

## 38.4 Modifiche al ciclo Brayton

### 38.4.1 Rigenerazione

I gas combusti vengono scaricati dalla turbina a gas semplice a una temperatura  $T_4$  maggiore della temperatura  $T_2$  dell'aria all'uscita dal compressore (Figura 38.6). È perciò possibile ricorrere alla **rigenerazione**, aggiungendo all'impianto uno scambiatore di calore (Figura 38.4-h), indicato comunemente con il nome di rigeneratore (oppure di recuperatore se fisso); il risultato di questa operazione è un aumento significativo del rendimento del ciclo. La disposizione del rigeneratore è quella mostrata nella Figura 38.14-a, mentre il diagramma  $T$ - $s$  corrispondente è rappresentato nella Figura 38.14-b. La temperatura dei gas combusti, che, uscendo dalla turbina, attraversano il rigeneratore, scende da  $T_4$  a  $T_y$ , rendendo possibile l'aumento di temperatura dell'aria, che esce dal compressore, da  $T_2$  a  $T_x$ ; viene così ridotta la quantità di combustibile, iniettato nel combustore, per raggiungere la stessa temperatura  $T_3$ .

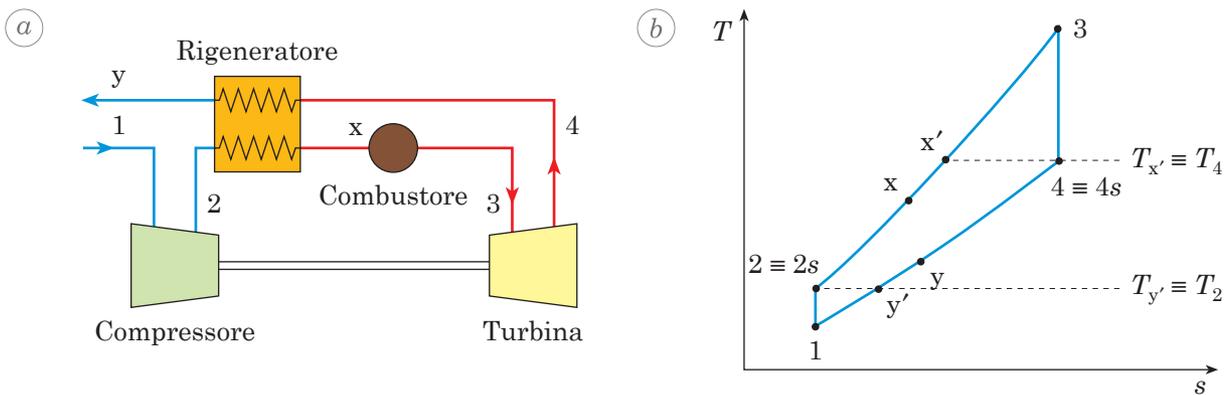


Fig. 38.14 - La rigenerazione nel ciclo Brayton-Joule:

- a) schema di un impianto a ciclo aperto;
- b) rappresentazione del ciclo ideale sul piano  $T$ - $s$ .

Il rendimento del ciclo rigenerativo è più alto di quello senza rigenerazione, poiché:

- rimanendo invariato il lavoro  $w$  prodotto dal ciclo, a pari valore dello stato dell'aria all'ingresso del compressore, del rapporto di pressione  $\beta$  e della temperatura di ammissione in turbina;
- essendo inferiore il calore  $q_H$  che occorre somministrare nel ciclo rigenerativo rispetto a quello del ciclo senza rigenerazione;

il rapporto  $w/q_H = \eta$  (30-1') aumenta.

