

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II

FACOLTA' DI INGEGNERIA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA PER L'ENERGETICA



TESI DI DOTTORATO

IN

INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI

XVIII CICLO

**Studio di una Microturbina a Gas per Sistemi
Cogenerativi ed Ibridi**

Tutor

Ch.mo Prof. Ing. Raffaele Tuccillo

Ch.mo Prof. Ing. Fabio Bozza

Ch.mo Prof. Ing. Maria Cristina Cameretti

Coordinatore

Ch.mo Prof. Ing. Raffaele Tuccillo

Dottorando

Ing. Antonino Pontecorvo

Introduzione

Questo lavoro ha origine da un progetto di ricerca in collaborazione tra l'Ansaldo Ricerche e il Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica (D.I.M.E.) finalizzato all'acquisizione di nuove conoscenze indispensabili per lo sviluppo di un sistema basato sull'impiego di una Micro Turbina a Gas, della potenza elettrica di 100 kW, per applicazioni nel settore della produzione di energia e cogenerazione distribuita. Il progetto originario – basato sullo studio di alcuni componenti essenziali per il sistema quali la camera di combustione e il gruppo di trasmissione del moto al generatore elettrico – ha infatti dato spunto alle attività di ricerca sviluppate in questi ultimi anni presso il D.I.M.E. e di cui si riferisce nel seguito [91, 102, 108, 111].

Il crescente interesse verso la produzione di energia tramite sistemi ibridi di taglia medio-piccola, basati sull'integrazione di celle a combustibile e *MTG*^(*), ha poi sollecitato ad analizzare la reale possibilità di integrare un sistema di celle a combustibile con una *MTG* preesistente. Tale tipo di impianto è in grado di raggiungere rendimenti elettrici paragonabili a quelli di impianti di grossa taglia, portando notevoli benefici anche dal punto di vista dell'impatto ambientale. Non a caso, infatti, molti ricercatori [127, 151, 154, 157] si stanno occupando di studiare tale tipo di impianto per ottimizzarne l'efficienza e il tipo di applicazione più appropriata.

Pertanto nella prima parte ci si è occupati di definire lo stato dell'arte delle micro turbine a gas, facendo cenno anche a quelle di taglia piccolissima, per ciò che concerne le prestazioni dei vari componenti, i loro limiti e gli sviluppi futuri.

Successivamente si è passati allo studio della *MTG* da 100 kW elettrici, analizzata sotto vari aspetti, in quanto la possibilità di raggiungere un livello competitivo delle prestazioni con gli altri sistemi di conversione di energia della stessa taglia dipende non solo dall'ottimizzazione del ciclo della turbina a gas ma anche dalla sua flessibilità in termini di adattamento a differenti risorse energetiche disponibili e alle variazioni di richiesta dell'utenza.

In primo luogo, la necessità di ottimizzare lo sfruttamento delle risorse energetiche e la riduzione delle emissioni di sostanze inquinanti sollecitano la ricerca di nuove soluzioni orientate sia ai classici metodi di risparmio energetico applicate a macchine termiche di taglia non convenzionale, sia all'incremento dello sfruttamento energetico delle biomasse e dei residui con contenuto energetico rilevante. Pertanto si analizza la possibilità di alimentare la Microturbina a gas, oltre che con combustibili convenzionali (Gas Naturale),

^(*) Nel seguito l'acronimo *MTG* sostituirà la più corretta denominazione "Micro Turbina a Gas"

con combustibili derivati da processi di gassificazione o di pirolisi delle biomasse o di rifiuti solidi urbani.

Inoltre è posta particolare attenzione alla possibilità di recupero energetico dai gas di scarico della Microturbina per i classici scopi cogenerativi. In particolare si sono analizzate particolari soluzioni basate su un ciclo a rigenerazione variabile per ottimizzare l'adattamento della Microturbina a gas a diverse situazioni di carico elettrico e termico.

La metodologia è basata sul presupposto che lo studio del semplice ciclo termodinamico, seppure di fondamentale interesse concettuale, mira a valutare le prospettive in termini di rendimento e potenza specifica, non risultando peraltro sempre altrettanto chiara l'effettiva realizzabilità della soluzione tecnico-impiantistica.

Pertanto dopo avere valutato il ciclo termodinamico (in modo accurato per quanto concerne le proprietà dei fluidi evolventi, le composizioni delle specie, la previsione preliminare degli ossidi d'azoto termici) si procede ad un'analisi più dettagliata che coinvolge le caratteristiche operative delle turbomacchine presenti e il loro accoppiamento fluidodinamico.

Tale analisi consente quindi di superare i limiti del precedente approccio termodinamico, in quanto associa ad ogni situazione operativa della macchina le effettive condizioni di portate attraverso i componenti e quindi note le mappe caratteristiche di compressori e turbine, i reali rapporti di compressione ed espansione con i corrispondenti rendimenti interni.

Il metodo è di particolare utilità sia per la previsione dell'intero dominio operativo della macchina, sia per una stima più realistica dei risultati derivanti dall'adozione di nuove soluzioni impiantistiche o dall'introduzione di differenti combustibili.

Nella seconda parte di questo lavoro di tesi, dopo alcuni cenni sulle celle a combustibile e sui sistemi ibridi, viene presentato un modello di calcolo ed i risultati per celle a combustibile ad ossidi solidi e *MTG* che sia in grado di andare a verificare le prestazioni e le potenzialità di un sistema *SOFC-MGT*. In particolare, si è voluto investigare su come integrare un sistema di conversione diretta basato su celle a combustibile ad ossidi solidi (*SOFC*) con la *MTG* di circa 100 kW elettrici ampiamente analizzata in precedenza.

A tale scopo, quindi, è stato studiato un sistema di generazione di potenza costituito da una *MGT* ed una *SOFC* caratterizzata da una geometria tubolare con *reforming* interno ed alimentata a metano. E' stata, quindi, effettuata un'ampia analisi di sensibilità ai parametri operativi da cui dipendono le prestazioni del sistema, come il fattore di utilizzazione del combustibile e la densità di corrente, avendo fissato le caratteristiche dell'impianto con

turbina a gas e, almeno in una prima caratterizzazione del sistema, la superficie della cella a combustibile.

Dopo questa prima analisi, di tipo termodinamico che ha permesso di caratterizzare il sistema ibrido ed individuare un punto nominale dell'impianto, si è passati ad analizzare il funzionamento in fuori progetto del sistema ibrido. Tale analisi mira a verificare se, con l'introduzione di uno *stack* di celle a combustibile, sia ancora possibile preservare un efficiente comportamento dei componenti della *MTG*, in un ampio campo di condizioni operative che comportano il funzionamento in fuori-progetto dei vari componenti. In particolare le variazioni più grandi riguardano il combustore a causa della notevole variazione della composizione dei reagenti.

Per tale ragione allo scopo di una completa verifica delle possibilità di integrazione della micro-turbina a gas con il sistema di celle a combustibile, lo studio viene completato dall'analisi del processo nella camera di combustione, nella sua originaria configurazione ma alimentata dai gas combustibili e dagli ossidanti residui provenienti dalla cella.

Le analisi succitate sono state realizzate attraverso lo sviluppo di codici di calcolo disponibili presso il D.I.M.E e opportunamente adattate allo scopo di questo lavoro.

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------|------------|
| CAPITOLO I..... | 1 |
| <i>Stato dell'Arte delle Micro Turbine a Gas.....</i> | <i>1</i> |
| <i>I.1 Aspetti Generali.....</i> | <i>1</i> |
| <i>I.2 Situazione del Mercato.....</i> | <i>3</i> |
| <i>I.3 Applicazioni.....</i> | <i>5</i> |
| <i>I.4 Considerazioni sul Progetto delle MTG.....</i> | <i>11</i> |
| <i>I.5 Descrizione del Ciclo Termodinamico.....</i> | <i>14</i> |
| <i>I.6 Effetti della Riduzione delle Dimensioni delle Turbomacchine....</i> | <i>16</i> |
| <i>I.7 Componenti Base delle MTG.....</i> | <i>22</i> |
| <i>I.8 Il Turbocompressore.....</i> | <i>22</i> |
| <i>I.9 Il Combustore.....</i> | <i>29</i> |
| <i>I.9.1 Metodi per ridurre le emissioni.....</i> | <i>30</i> |
| <i>I.9.2 Il combustore della MTG da 100 kWe dell' Ansaldo.....</i> | <i>38</i> |
| <i>I.9.3 Considerazioni sui micro combustori.....</i> | <i>40</i> |
| <i>I.10 Il Rigeneratore.....</i> | <i>45</i> |
| <i>I.10.1 Configurazione del rigeneratore.....</i> | <i>51</i> |
| <i>I.10.2 Geometria delle superfici di scambio termico.....</i> | <i>52</i> |
| <i>I.10.3 Limiti dei materiali dei rigeneratori e sviluppi futuri.....</i> | <i>58</i> |
| <i>I.11 Il Generatore.....</i> | <i>66</i> |
| <i>I.12 I Cuscinetti.....</i> | <i>70</i> |
| | |
| CAPITOLO II..... | 73 |
| <i>MTG da 100 kWe.....</i> | <i>73</i> |
| <i>II.1 Introduzione.....</i> | <i>73</i> |
| <i>II.2 Configurazione dell'Impianto e Dati di Progetto.....</i> | <i>75</i> |
| <i>II.3 Analisi Termodinamica.....</i> | <i>81</i> |
| <i>II.3.1 Parametri caratteristici della cogenerazione.....</i> | <i>85</i> |
| <i>II.3.2 Risultati dell'Analisi Termodinamica.....</i> | <i>90</i> |
| <i>II.3.3 Alimentazione mediante biocombustibili.....</i> | <i>96</i> |
| <i>II.3.4 Risultati dell'analisi termodinamica con i biocombustibili.....</i> | <i>97</i> |
| <i>II.4 Analisi di Accoppiamento tra i Componenti.....</i> | <i>105</i> |
| <i>II.4.1 Risultati dell'analisi di accoppiamento tra i componenti.....</i> | <i>110</i> |
| <i>II.4.2 Alimentazione mediante biocombustibili.....</i> | <i>114</i> |
| <i>II.4.4 Funzionamento con miscele di combustibile.....</i> | <i>118</i> |
| <i>II.4.5 Funzionamento con carico elettrico e termico variabile.....</i> | <i>120</i> |
| <i>II.5 Confronto con i Risultati ottenuti con il Software GSP.....</i> | <i>134</i> |
| | |
| CAPITOLO III..... | 139 |
| Celle a Combustibile e Sistemi Ibridi..... | 139 |
| <i>III.1 Introduzione.....</i> | <i>139</i> |

| | | |
|----------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|------------|
| III.2 | <i>Storia delle Celle a Combustibile.....</i> | 140 |
| III.3 | <i>PrincipiBase delle Celle a Combustibile.....</i> | 141 |
| III.4 | <i>Tipologia di Celle a Combustibile.....</i> | 142 |
| III.5 | <i>Combustibile per Fuel Cell.....</i> | 148 |
| III.5.1 | <i>Elettrolisi dell'acqua.....</i> | 148 |
| III.5.1 | <i>Gassificazione del carbone.....</i> | 149 |
| III.5.1 | <i>Steam reforming.....</i> | 150 |
| III.6 | <i>Reforming Interno.....</i> | 152 |
| III.7 | <i>Materiali e Struttura delle SOFC.....</i> | 155 |
| III.7. | <i>Il catodo.....</i> | 156 |
| III.7.2 | <i>L'elettrolita</i> | 157 |
| III.7.3 | <i>L'anodo.....</i> | 157 |
| III.7.4 | <i>L'interconnessione.....</i> | 157 |
| III.8 | <i>Generalità sui Sistemi Ibridi.....</i> | 158 |
| III.9 | <i>Stato dell'Arte dei Sistemi Ibridi.....</i> | 159 |
| III.10 | <i>Varie Configurazioni di MTG e Celle a Combustibile.....</i> | 162 |
| CAPITOLO IV..... | | 165 |
| <i>Analisi di un sistema ibrido con SOFC e MTG.....</i> | | 165 |
| IV.1 | <i>Introduzione.....</i> | 165 |
| IV.2 | <i>Descrizione e Configurazione del Sistema Ibrido.....</i> | 166 |
| IV.3 | <i>Definizione del Modello di Calcolo.....</i> | 168 |
| IV.4 | <i>ModelloTermodinamico di una SOFC.....</i> | 171 |
| IV.4.1 | <i>Mixer/Eiettore.....</i> | 172 |
| IV.4.2 | <i>Pre-Reformer.....</i> | 175 |
| IV.4.3 | <i>Cella a combustibile (lato anodo)</i> | 179 |
| IV.4.4 | <i>Cella a combustibile (lato catodo)</i> | 180 |
| IV.4.5 | <i>Camera di combustione.....</i> | 181 |
| IV.5 | <i>Modello Elettrochimico.....</i> | 184 |
| IV.5.1 | <i>Perdite ohmiche.....</i> | 189 |
| IV.5.2 | <i>Perdite per concentrazione.....</i> | 190 |
| IV.5.3 | <i>Perdite per attivazione.....</i> | 192 |
| IV.6 | <i>Calcolo del Rendimento e della Potenza Generata dalla Cella....</i> | 193 |
| IV.7 | <i>Analisi dei Risultati.....</i> | 193 |
| IV.7.1 | <i>Analisi parametrica.....</i> | 197 |
| IV.7.2 | <i>Effetto del fattore di utilizzazione dell'aria.....</i> | 202 |
| IV..7.3 | <i>Effetto della T.I.T.</i> | 204 |
| III.7.4 | <i>Un esempio di processo di combustione nella MTG.....</i> | 206 |
| IV.8 | <i>Analisi in Fuori Progetto.....</i> | 211 |
| IV.9 | <i>Modello della SOFC per il Fuori Progetto.....</i> | 216 |
| IV.10 | <i>Risultati dell'Analisi di Accoppiamento tra la SOFC e la MTG.....</i> | 216 |

| | |
|---------------------------|-----|
| <i>Conclusioni</i> | 229 |
| <i>Bibliografia</i> | 232 |

CAPITOLO I

Stato dell'Arte delle MTG

1.1 ASPETTI GENERALI

Allo stato attuale, l'energia elettrica viene generata principalmente da impianti motori termici (utilizzando, carbone, olio combustibile e gas naturale), impianti idrici e nucleari. La potenza erogata da questi impianti di produzione d'energia parte quindi dall'ordine di grandezza dei Megawatt. Tuttavia, la crescente enfasi posta nei confronti della generazione d'energia distribuita ed il grande sviluppo compiuto negli ultimi decenni dalla tecnologia delle turbine a gas ha fatto sì che l'interesse fosse rivolto verso l'impiego di turbine a gas aventi taglie molto ridotte. A ciò si deve aggiungere il grande impegno posto da molti ricercatori nello sviluppo dei sistemi ibridi, vale a dire per l'accoppiamento di celle a combustibile e turbine a gas. Ricordiamo che una considerevole percentuale del calore generato dalla combustione nelle turbine a gas si ritrova disponibile nei gas esausti a temperature medie rilevanti. Questo spiega perché le turbine a gas sono estremamente adatte per applicazioni cogenerative e per produzione distribuita d'energia. Per quanto

riguarda queste piccole turbomacchine è usuale indicarle genericamente come “micro – turbine a gas” ma in realtà si può distinguere fra ultra- MTG, MTG, Mini turbine a gas, anche se è molto difficile indicare una netta separazione fra le 3 tipologie.

Indicheremo con ultra-MTG quelle con una potenza elettrica minore di 5 kW, con MTG quelle comprese fra i 5 e i 200 kW, ed infine Mini turbine a gas quelle con una potenza elettrica compresa fra i 200 e i 500 kW. L'impiego delle turbine a gas per la generazione di potenza elettrica su piccola scala è una realtà sicuramente innovativa. Infatti, se le turbine a gas da pochi MW sono progettate semplicemente scalando le unità più grandi (operando in ciclo semplice e con compressore e turbina assiali), le microturbine sono caratterizzate da un completo ripensamento dell'architettura della macchina e si basano sull'impiego di un ciclo rigenerativo e di turbomacchine radiali, assai più economiche ed operanti ad un numero di giri elevatissimo. Le turbine a gas di grossa taglia, confrontate con le microturbine a gas, godono dei vantaggi economici dati dalle prestazioni e dalla grandezza, mentre le piccole turbomacchine hanno rendimenti significativamente più bassi. Questo è dovuto ad un'altezza delle pale più piccola, alle tolleranze di fabbricazione e finitura delle superfici. Inoltre, la loro geometria, rende il raffreddamento delle pale molto difficile, sebbene i vantaggi delle temperature d'ingresso in turbina dipendano essenzialmente dalla tecnologia dei materiali.

La *figura I.1* mostra, in modo schematico, l'assetto generale seguito dai progetti di microturbine. Gli elementi fondamentali sono:

- Il turbocompressore, costituito da un compressore centrifugo e da una turbina radiale centripeta, operante a velocità di rotazione comprese fra i 40000 e 100000 giri/min per microturbine a gas con potenze dell'ordine dei kW e 10^6 giri/min per potenze dell'ordine delle decine di Watt.
- Il rigeneratore, necessario a conseguire prestazioni ottimali con i limitati rapporti di compressione del ciclo (circa 4) consentiti dalla tipologia delle turbomacchine.
- Il combustore che pur non volendo presentare peculiarità innovative rispetto alla normale tecnologia delle turbine a gas, consente di raggiungere valori d'emissione di NO_x dell'ordine di 10/25 ppmd al 15% di O₂, indicativamente un ordine di grandezza in meno rispetto ai motori alternativi a gas.
- Il sistema di conversione della frequenza. Per evitare l'impiego di riduttori, un generatore solidale all'albero della turbina produce energia elettrica ad alta frequenza, poi riportata a 50 Hz mediante un convertitore statico a raddrizzatore ed inverter. Il turbogeneratore può, quindi, funzionare a qualsiasi velocità operando ai carichi parziali a velocità di rotazione variabile.

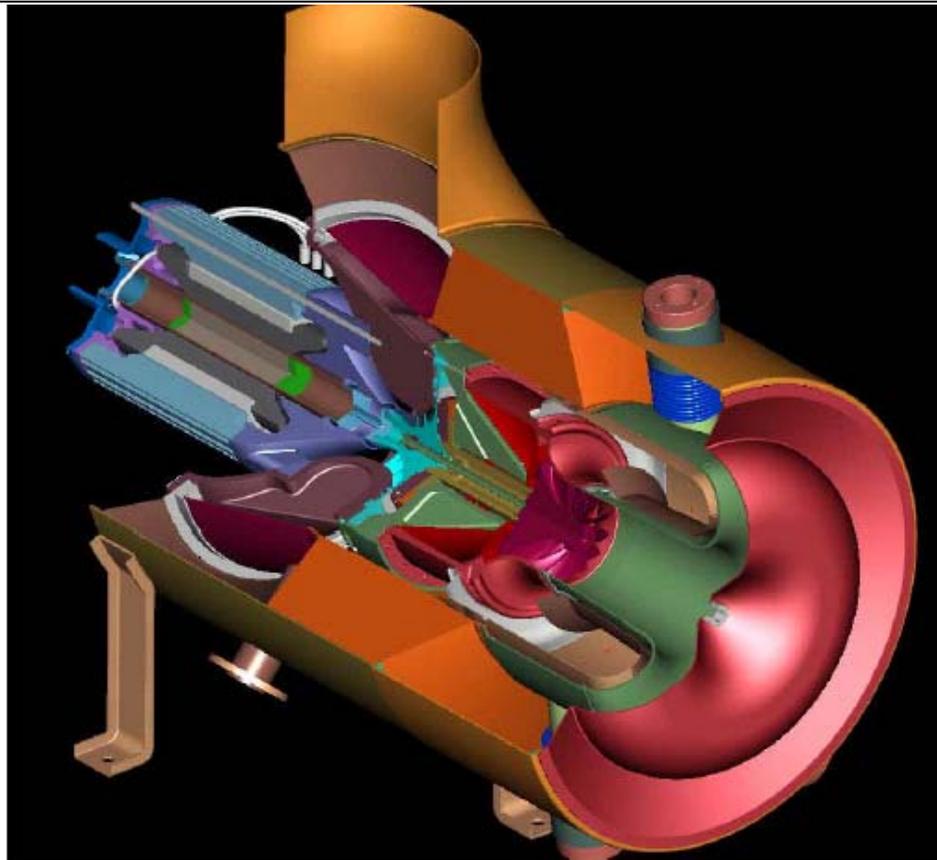


Fig. I.1. Schema di Microturbina a gas (dal rif. [1])

I.2 SITUAZIONE DEL MERCATO

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 *tabella I.1* riporta alcune caratteristiche delle microturbine commercialmente disponibili, o comunque in fase avanzata di sviluppo [2]. 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. Il modello 705 viene mostrato in *figura I.2*.

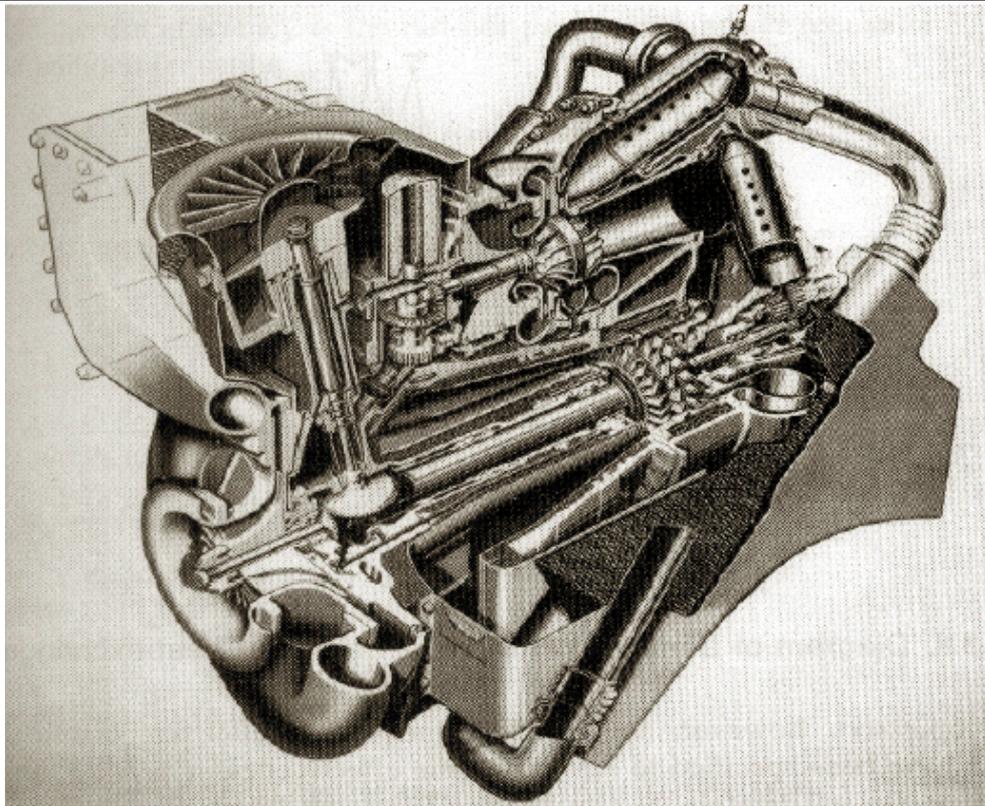


Fig. I.2. Spaccato del modello 705 Ford Motor Company (dal rif. [3])

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, Bowman, Turbec, Teledyne, 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 Honeywell). 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, è una macchina della taglia di 70 kW elettrici e presenta 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. Infine facciamo osservare che, per quanto riguarda la MTG costruita dalla Bowman, tale turbomacchina è caratterizzata dal "by-pass" del rigeneratore. Tale opzione ci permette di avere una maggiore flessibilità in termini di potenza termica utile per scopi cogenerativi.

| Costruttore | | Capstone | IR | Honeywell | Bowman | Turbec | Teledyne | Elliott | Ansaldo |
|----------------------------------------------------------------|--------------|-------------|------------|-------------|-------------|-------------|-----------|-------------|-------------|
| Modello | | MD330 | Powerworks | Parallon 75 | TG80 | T100 | RGT-3600 | TA-45R | Micro Cog. |
| Potenza Nominale (kW) | | 30 | 70 | 75 | 80 | 100 | 150 | 45 | 100 |
| Configurazione | | Mono-albero | Bi-albero | Mono-albero | Mono-albero | Mono-albero | Bi-albero | Mono-albero | Mono-albero |
| Cuscinetti | | Aria | Olio | Aria | Olio | Olio | Olio | Olio | - |
| Rendimento Globale (%) | Con Rigen. | 27 | 33 | 27 | 26 | 30 | 28 | - | 34 |
| | Senza Rigen. | 14 | - | - | 14 | - | - | - | 17 |
| Velocità di Rotazione | | 96000 | 60000 | 75000 | 68000 | 70000 | 36000 | 116000 | 64000 |
| NOx Emission (ppm, O2 15%) | | <9 | <9 | <50 | <25 | <15 | - | - | <40 |
| Livello di Rumore (DBA) | | 65 10m | - | 65 10m | 77 1m | 70 10m | - | - | 75 10m |
| Temp.dei gas esausti (°C) | Con Rigen. | 260 | 200 | 250 | 260 | 55 | 274 | 288 | 257 |
| | Senza Rigen. | 518 | - | - | 650 | - | - | 704 | 674 |
| Tab. I.1. Caratteristiche tecniche di generatori di MTG | | | | | | | | | |

I.3 APPLICAZIONI

In un mercato guidato dall'economia un nuovo sistema di generazione di potenza può solo essere introdotto quando offre alcuni benefici (operativi, funzionali ed economici) confrontati con i sistemi esistenti. Le Microturbine sono particolarmente adeguate per applicazioni riguardanti la generazione distribuita grazie alla loro flessibilità nei sistemi di

connessione, abilità di essere collocati in parallelo per servire più grandi carichi, capacità di fornire energia elettrica affidabile e stabile, e per essere caratterizzate da basse emissioni. La Microturbina può essere impiegata con successo ovunque vi sia bisogno d'energia elettrica e/o termica, sia nel settore industriale sia civile (terziario), pubblico e privato, e negli impianti di teleriscaldamento. Trova, inoltre applicazione nel settore militare, marino, agricolo, distillazione e desalinizzazione dell'acqua. I tipi d'applicazione includono:

❖ ***Generazione continua***

L'uso di Microturbine per la generazione continua coinvolgerà tipicamente le applicazioni che richiedono oltre 6.000 ore di funzionamento l'anno. Per riuscire ad entrare in tale tipologia di mercato, le Microturbine dovranno poter generare energia elettrica a costi competitivi con quelli della rete. Tuttavia in determinate circostanze, come nel caso d'utenti che hanno profonde preoccupazioni circa l'affidabilità della rete elettrica o circa la qualità dell'alimentazione, può essere preferibile produrre l'energia elettrica "in loco", anche ad un prezzo maggiore, piuttosto che allacciarsi alla rete elettrica. Infatti, ci sono alcune applicazioni che richiedono un'alimentazione con una qualità maggiore di quella fornita dalla rete elettrica, stiamo parlando di una corrente che abbia una definita forma d'onda, frequenza e/o fattore di potenza. Ci riferiamo a quelle industrie che utilizzano attrezzature elettroniche molto sensibili o macchinari che funzionano soltanto con corrente continua. Queste, per evitare i rischi derivanti dalla rete elettrica, preferiscono prodursi da soli l'energia per evitare gli alti costi dei guasti che ne potrebbero derivare.

❖ ***Razionalizzazione del carico elettrico***

Si sa che i costi dell'energia elettrica variano secondo fasce orarie, nelle ore di punta il costo del chilowattora può essere 3-5 volte superiore a quello dell'utilizzo d'energia elettrica in ore vuote. In queste situazioni potrebbe essere molto conveniente evitare di pagare i prezzi elevati del chilowattora, facendo funzionare in parallelo con la rete un sistema di Microturbina a gas che fornisca energia elettrica quando acquistarla è economicamente sfavorevole. Queste unità funzionano molto meno frequentemente dell'alimentazione continua e sono usate soltanto per diverse centinaia di ore l'anno.

❖ ***Cogenerazione***

Nelle applicazioni della produzione combinata di energia termica ed elettrica, il flusso di gas di scarico delle Microturbine è utilizzato per produrre acqua calda per usi sanitari, per muovere gruppi ad assorbimento in grado di riscaldare, di raffreddare, deumidificare ed assicurare altri fabbisogni di energia termica in un'abitazione o in un processo industriale. Alcune applicazioni di Microturbine basate sulla produzione combinata energia elettrica e

termica hanno la possibilità di by-passare l'eventuale presenza di un rigeneratore. In questo modo, la temperatura di uscita dalla turbina dei gas combusti è più alta, ne consegue una maggiore potenza termica disponibile per il recupero.

❖ **Generazione a distanza**

La generazione a distanza riguarda quelle applicazioni molto difficili da raggiungere con la rete elettrica, come siti di montagna, ma anche luoghi dove sono richieste operazioni di estrazione e produzione di gas e di petrolio e determinati lavori minerari. Le Microturbine, grazie alla possibilità di essere alimentate con diversi combustibili, sono ideali per l'utilizzo in siti remoti, dove le linee elettriche difficilmente possono essere allacciate.

❖ **Generazione di sostegno**

Negli ospedali, nei centri di elaborazione dati, negli aeroporti è indispensabile che non si verifichi mai un'interruzione, nemmeno di breve durata, dell'alimentazione da parte della rete pubblica; in gergo si dice che non vi devono essere buchi di tensione. Basti pensare ad una sala operatoria in cui è vitale che certe apparecchiature funzionino con continuità, oppure a un calcolatore che per un certo tempo (magari non breve) deve eseguire una complicata serie di operazioni. In tali applicazioni un sistema di generazione di energia elettrica come la Microturbina a gas risulta essere molto vantaggioso per la sua rapidità negli avviamenti.

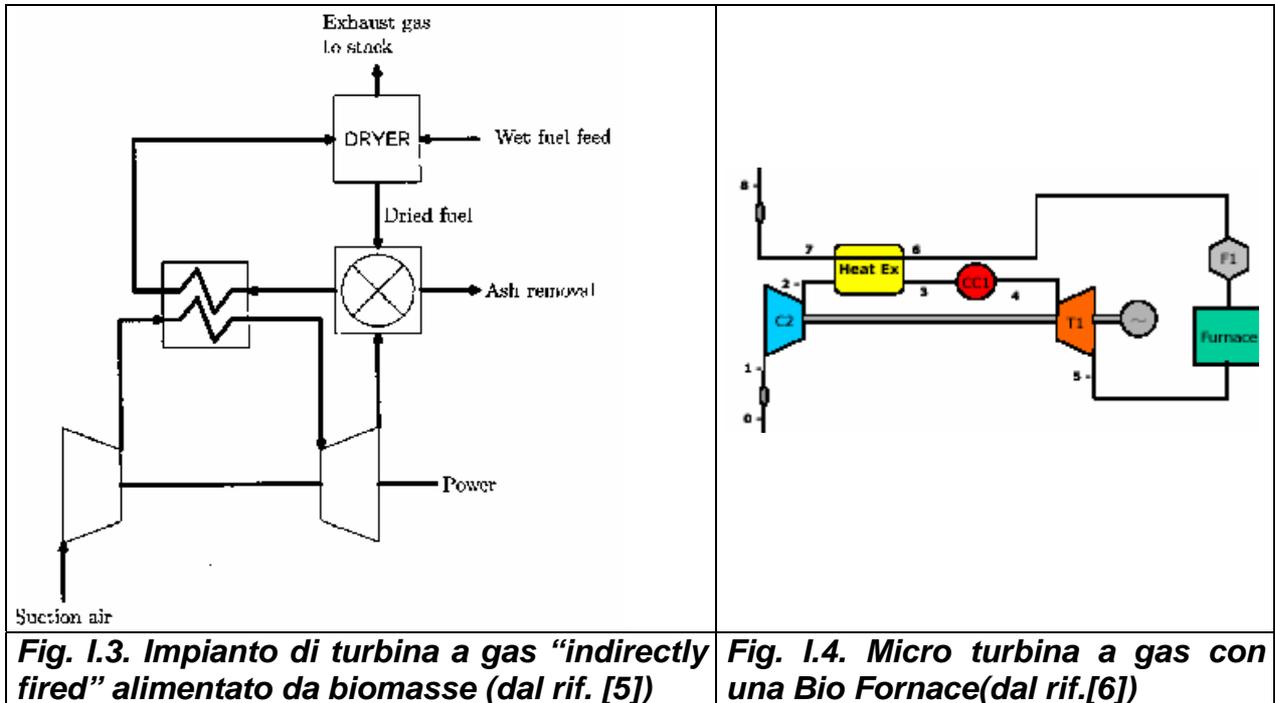
❖ **Alimentazione mediante biocombustibile**

Un elemento di forte innovazione sarà costituito dalla possibilità di alimentare le Microturbine con biocombustibili. Il superamento delle problematiche connesse all'utilizzo di tali combustibili in sistemi basati su turbine a gas, dotati di elevata affidabilità ed efficienza e con ridotte emissioni di NO_x e di CO, rappresenta un salto tecnologico di notevole portata sulla strada dello sviluppo sostenibile, amplificando enormemente i vantaggi connessi alla generazione di energia e calore da biomasse di origine agricola e forestale. A tal proposito, facciamo presente il crescente interesse nell'applicare la tecnologia delle Microturbine a gas in piccoli centri urbani, per risolvere il problema dello smaltimento dei rifiuti solidi urbani. Il rifiuto smaltito in discarica può essere considerato a tutti gli effetti come una fonte di energia oltre che come una normale fonte di inquinamento. Questa soluzione permetterebbe di ridurre l'impatto a livello globale che la miriade di discariche, presenti sul terreno nazionale e non, hanno sull'ambiente[5,6]. Due sono i principali punti da investigare:

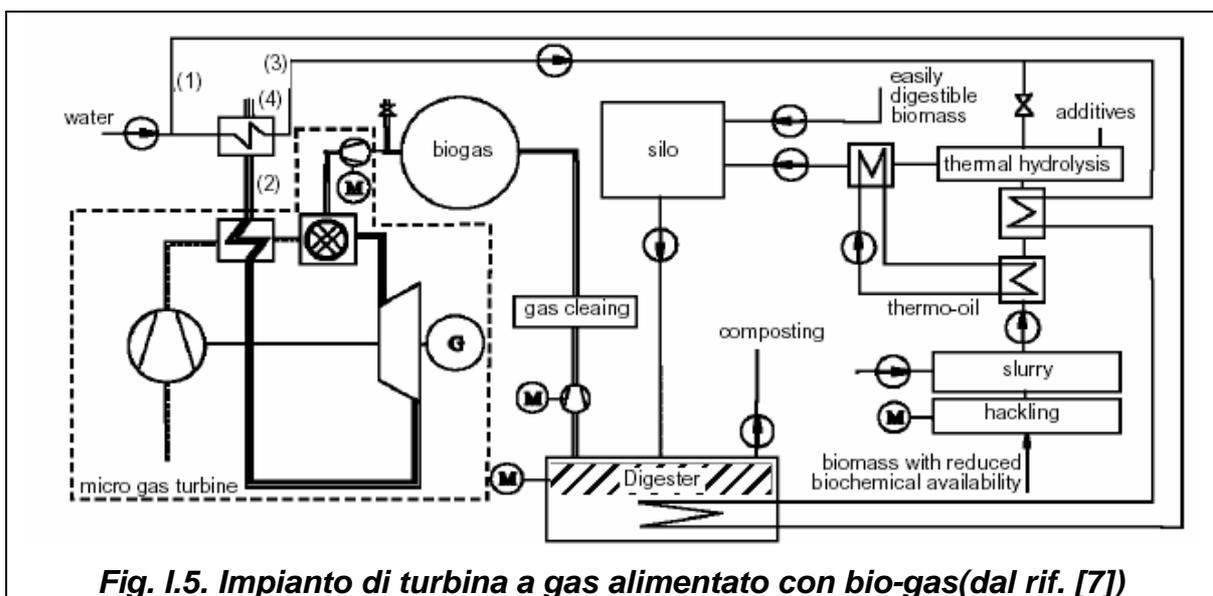
- Il primo riguardante l'adozione di un sistema di combustione che sia in grado di essere alimentato anche con combustibili con un basso potere calorifico.

- Il secondo l'introduzione di un opportuno sistema di gassificazione nell'impianto.

Riguardo al primo punto la scelta che sembra essere preferita è quella di un ciclo del tipo "indirectly fired" (figure I.3 e I.4).



