

Analisi cicli reali

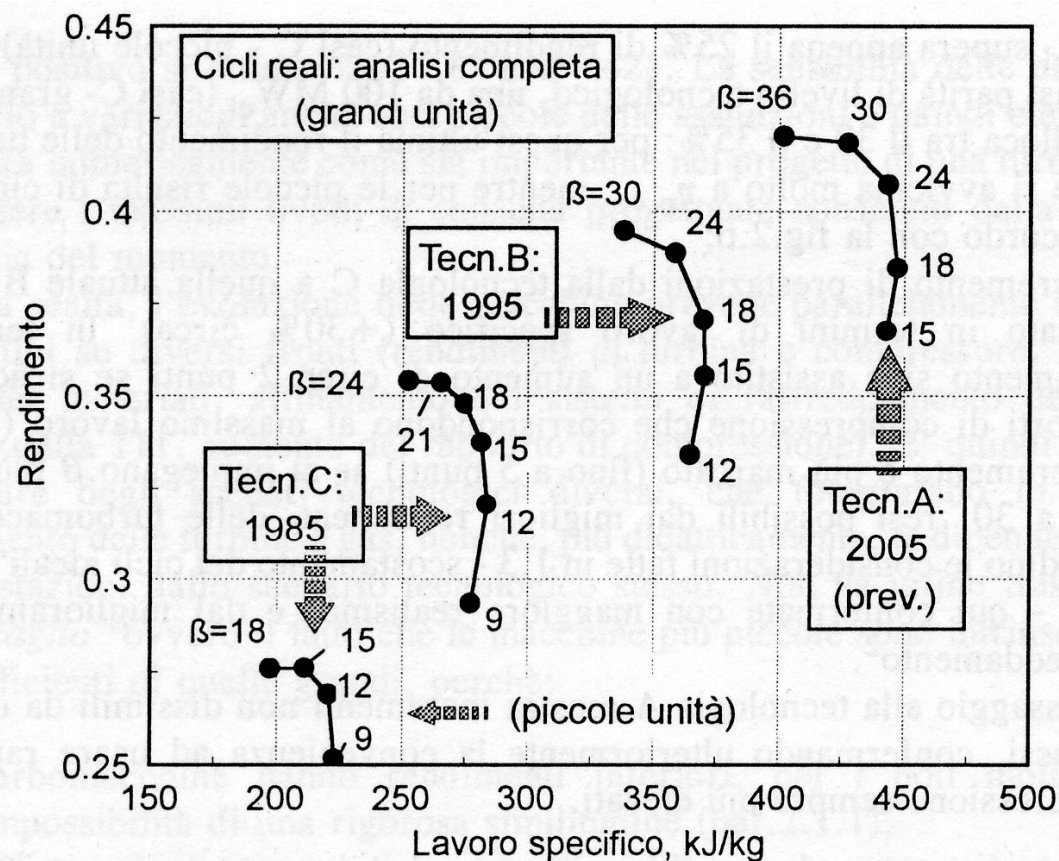
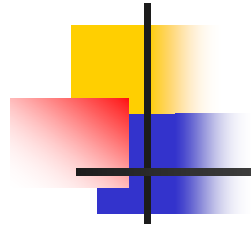


Fig.3.3: *Rendimento e lavoro specifico di cicli semplici reali di turbina a gas al variare del rapporto di compressione. Assunzioni di calcolo da Tab.3.1, con le variazioni imposte da Tab.3.2 per le tecnologie A e C.*



Analisi entropica

- L'utilizzo del II p e del I p.della TD permette di esprimere il rendimento di un ciclo di potenza in funzione delle perdite causate dalla produzione entropica nei processi irreversibili che si verificano all'interno del ciclo stesso.
- $\eta_{II} = W/W_{rev} = (W_{rev} - T_0 \Delta S)/W_{rev}$
 $= 1 - \sum_i \Delta \eta_{IIi}$



- Esempio, gas naturale
- LHV= 44137, HHV= 48978
- $W_{rev}=45606$ (Lavoro reversibile del combustibile - non si tiene conto del contributo del lavoro di miscelamento)
- $ex_f=46359$ [kJ/kg]

Analisi di Primo e Secondo principio

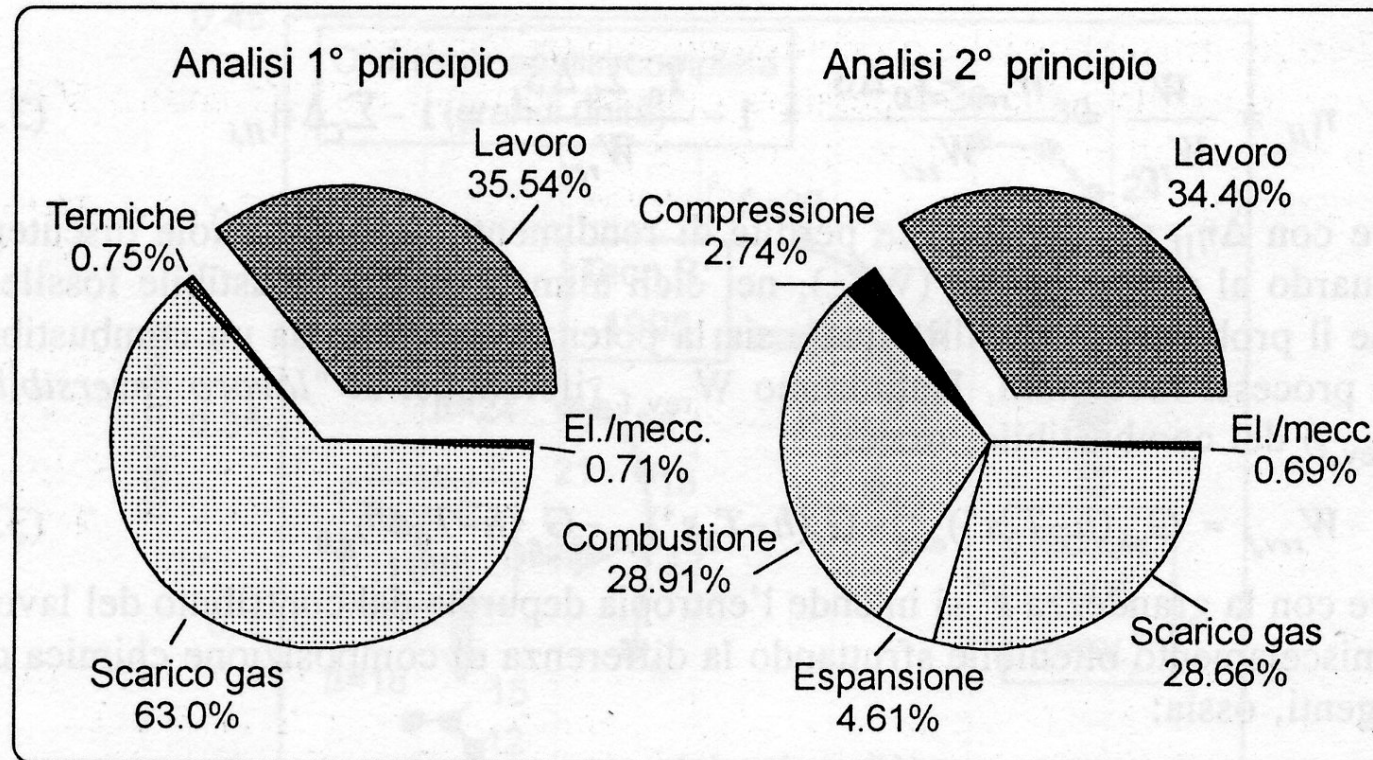
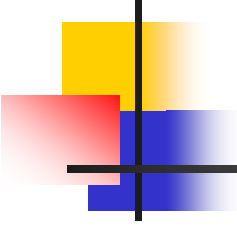


Fig.3.4: *Analisi di primo e di secondo principio della turbina a gas di fig.3.1.*

Analisi entropica fra cicli a diverso β

Tab.3.3: *Analisi entropica di due cicli di turbina a gas aventi rapporto di compressione 15 e 30, in accordo con le assunzioni riportate in Tab.3.1.*

Fenomeno irreversibile	Ciclo $\beta=15$	Ciclo $\beta=30$
Δp aspirazione	0.077	0.094
Compressione	2.390	3.689
Perdita di massa	0.275	0.479
Combustione	27.930	25.680
Perdite termiche	0.556	0.545
Δp combustore	0.422	0.314
Espansione raffreddata	1.753	2.072
Espansione non raffr.	0.506	1.172
Scarico e Δp refrigerante	1.347	2.340
Scambio termico raffredd.	0.482	0.332
Diffusore	0.519	0.621
Δp scarico	0.078	0.094
Scarico gas	28.580	23.420
Perdite organiche	0.319	0.489
Perdite elettriche	0.368	0.429
Compressione gas nat.	-	0.100
Rendimento 2° principio	34.398	38.130



Confronto fra I e II P= perdite allo scarico

Il $\Delta \eta$ dell'analisi entropica non ha il significato di "punti di rendimento guadagnati se l'irreversibilità in oggetto venisse rimossa", ma è semplicemente proporzionale al "lavoro perso compiendo un certa trasformazione in modo irreversibile"

Bilancio termico TG $\beta=30$

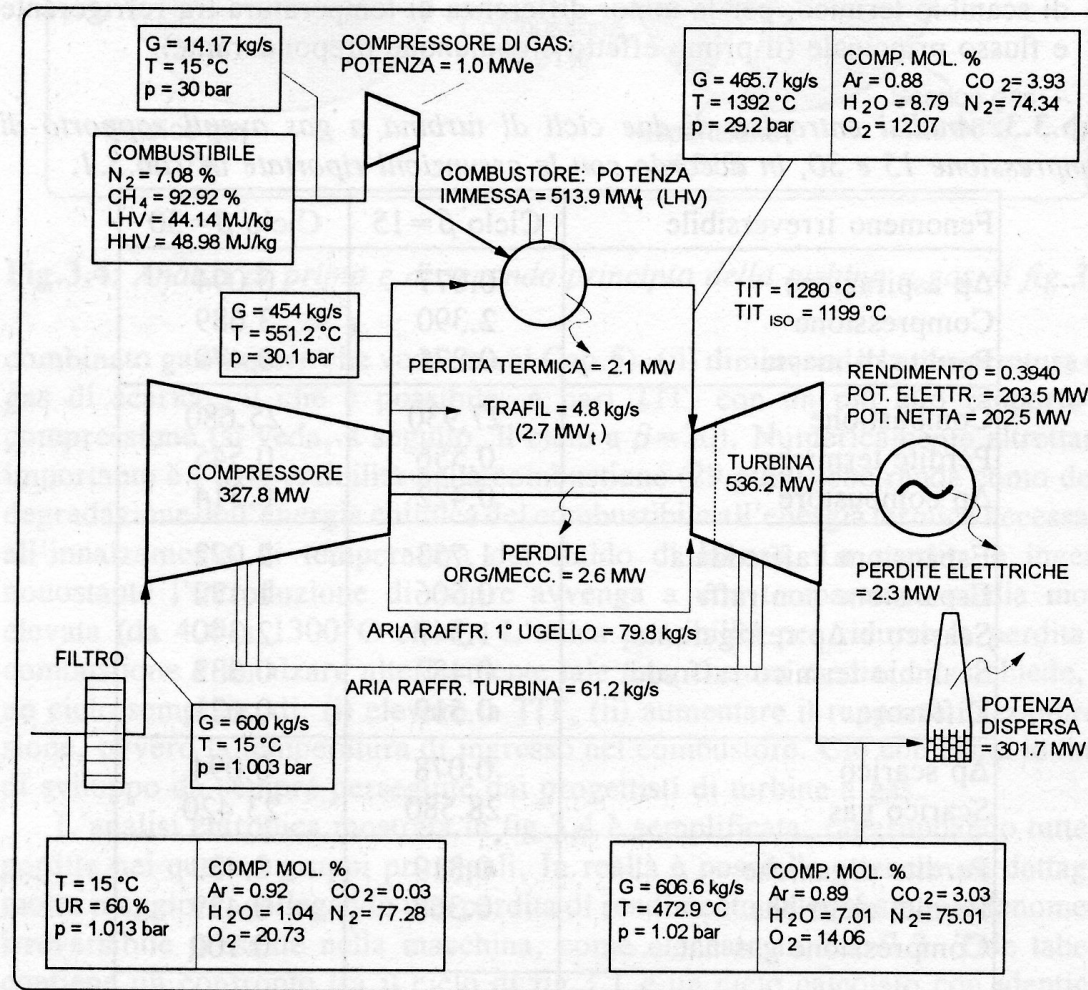
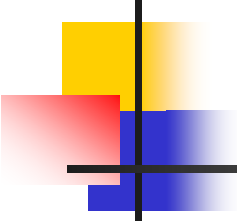
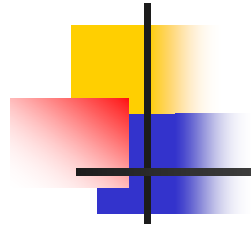


Fig.3.5: Bilancio termico completo di una turbina a gas in ciclo semplice con $\beta=30$, $TIT=1280^\circ\text{C}$, portata aria 600 kg/s. Assunzioni di calcolo da Tab.3.1.



Confronto fra cicli a diverso β

- In virtù della maggiore temperatura del comburente (551°C contro 398°C) le perdite di combustione diminuiscono di 2 punti
- In virtù della minore temperatura dei gas scaricati (473°C contro 600°C) le perdite relative diminuiscono di 5 punti
- Aumentano le perdite di compressione ed espansione
- Le perdite di raffreddamento cambiano: aumentano quelle di scarico del refrigerante nel flusso principale, a causa dell'aumento della massa iniettata, diminuiscono quelle di scambio termico, per la minore differenza di temperatura tra refrigerante e flusso principale



Mercato delle turbine a gas

TG molto più compatta di IV. Tutto l'impianto TG è grande quanto la TV

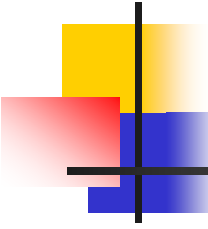
Vantaggi:

- Possibilità di installazione in spazi limitati. Facilmente trasportabile. Facilità di montaggio (si monta in fabbrica e non in cantiere)
- Tempi di installazione ridotti (TG 1y, IV 5y)
- Costi di investimento limitati (TG 350\$/kW, IV 1000\$/kW)

Nel passato ci sono stati ostacoli alla diffusione delle TG legate al rendimento ed all'affidabilità: oggi superati

Problema

Combustibile costoso!



Macchine Heavy Duty e Aeroderivative

- Heavy duty o industriali: sono state progettate e sviluppate esclusivamente per l'impiego industriale e principalmente per la produzione di EE
- Aero-Derivative: sono derivate, con modifiche più ridotte possibili, da motori progettati e sviluppati per la propulsione aeronautica

AD e HD

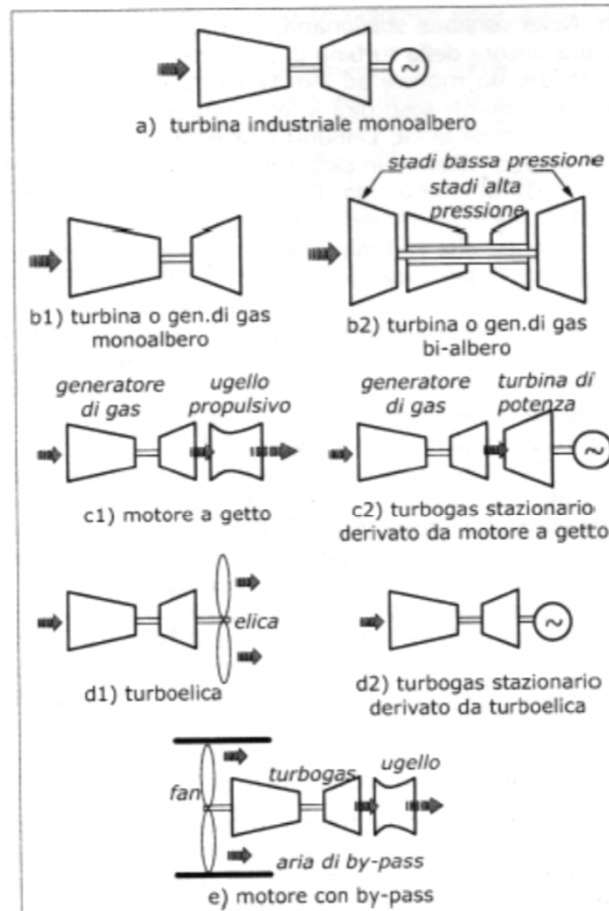
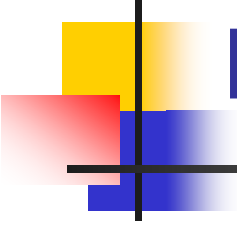


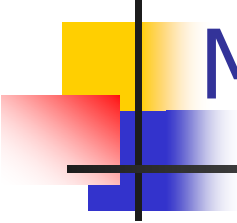
Fig.3.6: Disposizione indicativa delle turbine a gas per impieghi industriali o aeronautici, e schematizzazione delle possibili trasformazioni di propulsori aeronautici in macchine per la generazione di potenza.



Macchine Heavy Duty e Aeroderivative

HD: caratterizzate da progettazione più essenziale e “pesante”. Normalmente monoalbero. Rapporti di compressione inferiori a quelli ottimali:

- Per ridurre i costi si massimizza il lavoro specifico
- Per ridurre i costi si minimizza il numero di stadi delle TM
- L'elevato contenuto termico dei gas di scarico non è un problema (CC)



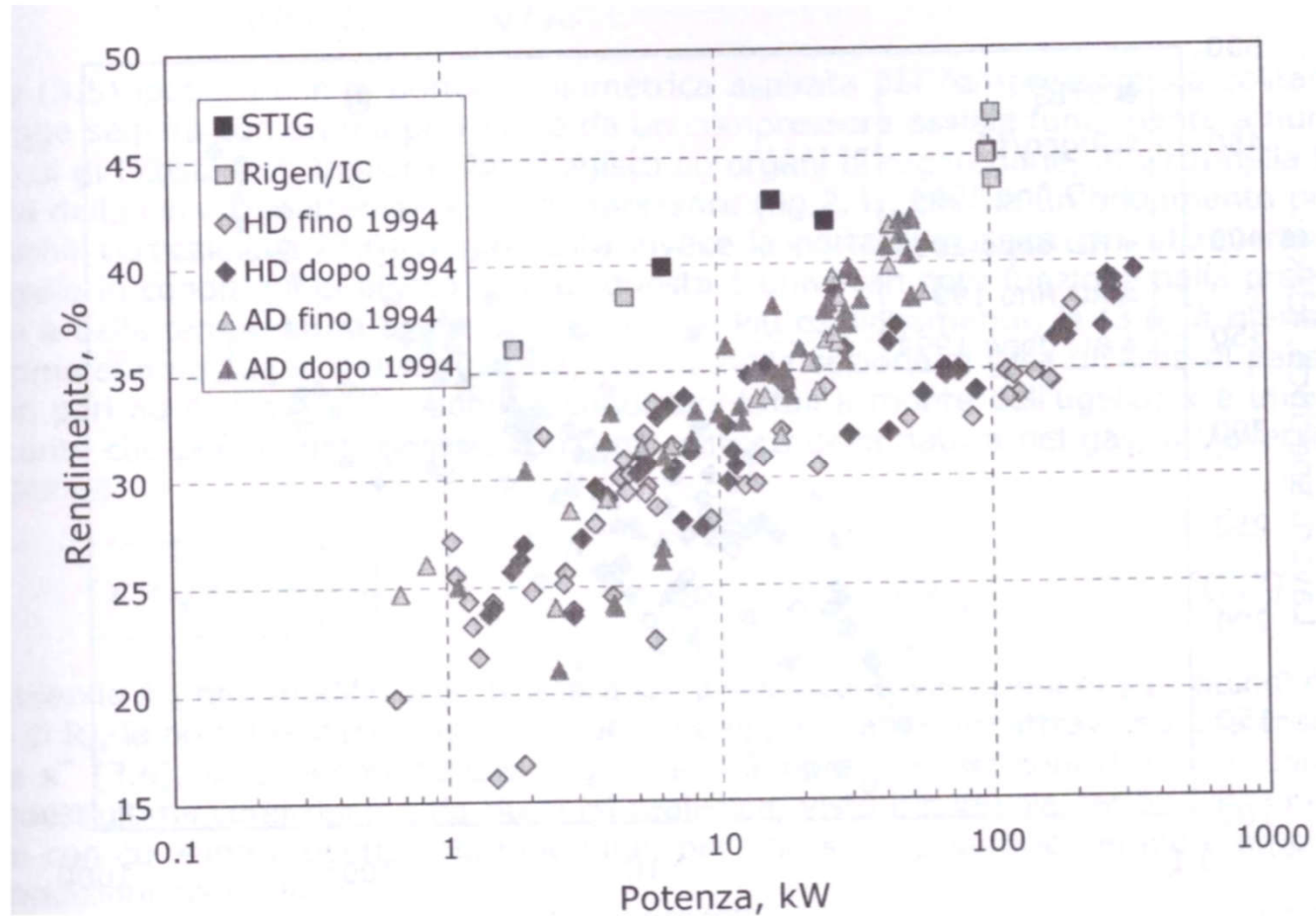
Macchine Heavy Duty e Aeroderivative

- AD: più leggere (Pay load), ridotta sezione frontale
- Rendimento superiore (peso e costi)
- Più costose
- Rapporti di compressione più elevati e tecniche di raffreddamento più sofisticate
- Configurazione multialbero: ottimizzazione numero di giri specifico e quindi rendimento