L'efficacia del rigeneratore (*regenerator effectiveness*)  $\varepsilon$  è definita da:

$$\varepsilon = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \quad 38-9$$

L'efficacia di un rigeneratore reale è di solito compresa tra 0,75 e 0,85. Si raggiunge la massima efficacia possibile, cioè la rigenerazione ideale con  $\varepsilon = 1$ , quando la temperatura di uscita dell'aria calda  $T_x$  è uguale alla temperatura  $T_4$  con cui il gas combusto viene scaricato dalla turbina. Nella *Figura 38.14-b* il caso di rigenerazione ideale è rappresentato dallo stato  $x'$ . Si osserva che all'aumentare di  $T_x$ ,  $T_y$  diminuisce fino al caso ideale per cui è  $T_x = T_{x'} = T_4$  e  $T_y = T_{y'} = T_2$ . Un alto valore dell'efficacia determina non solo una minor quota del calore  $q_H$  che è necessario aggiungere (tratto  $x \Rightarrow 3$ ) per arrivare alla temperatura  $T_3$ , ma anche una minor quota del calore  $q_1$  che deve essere ceduta alla sorgente fredda. Visto, comunque, che la  $T_2$  è usualmente dell'ordine dei  $300 \div 400$  °C, un'aliquota consistente dell'energia termica posseduta dai gas di scarico viene in ogni caso dispersa nell'ambiente. Un recupero di tale energia può avvenire solo con i cicli combinati (*Paragrafo 38.7*). La quota di calore che può essere rigenerata è più grande ai bassi valori del rapporto manometrico di compressione  $\beta$  e, in contrasto con l'andamento del ciclo Brayton semplice, il ciclo rigenerativo manifesta il maggior rendimento a bassi valori di  $\beta$ . A ogni valore della temperatura  $T_3$  di ingresso in turbina esiste (*Figura 38.15*) un rapporto di pressione  $\beta$  che consente di ottenere il massimo rendimento (esempio: per  $\beta = 4$  è  $T_3 \approx 900$  °C). Il basso valore del rapporto di pressione, caratteristico dei cicli rigenerativi, consente l'adozione di macchine con compressione in un solo stadio (monostadio) e l'impiego di compressori caratterizzati da un elevato rendimento interno.

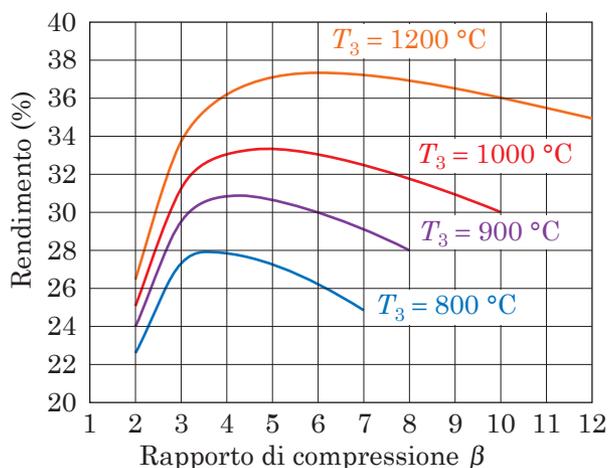


Fig. 38.15 - Rendimento globale del ciclo di turbina a gas con recuperatore di calore al variare del rapporto manometrico di compressione  $\beta$  in funzione della temperatura  $T_3$  di ingresso in turbina.

### Esempio 38.4 Ciclo con rigenerazione

Pressioni e temperature, rilevate nei vari punti del ciclo Brayton ideale senza rigenerazione trattato nell'*Esempio 38.1*, erano (*Figura 38.16*):

Punto	Pressione [MPa]	Temperatura [K]
1	0,1	300
2 $\equiv$ 2s	0,6	500,8
3	0,6	1200
4 $\equiv$ 4s	0,1	718,8

Il lavoro raccolto nel ciclo era risultato  $w = 281,4 \text{ kJ/kg}$ . Nell'ipotesi di disporre di un rigeneratore con efficacia  $\varepsilon = 0,85$ , determinare sempre nel caso di un ciclo ideale:

- calore  $q_H$  da somministrare nel combustore;
- rendimento del ciclo  $\eta$ .