Un esempio di sistema di MTG, integrato in un impianto di gassificazione e pirolisi di biomasse e rifiuti solidi urbani, è rappresentato rispettivamente in figura I.5. e I.6.



È interessante quindi segnalare a tal proposito diversi progetti di MTG in grado di produrre potenze nell'ordine delle decine di Watt *figura I.8 [10,11]*.

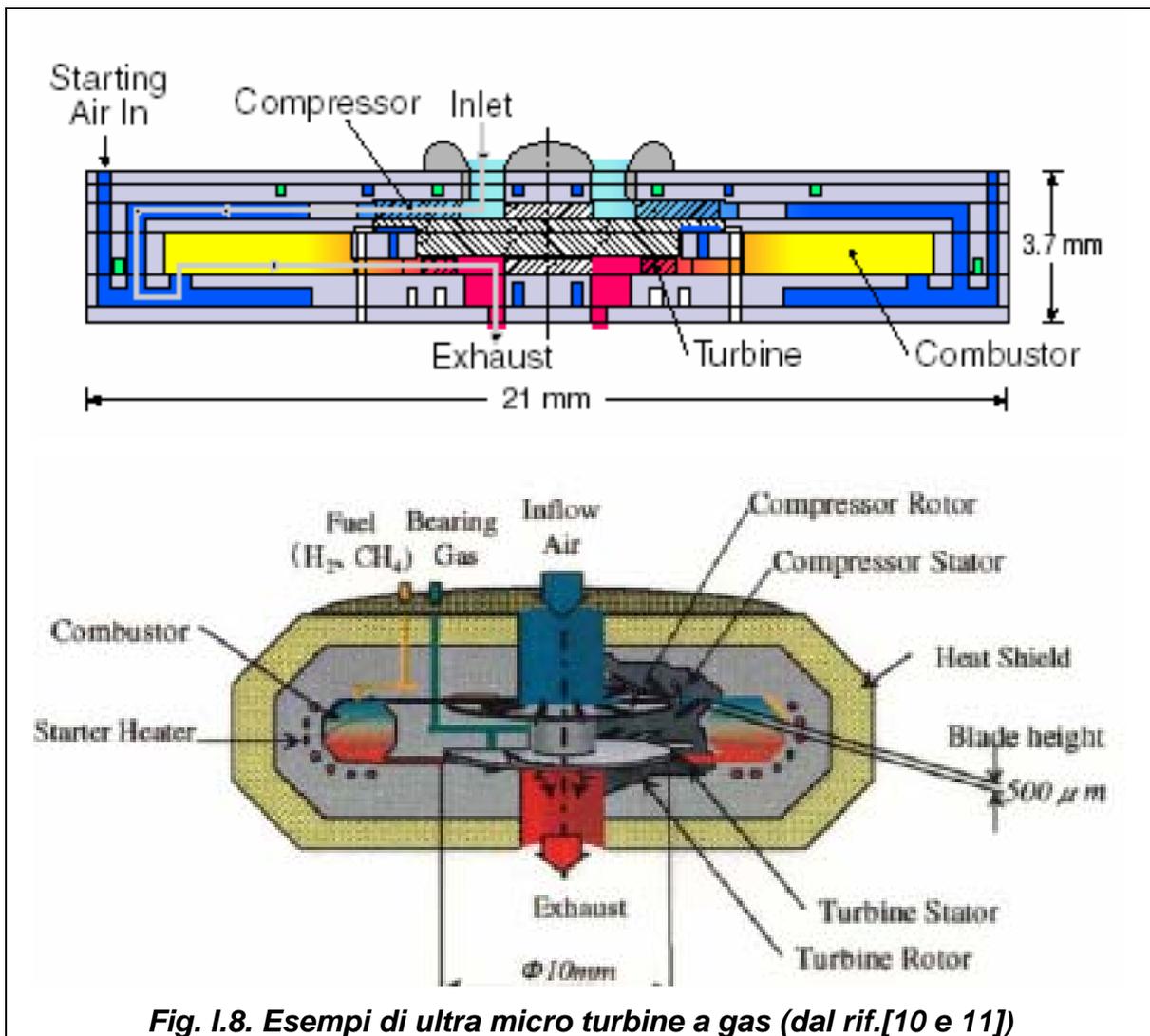


Fig. I.8. Esempi di ultra micro turbine a gas (dal rif.[10 e 11])

Possono essere immaginate diverse applicazioni per le ultra micro turbine a gas. In generale esse possono essere divise in due gruppi. Da una parte le applicazioni dove la turbina a gas è utilizzata in generazione di potenza trasportabile, dall'altra può essere utilizzata per la generazione di potenza per piccoli veicoli.

Fra le applicazioni per generazione trasportabile ci sono quelle militari in cui le ultra micro turbine a gas possono essere utilizzate per coprire l'esigenza di energia di radio, sensori, display e computer oppure applicazioni civili come carica batterie per telefonini o trapani portatili. Per quanto riguarda infine le applicazioni per la propulsione di veicoli si guarda a questa tecnologia per l'alimentazione di aerei spia.

❖ Sistemi ibridi

La più importante e vantaggiosa tecnologia, nel campo della produzione di energia, sarà nel prossimo futuro l'accoppiamento delle turbine a gas con celle a combustibile ad elevata

temperatura, per fornire energia con emissioni sostanzialmente nulle e rendimenti molto elevati. Tali sistemi di generazione di energia vengono detti ibridi, in quanto si ha l'accoppiamento di una macchina termica, come la turbina a gas, con una cella a combustibile. Una cella a combustibile genera energia elettrica direttamente attraverso reazioni elettrochimiche ed è più efficiente di un motore termico perché non deve sottostare ai vincoli della legge di Carnot che limita i rendimenti delle macchine termiche, eliminando, inoltre, parti meccaniche e macchine rotanti. Le celle a combustibile ad alte temperature, come le celle ad ossidi solidi (SOFC) che utilizzano ossido di zirconio come elettrolita o le celle a carbonati fusi (MCFC), sono particolarmente interessanti per applicazioni ibride in quanto la loro temperatura di funzionamento è compresa fra i 750 e i 1000 °C. Secondo le previsioni le celle a combustibile giocheranno un ruolo molto importante nel mercato della generazione distribuita nel prossimo futuro. Come documentato da progetti avanzati [121, 137, 140], l'accoppiamento ibrido costituito da una Microturbina a gas e da una cella a combustibile può portare a rendimenti che possono arrivare anche oltre il 60% riferito al potere calorifico inferiore del combustibile, per cui questo sistema rappresenta una buon'idea per l'erogazione di energia elettrica distribuita con piccole unità. In aggiunta, tali impianti hanno emissioni gassose estremamente basse, in particolare quelle di ossido di azoto.

Nonostante questi incoraggianti risultati è, tuttavia, chiaro come significativi progressi debbano ancora essere compiuti prima che le celle a combustibile possano diventare una tecnologia di produzione di energia totalmente competitiva con i sistemi tradizionali in special modo per il difficile accoppiamento fra la microturbina a gas e la cella a combustibile [142].

1.4 CONSIDERAZIONI SUL PROGETTO DELLE MTG

Le prestazioni delle MTG dipendono dalla scelta della configurazione del ciclo termodinamico che a sua volta è fortemente influenzato dal tipo di applicazione che sarà adottata dall'utente. Le prestazioni termodinamiche al punto di progetto sono essenzialmente funzione di 3 parametri:

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

Il rapporto di compressione è dettato dal tipo di compressore e dal materiale. Rapporti di compressione superiori a 3 sono desiderabili per minimizzare i volumi del rigeneratore e

del combustore. 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. Allo scopo di evidenziare l'importanza degli effetti di gioco nelle MTG riportiamo la *figura I.9*. 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%.

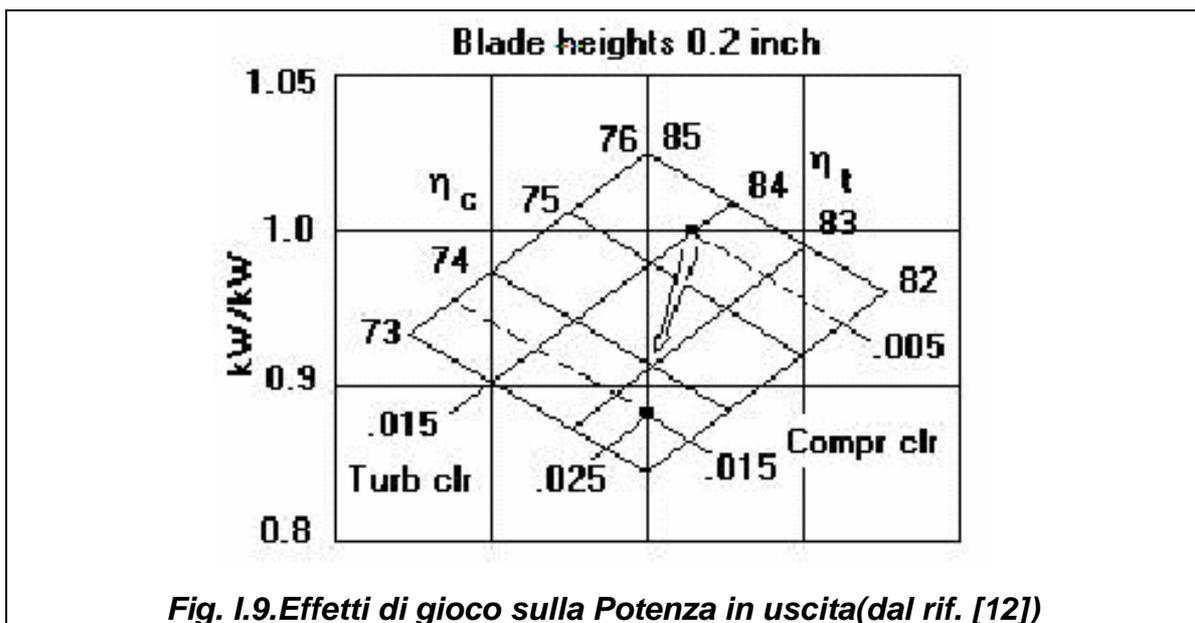


Fig. I.9. Effetti di gioco sulla Potenza in uscita (dal rif. [12])

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. Utilizzando le esistenti tecniche agli elementi finiti si è visto che è stato possibile normalizzare sia gli stress termici sia la temperatura limite cui il metallo del rotore può resistere, come una funzione della velocità periferica e della temperatura d'ingresso dei gas [13]. Pertanto, in *figura I.10* è presentato un diagramma della durata a rottura di un rotore di una turbina radiale. I risultati sorprendentemente indicano che più alte velocità periferiche portano ad un incremento della durata a rottura.

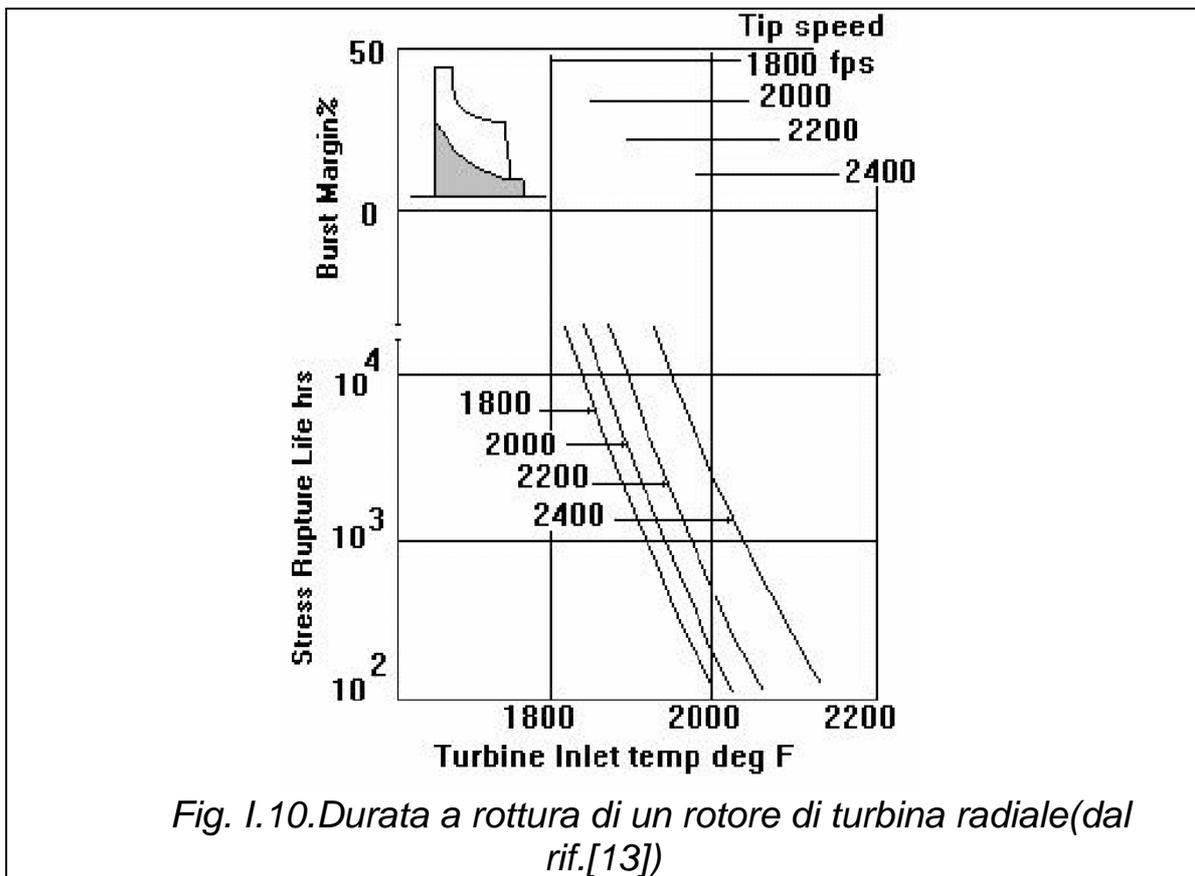


Fig. I.10. Durata a rottura di un rotore di turbina radiale(dal rif.[13])

Nel diagramma in *fig. I. 11* viene riportata l'influenza della temperatura d'ingresso in turbina sul rendimento del ciclo. Come si poteva immaginare, la *figura I.11*, 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".

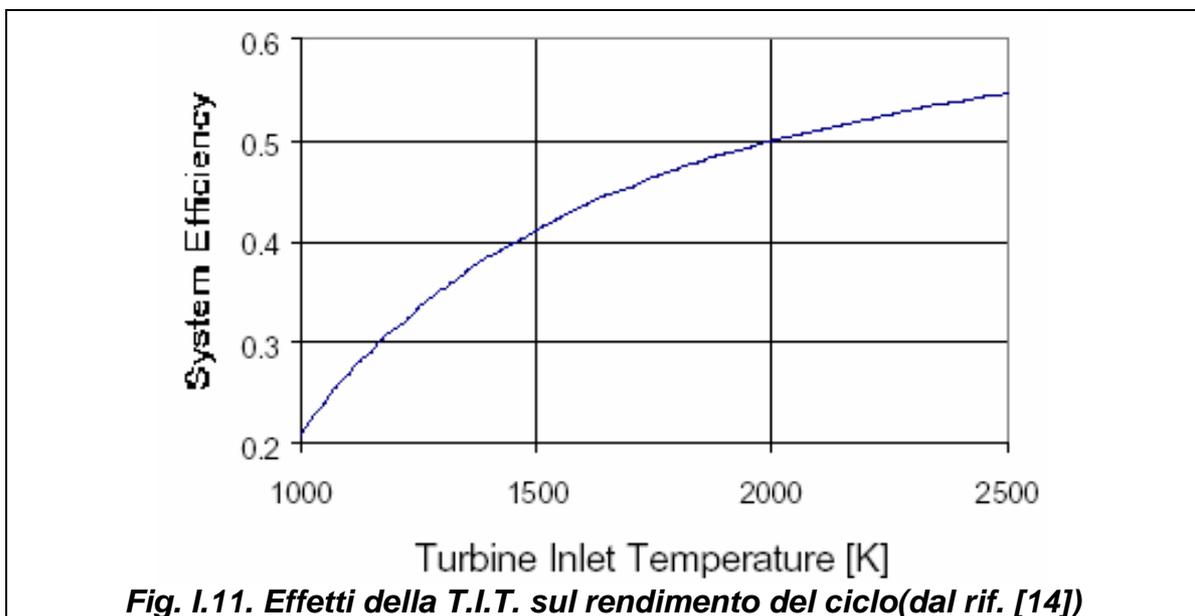


Fig. I.11. Effetti della T.I.T. sul rendimento del ciclo(dal rif. [14])

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 paletta 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%.

1.5 DESCRIZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO

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 figura I.12.

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. 1.13). 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 kW_e presentano rendimenti variabili dal 15% al 20% in ciclo semplice e dal 20% al 30% in ciclo rigenerativo.

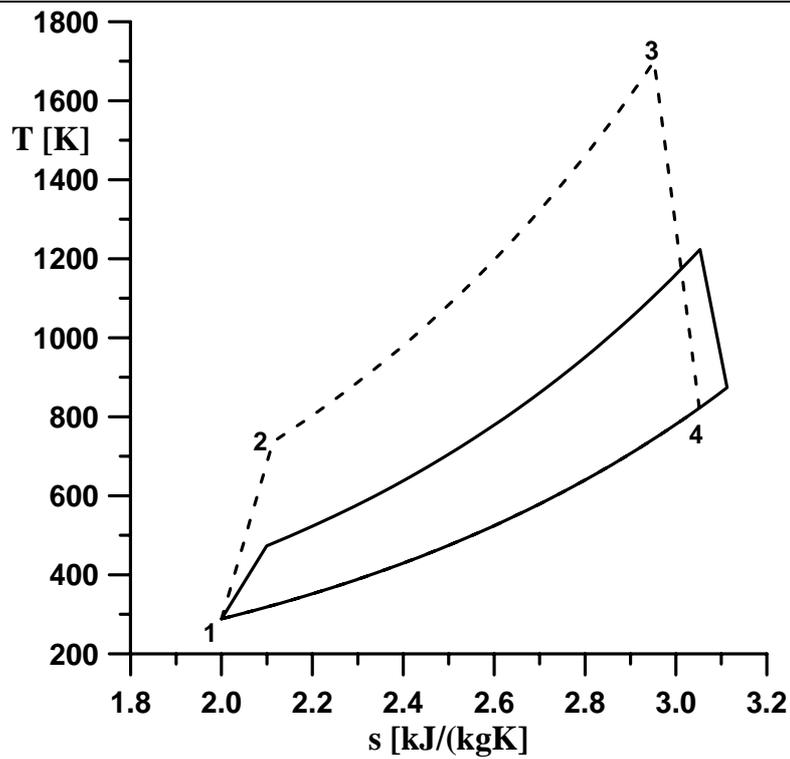


Fig. I.12. Ciclo termodinamico di una MTG confrontato con quello di una turbina a gas di grossa taglia (linea tratteggiata)

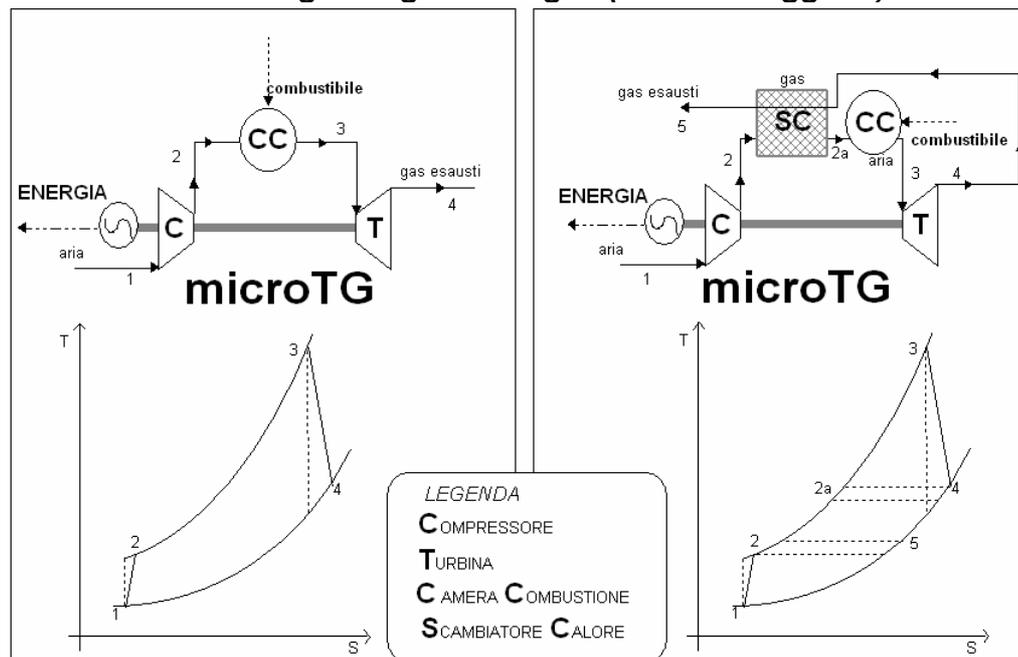


Fig. 1.13: Turbogas in ciclo semplice e rigenerativo

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.

I.6 EFFETTI DELLA RIDUZIONE DELLE DIMENSIONI DELLE TURBOMACCHINE.

In questo paragrafo si vogliono esaminare quali sono gli effetti della riduzione del numero di Mach, Reynolds e i valori assunti dal numero di giri specifico in queste turbomacchine. Ricordiamo, infatti, che realizzare modelli in scala è una delle tecniche più comuni per definire più grandi o più piccole geometrie con caratteristiche simili. Ciò malgrado, una semplice riduzione delle dimensioni nel caso delle MTG non risulterà essere adeguata al fine di ottenere le stesse elevate prestazioni caratterizzanti le turbine a gas di grossa taglia.

I principali fattori perturbanti sono:

- Le grandi variazioni del numero di Reynolds
- Elevati scambi termici fra i componenti caldi e freddi (trascurabili nelle turbine a gas di grossa taglia).
- Impedimenti geometrici relativi ai materiali e alla fabbricazione di componenti di dimensioni più piccole.

Conservare le caratteristiche del ciclo termodinamico è uno dei principali obiettivi quando si scala una turbina a gas. Questo implica lo stesso scambio d'energia tra fluido e componenti rotanti ma con una portata massica più piccola. Per tale ragione la variazione d'entalpia (ΔH) nel compressore e nella turbina dovrebbe essere conservata:

$$\Delta H = \omega^2 \cdot R_2^2 \quad \text{I.1}$$

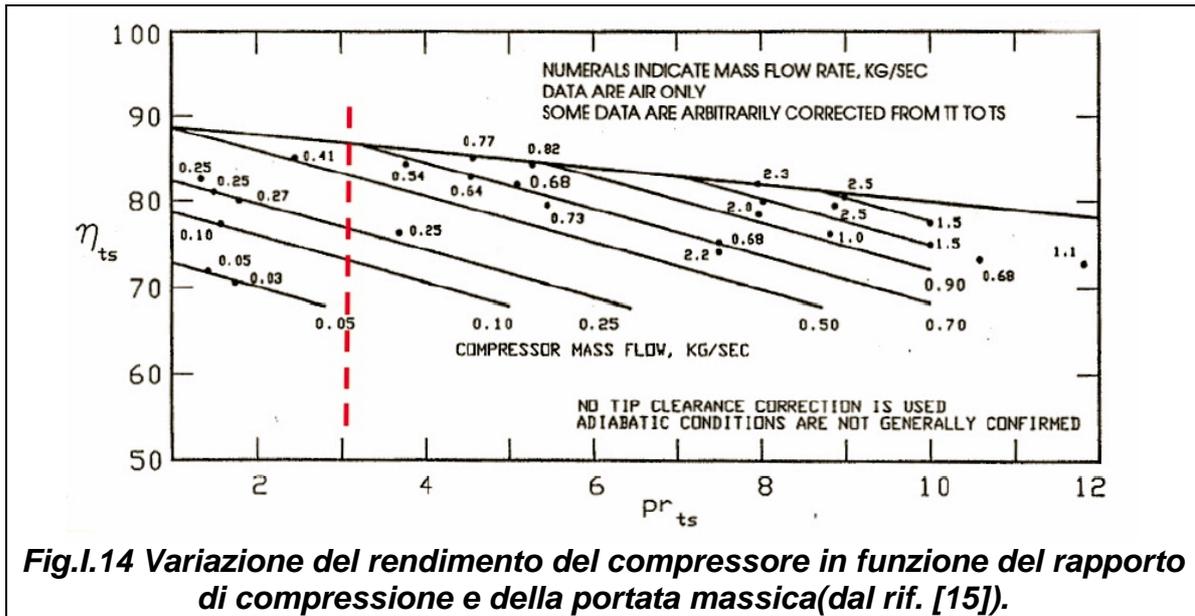
La I.1 fornisce una relazione tra il numero di giri(ω) e il diametro della girante(R_2). Ricordiamo anche che la potenza d'ogni componente:

$$\Delta E \propto m \cdot \Delta H \tag{I.2}$$

pertanto la potenza della turbina a gas sarà proporzionale alla portata massica m . Da ciò si deduce che un'ulteriore conseguenza della conservazione dello stesso salto entalpico è che le portate massiche e le potenze sono funzione dell'area di passaggio e scalano quindi con il quadrato di R_2 .

La principale condizione per mantenere i livelli di efficienza di compressore e turbina è il conservare gli stessi triangoli di velocità, il numero di Mach e di Reynolds. Il conservare il numero di Mach non crea problemi eccetto per applicazioni con grandi variazioni della temperatura di ingresso(T) o delle caratteristiche del gas (γ, R_G).

$$M = \frac{\omega \cdot R_2}{\sqrt{\gamma \cdot R_G \cdot T}} \tag{I.3}$$



Mentre per ciò che concerne il numero di Reynolds, si viene a determinare una situazione di conflitto allorché si diminuiscono le dimensioni del rotore e si voglia conservare la stessa variazione di entalpia

$$Re = \omega \cdot R_2^2 \cdot \frac{\rho}{\mu} = \frac{\rho}{\mu} \cdot R_2 \cdot \sqrt{\Delta H} \tag{I.4}$$

Pertanto una diminuzione del numero di Reynolds con la diminuzione delle dimensioni è inevitabile a meno che non vengano modificate la pressione e/o la viscosità del fluido.

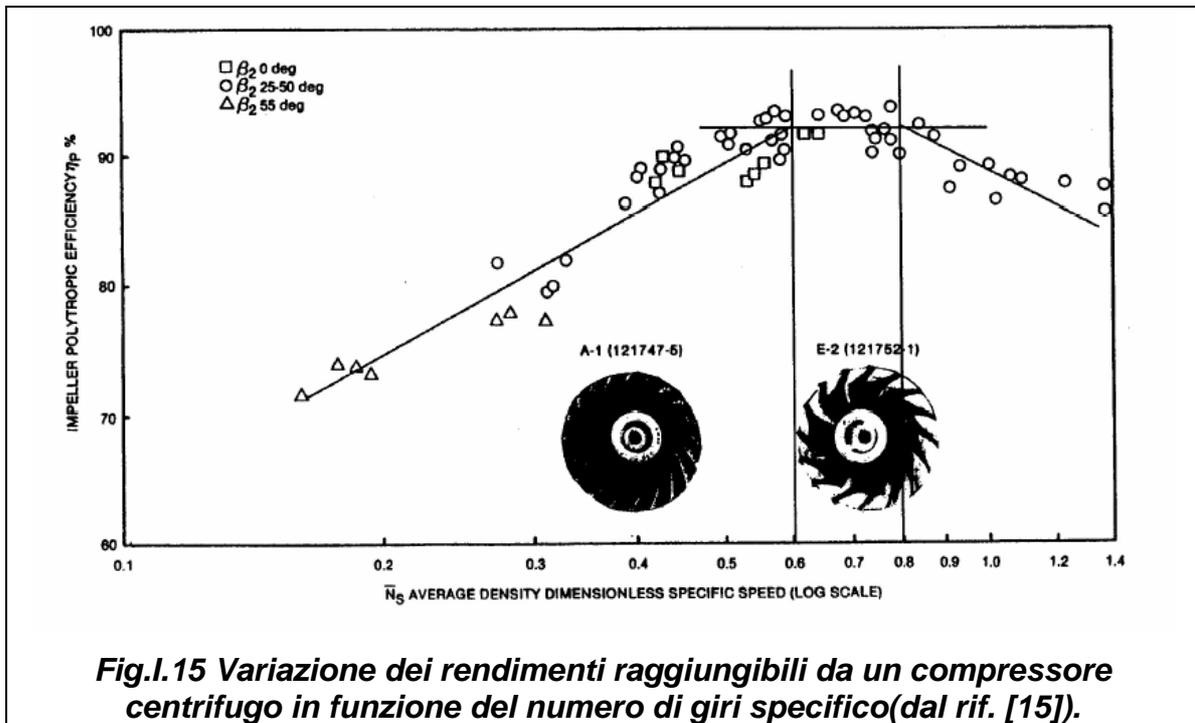
Tale situazione si viene a determinare soprattutto nel caso delle Ultra MTG in cui si ha una grossa riduzione delle dimensioni. L'influenza della riduzione delle dimensioni sulle prestazioni del compressore può essere ottenuta esaminando la figura I.14, dove la variazione nel rendimento insieme alla diminuzione della portata massica è indicata dalla linea verticale tratteggiata in rosso.

Per quanto riguarda il numero di giri specifico:

$$N_s = \frac{\omega \cdot \sqrt{Q/\rho}}{\Delta H^{\frac{3}{4}}} \tag{I.5}$$

Questo non è un parametro caratterizzante la forma di un compressore radiale ma può essere utilizzato per stimare le prestazioni che si possono ottenere.

Alcune prove fatte hanno mostrato che i rendimenti più alti si possono ottenere per valori di N_s compresi fra 0.6 e 0.8 (figura I.15).



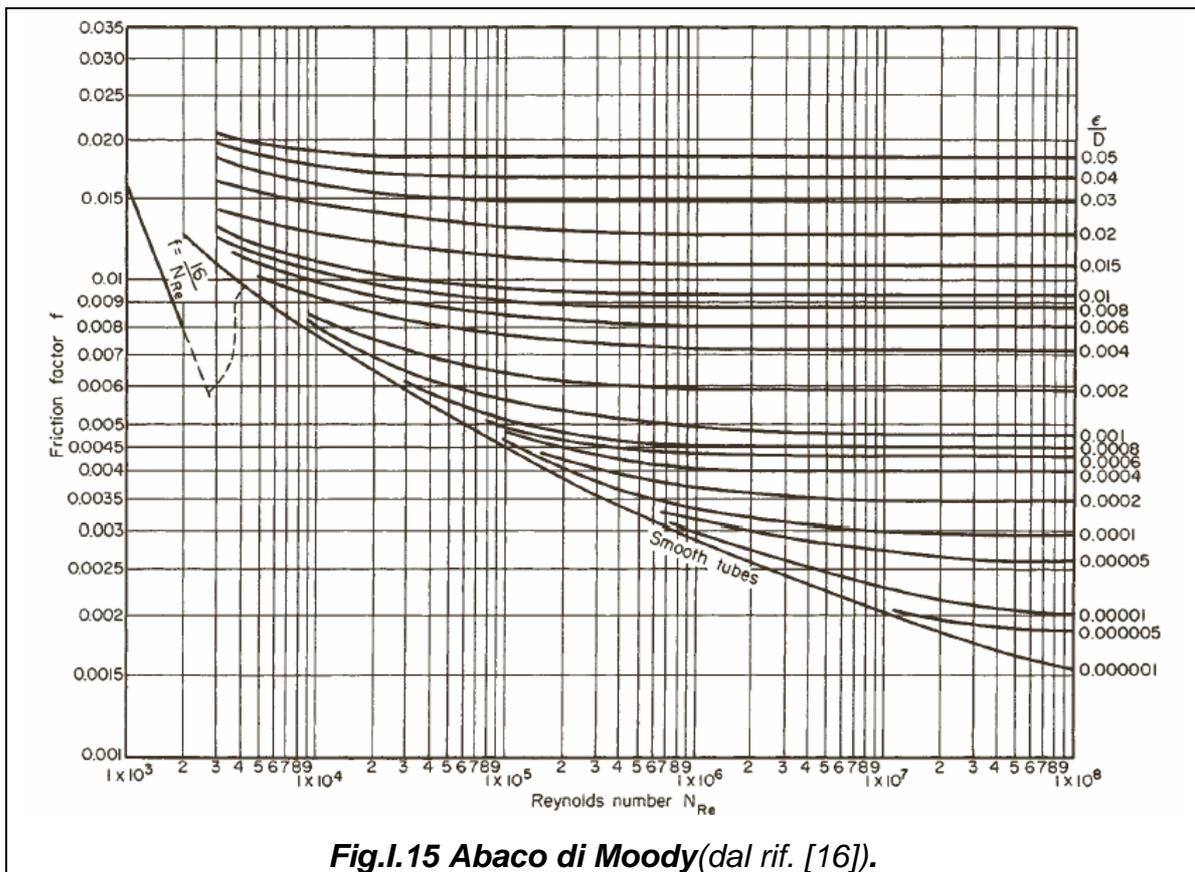
Una volta che la variazione di entalpia ΔH e quella di massa (Q) sono note esso definisce la velocità di rotazione del compressore radiale richiesta. Per una assegnata portata massica valori ottimali di N_s si ottengono per più alte velocità di rotazione.

Le precedenti considerazioni per scalare le turbomacchine sono valide solo in combinazione con una esatta geometria di scala, vale a dire scalare tutte le dimensioni, includendo spessori e rugosità delle pale con lo stesso fattore. Questo non può essere,

sempre possibile, quando andiamo su dimensioni estremamente piccole. I limiti possono incorrere dipendendo da :

- differenti tecniche di fabbricazione che sono richieste per modellare le più piccole geometrie,
- nuovi materiali che sono utilizzati o cambiati per esigenze funzionali o meccaniche.

In particolare come si può osservare dal diagramma dell'abaco di Moody in figura I.15, a parità di numero di Reynolds un aumento della rugosità, e quindi del rapporto ϵ/D , aumenta i coefficiente di perdita e quindi diminuisce il rendimento delle turbomacchine.

