



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

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA GESTIONALE**

## **Cicli Combinati**

(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)

# Un impianto a ciclo combinato



<http://www.youtube.com/watch?v=W1hSFLXADQ0>

# Il ciclo combinato gas-vapore

È la tecnologia di produzione di energia elettrica

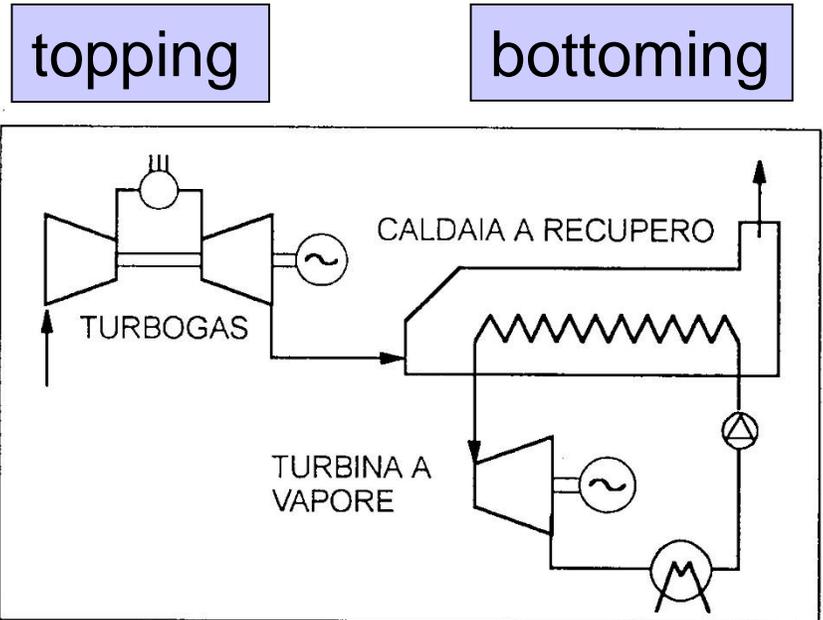
- più importante su scala industriale
- più diffusa, efficiente ed economica
- meno inquinante
- protagonista di una vera “rivoluzione” nel settore dell’industria termoelettrica

## Caratteristiche schema unfired:

- accoppiamento TG+TV
- netta separazione fisica tra gas e vapore
- ingresso energia primaria in TG

## Altre soluzioni:

- schemi fired
- repowering di IV
- cicli misti



# Fondamenti termodinamici dei cicli a recupero

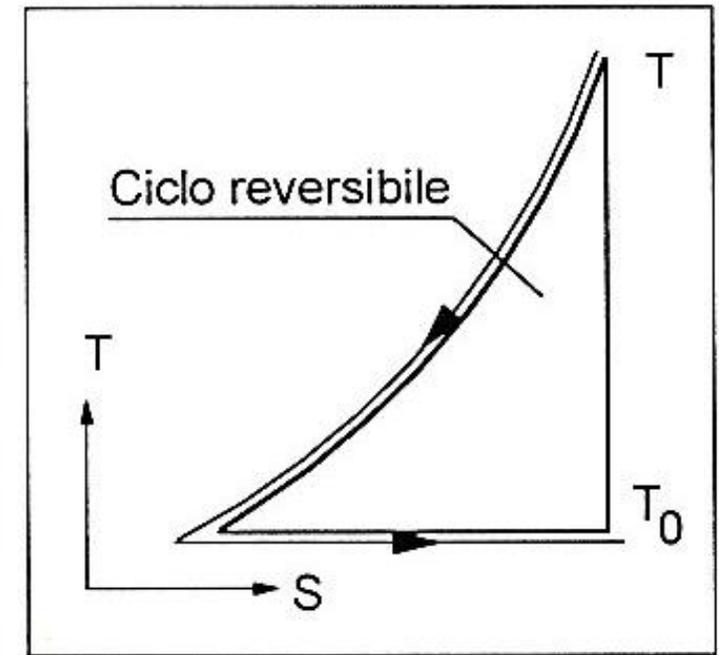
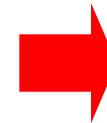
## Problematiche termodinamiche:

- Efficienza del recupero di calore disponibile in una corrente gassosa
- Efficienza della conversione in energia meccanica del calore recuperato

## Soluzione:

- ciclo con trasformazioni reversibili
- scambi termici con  $\Delta T$  nulli
- scambi di lavoro isoentropici

**FORMA TRIANGOLARE**



# Rendimenti dei cicli a recupero reversibili

Da una corrente gassosa  $G$  in condizioni  $(T, p_a, h, s)$  è possibile ottenere la **potenza meccanica reversibile**

$$W_{rev} = G[(h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0)] = G[(\Delta h - T_0 \Delta s)] \quad W_{rev} = G \Delta h \left(1 - T_0 \frac{\Delta s}{\Delta h}\right) = Q_{av} \left(1 - \frac{T_0}{\Delta h / \Delta s}\right)$$

con un rendimento del ciclo reversibile pari a:

potenza termica disponibile

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

che, per un gas perfetto (calore specifico costante) ed una trasformazione isobara, diventa:

$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_0}{\frac{c_p (T - T_0)}{c_p \ln(T - T_0)}} = 1 - \frac{T_0}{T_{ml}}$$

$$\left( T_{ml} = \frac{T - T_0}{\ln \frac{T}{T_0}} \right)$$

Rendimento di un ciclo di Carnot evolvente tra  $T_{ml}$  e  $T_0$

# Rendimenti dei cicli a recupero reali

Per un ciclo reale risulta sempre  $W < W_{rev}$  essendo  $W = W_{rev} - T_0 \Delta S_{gen}$

$$W_{rev} = G[(h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0)] = G[(\Delta h - T_0 \Delta s)] \quad W_{rev} = \underbrace{G \Delta h}_{\text{potenza termica disponibile}} \left(1 - T_0 \frac{\Delta s}{\Delta h}\right) = \underbrace{Q_{av}}_{\text{potenza termica disponibile}} \left(1 - \frac{T_0}{\Delta h / \Delta s}\right)$$

E si possono definire i rendimenti:

$$\eta_I = \frac{W}{Q_{av}} \quad \text{Rendimento di I principio}$$

$$\eta_{II} = \frac{W}{W_{rev}} \quad \text{Rendimento di II principio}$$

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

$$\eta = \frac{W}{Q_{in}} \quad \text{Rendimento del ciclo bottoming}$$

potenza termica disponibile

$$\eta_I = \eta_{II} \eta_{rev}$$

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

Miglior compromesso tra:  
efficienza di recupero  
efficienza di conversione



# Irreversibilità dei cicli a recupero reali

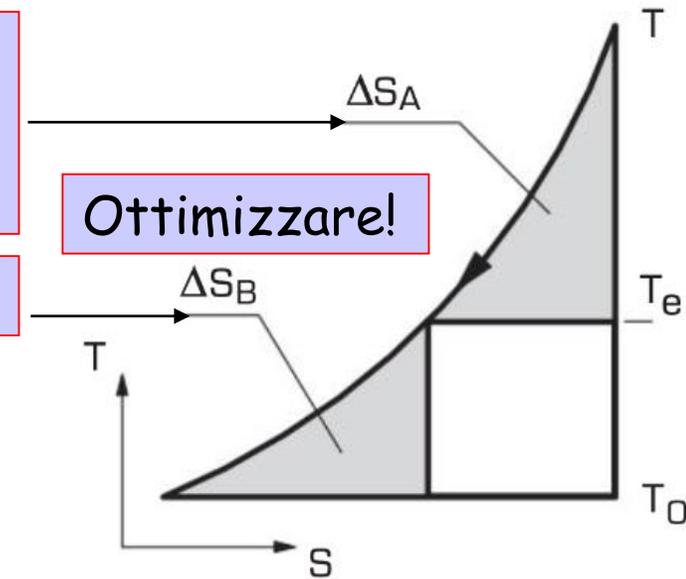
Solo il ciclo triangolare soddisfa entrambi i requisiti massima efficienza del recupero (unitaria) e massimo rendimento di conversione. Per qualsiasi altro ciclo esistono delle irreversibilità:

$\Delta T$  finiti tra gas e fluido in evaporazione (presente anche con scambiatori di superficie infinita)

Incompleto raffreddamento dei gas

Anche il ciclo di Carnot, seppure internamente reversibile, se utilizzato per il recupero di calore presenta queste irreversibilità

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_e} \quad \chi = \frac{T - T_e}{T - T_0}$$



Per  $T_e \rightarrow T$   $\eta$  massimo e  $\chi=0$

Per  $T_e \rightarrow T_0$   $\eta=0$  e  $\chi=1$



# Irreversibilità dei cicli a recupero reali

Solo il ciclo triangolare soddisfa entrambi i requisiti massima efficienza del recupero (unitaria) e massimo rendimento di conversione. Per qualsiasi altro ciclo esistono delle irreversibilità:

Il valore massimo di  $\eta_{rec}$  si ottiene, minimizzando  $\Delta S_A + \Delta S_B$ , per

$$T_e = \sqrt{T \times T_0}$$

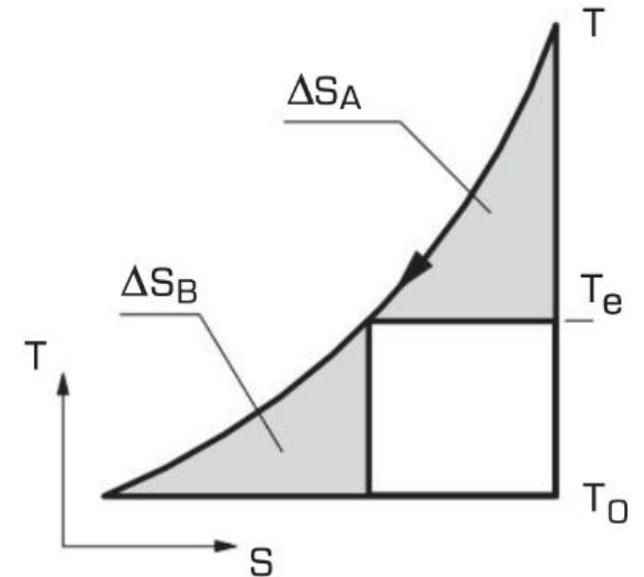
In tali condizioni assumendo

$T = 500^\circ \text{ C}$  e  $T_0 = 15^\circ \text{ C}$  si ottiene:

$\eta = 0.389$ ;  $\chi = 0.621$   $\eta_{rec} = 0.242$

mentre  $\eta_{rev} = \mathbf{0.414}$

Il rendimento del ciclo triangolare è superiore al ciclo di Carnot ottimale!



# Cicli “in serie” a più livelli di pressione

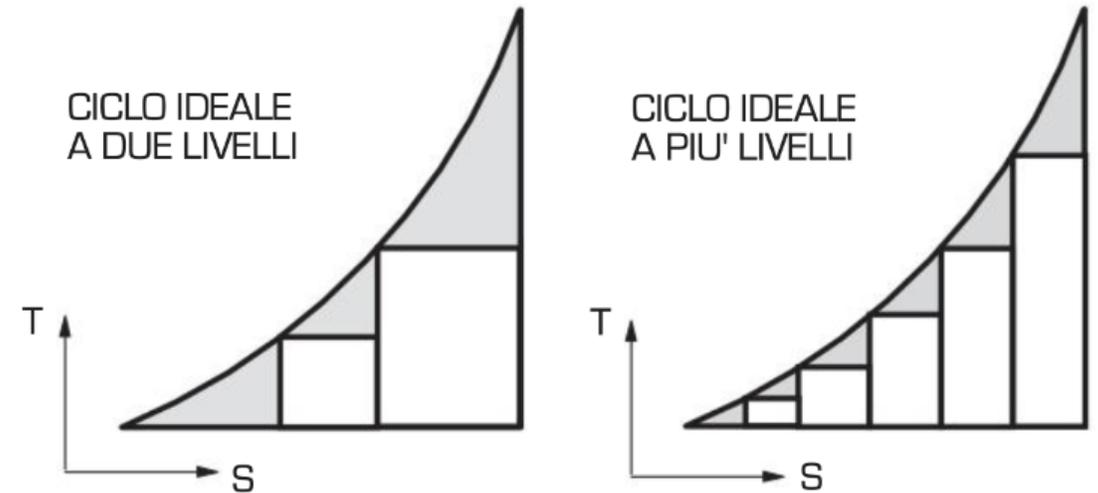
- Ciclo ad alta  $T_e$  ove i gas sono più caldi
- Ciclo a bassa  $T_e$  ove i gas sono più freddi

Esempio:  
 $T=500^\circ\text{C}$   $T_0=15^\circ\text{C}$

1 livello  $\eta_{\text{rec}} = 0.242$

2 livelli  $\eta_{\text{rec}} = 0.306$

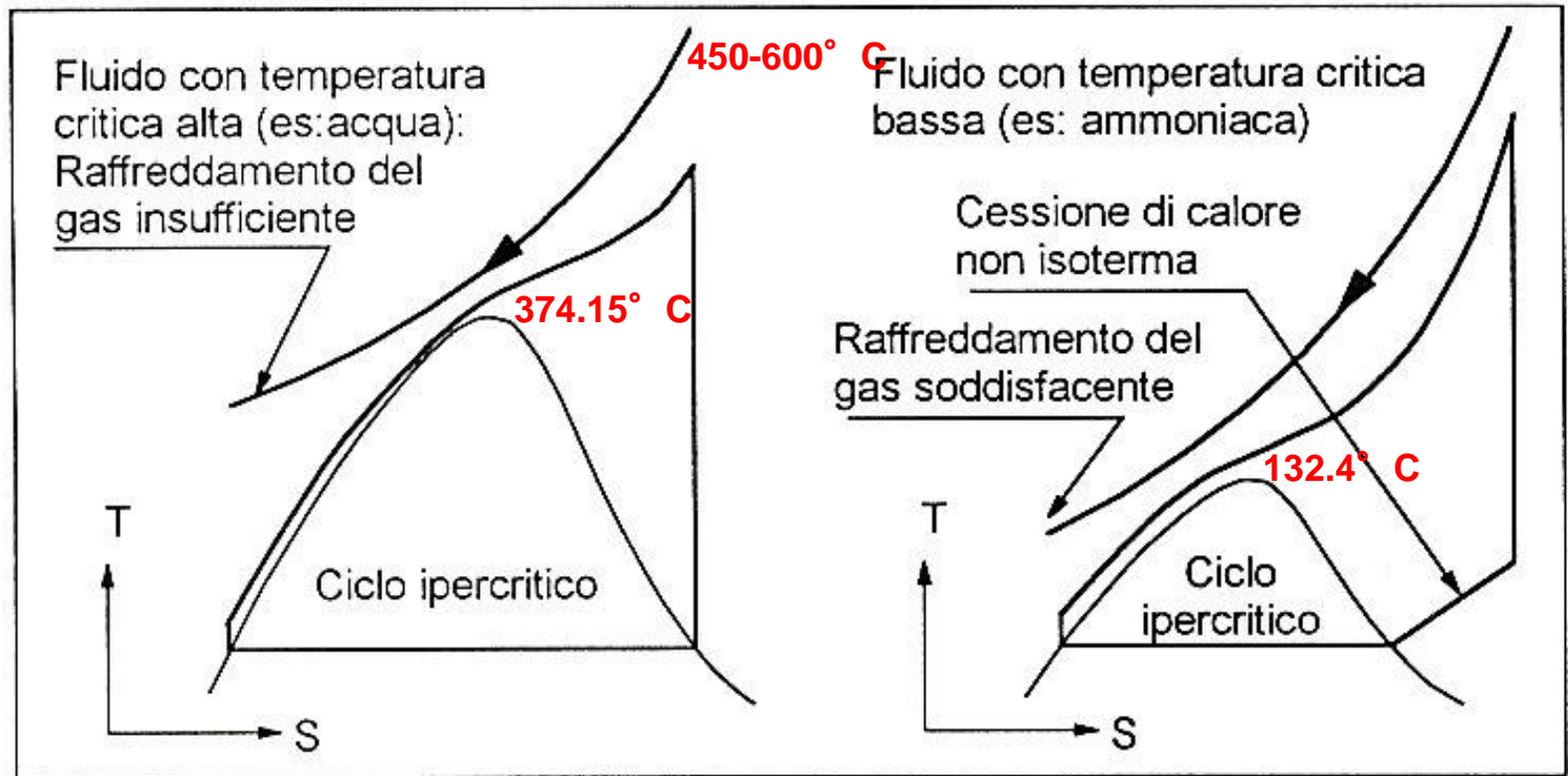
3 livelli  $\eta_{\text{rec}} = 0.335$



**Tutte le  $T_e$  devono essere ottimizzate!**

# Approssimare i cicli triangolari con fluidi reali

## Utilizzazione di cicli ipercritici



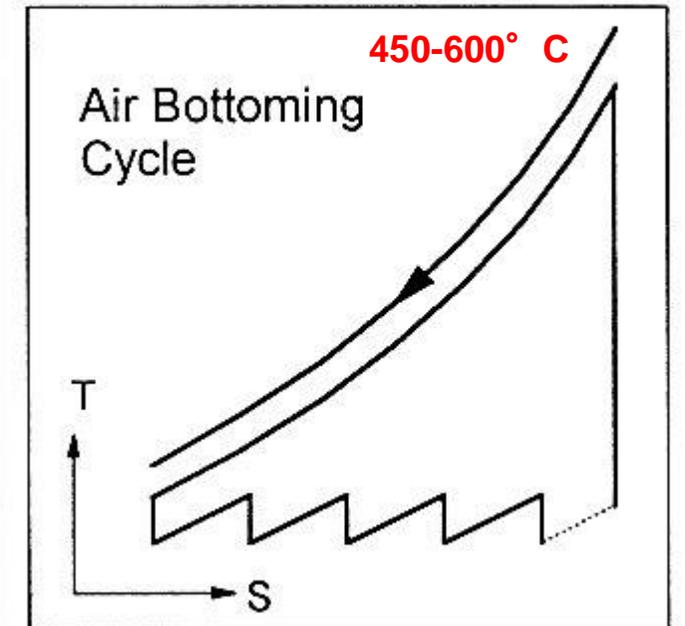


# Approssimare i cicli triangolari con fluidi reali

## Cicli a gas con compressioni paraisoterme

Difficoltà:

- Irreversibilità legate alla compressione inter-refrigerata
- Grande Sensibilità dei cicli a gas ai rendimenti delle macchine
- Scarso rendimento dei cicli a gas a bassa temperatura

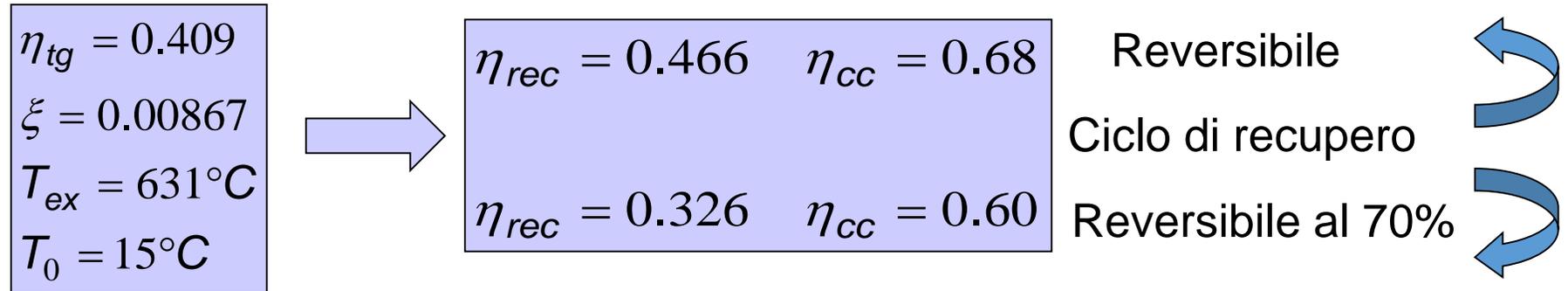


# Potenzialità dei cicli combinati

- Per i cicli combinati “unfired”:

$$\eta_{cc} = \frac{W_{tg} + W_{rec}}{G_f LHV} = \eta_{tg} + (1 - \eta_{tg} - \xi)\eta_{rec}$$

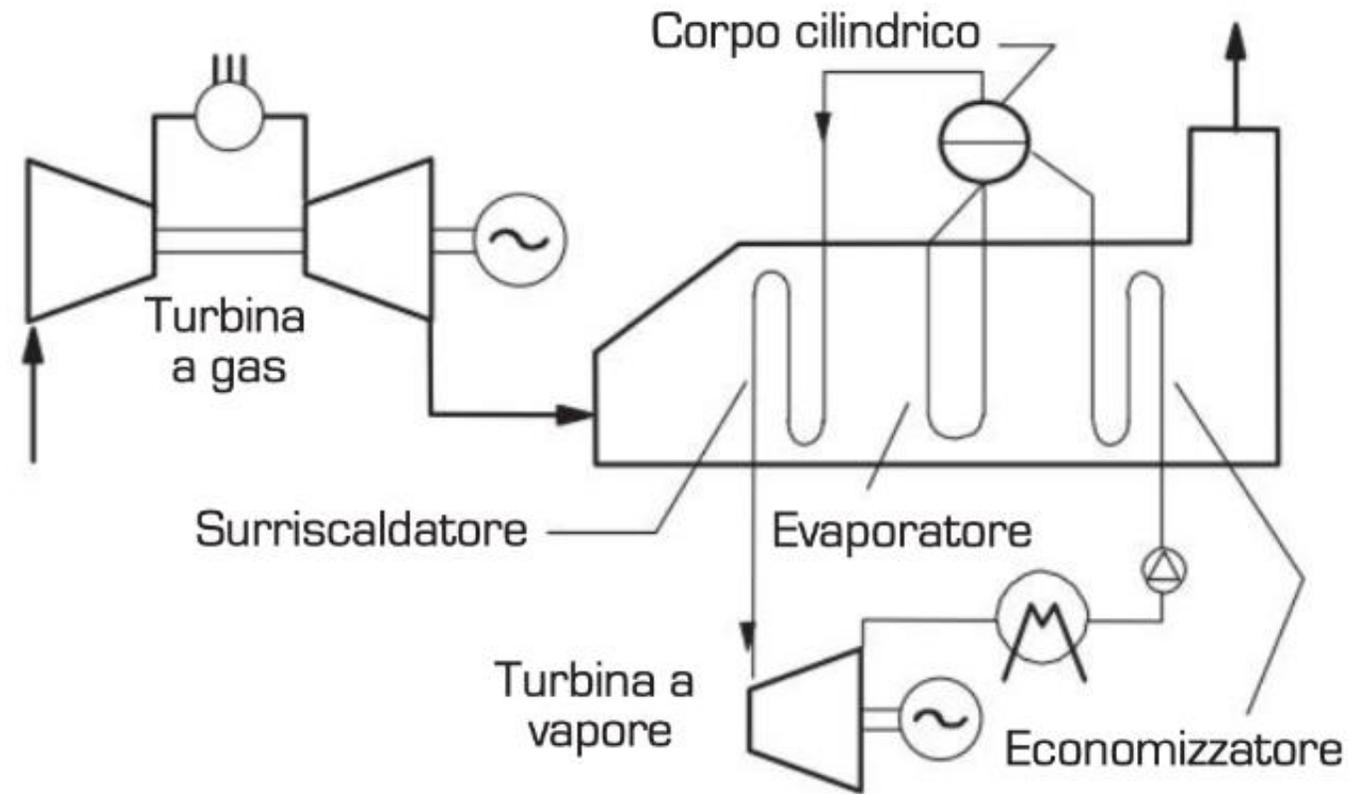
- Per una turbina a gas reale:



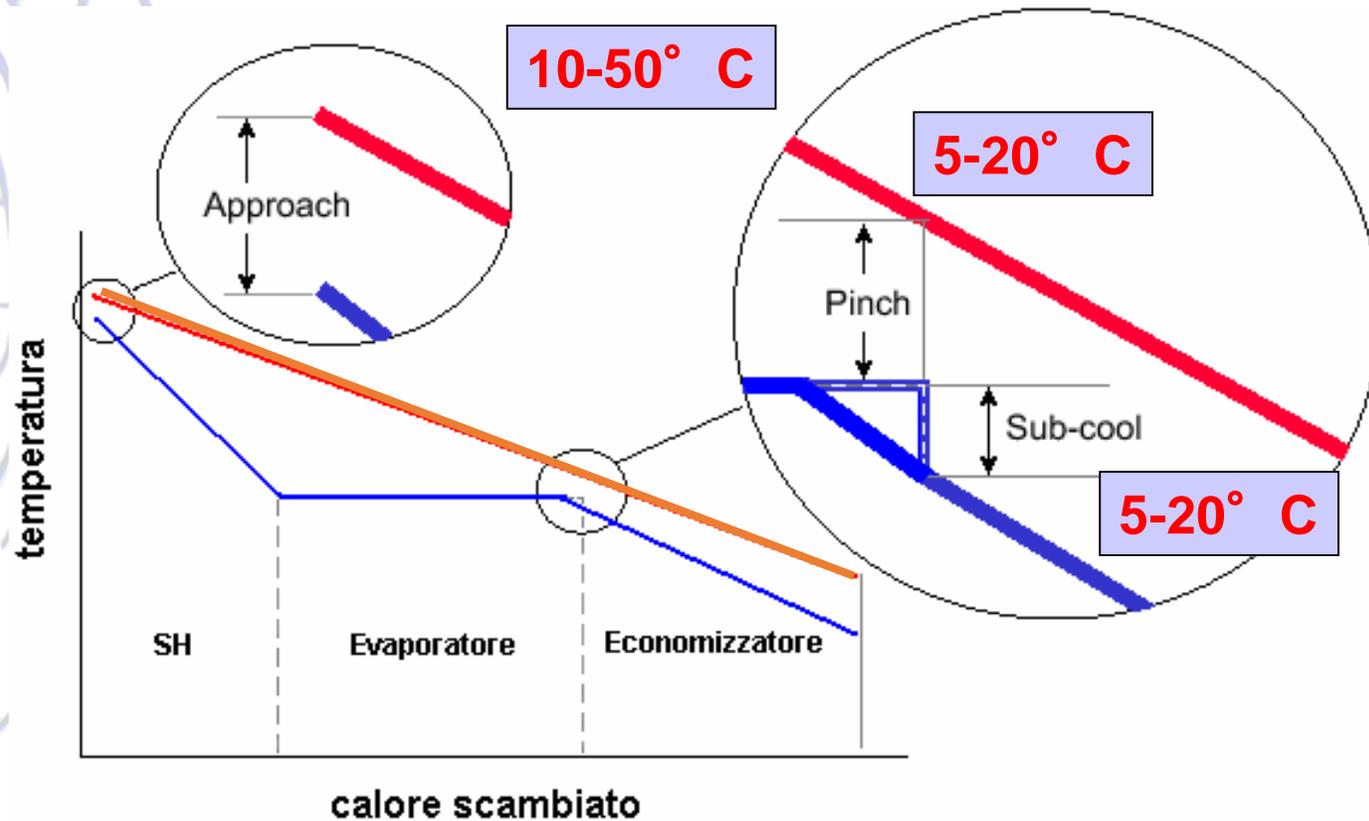
**Nessuna modifica alla TG!**



## Lo schema elementare di un ciclo combinato gas-vapore a singola evaporazione



# Lo scambio termico in HRSG (Heat Recovery Steam Generator)



$\Delta T$  significativi:

- approach point
- pinch-point
- sub-cooling

sicurezza

progetto

# Analisi di sensibilità delle prestazioni vs. variabili di progetto degli HRSG

**Pel<sub>TG</sub> = 50 MW, T<sub>g,in</sub> = 475°C, G=150 kg/s**

**Caso Base ΔT<sub>pp</sub>=10°C, ΔT<sub>ap</sub>=25°C, ΔT<sub>sc</sub>=10°C**

	Caso base	ΔT pinch-point		ΔT approach-point		ΔT sottoraffredd.	
		5°C	20°C	10°C	50°C	0°C	20°C
Potenza elettrica lorda turbina vapore, MW <sub>e</sub>	16.11	16.44 [+2.0%]	15.47 [-4.0%]	16.23 [+0.7%]	15.93 [-1.1%]	16.42 [+1.9%]	15.82 [-1.8%]
Portata di vapore, kg/s	16.60	16.93	15.96	16.39	16.98	16.91	16.31
Temp. gas camino, °C	147.0	140.5	160.1	148.0	145.3	140.7	153.0
U·A, kW/K	828	981	660	864	807	925	773

Aumento di ΔT<sub>pp</sub> -> aumento Tscarico gas e riduz. portata vapore

Aumento di ΔT<sub>ap</sub> -> riduzione Tmax ciclo

Aumento di ΔT<sub>sc</sub> -> aumento Tscarico gas

$$G_v = \frac{G_g C_{p,g} [T_{g,in} - (T_e + \Delta T_{pp})]}{\Delta h_e + \Delta h_{SH}}$$



## Aspetti progettuali

Rispetto alle caldaie a combustione la minore temperatura della sorgente calda consente:

- Disposizione controcorrente
- Evaporatore con semplici fasci tubieri
- Utilizzo tubi alettati per economizzatore ed evaporatore

# Aspetti progettuali

- Coefficiente globale di scambio
  - riferito alla superficie interna del tubo alettato (trascurando i coefficienti di fouling)

$$\frac{1}{U_{int}} = \frac{1}{k_{int}} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{k_{ext} \varepsilon_f} \frac{A_{int}}{A_{ext}}$$

**A<sub>ext</sub>/A<sub>int</sub> per tubi alettati può arrivare fino a 20**

**Per acqua in evaporazione:  
10 kW/m<sup>2</sup>K**

**Per gas combustibili:  
50-100 W/m<sup>2</sup>K**

**Efficienza dell'aletta  
vale 1 per aletta isoterma  
con T<sub>aletta</sub>=T<sub>tubo</sub>  
dipende da:  
altezza, spessore,  
conducibilità e da k<sub>ext</sub>**

L'impiego di tubi alettati, non possibile per GV a combustione (eccessive temperature alette) permette enormi risparmi sulla lunghezza dei tubi, riducendo in maniera drastica i costi e gli ingombri dello scambiatore

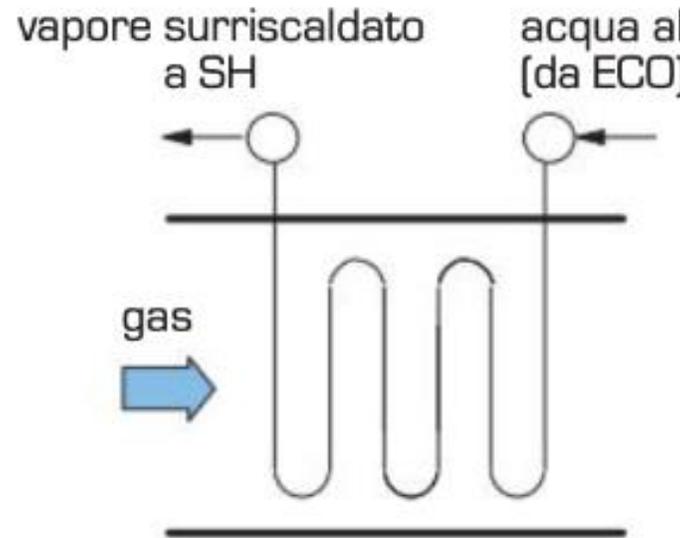


## Aspetti progettuali

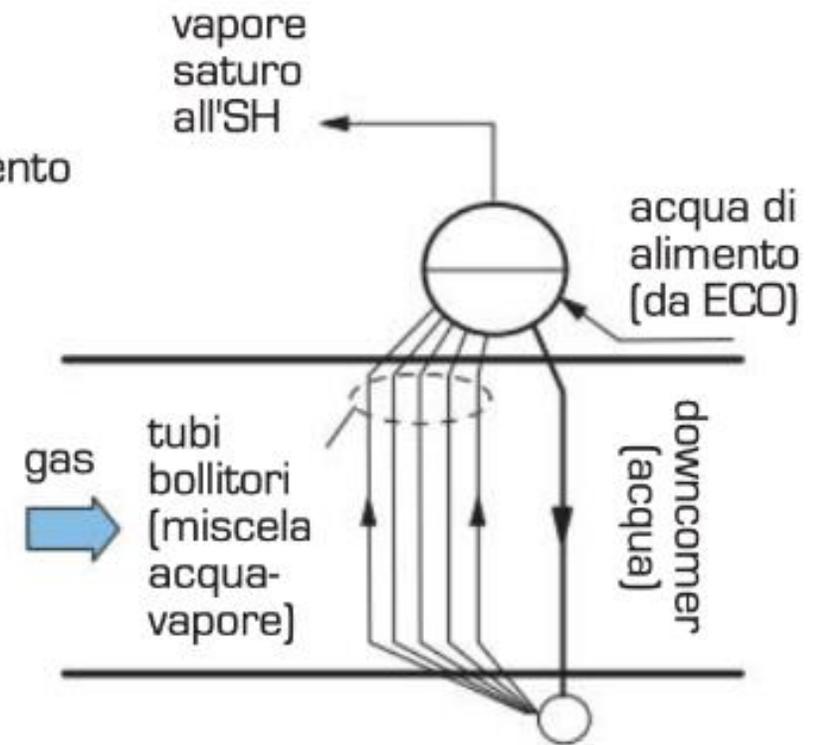
- Sezione trasversale caldaia: la riduzione consente di aumentare la velocità di attraversamento dei gas combusti, determinando:
  - aumento dei coefficienti di scambio termico -> minori superfici di scambio
  - aumento delle perdite di carico (proporzionali al quadrato della velocità) -> contropressione allo scarico  $\Delta p_{ex}$
- Disposizione caldaia
  - Verticale: minor ingombro di superficie, maggiori difficoltà di accesso e realizzazione
  - Orizzontale: maggiormente diffuse