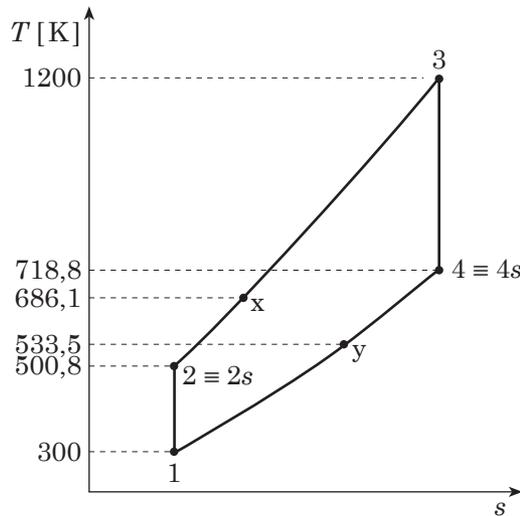


Fig. 38.16 - Ciclo sul piano  $T$ - $s$  relativo all'Esempio 38.4.

### SOLUZIONE

- Il calore  $q_H$  da somministrare nel combustore viene utilizzato per raggiungere la temperatura  $T_3$  di ammissione in turbina partendo dalla temperatura  $T_x$  con cui il gas esce dal rigeneratore; occorre perciò calcolare  $T_x$  in base alla definizione di efficacia  $\varepsilon$  (38-9).

$$\varepsilon = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \Rightarrow T_x - T_2 = \varepsilon(T_4 - T_2) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_x = \varepsilon(T_4 - T_2) + T_2 = 0,85(718,8 \text{ K} - 500,8 \text{ K}) + 500,8 \text{ K} = 686,1 \text{ K}$$

$$q_H = c_p(T_3 - T_x) = 1,0035 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}(1200 \text{ K} - 686,1 \text{ K}) = 515,7 \text{ kJ/kg} \quad \blacktriangleleft$$

- Il rendimento del ciclo  $\eta$  si calcola con l'espressione generale 30-1', ponendo al numeratore il lavoro  $w$  ricavato dal ciclo senza rigenerazione in quanto il suo valore rimane immutato passando al ciclo con rigenerazione. Il lavoro infatti è dato dalla differenza tra lavoro della turbina e lavoro del compressore, ma l'espansione  $1 \Rightarrow 4$ , che determina il lavoro prodotto dalla turbina, è sempre la stessa e così pure la compressione  $1 \Rightarrow 2$ , che determina il lavoro del compressore, è ancora la stessa.

$$\eta = \frac{w}{q_H} = \frac{281,4 \text{ kJ/kg}}{515,7 \text{ kJ/kg}} = 0,54 \quad \blacktriangleleft$$



Interrefrigerazione e riscaldamento ripetuto contribuiscono ad aumentare il potenziale di energia utilizzabile per la rigenerazione, facendo aumentare la temperatura del gas combusto scaricato dalla turbina e allo stesso tempo riducendo la temperatura dell'aria che esce dal compressore. Di norma interrefrigerazione e riscaldamento ripetuto sono perciò impiegati con la rigenerazione secondo lo schema illustrato dalla *Figura 38.17-a*.

In teoria, se venisse impiegato un numero infinito di stadi di riscaldamento ripetuto e di interrefrigerazione e insieme a questi anche la rigenerazione, tutta l'energia aggiunta dall'esterno verrebbe introdotta negli scambiatori di calore del riscaldamento ripetuto quando il fluido è alla massima temperatura, mentre tutto il calore verrebbe ceduto negli interrefrigeratori quando il fluido è alla temperatura più bassa. Il caso limite è così rappresentato da un ciclo reversibile, chiamato ciclo *Ericsson* (*Paragrafo 30.7*), che si svolge tra due temperature e che ha lo stesso rendimento del ciclo di Carnot, anche se viene realizzato in modo completamente diverso (*Figura 38.17-c*). In pratica, per limitazioni di carattere economico, il numero di stadi di interrefrigerazione e riscaldamento ripetuto è ridotto a 2 oppure a 3.