Conversione

- Motore a getto - La TG non genera potenza ma solo gas: va inserita una turbina di potenza
- Turboelica – si sostituisce l'elica con un generatore

Rendimento TG

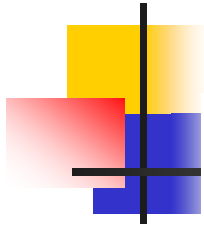


- Condizioni ISO
 - T amb. 15°C
 - P amb. 101325 Pa
 - No perdite aspirazione e scarico
 - Comb. GN a sufficiente pressione
 - Macchina nuova e pulita

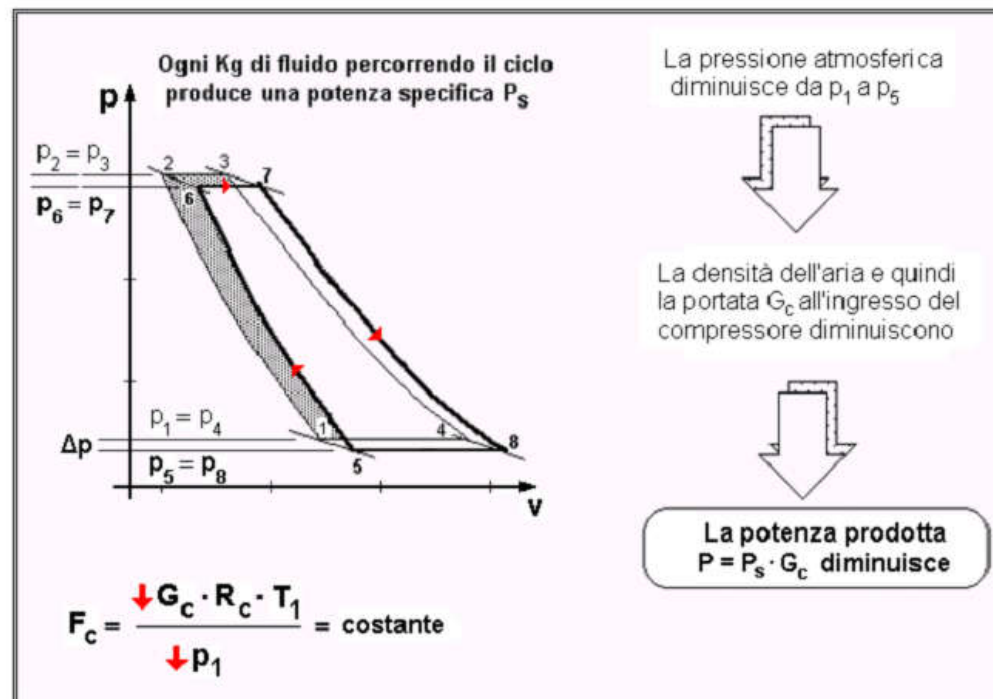
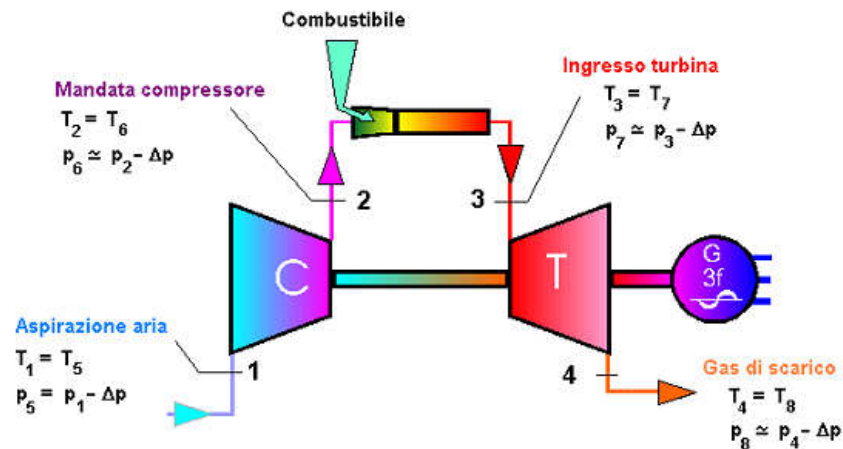
Ipotesi

- $F_{in, c} = \text{cost (Portata Volumetrica)}$
- $F_{in, t} = \text{cost (Portata Volumetrica)}$
- $T_{in, t} = \text{cost (Temperatura in. Turbina)}$

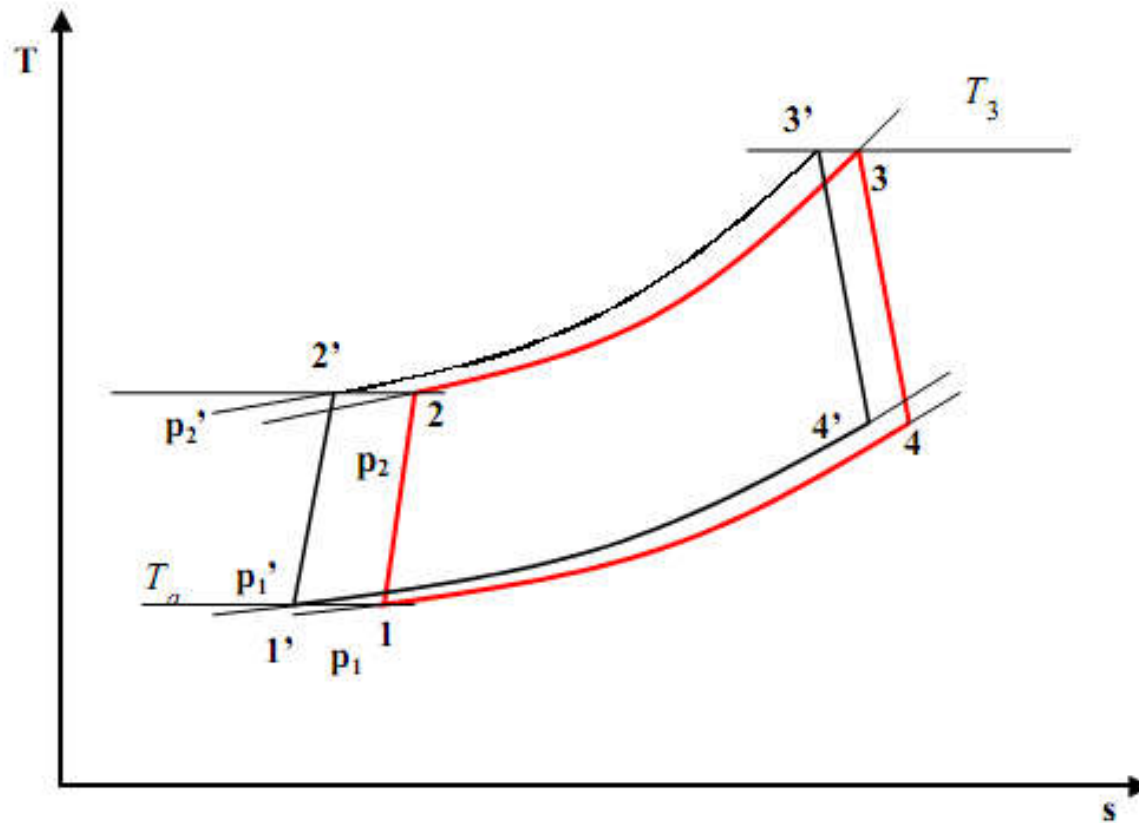
- $G_{in, t} = k^* (p_{in, t} / T_{in, t}^{1/2}) \text{ (Portata massa Turbina)}$



Variazione della pressione atmosferica

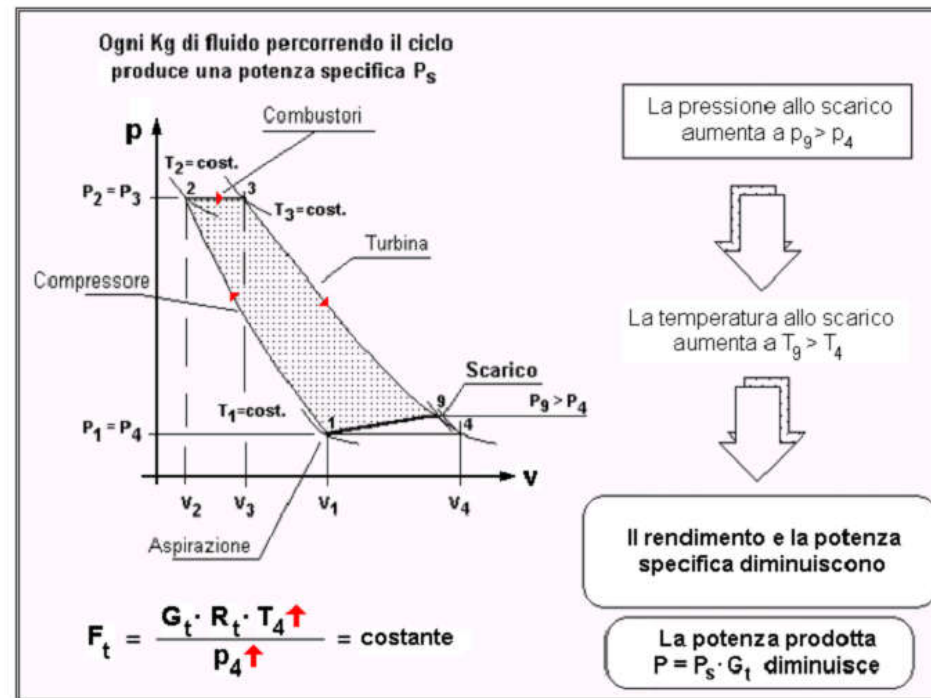
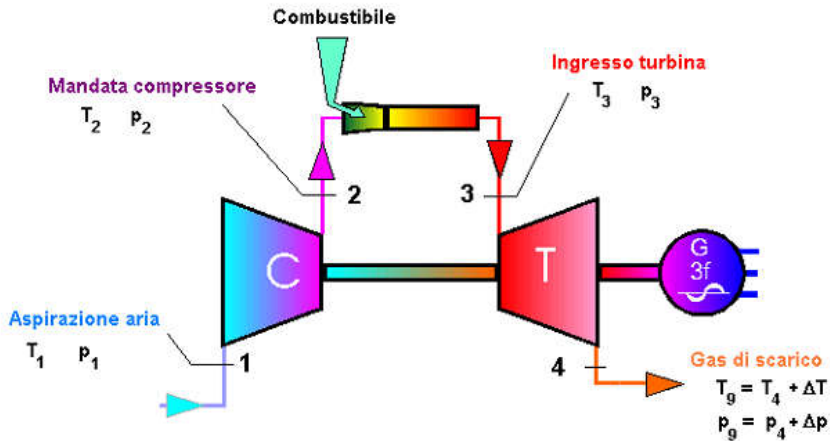


Aumento della pressione

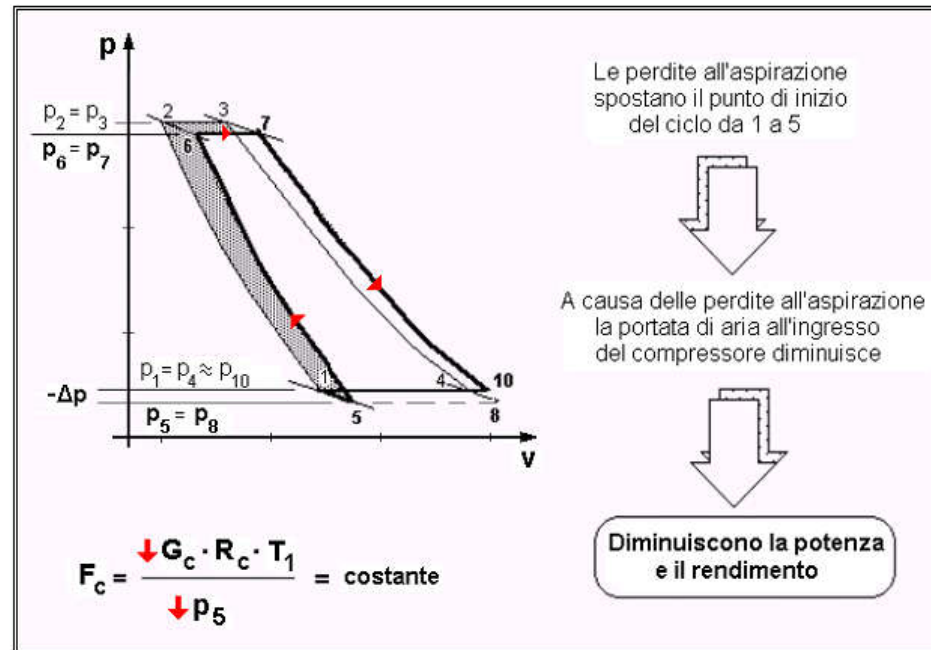
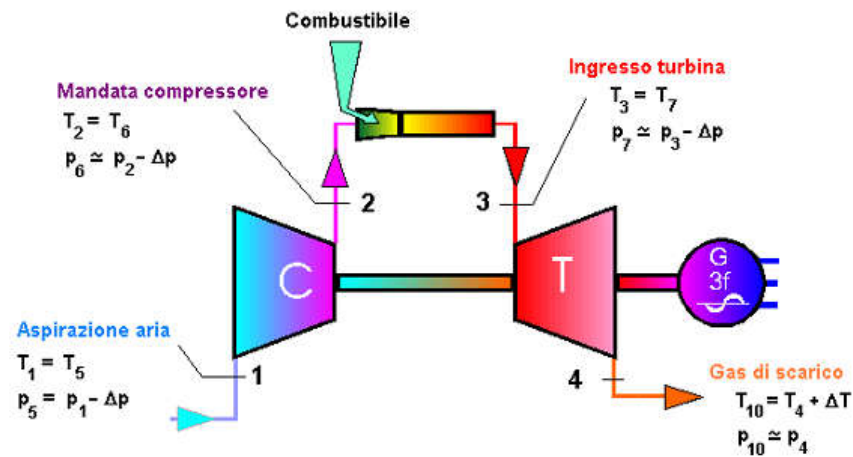




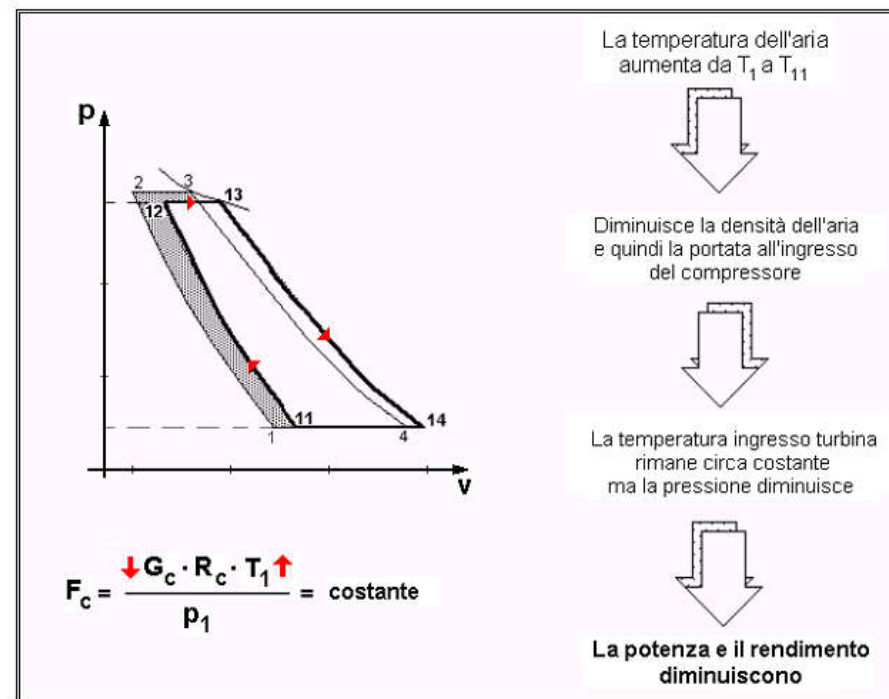
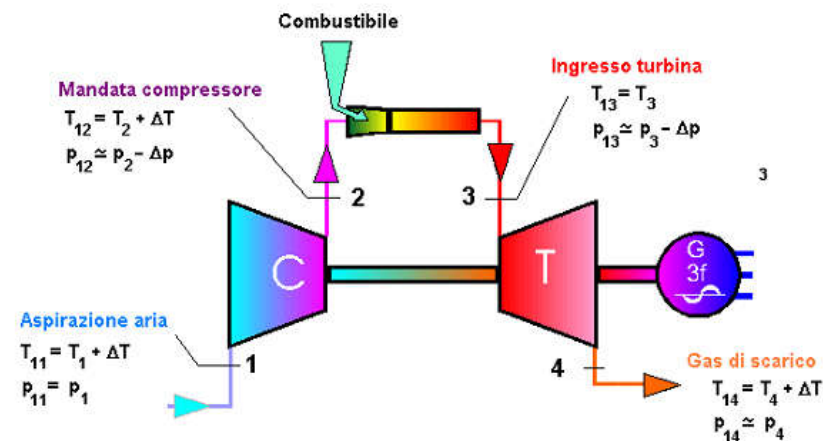
Varia



