

Capitolo 3

Le microturbine a gas

3.1 Aspetti generali e principi di funzionamento

Il termine “microturbina a gas” (MTG) identifica un sistema di generazione di potenza di piccola taglia (< 500 kWe) basato su di un ciclo a gas rigenerativo che comprende un compressore, una turbina, un recuperatore, un alternatore e una parte elettrica di interfacciamento per la cessione della potenza alla rete elettrica.

L'impiego delle turbine a gas per la generazione di potenza elettrica su piccola scala è sicuramente una realtà innovativa; si pensi infatti che le microturbine presenti sul mercato presentano una vera e propria competitività economica ed energetica per potenze superiori ai 5-10 MWe mentre unità con potenze dell'ordine del MWe mostrano costi specifici crescenti e rendimenti notevolmente penalizzati che rendono il costo dell'energia prodotta difficilmente competitivo (anche in cogenerazione) con quello delle grandi centrali termoelettriche.

Macchine con potenza ancora inferiore potrebbero apparire decisamente fuori mercato (come di fatto è avvenuto finora) se il concetto di “microturbina” non coinvolgesse un completo ripensamento dell'architettura della macchina e del suo tipo di utilizzo.

Infatti, se le turbine a gas da pochi MW non sono altro che una riproduzione in scala di quelle più grandi (che operano sempre in ciclo semplice e con compressori e turbine assiali), le microturbine si basano sull'impiego di un ciclo recuperativo e su turbomacchine radiali (assai più economiche e operanti a numero di giri elevatissimo) derivate dalla progettazione di macchine tradizionali come ad esempio turbocompressori per uso automobilistico, unità di potenza ausiliarie per aeromobili e applicazioni militari oppure ancora piccoli motori a reazione per l'industria aeronautica.

Storicamente il concetto più generale di generazione di potenza costituito da una turbina a gas trova le sue prime applicazioni già negli anni 60, quando l'americana Allison sviluppò alcuni modelli che trovarono utilizzo in campo militare e automobilistico.

Il risultato fu l'installazione di un motore a microturbina da circa 230 kWe chiamato GT404 in sei autobus “greyhound” con dimostrazione di buone prestazioni e affidabilità.

Già questo primo modello presentava molte delle soluzioni tecniche presenti oggi (ciclo rigenerativo e set compressore turbina compatto di tipo radiale).

Successivamente l'impiego in campo automobilistico fu abbandonato da Allison, ma riconsiderato da altri costruttori (ad esempio Volvo, Ford, Fiat, Renault e Peugeot) nell'ambito di vari progetti mai decollati commercialmente.

Attualmente piccole turbine a gas (generalmente in ciclo semplice) sono adottate negli aeromobili, in particolare per fornire la potenza richiesta dai dispositivi elettrici, pneumatici e idraulici di bordo durante la permanenza a terra dell'aereo.

La stessa tecnologia è utilizzata anche per un ristretto numero di applicazioni, ad esempio come unità di potenza ausiliaria per i mezzi antincendio, infine alcune unità a ciclo rigenerativo sono state impiegate anche come generatore di bordo in veicoli ibridi (in particolare autobus) dotati di trazione elettrica e accumulatori a batterie.

Facendo riferimento alle applicazioni stazionarie per generazione di energia la fig.1 mostra in modo schematico l'assetto generale seguito dai progetti di microturbine.

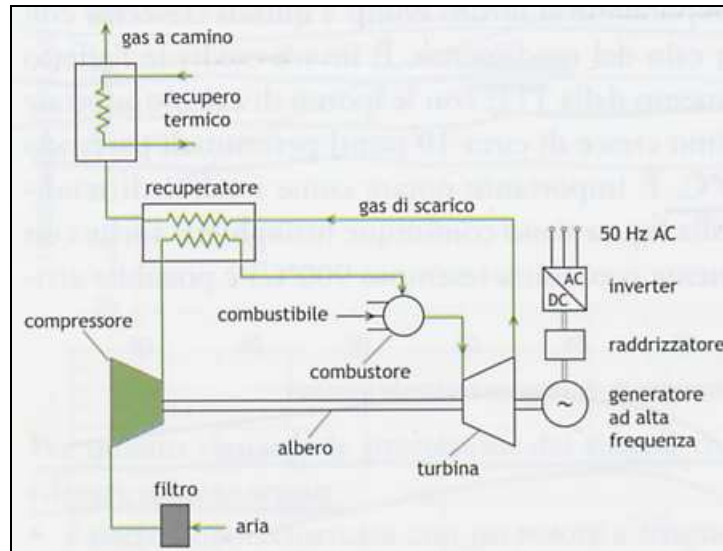


fig.1 – Schema concettuale di funzionamento di una microturbina a gas.

Gli elementi fondamentali sono:

- Il turbocompressore, costituito da un compressore centrifugo e da una turbina radiale centripeta calettati su un unico albero rotante a velocità comprese tra 50000 e 120000 giri/minuto, sostenuti da cuscinetti in alcuni casi privi di lubrificante (magnetici o ad aria).
- Il recuperatore o scambiatore di calore aria/gas di scarico necessario per ottenere rendimenti del ciclo accettabili con limitati rapporti di compressione (circa 4) consentiti dalla tipologia delle turbomacchine impiegate; tale scambiatore nelle applicazioni per MTG adotta di solito configurazioni a “superficie” molto compatte, con geometrie di scambio termico specializzate a promuovere la convezione forzata.
- Il combustore, che pur non presentando peculiarità, rispetto a quello di una normale turbina a gas, consente di raggiungere valori di emissioni di NO_x inferiori a 10 ppmvd al 15% di O_2 ; indicativamente un ordine di grandezza in meno rispetto ai motori alternativi a gas, senza la necessità di impiegare sistemi di abbattimento dedicati allo scarico.
- Il sistema di recupero termico, costituito da uno scambiatore di calore che recupera energia termica dai gas di scarico producendo per esempio acqua calda o vapore a bassa pressione. La microturbina genera infatti allo scarico gas caldi a temperature generalmente superiori ai $250\text{ }^\circ\text{C}$, che possono essere utilmente sfruttati in una caldaia a recupero per la produzione di calore utile per applicazioni cogenerative.
- Il sistema di “power conditioning” e conversione della frequenza che nella maggior parte dei casi (per evitare l’impiego di riduttori) è costituito da un generatore a magneti permanenti che ruota solidale all’albero della turbina. Esso produce energia elettrica ad alta frequenza, poi riportata alla frequenza di rete mediante un convertitore statico a raddrizzatore ed inverter.

Le prestazioni delle MTG dipendono dalla scelta della configurazione del ciclo termodinamico e sono essenzialmente funzione di tre parametri:

- Rapporto di compressione
- Rendimento dei componenti
- Temperatura di ingresso in turbina

Più precisamente si può affermare che l’adozione di turbomacchine radiali monostadio comporta rapporti di compressione sensibilmente inferiori rispetto a quelli normalmente usati nelle turbine a gas (da 10 a 15, nel caso di turbine industriali).

Nel caso di ciclo semplice, l'impiego di un basso rapporto di compressione comporterebbe una temperatura di uscita dei gas di scarico molto alta e una temperatura di ingresso nel combustore molto piccola, due condizioni incompatibili con un buon rendimento.

Sarebbero pertanto necessari rapporti di compressione di almeno 12-15 per avvicinare queste due temperature e quindi ottenere valori di rendimento ragionevoli ma ancora limitati (ad esempio circa il 20% alle temperature di ingresso di uscita tipiche di una MTG), che comunque richiederebbero l'utilizzo di macchine multistadio.

L'impiego di un ciclo recuperativo dotato quindi di uno scambiatore che sfrutta il calore disponibile nei gas uscenti dalla turbina per riscaldare l'aria comburente, consente di ovviare a tali inconvenienti, e rende possibile un netto miglioramento della termodinamica del ciclo.

La fig.2 ottenuta con un modello di calcolo delle prestazioni delle microturbine dimostra come l'adozione del rigeneratore renda anzi svantaggioso il ricorso ad alti rapporti di compressione.

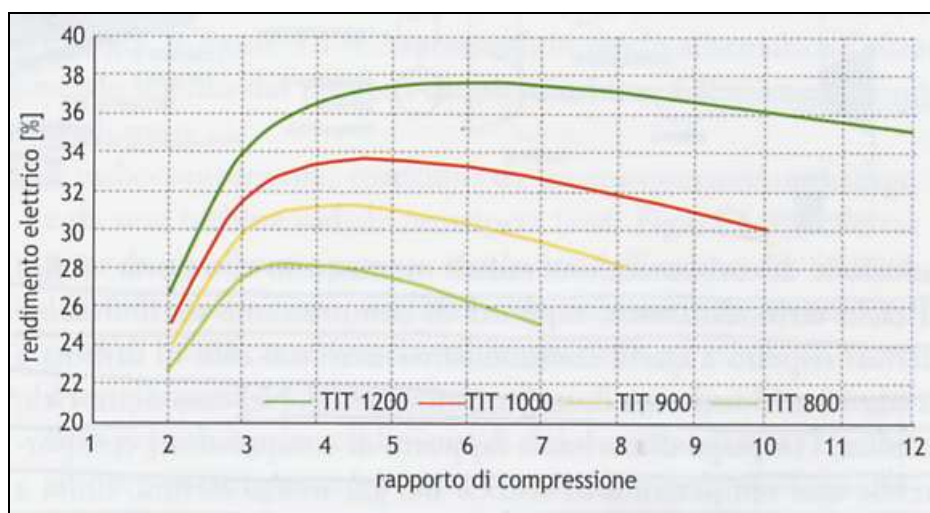


fig.2 – Rendimenti di cicli recuperativi on turbina a gas

È importante notare come i valori di rendimento mostrati nella figura siano comunque lusinghieri anche con un TIT relativamente contenuta (ad esempio 900 °C) è possibile arrivare attorno al 30 %, un valore tipico delle macchine industriali (in ciclo semplice) di alcuni MWe di potenza; ciò è reso possibile dall'adozione del ciclo rigenerativo.

Il rendimento dei componenti sono relativi alla grandezza del rotore, efficienza aerodinamica ed effetti di gioco. Le grandi turbine a gas godono dei vantaggi sia delle economie di scala sia delle migliori prestazioni. Il contrario si verifica per le Microturbine. Infatti, le prestazioni di queste turbomacchine sono fortemente influenzate dai rendimenti adiabatici o politropici del compressore e della turbina. Questo è il risultato della ridotta altezza delle pale e delle tolleranze di lavorazione. Infatti, essendo le dimensioni lineari molto più piccole rispetto alle tradizionali turbine a gas per la generazione di energia si ha che nelle attuali tecniche di fabbricazione le tolleranze di lavorazione peggiorano rapidamente al decrescere delle dimensioni lineari ed i rendimenti delle turbomacchine sono fortemente influenzati dalle tolleranze di lavorazione.

In tale diagramma si può osservare come un incremento degli effetti di gioco da 0.015 a 0.025 pollici per le palette della turbina e di 0.005 a 0.025 per quelle del compressore può portare ad una riduzione della potenza del 12%.

Per quanto riguarda invece la temperatura di ingresso in turbina è essenzialmente determinata dalla resistenza a rottura della lega di cui è costituito il rotore della turbina e dalla resistenza a fatica.

Nel diagramma in fig.3 viene riportata l'influenza della temperatura d'ingresso in turbina sul rendimento del ciclo.

Come si poteva immaginare, la fig.3 mostra chiaramente che per realizzare un sistema complessivamente efficiente, le Microturbine devono operare ad elevate temperature.

Sebbene ciò è universalmente vero per tutte le turbine a gas, tale considerazione è particolarmente significativa per le Microturbine.

Infatti, le grandi turbine a gas sono dotate solitamente della possibilità di raffreddamento interno delle palette della turbina tramite la tecnica del “*film cooling*”.

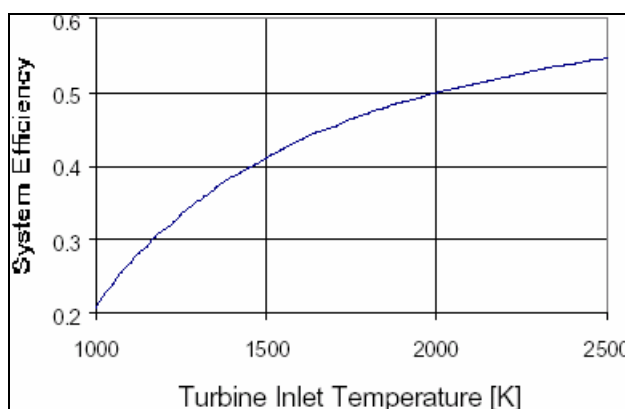


fig.3 – Effetti della TIT sul rendimento del ciclo

L'aria spillata dal compressore viene fatta passare attraverso dei canali interni alle palette delle turbine e poi scaricata attraverso piccoli fori praticati sulla superficie delle palette.