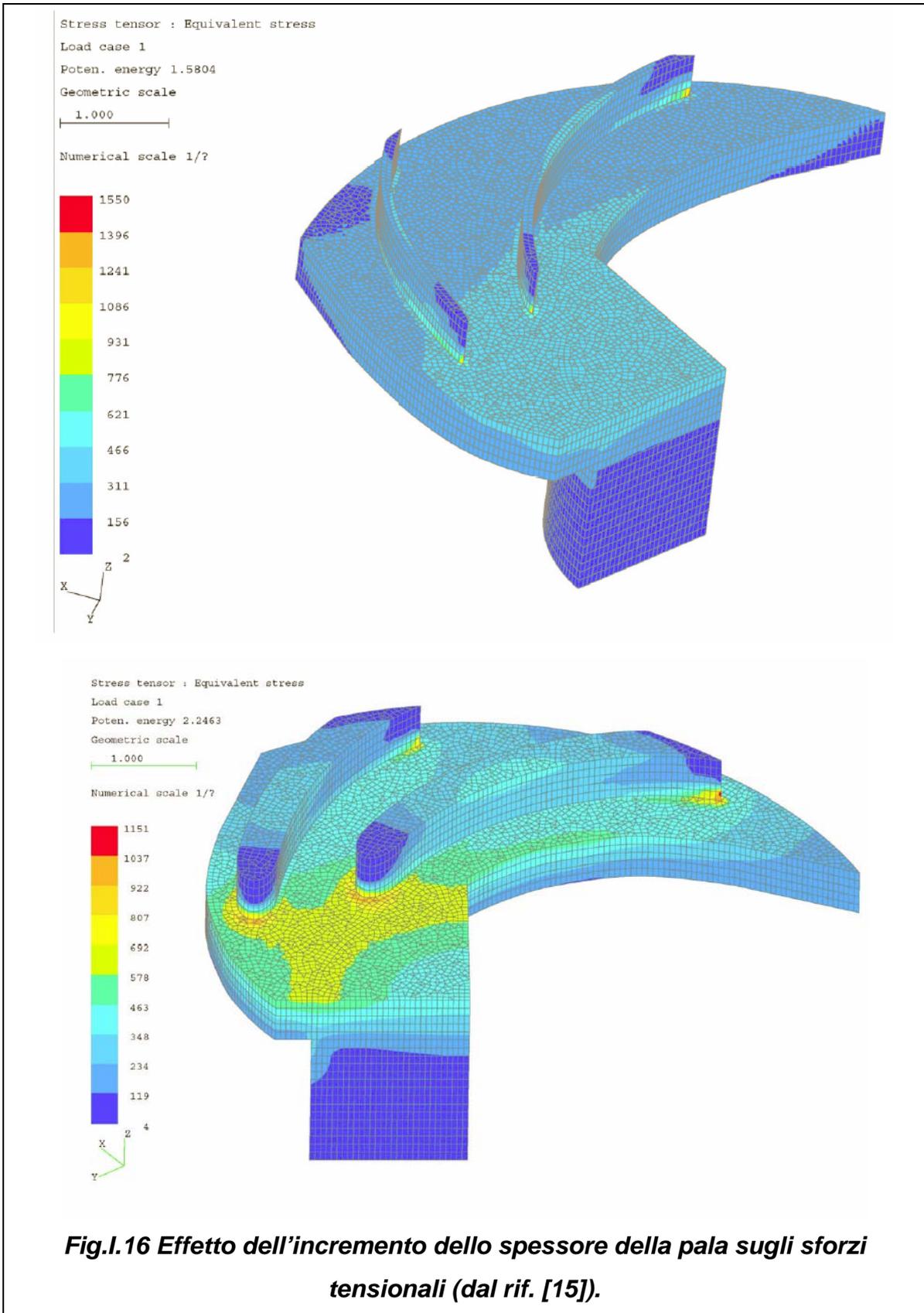


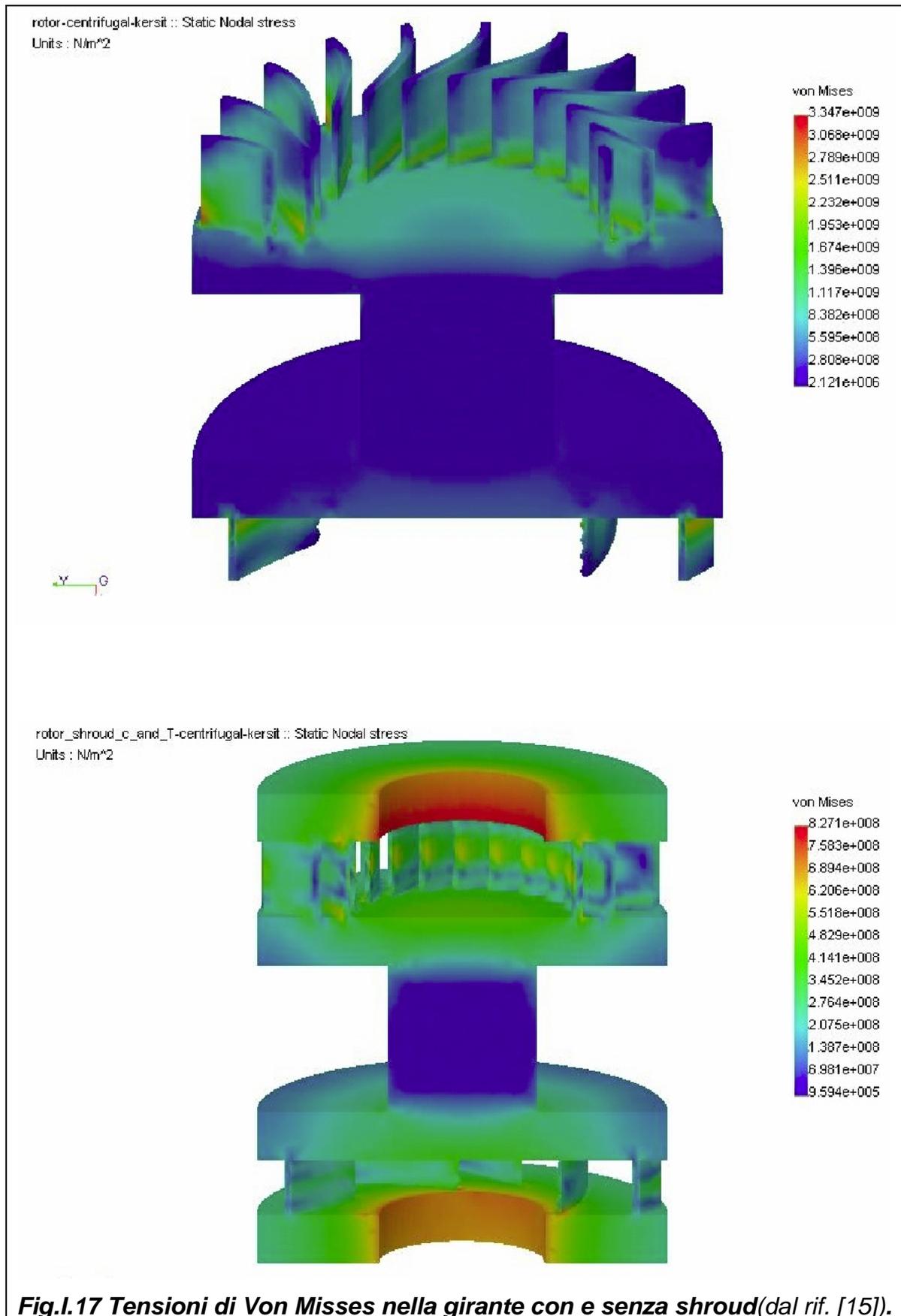
Scalando lo spessore della pale proporzionalmente al diametro della girante porterà a pale estremamente sottili caratterizzate da una insufficiente resistenza meccanica ad urti o ad una qualunque sollecitazione meccanica.

Calcoli con elementi finiti hanno mostrato che un ispessimento delle pale ne può ridurre lo stato tensionale, in tal caso simulazioni condotte tramite analisi CFD mostrano che un ispessimento della pala di un fattore 4 come mostrato in figura I.16 conduce ad una perdita di rendimento di più del 6%.

Abbiamo in precedenza visto che la diminuzione del rendimento con la diminuzione della grandezza delle dimensioni richiede più alte velocità periferiche all'uscita della girante per

raggiungere il richiesto rapporto di compressione. Pertanto i problemi tensionali aumentano a dimensioni ridotte. In tal caso si è visto che aggiungere alla girante uno *shroud* ha un effetto benefico sull'efficienza e diminuisce lo stato tensionale della pala come è possibile osservare in figura I.17.

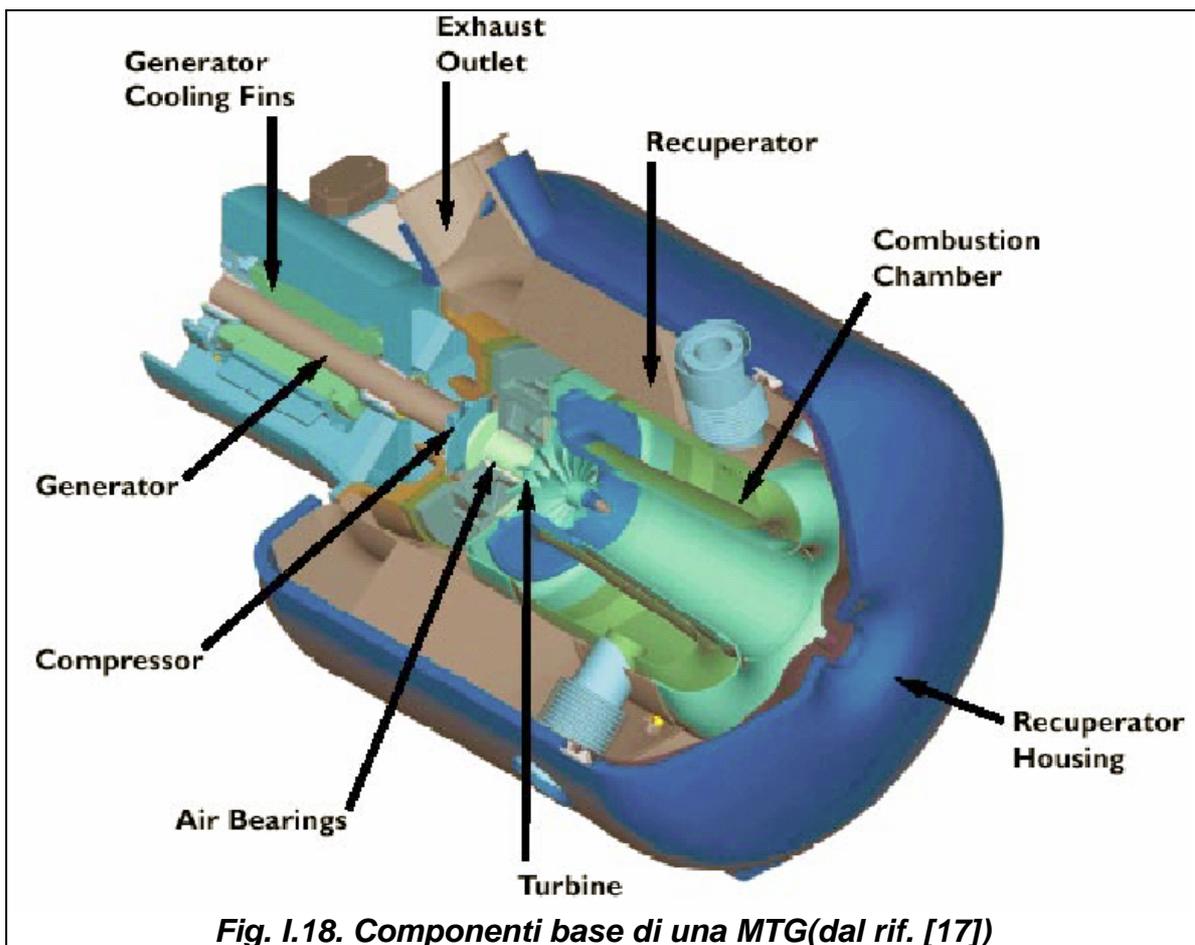




I.7 COMPONENTI BASE

I componenti di base di una Microturbina (*fig. I.18*) sono il compressore, la camera di combustione, la turbina, il generatore elettrico, lo scambiatore di calore rigenerativo ed il sistema di sostentamento costituito dai cuscinetti [17].

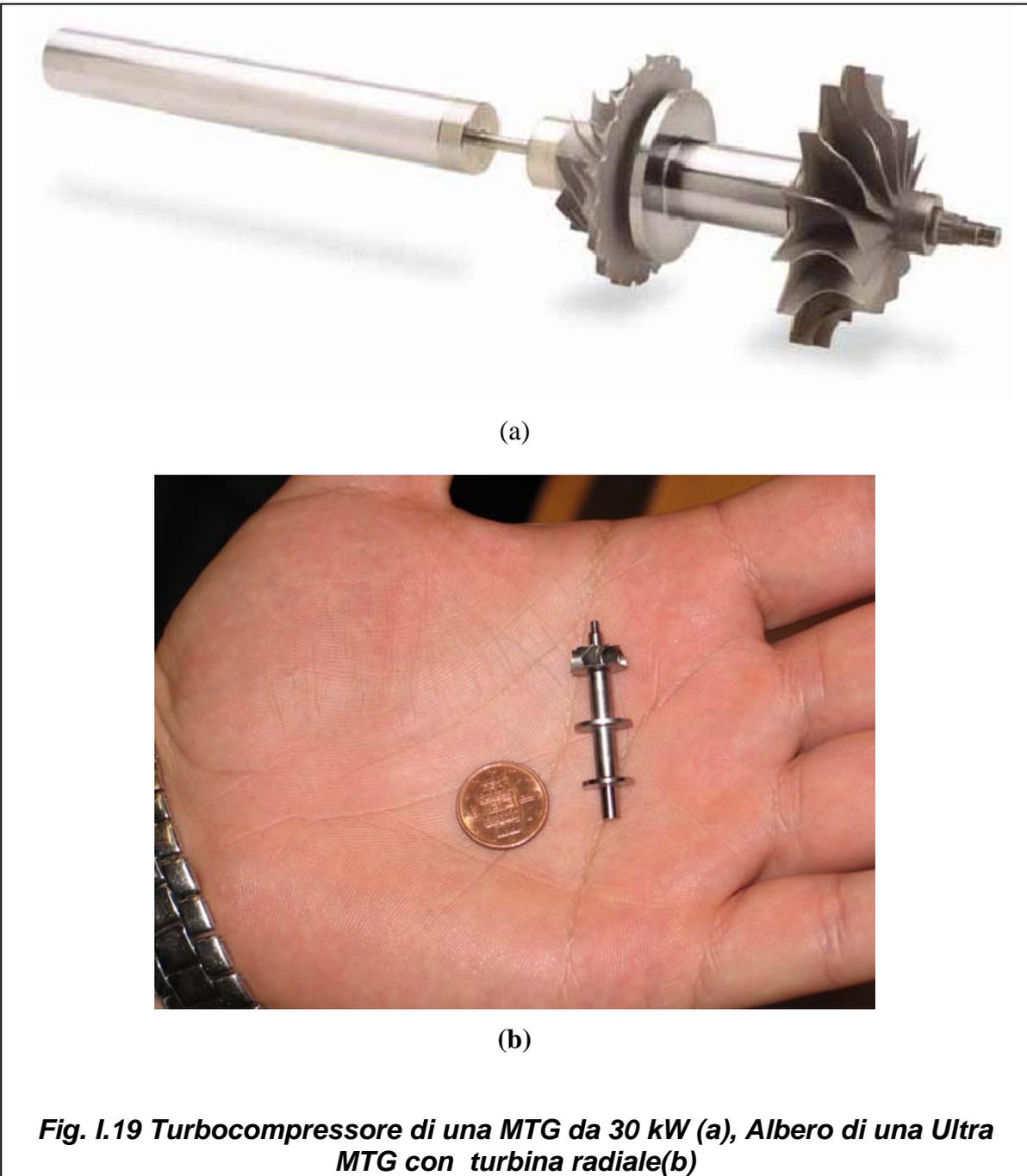
Nel seguito vedremo in dettaglio quali sono le loro caratteristiche e lo stato dell'arte raggiunto da tali componenti.



I.8 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.

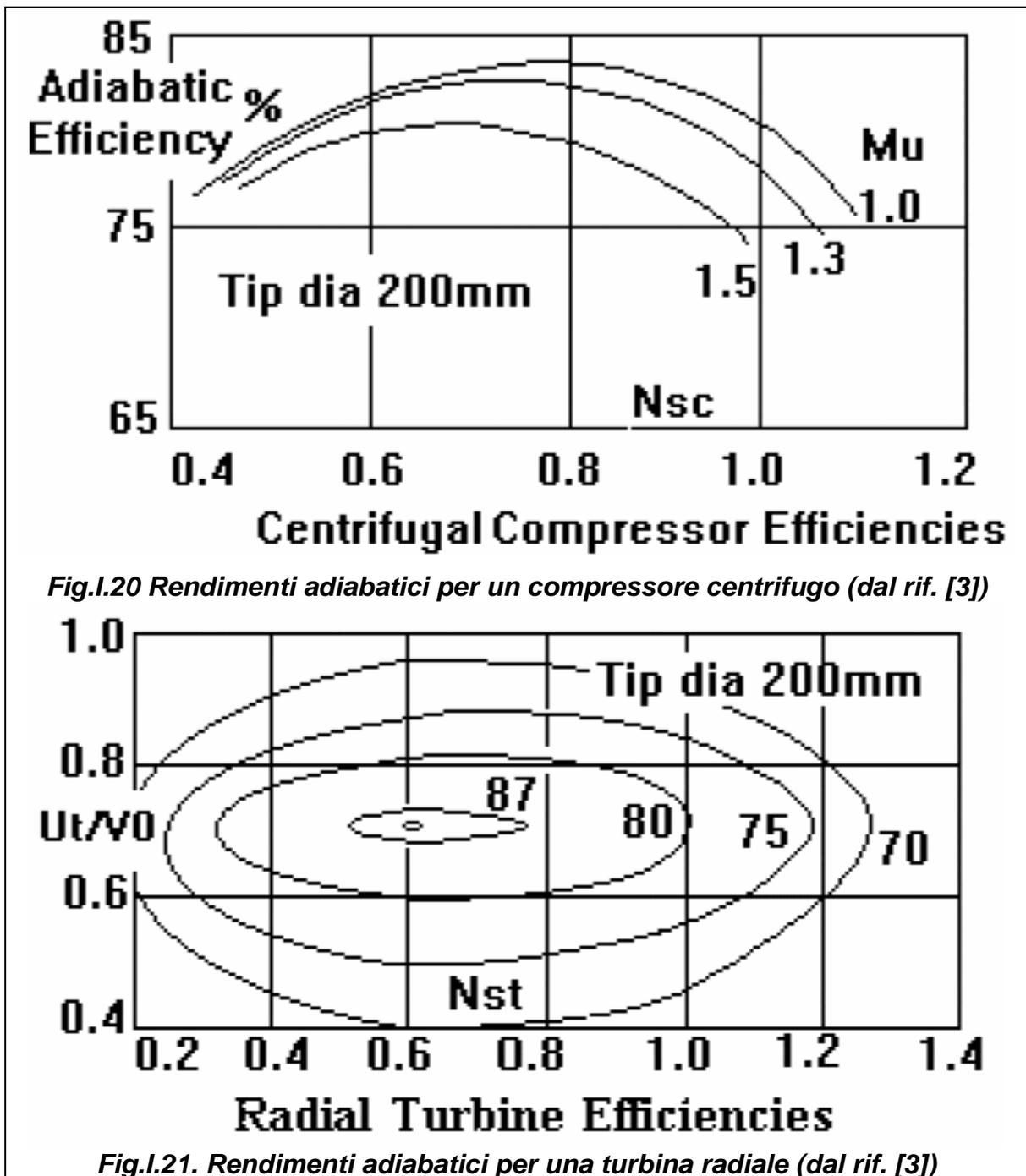
L'accoppiamento compressore turbina di queste piccole turbomacchine è molto simile in termini di progettazione e flussi volumetrici a quelli di automobili, camion ed altri piccoli sovralimentatori dei motori alternativi *fig I.18*.



L'utilizzo di compressori centrifughi e turbine a flusso radiale è prevalente nelle turbine a gas fino alla taglia di 400 kW elettrici. I rendimenti dei componenti ottenibili per un singolo stadio di compressore centrifugo e turbina radiale del diametro di 200 mm sono mostrati in figura I.20e figura I.21 come una funzione del numero di giri specifico N_s , il numero di deLaval Mu ,

$$Mu = \frac{\omega \cdot R_2}{\sqrt{g \cdot \gamma \cdot R_G \cdot T}} \tag{I.6}$$

e il rapporto caratteristico delle velocità U_t/V_0 .



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 figura I.22.

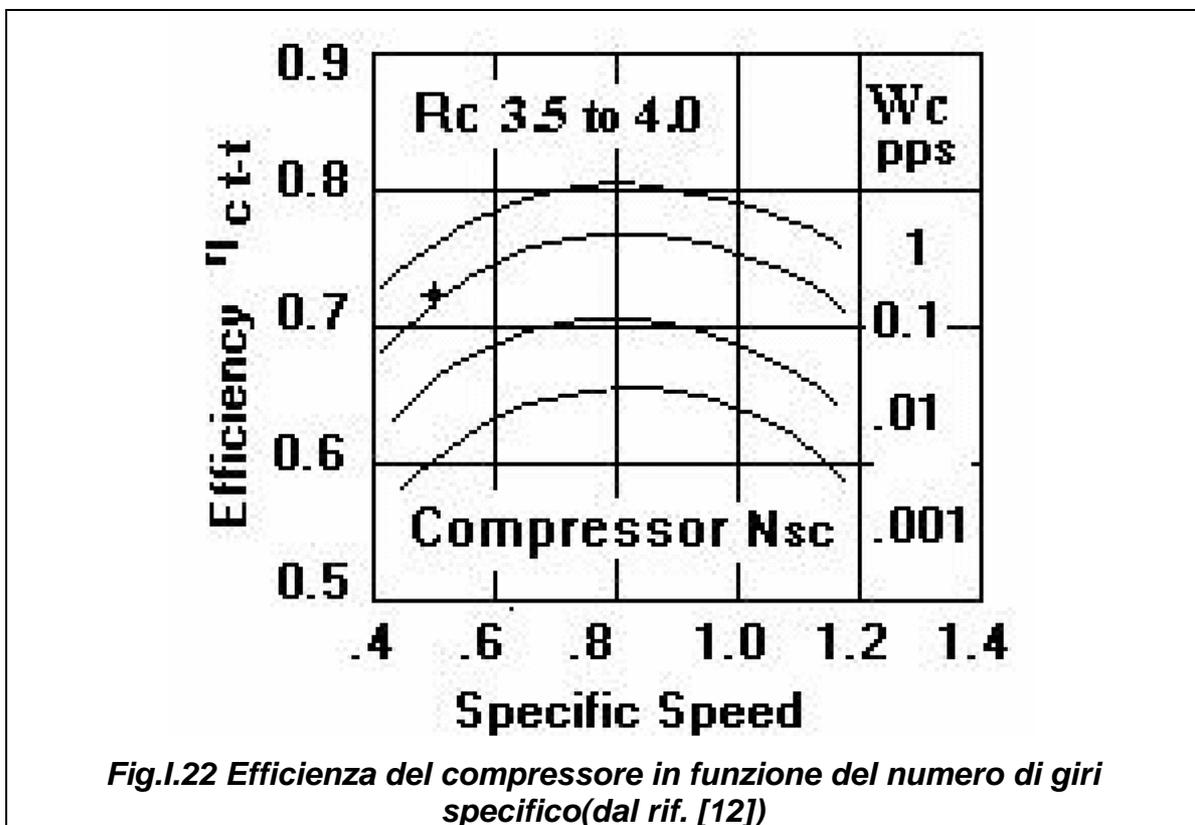


Fig.I.22 Efficienza del compressore in funzione del numero di giri specifico(dal rif. [12])

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 figura I.23 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 figura I.24 ne vediamo una rappresentazione.

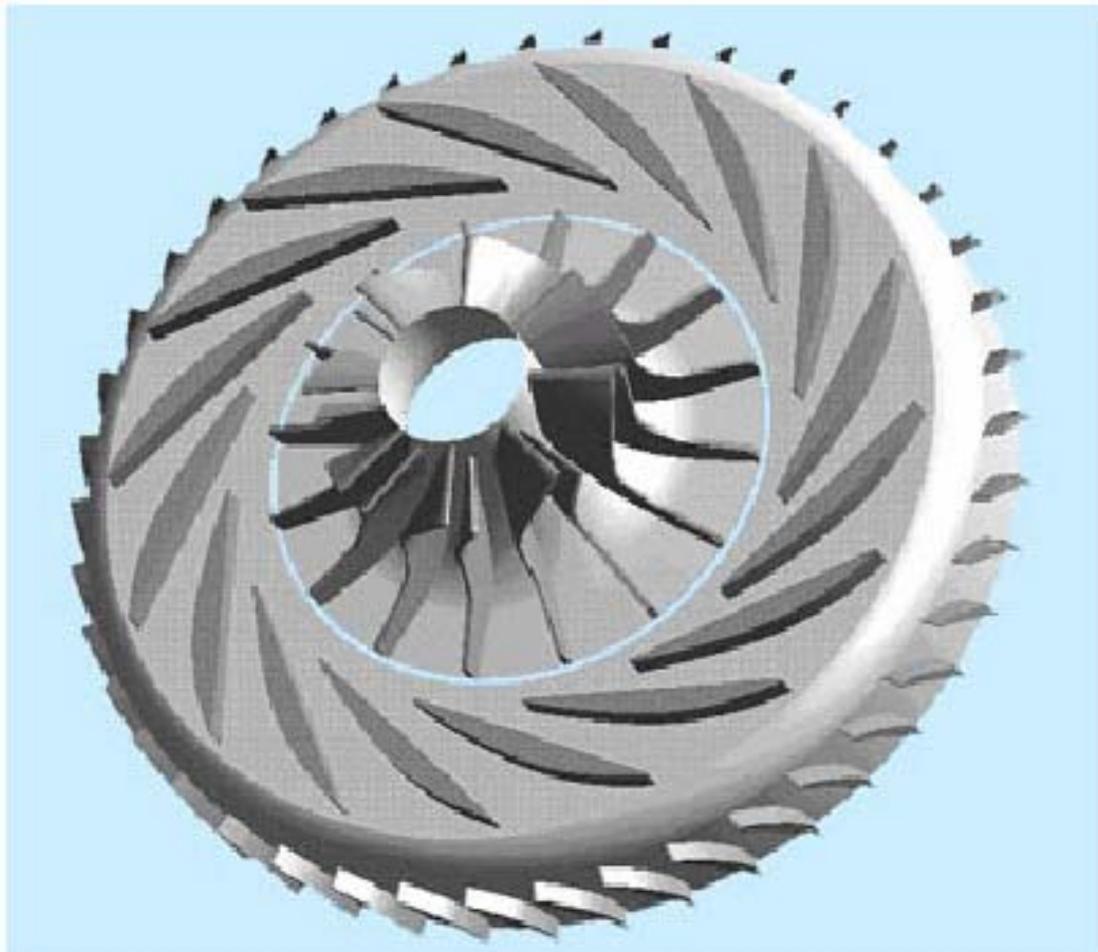


Fig.I.23. Stadio di compressore centrifugo (dal rif. [18])

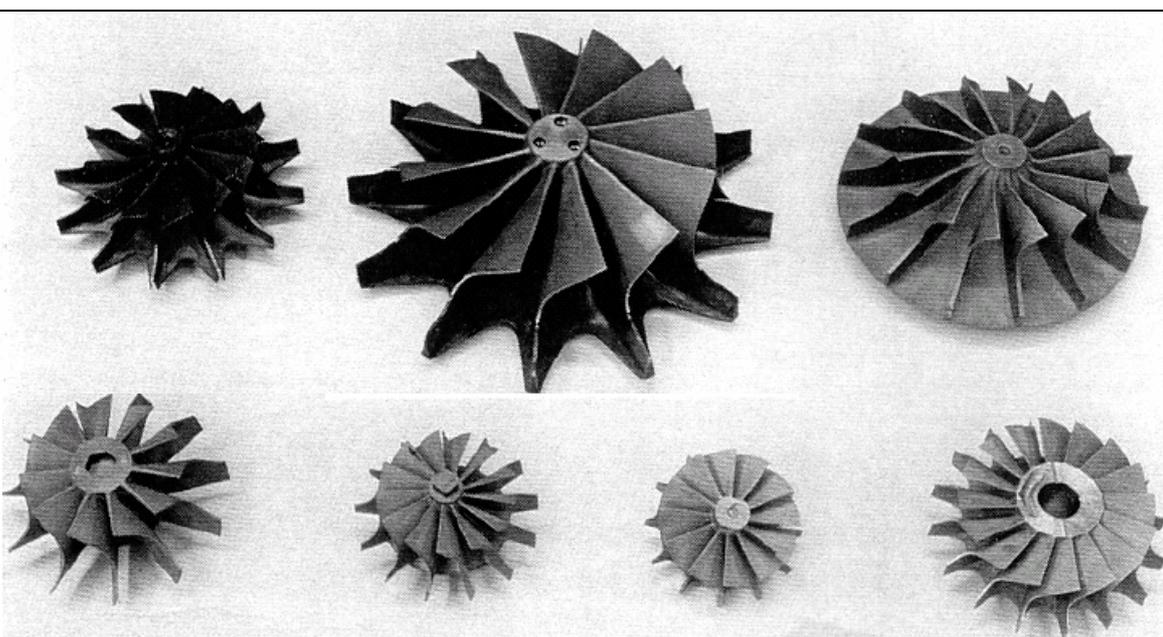


Fig.I.24.a Turbine a flusso radiale (dal rif. [19])

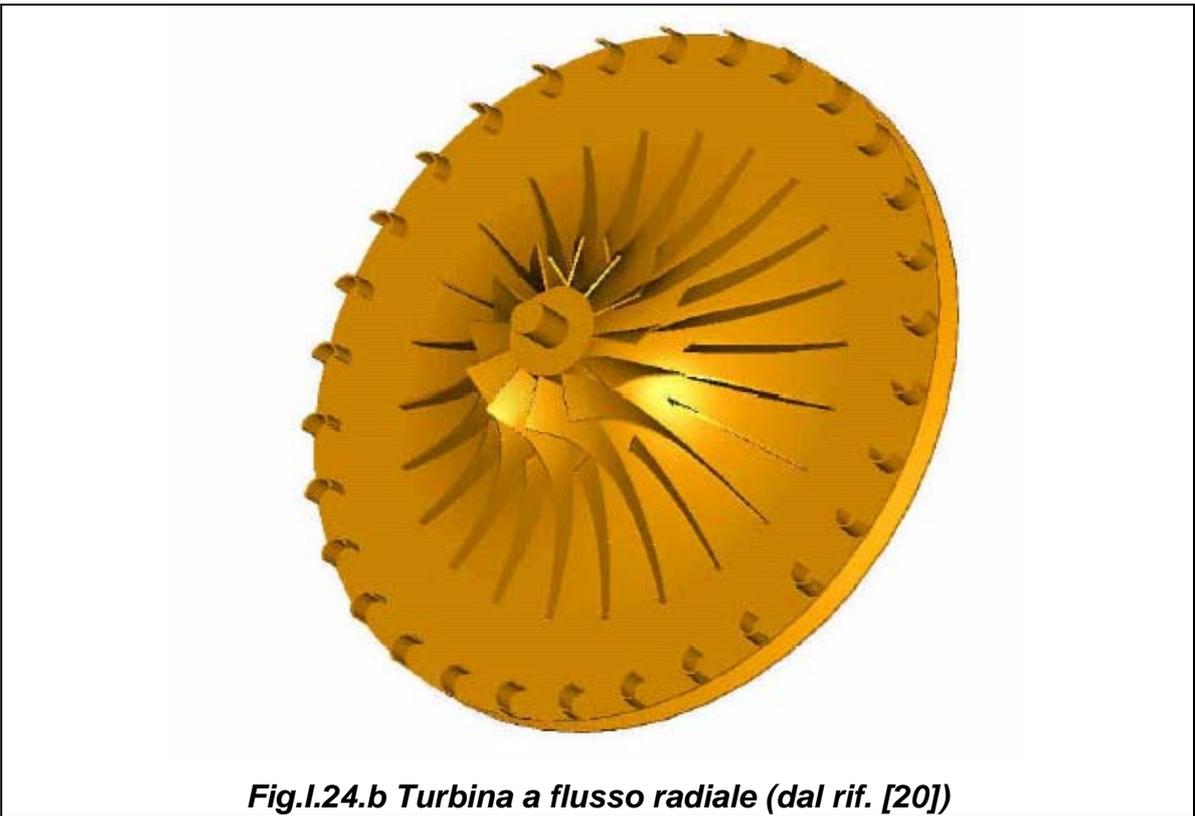


Fig.I.24.b Turbina a flusso radiale (dal rif. [20])

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. Come si osserva dal diagramma in *figura I.25* 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.

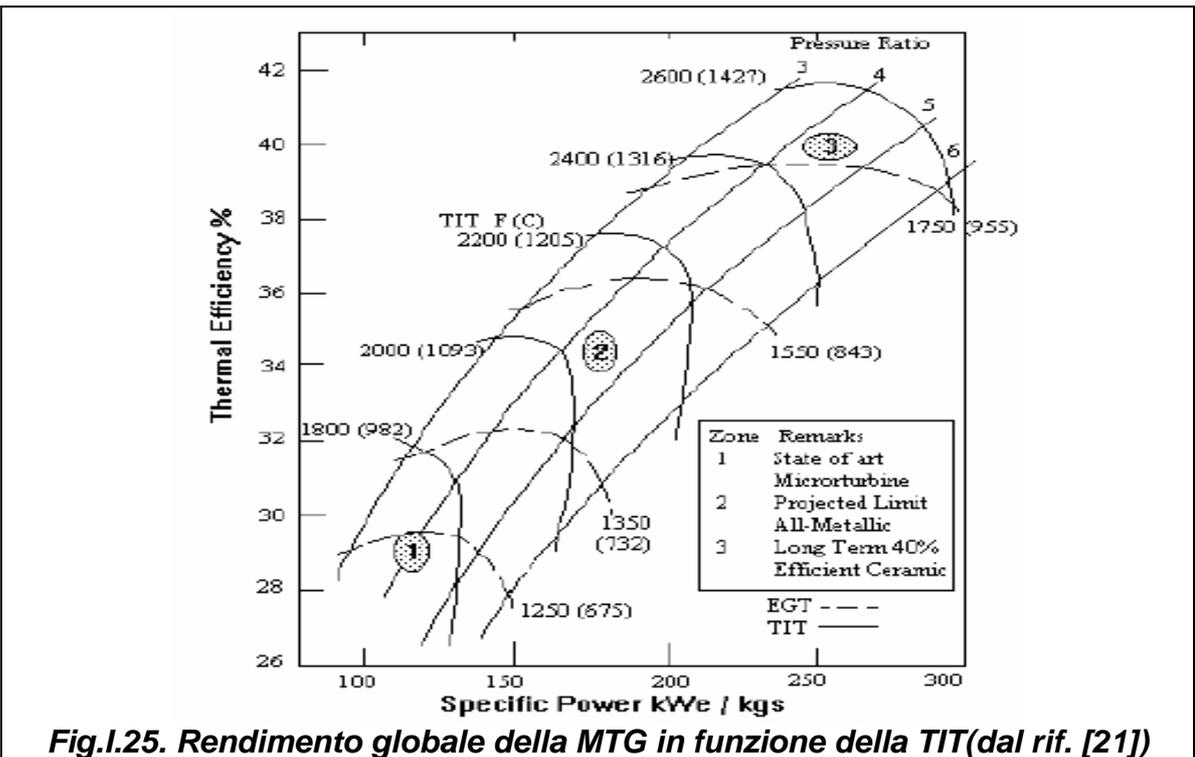


Fig.I.25. Rendimento globale della MTG in funzione della TIT(dal rif. [21])

Infatti nelle grandi turbine a gas a flusso assiale, 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 realizzare per le piccole e sottili pale delle turbine radiali.

Inoltre bisogna tener conto che per rapporti di espansione al di sopra di tre si finisce per sovraccaricare il singolo stadio di turbina assiale. Gli studi effettuati hanno indicato che per lo stesso rendimento globale di turbina la configurazione radiale a singolo stadio può offrire il più basso costo, ma richiede un diametro più grande con un più alto contenuto in peso. Lo stato dell'arte dei rendimenti, riferiti alle condizioni totali-statiche, per piccole turbine radiali e assiali sono mostrati in *figura I.26* in funzione del numero di giri specifico e della portata di aria. Questi livelli sono rappresentativi di turbine metalliche con una tipica finezza di pala, con un minimo rapporto distanza/altezza della pala dell'ordine del 5% per prevenire il contatto fra la pala e la cassa della turbina nelle operazioni di transitorio.

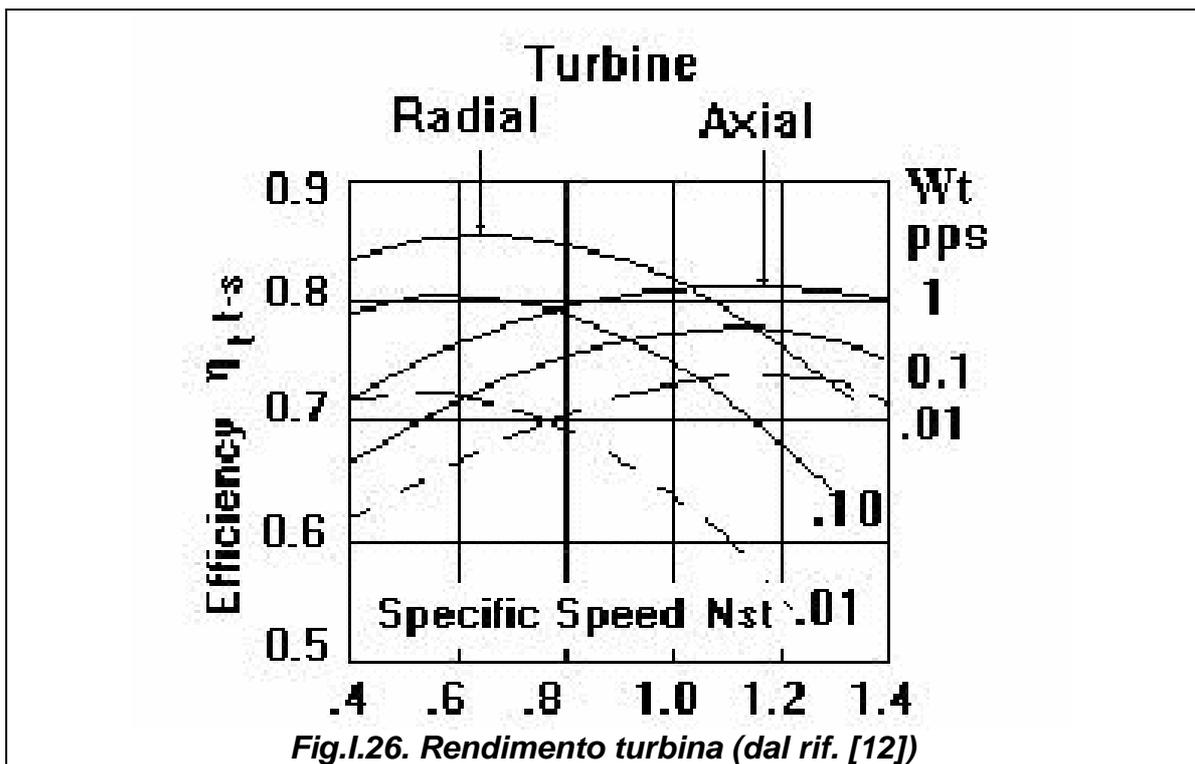


Fig.I.26. Rendimento turbina (dal rif. [12])

Gli effetti di gioco fra la cassa e le pale della turbina possono essere correlati con il rapporto distanza altezza di pala indicando che un rapporto del 10% può diminuire l'efficienza del 3%. Le turbine assiali sono all'incirca tre volte più sensibili agli effetti di gioco relativi al rapporto distanza altezza di pala. Infine va osservato che la sensibilità dell'efficienza del compressore e della turbina sulle prestazioni del motore non è solo relativa alle variazioni degli stessi parametri, ma la variazione degli stessi coinvolge anche

altre variabili. Ad esempio aumentando il rendimento del compressore ad una data velocità di rotazione si avrà un aumento del rapporto di compressione e molto più importante un congruente aumento della portata di aria. Aumentando invece il rendimento della turbina può diminuire la temperatura di scarico aumentando così la potenza in uscita.