## Aspetti progettuali: Circolazione nell'evaporatore



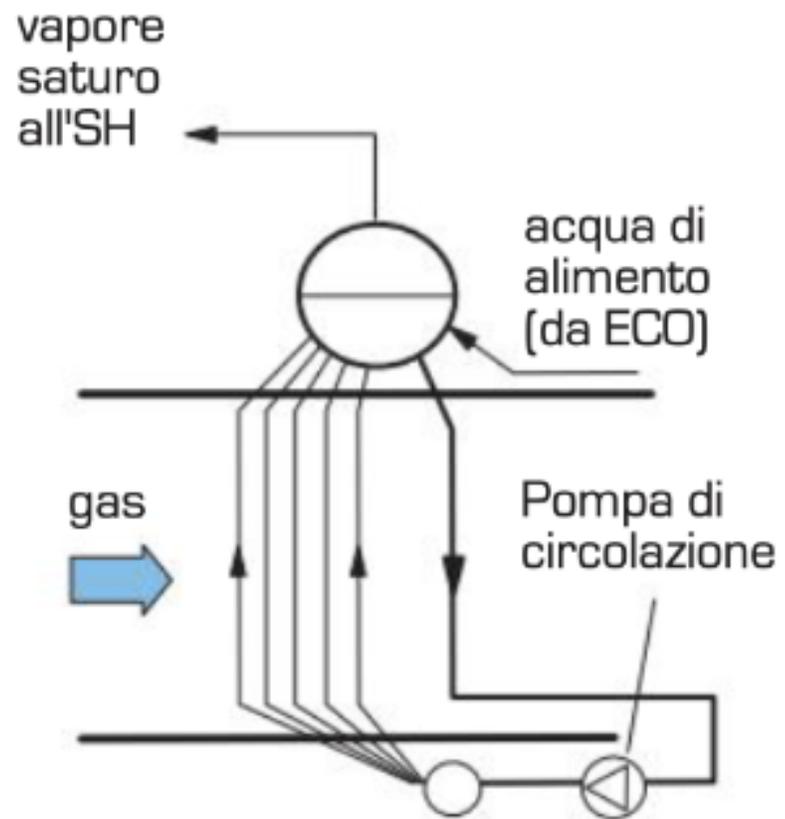
Attraversamento  
forzato



Circolazione naturale



## Aspetti progettuali: Circolazione forzata nell'evaporatore

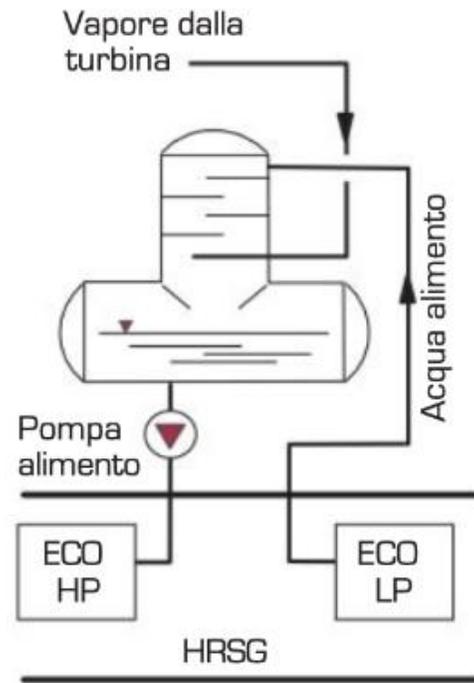


Circolazione forzata

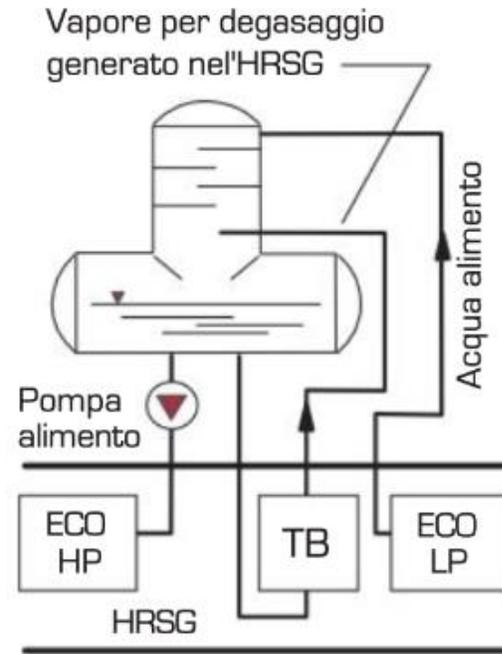
# Posizione del Degasatore



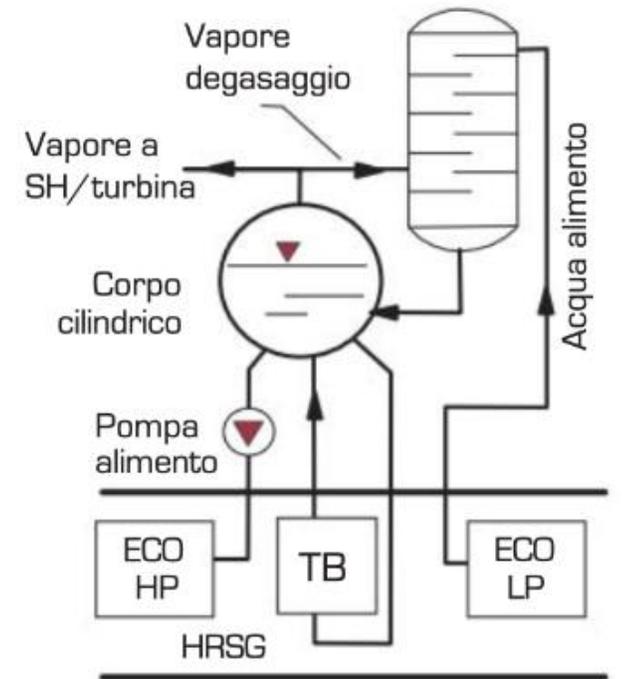
(a)



(b)

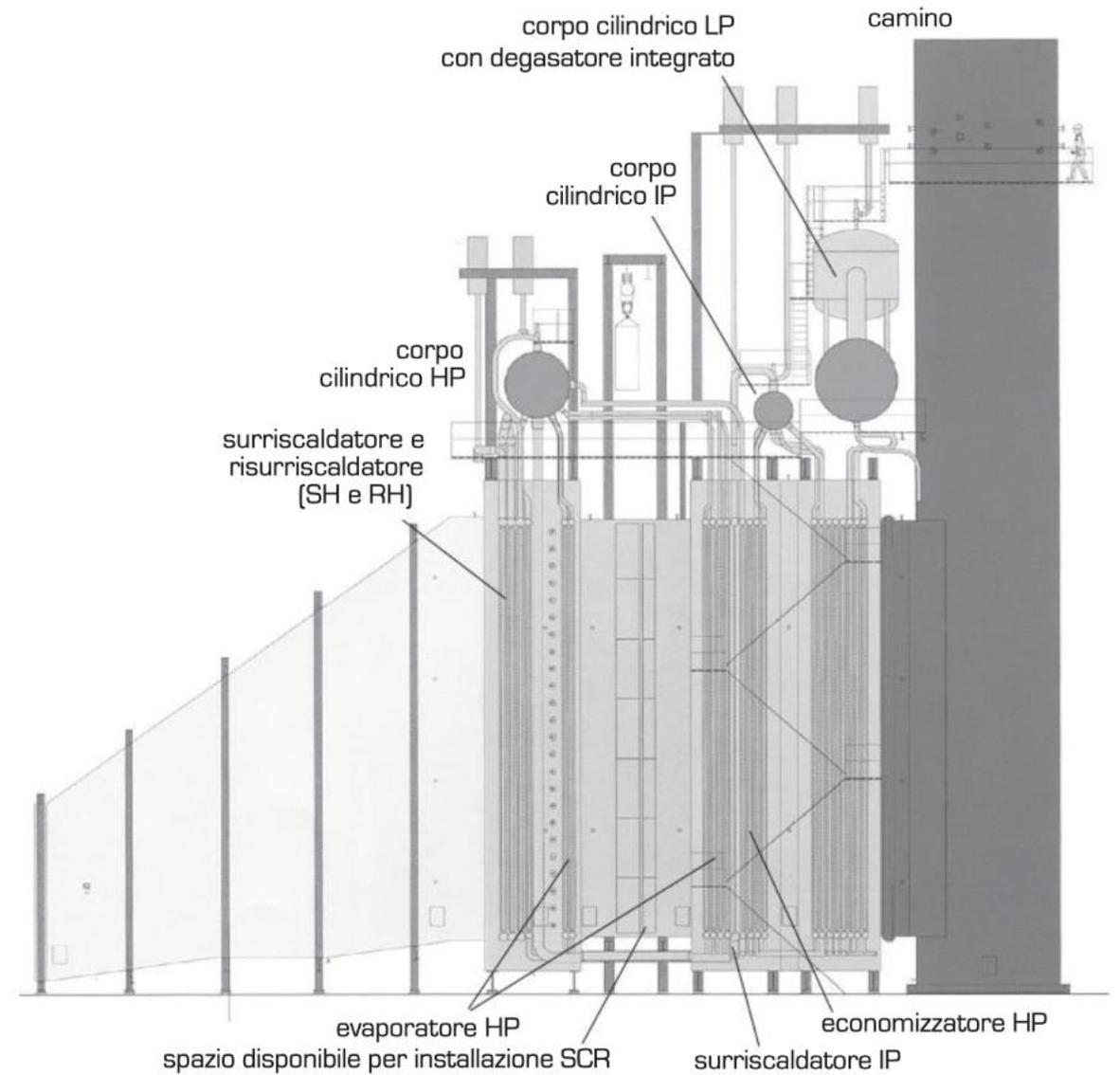


(c)

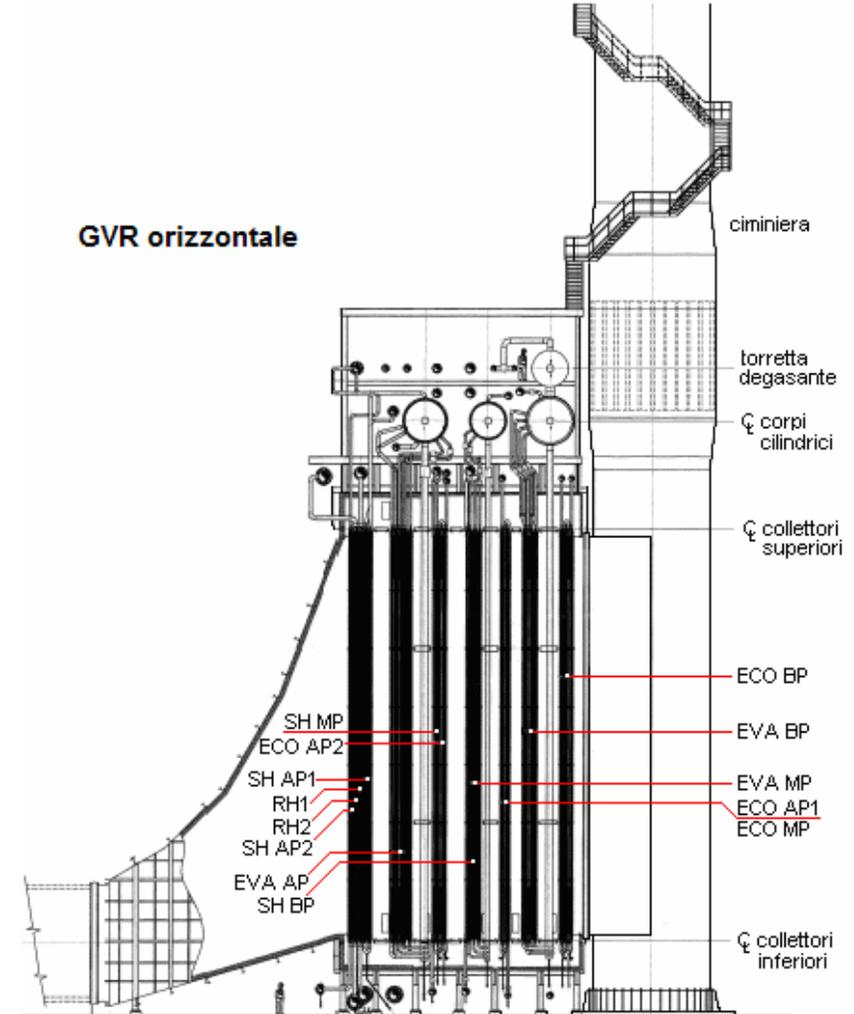
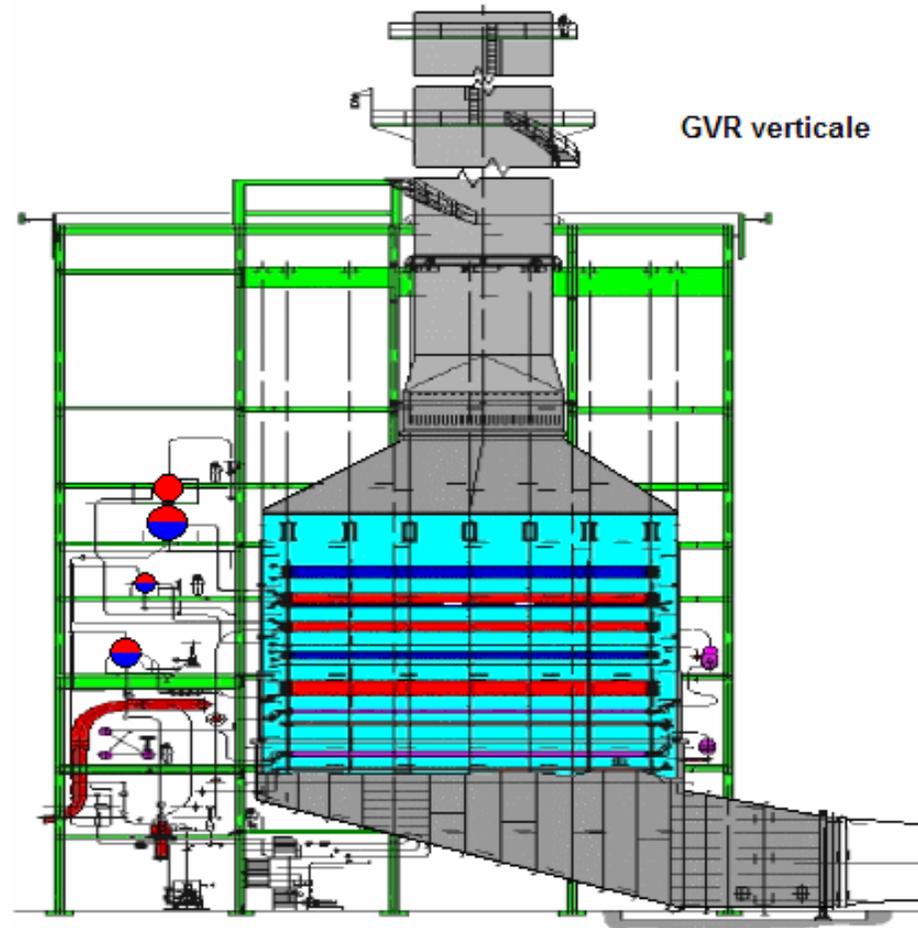