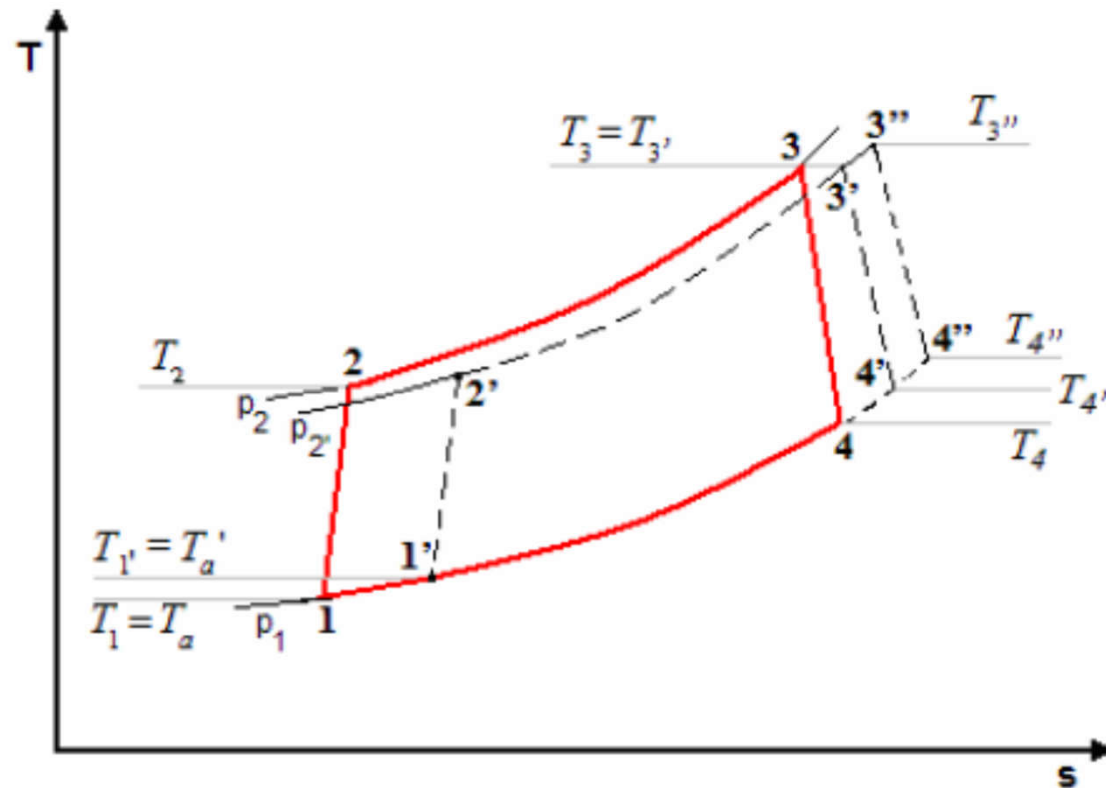
Perdite di carico all'aspirazione



Variazione della temperatura dell'aria

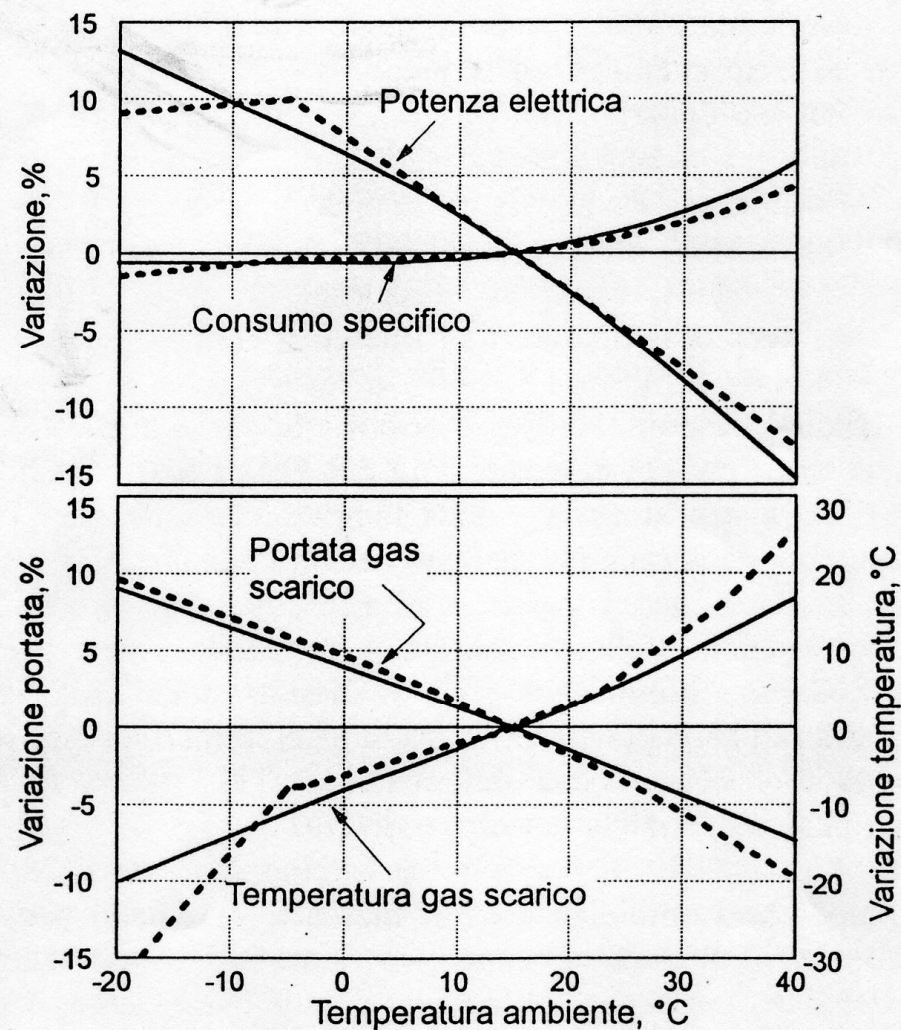


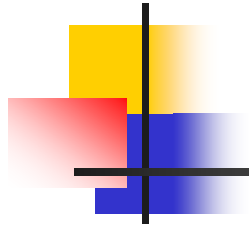
Influenza temperatura aria



Variazione Temperatura esterna

Fig.3.8: *Variazione di potenza elettrica, consumo specifico, portata e temperatura dei gas di scarico in funzione della temperatura ambiente, a pieno carico, di due modelli di turbina a gas (linea continua: industriale monoalbero, linea tratteggiata: aeroderivative bialbero).*





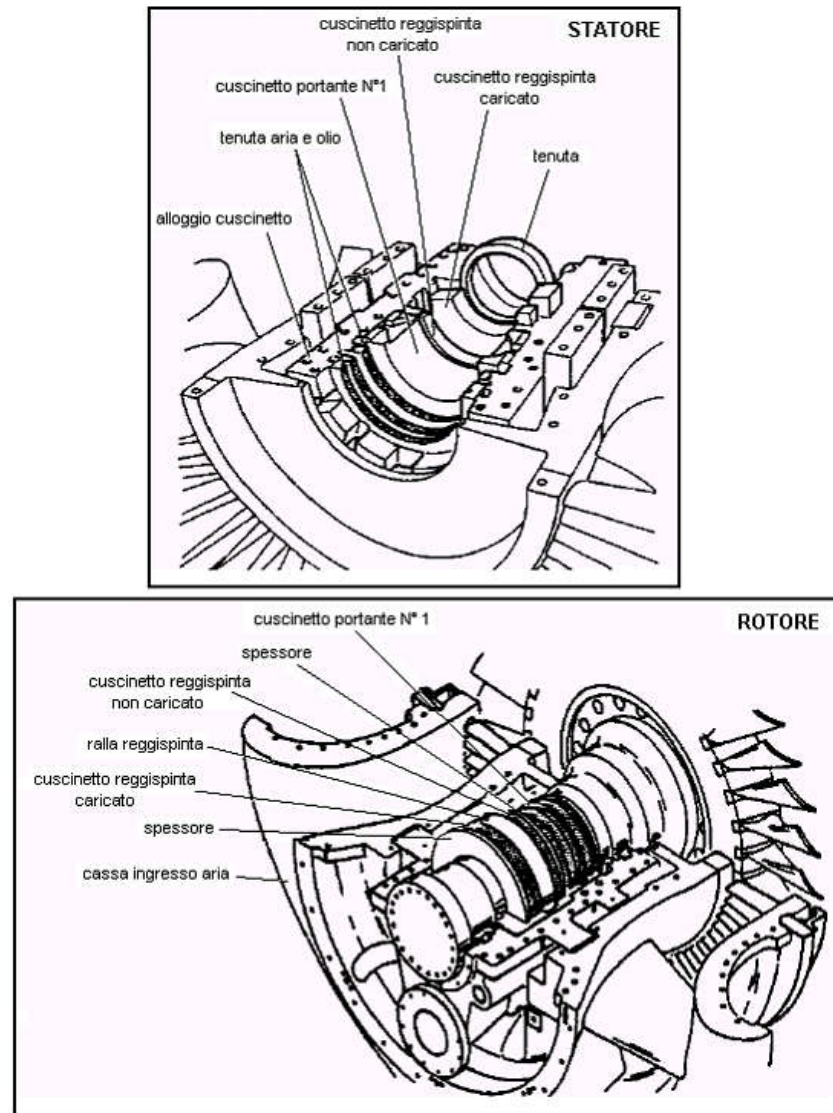
Sporcamento compressore

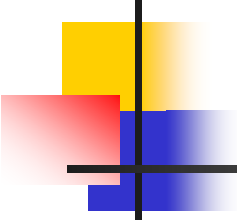
La palettatura del compressore è soggetta a sporcamento a causa di depositi che si accumulano durante l'esercizio della macchina, costituiti da contaminanti provenienti in parte dall'ambiente esterno e in parte dalla macchina stessa (vapori d'olio del cuscinetto del compressore).

In relazione alle sfuggite di olio dal primo cuscinetto lato compressore (cuscinetto N° 1), occorre porre particolare attenzione ai sistemi di tenuta poiché i trafilamenti di olio lungo l'albero sono aspirati direttamente dal compressore.

I vapori d'olio che si depositano sulle superfici, oltre a provocare direttamente lo sporcamento delle palette, sono anche responsabili del trattenimento delle particelle di polvere che entrano nella macchina.

Sporcamento compressore



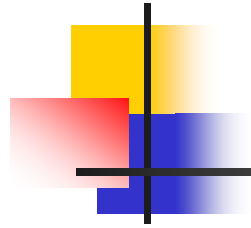


Sporcamento compressore

Le principali tipologie dei contaminanti che sono responsabili dello sporcamento 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 sporcamento (polvere, sabbia, ceneri, ruggine, polverino di carbone),
- particelle leggere che causano sporcamento (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.



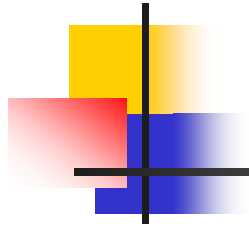
Sporcamento compressore

Esistono ormai consolidate tecniche di lavaggio del compressore, eseguibili sia a macchina fuori parallelo in rotazione alla velocità di "crank" (lavaggio off-line) che a macchina in parallelo (lavaggio on-line), con cui l' esercente può intervenire per contrastare lo sporcamento del compressore e ripristinare la normale efficienza della turbina a gas senza dover aprire la macchina.

Il lavaggio off-line, che avviene a macchina spenta e trascinata dal motore di lancio, dà luogo a basse velocità dell'aria e della soluzione di lavaggio e permette di raggiungere ottimi gradi di pulizia, talvolta fino al 100% dell'efficienza.

Il lavaggio on-line, che avviene a macchina funzionante, non può mai essere così completo come il lavaggio off-line per 4 motivi:

1. con il rotore che gira a 3000 rpm le forze centrifughe spingeranno il liquido di lavaggio verso la periferia;
2. la velocità dell'aria è molto elevata e permette un tempo ridotto di permanenza del liquido nel compressore;
3. la turbolenza è molto alta e gran parte del liquido scorre sulle pareti del condotto d'ingresso prima di entrare nel compressore;
4. la compressione dà luogo ad un aumento di temperatura, il che può causare l'inizio della vaporizzazione del liquido a metà strada del compressore.



Sporcamento compressore

Infine c'è il rischio di danno da erosione per impatto delle gocce sulle palettature: ciò può essere evitato riducendo il diametro delle gocce del liquido di lavaggio mediante l'aumento della sua pressione di atomizzazione (circa 70 bar).

Nei sistemi di lavaggio ad alta pressione gli ugelli sono installati vicino all'ingresso del compressore e generano una nebulizzazione ad alta velocità: le goccioline hanno circa la stessa velocità dell'aria e hanno perciò maggior probabilità di penetrare fino in fondo al compressore.

Sporcamento - invecchiamento

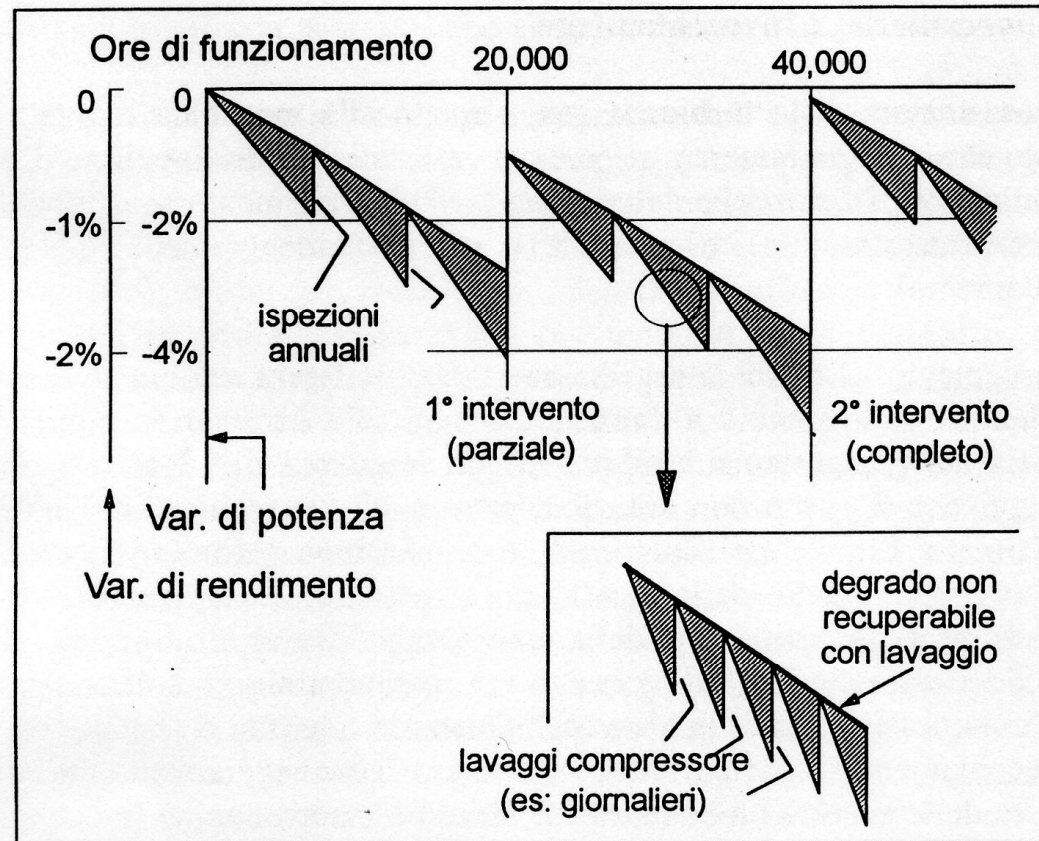
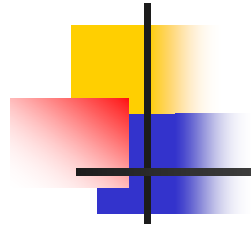


Fig.3.9: *Andamento qualitativo nel tempo della perdita di potenza e rendimento di una turbina a gas, per sporcamento e invecchiamento.*



Regolazione TG

- Regolazione mediante pale a calettamento variabile (IGV: inlet guide vanes)
- Regolazione con valvola di laminazione all'aspirazione
- Regolazione del numero di giri

Regolazione TG

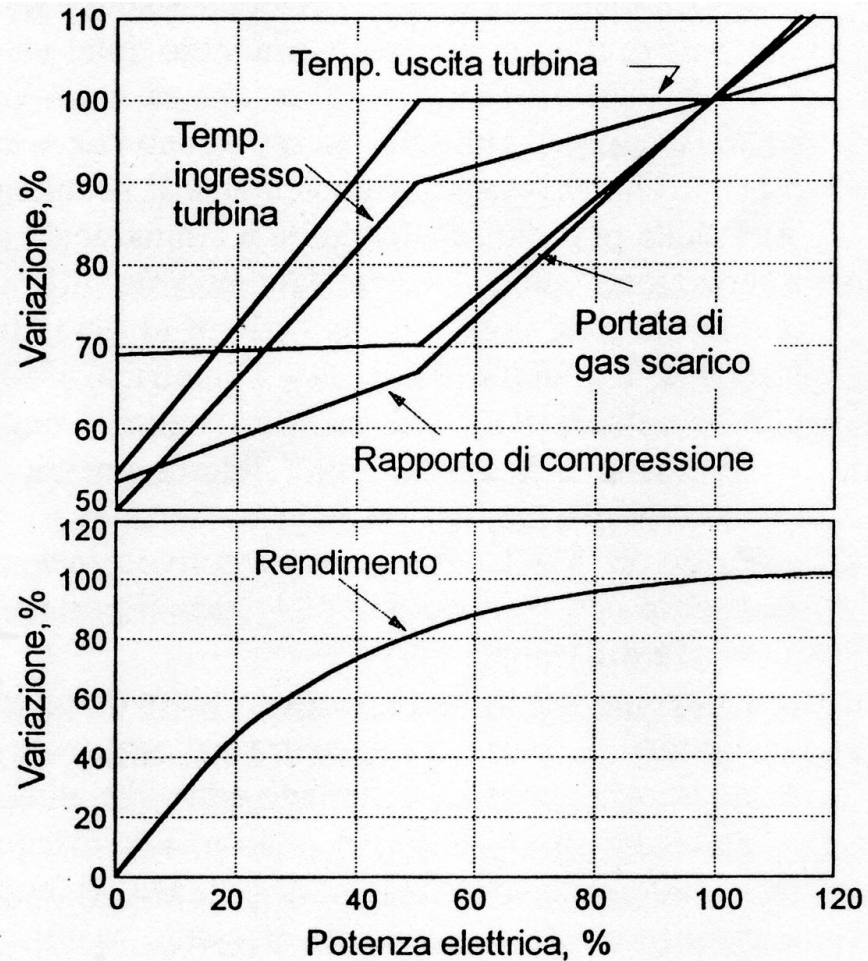
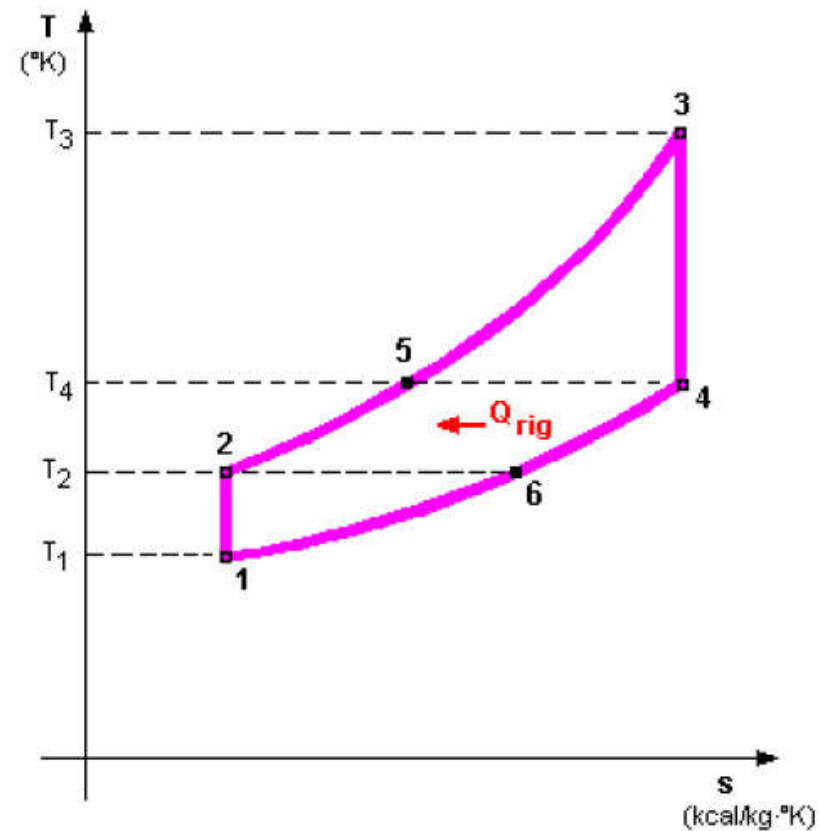
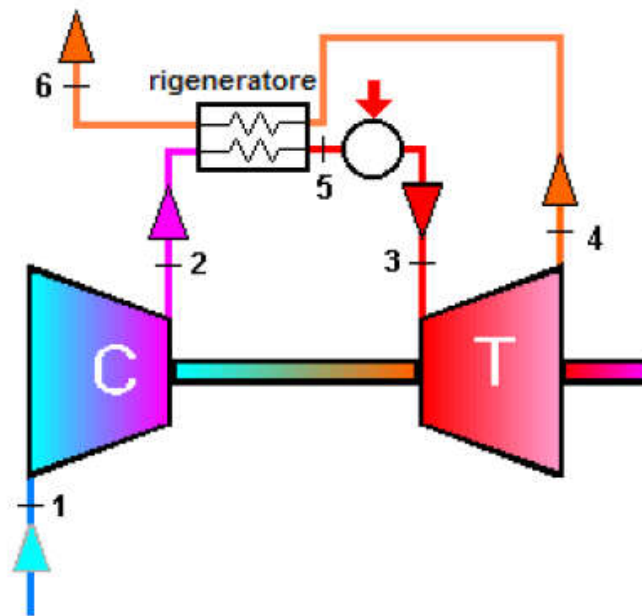
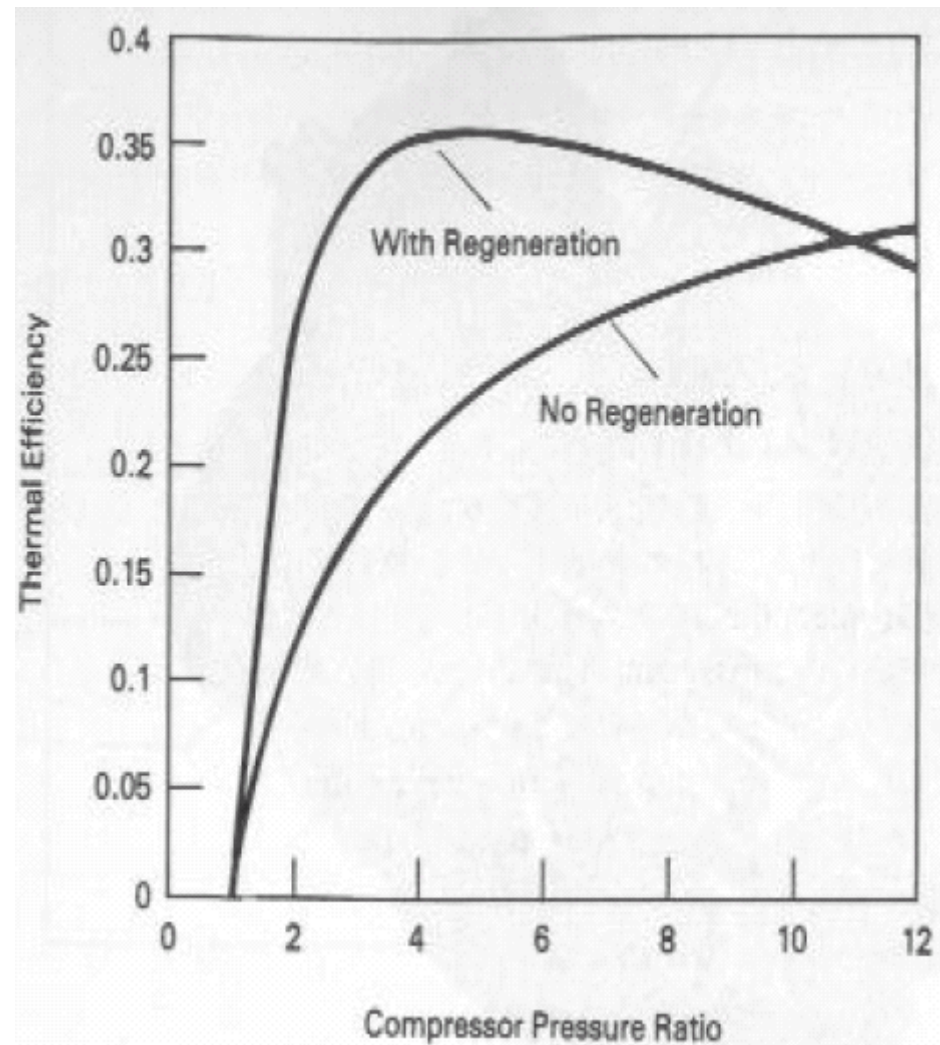


Fig.3.10: Prestazioni fondamentali di una turbina a gas industriale in regolazione di potenza.

