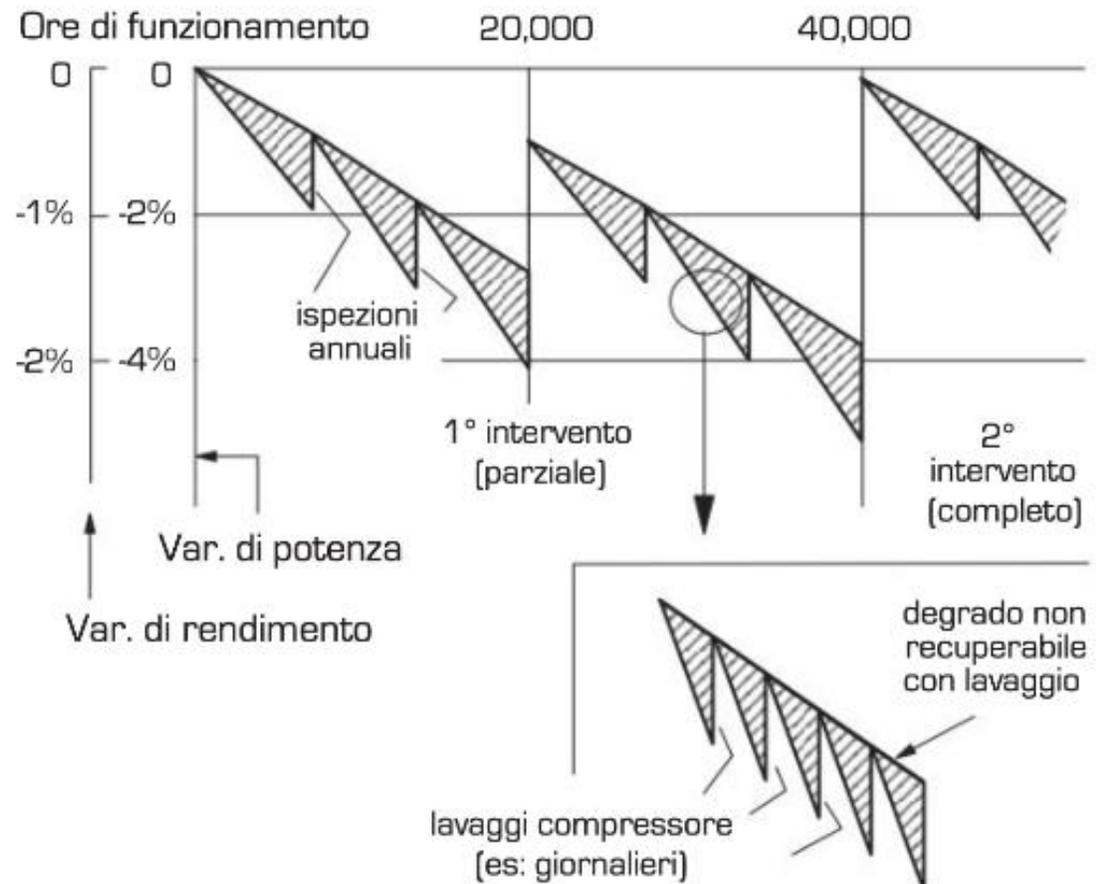
Esistono tecniche di lavaggio del compressore sia a macchina ferma che a macchina in movimento.

# Invecchiamento della TG:

L' invecchiamento delle macchine comporta la presenza di usura e micro –  
danneggiamenti.

Si interviene con operazioni di manutenzione ogni tot ore di funzionamento.

Può essere necessaria anche la sostituzione di tutte le pale della turbina, o del liner del  
combustore etc.



# Avviamento delle TG

L'avviamento di un turbogas deve essere effettuato con un motore di lancio. E' infatti necessario portare il compressore a una velocità di rotazione sufficiente a fornire un certo rapporto di compressione.

Raggiunta tale velocità, viene accesa la fiamma, a regime minimo, in modo che la macchina raggiunga la condizione di autosostentamento, ovvero che la turbina produca abbastanza potenza da trascinare il compressore.

Nel caso di TG non connesse alla rete elettrica (che fornisce la potenza necessaria al motore/generatore per l'avviamento) è necessario dotarsi di sistemi di accumulo o di generazione con motori ausiliari essendo la potenza richiesta per il lancio notevole (5-10% di quella della macchina).