## Vista in sezione di un HRSG



# Vista in sezione di due HRSG



# Ottimizzazione $\Delta T_{pp}$ vs. superficie HRSG

Analisi delle variazioni dei costi annuali di impianto e di esercizio al variare del  $\Delta T_{pp}$   
Pel TG = 50 MW,  $T_{g, in} = 475^\circ \text{C}$ ,  $G = 150 \text{ kg/s}$

Dimensioni HRSG

$$\Delta T_{pp} = 5^\circ \text{C}$$

$$P_{el, TV} = 18475 \text{ kW} \quad UA = 1649 \text{ kW/K}$$

$$\Delta T_{pp} = 10^\circ \text{C}$$

$$P_{el, TV} = 18153 \text{ kW} \quad UA = 1343 \text{ kW/K}$$

$$\Delta T_{pp} = 15^\circ \text{C}$$

$$P_{el, TV} = 17828 \text{ kW} \quad UA = 1157 \text{ kW/K}$$

Assunzioni:

*Costo capitale*

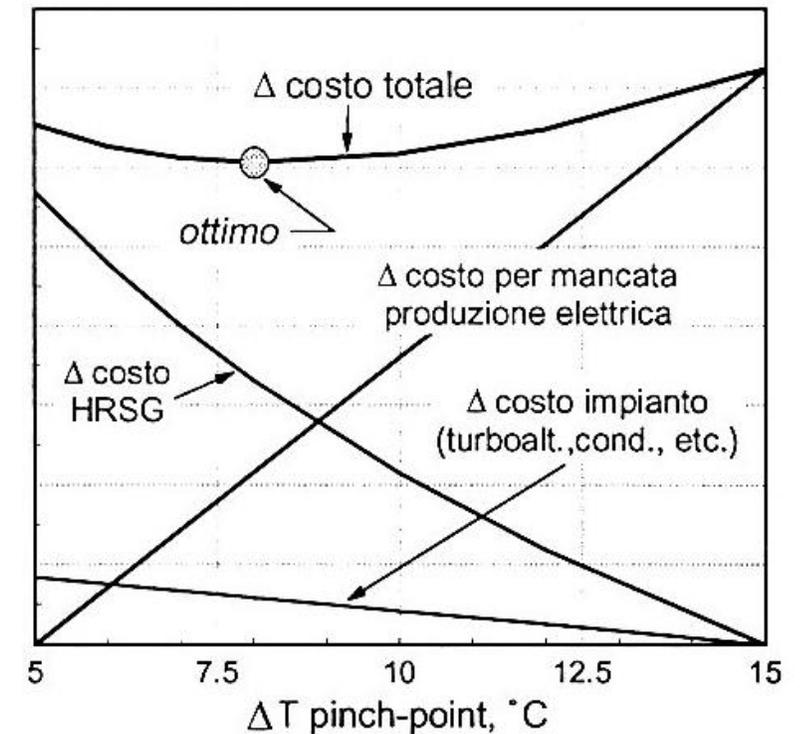
HRSG 600 Eur/m<sup>2</sup>

Impianto 500 Eur/kW<sub>el</sub>

*Costo esercizio*

Elettricità 70 Eur/MWh

Generazione di base -> 7500 h/anno

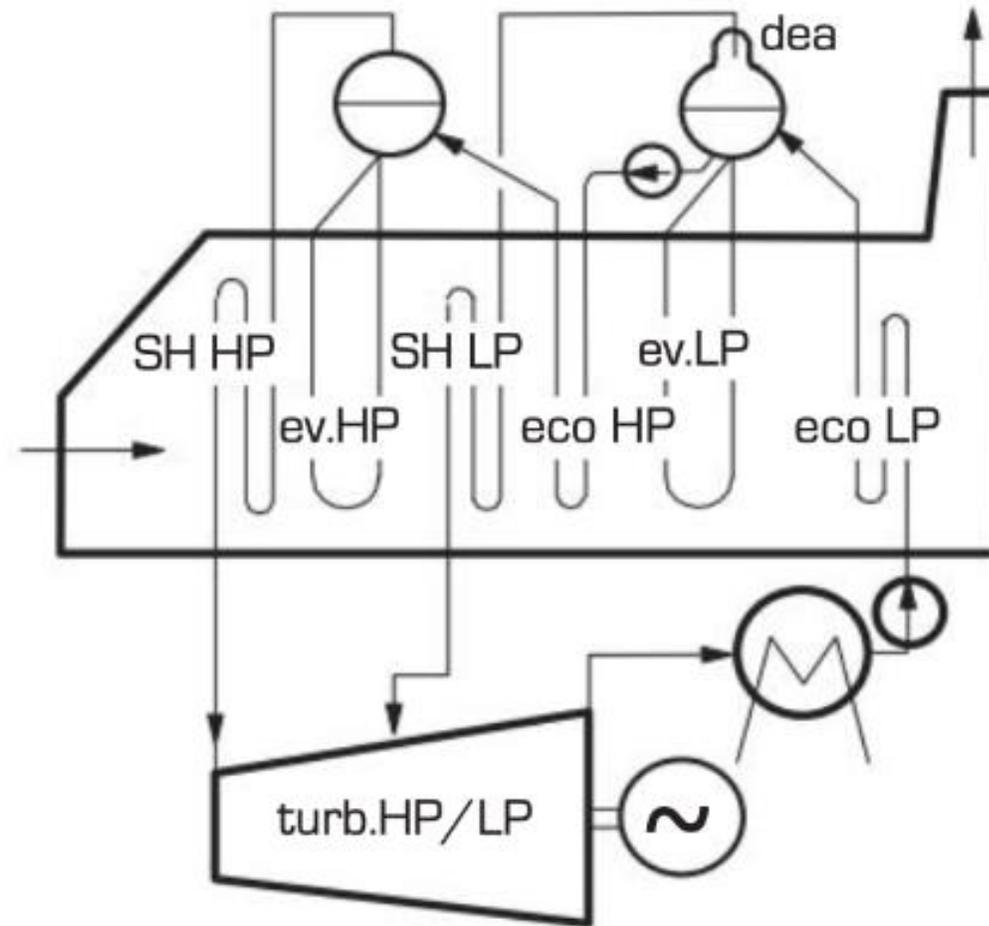




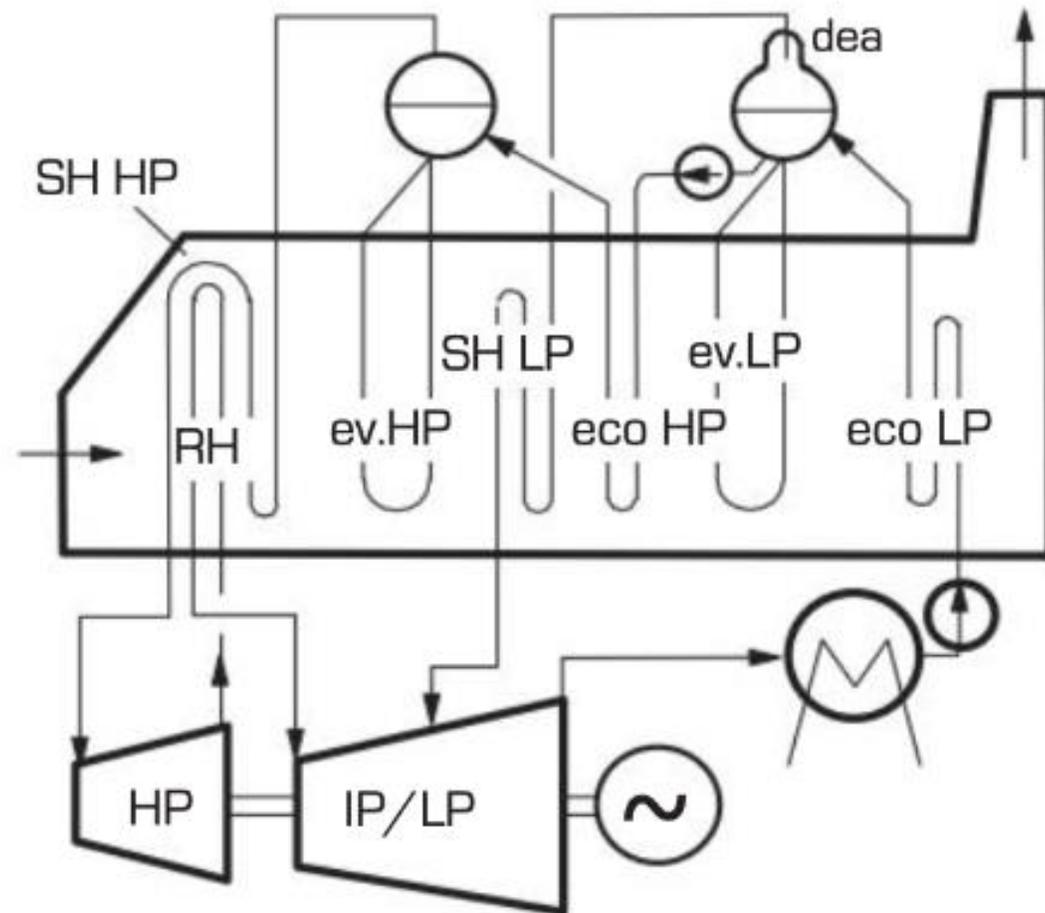
# Turbina a vapore e Condensatore

- La Turbina a vapore presenta differenze operative rispetto agli IV convenzionali:
  - Max pressione di ammissione più contenuta
  - Portate di vapore crescenti nel corso dell'espansione per ammissioni in corrispondenza di altri livelli di pressione
  - Minore potenza unitaria (per minor salto entalpico)
- La Condensazione può essere realizzata:
  - Con acqua di mare o di fiume a circuito aperto
  - Con torre evaporativa
  - Ad aria

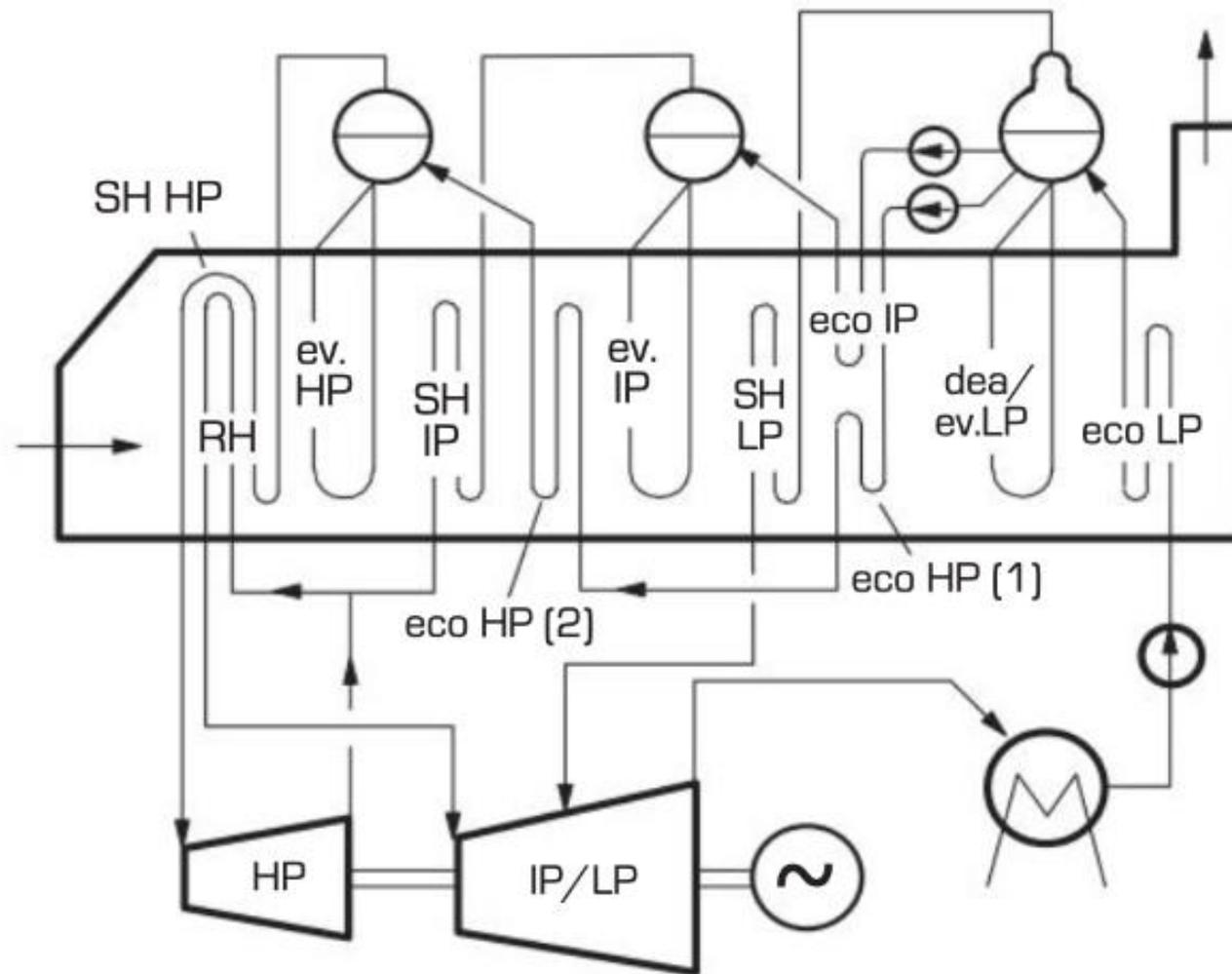
# Ciclo bottomer a due livelli (senza RH)



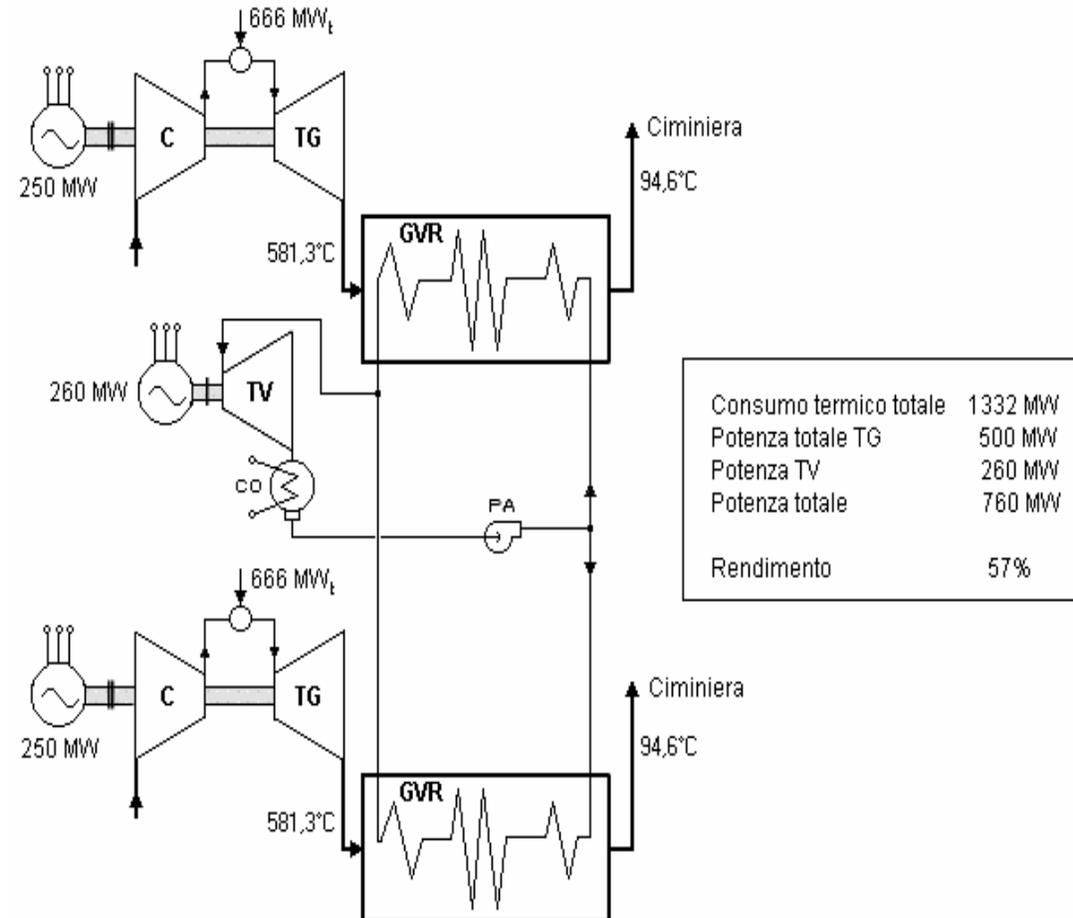
# Ciclo bottomer a due livelli con Reheat