Quest'aria forma una sottile pellicola isolante lungo la superficie esterna della palette consentendo così temperature d'ingresso in turbina superiori a quelli che sono i limiti imposti dalla tecnologia dei materiali.

Effettivamente, i progressi delle turbine a gas per raggiungere elevati rendimenti, attraverso più alte temperature d'ingresso in turbina, si è raggiunto più per lo sviluppo ed il progresso della tecnologia del “*film cooling*”, che attraverso i miglioramenti conseguiti mediante l'introduzione di leghe metalliche capaci di lavorare ad elevate temperature.

Purtroppo, per lo sviluppo delle microturbine, la configurazione tridimensionale delle turbine radiali e le loro piccole dimensioni non consente di adottare canali interni per il raffreddamento. Come risultato si ha che le microturbine devono operare a temperature che sono più basse dei limiti raggiungibili dai materiali.

In assenza del raffreddamento interno elevate temperature possono solo essere conseguite attraverso l'adozione di materiali ceramici, l'utilizzo di tale tecnologia comporterà il raggiungimento di rendimenti anche superiori al 40%.

Per quanto riguarda invece gli altri elementi del sistema si può rilevare quanto segue:

- L'alternatore è costruito con un rotore a magneti permanenti, generalmente a due o quattro poli, con magneti trattenuti da una matrice in fibra di carbonio. Il rendimento del generatore è mediamente prossimo al 95-98 % ed in fase di avviamento esso funge da motore trascinando l'albero del turbocompressore fino al raggiungimento del regime di rotazione necessario per l'accensione del combustore.
- Il sistema di power conditioning è composto da un sistema raddrizzatore e inverter ed il suo rendimento è mediamente prossimo al 93-94 %.
- Il recuperatore sfrutta superfici compatte a basso costo, capaci di elevata durata nel tempo con efficacia di scambio termico elevata (85-90 %) e perdite di carico contenute.
- Il combustore sfrutta generalmente la tecnologia della combustione premiscelata ottenendo emissioni molto basse per ampi intervalli di carico.

Le prestazioni delle MTG sono inoltre influenzate in modo molto significativo dalle condizioni ambientali.

Il ciclo a gas aperto che caratterizza queste macchine, in modo del tutto analogo a quanto accade per le grandi unità, risente in particolare delle variazioni di temperatura e di pressione ambiente.

Senza entrare nei dettagli delle motivazioni di questo comportamento,(la cui analisi richiederebbe una trattazione che esula dallo scopo di questo lavoro), legato al funzionamento a portata volumetrica costante che caratterizza queste turbomacchine i risultati sono i seguenti:

- Al crescere della temperatura diminuiscono rendimento e potenza prodotta;per mitigare questi effetti in alcuni casi vengono adattati sistemi di raffreddamento dell'aria aspirata per esempio di tipo evaporativo (spray d'acqua),da impiegare nelle stagioni più calde.
- Al diminuire della temperatura ambiente aumentano sia il rendimento che la potenza prodotta fino ad una soglia (generalmente 5-10 °C),sotto la quale la potenza resta costante per l'insorgere di limitazioni sul campo di funzionamento ammissibile delle turbomacchine e per l'intervento di sistemi di sicurezza contro il rischio di formazione del ghiaccio.
- Al diminuire della pressione ambiente (come nel caso di installazioni a quote significative),diminuisce la potenza prodotta secondo un andamento sostanzialmente lineare rispetto alla pressione

A titolo di esempio ,a quota 1000 m la potenza generata si riduce del 10 % rispetto al livello sul mare.

Le seguenti fig.4 e 5 presentano un esempio quantitativo di effetto della temperatura ambiente sulle prestazioni di una macchina reale.

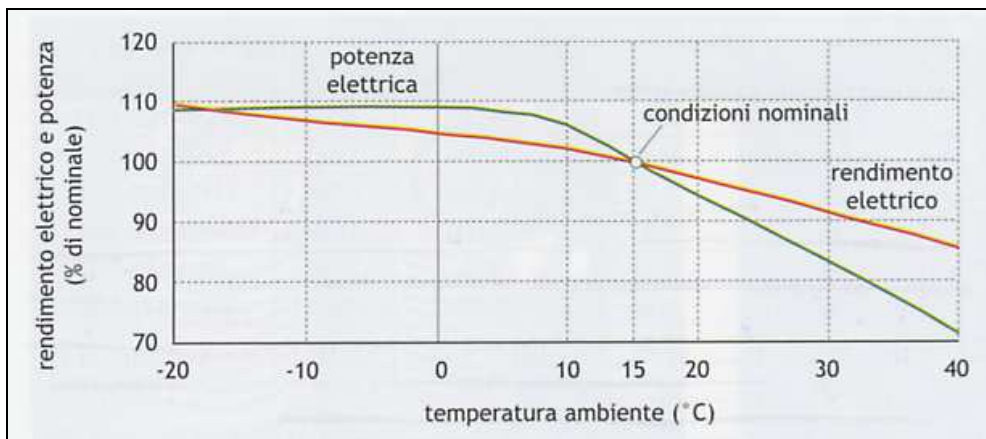


fig.4 – Influenza della temperatura ambiente sul rendimento elettrico e sulla potenza elettrica relativi al modello Turbec T100

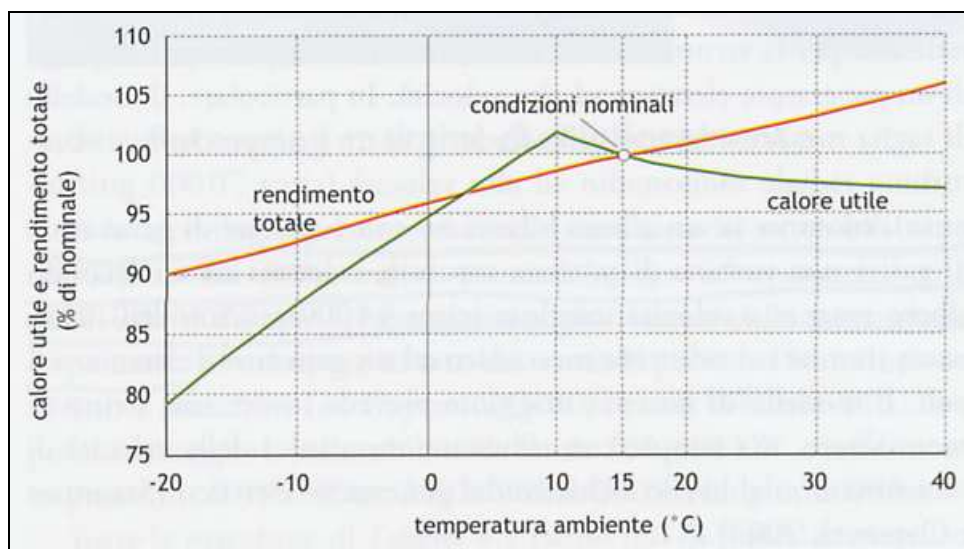


fig.5 – Influenza della temperatura ambiente sul calore recuperabile sul rendimento totale relativi al modello Turbec T100

Alla luce di quanto visto finora si può tranquillamente affermare che le MTG rispetto ai MCI dovrebbero consentire di avere::

- Emissioni notevolmente ridotte
- Rendimenti (e quindi costi del combustibile) ad oggi confrontabili, ma migliorabili in prospettiva con l'avanzamento tecnologico.
- Minori pesi e ingombri, maggiore facilità di installazione, minor rumore e minori vibrazioni.
- Manutenzione notevolmente ridotta ed a costi inferiori.
- Semplicità impiantistica ed affidabilità elevata.
- Possibilità di impiego di diversi combustibili con adattamenti minimi.

Ad oggi i costruttori presenti sul mercato hanno totalmente risolto i problemi connessi all'affidabilità in un utilizzo prolungato ma non risultano ancora soddisfacenti gli aspetti economici intesi come costi di impianto (fig.6) che risentono di una incompleta maturità industriale legata anche a volumi di produzione finora molto ridotti

Costo di investimento	1100 €/kWh
Costo di manutenzione	10-15 €/MWh
Vita utile	60000-80000 h
Emissioni	No _x , CO < 10 ppmvd al 15 % di O ₂

fig.8 – Parametri economici ed ambientali stimati per MTG cogenerative a gas naturale all statodell'arte

Per chiudere questo paragrafo si analizzerà ora molto brevemente il ciclo termodinamico di una turbina a gas.

Le microturbine operano secondo il ciclo termodinamico conosciuto come ciclo Brayton così come le più grandi turbine a gas.

Il ciclo termodinamico di una micro turbina a gas è però caratterizzato da parametri caratteristici piuttosto bassi se confrontati con quelli d'impianti di grossa taglia fig.7 .

Il compressore monostadio radiale comprime l'aria fino alla massima pressione (con rapporti di compressione tipicamente variabili da 3 a 9).

Allo scarico del compressore, l'aria, che ha innalzato la sua temperatura durante la fase di compressione, può venire inviata al combustore direttamente oppure indirettamente, dopo aver attraversato uno scambiatore che preriscalda l'aria utilizzando il calore dei gas di scarico della turbina.

Nel primo caso si realizza un ciclo turbogas semplice mentre nel secondo caso si ha un ciclo rigenerato che a fronte di un rendimento superiore, dovuto alla bassa temperatura dei gas di scarico, introduce, tuttavia, un componente in più (il rigeneratore) che si ripercuote sul piano delle dimensioni e dei costi primi (fig.8).

La maggioranza delle microturbine a gas oggi in commercio utilizzano un ciclo rigenerativo. In termini di prestazioni le turbine a gas presenti attualmente sul mercato nel segmento di taglia 50-500 kWe presentano rendimenti variabili dal 15% al 20% in ciclo semplice e dal 20% al 30% in ciclo rigenerativo.

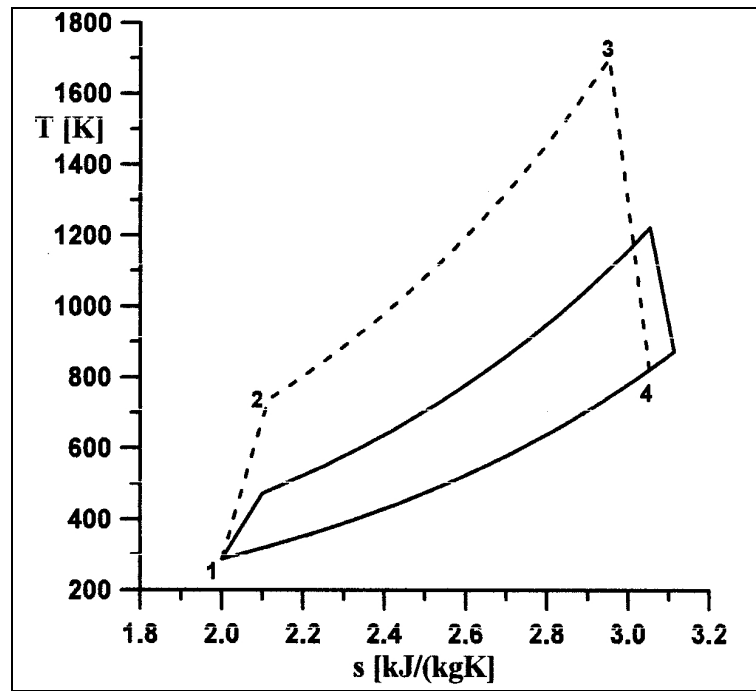


fig. 7 – Ciclo termodinamico di una MTG confrontato con quello di una turbina a gas di grossa taglia

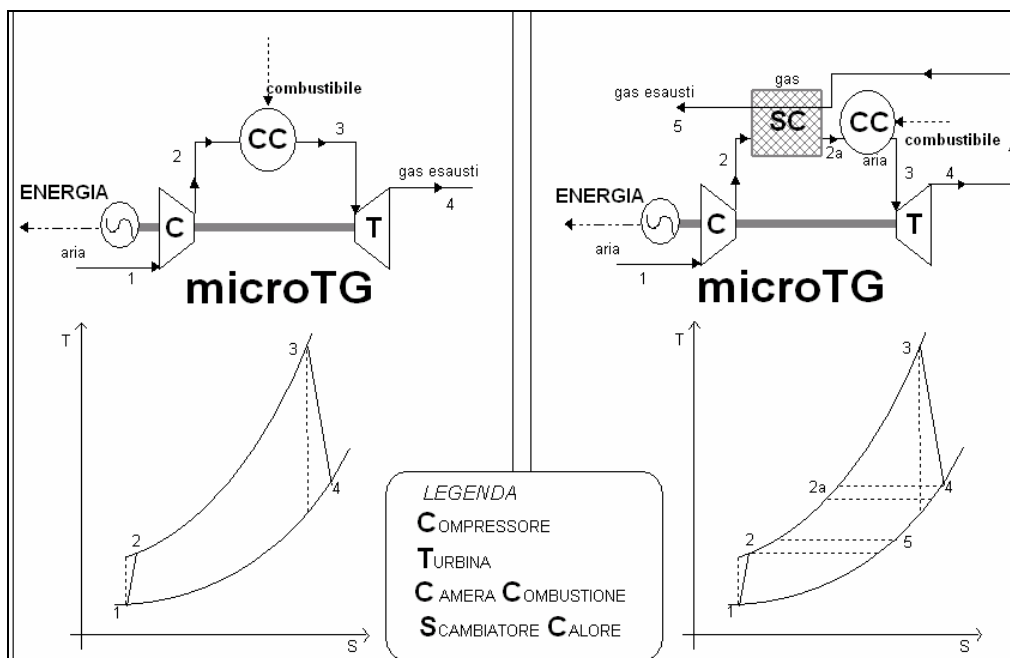


fig.8 – turbogas in ciclo semplice e rigenerativo.