1.9 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.

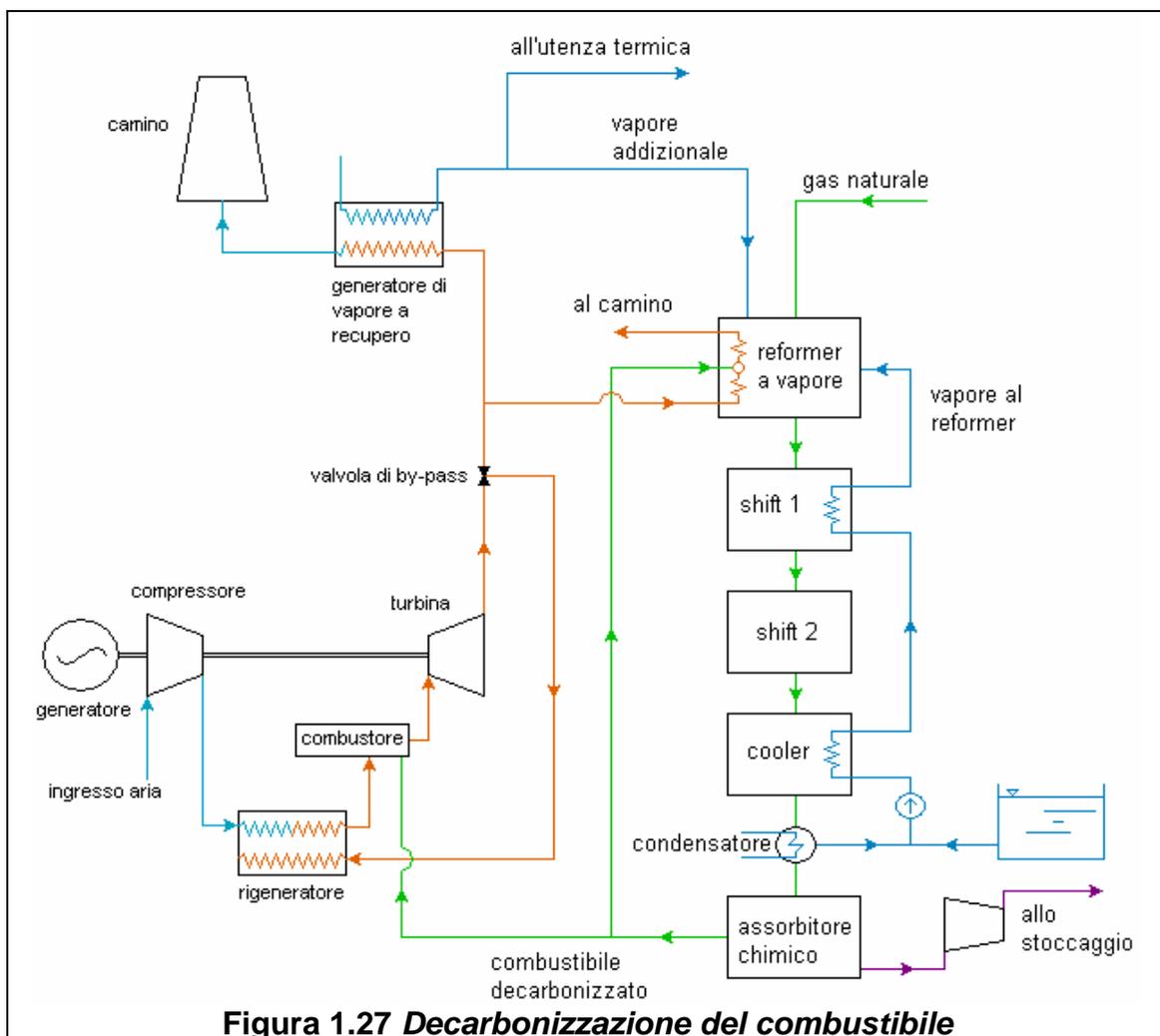
I.9.1 Metodi per ridurre le emissioni

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 il *soot*, 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 (CO₂). Gli effetti dannosi del CO e degli NO_x sulla vita animale e vegetale sono stati ampiamente dimostrati. Le emissioni di soot sono indesiderate perché contaminano l'ambiente e perché sono risultate essere cancerogene. Gli ossidi di zolfo, principalmente SO₂, ed SO₃, 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.

La decarbonizzazione del combustibile (fig. 1.27) 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 NOx 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.I.29 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 NOx 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 NOx. 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 NOx.

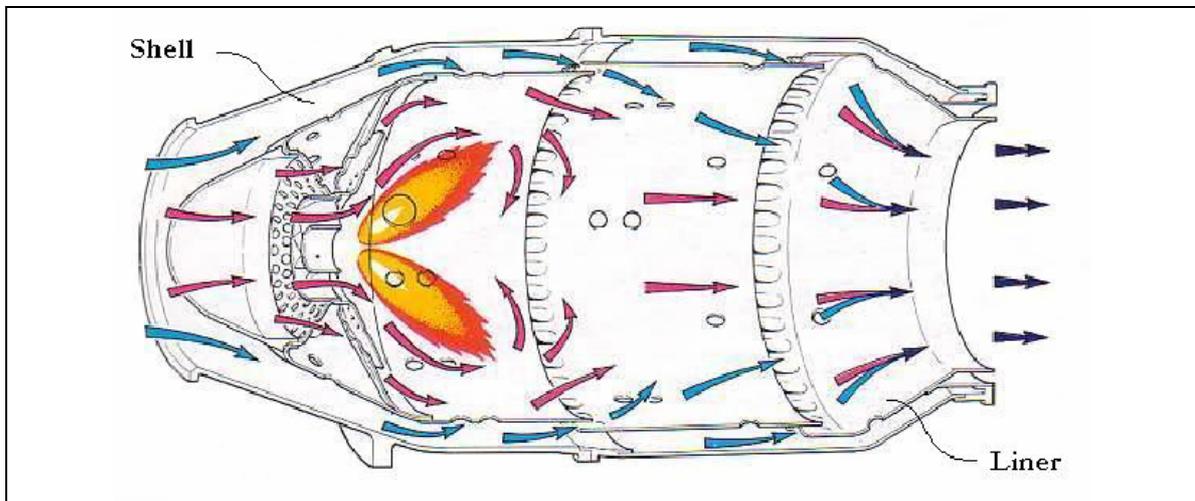


Fig.I.28. Tipico flusso di aria e combustibile in un combustore diffusivo.

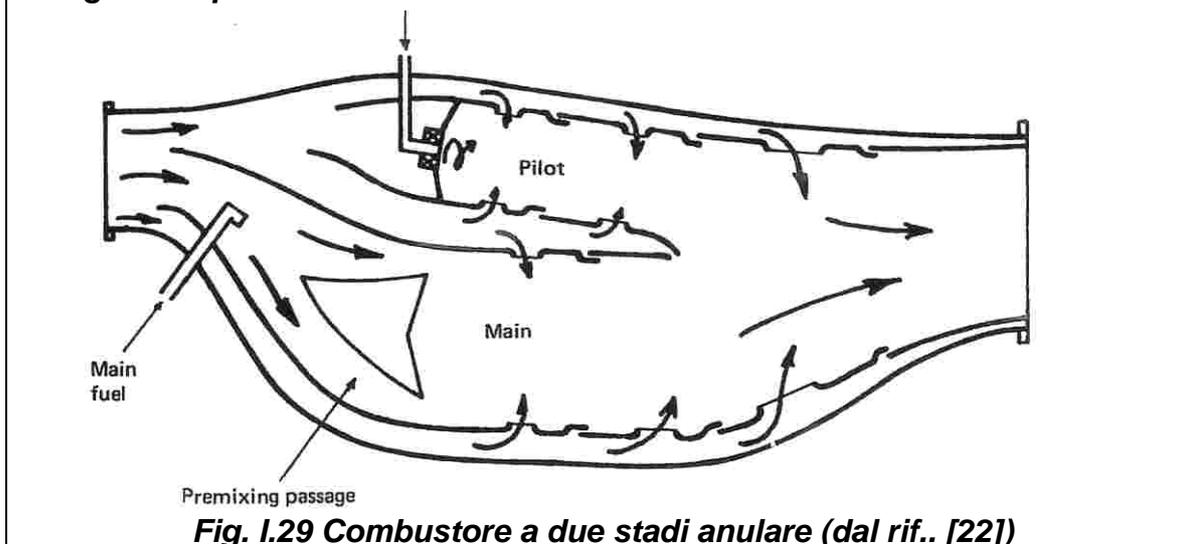
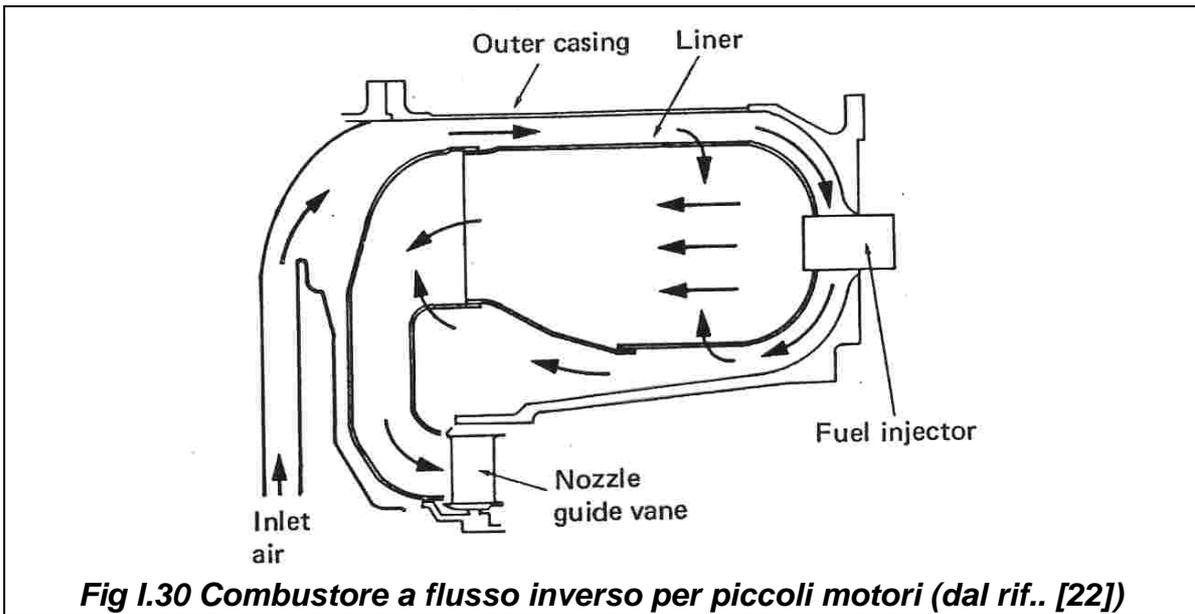


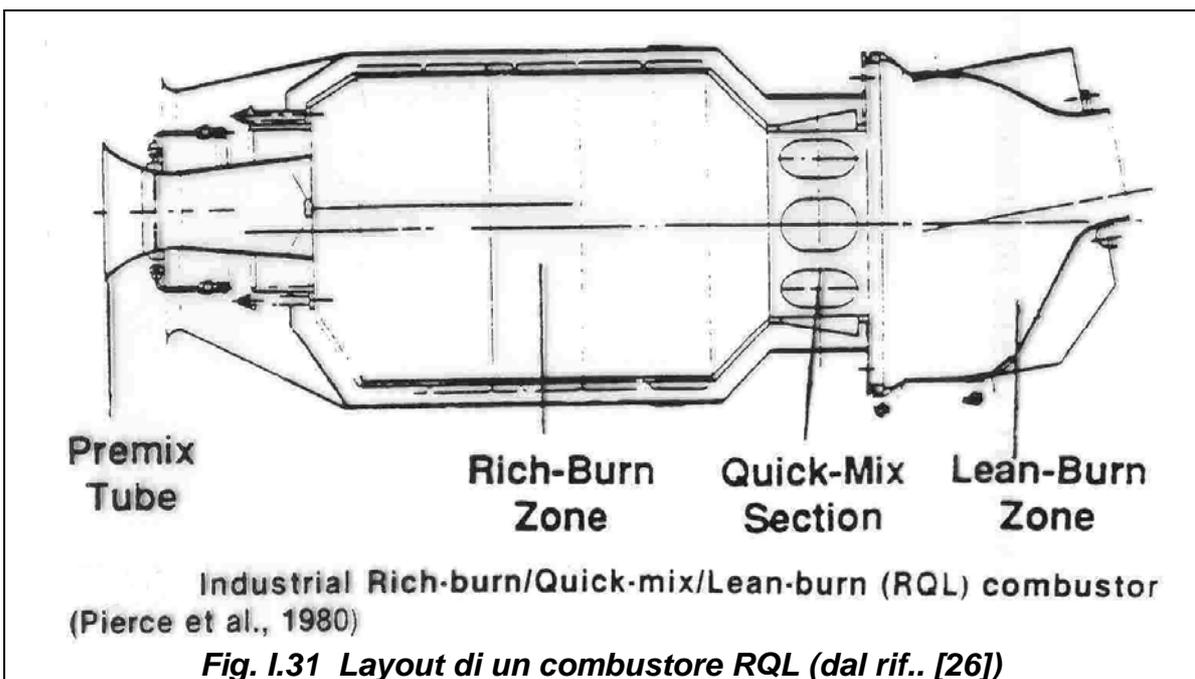
Fig. I.29 Combustore a due stadi anulare (dal rif.. [22])

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.I.30. 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 NOx. 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 NOx.



Utilizzando l'ultimo approccio sono stati sviluppati alcuni combustori con bassi NOx. 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) fig. I.31 e I.32 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 NOx termici seguendo i criteri descritti sopra.



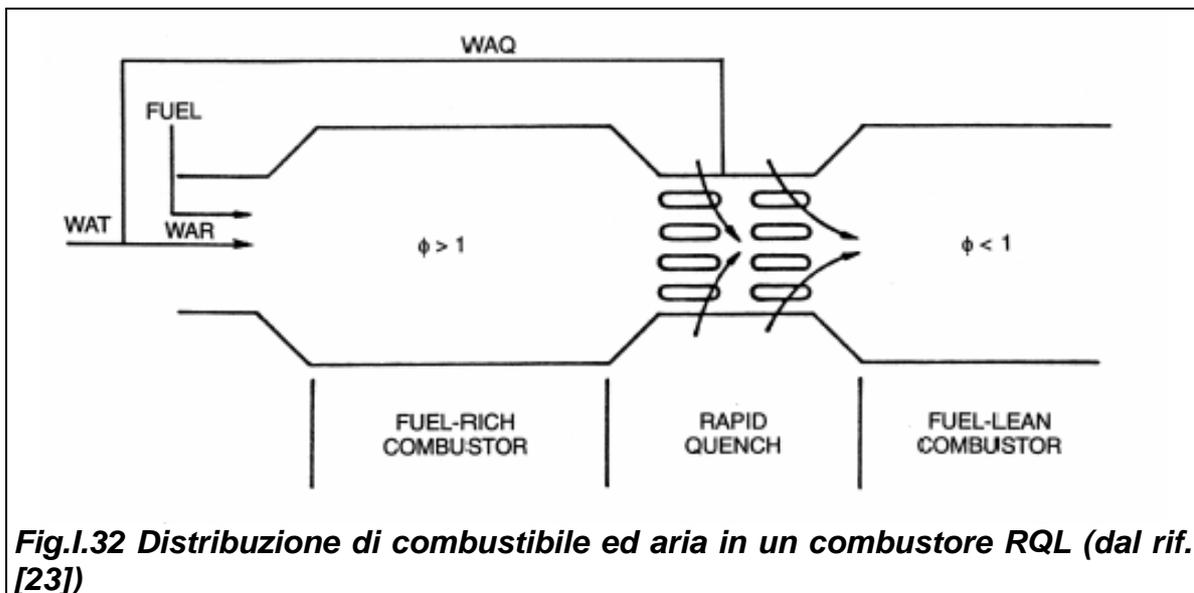


Fig.I.32 Distribuzione di combustibile ed aria in un combustore RQL (dal rif. [23])

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 e 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 NOx**) 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 NOx. 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).

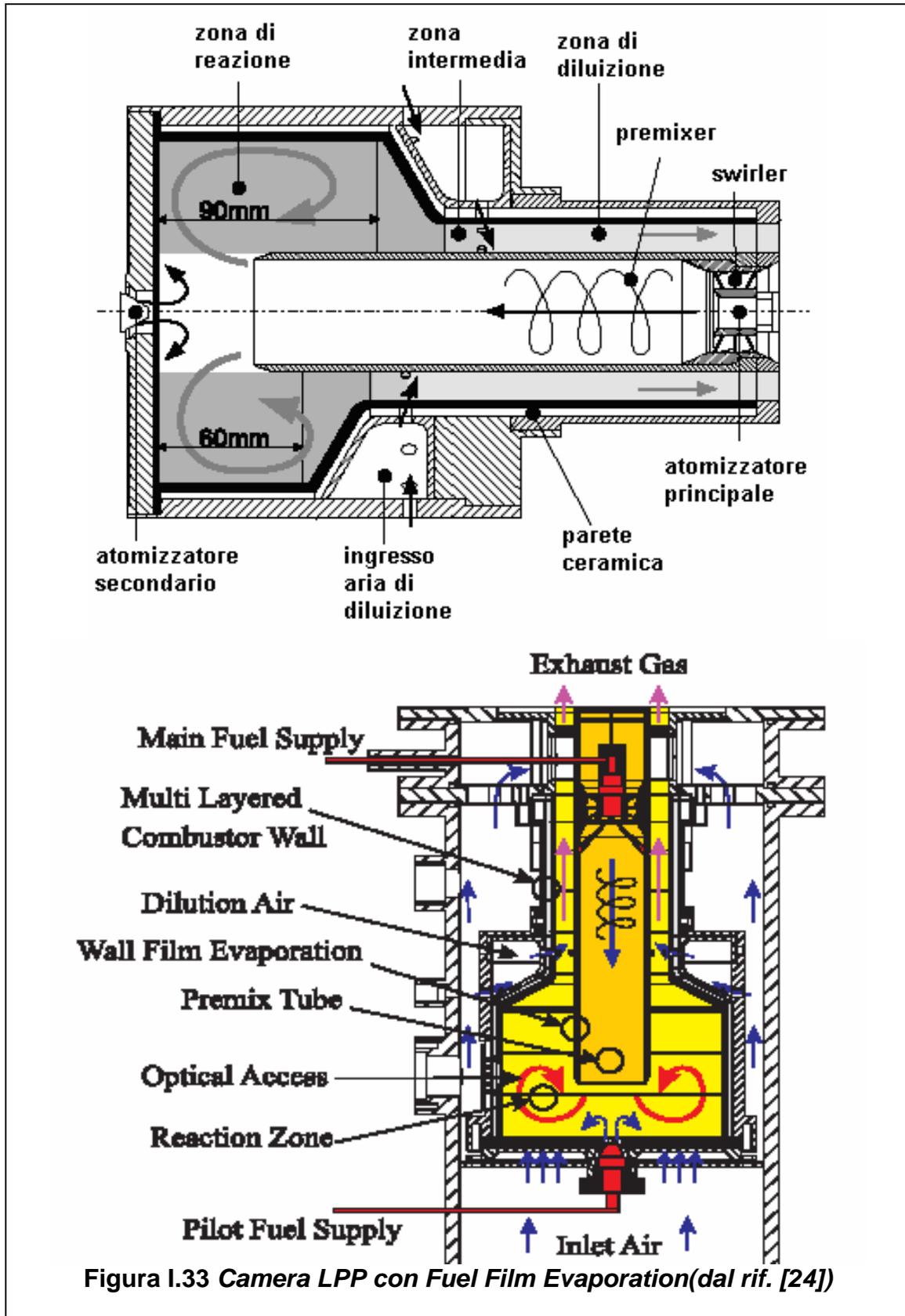


Figura I.33 Camera LPP con Fuel Film Evaporation(dal rif. [24])

Al *pilot*, tuttavia, non può essere mandato più del 10% del combustibile totale (pena il decadimento delle prestazioni del combustore in termini di emissioni di ossidi di azoto). Per stabilizzare la fiamma (mediante la creazione di un moto di ricircolo) e garantire un buon miscelamento tra combustibile e aria si adottano uno o più *swirler*. Attualmente sono in fase di sperimentazione combustori LPP per Microturbine a gas che adottano una tecnica particolare per la vaporizzazione del combustibile, denominata *fuel film evaporation* [14]. Il combustibile iniettato dall'atomizzatore principale forma un sottile strato (film) sulle pareti del condotto di premix (fig. I.33); il calore necessario alla vaporizzazione del film di combustibile viene fornito dai prodotti stessi della combustione, che riscaldano i condotti di premix fluendo sulla loro superficie esterna.

I.9.2 IL COMBUSTORE DELLA MTG DA 100 kWe DELL'ANSALDO

La scelta della camera di combustione di una Microturbina a gas è dettata da esigenze sia impiantistiche sia di carattere ambientale (con particolare riguardo alle emissioni di NO_x). Al momento le maggiori case costruttrici di MGT adottano combustori appartenenti alla classe dei *lean premixed* (sia tubolari che anulari). Questa tipologia di camere garantisce una maggiore semplicità all'impianto e una sua più facile manutenzione, provvedendo al controllo degli ossidi di azoto senza l'impiego dell'iniezione di vapore.

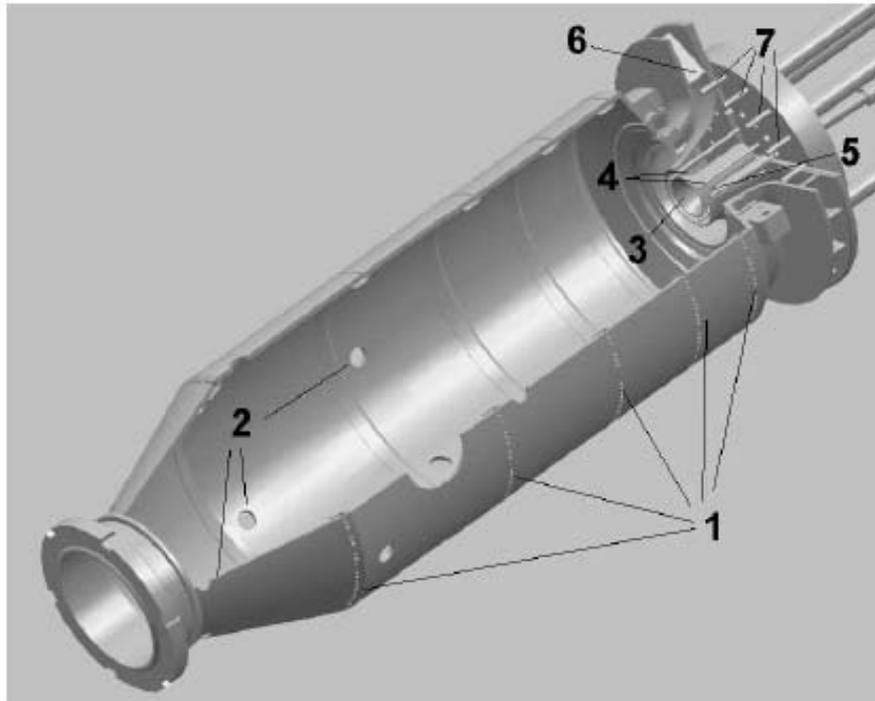
L'Ansaldo ha adottato, per la Microturbina da 100 kWe, in sviluppo presso il suo centro di ricerche di Genova, una camera di combustione *lean premixed* tubolare (fig. I.34 e fig.I.35). La scelta della forma tubolare consente una migliore connessione della camera di combustione con lo scambiatore di calore rigenerativo [15]. Il bruciatore di questo combustore consta di due parti: una linea premiscelata esterna (*main*) ed una diffusiva interna (*pilot*). Nelle condizioni di pieno carico ed alimentazione a gas naturale si prevede un rapporto di equivalenza complessivo al bruciatore pari a 0,52. Come si vede dalla figura lo swirler è stato posizionato prima degli iniettori principali; questo tipo di configurazione garantisce una minore tendenza al fenomeno del **flashback** e un buon grado di miscelamento di aria e combustibile [11].

Il progetto di questo combustore è basato su due step: l'analisi con alimentazione con gas naturale e successivamente l'ottimizzazione del progetto per un eventuale alimentazione con combustibili non convenzionali.

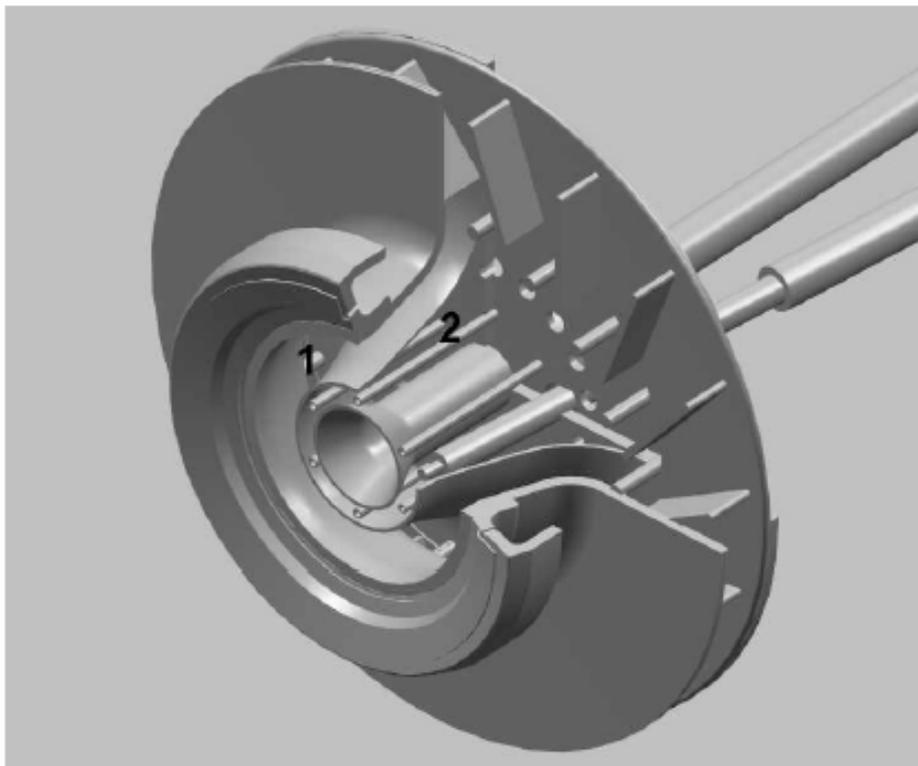
Si pone dunque l'esigenza di studiare le possibilità di funzionamento di tale camera di combustione, sia al variare del combustibile che delle condizioni di funzionamento, mediante dei modelli numerici. Negli ultimi anni si è riscontrato un crescente interesse nei riguardi della possibilità di risolvere problemi di fluidodinamica all'interno delle macchine adoperando la cosiddetta *fluidodinamica computazionale* (CFD). Tale interesse è dovuto a considerazioni di vario genere:

- il basso costo raggiunto dalle simulazioni numeriche rispetto al costo crescente delle indagini sperimentali;
- la rapidità e la semplicità nel valutare gli effetti della variazione di alcuni parametri;
- la difficoltà in taluni casi di effettuare una analisi sperimentale accurata e completa del fenomeno. A tal proposito Tuccillo R. e Cameretti M.C.[55, 108] focalizzano l'attenzione sul primo passo dello sviluppo del combustore e sui principali criteri di progetto sia per il bruciatore che per il sistema di raffreddamento del liner. È stata utilizzata sia un'analisi

numerica 2D che 3D utilizzando due modelli di turbolenza, k-epsilon e Reynolds Stress Model. È possibile osservare che i risultati dello modello di turbolenza standard k-epsilon differiscono considerevolmente da quelli RSM.



(a)



(b)

Fig. I.35. Prototipo del combustore tubolare dell'Ansaldo (a) e dettagli dei canali in ingresso(b) (dal rif. [25])

I.9.3 MICRO COMBUSTORI

Quando si riduce un combustore di turbine a gas ad ordine di grandezza dei millimetri, fondamentalmente i fattori di scala più importanti sono i seguenti:

- ❖ Relativo incremento nella “quenching distance”
- ❖ Più elevate perdite di calore dovuti ad elevati rapporti superficie/volume.
- ❖ Scarsi tempi di diffusione di massa e calore
- ❖ Flusso laminare.

I primi tre fattori inducono una fiamma non stabile ed una diminuzione del rendimento di combustione. In particolare per quanto riguarda la “**quenching distance**”, diciamo che i fenomeni di combustione dei gas hanno una loro intrinseca lunghezza di scala associata alla minima altezza a cui la fiamma può essere sostenuta, i tipici valori per una miscela costituita da metano ed aria ed idrogeno ed aria con un rapporto di equivalenza pari ad 1 e pressione atmosferica sono rispettivamente, 2.55mm e 0.64 mm. Anche se realizzabile dal punto di vista della “**quenching distance**”, diventerà difficile sostenere la fiamma quando la lunghezza di scala si riduce, a causa del sensibile incremento del rapporto perdite di calore/calore rilasciato. Assumendo che la camera di combustione sia di forma sferica, nella figura I.35 viene riportato l’andamento di tale rapporto caratteristico in funzione del diametro della camera di combustione.

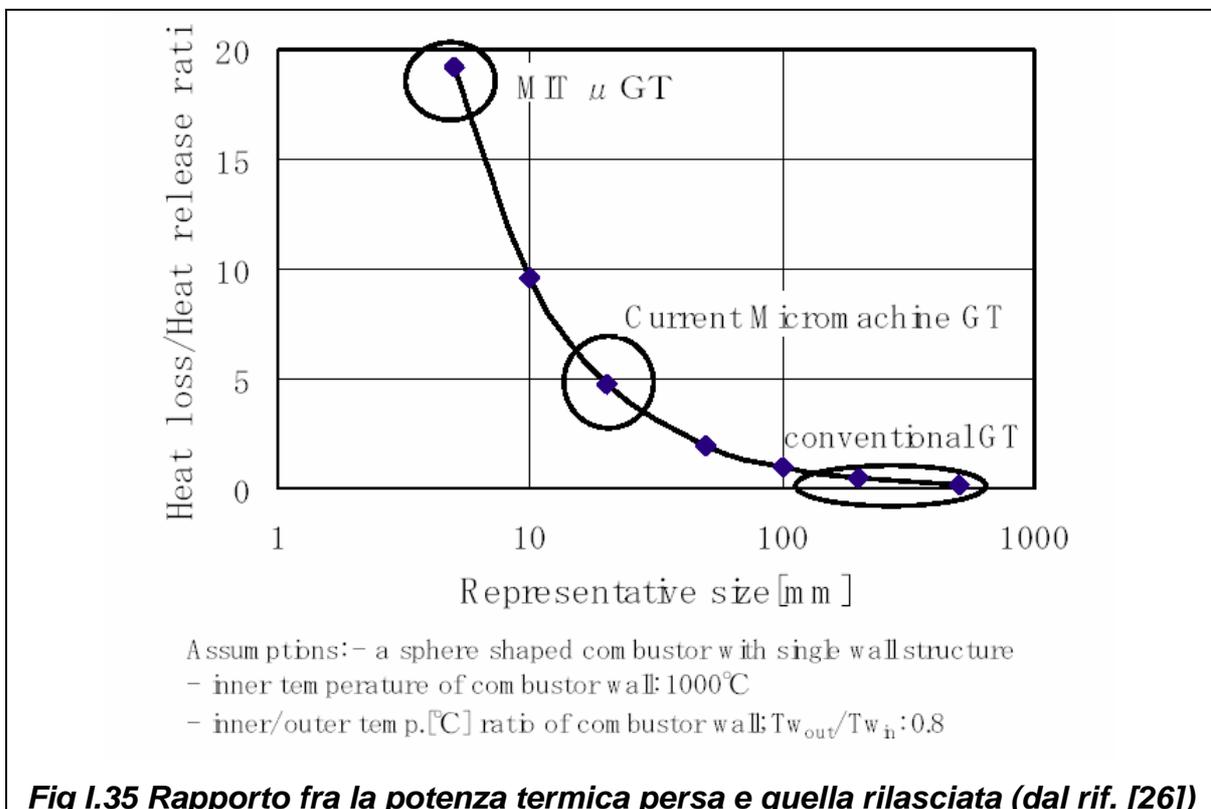


Fig I.35 Rapporto fra la potenza termica persa e quella rilasciata (dal rif. [26])

Per quanto riguarda il regime di moto in un combustore di una ultra micro turbina a gas ipotizziamo che il flusso dovrebbe essere laminare. Infatti il numero di Reynolds per tali combustori è all'incirca 100, 200, vale a dire 3-4 ordini di grandezza più basso di quello dei convenzionali combustori. Questo impedisce la realizzazione di un buon miscelamento tra combustibile ed aria e determina bassi coefficienti di scambio termico e di massa nel combustore. Pertanto se ne deduce che in un combustore di UMTG la combustione turbolenta adottata in molti convenzionali combustori, non è realizzabile. In tal modo possiamo dire che le prestazioni richieste per un tale combustore saranno:

- Basse perdite di pressione
- Basse perdite di calore verso i componenti.
- Combustione premiscelata.

Ridurre le perdite di pressione in un combustore di turbina a gas caratterizzato da bassi rapporti di compressione è particolarmente importante. Le piccole turbine a gas possono permettersi una perdita di pressione di circa 3-5% al di sopra del quale i loro rendimenti termici diminuiscono marcatamente.

D'altra parte per quanto riguarda le perdite di calore verso i componenti, c'è da tenere in considerazione che il rendimento globale di una MTG a gas si riduce in maniera apprezzabile qualora ci sia un elevato scambio termico fra il compressore e la turbina, principalmente dovuto alla diminuzione nel rendimento di queste turbomacchine. Ridurre il trasferimento di calore dalla camera di combustione può essere il problema più importante e difficile da risolvere qualora si intenda progettare un adeguato combustore per le UMTG. Una configurazione con combustore separato può essere una delle soluzioni più appropriate per migliorare le prestazioni dal punto di vista dello scambio termico, ed infatti sembra essere questo l'obiettivo della ricerca futura in tale campo. Infine, come menzionato sopra, in un combustore di UMTG il flusso laminare impedisce un rapido miscelamento tra combustibile ed aria, e quindi utilizzando un micro iniettore di combustibile, il combustibile si diffonde nelle zone periferiche prima di raggiungere la fiamma base. Ciò suggerisce una preferenza per la combustione premiscelata al posto di quella in un combustore di UMTG.