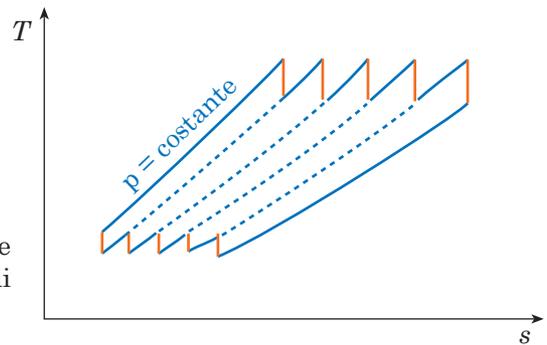


Fig. 38.17-c - Ciclo Brayton ideale con rigenerazione e un numero infinito di stadi di interrefrigerazione e di riscaldamenti ripetuti.

## 38.5 Disposizione, caratteristiche, regolazione ed emissioni

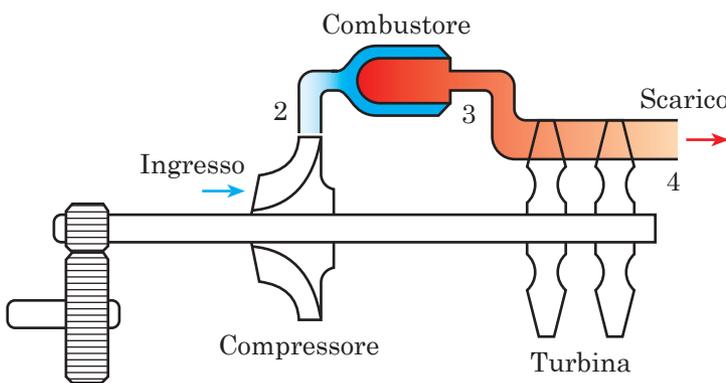


Fig. 38.18-a - Disposizione a un asse (o monoalbero).

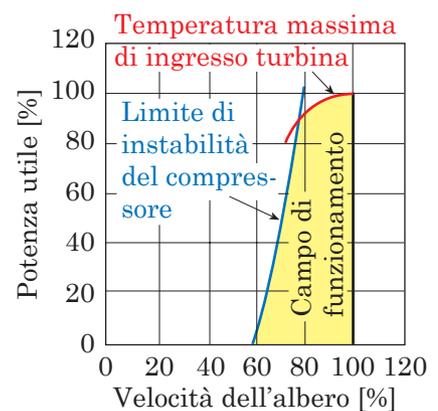


Fig. 38.18-b - Intervallo di funzionamento della turbina a gas monoalbero al variare della velocità di rotazione e della potenza prodotta.



intervallo di velocità e di potenze (*Figura 38.19-b*); è inoltre possibile ottenere rendimenti più elevati quando è necessario far funzionare l'impianto ai carichi parziali.

Le *curve caratteristiche* di un impianto di turbina a gas riportano (*Figura 38.20*) le curve di ugual valore del rendimento (isorendimento) in un diagramma avente in ordinate la potenza e in ascisse la velocità di rotazione dell'albero di potenza; sul diagramma è anche riportata la velocità di rotazione dell'asse compressore. Tutte le grandezze sono espresse in percentuale del valore nominale in corrispondenza del quale viene fatto funzionare l'impianto.