Il combustore innalza la temperatura del gas inviando al bruciatore la quantità di combustibile necessaria al raggiungimento della temperatura massima del ciclo; quest'ultima è determinata in funzione dei materiali dell'espansore e della vita richiesta alla turbina a gas

Nel campo d'interesse (taglie comprese tra 50 e 500 kWe) la temperatura d'ingresso in turbina può variare da 850 a 1050 °C per le macchine più spinte (tipicamente di derivazione aeronautica); a questo proposito sono in corso programmi di sviluppo volti al miglioramento delle prestazioni delle

piccole turbine a gas che hanno come obiettivo l'innalzamento della temperatura d'ingresso in turbina fino a 1250 °C, la possibilità di raggiungere queste temperature è legata soprattutto all'impiego di materiali ceramici. Si tenga inoltre conto che la geometria connessa con il tipo di turbina (per macchine di piccola taglia l'impiego di turbomacchine radiali è obbligatorio) limita molto le possibilità di raffreddamento delle palettature (*"blade cooling"*) al contrario di ciò che accade nelle grandi macchine assiali.

Successivamente i gas caldi sono inviati agli stadi d'espansione della turbina. Al termine dell'espansione i gas, ancora dotati di una temperatura superiore a quell'atmosferica, possono attraversare lo scambiatore rigenerativo prima dello scarico del turbogas.

Nei prossimi paragrafi verranno analizzati più dettagliatamente i principali componenti di una MTG lasciando volontariamente per ultima la descrizione dei combustori, più agevole da affrontare dopo una breve panoramica sulle emissioni inquinanti di queste turbomacchine.

3.2 Il turbocompressore

Il cuore della Microturbina a gas è il gruppo costituito dal compressore e dalla turbina il quale è generalmente montato lungo un singolo albero con il generatore elettrico.

L'accoppiamento compressore turbina di queste piccole turbomacchine è molto simile in termini di progettazione e flussi volumetrici a quelli di automobili, camion ed altri piccoli sovralimentatori dei motori alternativi; nelle seguenti fig.9 (a e b) sono rappresentati un gruppo turbocompressore dell'italiana **TURBEC®** e una turbina per unità da 200 kWe dell'americana **INGERSOLL RAND®**.



fig.9 – Esempi di turbina (a) e turbocompressore (b) presenti sul mercato

L'utilizzo di compressori centrifughi e turbine a flusso radiale è prevalente nelle turbine a gas fino alla taglia di 400 kW elettrici.

Per quanto riguarda la scelta del tipo di compressore e del rapporto di compressione è una delle più importanti considerazioni di progetto per una microturbina. Le piccole turbine a gas vengono progettate con rapporti di compressioni compresi fra 2.5 e 8, sia per compressori centrifughi a singolo stadio, sia per compressori assiali multi stadio. Il centrifugo è il meno sensibile agli effetti di gioco, ed è pertanto capace di presentare un ampio margine di pompaggio con grandi tolleranze alla distorsione del flusso in ingresso.

I rendimenti ottenibili da un compressore centrifugo a singolo stadio, con aspirazione in aria a temperatura ambiente, dipendono fortemente da quattro fattori:

- Numero di giri specifico N_{sc}
- Diametro della girante
- Svergolamento della pala
- Numero di Mach

Sebbene il numero di giri specifico serva come un iniziale linea guida per il progetto, a priori la scelta del N_{sc} non è indicativa per l'ottenimento di elevate prestazioni, in quanto risultano essere essenziali anche un buon progetto, la finitura superficiale delle pale e quindi la lavorazione e lo

sviluppo di prove. Inoltre, il compressore è solo un componente del motore e la scelta della turbina è ugualmente importante, in particolare per i gruppi mono-albero dove la turbina deve di fornire circa il 30% di potenza in più rispetto al compressore. I tipici livelli di efficienza di un piccolo stadio di compressore centrifugo in funzione del numero di giri specifico e della portata massica sono dati in fig.10.

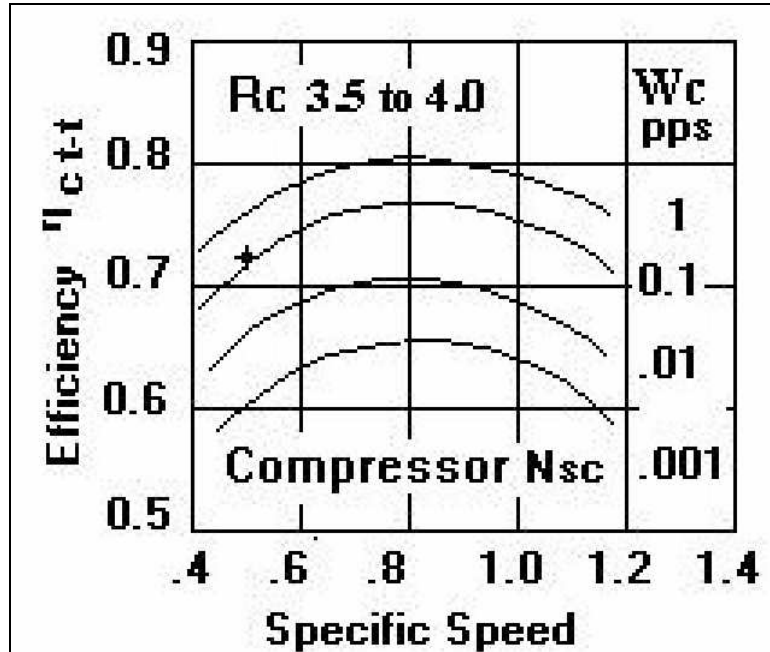


fig.10 – Efficienza del compressore in funzione del numero do giri specifico

Le caratteristiche di semplicità e di ridotto costo del compressore centrifugo a singolo stadio sono vantaggi ideali per un basso costo delle turbine a gas con potenze fino ai 400 kW elettrici. In fig.11 viene riportato lo stadio di un compressore centrifugo. Le turbine a flusso radiale si sono dimostrate molto adeguate nel campo delle piccole turbomacchine in particolar modo per la loro semplicità, basso costo, relativamente alte prestazioni e facilità di installazione. Le due predominanti applicazioni di queste turbine sono le piccole turbine a gas e i turbocompressori . In fig.12 ne vediamo una rappresentazione.

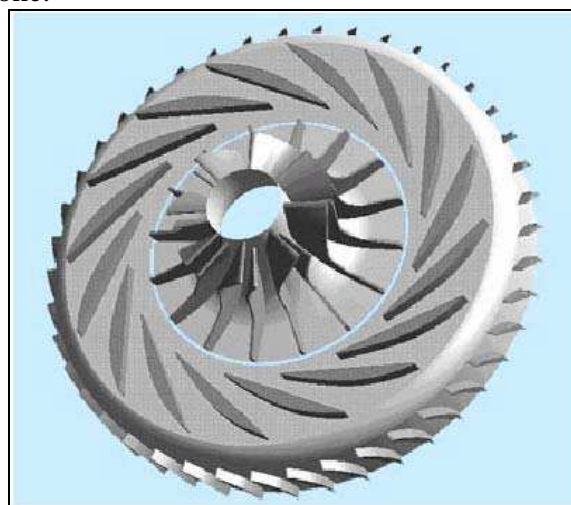


fig. 11 – Stadio di compressore centrifugo

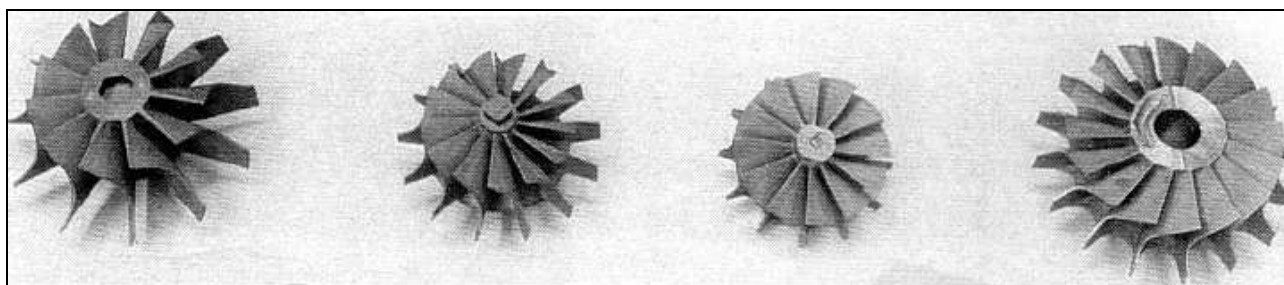
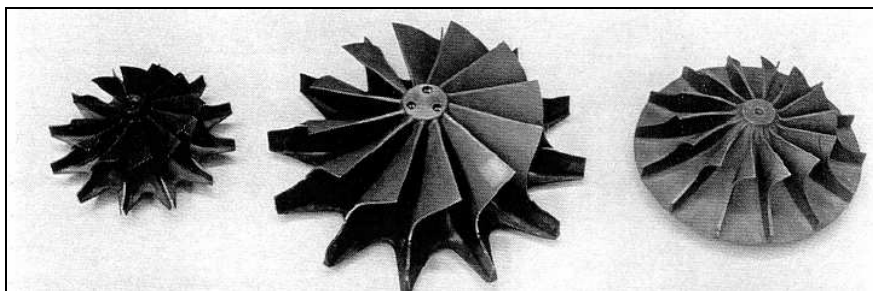


fig.12 – turbine a flusso radiale

Le microturbine a gas esistenti, con rendimenti globali del 30%, operano con una temperatura di ingresso in turbina di circa 950°C, utilizzando una turbina radiale non raffreddata.

Un aumento del rendimento globale a valori pari a 35% potrebbe essere raggiunto solo mediante l'utilizzo di metalli speciali, incrementando così la temperatura fino a 1100°C.

Infatti nelle grandi turbine a gas a flusso assiale, l'aria in uscita dal compressore è incanalata attraverso sofisticate superfici di scambio termico sulle palette della turbina per permettere di operare a livelli di temperatura di ingresso in turbina più alti. Ciò dovrebbe essere molto più difficile da realizzare per le piccole e sottili pale delle turbine radiali.

E' importante ricordare inoltre gli sforzi fatti dai costruttori (da circa otto anni a questa parte) per cercare di aumentare la TIT (portandola oltre i 1000 °C senza nessun sistema di raffreddamento) in modo da ottenere un rendimento maggiore dalla MTG; in tale senso le ricerche si sono orientate verso la sperimentazione e l'utilizzo di nuovi materiali per la realizzazione di compressore e turbina.

Oltre alla già citata INGERSSOL RAND® è sicuramente da segnalare l'operato di un'altra grande azienda americana molto attiva in questo settore ossia la **TELEDYNE**® che ha introdotto l'utilizzo di una lega a base di titanio e silicio sinterizzate con le quali sono state realizzate anche parti statiche come il diffusore della turbina nella seguente fig.13 è rappresentata la girante di una MTG di tale concezione che dovrebbe incrementare il rendimento termico del 20 %.



fig. 13 – Girante di compressore centrifugo in lega di titanio e silicio della TELEDYNE

Tornando alla IR vengono mostrate in fig.14 compressore e turbina di un'unità da 70 kWe con rivestimento in materiale ceramico che garantisce una TIT di 1039 °C,ricordando che l'utilizzo di tali materiali è condizionato da vari fattori quali l'economicità di lavorazione,lo stato di sforzo in ogni singolo componente e dalle caratteristiche degli altri componenti della MTG.