Il primo prototipo di UMTG è stato proposto dal gruppo di ricerca del MIT, tale UMTG è caratterizzata da una potenza in uscita di 16 W. La UMTG del MIT originariamente richiedeva una camera di combustione di 0.04 cm^3 , una '*space heating rate*' di $3.3 \cdot 10^3 \text{ MW/m}^3 \cdot \text{Mpa}$, una perdita di pressione del combustore del 5% ed un'efficienza del combustore del 99.5%. Il gruppo MIT costruì due microcombustori alimentati con idrogeno ed aria ed esaminò le caratteristiche della combustione. Il primo totalmente

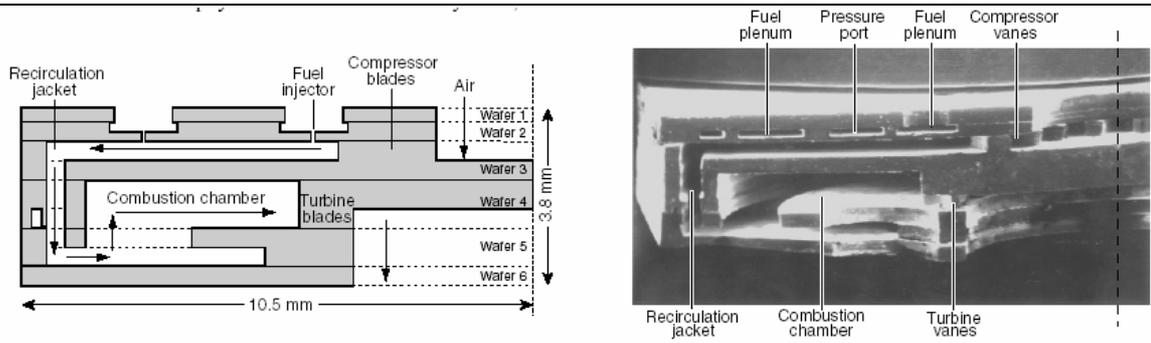
premiscelato con un volume di 0.191 cm³, mentre l'altro era un combustore a doppia zona vale a dire una configurazione con zona primaria e di diluizione con un volume di 0.346 cm³. Per la forma del combustore la miscela di aria e idrogeno entrava nella camera di combustione e formava la fiamma premiscelata sostenuta dalla zona di ricircolo all'ingresso della camera. In tal modo prima si bruciava il combustibile premiscelato in condizioni pressoché stechiometriche nella zona primaria, e poi si diluiva i prodotti della combustione riducendo la temperatura a quella desiderata, in maniera simile ai convenzionali combustori di turbine a gas. Per approfondire le conoscenze sulla fisica del fluido e sulla combustione in tali microcombustori si è fatto uso di modelli numerici in quanto un'analisi sperimentale del fenomeno nei dispositivi su micro scala sono estremamente difficili. Le prestazioni del micro combustore sono molto limitate dallo scambio termico e dalla cinetica chimica a causa di brevi tempi di residenza per una completa combustione. Sebbene il "range" di funzionamento del combustore a zona duale mostrava una regione più ampia fosse più ampio del combustore premiscelato, esso non forniva rendimenti di combustione migliori del primo progettato. In tabella I.2 è riportato un confronto dei parametri operativi per un micro combustore ed un combustore convenzionale.

Un ulteriore esempio di reali Micro combustori è offerto da Tanaka []. Il micro combustore ha una profondità da 1 a 3 mm e assicura una combustione stabile sia per miscele magre che abbastanza ricche. Esistono ancora problemi in termini di combustione completa ma i prototipi fig(I.37) lasciano comunque prevedere un'efficiente processo con una percentuale di calore rilasciato all'incirca di 300W con temperature di fiamme fino a 1500°C.

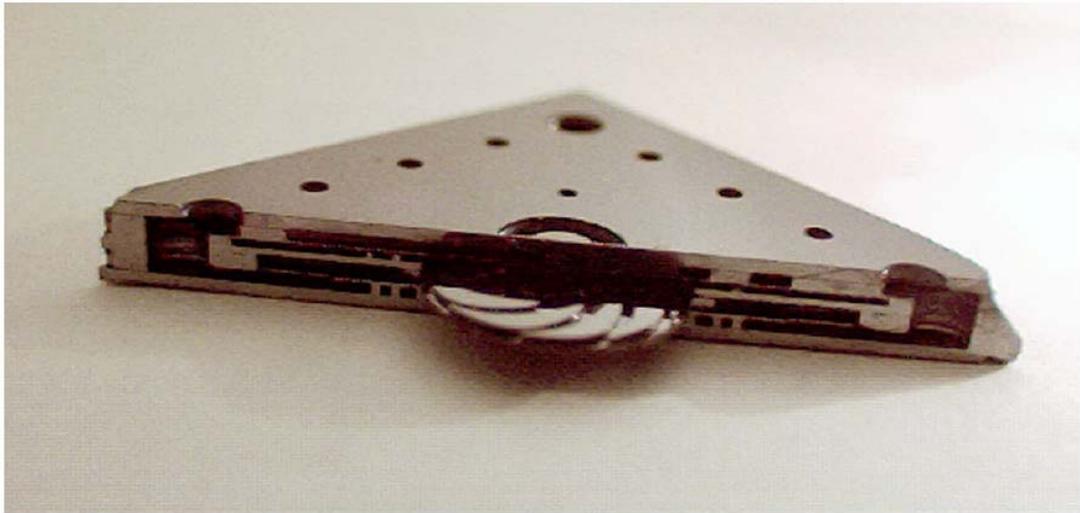
| | Conventional Combustor | Micro-Combustor |
|-------------------------|------------------------|-------------------------------------|
| Length | 0.2 m | 0.001 m |
| Volume | 0.073 m ³ | 6.6x10 ⁻⁸ m ³ |
| Cross-sectional area | 0.36 m ² | 6x10 ⁻⁵ m ² |
| Inlet total pressure | 37.5 atm | 4 atm |
| Inlet total temperature | 870 K | 500 K |
| Mass flow rate | 140 kg/s | 1.8x10 ⁻⁴ kg/s |
| Residence time | ~7 ms | ~0.5 ms |
| Efficiency | >99% | >90% |
| Pressure ratio | >0.95 | >0.95 |
| Exit temperature | 1800 K | 1600 K |
| Power Density | 1960 MW/m ³ | 3000 MW/m ³ |

(Note: residence times are calculated using inlet pressure and an average flow temperature of 1000 K.)

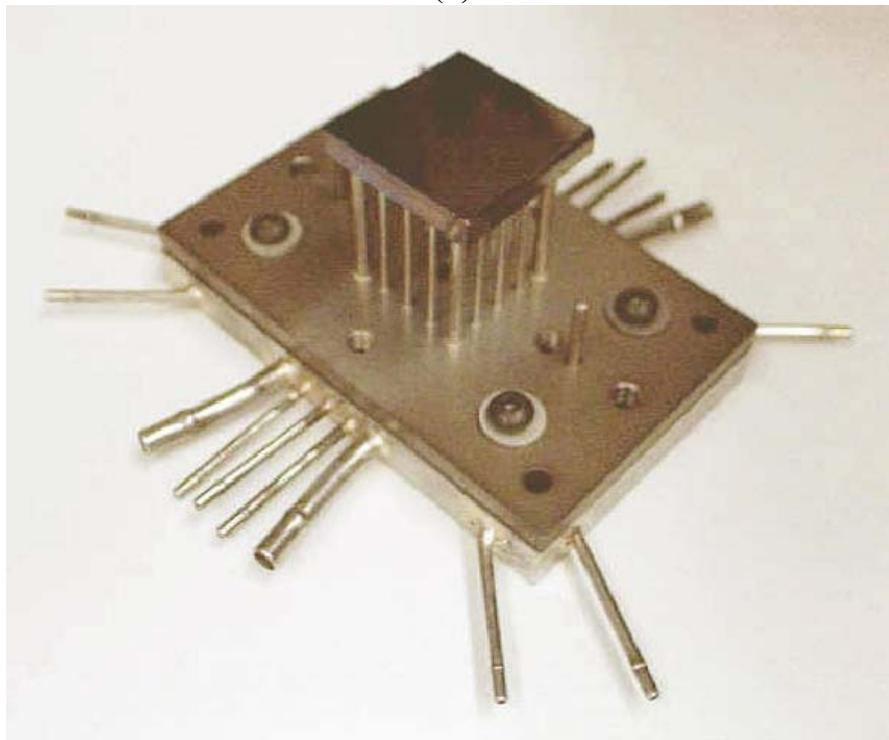
Table I.2 Confronto dei parametri operativi di un combustore di MTG e di uno convenzionale (dal rif.. [28])



(a)



(b)



(c)

Fig. I.36. (a) Schema, (b)spaccato (c) package del Micro Combustore del Mit (dal rif.. [27e 28])

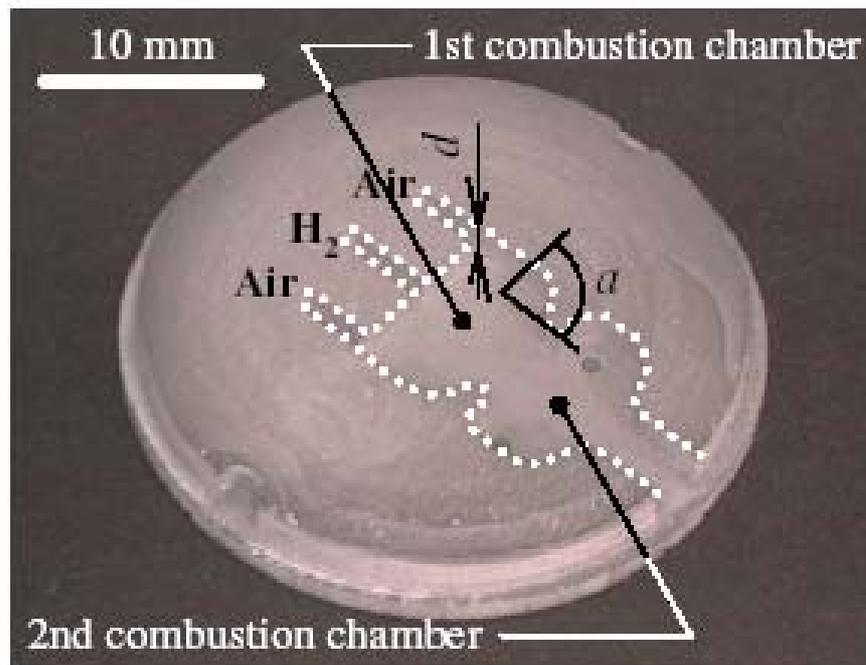
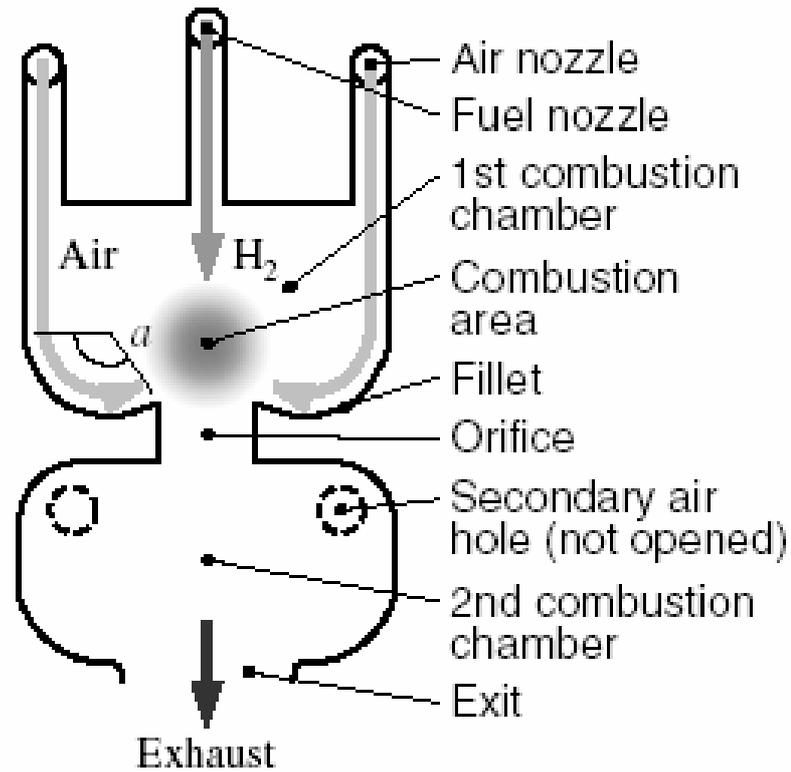


Fig. I.37. Schema di un micro combustore in materiale ceramico (dal rif. [29])

I.10 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 tabella I.3 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.

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <i>Compressore</i> | |
| <i>Turbina</i> | 25% |
| <i>Combustore</i> | |
| <i>Rigeneratore</i> | 30% |
| <i>Apparecchiature</i> | 25% |
| <i>Electroniche</i> | |
| <i>Generatore</i> | 5% |
| <i>Accessori</i> | 5% |
| <i>Package</i> | 10% |
| Tabella I.3 Costo percentuale dei componenti di una MTG (dal rif. [30]) | |

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 figura I.38 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.

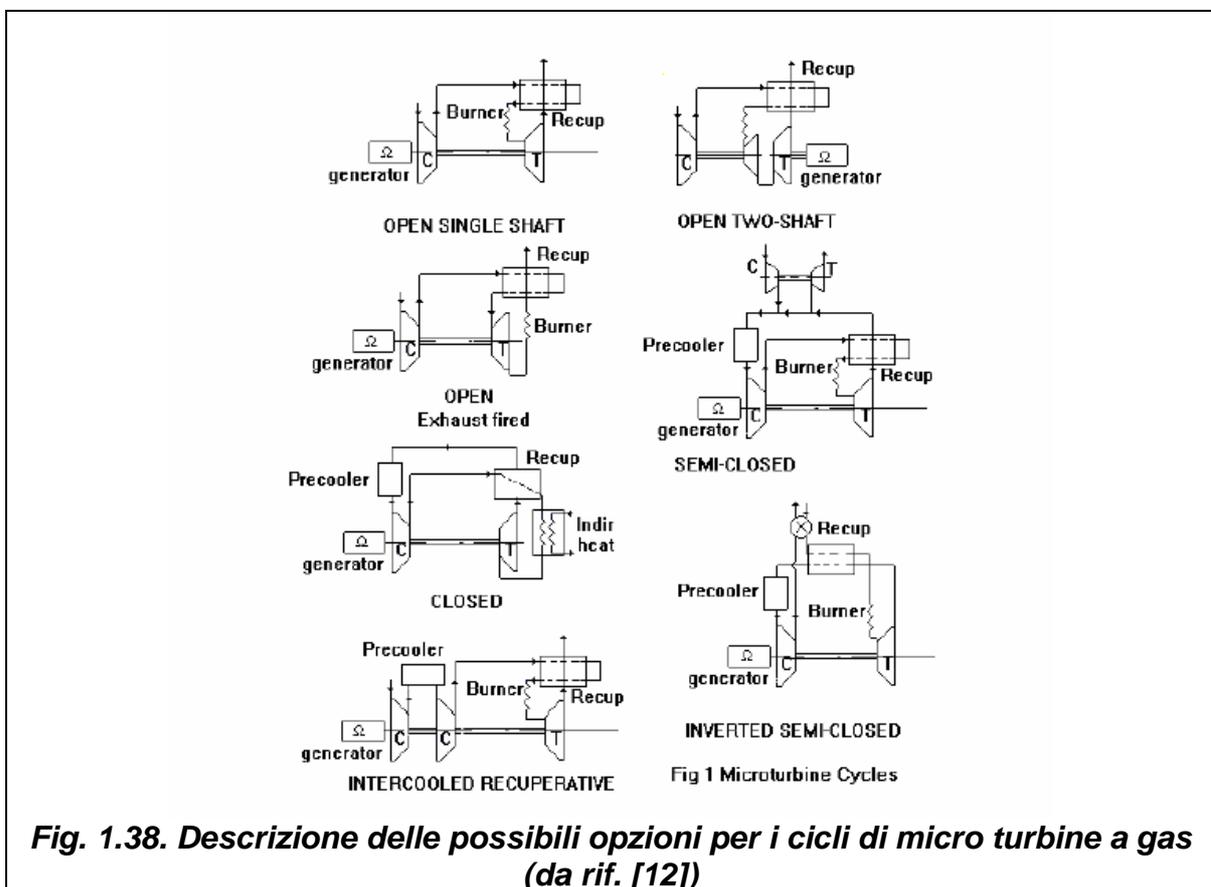
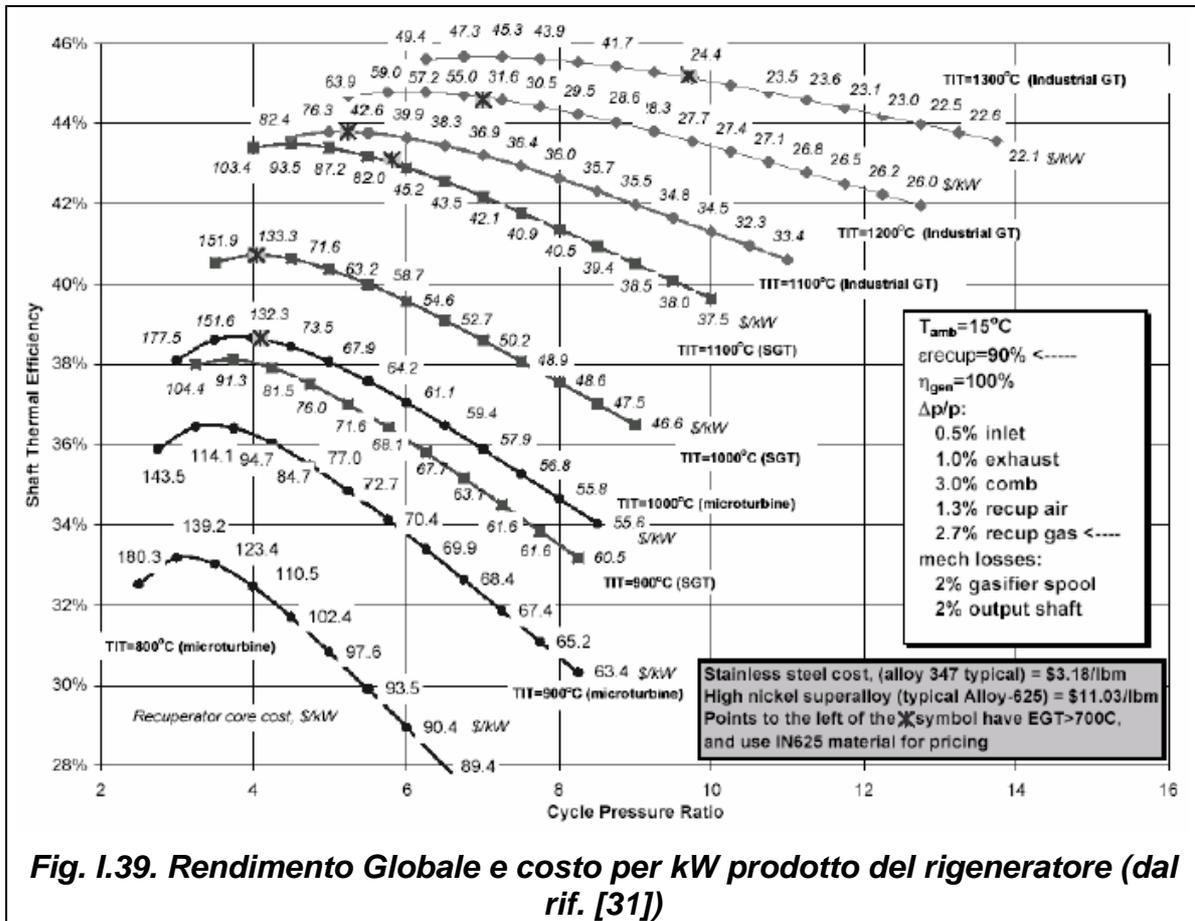


Fig. 1.38. Descrizione delle possibili opzioni per i cicli di micro turbine a gas (da rif. [12])

Il ruolo centrale che gioca il rigenerato è enfatizzato dal diagramma riportato in figura I.39 che sottolinea l'importanza sia del recupero che delle perdite di pressione sul rendimento del ciclo termodinamico.



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 fig. 1.40 e il ciclo risurriscaldato proposto in fig. 1.41. 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.

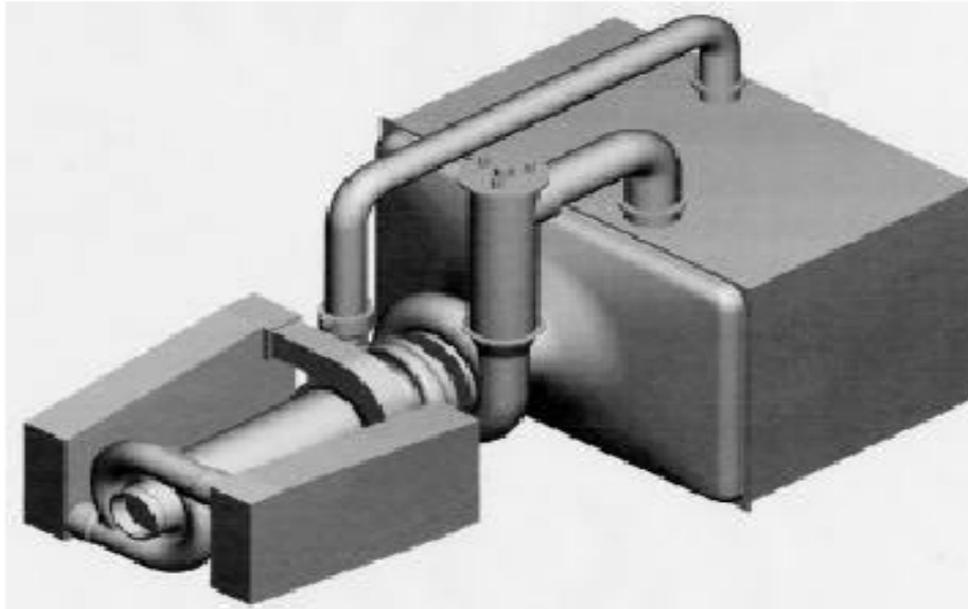


Fig. 1.40. Rigeneratore utilizzato in ciclo interrefrigerato (da rif. [32])

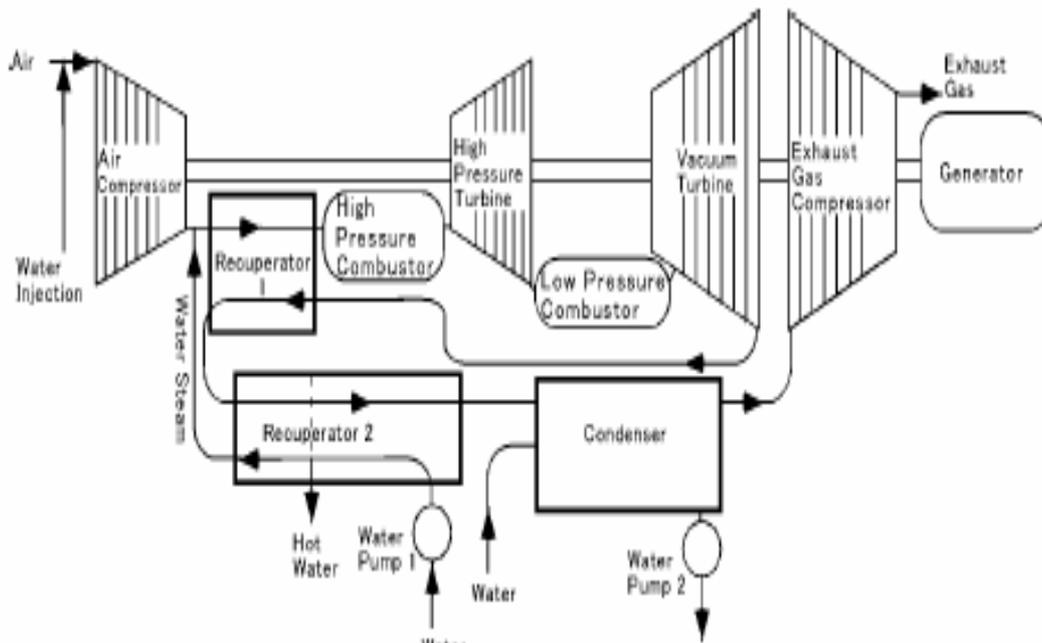
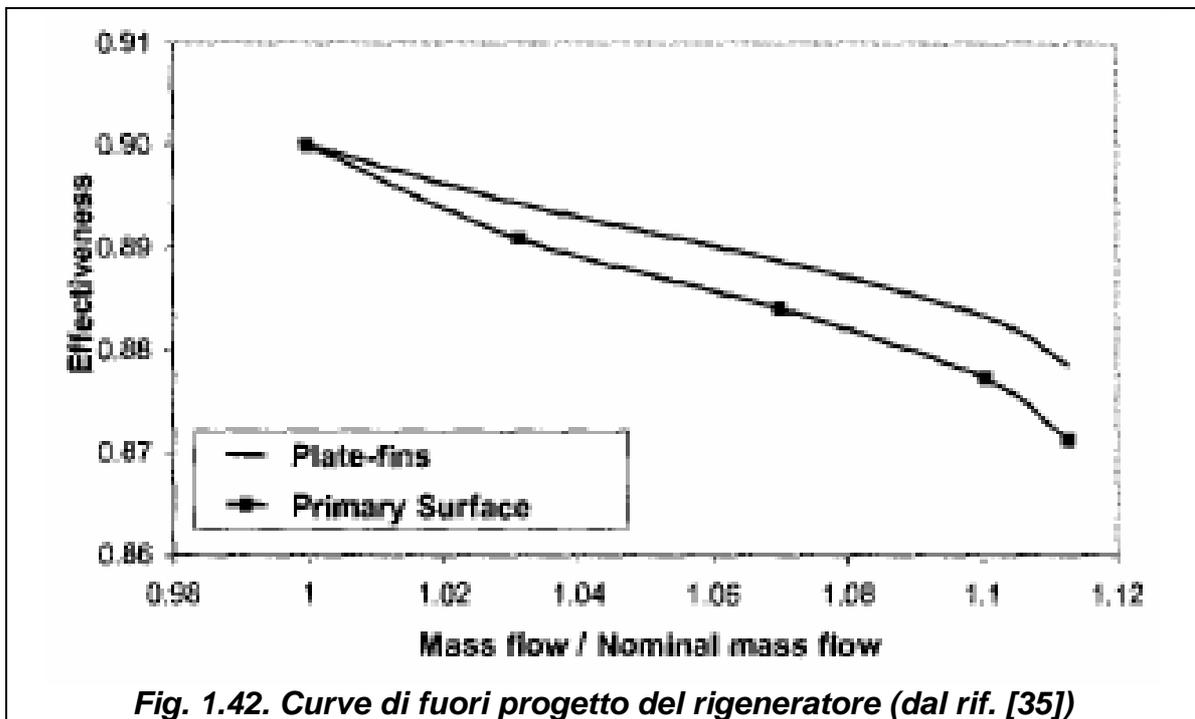


Fig. 1.41. Rigeneratore utilizzato in un impianto con aria umida (da rif. [33 e 34])

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 come riportato da Massardo, andando a confrontare le prestazioni del rigeneratore utilizzando le due diverse superfici di scambio termico in condizioni di fuori progetto fig.1.42, si nota come le superfici alettate siano capaci di garantire delle prestazioni migliori rispetto alle superfici primarie.



Poiché le condizioni di fuori progetto sono tipiche condizioni operative per le microturbine soprattutto quando esse sono impiegate in una configurazione cogenerativa, il tipo di applicazione e i bisogni del cliente dovrebbero essere presi in considerazione nella scelta del miglior rigeneratore.

In figura I.43 vengono riportate tipiche mappe caratteristiche del funzionamento dei rigeneratori.

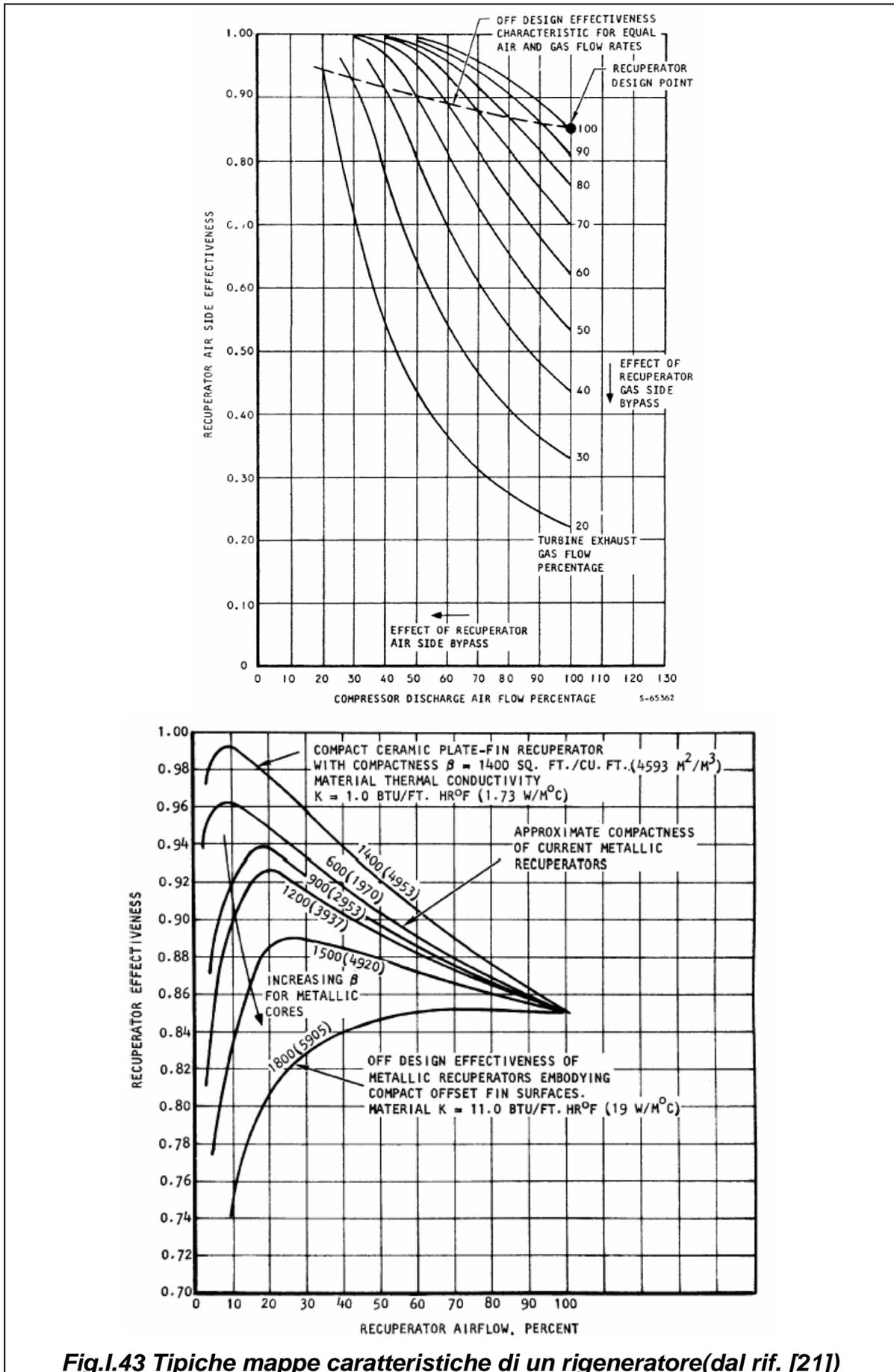


Fig.I.43 Tipiche mappe caratteristiche di un rigeneratore(dal rif. [21])

I.10.1 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 1.44 .

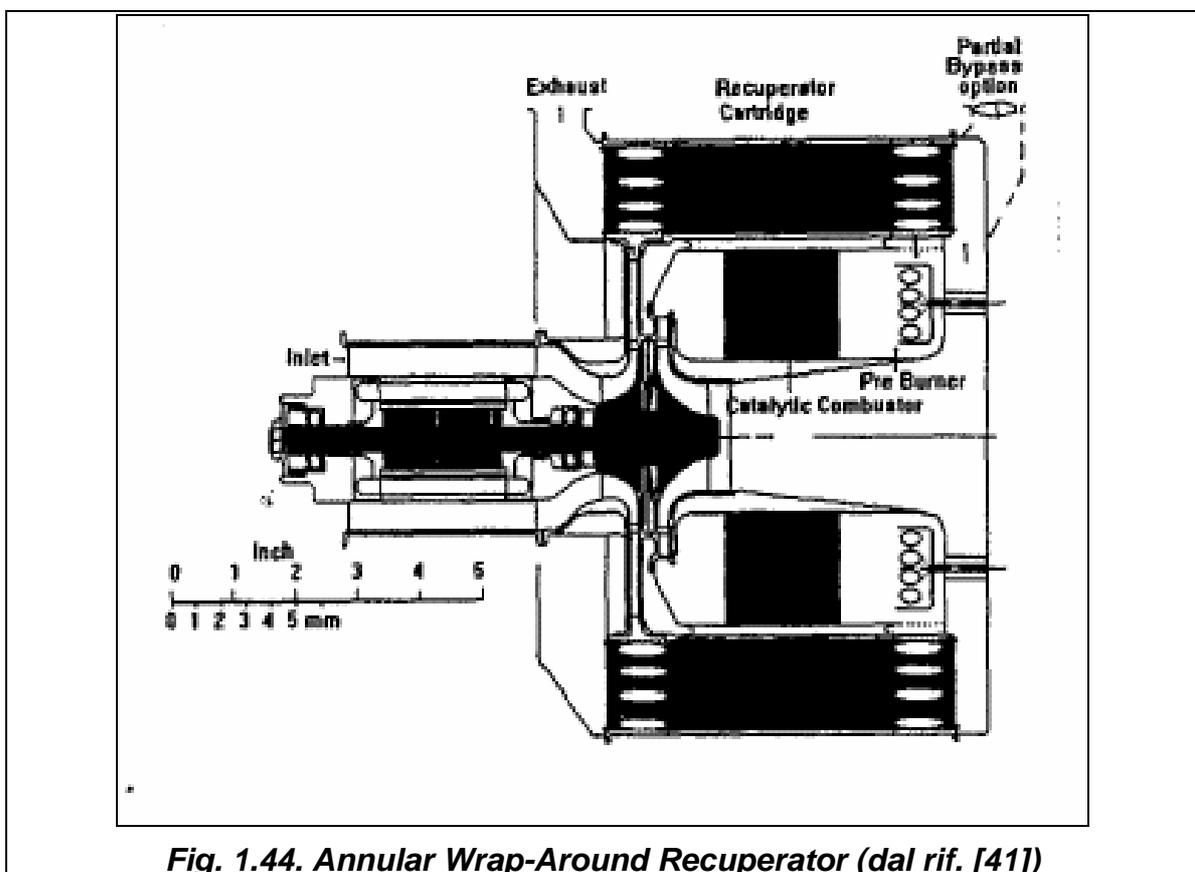


Fig. 1.44. Annular Wrap-Around Recuperator (dal rif. [41])

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 1.45). Questo tipo di disposizione, denominata "Rear-Mounted Recuperator" è adatta sia per i combustori tubolari che anulari.