# Ciclo bottomer a tre livelli con Reheat



# Soluzione impiantistica con 2 TG ed una TV



# Assunzioni per il calcolo di cicli bottomer

$\Delta T$ minimo tra gas ed evaporazione ( $\Delta T_{pp}$ )	10/8 °C <sup>(a)</sup>
$\Delta T$ minimo tra gas e vapore surriscaldato ( $\Delta T_{ap}$ )	25 °C
$\Delta T$ tra uscita economizzatore ed evaporazione ( $\Delta T_{sc}$ )	10/5 °C <sup>(a)</sup>
Massima temperatura del vapore surriscaldato	538/590 °C <sup>(a)</sup>
Massima pressione di evaporazione	140 bar
Pressione di condensazione	0.05/0.042 bar <sup>(a)</sup>
$\Delta p/p$ economizzatori	15 %
$\Delta p/p$ surriscaldatori e piping di adduzione turbina	5 %
Velocità di rotazione della turbina	3000 rpm
Perdite termiche HRSG, lato gas	0.7/0.5% <sup>(a)</sup>
Perdite di pressione nell'HRSG	3 kPa
Rendimento interno della turbina	vedi nota 8 <sup>(b)</sup>
Rendimento alternatore e meccanico turbina	vedi fig.2.15
Rendimento meccanico della turbina	99.5 %
Perdita equivalente di vapore vivo per trafiletti turbina	1 %
Perdita per energia cinetica allo scarico turbina	24.2 kJ/kg (220 m/s)
Rendimento idraulico delle pompe	83 %
Rendimento elettrico-meccanico delle pompe	90 %
Potenza ausiliari / Potenza termica del condensatore	0.5 %

(a) in presenza di doppio valore, il secondo è utilizzato per la tecnologia 3LR(H)

(b) perdite ridotte del 6% con la tecnologia 3LR(H)

# Note sulle assunzioni di calcolo dei cicli bottomer



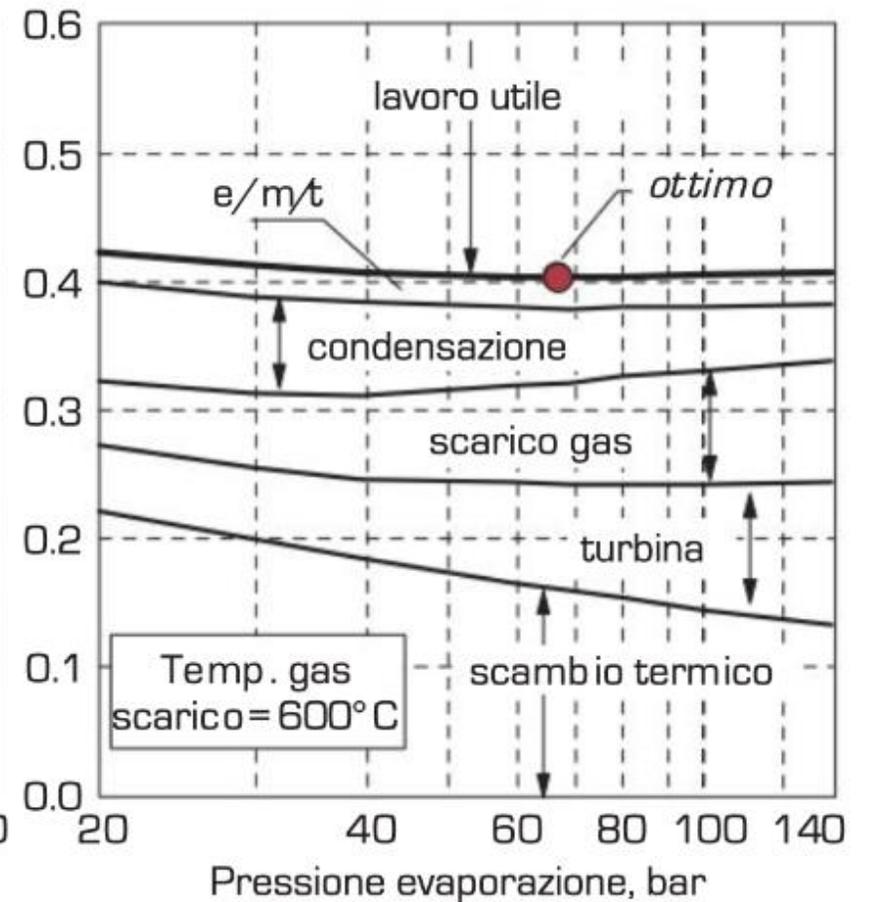
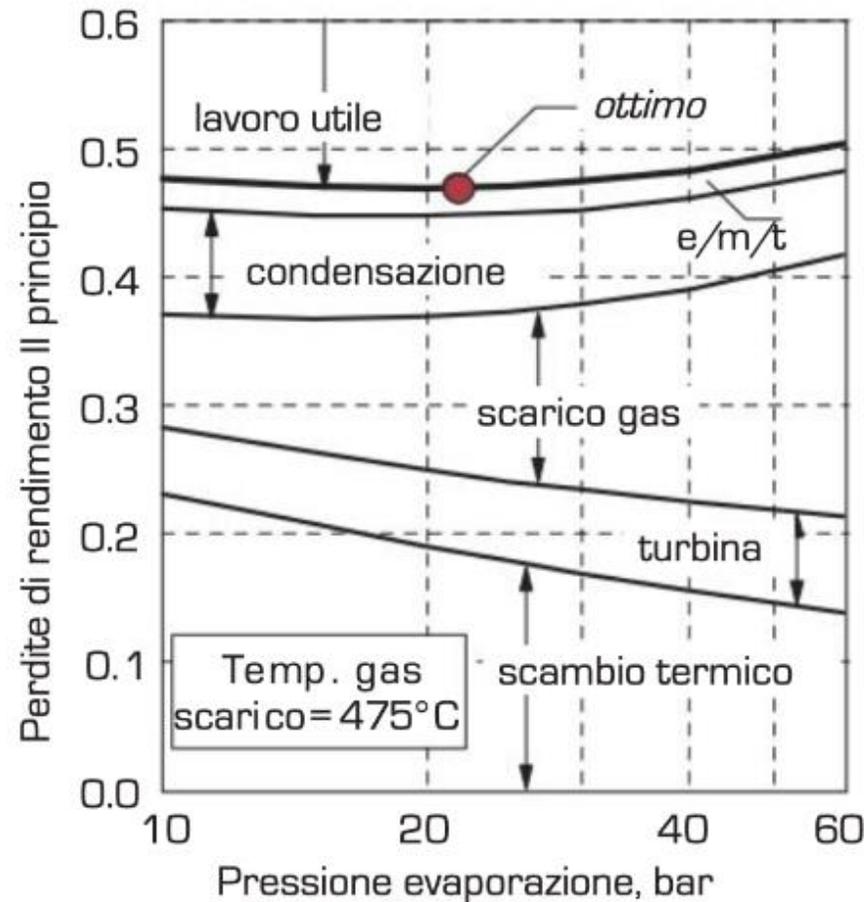
- Non sono imposti limiti inferiori alla temperatura dei gas al camino. Il largo eccesso d'aria limita gli effetti di corrosione acida. (Valori minimi  $> 70-80^{\circ}\text{C}$ )
- Il rendimento della TV dipende dalla posizione della linea di espansione per effetto della variazione di volume specifico e contenuto di liquido
- I valori massimi delle condizioni del vapore (140 bar,  $538^{\circ}\text{C}$ ) sono coerenti con le attuali applicazioni.
- Le condizioni al condensatore sono state fissate prevedendo la disponibilità di acqua in circuito aperto. In caso di condensazione ad aria la pressione al condensatore è di circa 0,1 bar.

# Ottimizzazione delle pressioni di evaporazione



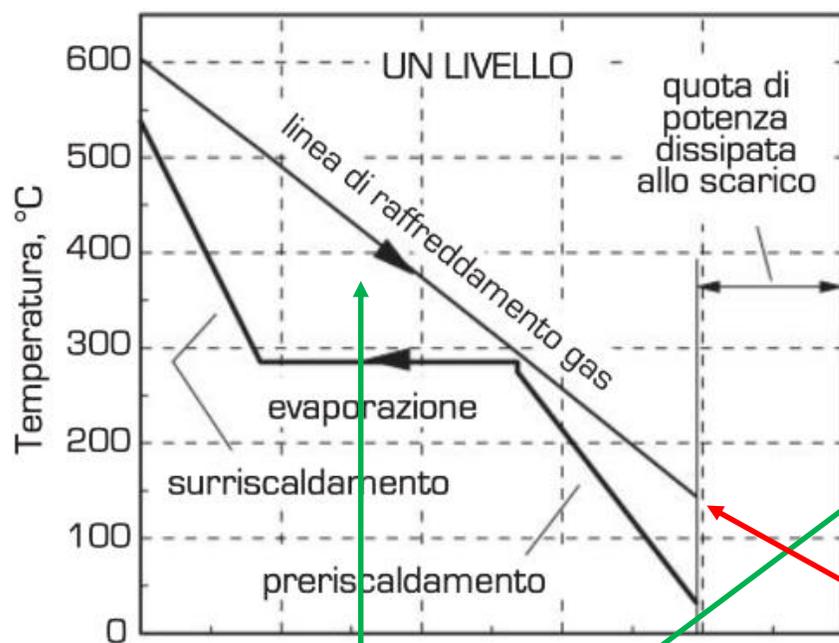
- La pressione ottimale dipenderà dalla temperatura iniziale dei gas scaricati dalla TG
- In un ciclo multilivello andranno ottimizzate contemporaneamente tutte le pressioni operative del ciclo bottomer
- La soluzione non è calcolabile analiticamente ma è il risultato di un metodo numerico di ricerca del massimo di funzioni non-lineari multivariabili

# Analisi entropica cicli a recupero 1L al variare della pressione di evaporazione Confronto TG Aeroderivative/Heavy duty

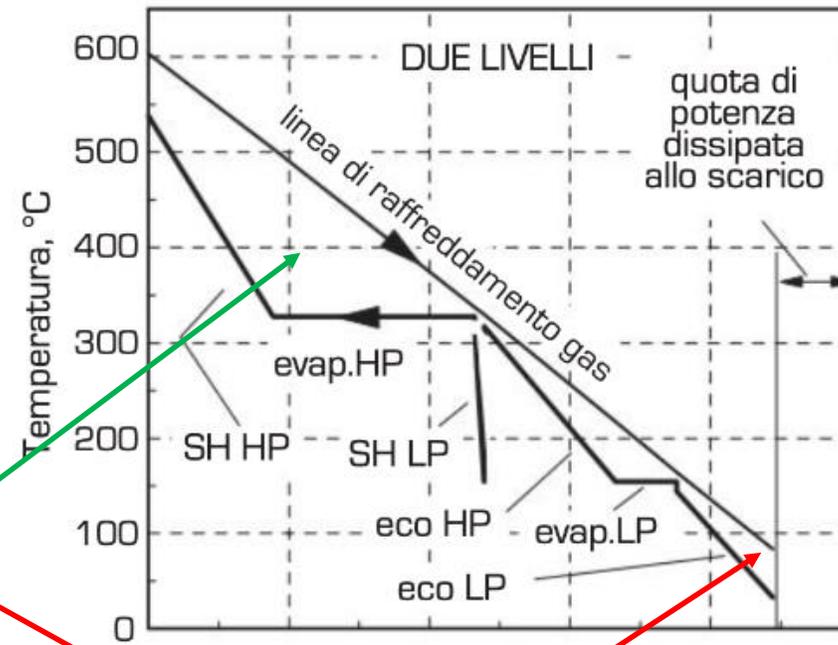




## Diagramma T-Q schema 1L e 2L



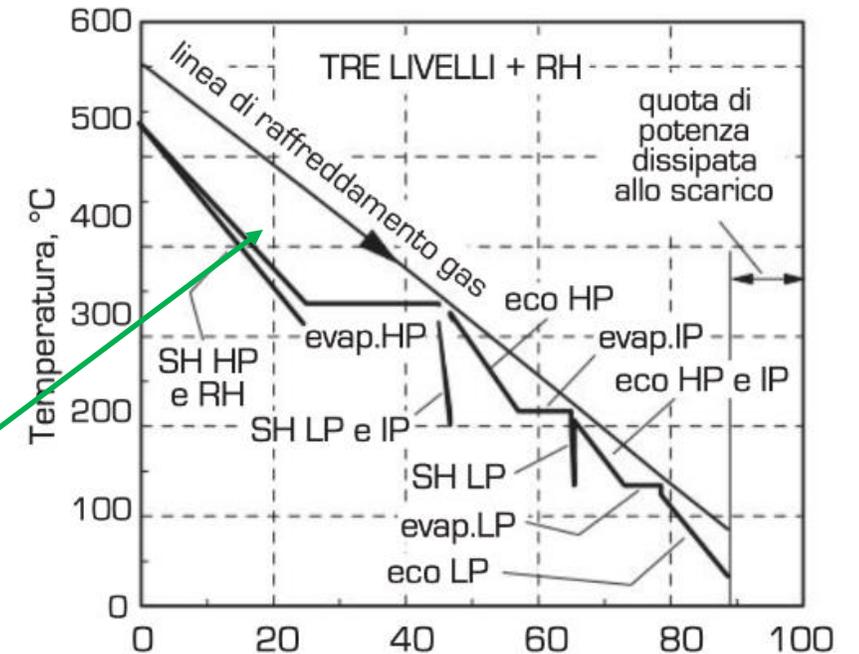
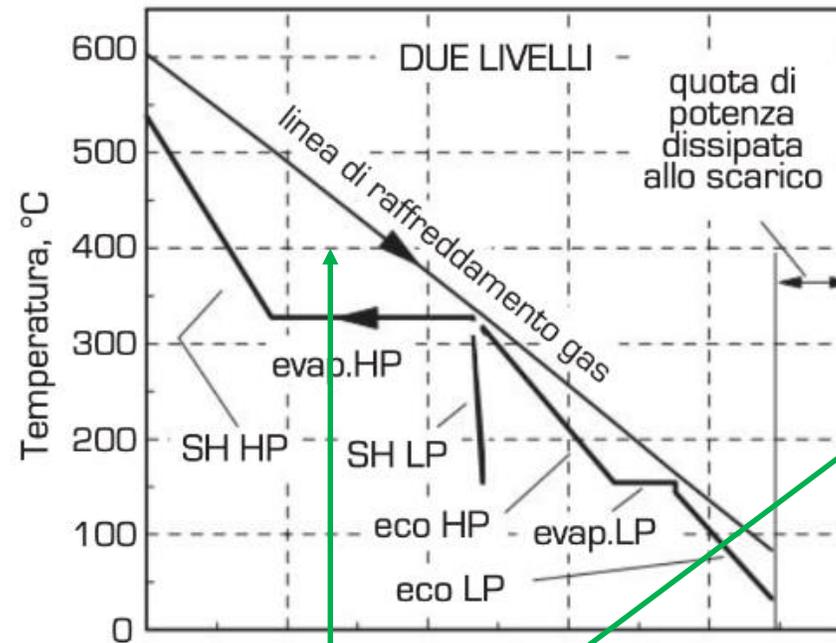
Minore area tra le curve -> minor  $\Delta T$