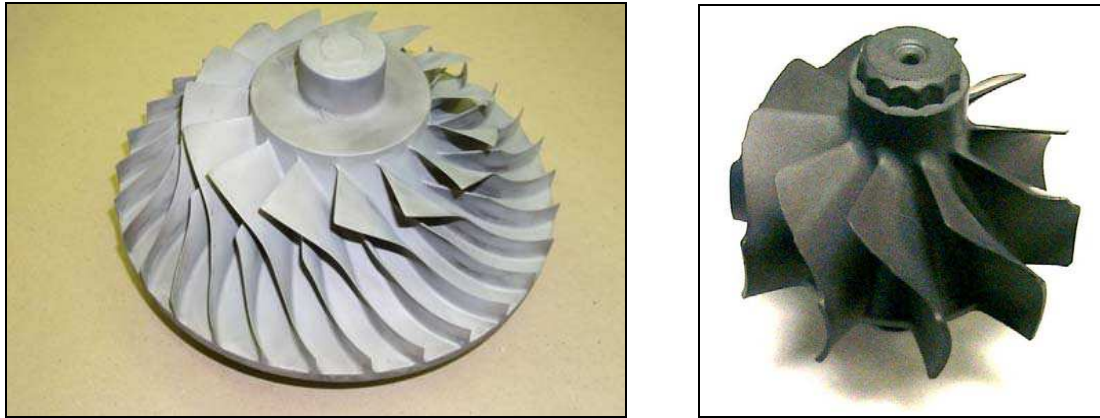


fig. 14 – Compressore e turbina con rivestimento in materiale ceramico

Ad oggi l'uso dei materiali ceramici (a base di silicio) è limitato solo ai rivestimenti nelle unità più piccole (sotto 1 MWe) principalmente a causa della loro scarsa resistenza meccanica,scarsa resilienza e plasticità.;essi comunque nelle condizioni più gravose possono permettere una TIT ben oltre i 1400 °C .

3.3 Il rigeneratore

Le Microturbine, per raggiungere prestazioni che le rendano competitive sul mercato dell'energia elettrica distribuita, devono essere basate sul ciclo Brayton rigenerato, il che consente di raggiungere rendimenti intorno al 30%, dipendendo questo valore anche dalla taglia della macchina. Un altro aspetto fondamentale per il successo delle Microturbine a gas è il costo che deve essere molto contenuto per poterle rendere competitive in un mercato in cui la concorrenza dei motori alternativi è forte.

Il costo della macchina, come è possibile osservare in tab. 1 è, per un terzo circa, dovuta al costo del rigeneratore, cioè dello scambiatore che utilizzando i gas caldi di scarico della turbina preriscalda l'aria compressa.

Compressore,turbina combustore	25 %
Rigeneratore	30 %
Apparecchiature elettroniche	25%
Generatore	5 %
Accessori	5 &
Package	10 %

Tab. 1 – Ripartizione dei costi di una MTG

L'aria in ingresso preriscaldata successivamente è utilizzata nel processo di combustione. Se l'aria è preriscaldata, è necessario una minore quantità di combustibile per raggiungere la temperatura di ingresso in turbina.

I convenzionali rigeneratori possono produrre un risparmio di combustibile del 30-40% dal preriscaldamento. Tuttavia, tali scambiatori di calore costituiti per lo più di acciaio inossidabile possono essere utilizzati soltanto con temperature di ingresso dei gas di scarico intorno ai 600-650°C.

A più alte temperature, il metallo è soggetto a fenomeni di scorrimento viscoso ed ossidazione, che causano rotture e perdite strutturali, riducendo velocemente l'efficienza e la vita del rigeneratore. Leghe speciali o recuperatori di materiale ceramico saranno necessari per aumentare le temperature di ingresso nel rigeneratore in modo d'aumentare l'efficienza del ciclo termodinamico.

Durante l'ultima metà del secolo i rigeneratori si sono sviluppati dalle grandi e ingombranti unità ad unità compatte e leggere in peso. Il fattore principale del loro utilizzo limitato nelle turbine a gas industriali, anche in considerazione dell'alto costo dei combustibili, è stata la loro modesta affidabilità.

In una Microturbina a gas, infatti, il rigeneratore non è solo uno dei componenti più costosi ma fino a qualche anno fa era anche il meno evoluto. Questo, era parzialmente dovuto al fatto che, erano stati prodotti in piccola quantità e non erano mai stati progettati per grossi volumi di produzione.

Nonostante la costruzione di un rigeneratore del tipo aria-gas differisca considerevolmente da uno aria-acqua, la tecnologia di lavorazione e fabbricazione di tali scambiatori rigenerativi è stata presa a prestito dall'industria dell'automobile dove dieci milioni di esemplari sono prodotti ogni anno. Il grande lavoro di sviluppo durante l'ultima decade ha, quindi, rimosso questi ostacoli, ed oggi ci sono svariate configurazioni di rigeneratori che hanno caratteristiche di affidabilità ed efficienza per essere integrati con le Microturbine.

L'obiettivo fondamentale, quindi, di ottenere accettabili livelli delle prestazioni senza eccedere nel costo di molti componenti critici limita la scelta del ciclo termodinamico sia per quanto riguarda i limiti del rapporto di compressione che delle temperature di ingresso in turbina.

In fig.15 vengono riportate varie possibilità per il ciclo termodinamico, sia aperti che semi chiusi, ma tutti includono il rigeneratore come un componente chiave per raggiungere accettabili livelli di rendimento.

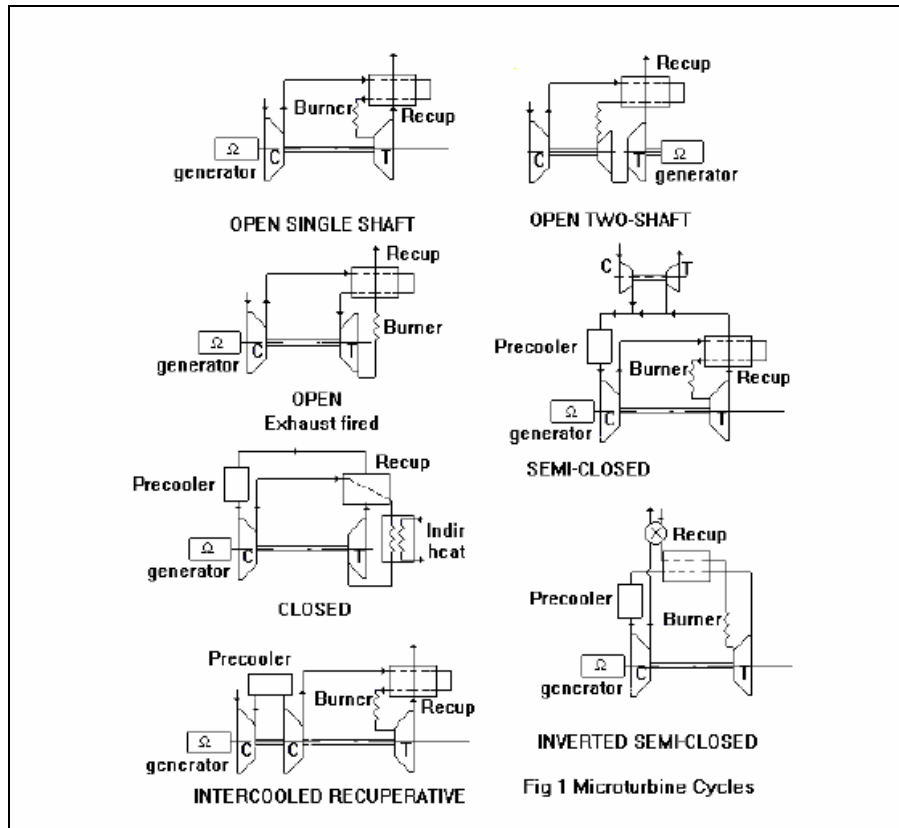


fig.15 – Descrizioni delle possibili opzioni per i cicli di MTG

Il ruolo centrale che gioca il rigenerato è enfatizzato dal diagramma riportato in fig. 16 che sottolinea l'importanza sia del recupero che delle perdite di pressione sul rendimento del ciclo termodinamico.

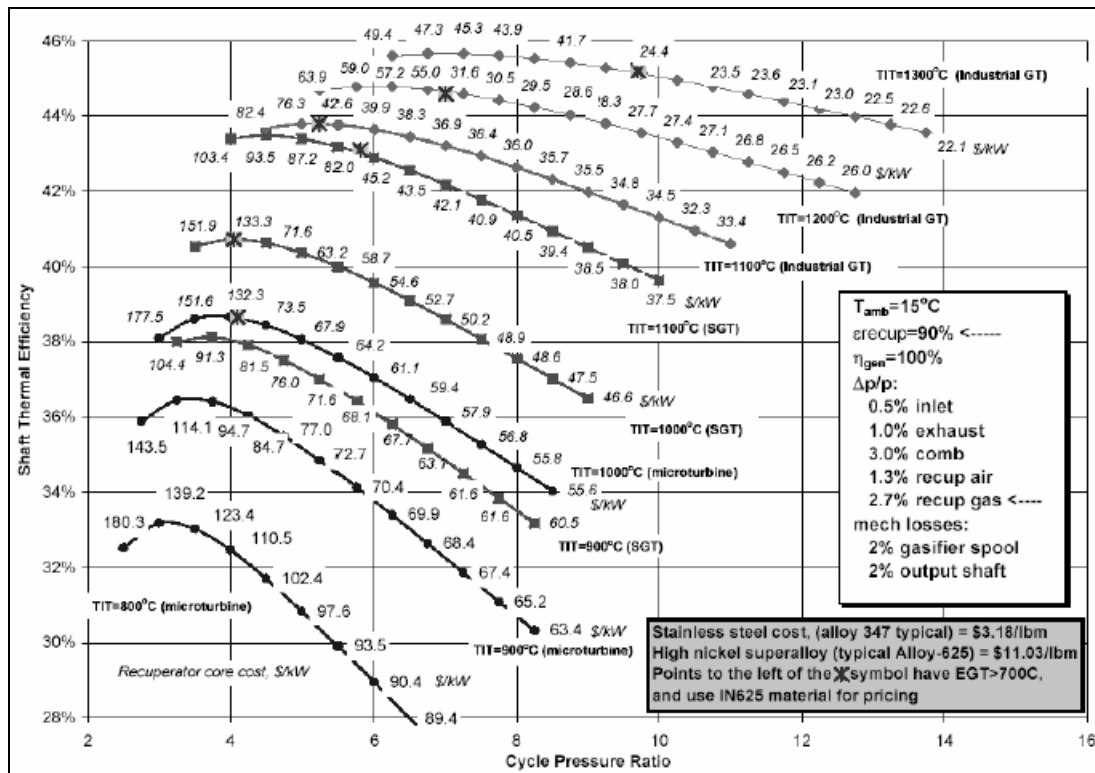


fig.16 – Rendimento globale e costo per kW prodotto nel generatore

La stessa figura evidenzia che il costo specifico di questo componente è significativamente più alto quando lavoriamo con basse temperature di ingresso in turbina. Pertanto ottenere una migliore efficienza della rigenerazione senza incrementare la grandezza e il peso di questo componente è il modo più diretto per raggiungere una reale competitività termo economica delle MTG.

Le considerazioni fatte spiegano chiaramente l'interesse che molte industrie e ricercatori stanno rivolgendo verso il miglioramento della tecnologia dei rigeneratori. L'importanza degli scambiatori di calore come strumento per migliorare il rendimento del ciclo termodinamico è confermata anche da un numero di progetti di cicli avanzati per le MTG come il ciclo interrefrigerato e rigenerativo e il ciclo surriscaldato proposto in fig.17..

In particolare facciamo osservare come il secondo schema includa due scambiatori rigenerativi operanti dentro un ciclo ad aria umida. Questa scelta progettuale può essere ritrovata anche in altri autori e viene vista come un'effettiva opzione sia per aumentare l'efficienza del ciclo sia per stabilizzare le prestazioni della microturbina sotto variabili condizioni dell'aria. L'adozione di tale soluzione implica l'utilizzo di due rigeneratori, il secondo espressamente utilizzato per l'evaporazione dell'acqua, e del condensatore per il recupero dell'acqua di iniezione.