I tempi di avviamento sono molto ridotti: nel caso di TG aeroderivative ca. 10 minuti che salgono a 20-30 minuti nel caso di grandi TG industriali.



# Regolazione delle TG

La regolazione ottimale di una TG dovrebbe prevedere la modifica della sola portata elaborata, mantenendo inalterato il ciclo termodinamico. Nella pratica tale soluzione è di difficile attuazione a causa dei ridotti margini di variazione della portata nei compressori assiali.

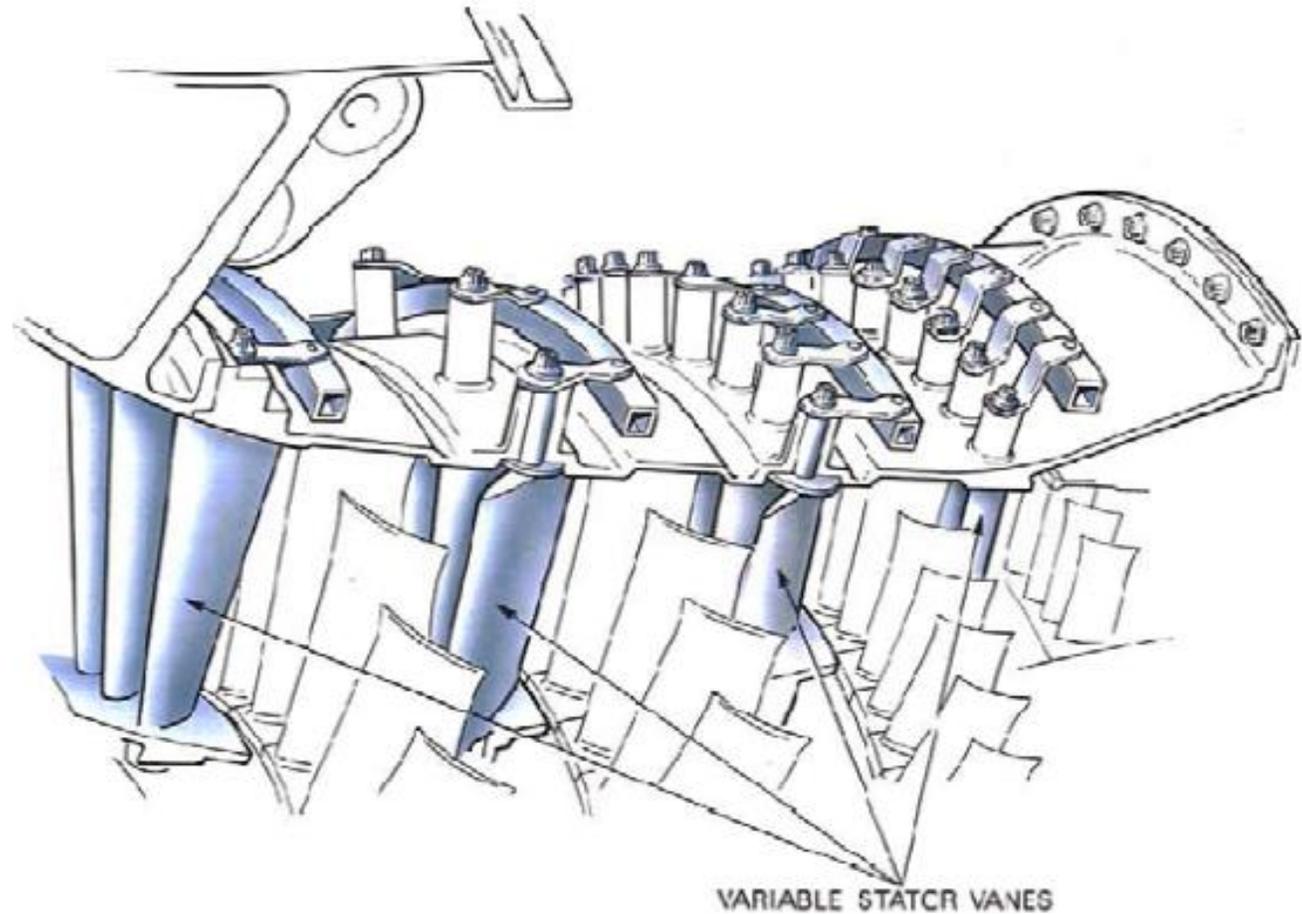
Le tecniche adottate per la regolazione sono:

- Valvola di laminazione all'aspirazione (operazione dissipativa);
- Regolazione del numero di giri (macchine accoppiate a utilizzatori a giri variabili o macchine multialbero).
- Con VGV (pale a calettamento variabile che al diminuire della portata restringono la sezione di passaggio lasciando inalterata la velocità assoluta del fluido).