Minore temperatura al camino



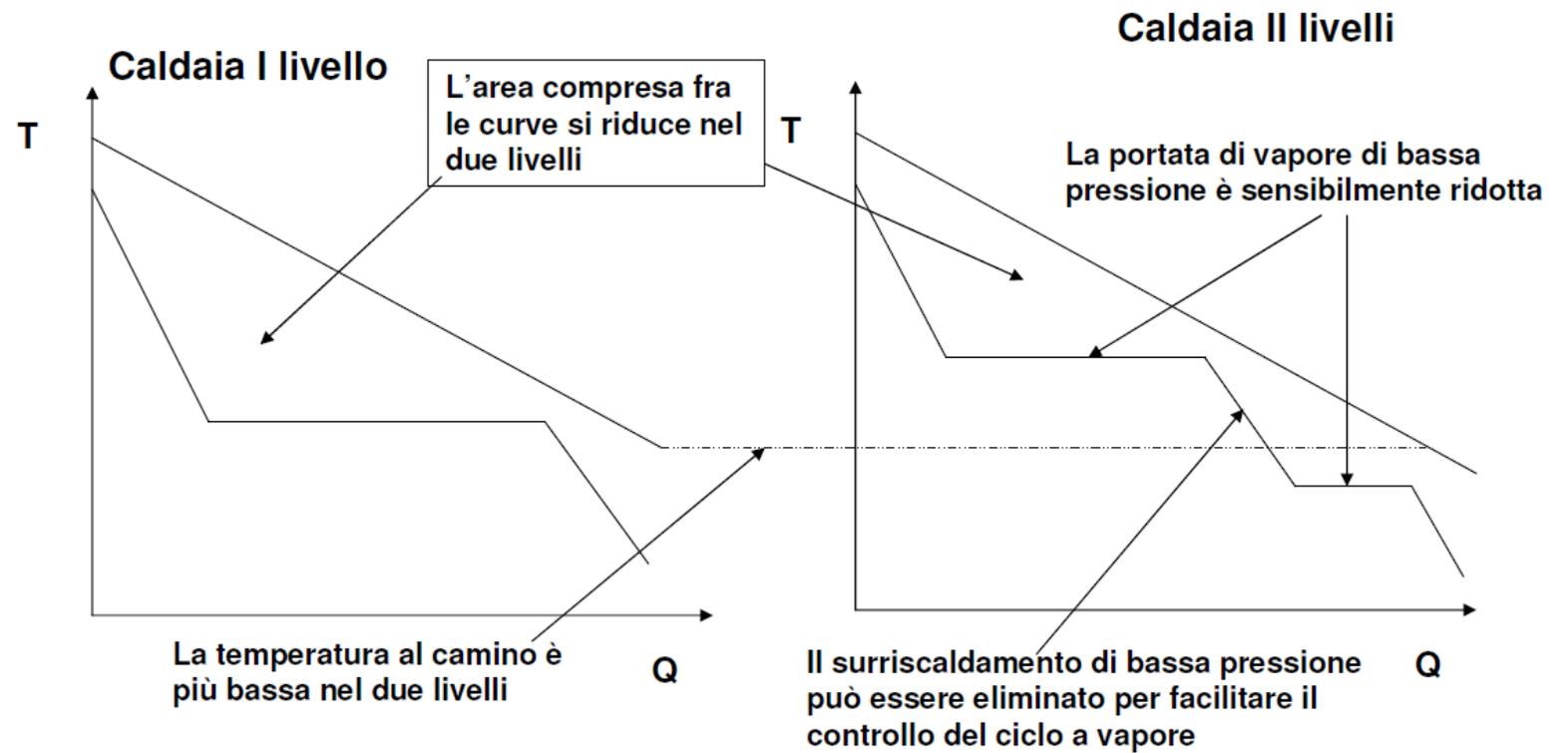
## Diagramma T-Q schema 2L e 3LR



Minore area tra le curve -> minor  $\Delta T$



## Confronto sistemi a diversi livelli di pressione



# Confronto prestazioni ed analisi entropica al variare dell'assetto del ciclo «bottomer»

**$P_{el\ TG} = 400\ MW, T_{g, in} = 630^\circ C, G = 825\ kg/s, \beta = 22$**

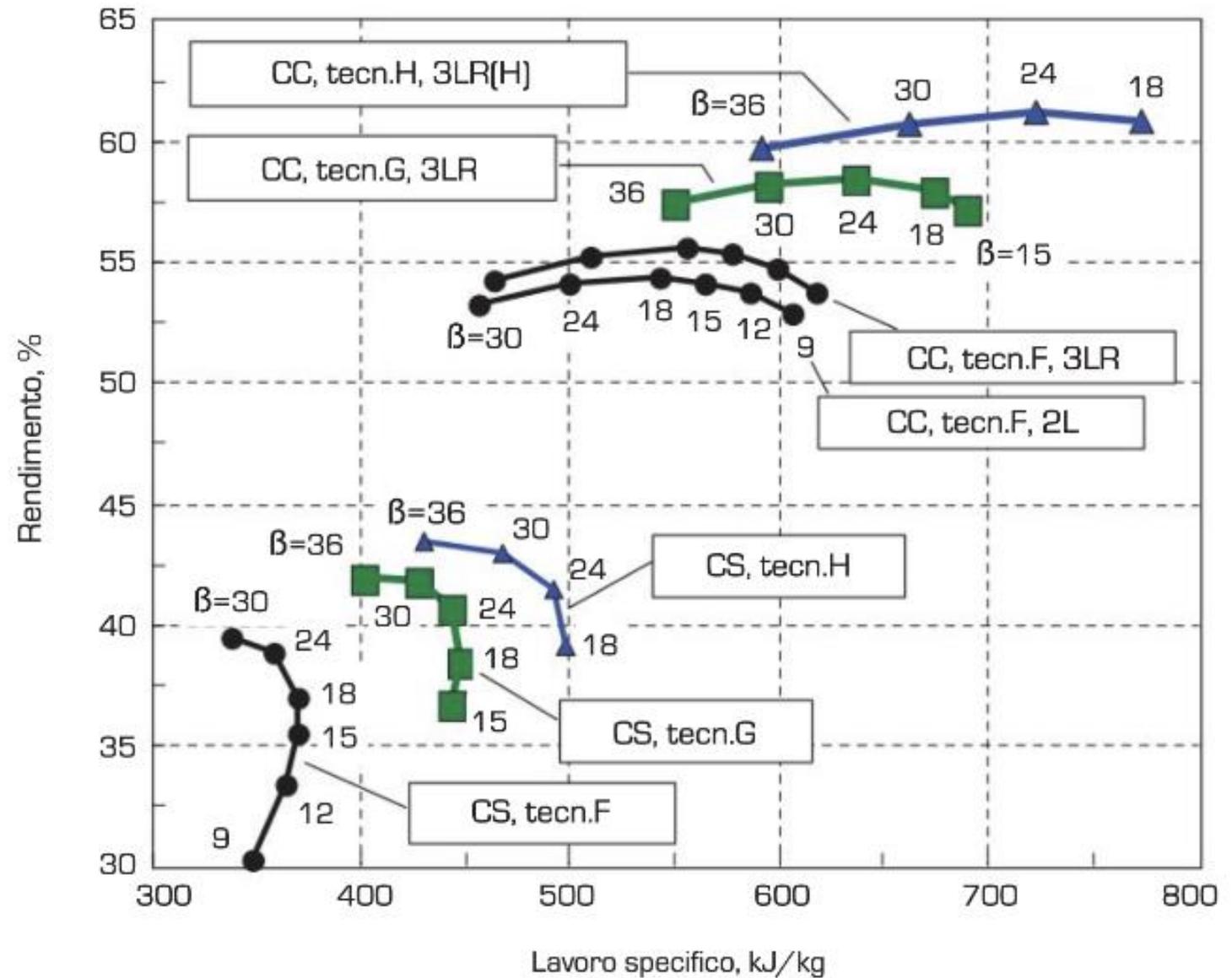
Tipo di ciclo a recupero	1L	2L	3LR	3LR(H)
Rend. ciclo combinato, $\eta_{cc}$ %	57.96	59.08	60.25	61.21
Rend. ciclo recupero, $\eta_{rec}$ (eq.4.5) %	29.34	31.27	33.29	34.94
Potenza elettrica netta, MW	166.20	177.15	188.57	197.93
Pressioni, bar	80	110/5	140/30/4	140/30/4
Temp. vapore, °C	538	538/260	538/538/280	590/590/300
Portate di vapore, kg/s	138	138/17	108/17/12	103/17/12
Temp. gas scaricati, °C	109	82	89	87
U-S caldaia recupero, kW/K	6766	10130	11516	13766
Rend. II°pr. ciclo recupero, $\eta_{II}$ %	62.18	66.28	70.55	74.05
$\Delta\eta_{II}$ scambio termico HRSG	15.40	12.90	10.44	8.97
$\Delta\eta_{II}$ scarico gas camino	6.20	2.19	2.62	2.52
$\Delta\eta_{II}$ turbina a vapore	7.81	8.96	6.91	6.38
$\Delta\eta_{II}$ condensatore	6.29	7.00	6.64	5.42
$\Delta\eta_{II}$ perdite press./termiche/mix	0.69	1.11	1.25	1.04
$\Delta\eta_{II}$ perdite elettr./mecc./aux	1.43	1.56	1.59	1.62

## Confronto prestazioni ed analisi entropica al variare di $\beta$ del ciclo «topper»

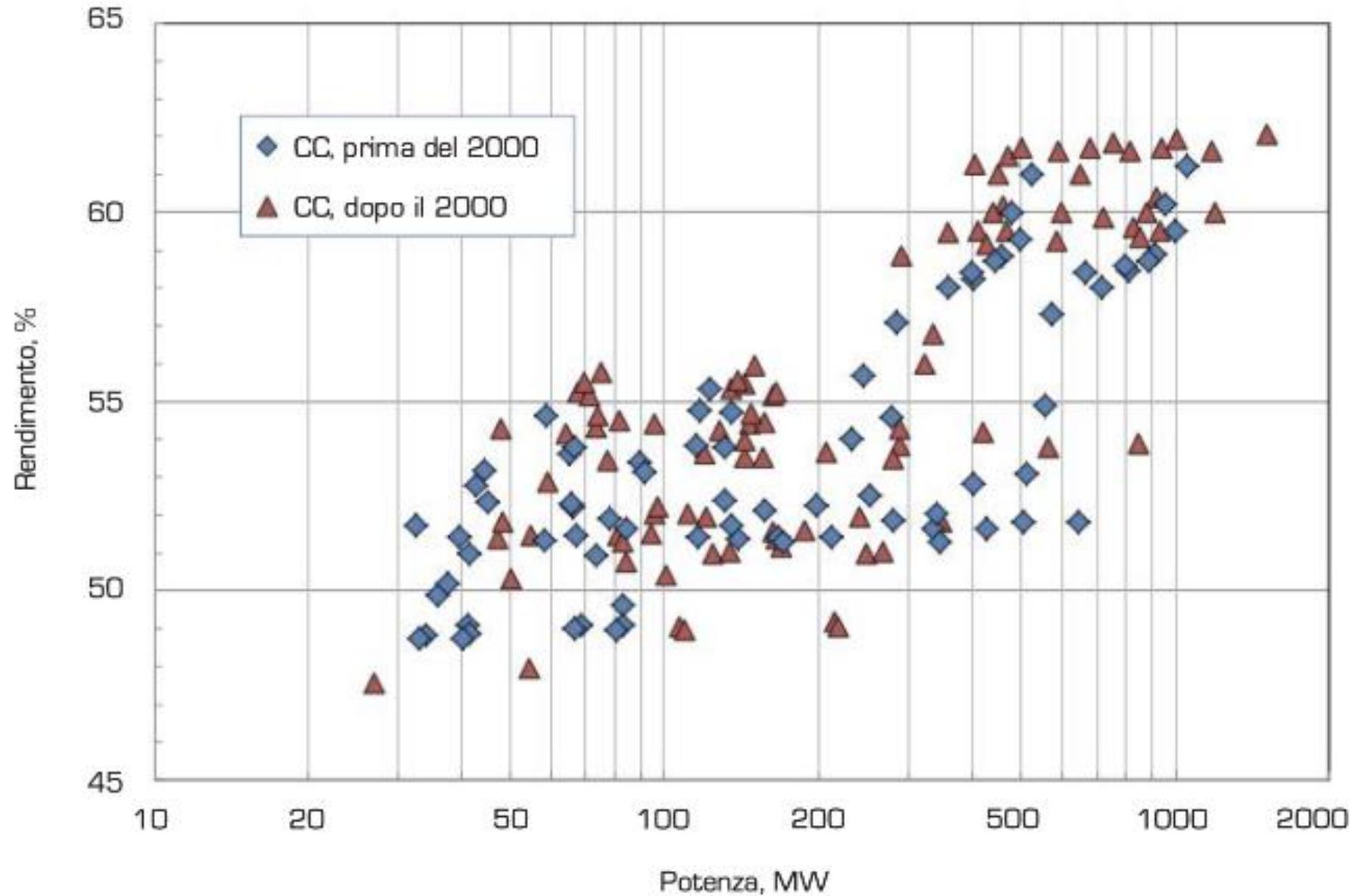
**COT= 1600°C, G=825 kg/s, 3LR(H)**

Rapporto di compressione turbina a gas	$\beta=18$	$\beta=24$	$\beta=30$	$\beta=36$
Temperatura fine compressione, °C	422.7	483.2	533.2	576.1
Temperatura fine espansione, °C	674.4	608.7	556.5	507.9
Pressioni ciclo a vapore, bar	140/30/4	140/30/4	125/25/4	110/25/4
Portate vapore, kg/s	121/13/10	95/19/13	80/23/14	68/24/15
Potenza lorda turbina a gas, MWe	399.4	395.2	376.9	347.8
Potenza lorda turbina a vapore, MWe	225.2	189.8	159.2	132.4
Potenza netta ciclo combinato, MWe	620.1	581.2	533.1	447.6
Rendimento netto LHV, %	60.79	61.26	60.74	59.73
Rend. II° principio ciclo combinato, %	58.66	59.11	58.61	57.64
$\Delta\eta_{II}$ compressione turbogas, %	1.73	2.04	2.36	2.75
$\Delta\eta_{II}$ combustione turbogas, %	26.21	25.51	24.97	24.54
$\Delta\eta_{II}$ espansione turbogas, %	4.39	4.82	5.44	6.28
$\Delta\eta_{II}$ ciclo a vapore, %	6.28	5.59	5.50	5.46
$\Delta\eta_{II}$ scarico gas al camino, %	1.27	1.44	1.59	1.77
$\Delta\eta_{II}$ perdite elettromeccaniche e ausiliari, %	1.46	1.51	1.54	1.57

# Evoluzione delle prestazioni dei cicli combinati



# Evoluzione delle prestazioni dei cicli combinati



# Costo dell'elettricità prodotta

$$\text{COE} = \frac{C_{\text{CAP}} \cdot \text{CCR}}{h_{\text{eq}}} + C_{\text{OM}} + \frac{C_{\text{FUEL}}}{\eta}$$

## quota di capitale

$C_{\text{cep}}$  è il costo complessivo di capitale dell'impianto specifico alla sua potenza netta nominale [€/MWe], attualizzato all'anno di inizio delle operazioni commerciali;

CCR è la quota del costo di capitale da caricare sul bilancio annuale,

$h_{\text{eq}}$  è il numero di ore annuo equivalenti di funzionamento alla potenza nominale (MWh effettivamente prodotti in un anno diviso per i MW di potenza nominale);

## quota di funzionamento e manutenzione

$C_{\text{OM}}$  è il costo complessivo di funzionamento e manutenzione (personale, contratti di manutenzione, assicurazioni, etc,)

## quota di combustibile

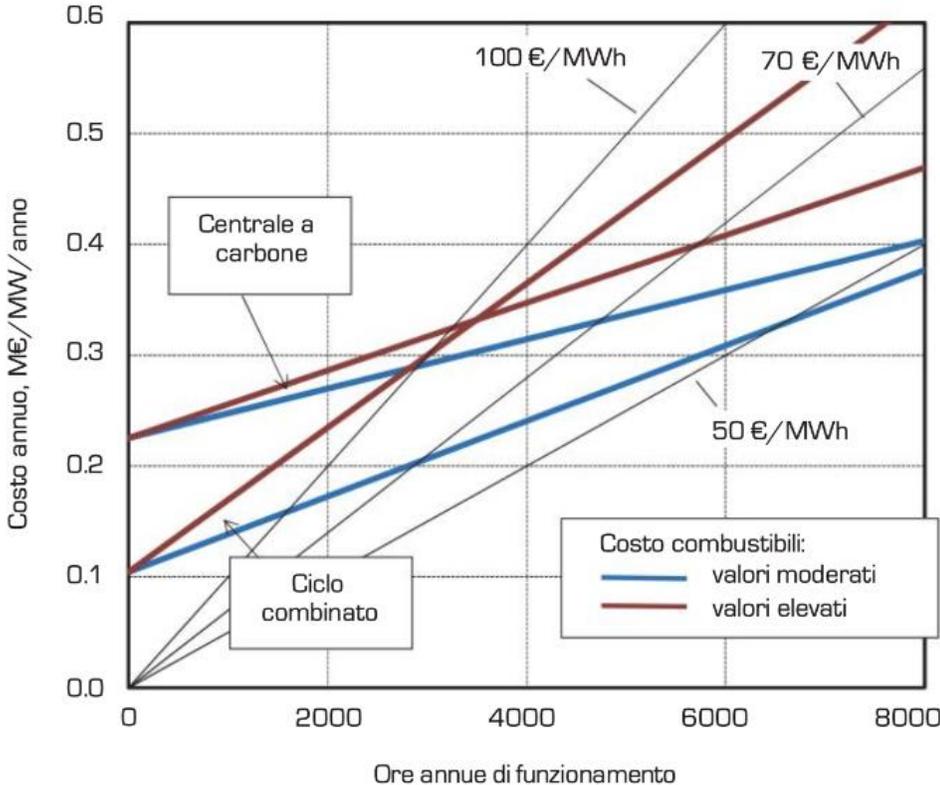
$C_{\text{FUEL}}$  è il costo specifico del combustibile [€/MWh]  
 $\eta$  è il rendimento netto dell'impianto.