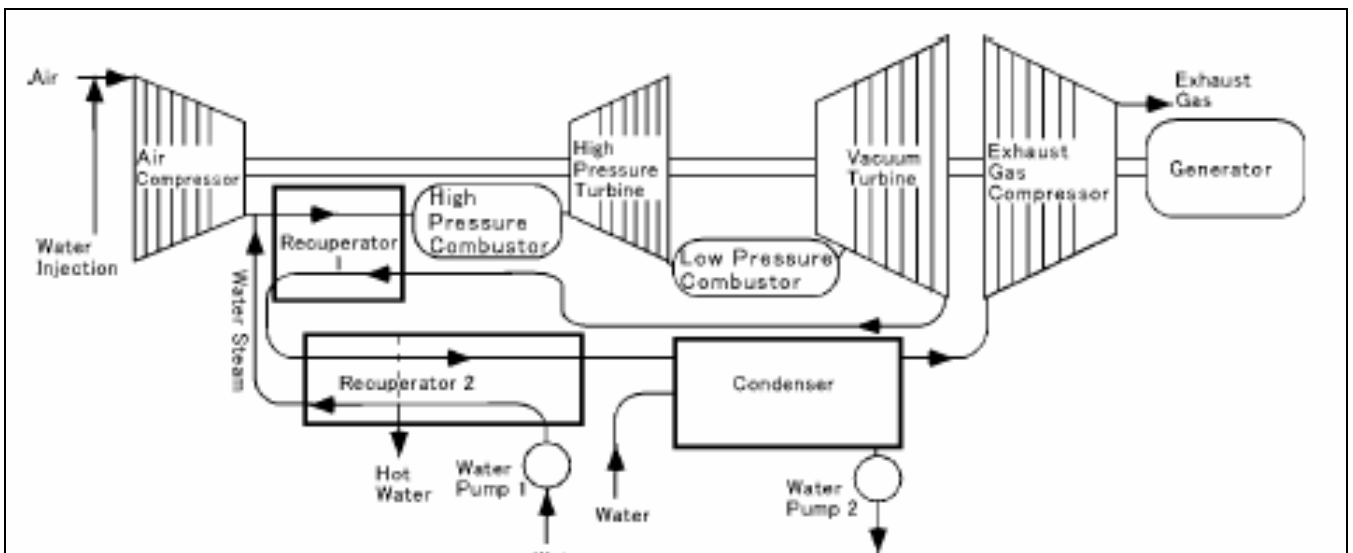


fig 17 – Rigeneratore utilizzato in un impianto con aria umida

Un ruolo fondamentale pertanto nella scelta del rigeneratore lo gioca naturalmente anche il costo. Ottenere un rigeneratore a basso costo implica riuscire ad avere un numero minimo di parti nel montaggio del rigeneratore, un buono sfruttamento dell'intera superficie di scambio termico e un automatizzato processo di fabbricazione finalizzato alla produzione di massa.

Molte di queste caratteristiche sono intrinseche al concetto base di rigeneratore, e dipendono dalla scelta iniziale della tecnologia dello scambiatore di calore, come l'utilizzo di superfici primarie o di superfici alettate.

In particolare, è accettato che la prima potrebbe avere una più grande potenzialità nella riduzione del costo dovuto al più semplice e veloce processo di produzione.

D'altro canto confrontando le prestazioni del rigeneratore utilizzando le due diverse superfici di scambio termico è stato dimostrato che le superfici alettate siano capaci di garantire delle prestazioni migliori rispetto alle superfici primarie.

3.3.1 Configurazione del rigeneratore

Ci sono alcune considerazioni ingegneristiche e di assemblaggio che è doveroso osservare per quanto riguarda l'utilizzo di un rigeneratore nelle piccole turbine a gas con turbomacchine a flusso radiale. Diciamo che nel progettare un rigeneratore per MTG non si è completamente liberi nello stabilire la configurazione globale dello scambiatore in quanto bisogna rispettare i seguenti vincoli:

- La direzione dei flussi di gas compatibili con il resto del sistema
- Accoppiamento chiuso con le macchine rotanti per dare un sistema compatto
- Introduzione dell'opzione di un condotto di by-pass per il fluido caldo
- Futuro accoppiamento con le celle a combustibile ad ossidi solidi

Ci sono fondamentalmente due tipi di configurazione, la prima che assicura un accoppiamento chiuso e compatto del rigeneratore, e l'altra una disposizione dove lo scambiatore di calore è posizionato dietro, sopra o al fianco delle macchine rotanti.

La prima tipologia denominata "Annular Wrap-Around Recuperator", può essere realizzata accoppiando, in maniera da ottenere un sistema completamente chiuso, le macchine rotanti e lo scambiatore di calore rigenerativo (fig.18).

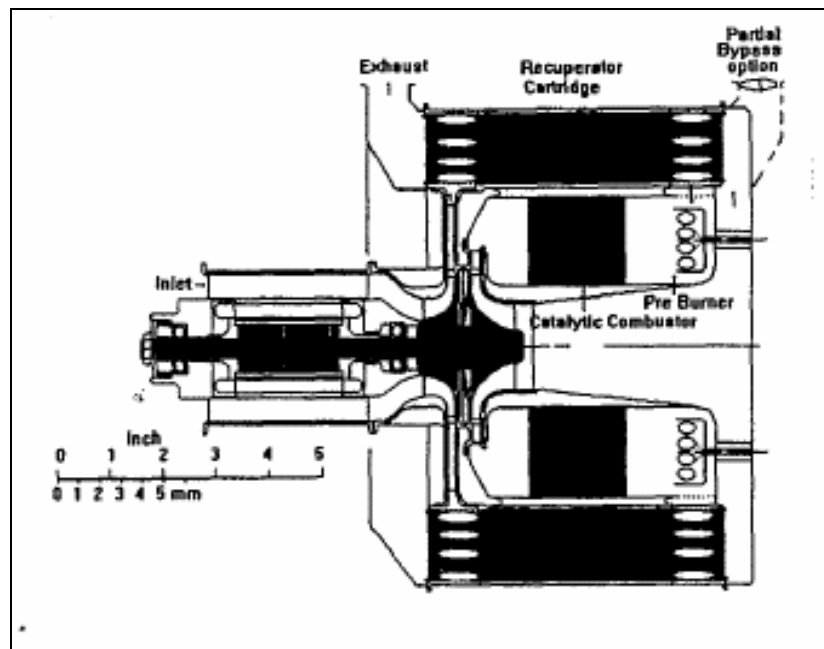


fig. 18 - Annular Wrap-Around Recuperator

I vantaggi di questo tipo di disposizione sono:

- Buona aerodinamica dei flussi di gas, avendosi basse perdite di carico
- Bassa emissione di segnali acustici
- Elimina il bisogno di condotti esterni e di dispositivi di dilatazione termica.

Un'interessante soluzione del turbogeneratore può essere adottata installando un convenzionale rigeneratore a forma di cubo dietro ed in linea con le macchine rotanti (fig 19). Questo tipo di disposizione, denominata "Rear-Mounted Recuperator" è adatta sia per i combustori tubolari che anulari.

Le applicazioni dove una tale disposizione può portare notevoli vantaggi si hanno quando si richiede:

- facile by-pass dei gas caldi per applicazioni cogenerative
- utilizzo di un combustore esterno o scambiatore di calore per bruciare combustibili derivanti da biomasse
- per l'accoppiamento con le celle a combustibile.

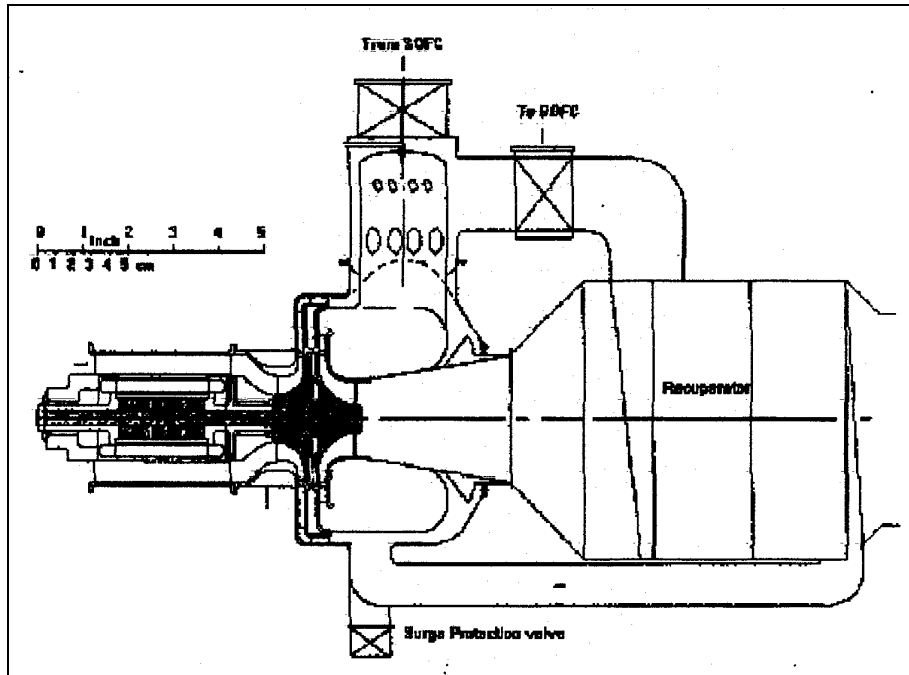


fig.19 - Rear-Mounted Recuperator

3.3.2 Geometria delle superfici di scambio termico

Esiste un'ampia varietà di superfici con un'efficiente geometria che possono essere considerate per i rigeneratori compatti, ma qui la discussione sarà rivolta solo a quelli considerati rappresentativi per applicazioni con le microturbine a gas. oggi ci sono due principali tipi di rigeneratori che vengono utilizzati nelle Microturbine a gas.

Entrambi sono compatti e in controcorrente con alta efficienza, ed entrambi sono progettati per un'alta qualità della fabbricazione con un ragionevole costo.

Il primo tipo è il rigeneratore a superficie primaria mentre il secondo è il rigeneratore con superficie dotata di alette.

Per quanto riguarda i primi, essi vengono così definiti in quanto l'intera superficie è per il 100% efficace, vale a dire non ci sono effetti dovuti ad una seconda superficie alettata, e la chiusura stagna può essere ottenuta saldando senza il bisogno di una costosa e lunga operazione di brasatura in forno ad alta temperatura. Solar Turbines, Caterpillar e Capstone Turbine Corporation hanno sviluppato un compatto rigeneratore di superficie primaria sia nella forma anulare che a forma di cubo. Partendo da una sottile lamina, il processo semi automatico consiste essenzialmente nei seguenti passi:

- Piegare la lamina per formare la geometria per la superficie di scambio termico
- Pressare e rifinire le singole lamiere
- Saldare insieme due lamiere per formare un'unica "air cell"
- Prove di tenuta degli elementi base.

Le air cell possono essere di differenti forme. Basate su di una forma evolvente le celle possono essere saldate insieme per produrre una disposizione anulare come mostrato in fig.20.

Il rigeneratore illustrato in figura è circa 45.7 cm in diametro, ha 169 air cell, e ogni air cell è costruita dalla saldatura di alette di acciaio inossidabile 347 aventi uno spessore iniziale di 0.100 mm.

Alcune migliaia di rigeneratori di questo tipo sono stati fabbricati per l'utilizzo con le microturbine della Capstone della taglia di 30 e 60 kW elettrici e hanno accumulato oltre un milione di ore di funzionamento senza guasti.

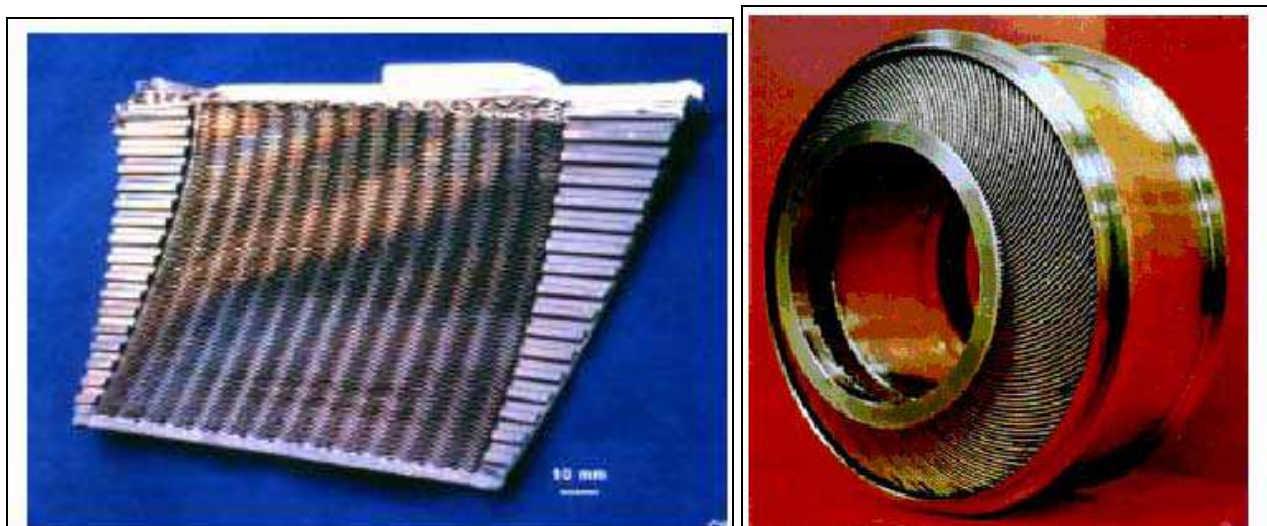


fig. 20 – Rigeneratore con superficie primaria

Un disposizione a forma di cubo può essere progettata per applicazioni in cui non c'è necessità di un accoppiamento chiuso tra macchine rotanti e rigeneratore.