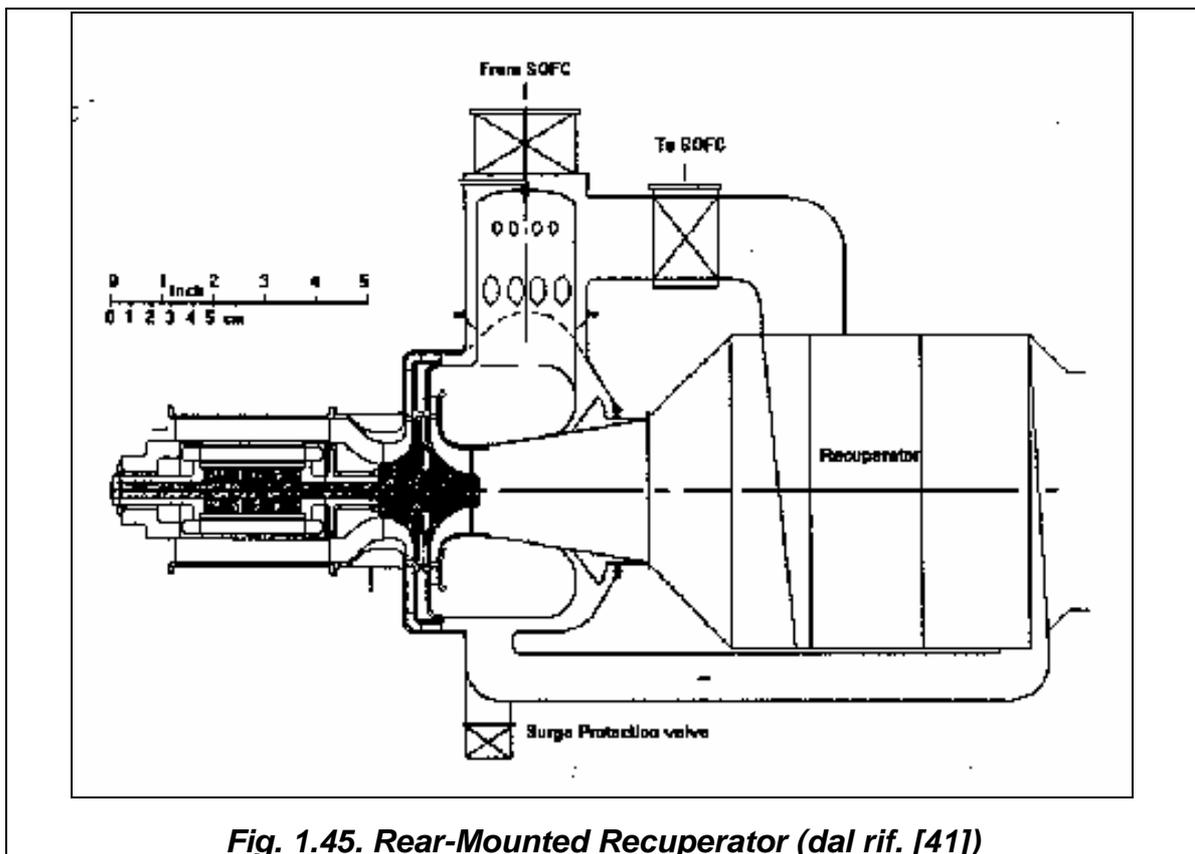


Fig. 1.45. Rear-Mounted Recuperator (dal rif. [41])

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.

1.10.2 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 stagno 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.



Fig. 1.46 Rigeneratore con superficie primaria (dal rif. [36])

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.I.46. Il rigeneratore che vediamo 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. 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.1.47.



Fig. 1.47. Rigeneratore di superficie primaria a forma di cubo(dal rif. [37])

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 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.1.10.

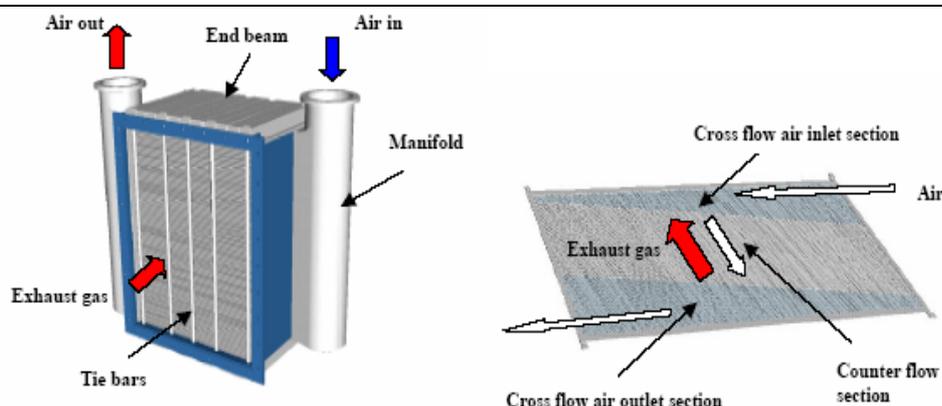


Fig:1.48 Rigeneratore a flusso contro corrente (dal rif. [38])

Altri recuperatori di superficie primaria sono presentati in fig 1.11 e 1.12. In fig 1.11 abbiamo un rigeneratore anulare con tubi concentrici a flusso contro corrente, mentre in fig 1.12 abbiamo un rigeneratore a spirale di acciaio inossidabile progettato per la regolarità di funzionamento, compattezza e basso costo.

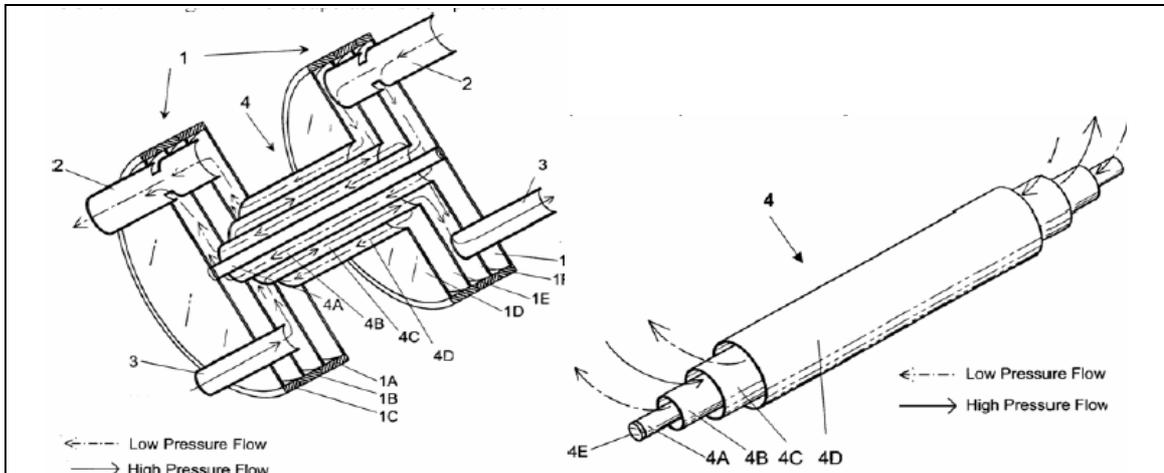


Fig 1.49 Rigeneratore anulare a tubi concentrici (dal rif. [39])

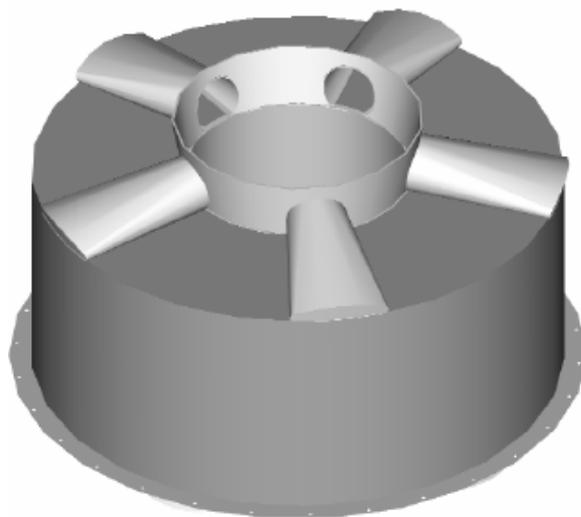
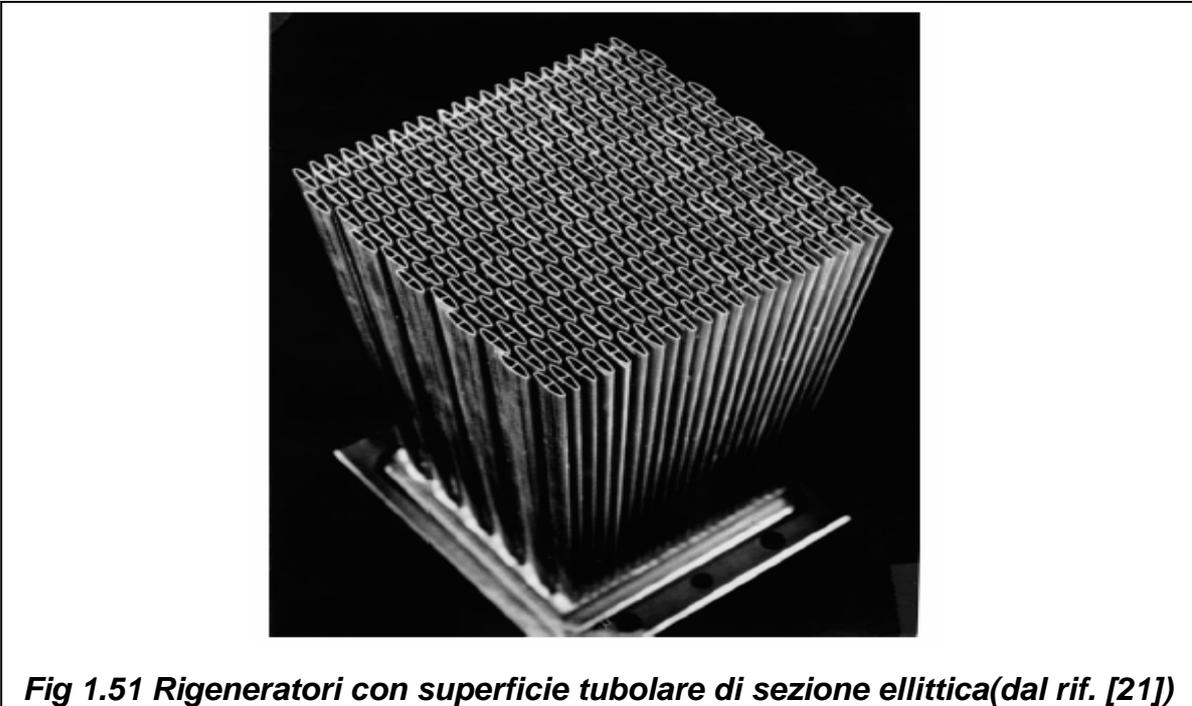


Fig 1.50 Rigeneratore a spirale di acciaio inossidabile (dal rif. [40])

Per quanto riguarda le superfici primarie tubolari hanno il vantaggio di contenere fluidi ad alta pressione con un minimo spessore di parete paragonato ad ogni altra superficie primaria dalla geometria non circolare. In questo contesto rigeneratori molto compatti furono sviluppati all'inizio degli anni '90 con i diametri interni di 1 e 0.3 mm grazie alla oramai sviluppata tecnologia di fabbricazione, ma a causa del suo alto costo non si ebbe una grande commercializzazione. Gli svantaggi delle prestazioni di una disposizione con tubi circolari sono, un'area di scambio più piccola e un più basso coefficiente di scambio termico comparato ad una geometria rettangolare, inoltre tale configurazione presenta più

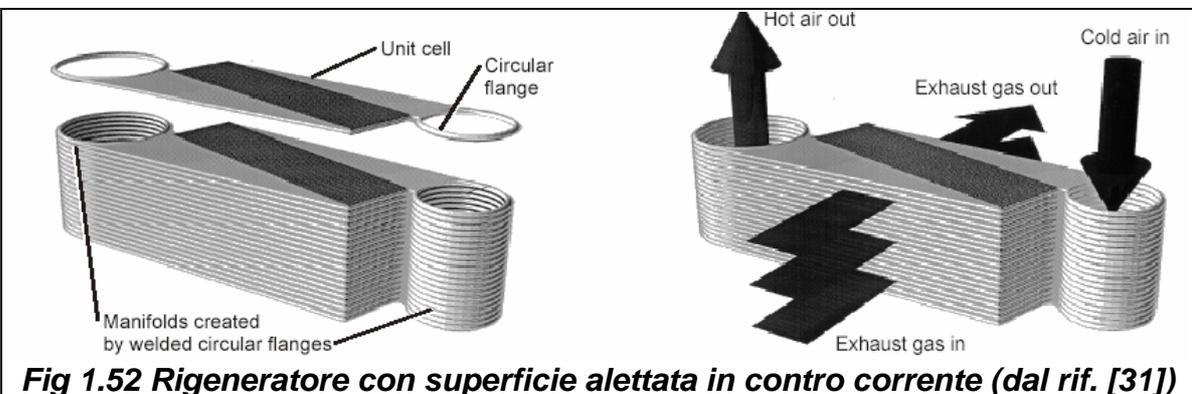
alte perdite di carico sulla superficie esterna del tubo, a causa della resistenza all'avanzamento associata con tubi circolari.

Pertanto per ovviare agli svantaggi delle prestazioni di tubi circolari si utilizzano tubi ellittici nel rigeneratore come mostrato in fig.1.13. In definitiva questo rigeneratore ha mostrato alta integrità strutturale in aggiunta alle elevate prestazioni.



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. Ingersoll-Rand Energy System ha sviluppato un rigeneratore con superficie alettata come mostrato in figura.



Un ulteriore esempio di rigeneratore con superficie alettata è quello mostrato in figura I.53 per una MTG da 75 kW. In figura I.54 è possibile osservare il profilo di una

superficie alettata e in figura I.55 come vengono assemblate tali superfici per dare un sistema compatto.



Fig.I.53 Rigeneratore Compatto con superfici alettate per una MTG da 75 kW (dal rif. [21])

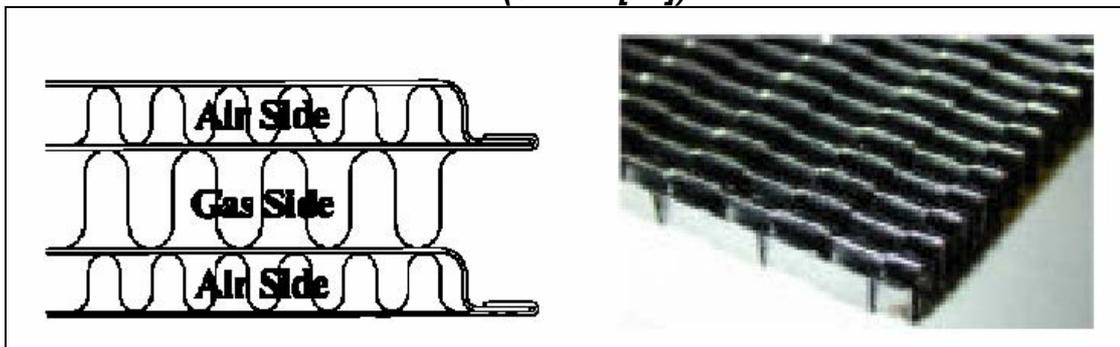


Fig.I.54 Profilo delle superfici alettate



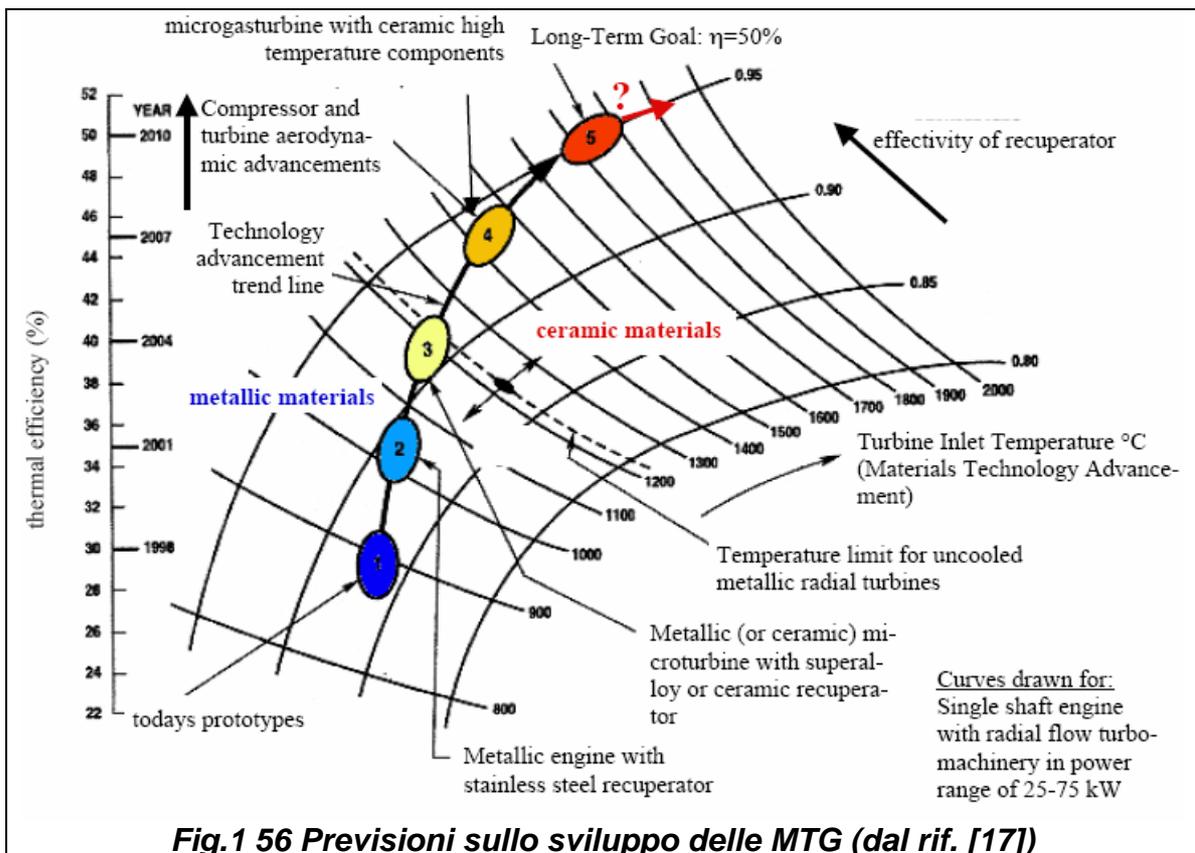
Fig. I.55 Assemblato delle superfici alettate

I.10.3 Limiti dei Materiali dei rigeneratori e sviluppi futuri

Per la prossima generazione di MTG gli obiettivi saranno:

- Rendimenti globali confrontabili con quelli dei motori a combustione interna
- Costo della macchina di 500 \$/kW
- Emissioni di NOx < di 10 ppm
- Alcuni anni di funzionamento prima di eventuali revisioni
- Flessibilità per quanto riguarda l'utilizzo di diversi combustibili

È chiaro che un significativo incremento nel rendimento delle MTG può solo essere raggiunto incrementando la temperatura di ingresso in turbina, ma siccome attualmente molte delle MTG vengono progettate per utilizzare componenti metallici senza aria di raffreddamento, temperature di funzionamento più alte senza nessun miglioramento nelle prestazioni dei materiali porterebbero ad un ciclo di vita della macchina molto breve. Pertanto, miglioramenti nel rendimento delle MTG possono solo essere realizzati attraverso l'utilizzo di componenti costruiti con acciai speciali e materiali ceramici resistenti ad alte temperature.

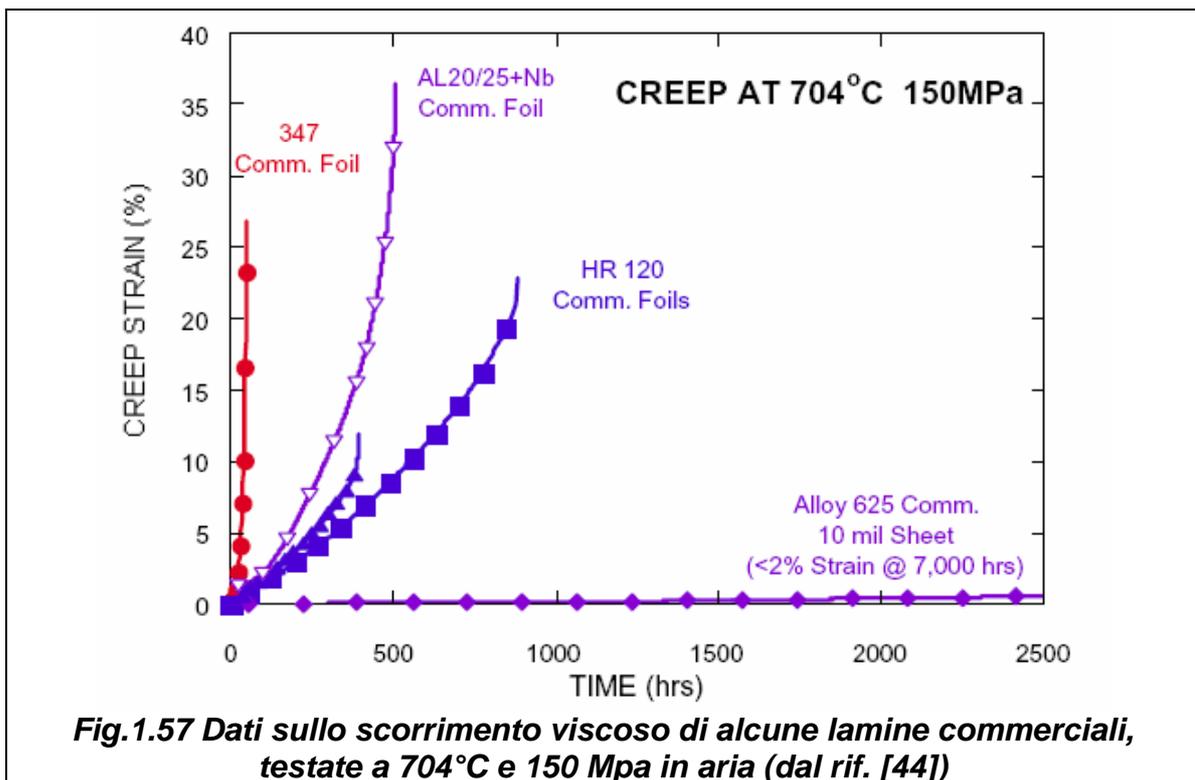


Uno dei componenti critici in queste turbomacchine con piccoli rapporti di compressione è come detto il rigeneratore che è responsabile in maniera significativa del rendimento globale della MTG. I rigeneratori convenzionali sono costituiti da sottili

lamine metalliche le quali recuperano parte del calore dai gas esausti e lo trasferiscono all'aria in ingresso.

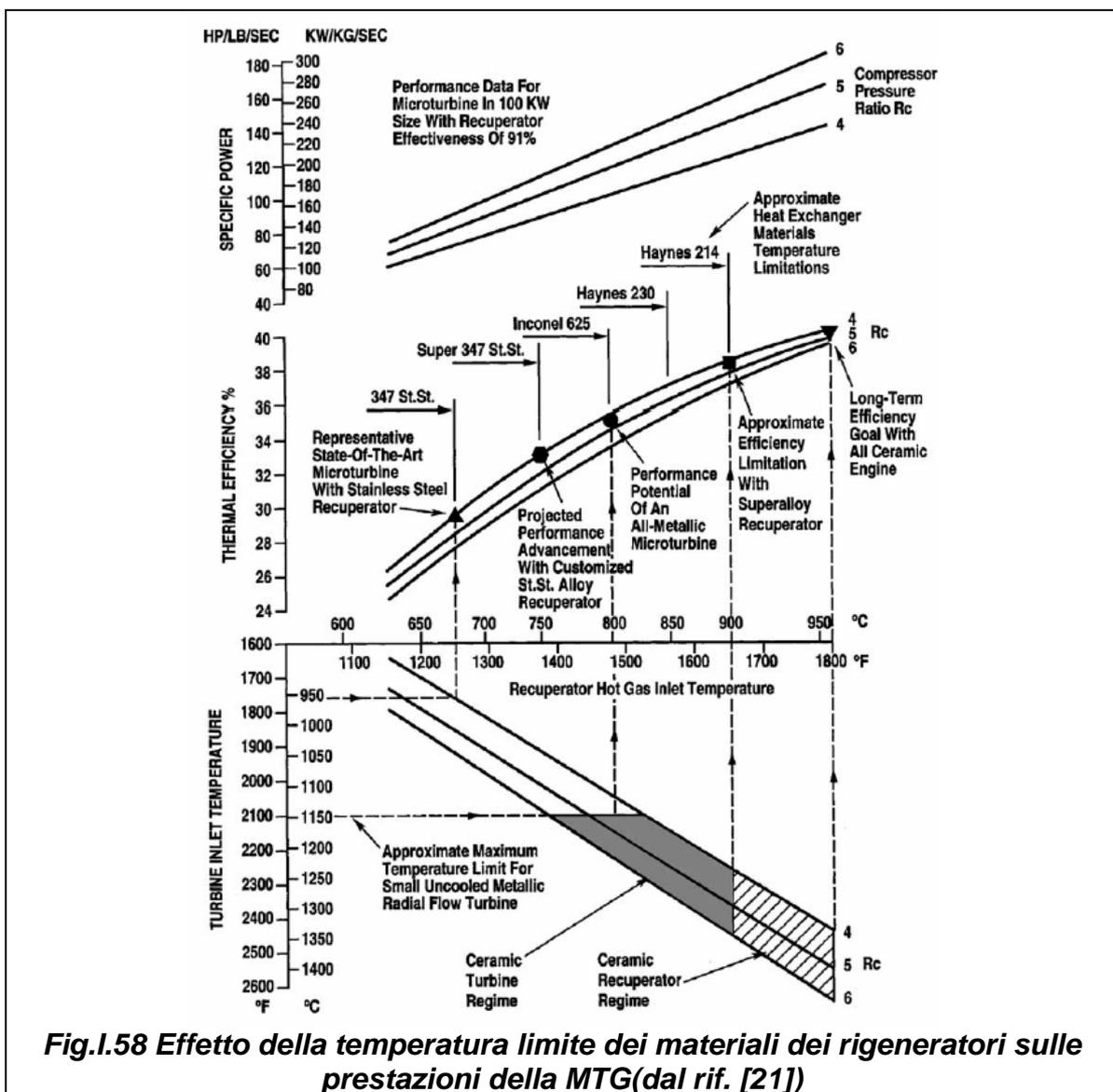
Nella prima generazione di microturbine l'acciaio inossidabile austenitico tipo 347 è stato ampiamente utilizzato. È generalmente scelto per il costo relativamente contenuto, disponibilità in lamine (i rigeneratori sono tipicamente fatti da lamine dello spessore di 100-200 micron), buone caratteristiche di fabbricazione ed una resistenza accettabile all'elevata temperature.

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. In figura 1.57 viene riportata una rappresentazioni dei risultati ottenuti su alcune leghe commerciali utilizzate per la costruzione dei rigeneratori. Da questo diagramma si evidenzia come effettivamente la lega 625 è molto resistente ai fenomeni di scorrimento viscoso, mentre l'acciaio 347 è molto debole.



Pertanto come è possibile osservare da fig. I.58 a parità di rapporto di compressione un incremento della temperatura di ingresso in turbina viene a determinare un incremento del rendimento della turbina a gas, ma così facendo i gas caldi entranti nel rigeneratore raggiungono valori per cui sarà molto difficile rispettare il ciclo di vita dello scambiatore di calore (tipicamente 40000 ore) utilizzando l'acciaio inossidabile 347. Con tale tipo di materiale, la cui temperatura limite è di 675°C, si possono raggiungere rendimenti del

30%. 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 come può essere osservato nel diagramma.



Comparison of recuperator materials for 100 kW microturbine

| Material | Data source | 347 stainless steel | Super 347 stainless steel | Inconel 625 | Haynes 230 | Haynes 214 | Bi-metallic 77% 347, 23% Inconel 625 |
|--------------------------------------------------|-------------------------|-----------------------------|---------------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|
| Material cost factor | Ref. [22] | 1 | 1.5 | 5 | 7 | 9 | 1.92 equiv. |
| Maximum metal temperature, °C | Ref. [22] | 675 | 750 | 800 | 850 | 900 | As for parent metals |
| Nickel content, % | Ref. [24] | 11.2 | 13.0 | 61.2 | 52.7 | 76.5 | – |
| Relative thermal expansion coefficient at 675 °C | Ref. [27] | 1.0 | 1.0 | 0.85 | 0.82 | 0.78 | – |
| Approximate thermal efficiency, % | Fig. 13 | 29.5 | 33.0 | 35.0 | 36.5 | 38.0 | 35.0 |
| Recuperator effectiveness | Fig. 13 | 0.87 | 0.91 | 0.91 | 0.91 | 0.91 | 0.91 |
| Turbine inlet temperature, °C | Fig. 13 | 954 | 1070 | 1150 | 1205 | 1271 | 1150 |
| Compressor pressure ratio | | 4 | 4 | 4–5 | 4–5 | 4–5 | 4–5 |
| Specific power, kW/kg s | Figs. 3 and 13 | 122 | 156 | 178 | 200 | 220 | 178 |
| Air flow, kg/s | | 0.82 | 0.64 | 0.56 | 0.50 | 0.45 | 0.56 |
| Matrix specific weight, kg/kg s | Fig. 6 from Ref. [12] | 100 | 160 | 160 | 160 | 160 | 160 |
| Matrix metal weight, kg | | 82 | 102 | 90 | 80 | 72 | 90 |
| Metal cost, \$/kg | Ref. [12] for base case | 12 base case | 18 | 60 | 84 | 108 | 23 equiv. |
| Matrix metal cost, \$ | | 984 | 1836 | 5400 | 6720 | 7776 | 2070 |
| Notes | | Existing operating machines | New stainless steel alloy under development | Upper limit for all-metallic engine | For ref. ceramic turbine required | For ref. maximum for superalloy recuperator with ceramic turbine | Proposed lower cost recuperator approach |

Alcuni anni fa sono terminati in Giappone i programmi di ricerca e sviluppo di MTG costruite con materiali ceramici di taglie rispettivamente di 300 e 100 kW elettrici. La fig.I.59 mostra la Kawasaki CGT302 con gli inclusi componenti ceramici. Il rendimento di questa macchina sperimentale è del 42%. Una grande quantità di dati e preziose conoscenze fu accumulata attraverso questi progetti. Nonostante ciò il problema più grande rimane ancora l'affidabilità.

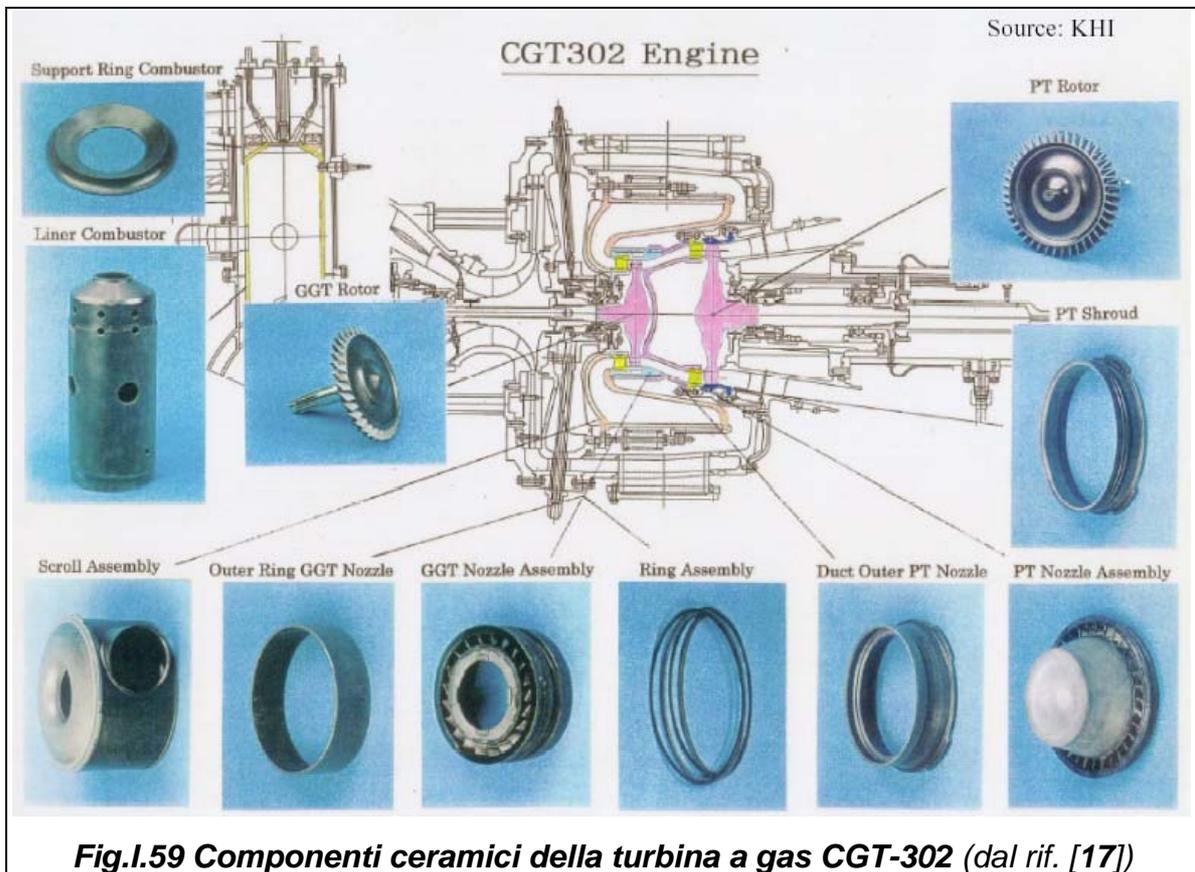
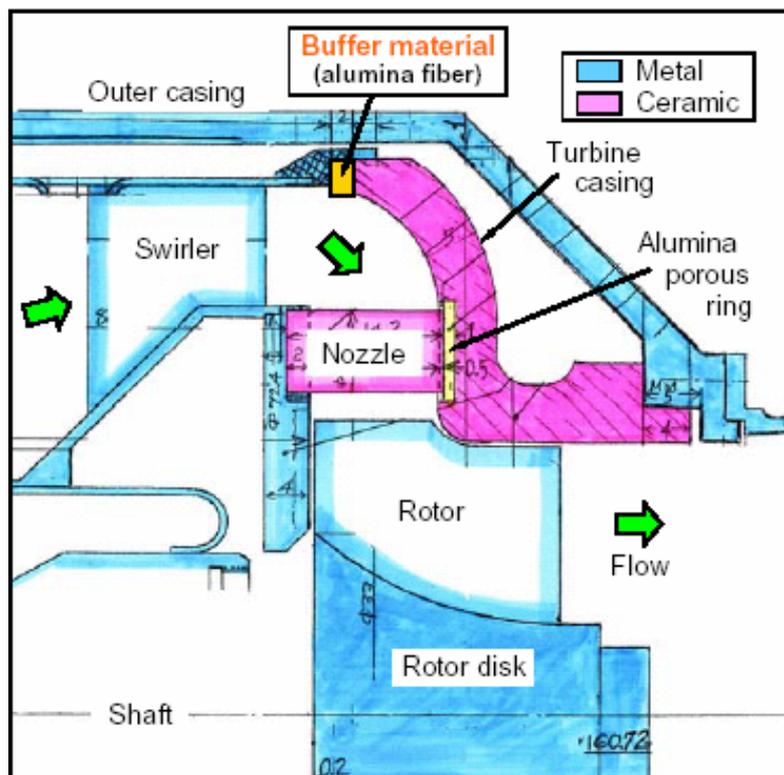
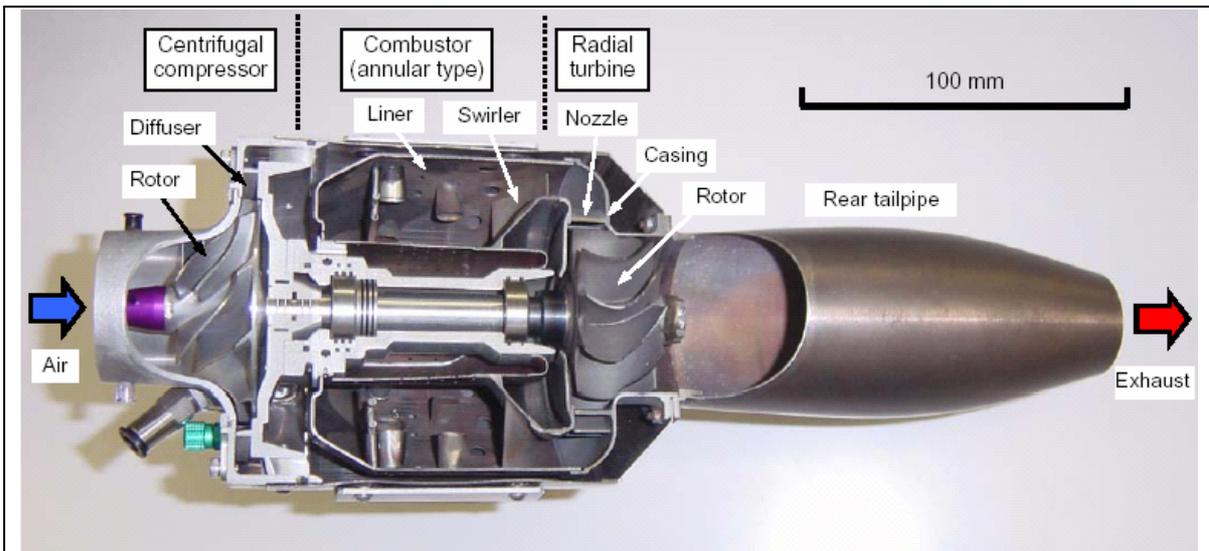


Fig.I.59 Componenti ceramici della turbina a gas CGT-302 (dal rif. [17])