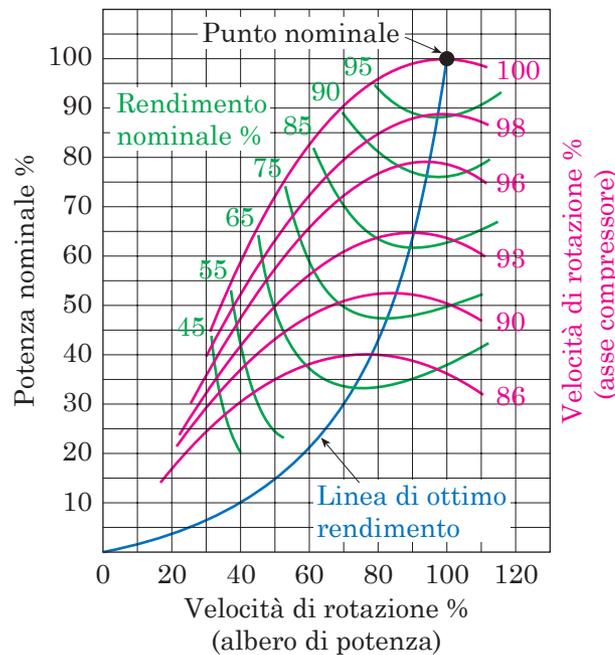


Fig. 38.20 - Curve di funzionamento di una turbina a gas.

La *regolazione* della potenza meccanica erogata da una turbina a gas dovrebbe avere come obiettivo quello di mantenere inalterato il rendimento del ciclo anche ai carichi parziali facendo variare soltanto la portata in massa del fluido di lavoro (in pratica l'aria<sup>38.3</sup>). Purtroppo i compressori, in particolare quelli assiali, hanno margini di variazione della portata estremamente limitati, per l'insorgere dei problemi di instabilità trattati nel *Paragrafo 37.4.3*, soprattutto quando essi devono funzionare a velocità di rotazione costante, come avviene per le turbine monoalbero destinate alla produzione di energia elettrica. Non si può, d'altra parte, semplicemente regolare il solo afflusso di combustibile per permettere al compressore di continuare a trattare la stessa portata d'aria perché questo significherebbe ridurre la temperatura massima del ciclo con una sensibile riduzione del rendimento della macchina.

L'unica strada percorribile rimane allora quella di far variare la portata in massa d'aria aspirata dal compressore seguendo i metodi della regolazione dei compressori industriali descritti nel *Paragrafo 37.4.4* e precisamente mediante laminazione all'aspirazione oppure mediante variazione del calettamento delle pale oppure infine mediante variazione

del numero di giri. Laddove applicabile (turbine bialbero o macchine accoppiate a utilizzatori funzionanti a giri variabili), quest'ultima soluzione è quella preferibile perché consente una regolazione estremamente flessibile della potenza.

Dato il notevole eccesso d'aria presente nella combustione dell'impianto a turbina a gas, sono trascurabili le emissioni di idrocarburi incombusti (HC) e di monossido di carbonio (CO), mentre vanno controllate le emissioni di ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ) limitandone la formazione durante la combustione e riducendole allo scarico.

La formazione degli  $\text{NO}_x$  avviene per valori del rapporto aria/combustibile leggermente superiori allo stechiometrico (attorno a 1,2 volte il rapporto stechiometrico) e cresce all'aumentare della temperatura di combustione. Il processo di combustione iniziale deve allora avvenire in una miscela ricca, in difetto cioè di ossigeno, mentre la temperatura di combustione viene diminuita iniettando acqua oppure vapore. L'acqua è il diluente più efficace, perché diminuisce la temperatura della fiamma sottraendo non solo calore per l'aggiunta di un inerte che non partecipa alla combustione ma anche e soprattutto perché mette a disposizione il calore latente di evaporazione; presenta però numerose controindicazioni tra cui la formazione di quegli inquinanti, come CO e HC che di solito sono trascurabili, e la diminuzione della vita utile del combustore per formazione di depositi. Anche l'iniezione di vapore, sensibilmente meno efficace dell'acqua perché non può contare sul calore latente, pone problemi, tra i quali in primo luogo la sua generazione a valle della turbina mediante un processo di recupero termico. Visto che l'iniezione di acqua o vapore non risolve il problema, si sono sviluppati metodi a secco (DLN, *dry low NO<sub>x</sub>*) con i quali viene usata l'aria come diluente del combustibile.

Sicuramente più efficace ma, purtroppo, anche più costosa è la strada della conversione degli  $\text{NO}_x$  allo scarico con sistemi di post-trattamento basati su catalizzatori che favoriscono la riduzione degli ossidi di azoto mediante iniezione di ammoniaca (SCR, *selective catalytic reduction*). Nel caso in cui si debbano rispettare dei limiti di emissioni molto severi, l'impiego del post-trattamento diviene inevitabile.