Un esempio di questo tipo di disposizione per una MTG da 100 kW è mostrato in fig.21.



Fig. 21 – Rigeneratore di superficie primaria a forma di cubo

Un rigeneratore di questo tipo è stato sviluppato anche da Rekuperator Svenska AB il cui costo di fabbricazione è ridotto al minimo grazie all'utilizzo della automatizzata tecnologia di stampaggio per le corrugate superfici primarie di scambio termico e la robotizzata alta velocità della saldatura laser per assemblare le "air cell". Il rigeneratore consiste delle seguenti tre parti principali:

- Il cuore del rigeneratore con le "air cell" saldate mediante laser
- Condotti di ingresso e di uscita dell'aria saldati al core
- Lastre di estremità con barre leganti

Per avere una grande resistenza termica è stato scelto acciaio inossidabile austenitico.

Il modello corrugato di air cell è progettato per garantire un ottimo bilancio tra efficienza e perdite di carico.

Ogni air cell ha 3 distinte sezioni: cross flow air inlet section, counter flow section, cross flow air outlet section (fig. 22).

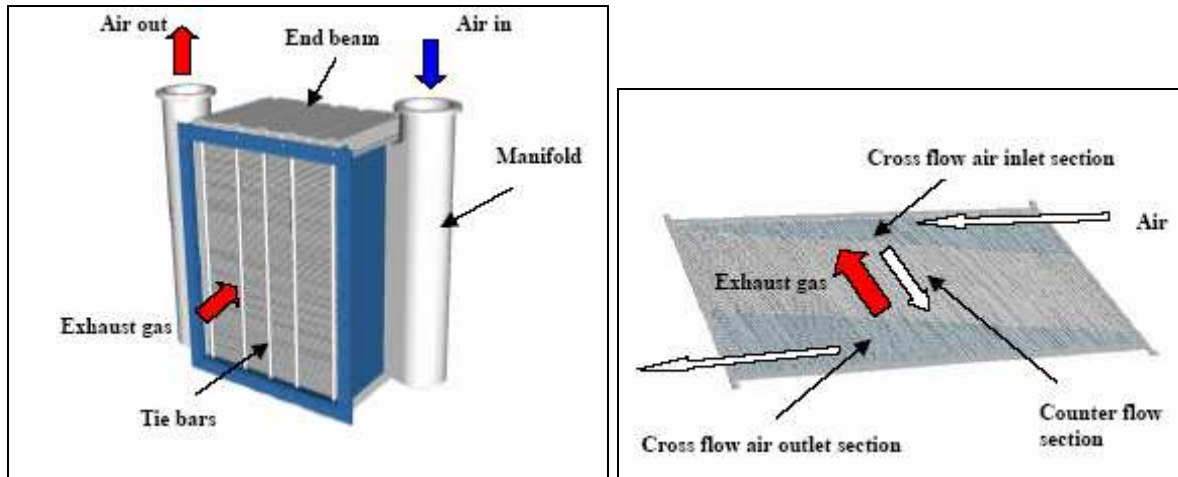


fig. 22 – Rigeneratore a flusso controcorrente

Infine, ci sono da considerare i rigeneratori con superficie alettata.

La tecnologia degli scambiatori di calore con superficie alettata è ben nota e tali apparecchiature sono state utilizzate nelle applicazioni industriali e aerospaziali per alcune decenni. Le prestazioni e l'integrità strutturale di tali rigeneratori sono andati continuamente migliorando e sono stati utilizzati per una varietà di differenti applicazioni nelle turbine a gas.

La INGERSSOL RAND ha sviluppato un rigeneratore con superficie alettata come mostrato in fig. 23.

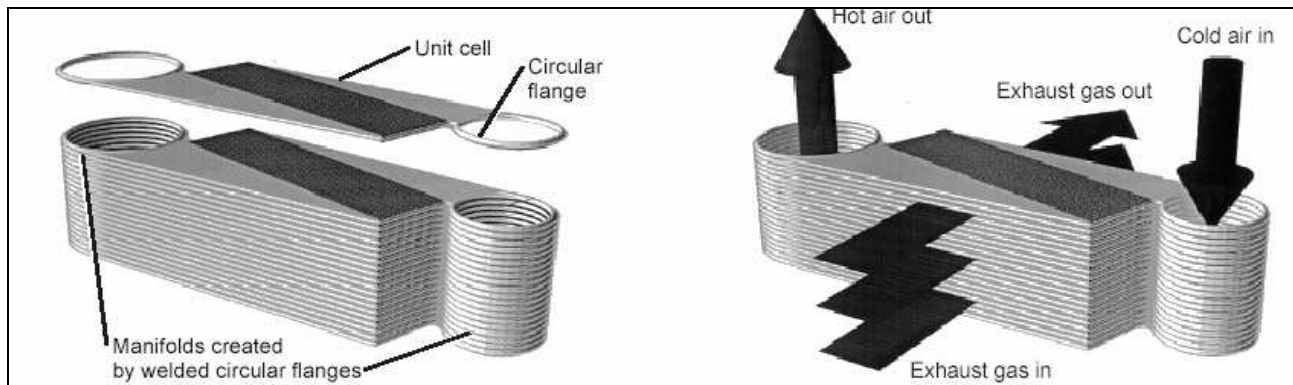


Fig. 23 – Rigeneratore con superficie alettata in controcorrente

Un ulteriore esempio di rigeneratore con superficie alettata è quello mostrato in fig. 24 per una MTG da 75 kW; in fig. 25 è possibile osservare il profilo di una superficie alettata



fig. 24 – Rigeneratore compatto con superfici alettate per una MTG da 75 kW

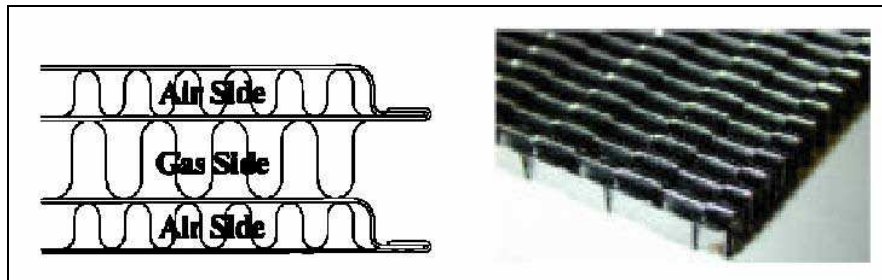


fig. 25 – Profilo delle superfici alettate

Per quanto riguarda i materiali utilizzati fino ad ora si è fatto ampiamente uso dell'acciaio inossidabile austenitico tipo 347 che è scelto generalmente per il costo relativamente contenuto, disponibilità in lamine (i rigeneratori sono tipicamente fatti da lamine dello spessore di 100-200 micron), buone caratteristiche di fabbricazione ed una resistenza accettabile all'elevata temperatura. I limiti di temperatura per il rigeneratore sono basati sulla resistenza alla corrosione, all'ossidazione e ai fenomeni di scorrimento viscoso a cui questi scambiatori sono soggetti qualora si trovino a lavorare ad elevate temperature.

Per aumentare tale temperatura limite bisogna aumentare il contenuto di Nickel nell'acciaio.

In tale ottica si prospetta che con un super acciaio inossidabile 347 si possa avere un incremento della temperatura dei gas caldi entranti nel rigeneratore a 750 °C, e quindi ciò conduce ad un rendimento del 33%.

Aumentando lievemente il rapporto di compressione, ed assumendo un rendimento di rigenerazione del 91% si prospetta che un rendimento del 35% possa essere realizzato con un Inconel 625.

E' interessante notare come questo punto corrisponda al limite massimo di temperatura di ingresso in una turbina metallica a flusso radiale non raffreddata. Pertanto, grazie alle assunzioni fatte si prospetta che il massimo rendimento per una microturbina a gas metallica da 100 kW sia del 35%. Utilizzando un acciaio più ricco di nickel e quindi più costoso (Haynes 214) si potrà raggiungere un rendimento termodinamico di circa il 38%, ma questo necessita di una turbina in materiale ceramico.

3.4 Il combustore

Il progetto di una camera di combustione per turbina a gas è un processo complesso che coinvolge le problematiche riguardanti la fluidodinamica, la combustione e la meccanica. Pertanto, nello sviluppo delle Microturbine a gas un componente fondamentale è sicuramente il combustore. Negli ultimi dieci anni lo sviluppo delle camere di combustione delle turbine a gas è stato finalizzato alla riduzione delle emissioni inquinanti, soprattutto di ossidi di azoto (NO_x), senza peraltro penalizzarne efficienza ed affidabilità. Ad oggi la tecnologia disponibile consente di contenere tali emissioni a valori inferiori alle 25 ppm (parti per milione). Tuttavia sul piano legislativo è prevista una diminuzione drastica dei limiti ammissibili per la concentrazione di tali sostanze inquinanti nei gas combusti (in Massachusetts ed in Texas ci si sta muovendo verso limiti massimi pari a 9 ppm, mentre in California la legislazione vigente prevede che non si possano superare le 2.5 ppm). I combustori delle Microturbine a gas dovranno, allora, non solo risolvere le principali problematiche di cui sono affetti (tra cui ricordiamo le non trascurabili perdite di calore attraverso le pareti) ma dovranno confrontarsi anche con tali esigenze ambientali. Le esigenze funzionali di un combustore per Microturbina sono simili a quelle di un convenzionale combustore di turbina a gas. Queste includono:

- elevata efficienza di combustione in senso largo (nelle perdite imputate alla combustione viene considerata anche la potenza termica persa attraverso le pareti della camera);
- accensione affidabile e non brusca in qualunque condizione ambientale;
- ampi limiti di stabilità della fiamma;
- assenza di pulsazioni di pressione ed altre manifestazioni di instabilità,
- basse perdite di pressione;
- distribuzione della temperatura in uscita il più possibile uniforme, in modo da massimizzare la vita delle pale della turbina;
- basse emissioni di specie inquinanti;
- bassi costi e semplice manutenzione;
- forma e dimensione compatibile con quelle del motore;
- lunga durata;
- possibilità di utilizzare diversi tipi di combustibile.

Comunque gli ostacoli per soddisfare tali esigenze sono differenti per un combustore di Microturbina a gas. Un combustore di Microturbina è molto limitato da inadeguati tempi di residenza, necessari affinché si abbia una combustione completa e da elevate aliquote di energia termica perse attraverso lo scambio con l'ambiente. Infatti, siccome i tempi delle reazioni chimiche non scalano con il volume del combustore, la realizzazione di un'ottima conversione energetica è condizionata da un più piccolo tempo di attraversamento del flusso gassoso nel combustore. A tutto ciò si deve aggiungere la problematica riguardante la possibilità che questi combustori siano in grado di bruciare anche combustibili con basso potere calorifico, come quelli derivanti dalla gassificazione di rifiuti solidi urbani e biomasse.

3.4.1 Emissioni e loro trattamento

In tutto il mondo le leggi che tutelano l'ambiente pongono limiti sempre più rigidi sulle emissioni dei sistemi energetici che si basano sulla combustione. I principali inquinanti prodotti da tali sistemi, e dunque anche dalle turbine a gas, sono gli idrocarburi incombusti (UHC), il monossido di carbonio (CO), gli ossidi di azoto (NO_x), gli ossidi di zolfo (SO_x) e il biossido di carbonio (CO_2). Gli effetti dannosi del CO e degli NO_x sulla vita animale e vegetale sono stati ampiamente dimostrati.

Gli ossidi di zolfo, principalmente SO_2 , ed SO_3 , possono portare alla formazione di solfuri acidi nell'atmosfera; poiché virtualmente tutto lo zolfo presente nel combustibile si ossida in SO_x , l'unica strada per controllare questo tipo di emissioni è il trattamento in raffineria del combustibile.

La riduzione delle emissioni di CO₂ responsabile dell'effetto serra, può essere ottenuta in diversi modi:

- con l'aumento dell'efficienza dei sistemi di produzione di energia (sia mediante il miglioramento dei rendimenti delle macchine sia con l'adozione della cogenerazione);
- con la *decarbonizzazione* del combustibile;
- con l'utilizzo di combustibili alternativi ottenuti dalla gassificazione di biomasse e rifiuti solidi urbani (come si vedrà in seguito).

La decarbonizzazione del combustibile non risulta una strada economicamente conveniente per due motivi: da un lato privare il combustibile di gran parte del carbonio significa rinunciare ad una grossa quantità di energia potenziale (che si è pagata con il combustibile) ed aggiungere costi di impianto dovuti al sistema di *reforming*; dall'altro il processo di decarbonizzazione del combustibile produce sempre CO₂ che andrà dunque eliminata con opportune tecniche (di natura sia chimica che fisica), che pure hanno un costo. Altra problematica che tale soluzione comporta è lo stoccaggio della CO₂ accumulata. L'utilizzo di combustibili derivanti dalla gassificazione delle biomasse consente di ridurre le emissioni di CO₂ nel senso che questa potrà essere riassorbita dal mondo vegetale.