Varianti dei cicli a gas - Rigenerazione

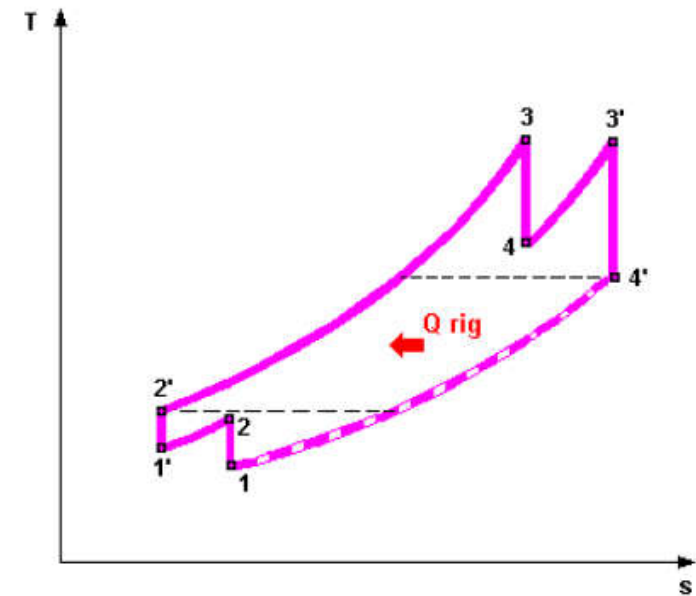
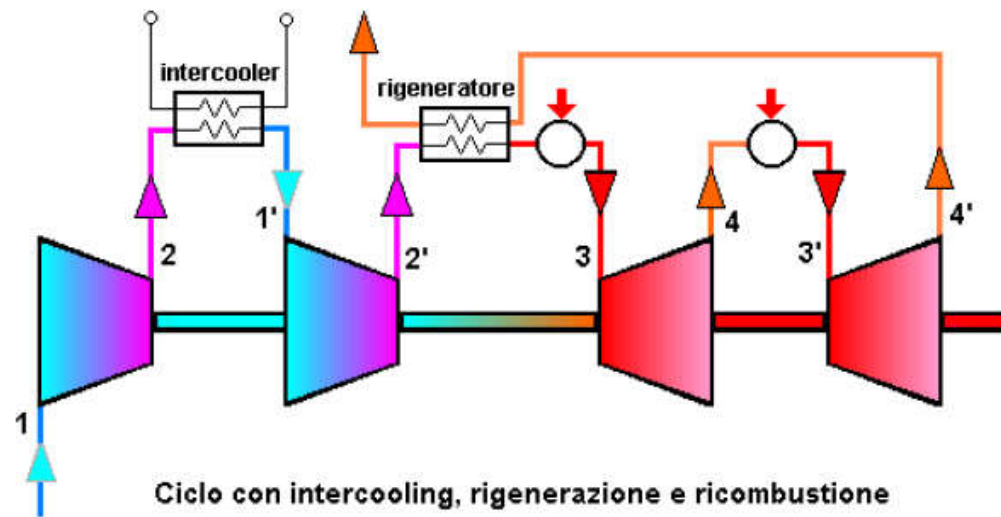


Varianti dei cicli a gas - Rigenerazione

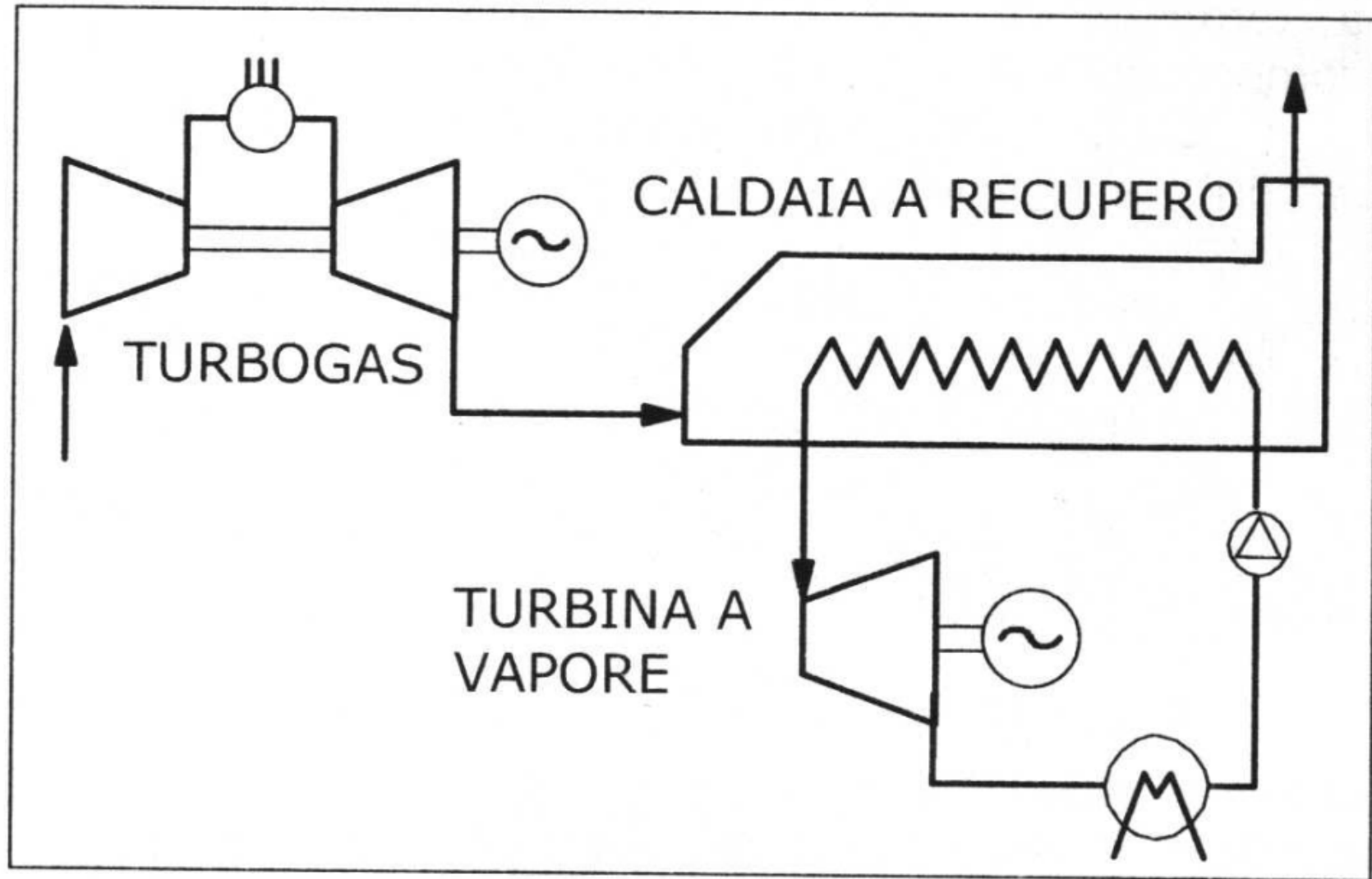


Varianti dei cicli a gas

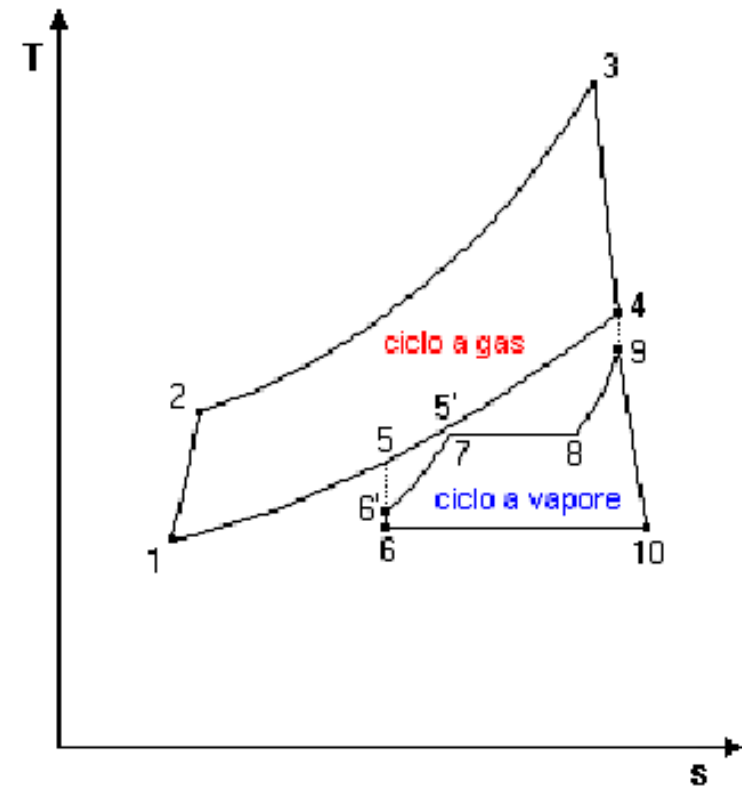
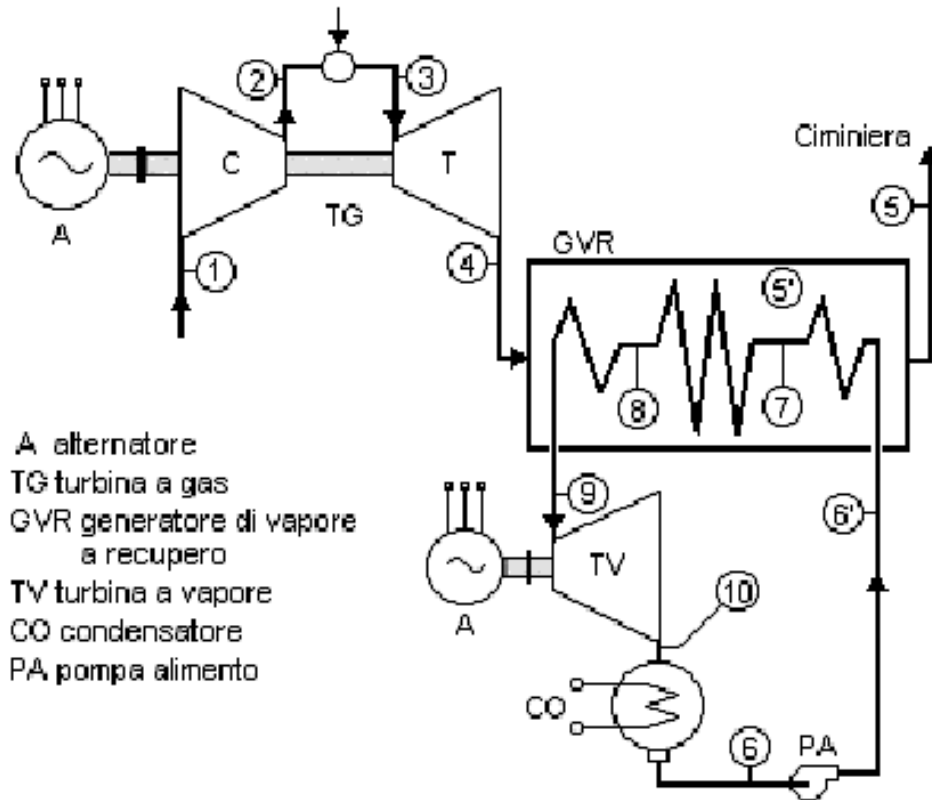
Rigenerazione - intercooler



Cicli combinati

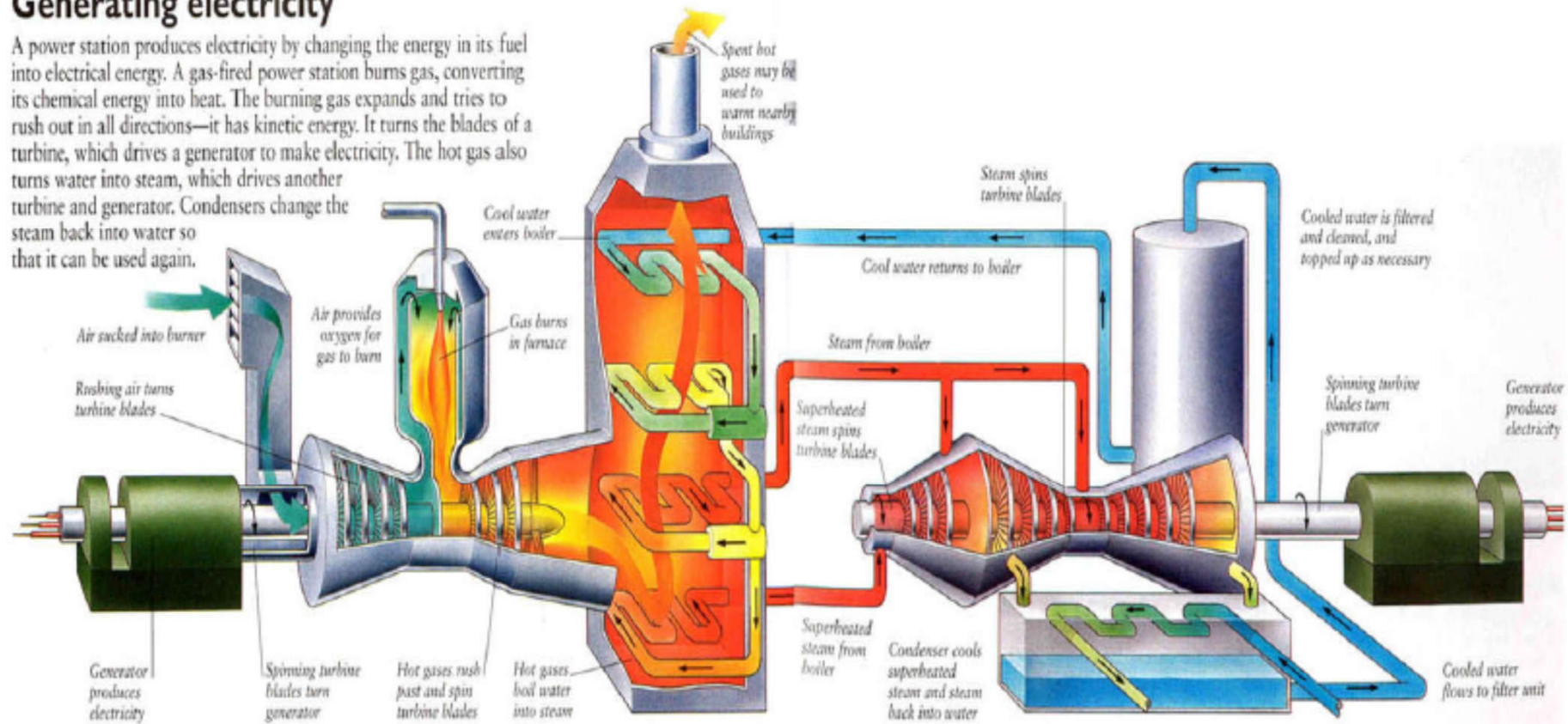


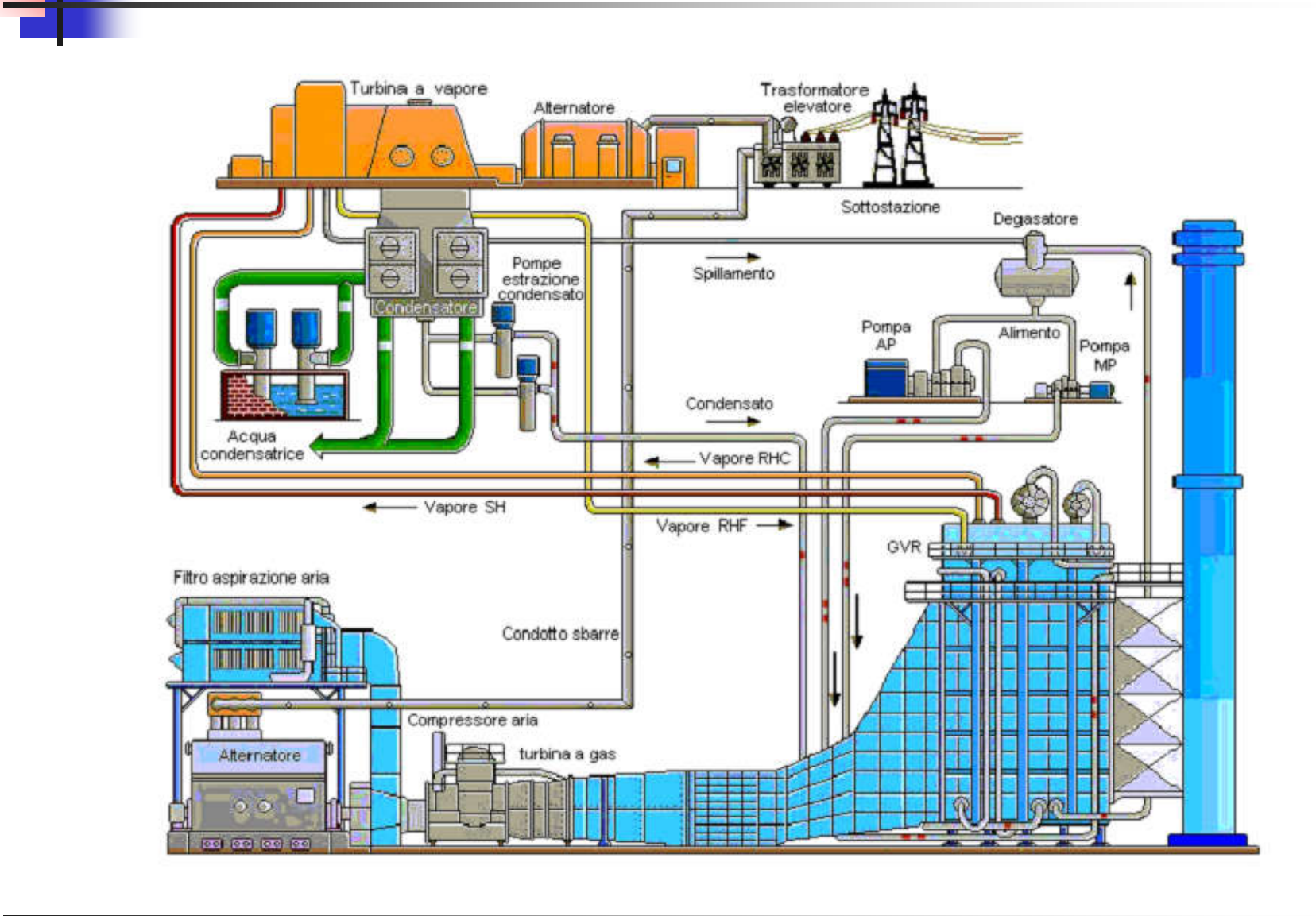
Cicli combinati



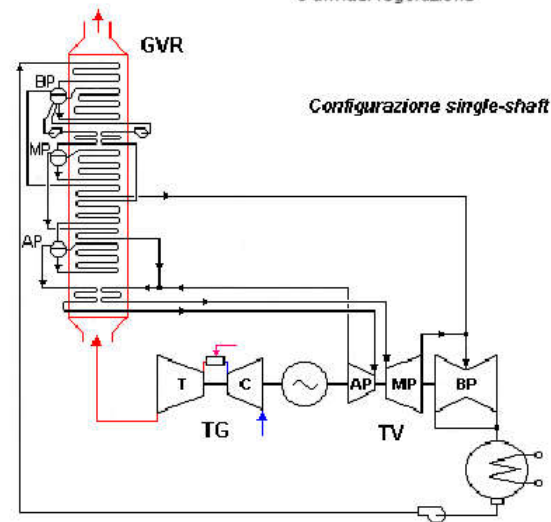
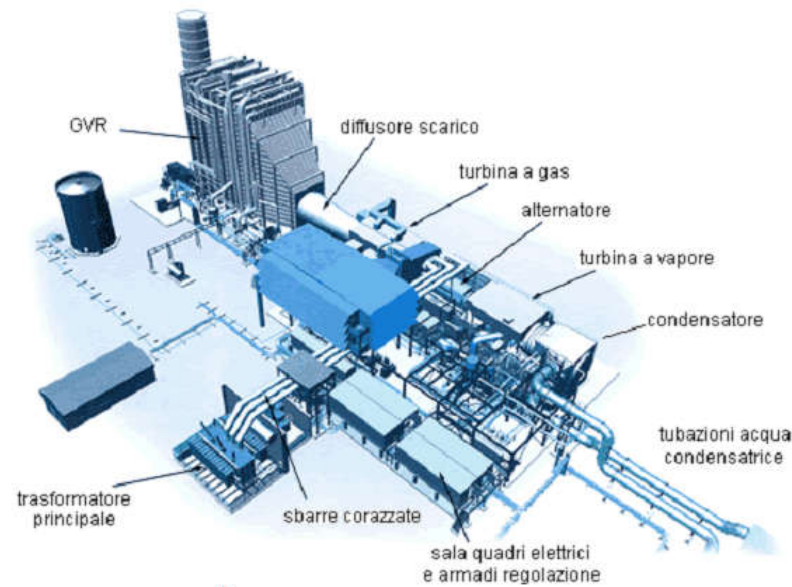
Generating electricity

A power station produces electricity by changing the energy in its fuel into electrical energy. A gas-fired power station burns gas, converting its chemical energy into heat. The burning gas expands and tries to rush out in all directions—it has kinetic energy. It turns the blades of a turbine, which drives a generator to make electricity. The hot gas also turns water into steam, which drives another turbine and generator. Condensers change the steam back into water so that it can be used again.