# Costo dell'elettricità prodotta

Ipotesi impiegate nella determinazione del costo dell'elettricità.

Tipo di impianto	$C_{CAP}$ , €/kW	$C_{OM}$ , €/MWh	$\eta$	$C_{FUEL}$ , €/GJ
Ciclo combinato	700	3.0	0.58	5 - 10
Centrale a carbone	1500	6.0	0.44	2 - 3



# Regolazione

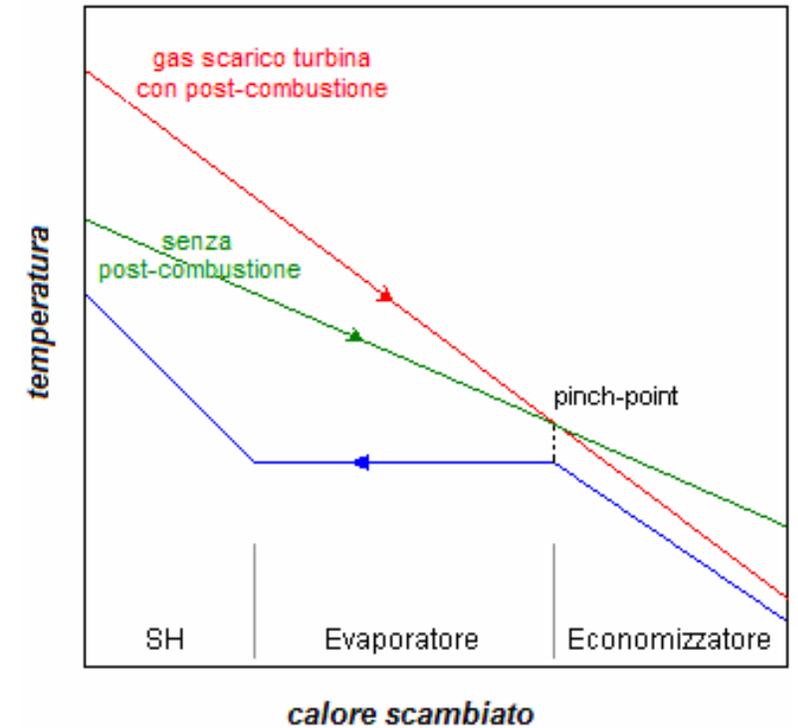
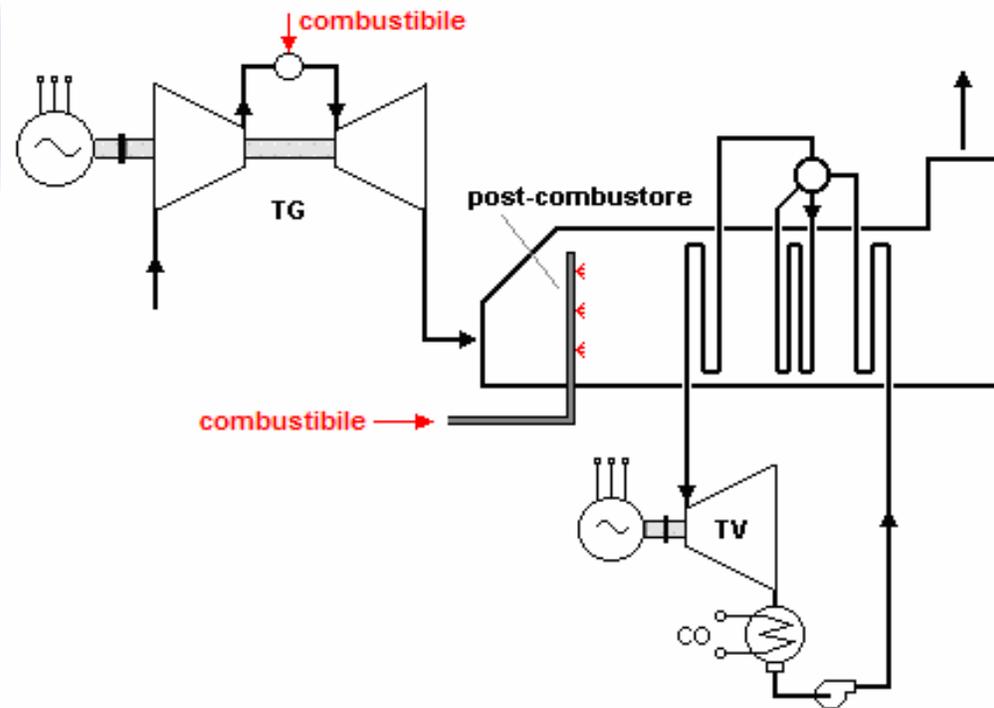
Caldaia (HRSG) segue TG

- 1.Regolazione TG con VGV
- 2.Riduzione  $G_g$ , TOT costante
- 3.Riduzione  $G_v$
- 4.Riduzione  $P_{in,TV}$  -> riduzione pressione di evaporazione
- 5.Incremento recupero termico con riduzione temperatura al camino

Tale procedura (**sliding pressure**) consente di regolare la potenza di TG e TV, senza pregiudicare il recupero termico. Inoltre non sono richieste azioni attive sul ciclo a recupero che si adegua alle mutate condizioni della sorgente gassosa

# Ciclo combinato con post-combustione

I gas scaricati dalle turbine a gas si prestano a subire un ulteriore processo di combustione, che si effettua all'ingresso della caldaia a recupero mediante una serie di bruciatori posti prima della sezione di scambio termico della caldaia. Questo processo è possibile grazie al contenuto di ossigeno ancora elevato nei gas di scarico, a causa dell'ampio eccesso d'aria con cui avviene la combustione nelle turbine a gas. La combustione così effettuata è nota come post-combustione.



# Ciclo combinato con post-combustione

Rendimento termico post-combustione

$$\eta_{pc,th} = \frac{Q_{addizionale}}{Q_{post-combustione}}$$

Rendimento ciclo combinato con post-combustione

$$\eta_{cc} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{c,TG} + Q_{pc}} = \frac{\eta_{TG} + \eta_{rec}(1 - \eta_{TG} - \xi + fc)}{1 + fc}$$

$$fc = \frac{Q_{pc}}{Q_{c,TG}}$$

$fc < 0.25$  per limitare  $T_{gas,in} < 800^{\circ} C$

## Vantaggi:

- Maggiore potenza TV
- Possibilità utilizzare combustibili meno costosi per la post-combustione
- Impianti cogenerativi

## Svantaggi:

- Minor rendimento CC
- Maggiore complessità

# Repowering

## **I possibili schemi di Repowering sono:**

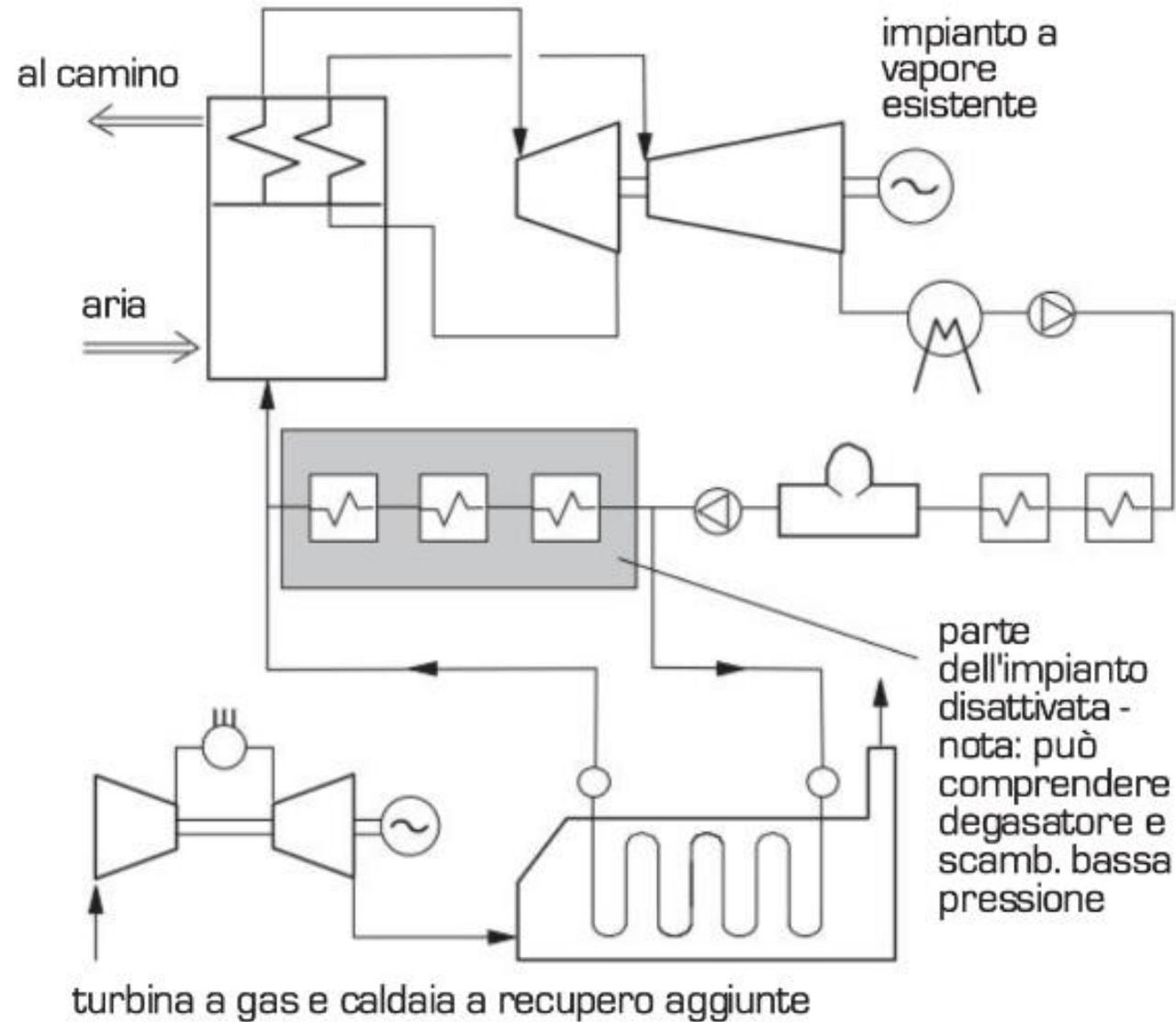
- Preriscaldamento dell'acqua di alimento (Feed Water Repowering) (fired);
- Generazione di vapore di media pressione (Heat Recovery Repowering) (fired);
- Ricombustione in caldaia (Hot Windbox (Boiler Repowering) (fired);
- Trasformazione in CC (Heat Recovery Repowering) (unfired).

## **La scelta dello schema di repowering da utilizzare dipende da:**

- Taglia dell'IMTV da ripotenziare;
- Entità del ripotenziamento da realizzare;
- Disponibilità di spazio;
- Costi d'impianto e di esercizio.



# Feed Water Repowering: Repowering sull'acqua di alimento



# Feed Water Repowering: Repowering sull'acqua di alimento

- Il recupero termico dei gas di scarico del TG impone di chiudere parte degli spillamenti rigenerativi, cui era affidato il compito di realizzare il riscaldamento del liquido;
- Ciò comporta un notevole incremento di portata in turbina, specie nel corpo di bassa pressione, e quindi un incremento di potenza, a parità di portata di vapore in alta pressione (cioè a parità di consumo di combustibile nel generatore di vapore);
- Verifica sui margini progettuali della turbina di bassa pressione (oltre che sul condensatore e sull'alternatore)  $\Rightarrow$  se le macchine non sono in grado di smaltire l'incremento di portata e di potenza:
  - Riduzione della portata nel corpo di alta pressione (ciò significa riduzione della potenza termica al generatore di vapore);
  - Possibilità di "revamping" della TV di bassa con l'adozione di pale più alte.



# Feed Water Repowering: Repowering sull'acqua di alimento

- L'incremento di potenza della centrale nella nuova configurazione (IMTV+TG) è stimabile tra il 20% e il 30%, a seconda che non sia possibile un incremento di portata nella TV di bassa pressione, ovvero che le macchine siano in grado di smaltire l'incremento di portata e potenza. Qualora si renda necessaria la riduzione della portata di HP, l'incremento di potenza (repowering) è dovuto alla sola presenza del TG;
- Il rendimento complessivo può aumentare di qualche punto percentuale (ad es. dal 40% al 42%).
- Dal punto di vista termodinamico il FWR non può considerarsi ottimale:
- Il recupero termico dei gas di scarico è scadente, poiché esistono elevate differenze di temperatura tra i gas di scarico ( $500 \div 600^\circ \text{C}$ ) e l'acqua (al massimo può essere riscaldata fino a temperature intorno ai  $270 \div 290^\circ \text{C}$ ): ciò comporta elevate irreversibilità di scambio termico e conseguente scadimento dell'efficienza di recupero.
- Inoltre il recupero termico dei gas di scarico non è completo (cioè temperature prossime alla temperatura ambiente) in quanto spesso la caldaia a recupero è alimentata da acqua proveniente dal degasatore ( $T=150^\circ \text{C}$ ).
- Il rendimento dell'impianto a vapore di base si riduce all'aumentare del numero di spillamenti intercettati. Pertanto, in fase di riprogettazione termica dell'impianto, è necessaria un'accurata valutazione del numero di spillamenti da chiudere, al fine di evitare, invece, una riduzione del rendimento globale d'impianto.