Attualmente la ricerca è impegnata nello sviluppo di tecnologie in grado di ridurre drasticamente le emissioni di ossidi di azoto (al di sotto delle 10 ppm).

Il meccanismo cinetico di formazione degli NO_x è fortemente influenzato dalla temperatura: più questa è elevata maggiore è la quantità di ossidi di azoto che si produce.

Per controllare tale tipo di inquinanti è, dunque, necessario tagliare i picchi di temperature; nei combustori tradizionali, in cui la combustione è di tipo diffusivo, si riesce a ridurre di 100-200 gradi tali picchi mediante l'iniezione di vapore d'acqua.

Tuttavia questa tecnica influisce negativamente sulle emissioni di monossido di carbonio, che tendono ad aumentare.

Pertanto, nel seguito viene effettuata un'analisi sui sistemi di combustione adottati nelle MTG, in maniera tale da comprendere meglio quali siano i metodi utilizzati per risolvere questi problemi andando a considerare anche quelli dovuti alla combustione su microscala.

L'obiettivo è sempre quello di poter realizzare un facile e ampio campo di accensione, alta efficienza della combustione e minima formazione di gas inquinanti. Poiché alcune di queste richieste possono dar luogo a situazioni di "trade-off", il risultato finale sarà una situazione di compromesso. Come è ben noto, ad esempio, la formazione degli ossidi di azoto hanno un andamento non in linea con quello del monossido di carbonio e degli idrocarburi incombusti. Molte strategie sono state considerate al fine di ridurre l'emissione di sostanze inquinanti, vale a dire trattamento successivo allo scarico (**SCR**), e più nuovi processi di combustione (combustione catalitica). Le innovative strategie di combustione hanno lo scopo di ridurre le temperature di reazione nello sforzo di minimizzare gli NO_x termici, ma anche condurre ad una diminuzione di emissioni di CO. Un metodo è quello di utilizzare una geometria variabile per adeguare la percentuale di aria entrante nella zona di combustione primaria: ad alte pressioni grandi quantità di aria sono impiegate per minimizzare la formazione di polveri sottili e ossidi di azoto; a basse pressioni il flusso di aria primaria è introdotto parzialmente, incrementando così il rapporto combustibile/aria e riducendo le emissioni di CO e HC. Un altro approccio è di utilizzare zone separate di combustione (**staged combustion**), ognuna progettata specificatamente per ottimizzare le prestazioni della combustione con una propria separata alimentazione di aria-combustibile. Un tipico combustore anulare a stadi (fig.26 e 27) ha una zona primaria che opera con un rapporto di equivalenza di circa 0.8 per ottenere alti rendimenti di combustione e minimizzare la produzione di CO e HC. La zona primaria fornisce tutto l'incremento di temperatura necessario a basse potenze e agisce come una fiamma pilota per la zona di combustione principale, che è alimentata con una miscela premiscelata di aria e combustibile. A pieno carico entrambe le zone dovrebbero essere alimentate con combustibile con un basso rapporto di equivalenza (0.6) per minimizzare le emissioni di NO_x e fumo. Con una combustione a stadi è necessario ottimizzare la distribuzione di

combustibile mentre con geometria variabile è la distribuzione di aria che deve essere studiata in maniera ottimale.

Il **combustore catalitico** è un'altra possibile soluzione per avere una diminuzione degli NO_x . In questo caso il combustibile è prevaporizzato e premiscelato con l'aria con un piccolo rapporto di equivalenza e poi la miscela è inviata attraverso un reattore catalitico. Il risultato è una miscela povera di combustibile che normalmente è fuori dai limiti di infiammabilità. Di conseguenza la temperatura è molto bassa con bassa formazione di NO_x

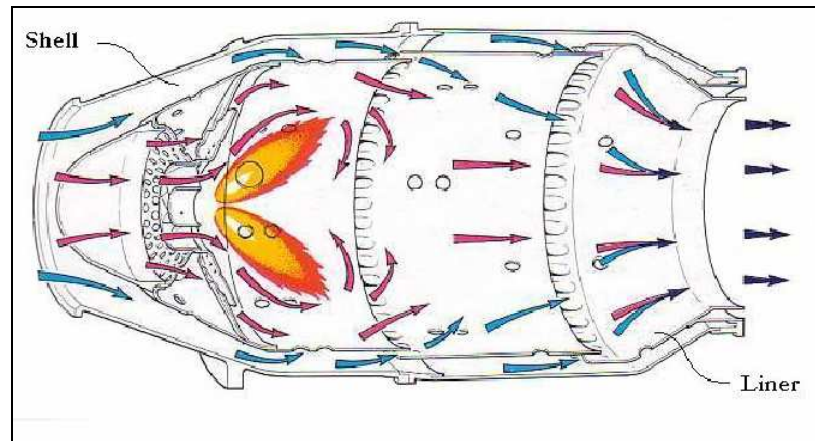


fig. 26 – tipico flusso di aria e combustibile in un combustore diffusivo

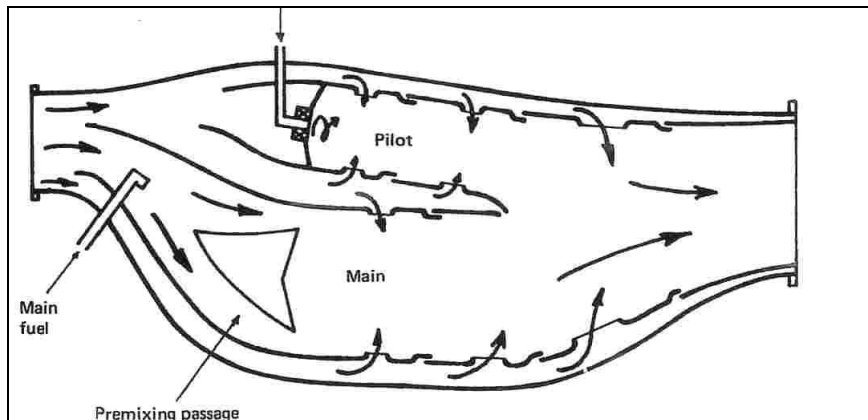


Fig.27 - Combustore a due stadi anulare

In aggiunta, anche la grandezza del motore deve essere considerata nel progetto di un combustore: nei piccoli motori con alta velocità dell'albero il combustore è infatti usualmente di tipo anulare “**annular reverse -flow**” (fig.28).

Questo combustore ha la caratteristica che le prime due scanalature per il film cooling nel liner scaricano aria nella direzione in controcorrente.

I principali vantaggi sono alta efficienza del volume di combustione e facile manutenzione.

La pratica di progettare zone primarie con una miscela povera (con l'aggiunta di aria) è rivolta a diminuire la temperatura di fiamma e quindi la produzione di NO_x . In questo modo però si induce un incremento di emissioni di CO e HC. D'altro canto anche l'eccesso di combustibile, come l'eccesso di aria, produce basse temperature di fiamma evitando zone calde e simultaneamente la bassa disponibilità di ossigeno riduce la formazione degli NO_x .

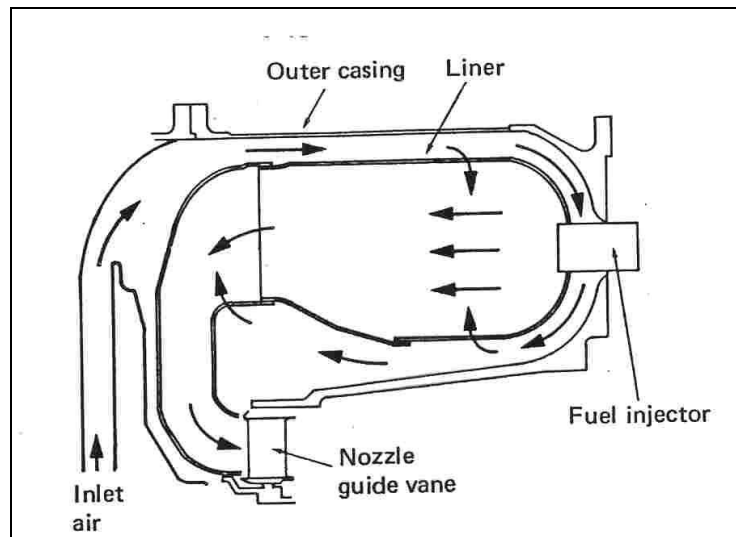


fig. 28 – Combustore a flusso inverso per piccoli motori

Utilizzando l'ultimo approccio sono stati sviluppati alcuni combustori con bassi NO_x. Il problema è di cercare di spostare i prodotti da un combustibile ricco ad uno povero per corrette condizioni di ingresso in turbina.

In questo passaggio il limite è di avere un tempo sufficientemente lungo per l'ossidazione delle specie CO e HC.

Il combustore **RQL** (Rich burn- quick mix-lean burn) di fig.29 è basato, in un primo stadio della combustione, sulla tecnica di bruciare il combustibile lontano dalle condizioni stechiometriche, in modo da evitare la produzione di NO_x termici seguendo i criteri descritti sopra.

La CO e gli idrocarburi incombusti generati nella zona ricca saranno ossidati nella zona povera. Il passaggio da una combustione ricca ad una povera è ottenuto tramite l'introduzione di un getto di aria che diluisce la miscela nella seconda regione (**quick mix o quench zone**). In questo modo il funzionamento del combustore è fortemente influenzato dall'efficienza della diluizione della penetrazione del getto nella fase **quench** ed è quindi necessario un progetto ottimizzato della geometria del combustore.

Le camere di combustione di ultima generazione (denominate **dry low NO_x**) puntano alla riduzione degli ossidi di azoto mediante l'utilizzo di una combustione più omogenea, senza l'iniezione di vapore.

In questo tipo di combustori si adottano *rapporti di equivalenza* Φ al bruciatore compresi tra 0.55 e 0.75, dunque nel campo delle miscele povere. La possibilità di impiegare dosature magre è legata al livello della miscelazione che si riesce ad ottenere prima che aria e combustibile raggiungano la zona di reazione. In definitiva la tendenza attuale è di abbandonare la combustione diffusiva a vantaggio di quella premiscelata. Combustori di questo tipo vengono denominati **lean premixed** (LP) se utilizzano combustibili gassosi, **lean premixed prevaporized** (LPP) se utilizzano combustibili liquidi.

La combustione povera premiscelata consente di contenere le temperature massime a valori sufficientemente bassi da ridurre le emissioni di NO_x. Tuttavia questo tipo di combustione presenta problematiche legate all'accensione del combustibile, alla stabilità della fiamma, nonché alla formazione della miscela nei condotti di premix ed a fenomeni di ritorno di fiamma negli stessi condotti. Nelle LPP si pone anche la problematica della vaporizzazione (prima del miscelamento) del combustibile. Per garantire l'accensione della miscela in questo tipo di combustori è possibile adottare una candeletta o una piccola fiamma pilota a diffusione "pilot" (in modo da creare una zona della camera in cui la miscela è praticamente stechiometrica).

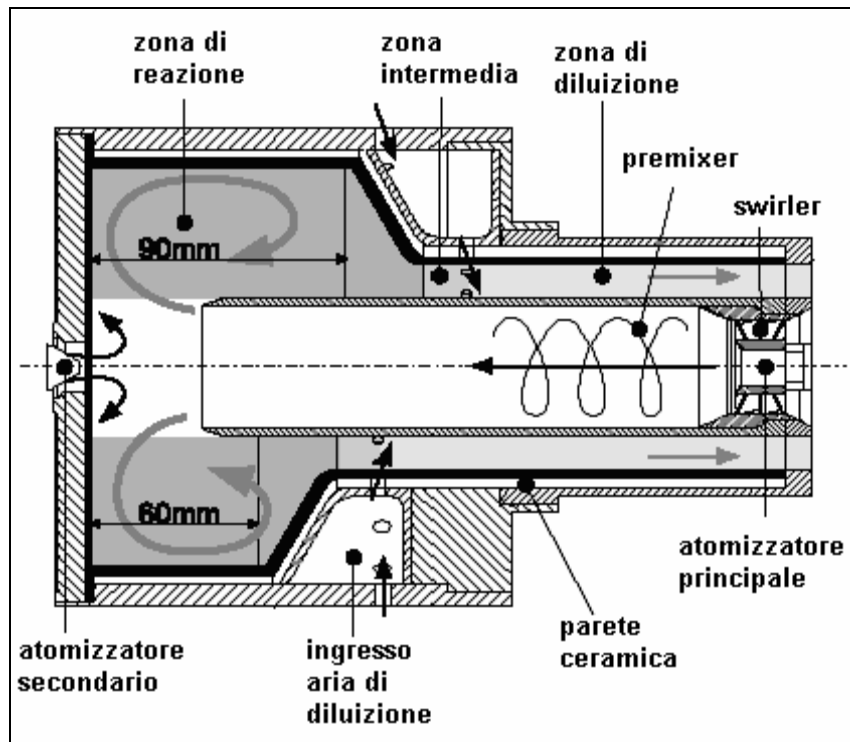


fig. 29 – Distribuzione di combustibile ed aria in un combustore QRL

3.5 Esempi realizzativi e stato dell'arte

Quello che contraddistingue le MTG è la loro semplicità e la loro compattezza, in particolare come detto l'utilizzo di turbomacchine a flusso radiale. Attualmente ci sono una dozzina di case costruttrici di turbine a gas.