Oggi lo sviluppo dei materiali ceramici per le turbine a gas è rivolto verso turbine a gas di taglie ridotte. In figura I.60 viene mostrata la struttura e le specifiche del motore J-850. Il motore consiste di un compressore centrifugo, un combustore anulare e una turbina radiale. Il motore non ha un generatore elettrico perché è stato sviluppato originariamente come un motore turbojet per la propulsione di modelli di aerei radio controllati. Il diametro di uscita del motore è di 106 mm. Il compressore è fatto di una lega di alluminio. Il liner e lo swirler del combustore anulare sono fatti di acciaio inossidabile. Mentre la turbina, il nozzle e la carcassa del compressore di materiali ceramici. Il rotore ceramico è costituito di nitrato di silicio del tipo SN-235 silicon nitride mentre il nozzle è del tipo SN-01. Le proprietà meccaniche del SN-235 e SN-01 sono date in figura I.60.



| | | | |
|---------------------------------------|---------------------------------|--------------------------|-------------------------|
| Compressor | Single centrifugal | | |
| Turbine | Single radial | | |
| Combustion chamber | Annular | | |
| Maximum thrust | 8.0 kgf (17.6 lbs) | | |
| Maximum rotor speed | 130,000 rpm | | |
| Maximum airflow | 0.15 kg/sec | | |
| Pressure ratio | 2.70 | | |
| Maximum exhaust gas temperature | 800°C (1,472°F) | | |
| Full throttle exhaust gas temperature | 750°C (1,382°F) | | |
| Low throttle exhaust gas temperature | 450°C (842°F) | | |
| Maximum fuel consumption | 270 cc/min | | |
| Ignition | Glow ignition | | |
| Starting | Compressed air | | |
| | | SN-235 | SN-01 |
| | Density | 3.25 g cm ⁻³ | 3.20 g cm ⁻³ |
| | Vickers hardness (at 9.807 N) | 14.5 GPa | --- |
| | Strength (4-point bending test) | 921 MPa | --- |
| | Young's modulus | 304 GPa | 294 GPa |
| | Poisson's ratio | 0.28 | 0.28 |
| | Fracture toughness (SEPB)* | 6.4 MPa m ^{0.5} | --- |

Fig I.60 Microturbina a gas con materiali ceramici(dal rif. [46])

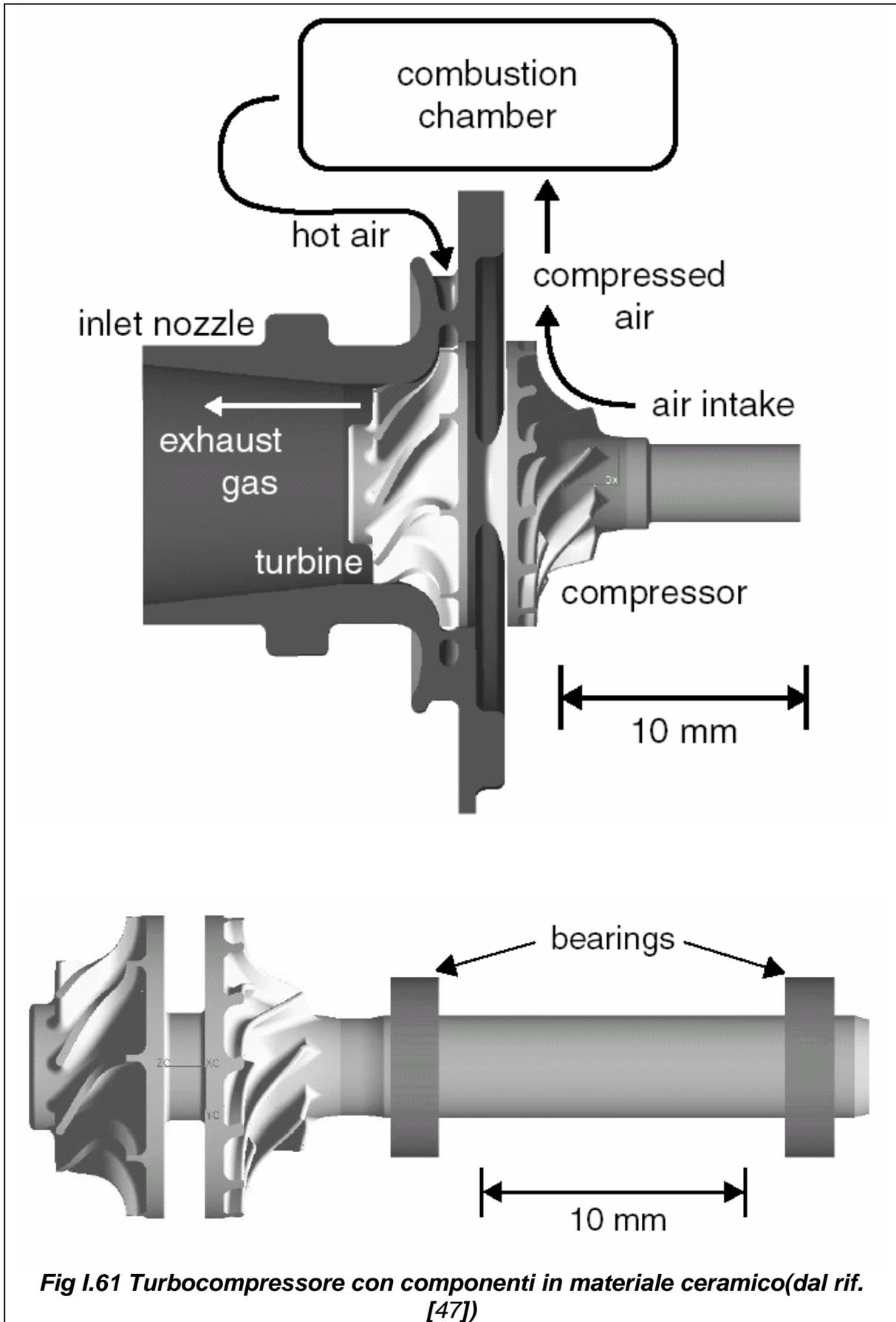
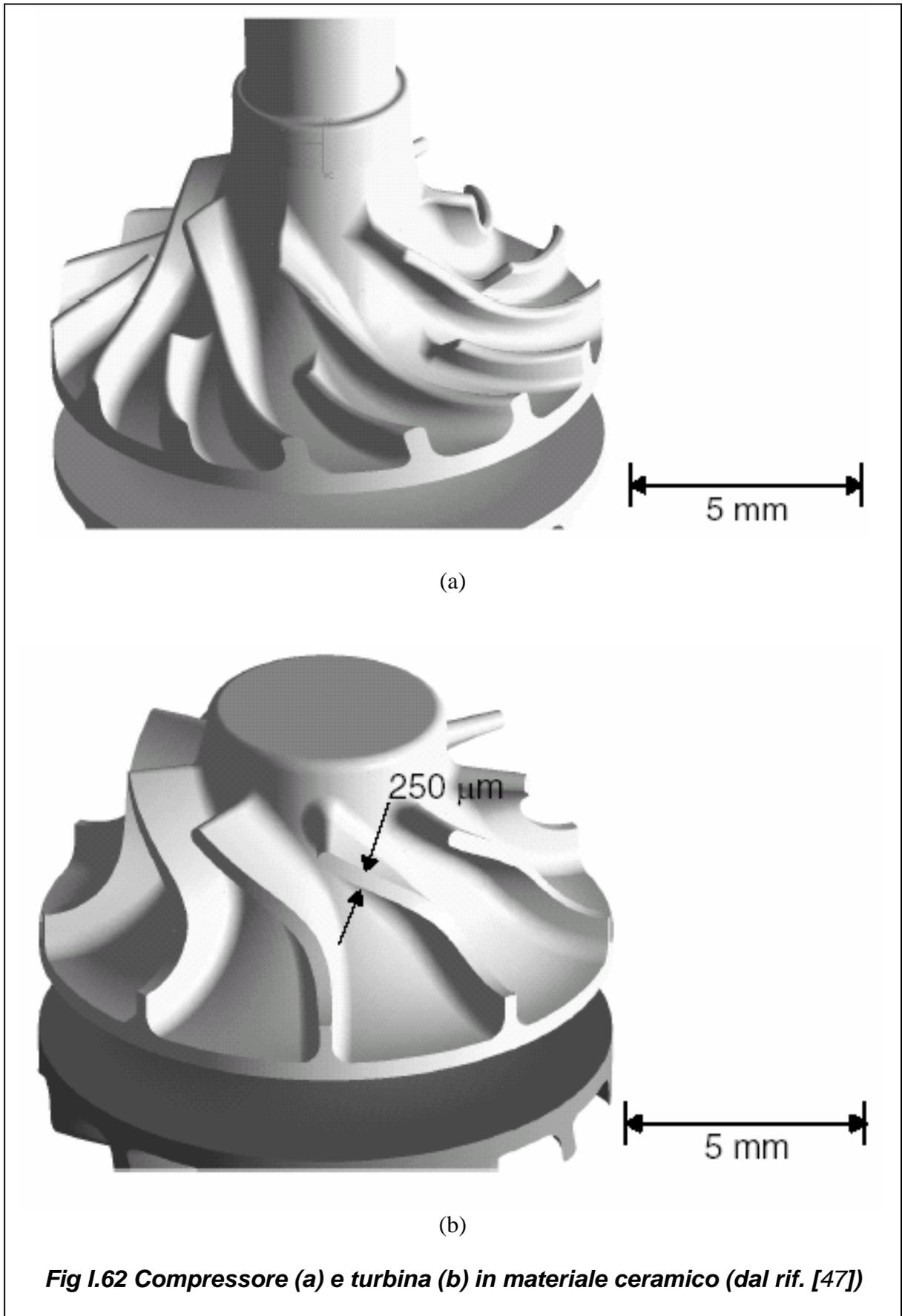


Fig I.61 Turbocompressore con componenti in materiale ceramico(dal rif. [47])



1.11 IL GENERATORE

I dispositivi, che trasformano energia mediante processi elettromagnetici sono conosciuti come macchine elettriche. Ci sono tre distinti dispositivi per la conversione dell'energia:

1. I trasformatori, che convertono l'energia elettrica in un'altra forma di energia elettrica, con differenti proprietà di tensione e corrente.
2. I motori dove l'energia elettrica è convertita in energia meccanica.
3. I generatori per generare energia elettrica da energia meccanica.

La maggior parte delle macchine elettriche utilizzano i principi sulle forze magnetiche per realizzare la trasformazione di energia. La forza magnetica di cui stiamo parlando è quella nota come forza di Lorentz:

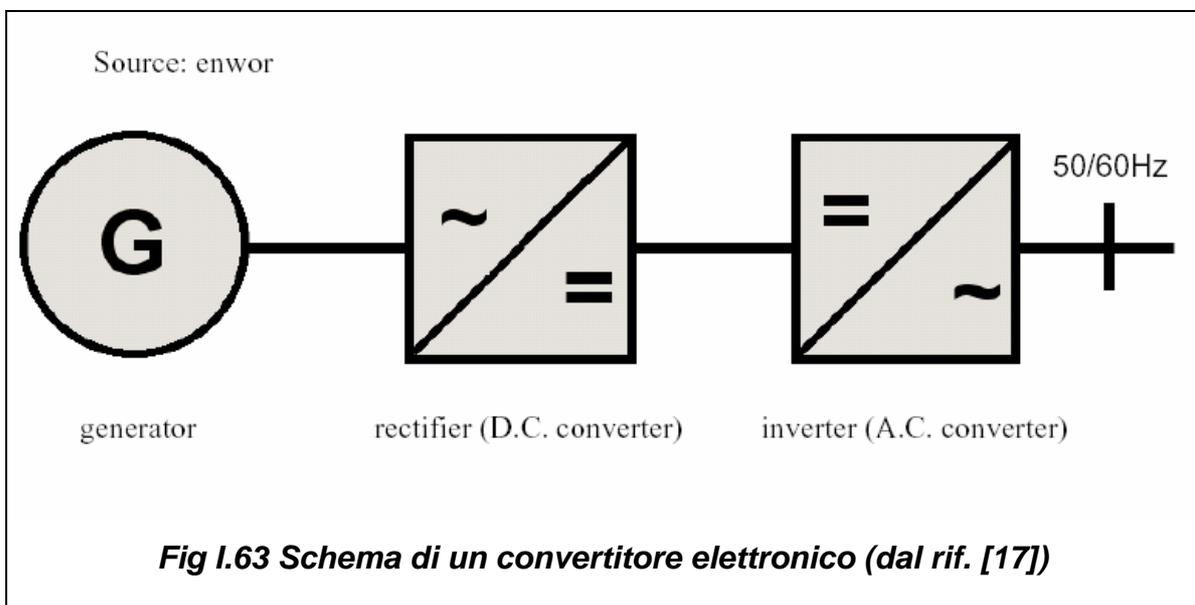
$$F_L = B \cdot l \cdot I$$

tale forza ricordiamo è direttamente proporzionale all'induzione magnetica del campo B, alla lunghezza del filo l e alla corrente che lo attraversa I. Le forze elettriche basate sull'attrazione delle cariche, sono in generale troppo deboli per applicazioni standard e sono solo utilizzate in micro applicazioni.

Dopo questa breve premessa sulle macchine elettriche, trattiamo più in dettaglio dei generatori elettrici.

La corrente ad alta frequenza (1300-4000 Hz) fornita dal generatore del sistema a microturbina deve essere convertita, tramite un raddrizzatore a diodi, in corrente continua e quindi riconvertita in corrente alternata a 50 o 60 Hz da un inverter

Molti dei costruttori citati nella *tabella I.1* integrano in una configurazione di turbina a gas mono-albero con una scatola elettronica del cambio. Uno schema della scatola elettronica del cambio della Capstone C30 è mostrata in fig. I.63.



Solo Ingersoll Rand installa una scatola del cambio meccanica per ridurre la frequenza di rotazione e connettere l'albero al generatore. Comparata alla versione meccanica la scatola elettronica del cambio riduce sia le perdite che la complessità della macchina. Rispetto all'alternatore convenzionale l'impiego del generatore ad alta velocità in sistemi a microturbina offre diversi vantaggi quali un costo inferiore, minori perdite di potenza, maggiore affidabilità, maggiore compattezza, indipendenza della frequenza della corrente elettrica dalla velocità della turbina.

Quest'ultimo punto in particolare merita di essere sottolineato: infatti la possibilità di far funzionare la turbina a velocità di rotazione variabile risulta particolarmente utile nelle applicazioni cogenerative in quanto permette di ottenere valori di efficienza elettrica soddisfacenti anche a carico parziale, a differenza dei sistemi con generatore convenzionale che soffrono un sensibile calo di prestazioni quando non funzionano a pieno carico.

Il funzionamento di una macchina elettrica non è facilmente descrivibile, in quanto esso è caratterizzato da differenti parametri. Tuttavia essi possono essere raggruppati in tre famiglie:

- Limiti Meccanici
- Limiti Termici
- Limiti Elettromagnetici.

Il primo problema per quanto riguarda un generatore elettrico è la scelta:

- ❖ Generatori Elettromagnetici.
- ❖ Generatori Elettrostatici.

Il generatore elettrostatico è un tipo di generatore che utilizza l'attrazione delle cariche elettriche sulla superficie del rotore e dello statore. Una rappresentazione del principio di funzionamento e l'esempio di un rotore sono mostrati rispettivamente in figura I.64 e I.65.

Dalla figura è facile capire che il generatore elettrostatico lavorerà solo a distanze molto piccole fra rotore e statore, in conseguenza del fatto che la forza elettrostatica a cui sono soggette le cariche elettriche decresce in maniera inversamente proporzionale con il quadrato della distanza. Per tale ragione il generatore elettrostatico si può adottare solo per macchine di piccole dimensioni. Anche perché il generatore elettrostatico utilizzando cariche elettriche può generare grandi potenziali a distanze molto piccole, ma non sarà in grado di generare grosse correnti. Un tipo di generatore che ben si adatta per essere applicato a macchine ad elevata velocità è il generatore a magneti permanenti.

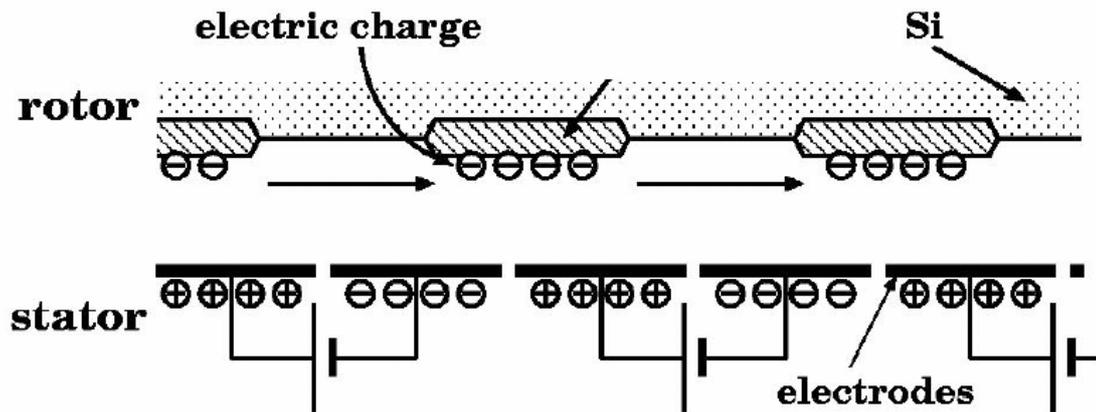


Fig.I.64.Principio di funzionamento di un generatore elettrostatico. (dal rif. [26])

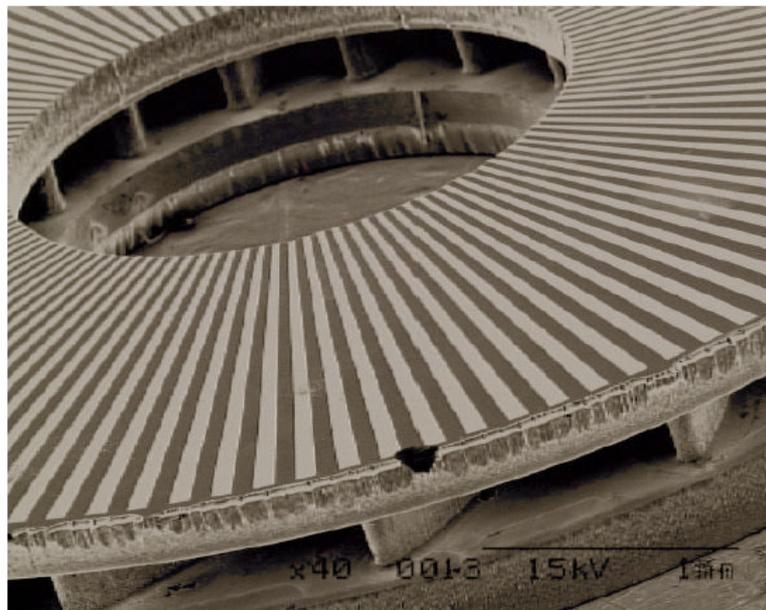


Fig.I.65.Immagine di un rotore elettrostatico. (dal rif. [26])

I grandi sviluppi nella tecnologia dei materiali magnetici hanno condotto a più leggeri ed efficienti generatori a magnete permanente ed hanno portato ad una svolta nel campo dei generatori. Il grande interesse è rivolto soprattutto ai generatori a magnete permanente in quanto capaci di operare in maniera efficiente anche a temperature di 250°C. Integrando un generatore permanente ad elevata velocità in una Microturbina a gas il progettista dovrà tenere conto di:

- ❖ Alte velocità di bilanciamento
- ❖ Limiti dei magneti permanenti
- ❖ Scelta dell'opportuno sistema di raffreddamento e valutazione delle perdite parassite

- ❖ Manutenzione e riparazione dei componenti
- ❖ Regolazione del potenziale
- ❖ Sistema di conversione di frequenza a potenza alternata

La potenza prodotta dal generatore elettrico è legata alla velocità e al volume del rotore dalla seguente funzione:

$$kWe = F(\eta_{gen}, N, L, D^2, f, S)$$

dove:

- η_{gen} , rendimento del generatore
- N, velocità di rotazione
- L, lunghezza del rotore
- D, diametro del rotore
- f, frequenza
- S, tensore di sforzo

Pertanto la potenza in uscita è determinata dalla velocità periferica del rotore, dal diametro e dal rapporto lunghezza/diametro. In figura I.66 vengono mostrate le curve caratteristiche di un generatore con una velocità periferica massima di 275 m/s. Da tale diagramma si osserva che la velocità periferica del rotore, il diametro e la lunghezza dovrebbero limitare la velocità di rotazione di una macchina da 100kWe a circa 70000 rpm.

Concludiamo dicendo che curve caratteristiche simili saranno utilizzate nel successivo capitolo per l'analisi in fuori progetto di una MTG da 100 kW elettrici.

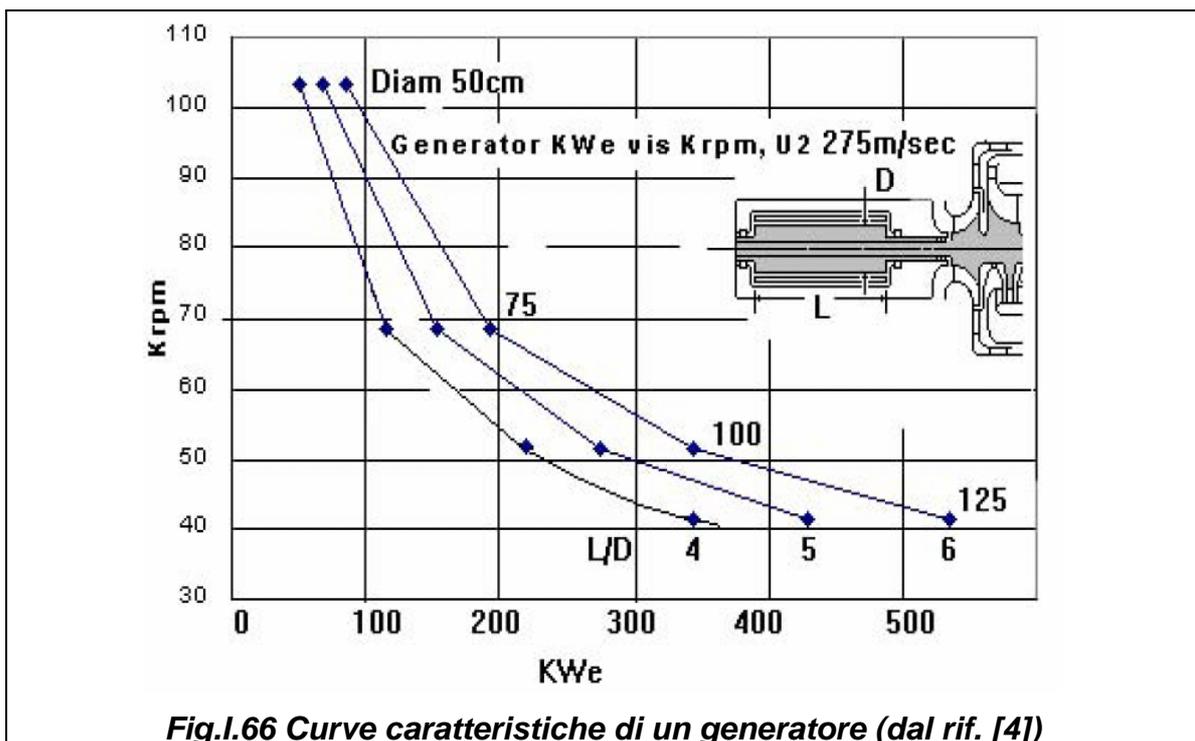


Fig.I.66 Curve caratteristiche di un generatore (dal rif. [4])

I.12 I CUSCINETTI

Le MTG sono turbomacchine che ruotano ad elevata velocità di rotazione (più di 60000 giri/min.) pertanto richiedono un'alta affidabilità dei sistemi di supporto. Ci sono differenti possibilità per l'utilizzo di cuscinetti adatti a tale scopo: cuscinetti a sfere, cuscinetti magnetici, cuscinetti a gas e fra questi ultimi ce ne sono vari tipi.

I vantaggi e gli svantaggi di vari tipi di cuscinetti sono riportati in tabella I.4.

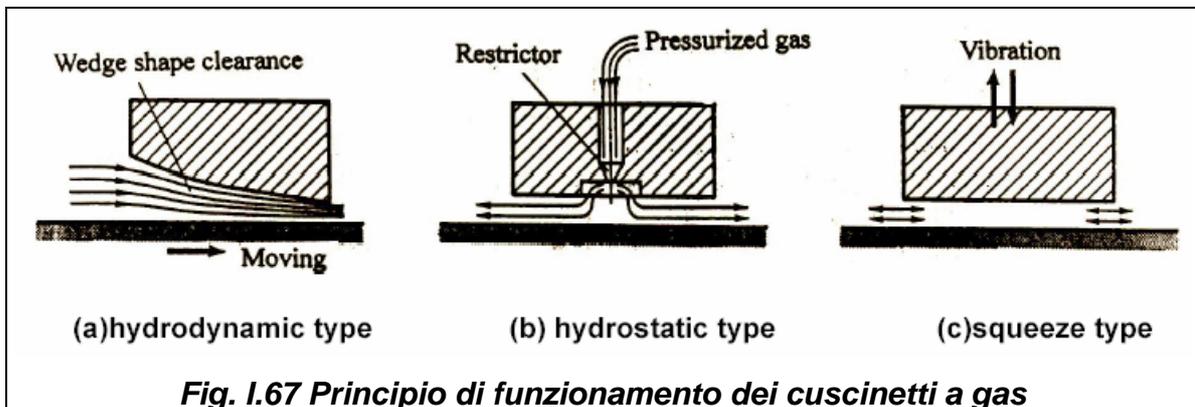
| Bearing Type | Merit | Demerit |
|--------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| Ball Bearings | Very large load capacity | Needs oil to lubricate Speed limited by $DN=2,500,000$ |
| Magnetic Bearing | Low viscous loss | Heavy and bulky Magnet requires low temperature |
| Foil Bearing | Works at high temperature Absorbs heat expansion No need for external power Large damping High stability | Difficult to design |
| Tilting Pad Bearing | Very high stability | Difficult to fabricate |
| Lobe Bearing | Easy to fabricate High stability No need for external power | Large viscous loss |
| Herringbone Bearing | High stability Design method exists No need for external power | Needs high accuracy Low damping Large viscous loss |
| Squeeze Film Bearings | | Needs external power to generate the squeezing vibration Still under development |
| Static Gas Bearing | High loading capacity Wide bearing gap | Needs supply air Low whirl limit (whirl ratio=2) |
| Hydroinertia Gas Bearing | High loading capacity High whirl stability Very wide bearing gap (low accuracy requirement) | Needs large volume of supply air Not much known |

Tabella I.4 Varie tipologie di cuscinetti

La massima velocità di un cuscinetto a sfera è limitata dallo slittamento. Il numero caratteristico che determina la massima velocità dei cuscinetti a sfera è dato dal prodotto del diametro D in mm e dalla velocità di rotazione in giri/min, tale numero è definito comunemente DN. Per applicazioni standard volendo realizzare una durata soddisfacente, un valore di DN pari a $2.5 \cdot 10^6$ dovrebbe essere un limite accettabile.

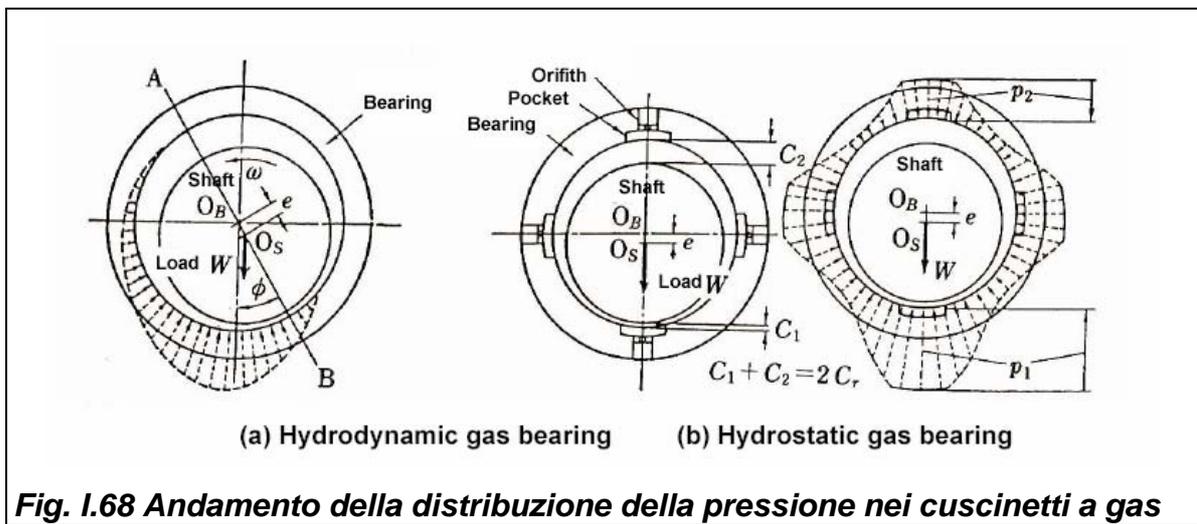
Per quanto riguarda i cuscinetti magnetici hanno lo svantaggio di richiedere un funzionamento con basse temperature. Le forze magnetiche diminuiscono drasticamente a temperature sopra il punto di Curie, tale temperatura per molti metalli è compresa fra i 350°C e i 450°C. Per metalli speciali le caratteristiche magnetiche possono essere mantenute fino a 650°C. Tale problema è molto sentito nelle turbine a gas di piccola taglia in quanto difficilmente si riesce ad impedire lo scambio termico dal combustore e dalla turbina, cosicché la temperatura dei cuscinetti può divenire molto alta.

In generale i cuscinetti a gas sono in grado di operare in ambienti ad alte temperature. Ci sono principalmente tre tipi di cuscinetti a gas. Essi sono il tipo idrodinamico (cuscinetti a gas automatici), tipo idrostatico (cuscinetti a gas pressurizzati esternamente) ed infine il tipo a compressione (cuscinetti con compressione di un sottile film di gas). La figura I.67 riporta il principio di funzionamento di questi cuscinetti a gas.

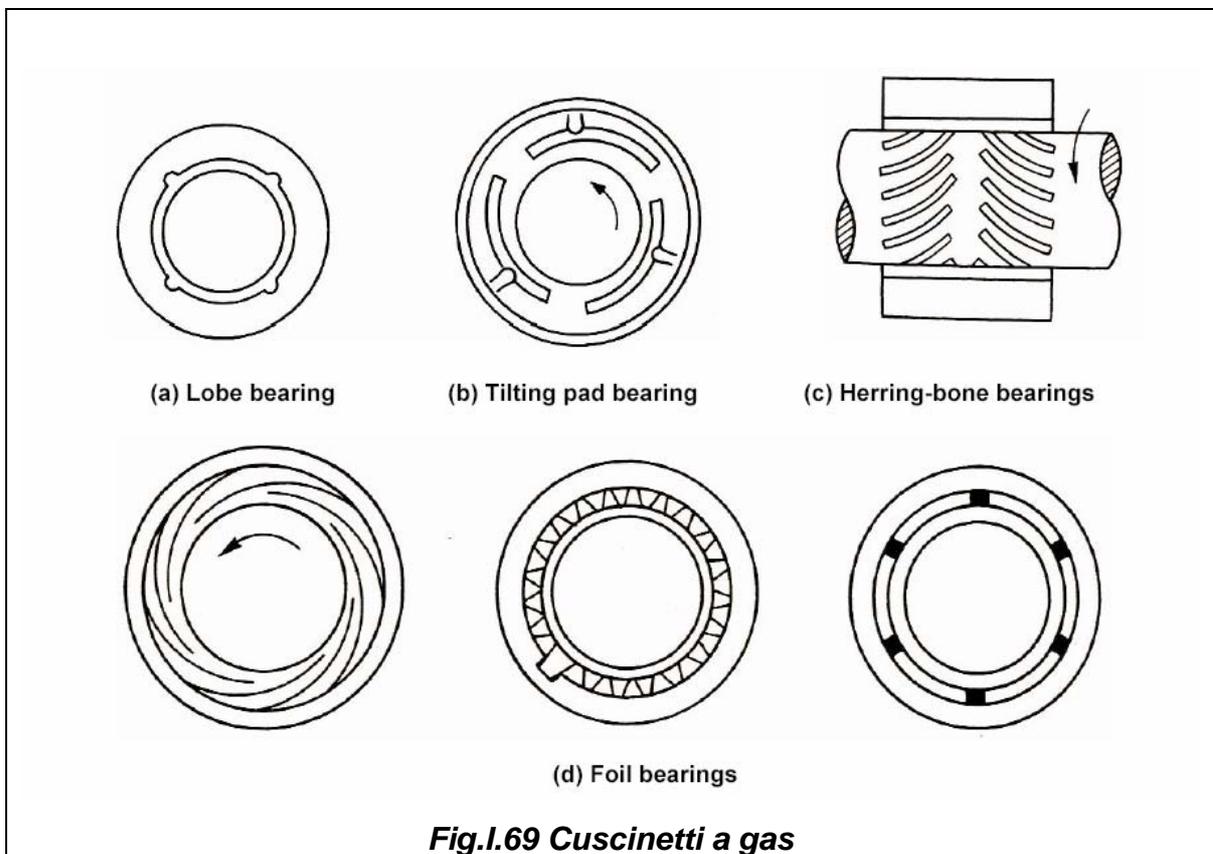


Nel tipo idrodinamico il carico è supportato dalla pressione generata dall'azione a cuneo del gas. Il gas è guidato nello spazio a forma di cuneo dal moto relativo delle superfici in proporzione alla viscosità ed allo schiacciamento. Nel tipo idrostatico il carico è supportato dalla pressione statica del gas di alimento pressurizzato. La distribuzione di pressione nei giochi dei cuscinetti idrodinamici e idrostatici è mostrata in figura I.68.

Il principio di funzionamento di questi tre tipi di cuscinetti a gas è differente ma sono accomunati dal fatto che il gioco del cuscinetto è molto piccolo comparato con le loro dimensioni. Infatti il gioco dei cuscinetti è usualmente dell'ordine di grandezza 1/1000 rispetto alle dimensioni del cuscinetto. Di conseguenza il flusso di gas è governato principalmente dagli effetti viscosi e l'inerzia del gas è di solito trascurata. Se il gioco diviene grande, il tipo idrodinamico e quello a compressione non possono generare sufficiente forza aerodinamica per mantenere l'albero sospeso, in conseguenza del fatto che l'effetto viscoso del flusso di gas nel gioco del cuscinetto diviene debole.



In tal caso, solo il cuscinetto di tipo idrostatico può essere utilizzato. Pertanto, tra i vari tipi di cuscinetti a gas, il tipo idrostatico è caratterizzato da giochi più grandi rispetto agli altri. Infine i cuscinetti a gas, così come foil bearings, tilting pad bearings, lobe bearings e Herringbone bearings, hanno il vantaggio di non richiedere una potenza aggiuntiva per alimentare il cuscinetto, ma richiedono una tecnologia di fabbricazione molto accurata per realizzare giochi anche di 10 μm .



CAPITOLO II

MTG da 100 kWe

II.1 INTRODUZIONE

La necessità, di ottimizzare lo sfruttamento delle risorse energetiche primarie e la riduzione delle emissioni di sostanze inquinanti, sollecita la ricerca di nuove soluzioni orientate verso lo sviluppo di macchine termiche di taglia non convenzionale, quali le micro-turbine a gas, eventualmente alimentate con combustibili alternativi quali le biomasse o i residui solidi urbani con contenuto energetico rilevante.



Fig.II.1 Package della MTG della Capstone da 60 kW (a destra) con compressore esterno di gas naturale(a sinistra) (dal rif. [3])

Pertanto nell'ambito di un progetto di ricerca Ansaldo su Microturbine a gas, finalizzato all'acquisizione di nuove conoscenze indispensabili per lo sviluppo di una classe di sistemi "package" basati sull'impiego di turbine a gas della potenza di 100 kW elettrici per applicazioni nel settore energetico (produzione d'energia e cogenerazione distribuita), si sono analizzate le possibilità di utilizzare sistemi a Microturbina alimentabili sia da combustibili tradizionali (gas naturale) che con biocombustibili.