## 38.6 Microturbine a gas

Gli impianti di turbina a gas industriali hanno potenze dell'ordine delle decine e delle centinaia di megawatt; sono impianti che non possono certo soddisfare utenze distribuite sul territorio che richiedono potenze elettriche decisamente più basse (al di sotto dei 500 kW) come avviene per l'utilizzazione dell'energia da biomassa, del calore geotermico o del calore di scarto del ciclo Rankine a fluido organico (*Paragrafo 35.4*), del gas bruciato nelle torce di raffineria (*flare gas*) ecc. Per la generazione di energia distribuita si è allora sviluppato un impianto di turbina a gas di piccola taglia, la *microturbina* a gas con *generatore* elettrico (MTG, *micro-turbine generator*), comprendente compressore, turbina, recuperatore di calore e alternatore quale generatore di elettricità.

Quando confrontate con le turbine a gas tradizionali che godono dei vantaggi economici date da prestazioni e grandezze elevate, le microturbine a gas devono far fronte a parecchi problemi che ne influenzano il rendimento come, ad esempio, la minore altezza delle pale, la minore cura nella finitura delle superfici, la difficoltà, proprio per le dimensioni, di raffreddare le pale, problemi che sono aggravati da limitazioni di costo necessari per renderle

competitive con altre applicazioni nella stessa classe di potenza, come i motori alternativi a combustione interna o anche i motori a combustione esterna basati sul ciclo Stirling. Così la microturbina da pochi kilowatt elettrici non può essere ottenuta semplicemente per riduzione (*scale-down*) della turbina da decine di megawatt, ma va completamente ripensata nell'architettura e nei componenti. La microturbina usa quindi un ciclo rigenerativo o, per meglio dire, recuperativo basato su un recuperatore di calore, e turbomacchine radiali con compressore centrifugo e turbina radiale centripeta (assai più economiche di quelle assiali degli impianti a gas tradizionali) capaci di lavorare a velocità di rotazione estremamente elevate (50.000 ÷ 120.000 giri/min). Nel ciclo recuperativo (*Figura 38.21-a*) l'aria compressa (punto 2) viene preriscaldata nel recuperatore (fino al punto x) prima di essere utilizzata nel combustore dove raggiunge la temperatura massima del ciclo (punto 3) per entrare in turbina da cui escono i gas combusti (punto 4) che vengono poi sfruttati per il recupero di calore (punto y) e quindi inviati allo scarico, dove trovandosi a temperature di 270 °C ÷ 350 °C vengono sfruttati in una caldaia a recupero per la produzione di calore utile per applicazioni cogenerative.