La tab.2 riporta alcune caratteristiche delle microturbine commercialmente disponibili, o comunque in fase avanzata di sviluppo .

La prima generazione di MTG è basata sull'utilizzo di materiali metallici e su una tecnologia oramai affermata e come si può osservare dalla tabella, ha un rendimento del 30 %.

I primi sviluppi sulle MTG si ebbero nel 1945, principalmente per applicazioni di turbine a gas in campo motoristico in macchine per lavori pesanti. Alla fine degli anni '60 e agli inizi degli anni '70, i progressi ottenuti nelle MTG furono estesi al trasporto automobilistico dovuti alle loro basse emissioni.

Due modelli furono sviluppati nella metà degli anni 60 dalla Ford Motor Company, il modello 704 da 222 kW e quello 705 da 416 kW applicati ad autocarri diesel; nel 1971 Ford Motor Company sviluppò un modello più piccolo e leggero per applicazioni ad autocarri utilizzando rigeneratori ceramici.

Lo sviluppo delle MTG proseguì all'inizio degli anni '90 con i veicoli ibridi elettrici. Successivamente nuovi sviluppi nelle microturbine a gas si ebbero nella metà degli anni '90 per applicazioni di generazione di potenza distribuita e la produzione di queste MTG ebbe inizio nel 2000. Nella *tabella I.1* sono elencati alcuni generatori di MTG costruiti da Capstone, Ingersoll-Rand, Honeywell, Turbec, Elliott e Ansaldo.

La Capstone offre un modello da 30 kW con un'efficienza elettrica dichiarata del 27%, in versione per bassa e alta pressione del gas d'alimentazione, quest'azienda realizza oltre al modello di 30 kW descritto in tabella anche uno da 60 kW [4].

L'unità da 60 kW ha una lenta penetrazione nel mercato e le sue informazioni per quanto riguarda i dati di progetto e di funzionamento sono limitate. In ogni modo le due unità sono molto simili per quanto riguarda il "layout".

La microturbina è caratterizzata da un compressore e turbina a flusso radiale, con un generatore ad elevata velocità montato su di un singolo albero, l'albero è sostenuto da cuscinetti ad aria.

Ciò è visto come uno dei principali vantaggi di questa macchina rispetto alle altre case costruttrici che presentano cuscinetti lubrificati ad olio (tale opzione si trova anche per la MTG della Hooneywell).

L'adozione di tali cuscinetti risulta essere molto vantaggioso qualora si utilizzi la MTG per applicazioni in sistemi ibridi, in quanto si evita di sporcare di olio l'aria in uscita dal compressore, andando così a contaminare lo "stack" di celle a combustibile.

Per quanto riguarda la configurazione del rigeneratore è del tipo "wrap-around" pertanto Capstone predilige la compattezza della macchina.

La casa costruttrice Elliott realizza due MTG, di taglie rispettivamente 35kW e 45 kW elettrici. Il "layout" della turbina è molto simile a quello della Capstone, le unità sono disponibili con e senza rigeneratore.

Per quanto riguarda invece la MTG della Ingersoll Rand Power Work sono disponibili due taglie di potenza (70 e 250 kWe) esse presentano la particolarità di una configurazione bi-albero, con compressore e turbina montate su di un albero ed una turbina di potenza che guida il riduttore meccanico collegato ad un alternatore sul secondo albero.

Nelle pagine seguenti vengono riportati ora i più importanti parametri delle principali tipologie di microturbine presenti sul mercato (tab.2); come si può facilmente notare e come detto in precedenza il loro numero è infinitamente più piccolo rispetto a quello dei motori a combustione interna.

Ciò è dovuto al fatto che attualmente i costi da sostenere per questo nuovo tipo di tecnologia sono molto più elevati rispetto ai motori e quindi fino ad adesso sono state di fatto fuori dal mercato; questa tendenza però potrebbe invertirsi se in futuro ci si concentrerà principalmente sugli aspetti ambientali.

MOD.	POTENZA ELETT. (kW)	η_{el} (%)	PORT. FUMI (kg/s)	TEMP. FUMI (°C)	NOx (mg/Nm 3)	NOx (mg/kWh e)	NOx (ppm)	INGOMBRI (mm)	PESO (kg)
1 CAPSTO NE C30	30	26	0,31	275	19	213,2	9	1943x76 2x1516	405
2 CAPSTO NE C60	60	28	0,49	305	19	222	9	2108x76 2x1956	758
3 I.R. MT70 ELLIOTT	70	29	0,72	232	10,6	234,6	9	2140x13 10x2910	2270
4 TA100 TURBEC	100	29	0,78	293	50	725,8	24	2250x85 0x1940	2040
5 T100 CAPSTO	100	30	0,8	270	N.D.	384	15	2770x90 0x1810	2770
6 NE C200 I.R.	200	33	1,3	280	18	181,4	9	3700x17 00x2500	2775
7 MT250 CAPSTO	250	30	2,13	242	N.D.	187,3	9	4136x21 34x4063	5440
8 NE C600 CAPSTO	600	33	4	286	18	181,4	9	9100x24 00x2900	11475
9 NE C800	800	33	5,3	280	18	181,4	9	9100x24 00x2900	12700

tab.2 – Esempi di microturbine a gas

Per quanto riguarda il rendimento elettrico si può notare come le CAPSTONE di maggiore taglia siano le migliori (33%); ottimi risultati si hanno anche con la TURBEC T100 che supera la ELLIOTT TA100 di pari potenza ed eguaglia la IR MT250 che ha potenza più che doppia rispetto a queste ultime.

Nella seguente fig. 46 è riportato l'andamento del rendimento elettrico in funzione della taglia per i modelli sopracitati, si vede chiaramente come tali valori siano nettamente inferiori rispetto a quelli dei motori a combustione interna.

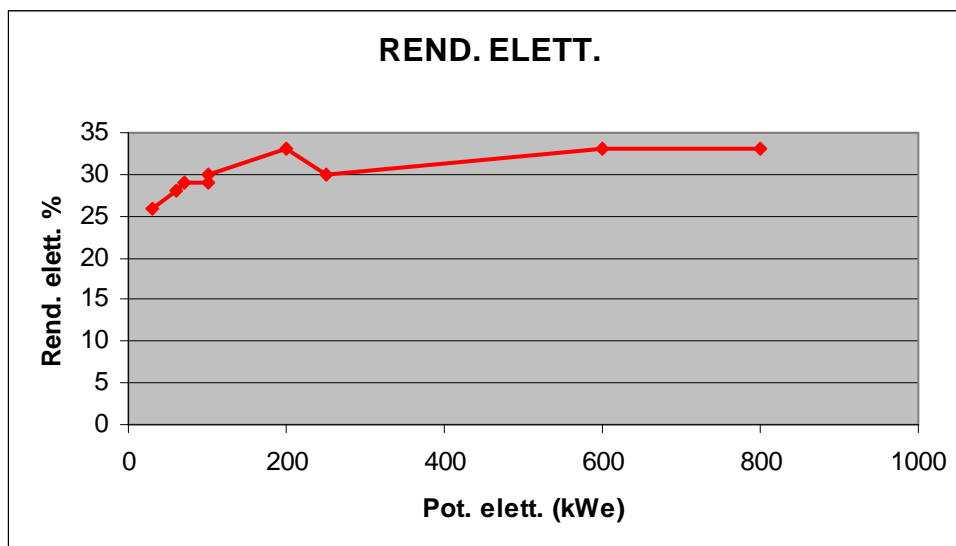


fig.30 – Rend. elett. In funzione della taglia

Analizzando invece l'andamento delle emissioni inquinanti si osserva come tutte (tranne la ELIOTT) emettano più o meno le stesse quantità di NO_x (al 15% di O₂) che oscillano tra 18 e 19 mg/Nm³, ossia un ordine di grandezza in meno rispetto ai più concorrenziali motori a combustione interna.

Delude molto come già detto il valore molto negativo della ELLIOTT; va però ricordato che certi costruttori per motivi di trasparenza preferiscono divulgare il valore massimo ottenibile e non una media di tale parametro (come ad esempio la TURBEC che comunque si comporta benissimo con un valore perfettamente in edia con gli altri di 18 mg/Nm³ (fig.31).

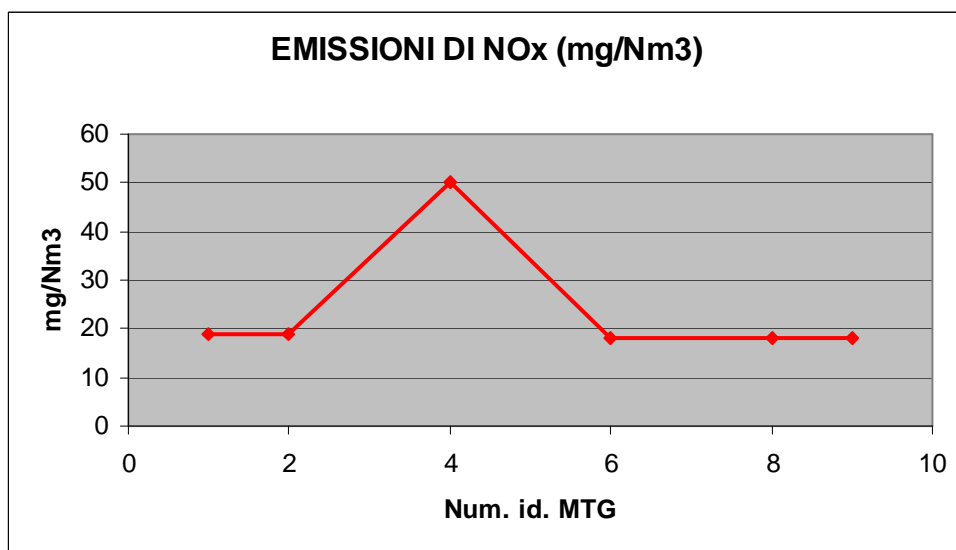


fig.31- Emissioni di NO_x in mg/Nm³ al 15% di O₂

Se si confrontano le emissioni in rapporto alla potenza erogata le migliori risultano ancora le CAPSTONE di taglia più grossa con 181,4 mg/kWhe, ottimi anche i risultati della IR MT 250, risultano invece alte le emissioni di TURBEC e ELLIOTT (384 e 725,8 mg/kWhe) probabilmente per i motivi esposti prima (fig.48).

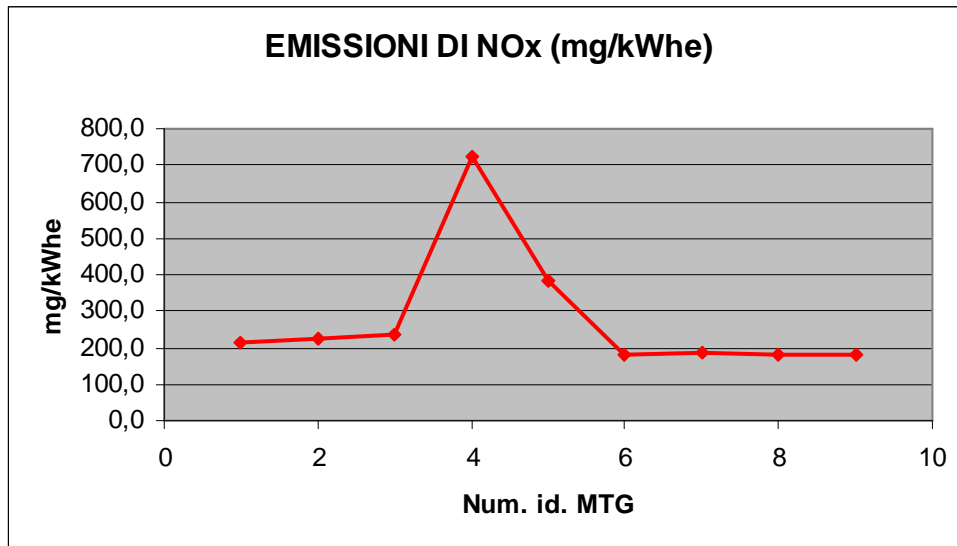


Fig.32 – Emissioni di NO_x in mg/kWhe