# Feed Water Repowering: Repowering sull'acqua di alimento

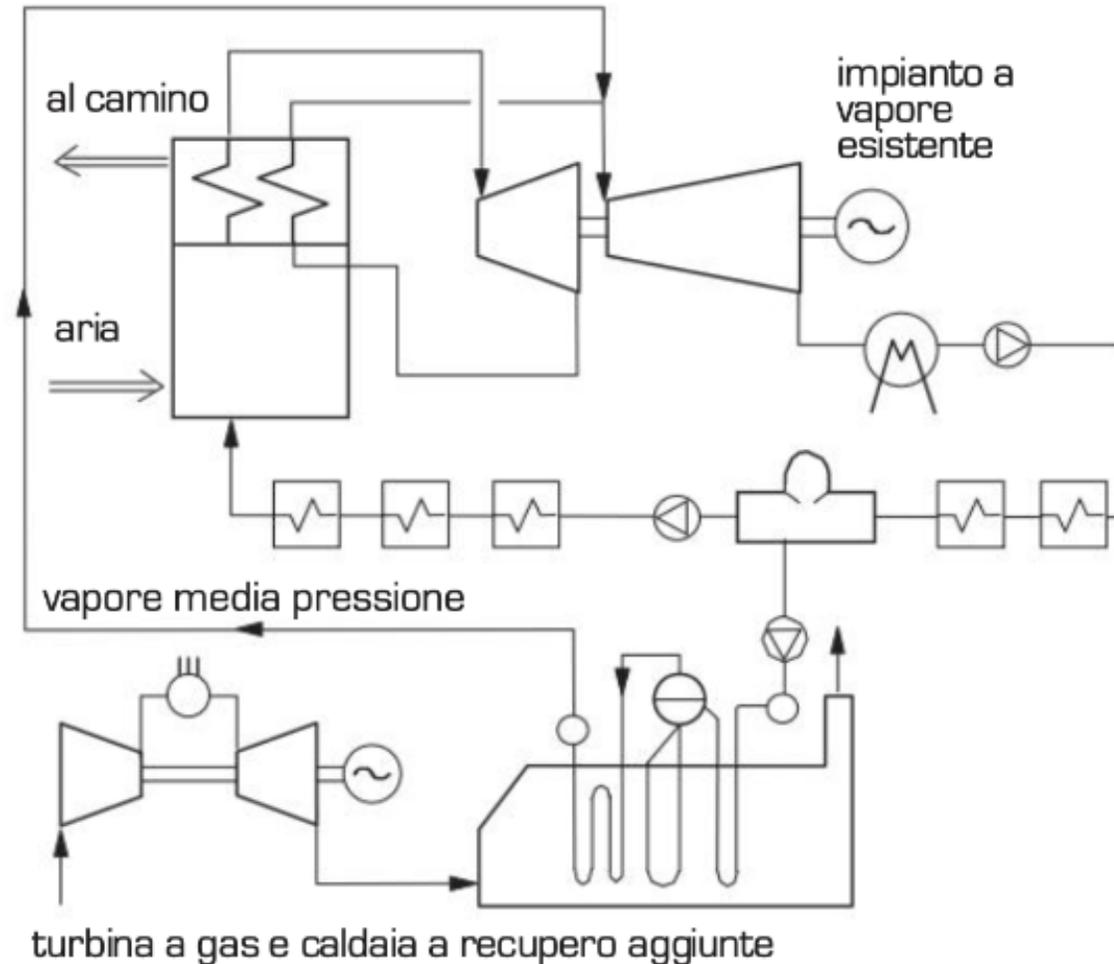


I vantaggi nell'adottare il FWR sono:

- Modifiche minime all'impianto esistente: si tratta infatti di intercettare la linea di alimento in modo da deviare il flusso verso la caldaia a recupero;
- Breve fermata della centrale termica esistente;
- In caso di mancato funzionamento del TG (ad es. per manutenzione) il gruppo TV può essere mantenuto in esercizio riattivando la linea rigenerativa tradizionale;
- Il FWR è la tecnologia di Repowering più adatta per gruppi da 150 a 300 MW.



# Heat Recovery Repowering (fired): Generazione di vapore di media pressione



## Heat Recovery Repowering (fired): Generazione di vapore di media pressione

- Il vapore prodotto nel HRSG alle condizioni di risurriscaldamento del ciclo a vapore (usualmente  $p_{RH}=35$  bar e  $T_{RH}=540^{\circ}$  C) viene inviato, insieme al vapore risurriscaldato proveniente dal reheater del GV, ai corpi di media e bassa pressione della turbina a vapore;
- Si verifica quindi un incremento di portata in turbina, nei corpi di media e bassa pressione, e quindi un incremento di potenza, a parità di portata di vapore in alta pressione (cioè a parità di consumo di combustibile nel generatore di vapore);
- Verifica sui margini progettuali della turbina di media e bassa pressione (oltre che sul condensatore e sull'alternatore)  $\Rightarrow$  se le macchine non sono in grado di smaltire l'incremento di portata e di potenza:
  - Riduzione della portata nel corpo di alta pressione (ciò significa riduzione della potenza termica al generatore di vapore);
  - Possibilità di "revamping" della TV di bassa con l'adozione di pale più alte.

# Heat Recovery Repowering (fired): Generazione di vapore di media pressione

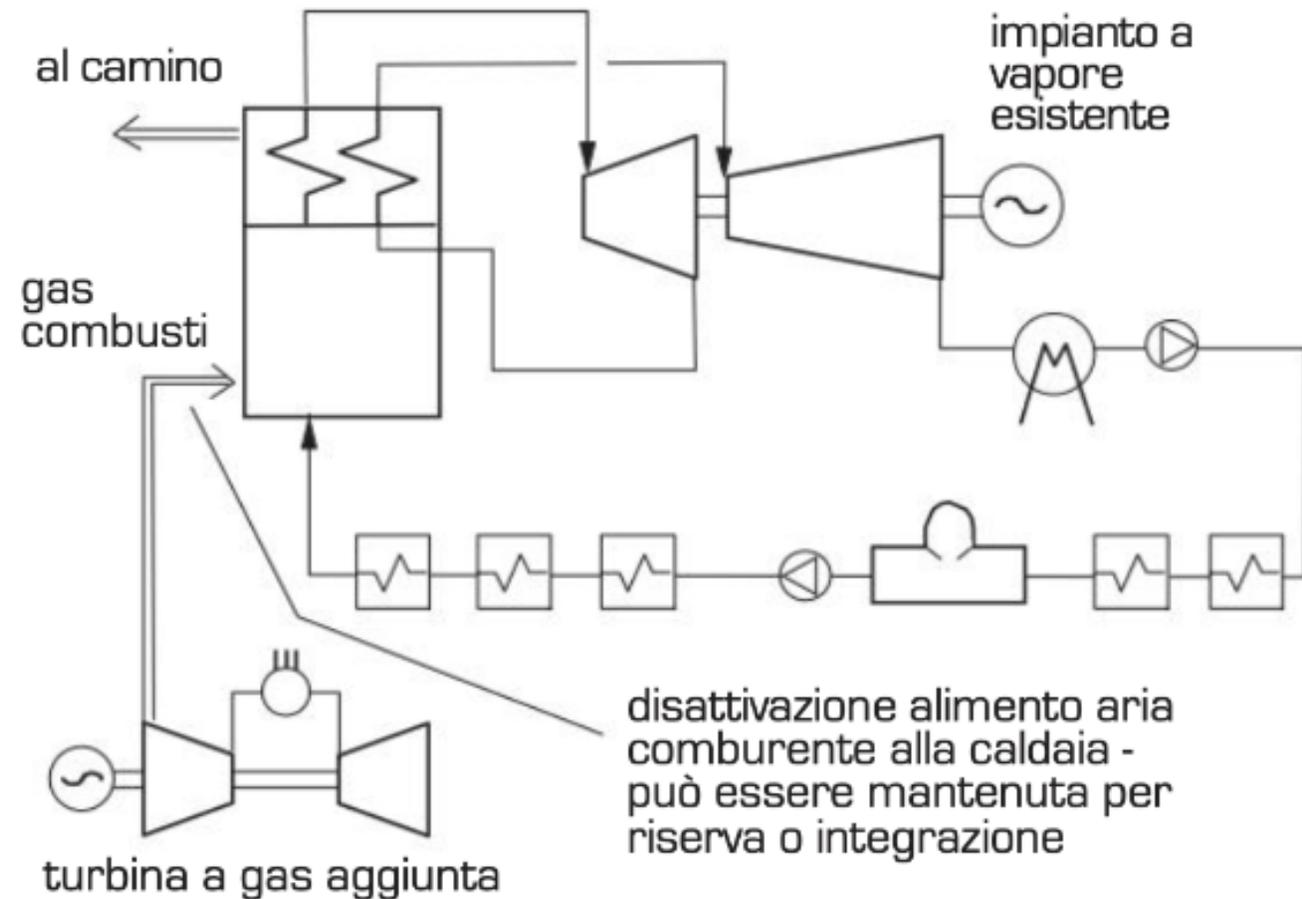
- Gli incrementi di potenza sono confrontabili con quelli del FWR (20% ÷ 35%), e legati soprattutto alla possibilità delle macchine di smaltire l'incremento di portata e potenza;
- L'incremento di rendimento dell'impianto (IMTV+TG) è stimabile in 1%-2%;
- L'impianto complessivo è assimilabile ad un CC ad 1 livello di pressione, dal momento che la pressione di reheat (30 ÷ 35 bar) è prossima alla pressione ottimale per un ciclo combinato monolivello per TG industriali di larga diffusione (con temperatura dei gas di scarico di 540 ÷ 560° C);
- Dal punto di vista termodinamico il recupero termico non è ottimale. Risulta infatti:
- Per pressioni intorno ai 35 bar la  $T_{ev}=250^{\circ}$  C  $\Rightarrow$  esistono elevati gradienti di temperatura nella caldaia a recupero, e quindi forti irreversibilità.

I vantaggi nell'adottare l'Heat Recovery Repowering sono:

- Modifiche minime all'impianto esistente. Inoltre le linee di collegamento tra centrale e HRSG operano a pressione moderata;
- Breve fermata della centrale termica esistente;
- In caso di mancato funzionamento del TG (ad es. per manutenzione) il gruppo TV può essere mantenuto in esercizio con le caratteristiche originarie.

# Hot Windbox Repowering (fired): Ricombustione in caldaia

Repowering con utilizzo dei gas di scarico come comburente per la caldaia (hot windbox).



## Hot Windbox Repowering (fired): Ricombustione in caldaia

- L'elevata temperatura dei gas di scarico ( $540 \div 560^{\circ} \text{C}$ ) e quindi il loro elevato contenuto entalpico consentono di ridurre il consumo di combustibile del generatore di vapore (il comburente si trova cioè già a temperatura elevata), a parità di potenzialità termica della caldaia  $\Rightarrow$  il recupero termico dei gas di scarico è quindi di qualità elevata, e si traduce in un risparmio netto di combustibile;
- Gli interventi da realizzare sul generatore di vapore sono sostanziali, in seguito alla maggiore quantità di comburente e di gas combusti. Si tratta di:
  - Ridisegnare tutti i condotti in relazione alle nuove portate;
  - Interventi dove necessario sulle superfici di scambio;
  - Risulta conveniente quando è richiesta la sostituzione del GV.

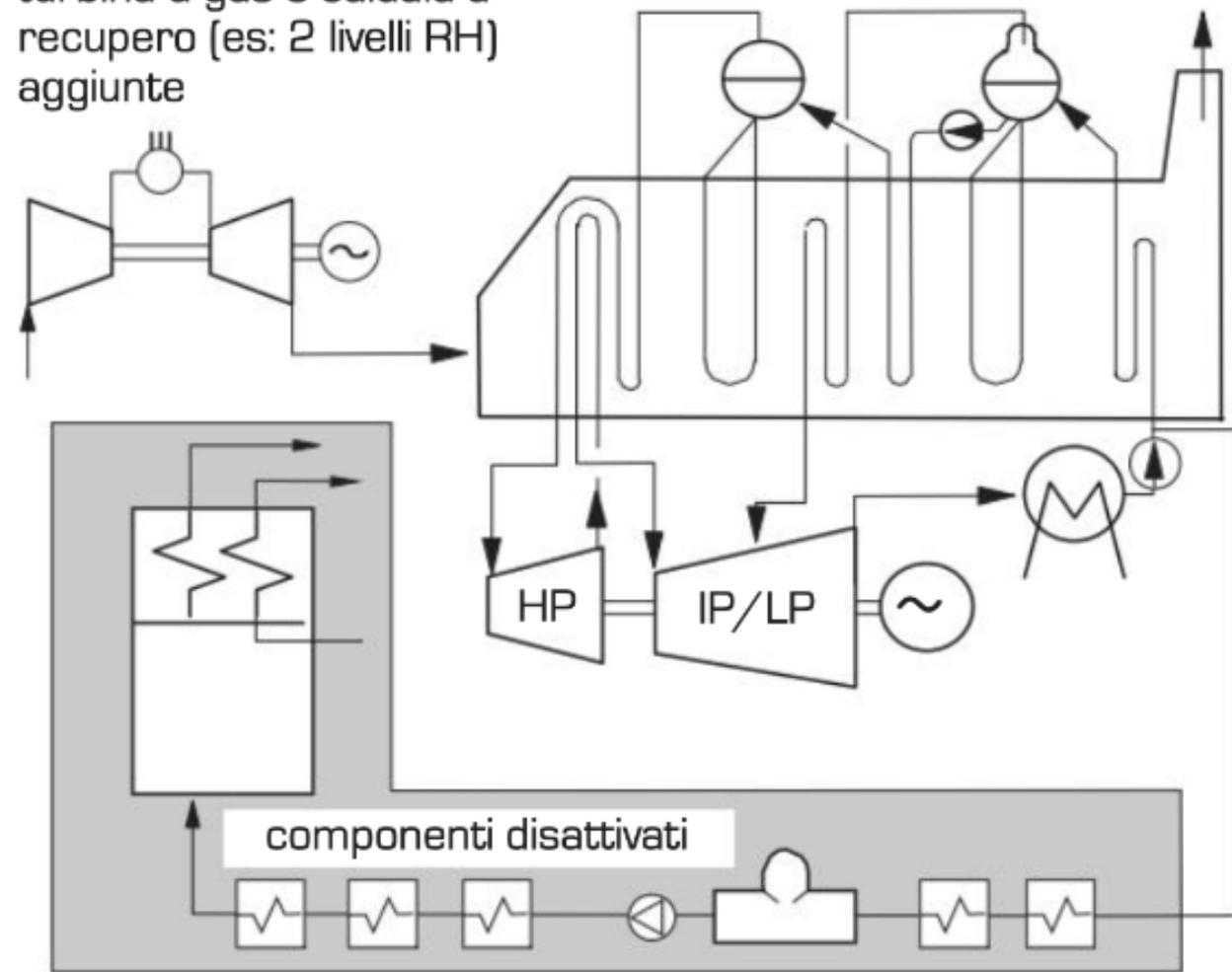
# Hot Winbox Repowering (fired): Ricombustione in caldaia

- Gli incrementi di potenza ottenibili sono superiori alle precedenti soluzioni di Repowering, e dovuti unicamente alla presenza del TG. Essi sono stimabili intorno al 40%. (i gas di scarico di un'unità heavy duty sopportano un'ulteriore combustione per una potenza termica pari a 1,3-1,5 volte quella sviluppata nel combustore del TG, che si traduce in una potenza elettrica del ciclo a vapore pari a 2-2,5 volte quella del TG);
- Gli incrementi di rendimento ottenibili sono molto più significativi di quelli relativi al FWR e al HRR fired, grazie al migliore recupero termico dei gas di scarico. Il rendimento globale può raggiungere il 45%-47%.
- Riduzione delle emissioni di ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ), in quanto i gas di scarico della TG, utilizzati come comburente contengono inerti ( $\text{N}_2$  e  $\text{CO}_2$ ) che riducono la temperatura adiabatica di fiamma.

# Repowering con trasformazione in Ciclo Combinato Unfired

Repowering con trasformazione in ciclo combinato.

turbina a gas e caldaia a recupero (es: 2 livelli RH) aggiunte



# Repowering con trasformazione in Ciclo Combinato Unfired

- L'intervento consiste nella completa sostituzione della caldaia e della linea di alimento esistenti con una caldaia a recupero (HRSG).
- L'utilizzo della turbina esistente comporta dei vincoli sulle pressioni operative del ciclo a recupero e delle portate di vapore risultanti. In particolare in un CC la portata di vapore cresce a partire dal corpo di AP per l'apporto delle portate di vapore prodotte a MP e BP, mentre in un ciclo a vapore avviene il contrario a causa degli spillamenti rigenerativi.
- In via teorica conviene progettare il ciclo a recupero, e scegliere quindi il gruppo TG, per la portata di vapore in BP, in modo che il condensatore operi a carico nominale; questa scelta comporta un decremento importante della portata di vapore in AP e quindi, a parità di geometria della turbina, una diminuzione della pressione massima del ciclo (es. da 170 a 80 bar);
- Sebbene il ripotenziamento possa addirittura arrivare al 250%, esso non supera mai il 130% dell'impianto preesistente (per vincoli di carattere normativo ed ambientale);
- Gli effetti più importanti che spingono ad adottare questa soluzione di repowering, al punto da giustificare l'impegno economico che ne deriva, sono
  - il drastico incremento di rendimento del nuovo impianto;
  - l'abbattimento delle emissioni in seguito all'impiego di gas naturale in luogo dei combustibili pesanti



## **Bibliografia**

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