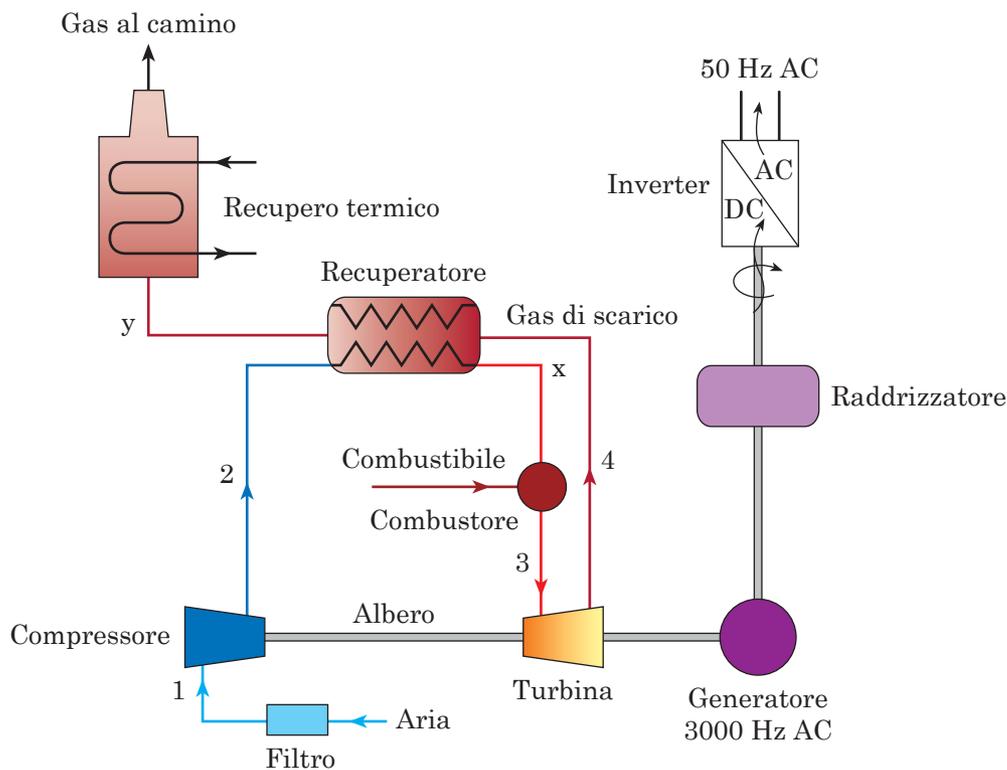


Fig. 38.21-a - Schema di funzionamento di una microturbina a gas (ENI – Enciclopedia degli idrocarburi, Edizioni Treccani).

La turbomacchina radiale a un solo stadio di compressione comporta valori del rapporto manometrico di compressione sensibilmente inferiori rispetto a quelli comunemente utilizzati nel ciclo Brayton, ad esempio 3 ÷ 4 della microturbina contro 10 ÷ 15 della turbina industriale. In un ciclo semplice con  $\beta = 3 \div 4$  si avrebbe una temperatura dei gas di scarico molto elevata e una temperatura di ingresso in turbina  $T_3$  piuttosto bassa, due condizioni

fortemente in contrasto con un buon rendimento. Questo problema viene superato con il recuperatore di calore (*Paragrafo 38.4.1*) che permette di raggiungere rendimenti del ciclo compresi tra il 27% e il 33%.

Le microturbine hanno raggiunto valori elevati di semplicità e di affidabilità. Alcuni modelli (*Figura 38.21-b*) sono privi di sistemi ausiliari per il raffreddamento o per la lubrificazione (i cuscinetti dell'albero del turbocompressore sono ad aria) e possono impiegare combustibili diversi compreso il biogas (*Paragrafo 11.8*). Il recuperatore è uno scambiatore dalle superfici compatte adatte a favorire la convezione forzata e con efficacia  $\epsilon$  di scambio termico molto alta (85% ÷ 90%) e perdite di carico contenute ( $\Delta p/p = 3\% \div 5\%$ ). Di particolare interesse è l'uso del generatore elettrico solidale con l'albero della turbina in modo da evitare il costoso riduttore: l'energia elettrica ad alta frequenza generata viene poi riportata alla frequenza di rete di 50 Hz mediante raddrizzatore e inverter.