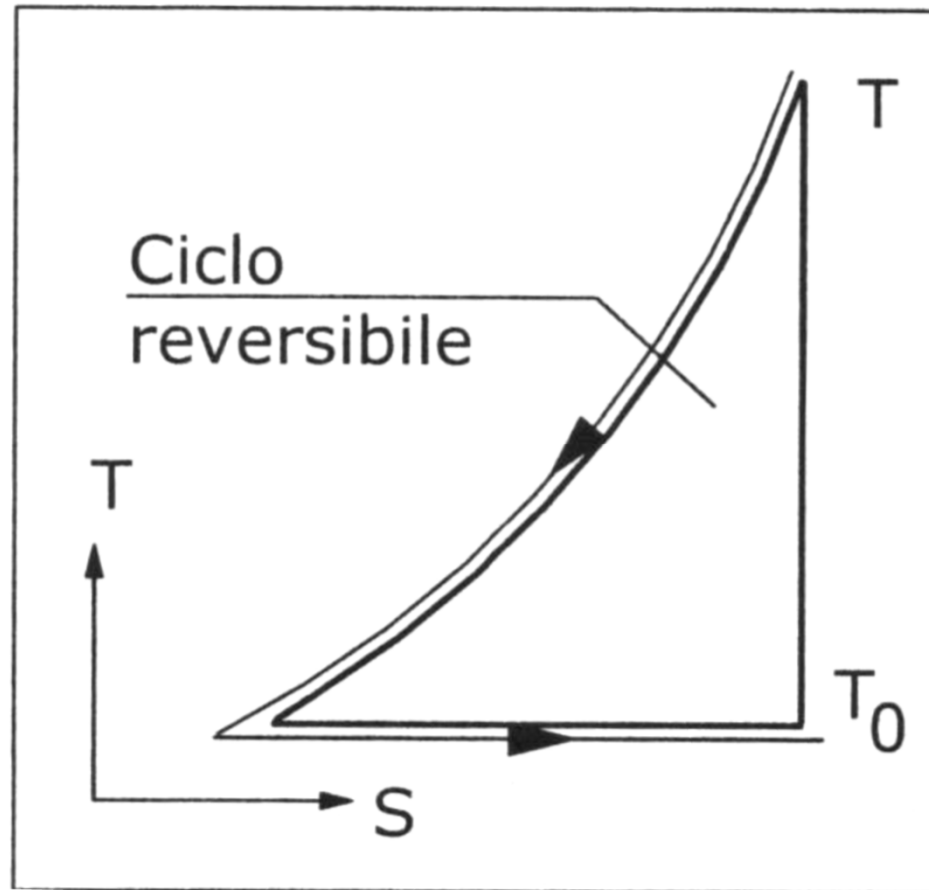




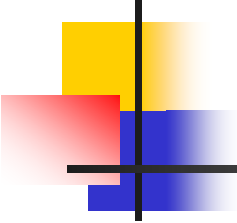
Cicli combinati



Ciclo reversibile



Forma del ciclo reversibile adatto a sfruttare una corrente gassosa cedendo calore all'ambiente a temperature costante



Cicli combinati

$$W_{rev} = G \cdot [(h - T_0 \cdot s) - (h_0 - T_0 \cdot s_0)] = G \cdot (\Delta h - T_0 \cdot \Delta s)$$

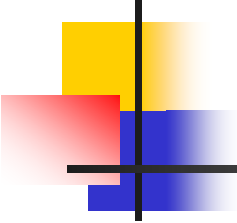
$$W_{rev} = G \cdot \Delta h \cdot \left(1 - T_0 \frac{\Delta s}{\Delta h}\right) = Q_{av} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\Delta h / \Delta s}\right)$$

in virtù del bilancio combinato di 1° e 2° principio di un sistema aperto (appendice A2, eq.A2.5). La grandezza Q_{av} (pari a $G \cdot \Delta h$) rappresenta la potenza termica "disponibile" nella corrente gassosa, cioè quella ricavabile dal suo completo raffreddamento. Tale grandezza è il naturale riferimento per la definizione del rendimento (di primo principio) di un ciclo a recupero. Nel caso di un ciclo reversibile si può definire il suo rendimento come:

$$\eta_{rev} = \frac{W_{rev}}{Q_{av}} = 1 - \frac{T_0}{\Delta h / \Delta s} \quad (4.2)$$

che nel caso particolare di un gas a calore specifico costante diventa:

$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_0}{\left[\frac{c_p \cdot (T - T_0)}{c_p \cdot \ln(T/T_0)} \right]} = 1 - \frac{T_0}{T_{ml}} \quad \left(T_{ml} = \frac{T - T_0}{\ln \frac{T}{T_0}} \right) \quad (4.3)$$

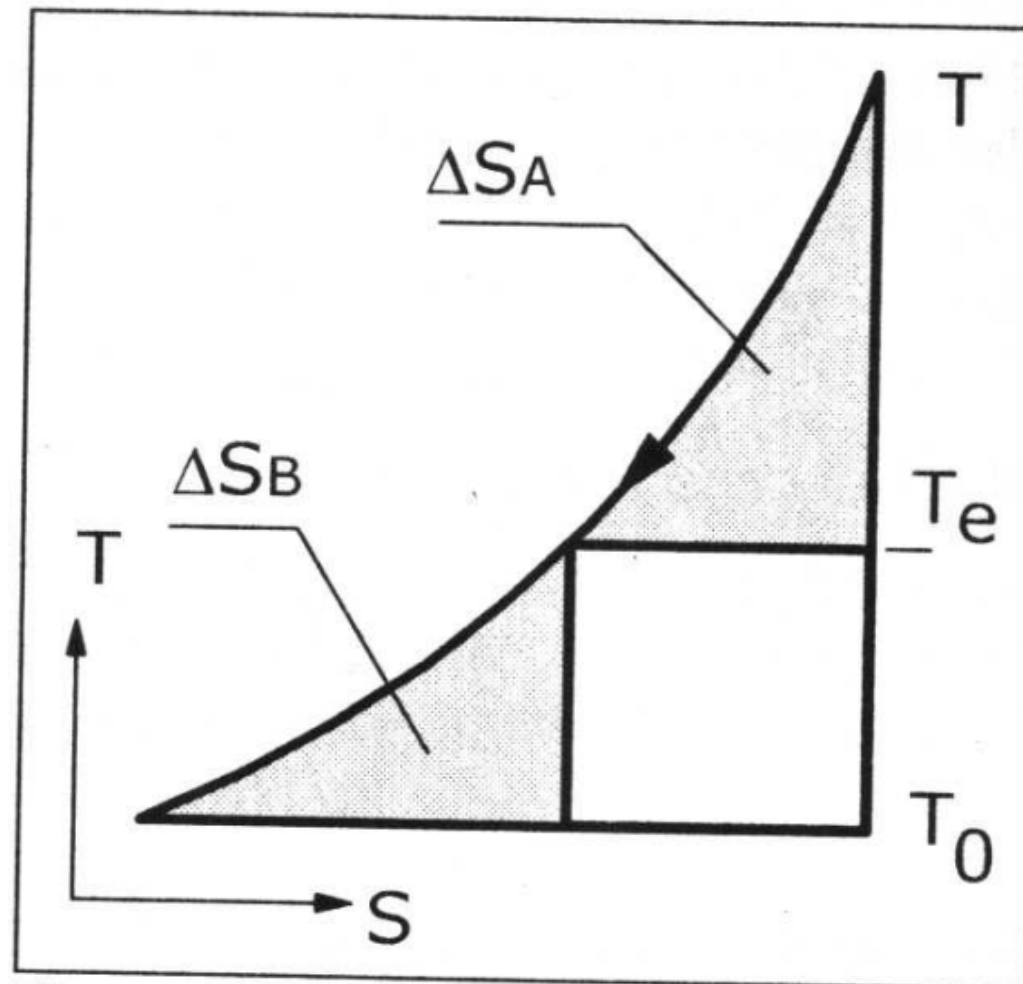


Cicli combinati

$$\eta_I = \frac{W}{Q_{av}} \quad ; \quad \eta_{II} = \frac{W}{W_{rev}} \quad ; \quad \eta_I = \eta_{II} \cdot \eta_{rev}$$

$$\eta_I = \frac{W}{Q_{av}} = \frac{W}{Q_{in}} \cdot \frac{Q_{in}}{Q_{av}} = \eta \cdot \chi = \eta_{rec}$$

Cicli combinati



Cicli combinati

$$\Delta S_A = \frac{c_p \cdot (T - T_e)}{T_e} - c_p \cdot \ln \frac{T}{T_e}$$

$$\Delta S_B = \frac{c_p \cdot (T_e - T_0)}{T_0} - c_p \cdot \ln \frac{T_e}{T_0}$$

$$\Delta S_A + \Delta S_B = c_p \left[\frac{T}{T_e} - 1 + \frac{T_e}{T_0} - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_e} \cdot \frac{T_e}{T_0} \right) \right]$$

$$\frac{\partial(\Delta S_A + \Delta S_B)}{\partial T_e} = c_p \left(-\frac{T}{T_e^2} + \frac{1}{T_0} \right) = 0 \rightarrow T_e = \sqrt{T \cdot T_0}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_e} = 0.3895 ; \chi = \frac{T - T_e}{T - T_0} = 0.6209 ; \eta_{rec} = \eta \cdot \chi = 0.2419$$

$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_0}{T_{ml}} = 0.4136 \quad (T_{ml} = 491.39K)$$

Analisi TD CC

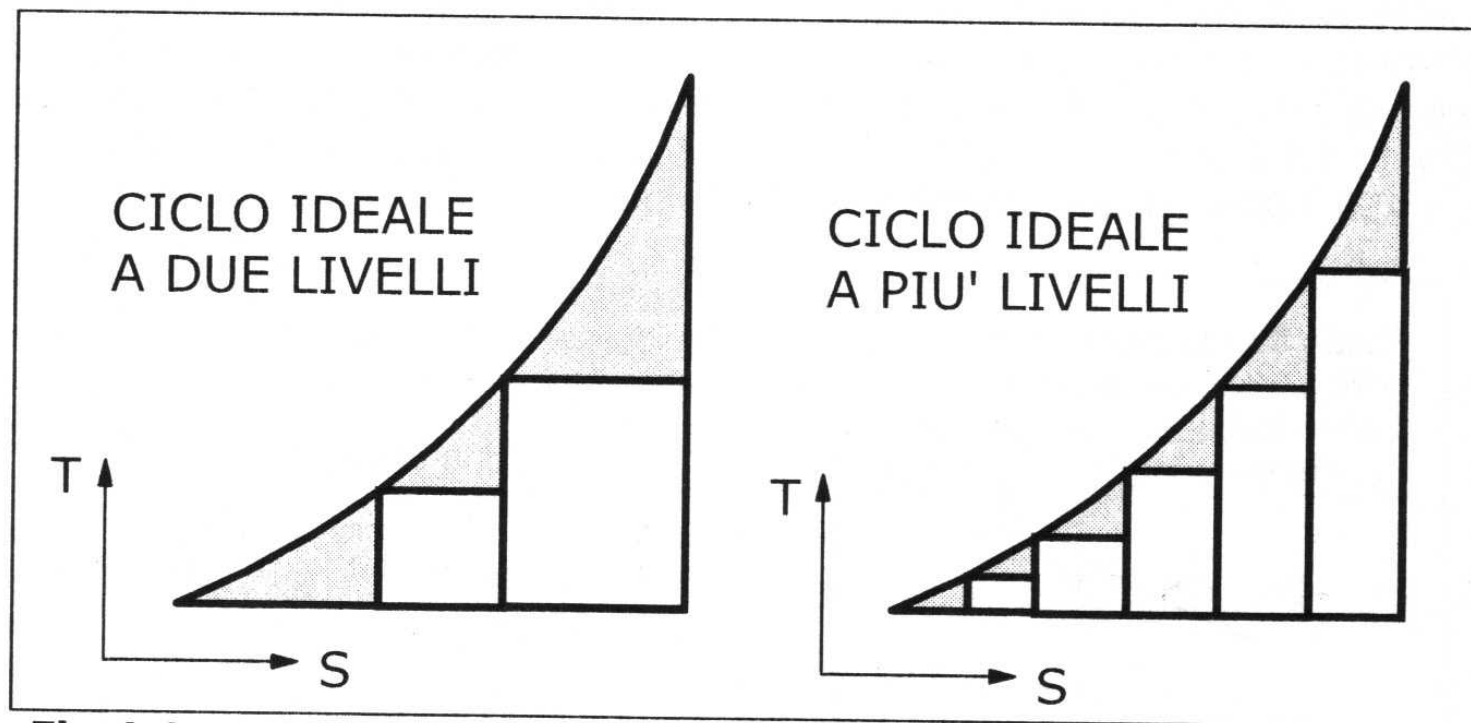


Fig.4.4: Cicli di Carnot posti in sequenza rispetto alla corrente gassosa.

$$T_{e1} = T_0^{1/3} \cdot T^{2/3} \quad ; \quad T_{e2} = T_0^{2/3} \cdot T^{1/3}$$

$$\eta_{rec} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{e1}}\right) \cdot \frac{T - T_{e1}}{T - T_0} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{e2}}\right) \cdot \frac{T_{e1} - T_{e2}}{T - T_0}$$

Recupero termico

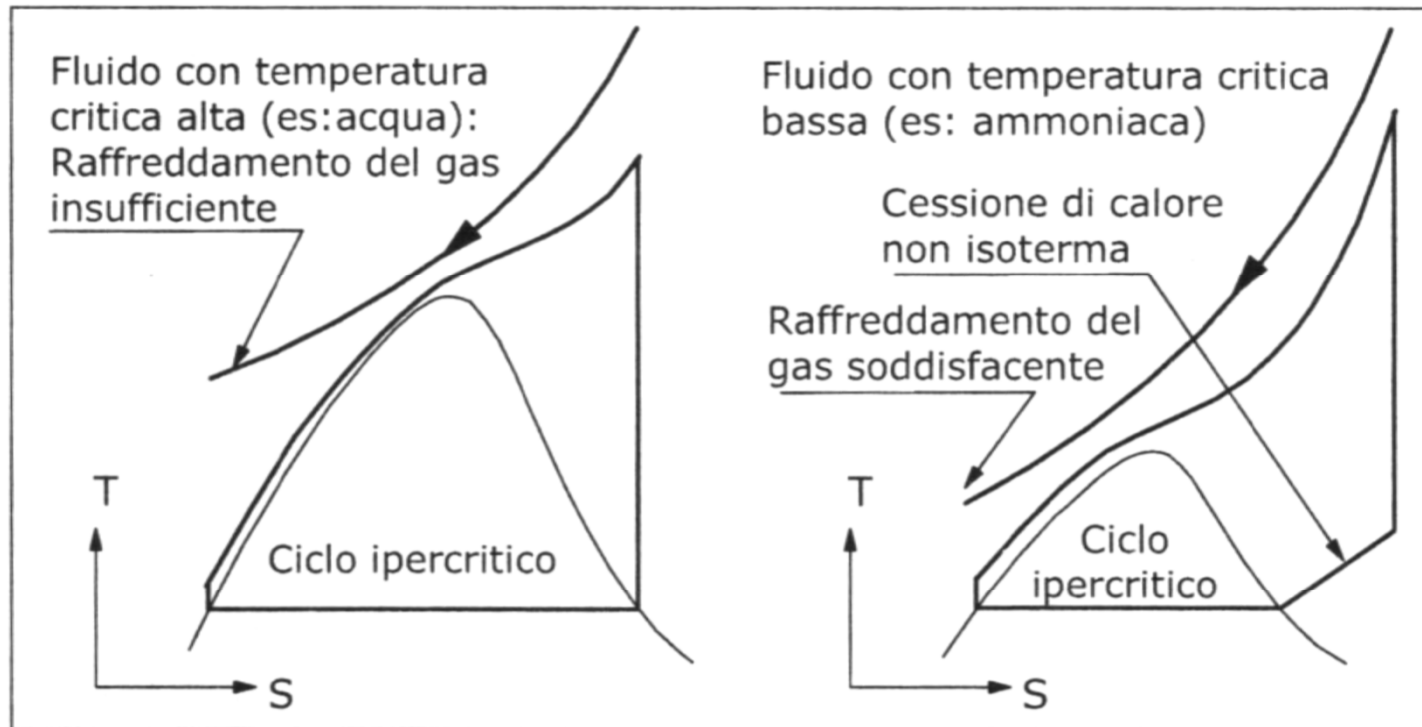


Fig.4.5: Recupero termico da corrente gassosa con ciclo ipercritico: occorre che la temperatura critica del fluido sia sufficientemente bassa per consentire un buon raffreddamento del gas.