Tutti i sistemi si integrano con la regolazione sulla portata di combustibile per mantenere costante la TIT o la TOT. Inoltre non consentono di regolare la TG al di sotto del 50%, soglia oltre la quale è necessario ridurre la TIT.

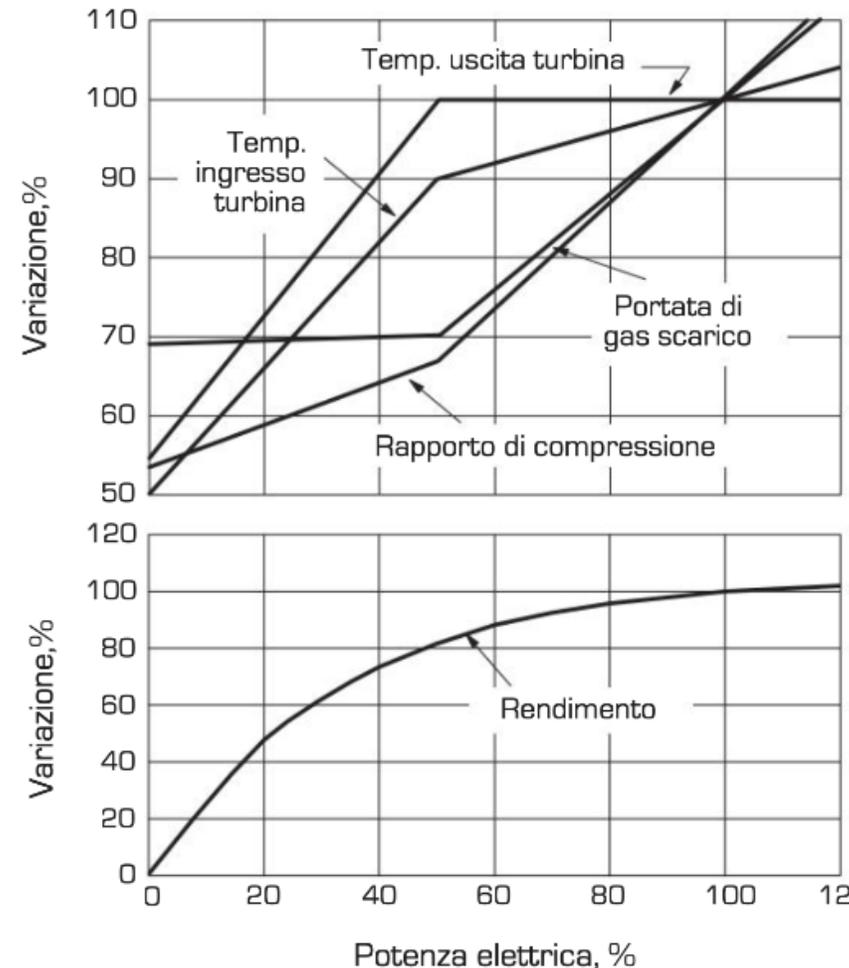


# Variable Guide Vanes



Con questo sistema si riesce a regolare dal 50 al 100% della potenza. Il sistema di iniezione del combustibile provvede a mantenere costante la temperatura di uscita dalla turbina.

# Regolazione ed avviamento delle TG



- Dal 50 al 100 % la regolazione con VGV determina la riduzione di portata, rapp.compressione, TIT mantenendo costante TOT. Il rendimento decade per effetto della riduzione di beta e TIT.
- Per carichi più bassi si regola con la portata di combustibile e quindi si determina la diminuzione notevole della TIT, per cui i cali di rendimento sono più vistosi.
- Le TG sono comunque molto più flessibili delle TV non avendo il problema dell'inerzia termica per la produzione di vapore.



## Bibliografia

Giovanni Lozza, “Turbine a gas e cicli combinati”,  
Società Editrice Esculapio, ISBN 978-88-7488-934-1.