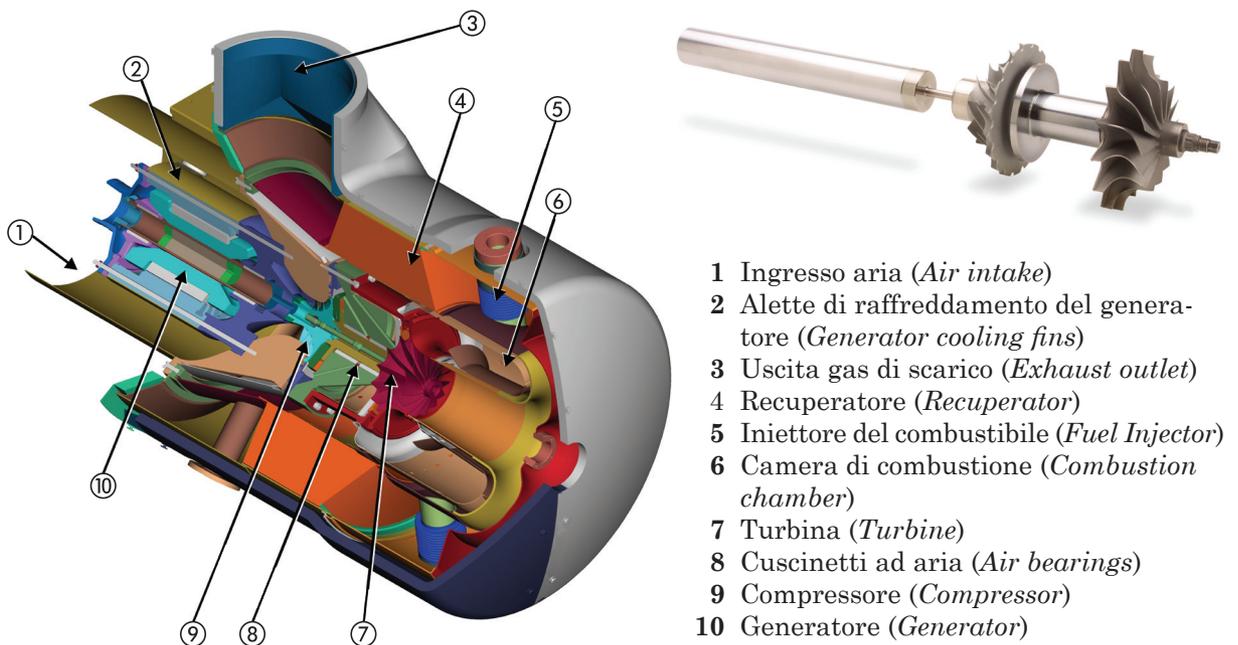


Fig. 38.21-b - Microturbina a gas e in alto a destra particolare dei cuscinetti ad aria dell'albero del turbogruppo (Capstone Turbine Corporation) [<http://www.microturbine.com/prodsol/techtour/>].

## SINTESI

Un aumento significativo del rendimento del ciclo della turbina a gas si ottiene con la rigenerazione. I gas che escono dalla turbina vengono espulsi a una temperatura maggiore dell'aria che esce dal compressore; uno scambiatore, aggiunto all'impianto, recupera questa energia che viene così utilizzata nel combustore.

Interrefrigerazione e riscaldamento ripetuto contribuiscono ad aumentare il potenziale di energia utilizzabile per la rigenerazione, facendo aumentare la temperatura del gas combusto scaricato dalla turbina e allo stesso tempo riducendo la temperatura dell'aria tra gli stadi di compressione.

La *regolazione* della potenza meccanica erogata dalla turbina a gas si basa sulla variazione della portata in massa d'aria aspirata dal compressore mediante laminazione all'aspirazione oppure mediante variazione del calettamento delle pale oppure infine mediante variazione del numero di giri. Laddove applicabile (turbine bialbero o macchine accoppiate a utilizzatori funzionanti a giri variabili), quest'ultima soluzione è quella preferibile perché consente una regolazione estremamente flessibile della potenza.

Dato il notevole eccesso d'aria presente nella combustione dell'impianto a turbina a gas, le emissioni più importanti da controllare sono quelle di ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ). Al posto dell'iniezione di acqua o vapore per limitare le temperature massime di combustione, si sono sviluppati metodi a secco di riduzione degli  $\text{NO}_x$  basati sull'uso dell'aria come diluente del combustibile. Sicuramente più efficace ma anche più costosa è la strada della conversione degli  $\text{NO}_x$  allo scarico con sistemi di post-trattamento basati su catalizzatori che favoriscono la riduzione degli  $\text{NO}_x$  ad azoto con iniezione di un agente riducente (ammoniacca oppure urea).

## VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

14. Gli inquinanti principali emessi da un impianto di turbina a gas sono gli idrocarburi incombusti (HC) e il monossido di carbonio (CO).

Vero  Falso