Altri cicli

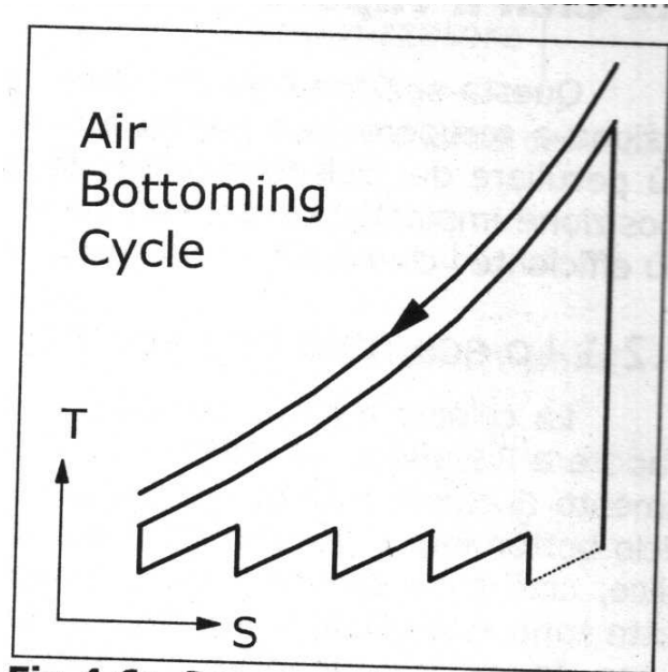
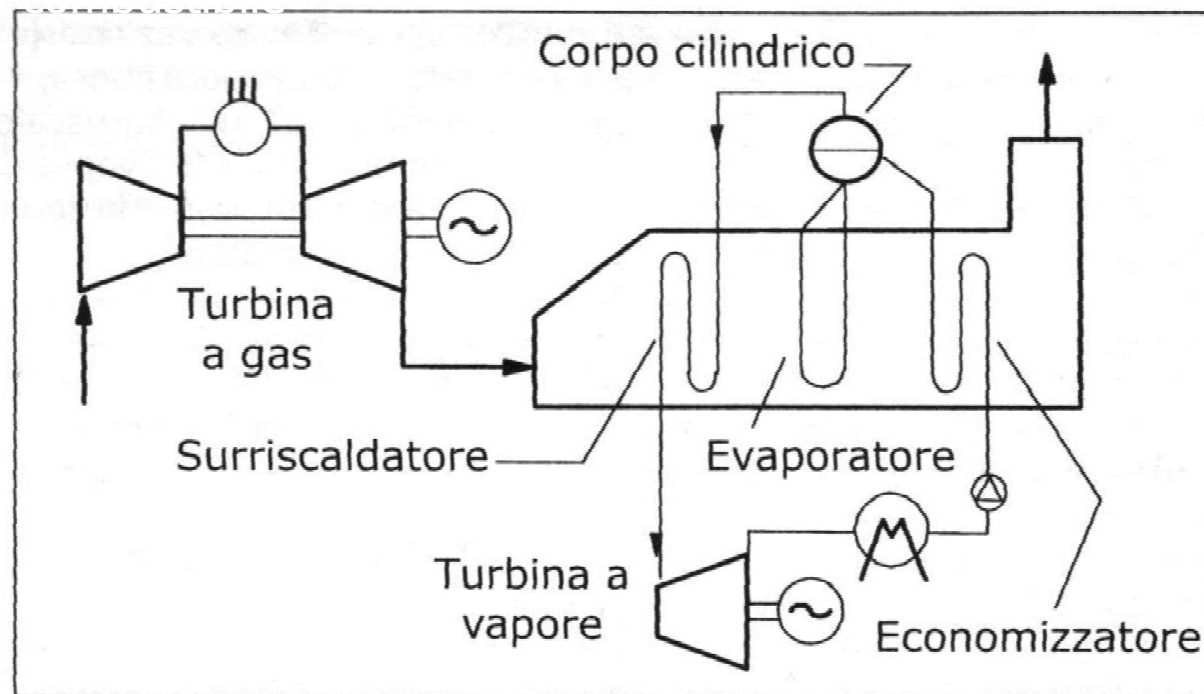


Fig.4.6: *Recupero termico da corrente gassosa con ciclo a gas dotato di numerose interrefrigerazioni.*

$$\eta_{CC} = \eta_{GT} + (1 - \eta_{GT} - \xi) \cdot \eta_{rec}$$

Scambio termico nell'HRSG



Scambio termico nell'HRSG

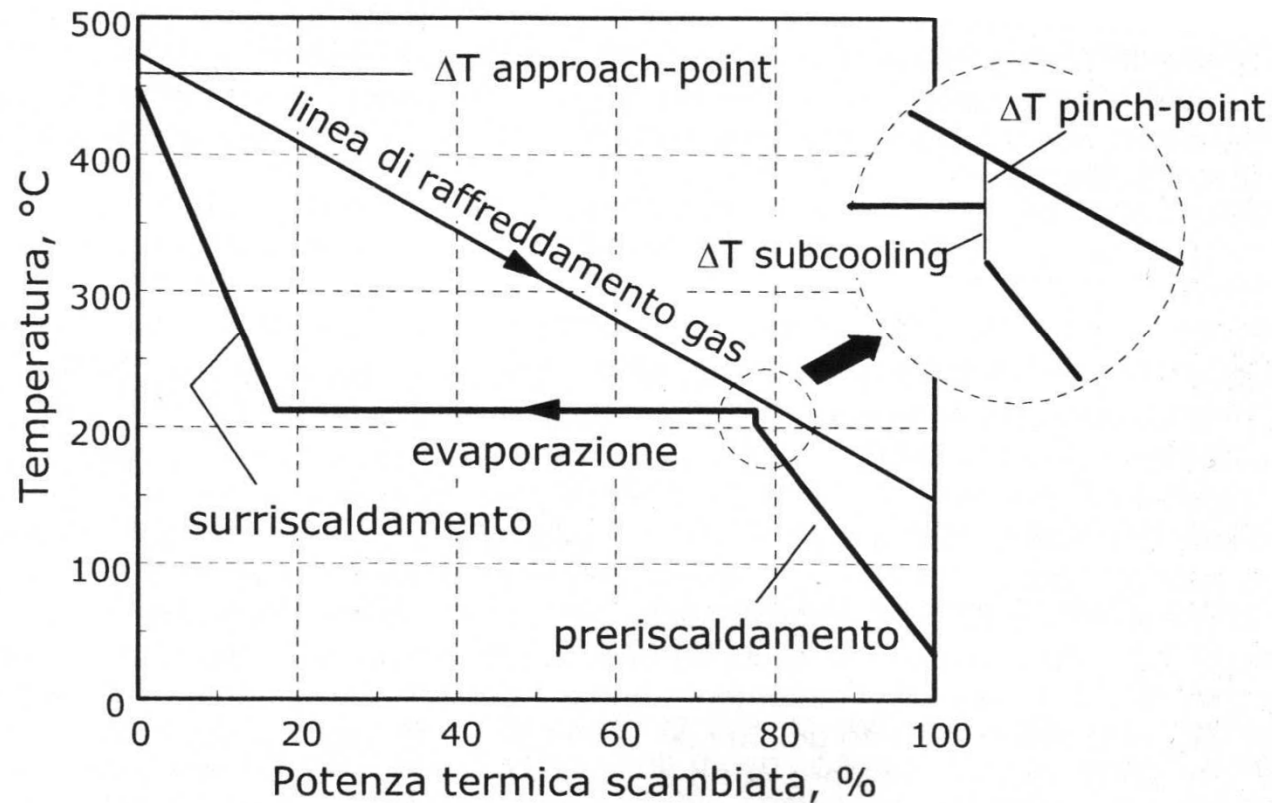
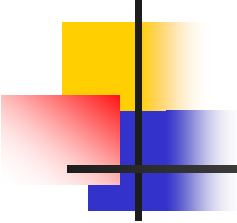


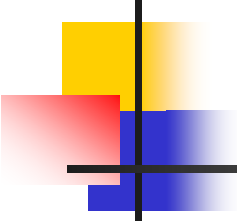
Fig.4.8: Diagramma del recupero termico in una caldaia a recupero monolivello: sono evidenziati i punti in cui la differenza di temperatura è di maggior importanza per il dimensionamento degli scambiatori.



Scambio termico nell'HRSG

Tab.4.1: *Variazioni delle prestazioni e di alcuni parametri di un ciclo a recupero a un solo livello di pressione per il turbogas indicato in fig.3.5, conseguenti a diversi valori dei ΔT di pinch-point, approach-point e subcooling, rispetto a un caso base caratterizzato da $\Delta T_{pp}=10^\circ\text{C}$, $\Delta T_{ap}=25^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{sc}=10^\circ\text{C}$.*

		ΔT pinch-point		ΔT approach-point		ΔT sottoraffredd.	
	Caso base	5°C	20°C	10°C	50°C	0°C	20°C
Potenza elettrica lorda turbina vapore, MW_{el}	65.20	66.52 (+2.0%)	62.62 (-4.0%)	65.66 (+0.7%)	64.46 (-1.1%)	66.46 (+1.9%)	64.03 (-1.8%)
Portata di vapore, kg/s	67.19	68.49	64.58	66.32	68.70	68.44	66.00
Temp. gas camino, $^\circ\text{C}$	147.0	140.5	160.1	148.0	145.3	140.7	153.0
U-A, kW/K	3349	3971	2670	3496	3266	3742	3129



Scambio termico nell'HRSG

Tab.4.2: Dimensionamento di una caldaia a recupero, riferito a un ciclo a due livelli al seguito della turbina di fig.3.5: andamento delle diverse voci di costo di investimento e di esercizio al variare della differenza di temperatura al pinch-point.

ΔT al pinch-point	5	10	15
Potenza elettrica netta turbina vapore, kW _{el}	74764	73461	72144
U-A dell'HRSG, kW/K	6673	5434	4684
Maggior costo dell'HRSG, M€/anno	1.044	0.394	0.000
Maggior costo altri componenti, M€/anno	0.138	0.069	0.000
Costo per minore produzione di elettricità rispetto al caso $\Delta T_{pp}=5$, M€/anno	0.000	0.489	0.983
Totale costi annui, M€/anno	1.182	0.952	0.983

Circolazione del vapore

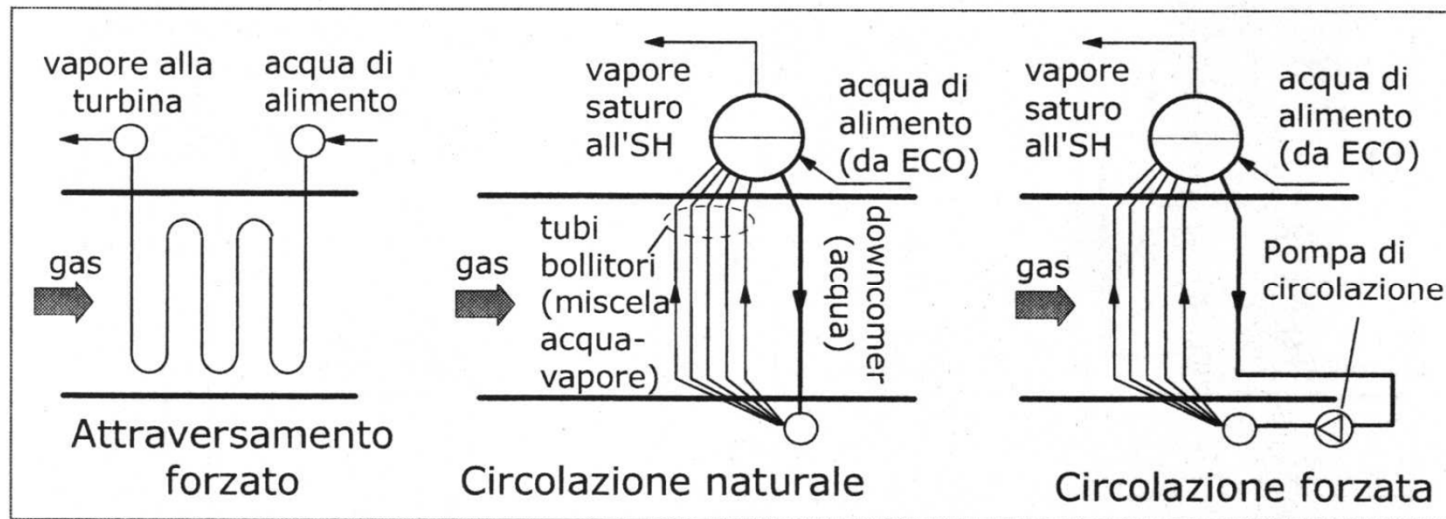


Fig.4.9: Schemi concettuali di circolazione del vapore in una caldaia a recupero.

Degasatore

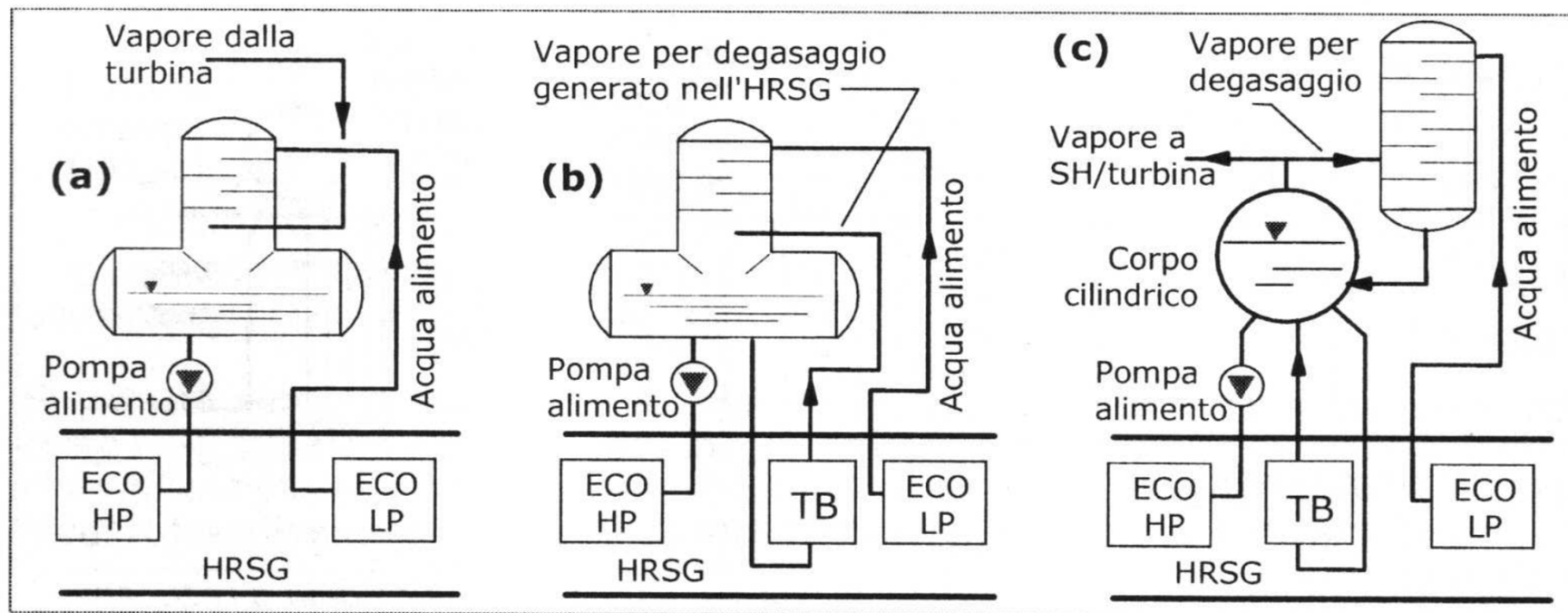


Fig.4.10: Possibili schemi di funzionamento del degasatore, inserito nella caldaia a recupero di un ciclo combinato (TB: tubi bollitori per la generazione di vapore).

Disposizione caldaia

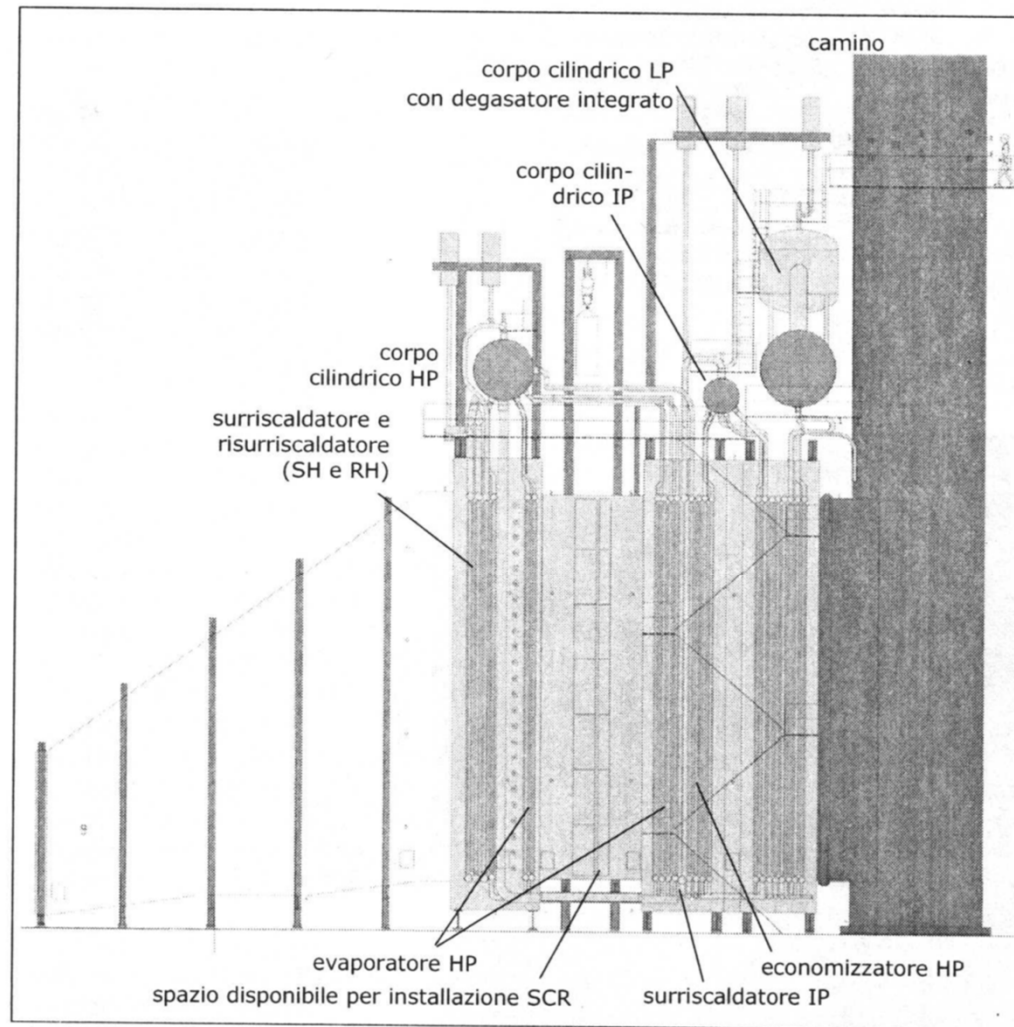


Fig.4.11: Vista in sezione della caldaia a recupero di un ciclo combinato, con flusso dei gas combusti in senso orizzontale, a tre livelli di pressione, con circolazione naturale. E' ben visibile il degasatore integrato. Per l'SCR (rimozione catalitica di NO_x) si rimanda al cap.7.

Disposizione caldaia

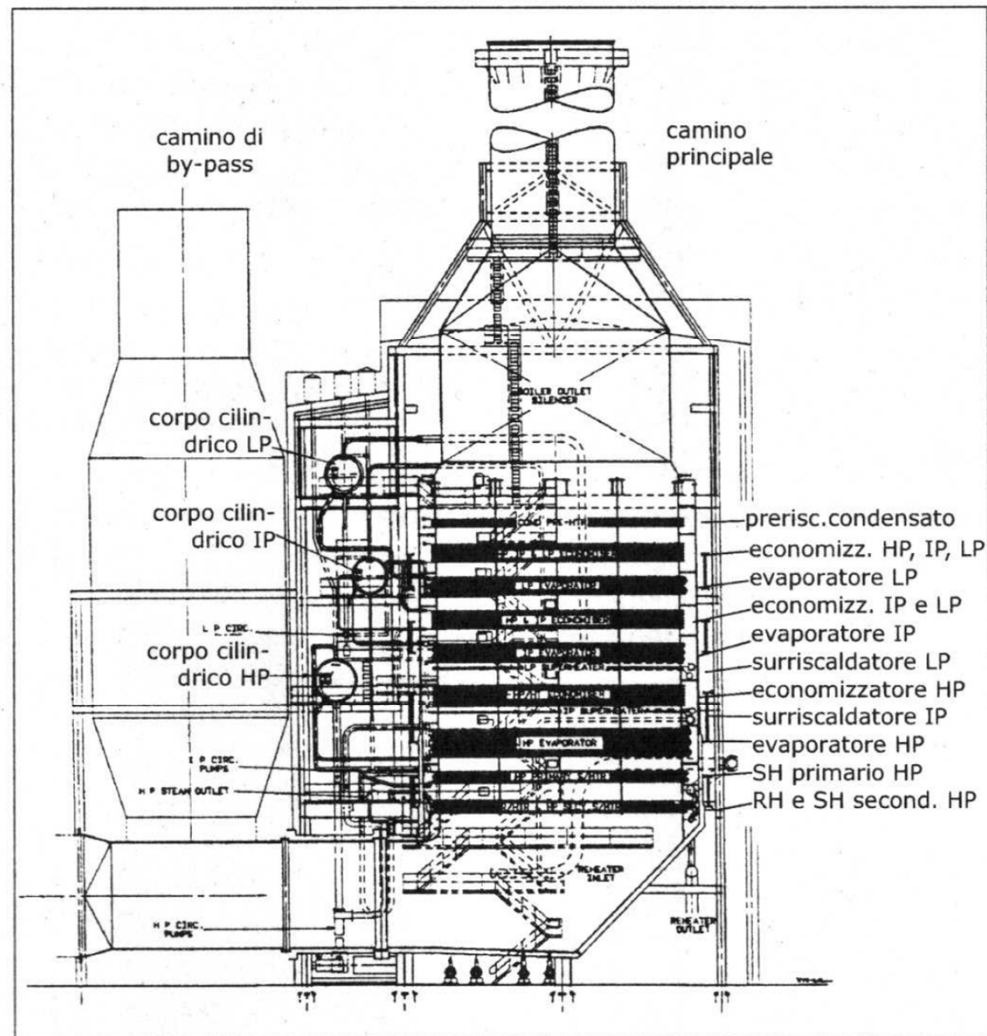


Fig.4.12: Vista in sezione della caldaia a recupero di un ciclo combinato, con flusso del gas in verticale, a tre livelli di pressione con circolazione forzata. E' visibile, a sinistra, il camino di by-pass dei fumi.

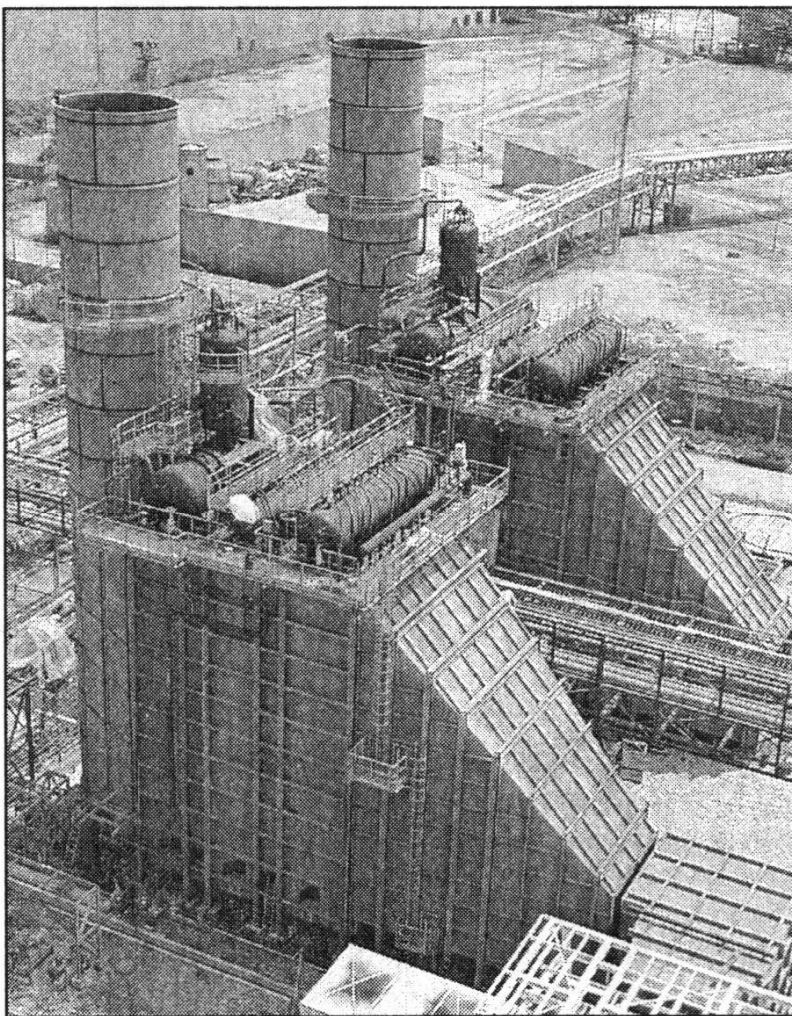


Fig.4.13: Immagine di due caldaie a recupero di un ciclo combinato (Edison, Marghera), con flusso del gas in orizzontale. Sono visibili, nella piattaforma superiore, i corpi cilindrici e il degasatore integrato.

Condensatore

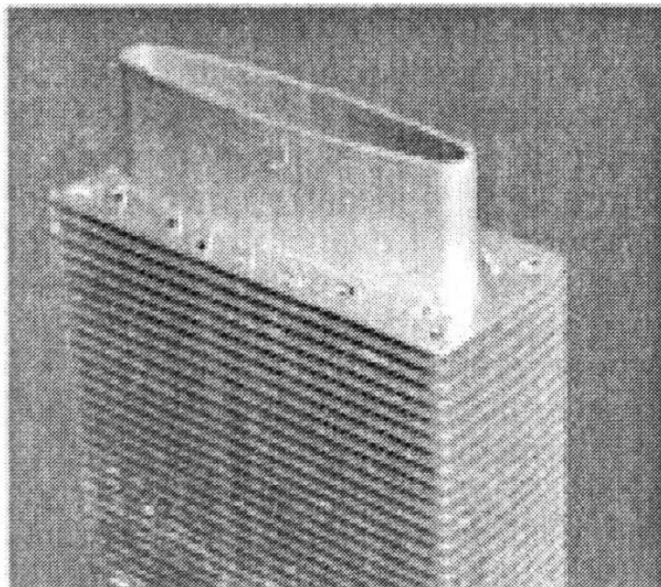
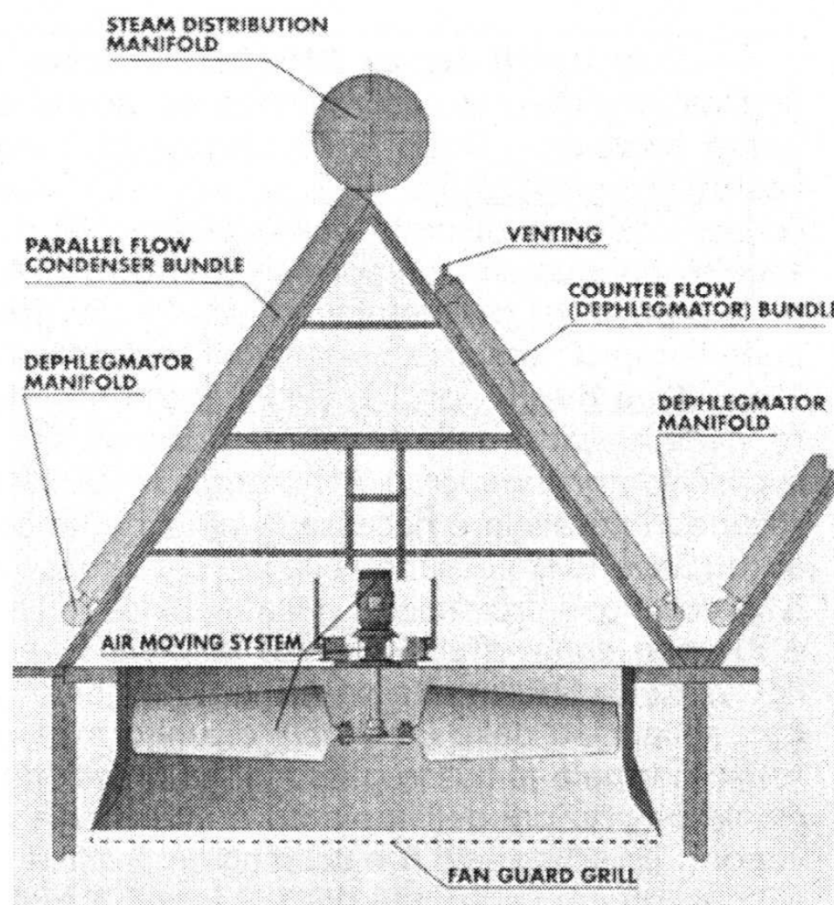


Fig.4.14: *Tubo alettato impiegato in un condensatore di vapore a secco (sopra) e struttura di un condensatore a circolazione forzata (a destra), con le batterie di scambio disposte a V rovesciata e ventilatore assiale (fonte: GEA).*



Assetto impianto

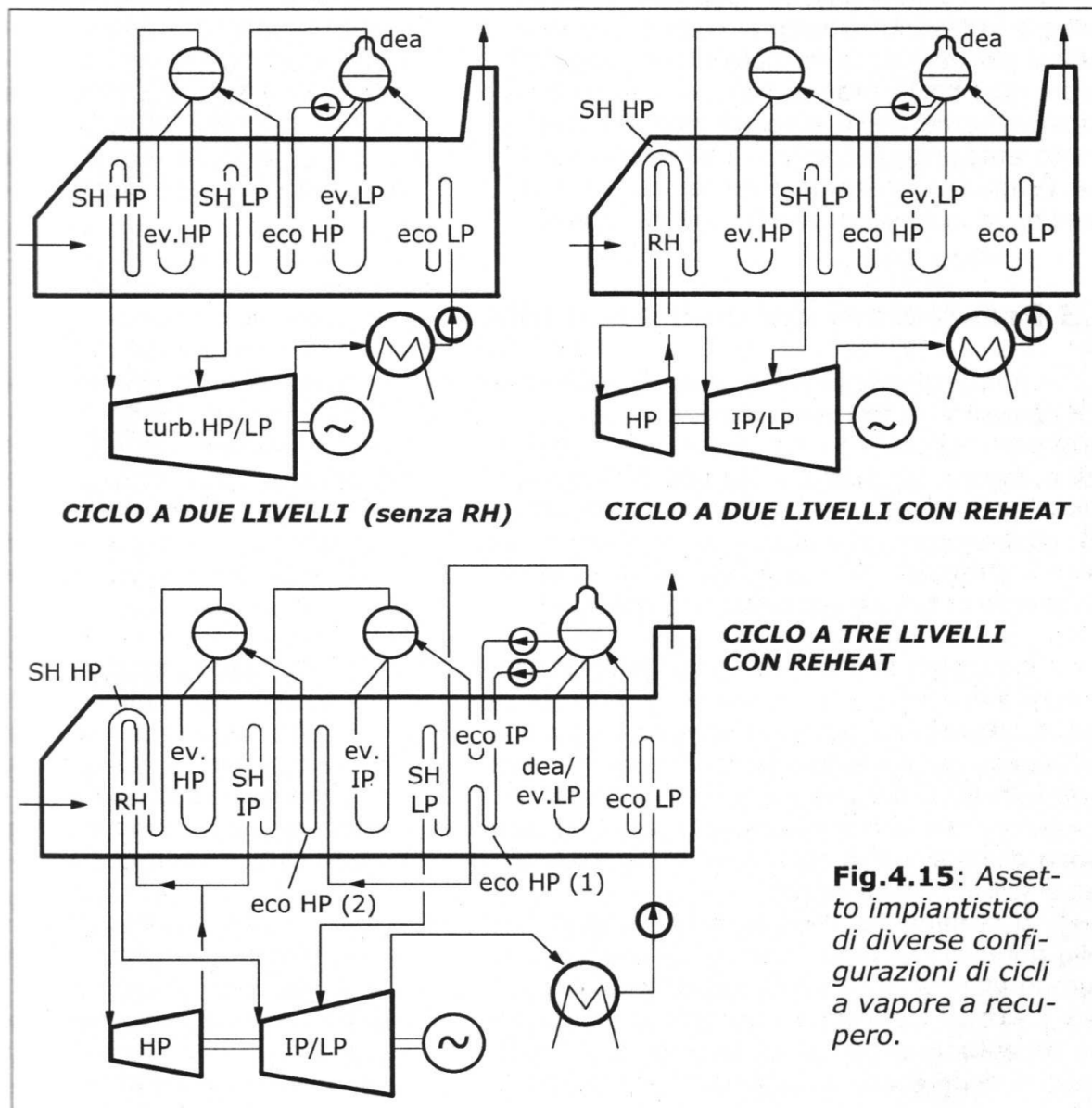
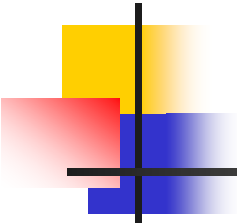


Fig.4.15: Assetto impiantistico di diverse configurazioni di cicli a vapore a recupero.



Prestazioni CC

ΔT minimo tra gas ed evaporazione (ΔT_{pp})	10 °C
ΔT minimo tra gas e vapore surriscaldato (ΔT_{ap})	25 °C
ΔT tra uscita economizzatore ed evaporazione (ΔT_{sc})	10 °C
Massima temperatura del vapore surriscaldato	538 °C
Massima pressione di evaporazione	140 bar
Minima pressione di evaporazione	3.1 bar
Minima pressione di risurriscaldamento	15 bar
Pressione di condensazione	0.05 bar
$\Delta p/p$ economizzatori	15 %
$\Delta p/p$ surriscaldatori e piping di adduzione turbina ^(a)	8 %
Velocità di rotazione della turbina	3000 rpm
Perdite termiche HRSG, lato gas	0.7 %
Perdite di pressione nell'HRSG	3 kPa
Rendimento interno della turbina	vedi nota 8
Rendimento alternatore ^(b)	98.5 %
Rendimento meccanico della turbina ^(b)	99.5 %
Perdita di vapore vivo per trafilamenti dalla turbina	1 %
Perdita per energia cinetica allo scarico turbina ^(c)	24.2 kJ/kg
Rendimento idraulico delle pompe	83 %
Rendimento elettrico-meccanico delle pompe	90 %
Potenza ausiliari / Potenza termica del condensatore	0.5 %
Temperatura dell' ambiente di riferimento	15 °C

- (a) per la massima pressione include le valvole di regolazione turbina; per il risurriscaldamento include la tubazione di ritorno all' HRSG.
- (b) per una potenza di 100-120 MW_{el}. In generale, si veda fig.2.15.
- (c) corrispondente a una velocità di 220 m/s, senza recupero di energia cinetica.

Tab.4.3: Assunzioni usate nel calcolo della sezione a vapore a recupero.

Prestazioni CC

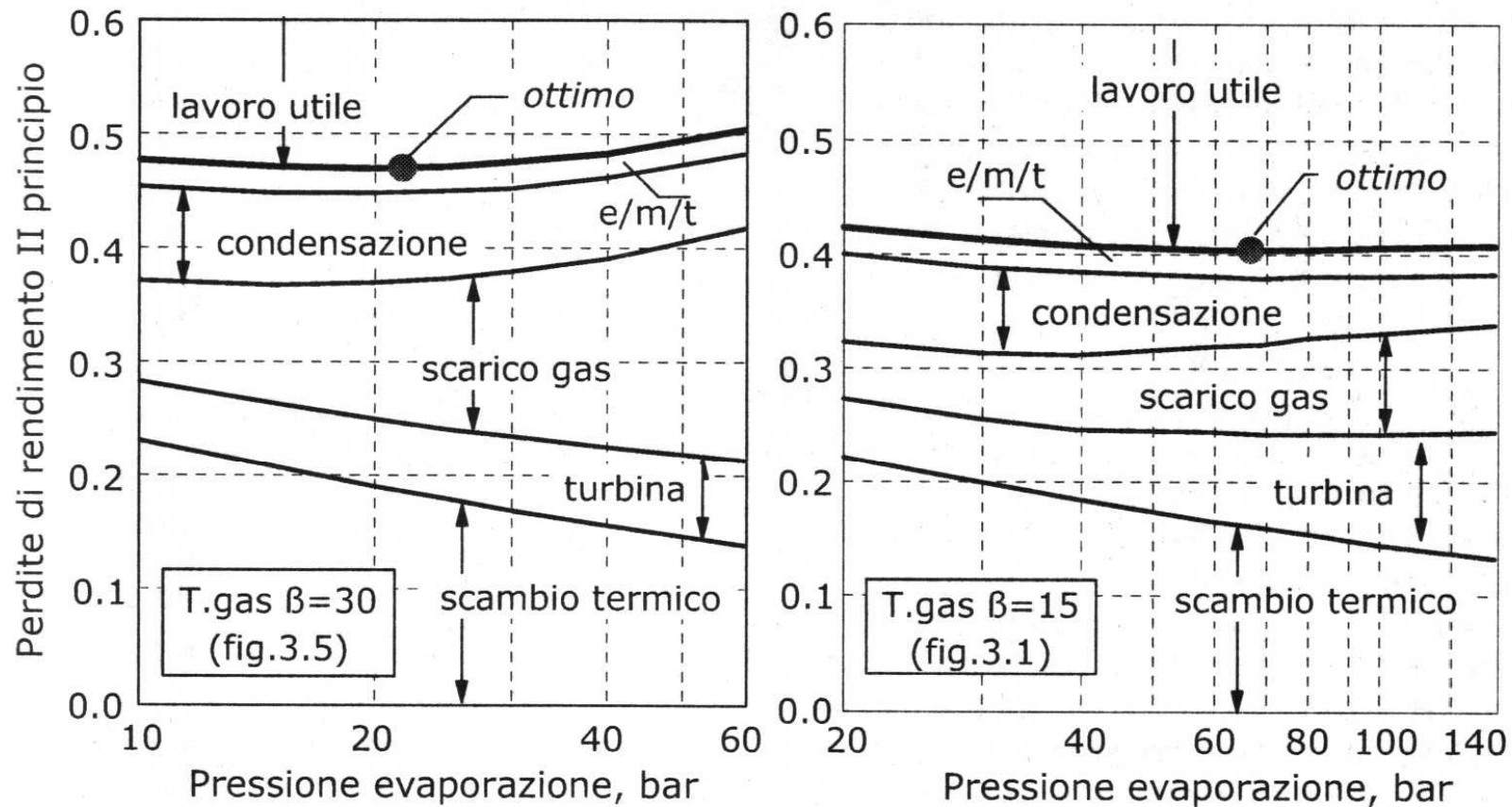


Fig.4.16: Analisi entropica di cicli a recupero monolivello, al variare della pressione di evaporazione, per due casi con diversa temperatura dei gas.

Influenza assetto del ciclo

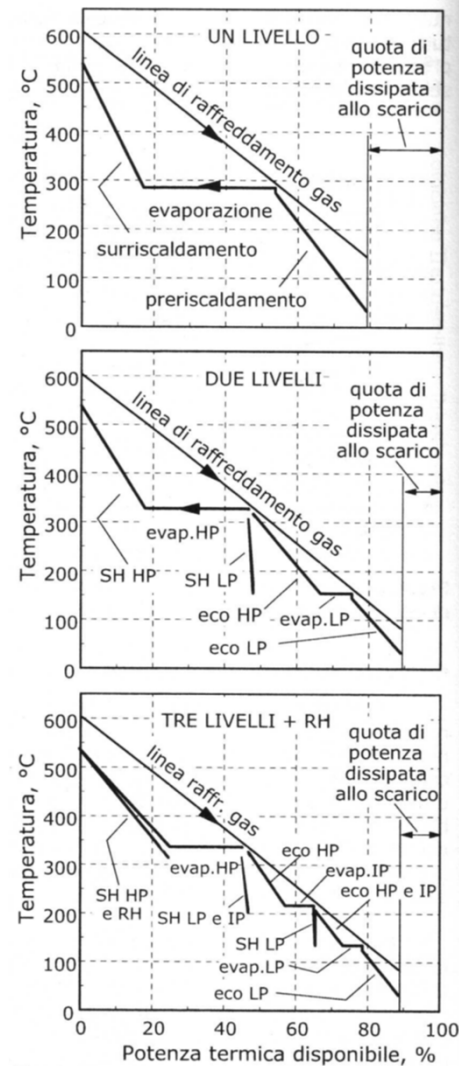


Fig.4.17: Diagramma dello scambio termico per cicli a recupero ottimizzati per la turbina a gas di fig.3.1, nei casi: (a) a un livello di pressione, (b) a due livelli, (c) a tre livelli con RH.

Influenza assetto del ciclo

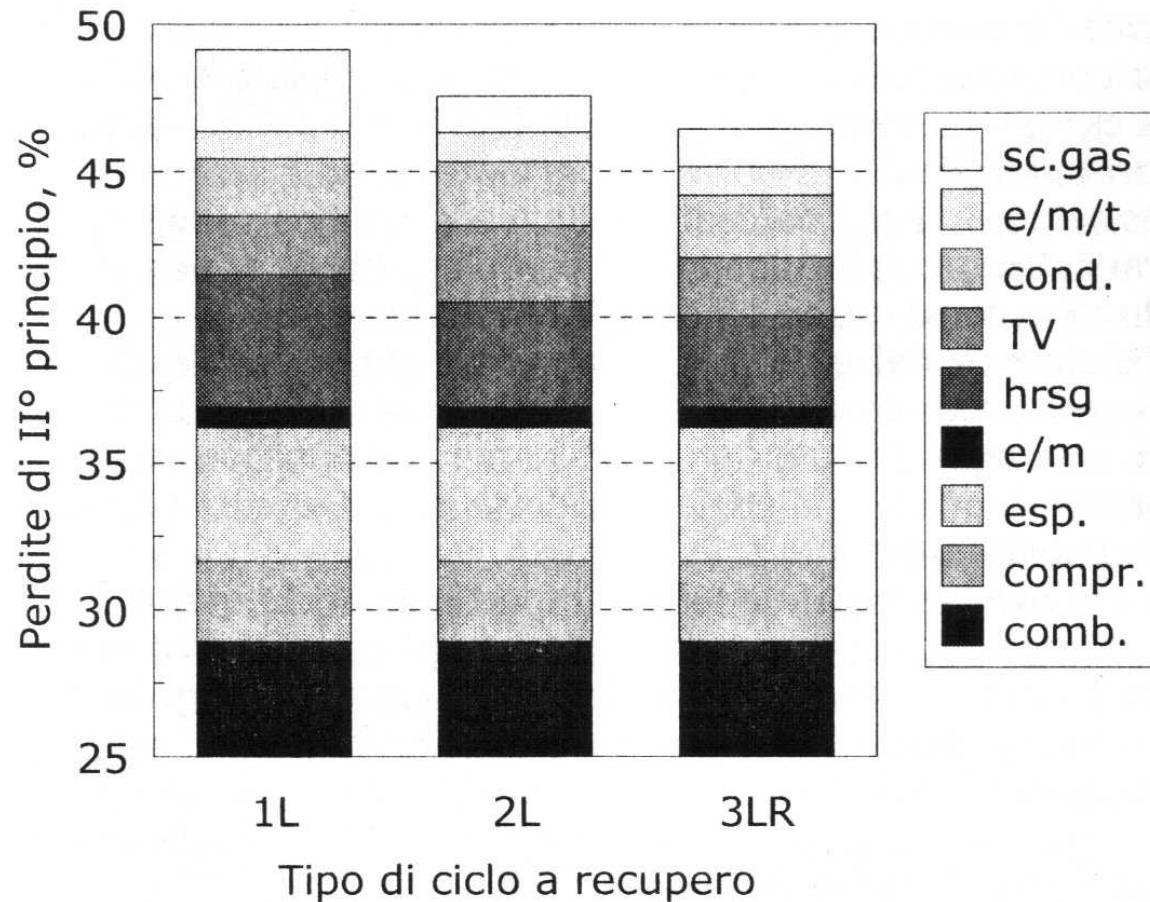


Fig.4.18: Analisi entropica di cicli combinati per la turbina a gas di fig.3.1.

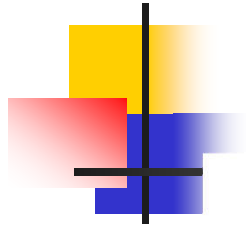
Legenda delle perdite:

comb: combustione nel turbogas, **compr:** compressione nel turbogas, **esp:** espansione nel turbogas, **e/m:** perdite elettromeccaniche nel turbogas, **hrsg:** scambio termico nella caldaia a recupero, **TV:** turbina a vapore, **cond:** condensatore, **e/m/t:** elettromeccaniche e termiche nella sezione a vapore, **sc.gas:** scarico gas.

Influenza assetto del ciclo

Tab.4.4: Prestazioni e valori ottimizzati delle principali variabili di progetto di cicli combinati con diversi assetti.

Tipo di ciclo a recupero	1L	2L	2LR	3L	3LR	3LRA
Recupero da turbogas $\eta=15$, TOT=603.5°C, G=609.4 kg/s, $W_{rev}=183059$ kW						
Rend. ciclo combinato, η_{cc}	0.5256	0.5417	0.5482	0.5451	0.5536	0.5642
Rend. II° pr. recupero, η_{II}	0.5963	0.6515	0.6736	0.6628	0.6917	0.7281
Potenza elettrica netta, kW	109161	119260	123307	121339	126622	133283
Pressioni, bar	69.2	124.4/5.3	123/21/6.8	125/19.7/3	140/21.8/3	295/15/3
Temp. vapore, °C	538	538/312	538/538/310	538/538/311	538/538/321	565/565/345
Portate di vapore, kg/s	92.9	92.2/16.1	69.6/22.3	87.5/12/7.3	69.5/16.5/10	71.9/9.9/8.5
Temp. gas scaricati, °C	144	84	100	79	85	88
U-S caldaia recupero, kW/K	4536	7486	6809	8826	8401	9750
Recupero da turbogas $\eta=30$, TOT=476.3°C, G=606.6 kg/s, $W_{rev}=123286$ kW						
Rend. ciclo combinato, η_{cc}	0.5182	0.5344	0.5393	0.5403	0.5459	n.a.
Rend. II° pr. recupero, η_{II}	0.5281	0.5959	0.6164	0.6206	0.6438	-
Potenza elettrica netta, kW	65108	73461	75990	76512	79375	-
Pressioni, bar	19.4	49.3/3.3	54.8/15/3.5	70.4/15/3	84.6/15.6/3	-
Temp. vapore, °C	451	451/248	451/451/255	451/451/271	451/451/284	-
Portate di vapore, kg/s	67.8	61.3/19.8	51.6/22.7	55/15.6/9.4	43.6/19.4/11	-
Temp. gas scaricati, °C	145	84	101	94	98	-
U-S caldaia recupero, kW/K	3366	5433	5440	6661	6647	-



Prestazioni CC

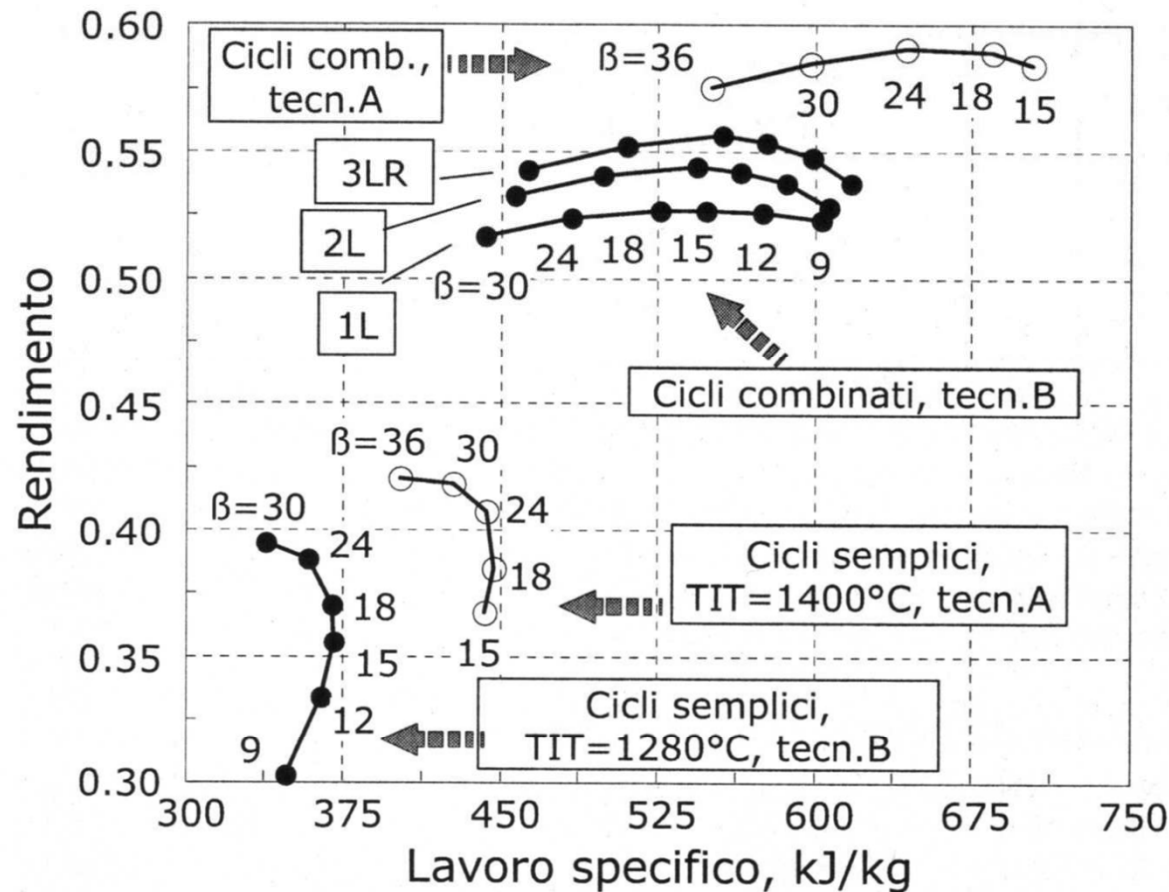


Fig.4.19: Rendimenti e lavori specifici di cicli combinati, per diversi rapporti di compressione della turbina a gas, a confronto con i cicli semplici. Le tecnologie A e B sono definite in Tab.3.2; per i cicli combinati con tecn.B sono presentati i risultati con cicli a recupero a diversi livelli di pressione, mentre per quelli con tecn.A ci si riferisce solo a cicli 3LR (avanzati - Tab.4.4).

Prestazioni CC

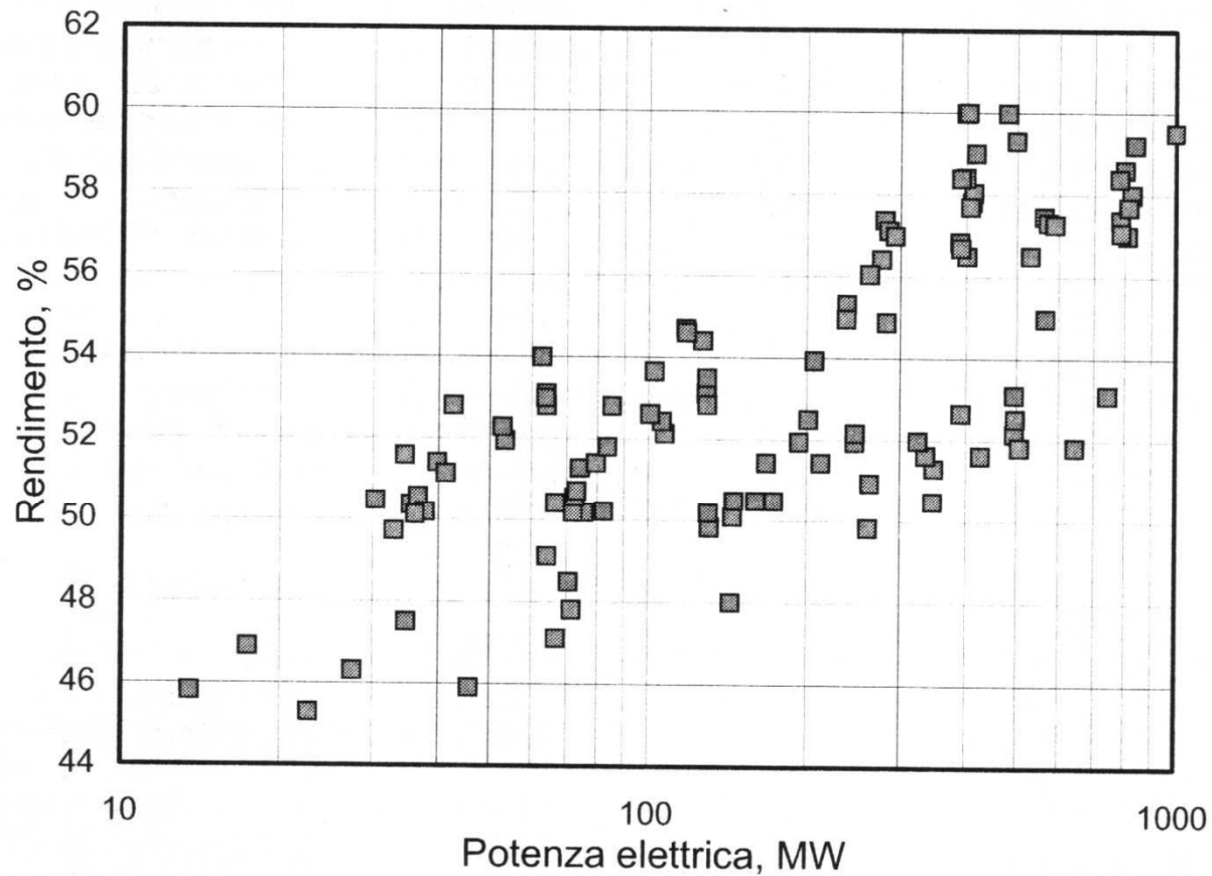
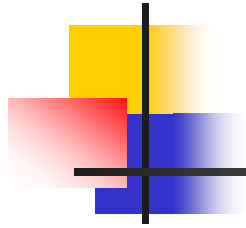


Fig.4.20: *Rendimento in funzione della potenza elettrica netta dei cicli combinati, offerti chiavi in mano dai principali costruttori. Dati tratti da Gas Turbine World 2005 Performance Specs, Pequot Publishing Inc., Fairfield, CT, USA*



Costo elettricità prodotta

$$COE = C_{CAP} * CCR / H_{eq} + C_{OM} + C_{FUEL} / \eta$$

C_{CAP} : quota capitale specifica alla sua potenza netta nominale (€/MWe), riportato all'inizio delle operazioni commerciali,. CCR è la quota del costo di capitale da caricare sul bilancio annuale (15% EPRI report). h_{eq} è il numero di ore annue equivalenti di fz alla pot nom (MWh prodotti diviso MW pot nom).

C_{OM} Costi operativi e di manutenzione

C_{FUEL} quota combustibile, costo specifico del combustibile (€/MWh prodotto dalla combustione)

η rendimento dell'impianto

Costo elettricità

Tab.4.5: Ipotesi impiegate nella determinazione del costo dell'elettricità.

Tipo di impianto	C_{CAP} , €/kW	C_{OM} , €/MWh	η	C_{FUEL} , €/GJ
Ciclo combinato	500	2.5	0.56	3.5 (6)
Centrale a carbone	1100	6.0	0.43	1.5 (2)

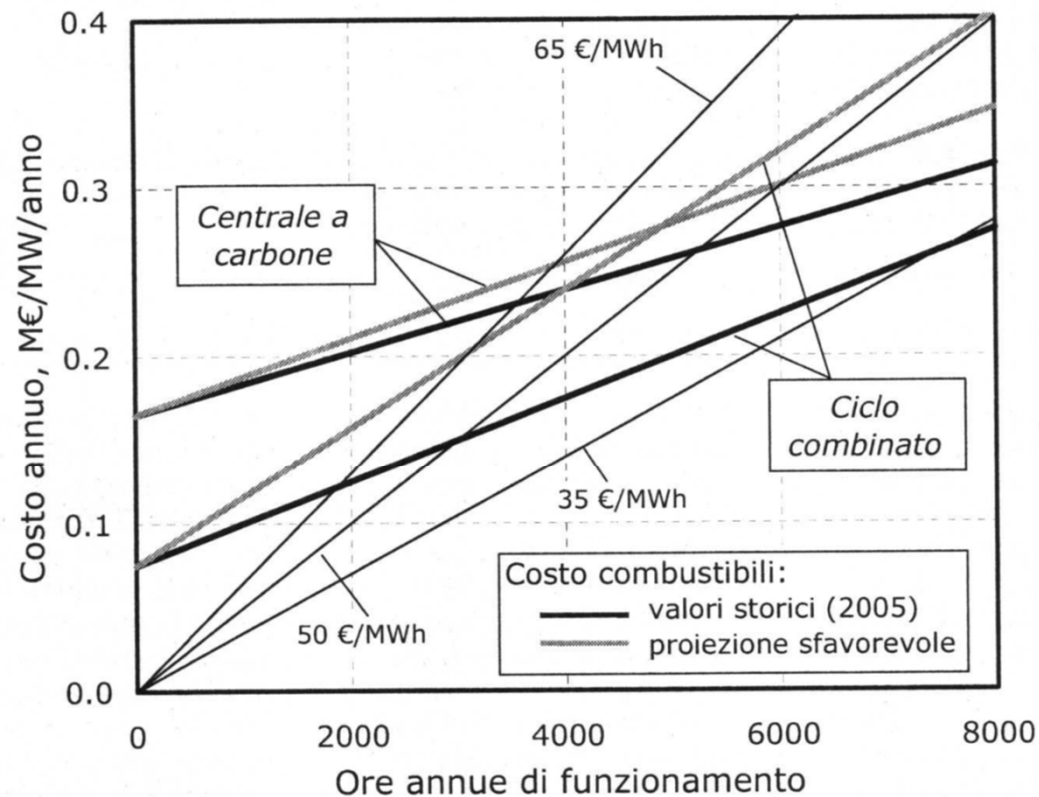
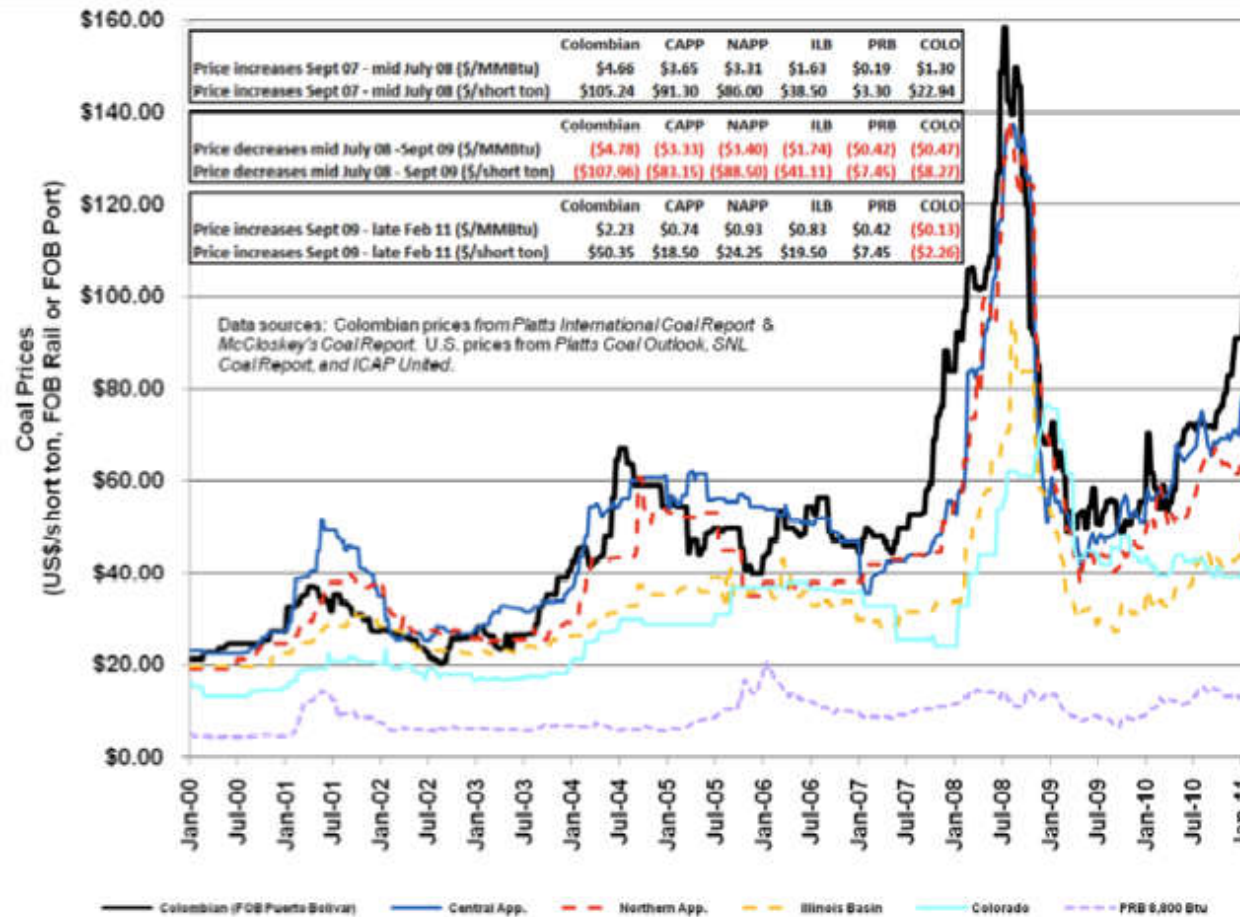


Fig.4.21: Costo specifico annuo di esercizio e di ammortamento del capitale, in funzione delle ore annue equivalenti, per centrali elettriche con ciclo a vapore a polverino di carbone e con ciclo combinato a gas naturale. Ipotesi in Tab.4.5.

Andamento prezzo carbone



Andamento prezzo combustibili

Figure 9.3 Cost of Fossil-Fuel Receipts at Electric Generating Plants
(Dollars* per Million Btu, Including Taxes)

Costs, 1973-2011

20—

15—

10—

5—

0—

1975 1980 1985 1990 1995 2000 2005 2010

Residual Fuel Oil

Natural Gas

Coal

*Prices are not adjusted for inflation. See "Nominal Dollars" in Glossary.

Costs, Monthly

25—

20—

15—

10—

5—

0—

J F M A M J J A S O N D J F M A M J J A S O N D J F M A M J J A S O N D

2009

2010

2011

Residual Fuel Oil

Natural Gas

Coal

Web Page: <http://www.eia.gov/totalenergy/data/monthly/#prices>
Source: Table 9.10.