Infatti, Ansaldo Ricerche azienda del gruppo Finmeccanica, ha come missione l'innovazione, la concezione e la realizzazione di sistemi compatti di cogenerazione distribuita basati sull'impiego di Microturbine a gas in grado di produrre energia elettrica e termica oltre che da combustibili convenzionali anche da biocombustibili. Ansaldo è presente da anni nel campo dei grandi impianti di produzione d'energia e dei sistemi di cogenerazione industriale e occupa, in entrambi i settori, significative quote di mercato a livello mondiale. Pertanto ritiene strategicamente utile una sua presenza nel settore delle Microturbine a gas anzitutto attraverso una fase di ricerca per lo sviluppo di competenze industriali specialistiche e successivamente con l'industrializzazione e commercializzazione di una famiglia di sistemi compatti per applicazioni di cogenerazione distribuita. Per realizzare tali sistemi, partendo da turbine di derivazione aeronautica, è necessario introdurre forti innovazioni nella turbina stessa per aumentarne la durata (almeno 50000 ore), ridurne i costi di produzione, incrementarne fortemente l'efficienza e ridurne le emissioni migliorando i sistemi di combustione ed introducendo componenti totalmente innovativi per il recupero di calore sia interno sia a valle dello scarico della turbina. Pertanto la metodologia adottata è basata sul presupposto che una semplice analisi termodinamica risulta spesso insufficiente, non fornendo indicazioni circa le possibilità di adattamento dei componenti alle nuove condizioni operative o circa gli adeguamenti geometrici e funzionali richiesti a ciascuno di essi. Si valuterà, pertanto, il ciclo termodinamico (in modo accurato per quanto concerne le proprietà dei fluidi evolventi, le composizioni delle specie, la stima delle prestazioni dei principali indici cogenerativi, la previsione preliminare delle emissioni di ossidi di azoto termici), sia per quanto riguarda la configurazione base, alimentazione con Gas Naturale, che con diversi biocombustibili derivati dai processi di gassificazione e pirolisi di biomasse, in più si esaminerà il ciclo termodinamico al variare del rapporto di by-pass, ossia della percentuale di portata massica di gas che va al generatore di vapore a recupero. Successivamente si procede ad un'analisi più dettagliata che coinvolge le caratteristiche operative delle turbomacchine presenti e il loro accoppiamento fluidodinamico. Pertanto mediante questa seconda analisi, vogliamo occuparci delle prestazioni della Microturbina nelle condizioni di fuori progetto, che sono

fondamentali anche per lo studio di un impianto di cogenerazione, in quanto essendo la produzione di potenza meccanica e quella di vapore in un rapporto fissato per ogni condizione di carico, risulta importante esaminare come varia la produzione di potenza termica, per richieste variazioni della potenza meccanica, al fine di prevedere opportune misure atte a smaltire l'eccedenza o ad integrare la produzione di uno dei due servizi.

E' operata così una verifica delle effettive trasformazioni realizzate nel ciclo, in relazione alle portate d'aria e combustibili adottate ed altre caratteristiche operative come la velocità di rotazione.

II.2 CONFIGURAZIONE DELL'IMPIANTO E DATI DI PROGETTO

Questo lavoro prende in considerazione una Micro Turbina a gas, destinata alla cogenerazione distribuita. In *tabella II.1* sono riportate le condizioni di funzionamento di progetto della MTG, relative alla configurazione alimentata a Gas Naturale la cui composizione e proprietà sono descritte in *tabella II.2*.

| MTG DATI | |
|--------------------------------------------------------------------|------------------------|
| Configurazione | Mono-Albero |
| Compressore, Turbina | Flusso Radiale |
| Rendimento Politropico Compressore | 0.80 |
| Rendimento Politropico Turbina | 0.83 |
| Portata di Aria | 0.808 kg/s |
| Rapporto di Compressione | 3.9 |
| Temperatura Uscita Compressore | 468 K |
| Temperatura Ingresso Combustore (Ciclo Rigenerativo) | 905 K |
| Temperatura Ingresso Turbina | 1223 K |
| Temperatura Uscita Turbina | 951 K |
| Temperatura Uscita Rigeneratore | 530 K |
| Potenza Meccanica | 110 kW |
| Velocità di Rotazione | 64000 giri/min. |
| Table II.1. Dati per il calcolo delle prestazioni della MTG | |

Il compressore elabora al punto nominale una portata massica di 0.808 kg/s con una velocità di rotazione di 64000 giri/min. Compressore e turbina, vista la taglia ridotta della macchina, appartengono alle classe delle turbomacchine a flusso radiale, il che impedisce di adottare una qualunque tecnica di raffreddamento della palettatura, in genere basate sul “*film cooling*”. In *figura II.2* viene riportato il disegno CAD del compressore radiale della MTG mentre nelle foto in *figura II.3* vediamo una rappresentazione reale del compressore. In *tabella II.3* vengono, invece, riportati le grandezze fisiche e fluidodinamiche che caratterizzano il compressore (i valori di Mach e Reynolds fanno riferimento alla velocità di progetto del compressore).

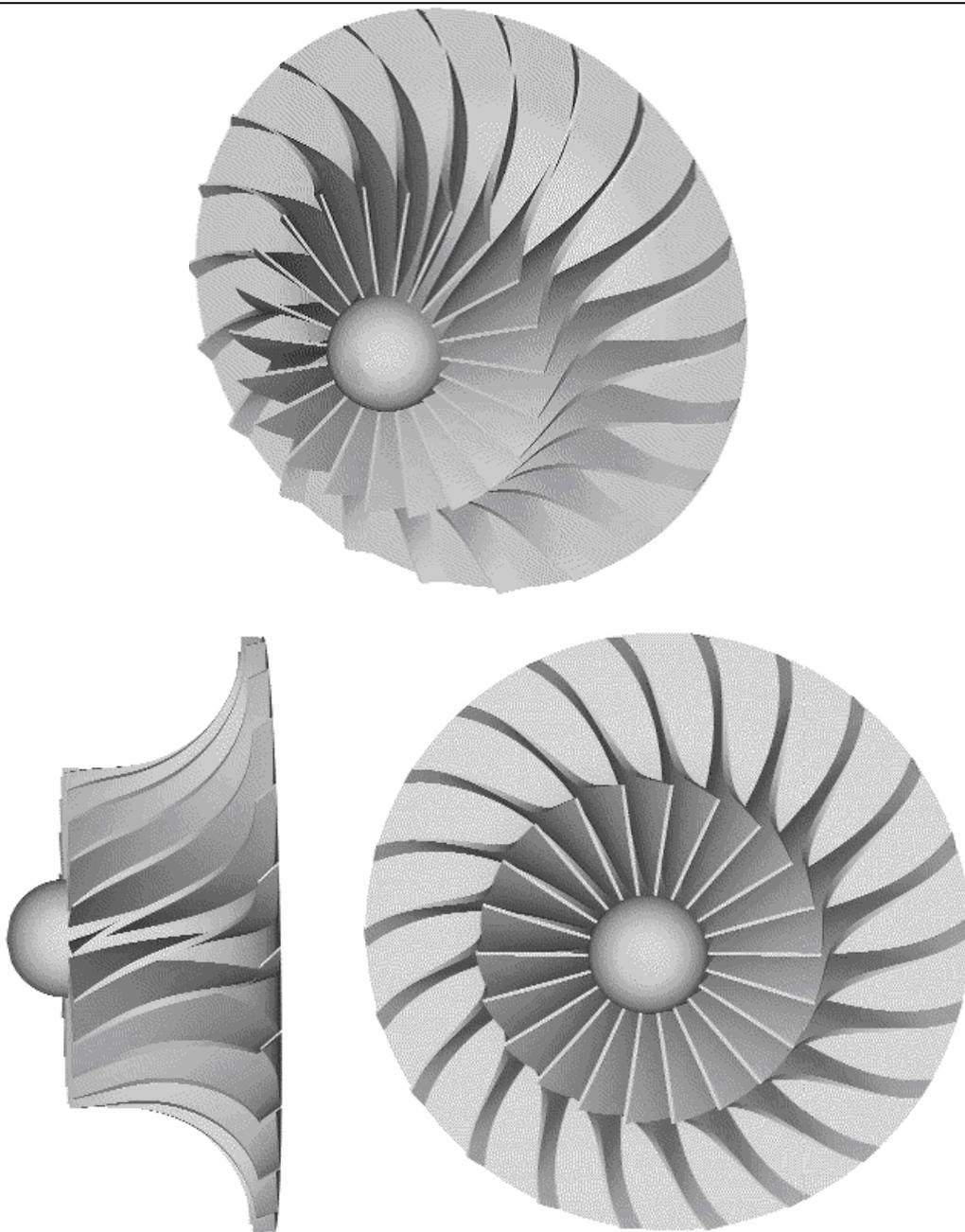


Fig. II.2 Disegno CAD del compressore della MTG da 100 kWe dell'Ansaldo

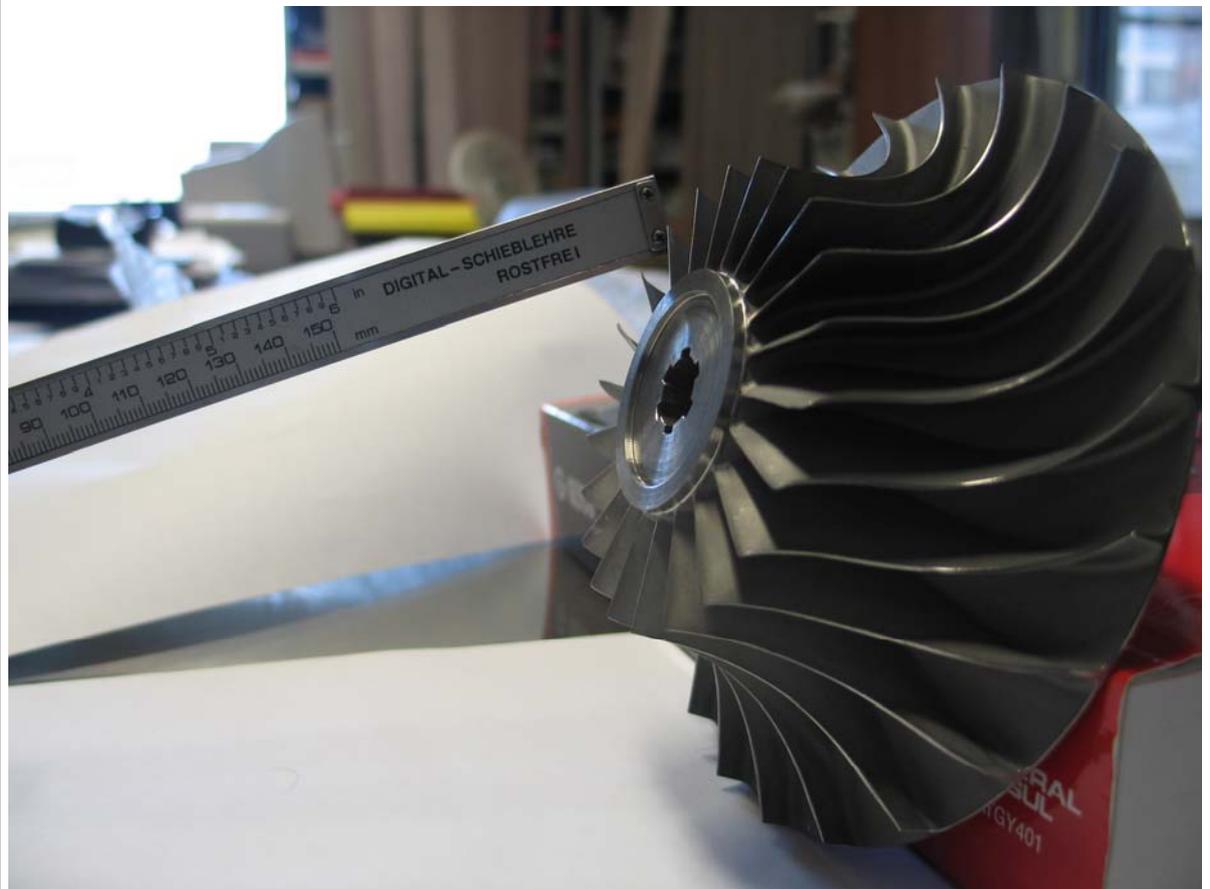
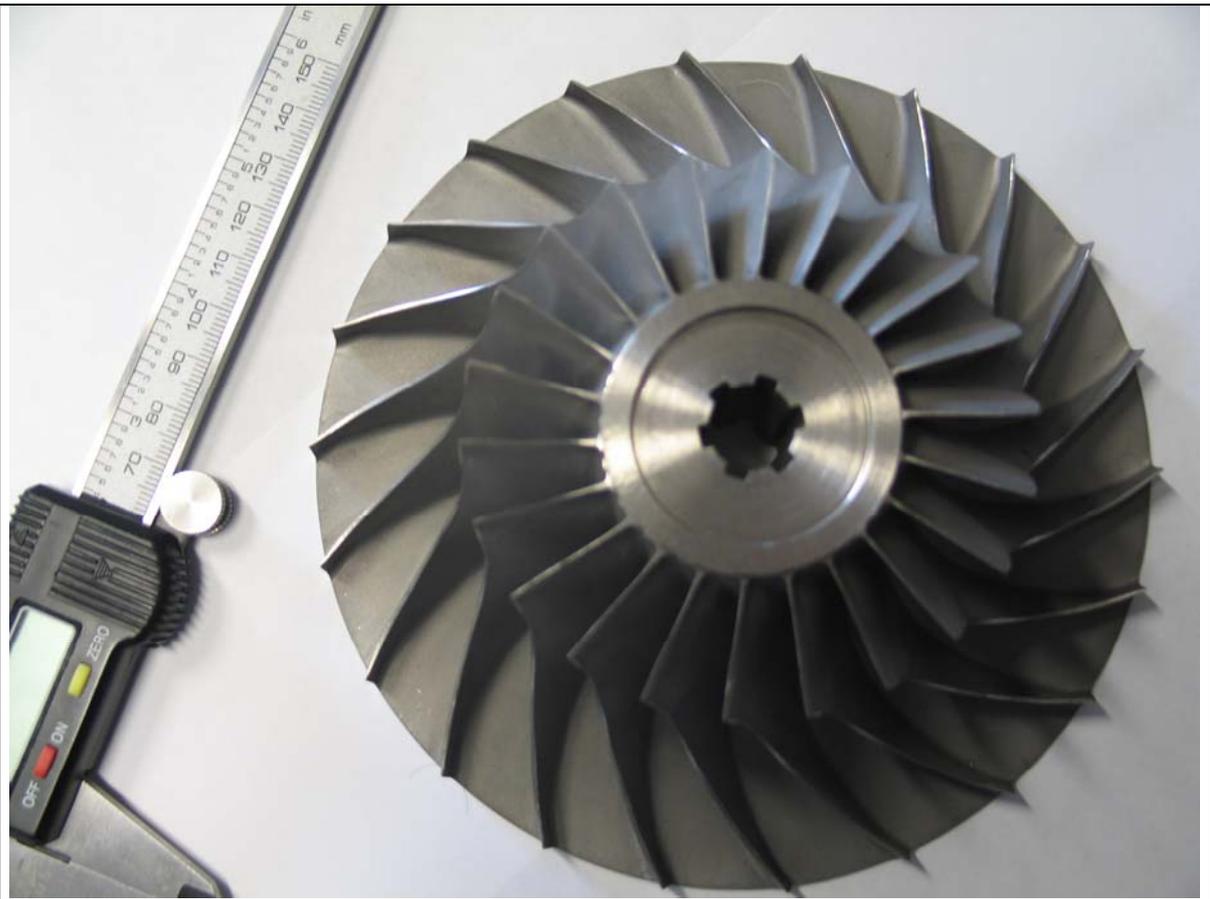
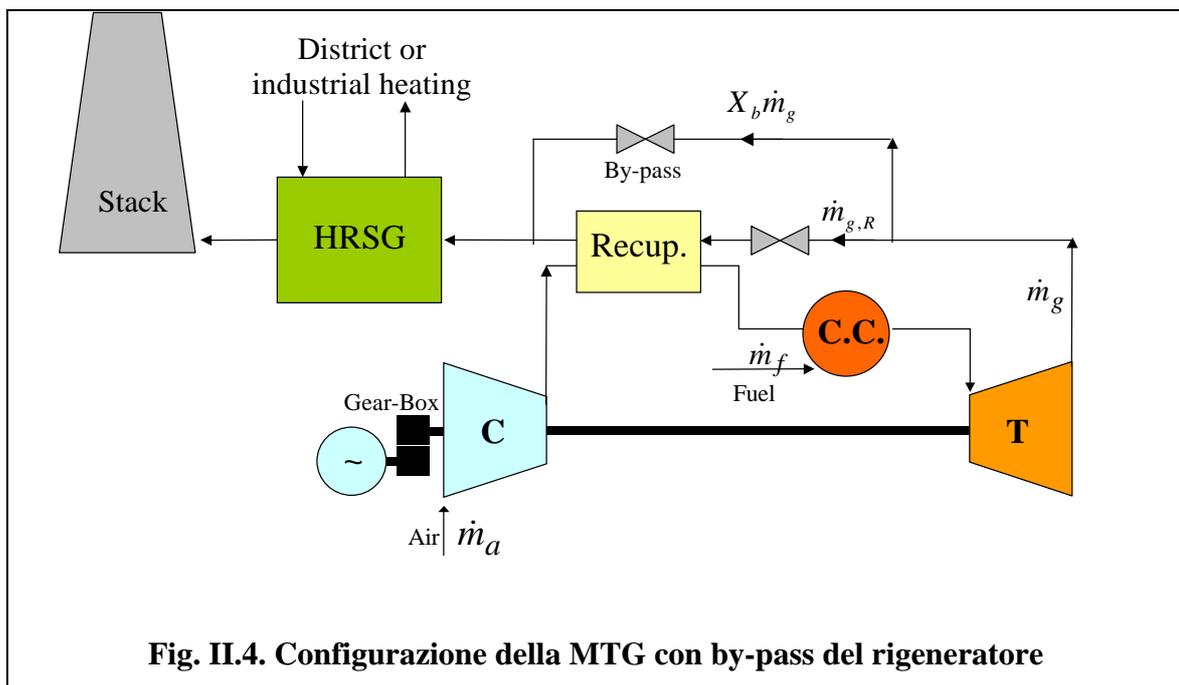


Fig. II.3 Compressore della MTG da 100 kWe dell'Ansaldo

| | |
|-------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| <i>Numero di Pale</i> | 22 |
| <i>Altezza della pala in ingresso(mm)</i> | 22.41 |
| <i>Raggio in uscita del rotore (mm)</i> | 7.537 |
| <i>Altezza del bordo di uscita (mm)</i> | 7 |
| <i>Velocità in Uscita del Rotore(m/s)</i> | 505 |
| <i>Mach in Uscita del Rotore</i> | 1.009 |
| <i>Reynolds in Uscita del Rotore</i> | $2.45 \cdot 10^5$ |
| Tabella II.3 Grandezze fisiche e fluidodinamiche del compressore | |

Pertanto le temperature in gioco non possono essere eccessivamente elevate: nel punto di progetto la temperatura di ingresso in turbina (T.I.T.) risulta pari a 1223 K e, in generale, questa non può superare i 1300 K. Tale limite tecnologico potrà essere superato con l'adozione di materiali ceramici [41,58] che consentiranno di elevare la T.I.T. in assenza di film cooling. I rendimenti politropici di compressore e turbina sono rispettivamente 0.80 e 0.83, rispettando lo stato dell'arte di tali turbomacchine.



I bassi rapporti di compressione e le basse temperature di ingresso in turbina, che caratterizzano l'impianto in oggetto, rendono indispensabile l'adozione della rigenerazione, per garantire alla MTG un rendimento globale accettabile. Tuttavia la presenza dello scambiatore di calore rigenerativo riduce di molto l'aliquota di calore disponibile per la cogenerazione e la temperatura media a cui questa energia termica può

essere utilizzata. Allo scopo di offrire una maggiore flessibilità, in termini di rapporto tra calore e lavoro utile, è stata prevista una configurazione impiantistica (*figura II.4*) che prevede la possibilità di deviare il rigeneratore mediante una valvola di “*by-pass*” (di seguito indicheremo con X_b la frazione di gas combusti non inviata al rigeneratore).

$$X_b = 1 - \frac{\dot{m}_{g,R}}{\dot{m}_g} \quad (\text{II.1})$$

Pertanto in seguito la condizione $X_b = 0$ indicherà ciclo completamente rigenerativo e implicherà la massima temperatura di ingresso nel combustore. In *figura II.7* viene riportato nel piano temperatura-entropia il ciclo termodinamico della turbina a gas in esame, in tale rappresentazione sono stati evidenziati i punti caratterizzati da $X_b = 0$, ciclo completamente rigenerativo e $X_b = 1$ completa cogenerazione.

Per ciò che concerne la camera di combustione diciamo che le esigenze di minimo ingombro e di semplicità d’impianto, nonché la necessità di rispettare i vincoli ambientali imposti dalla normativa vigente, suggeriscono l’adozione di una camera di combustione che appartenga alla classe delle “*Lean Premixed*” (LP). Tale configurazione del combustore consente di ridurre le emissioni di ossidi di azoto (NOx) senza l’utilizzo dell’iniezione di vapore. Una sua rappresentazione è data in *figura II.5*. Il bruciatore della camera in questione, di tipo tubolare risulta costituito da due linee di immissione del combustibile separate, la “*pilot*” (linea diffusiva) e la “*main*” (linea premiscelata), servite rispettivamente da sei e da diciotto iniettori (*figura II.6*).

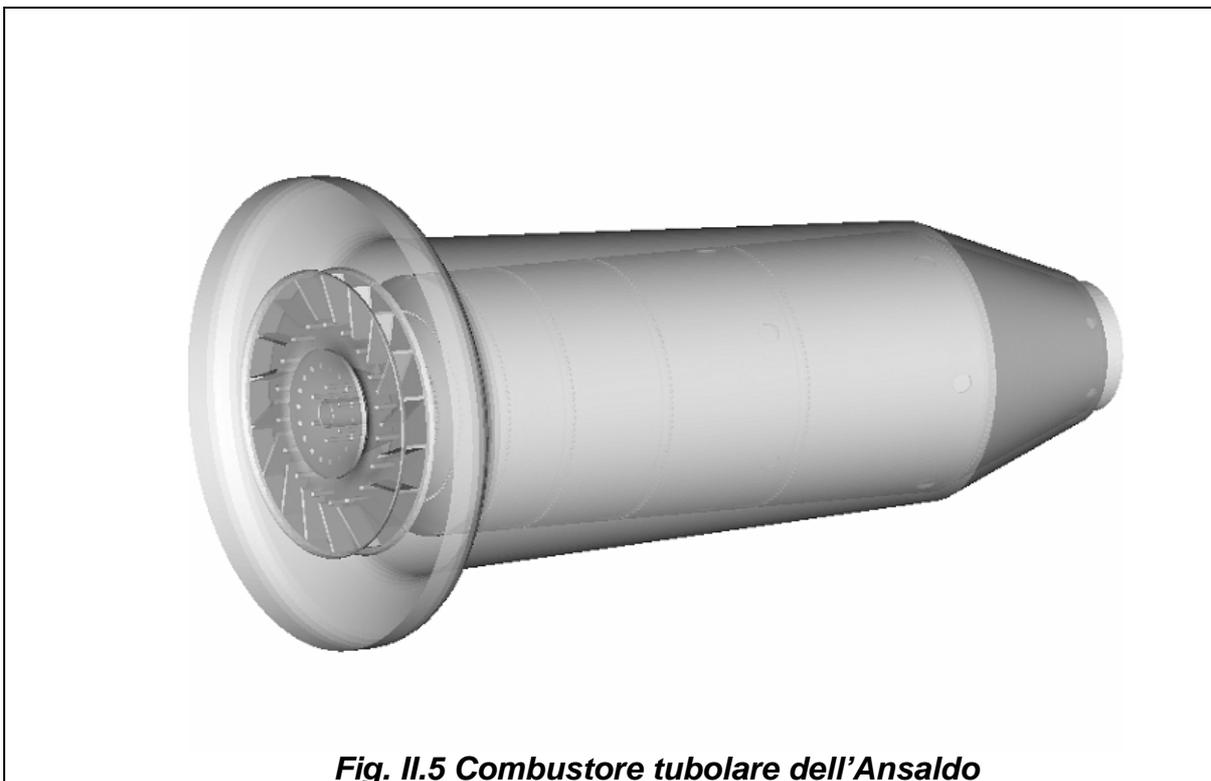


Fig. II.5 Combustore tubolare dell’Ansaldo

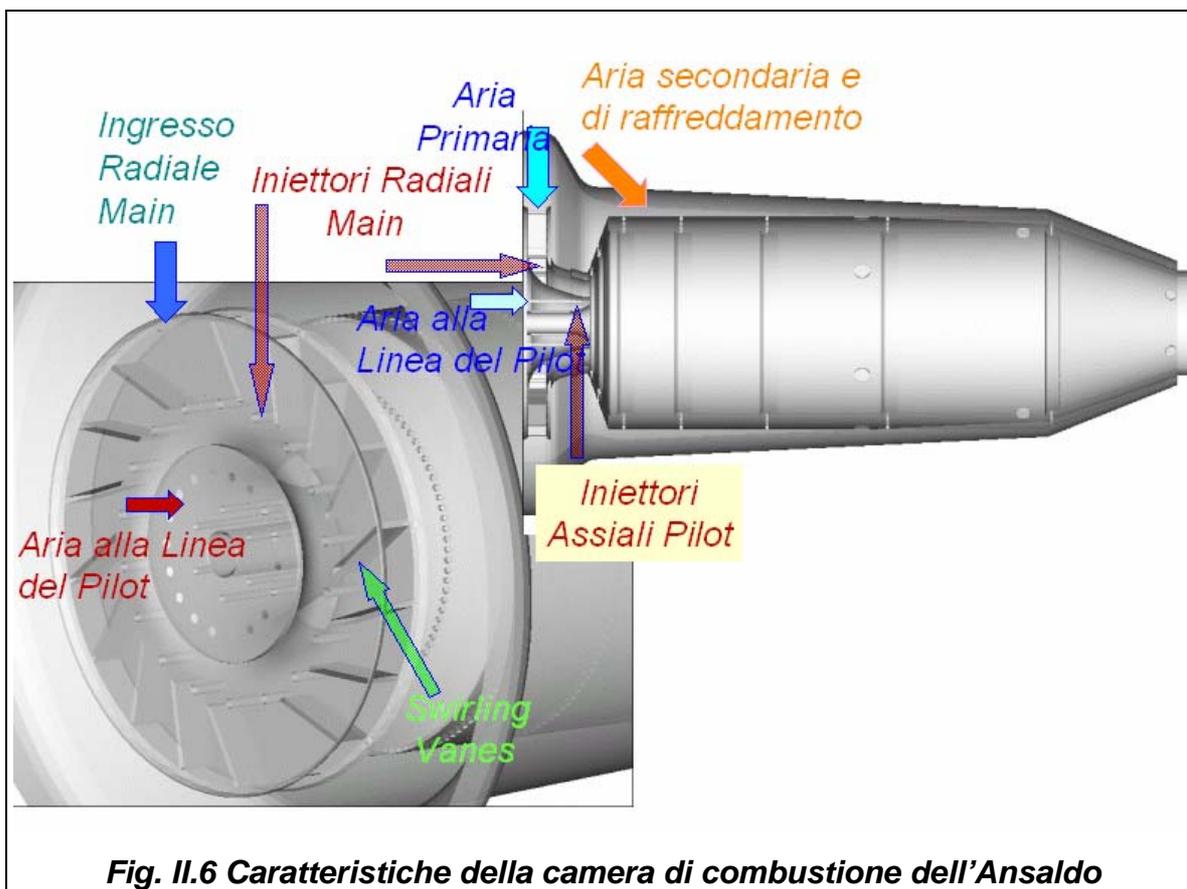


Fig. II.6 Caratteristiche della camera di combustione dell'Ansaldo

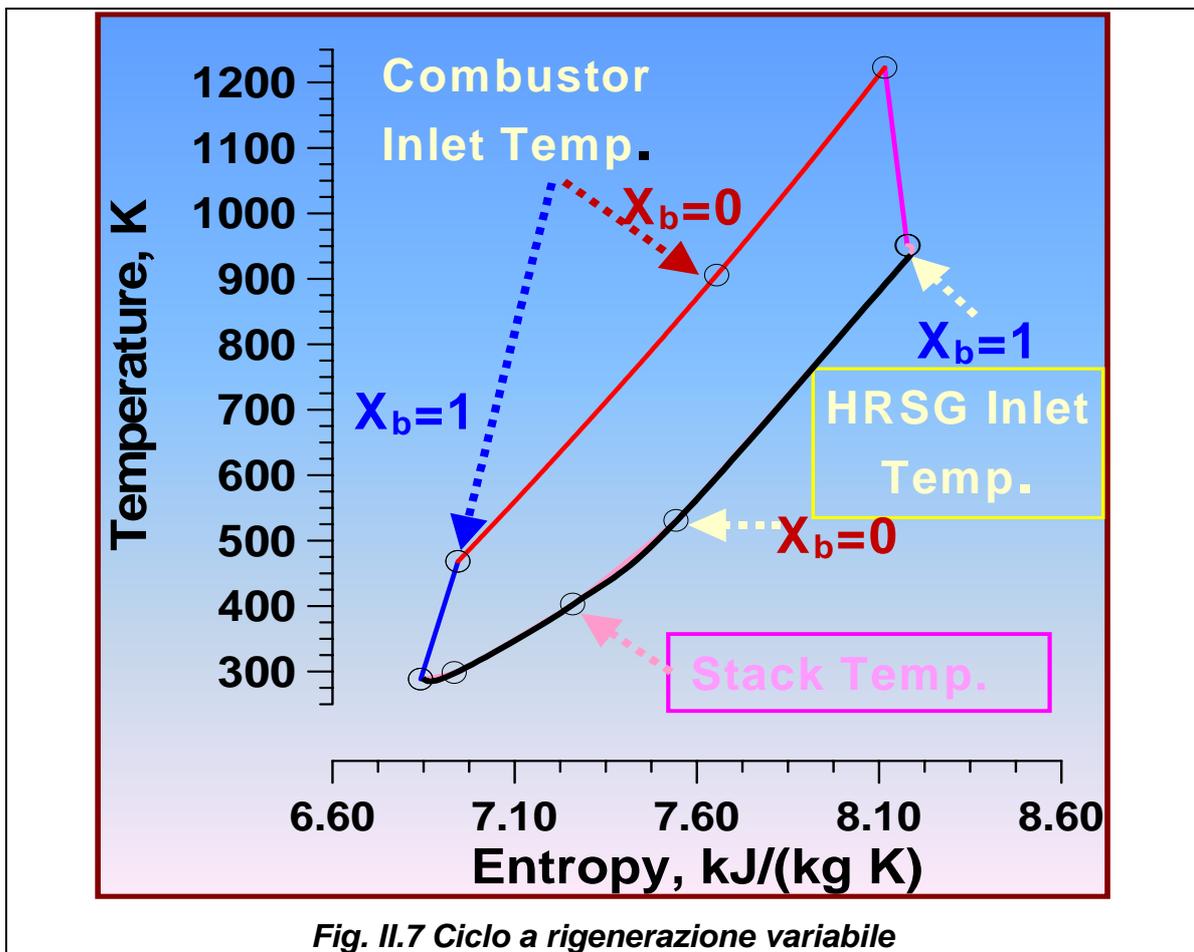
Questa configurazione è stata scelta nel tentativo di ottenere una fiamma stabile ed una combustione completa ai diversi regimi di funzionamento previsti per la MTG. La

| GAS NATURALE | |
|------------------|--------------|
| CH4 | 92.00 |
| C2H6 | 3.70 |
| C3H8 | 1.00 |
| C4H10 | 0.25 |
| N2 | 2.90 |
| H2 | - - |
| CO | - - |
| CO2 | 0.15 |
| H2O | - - |
| Mol. Mass, g/mol | 17.34 |
| LHV, kJ/kg | 47182 |

Tabella II.2. Composizione e proprietà del Gas Naturale

presenza di più iniettori, sia nella linea pilot che in quella main, garantisce una distribuzione del combustibile nella zona primaria più uniforme ed un migliore miscelamento dei getti di aria e combustibile. Altro elemento caratteristico della camera è rappresentato dallo “*swirler radiale*”, che ha il compito di creare la turbolenza necessaria al

mescolamento di combustibile ed aria nel condotto “*main*” (o pre-mixer) e di generare un moto di ricircolo nella zona primaria in grado di sostenere ed ancorare la fiamma.



II.3 ANALISI TERMODINAMICA

La metodologia adottata è basata sul presupposto che una semplice analisi termodinamica risulta spesso insufficiente, non fornendo indicazioni circa le possibilità di adattamento dei componenti alle nuove condizioni operative o circa gli adeguamenti geometrici e funzionali richiesti a ciascuno di essi. Tuttavia lo studio preliminare del ciclo termodinamico della Micro Turbina può dare, almeno nelle condizioni di progetto, delle utili indicazioni sulle prestazioni dell'impianto.

Pertanto un'accurata stima delle proprietà dei fluidi evolventi, in relazione alle caratteristiche del combustibile introdotto, conducono a una stima sufficientemente realistica delle prestazioni e delle emissioni dell'impianto, purché siano assegnati valori appropriati ai parametri operativi (portata di aria e di combustibile, rendimenti interni di compressori e turbine, etc.). A tale previsione concorrono alcuni modelli da tempo messi a punto presso il D.I.M.E. [103,104], per la valutazione dell'espansione raffreddata in turbina e delle relative portate d'aria estratte dal compressore. Per quanto riguarda il calcolo della composizione all'equilibrio e delle relative proprietà termodinamiche di una

miscela di gas, si è utilizzato il codice di calcolo denominato **CEA** (*Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications*) [109].

Il problema dell'equilibrio chimico viene di solito descritto con due formulazioni equivalenti:

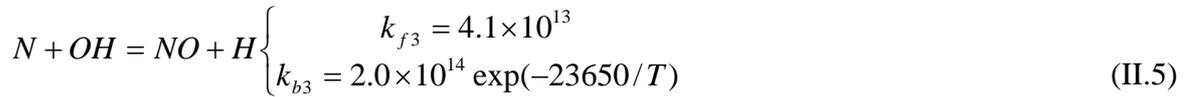
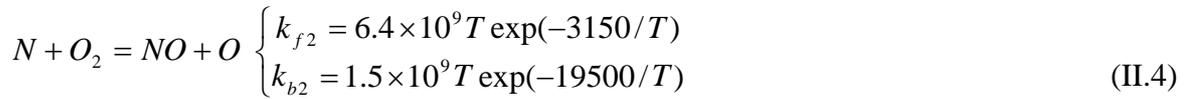
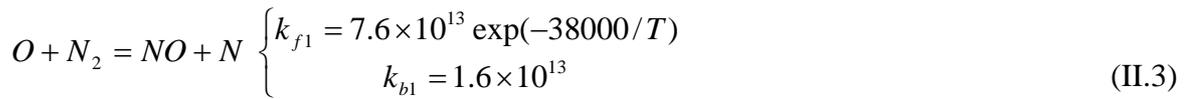
- Costanti di equilibrio
- Minimizzazione dell'energia libera

In alcuni lavori di Zeleznik e Gordon [112] si confrontano le due formulazioni. Zeleznik e Gordon mostrano che se viene adottato un metodo generalizzato di soluzione, le due formulazioni si riducono allo stesso numero di equazioni iterative. Si fa notare che con il metodo della minimizzazione dell'energia libera ogni specie può essere trattata indipendentemente senza quindi specificare a priori un set di reazioni come è invece richiesto dalla formulazione con le costanti di equilibrio.

Pertanto il codice di calcolo **CEA** utilizza la formulazione sulla minimizzazione dell'energia libera. La condizione per l'equilibrio può essere stimata in termini di alcune funzioni termodinamiche, come la minimizzazione dell'energia libera di Gibbs o Helmotz o la massimizzazione dell'entropia. In particolare se si desidera utilizzare temperatura e pressione per caratterizzare uno stato termodinamico, l'energia di Gibbs è la più facile da minimizzare visto che pressione e temperatura sono le sue variabili naturali. Allo stesso modo la minimizzazione dell'energia di Helmotz viene utilizzata quando lo stato termodinamico è caratterizzato da temperatura e volume (o densità). In tal modo si arriva alla scrittura di un sistema di equazioni le cui incognite sono il numero di moli delle specie presenti in condizioni di equilibrio. Poiché tali equazioni da risolvere per il calcolo della composizione di equilibrio sono non lineari, è necessaria una procedura iterativa, inoltre si introducono delle variabili ausiliarie denominate "moltiplicatori di Lagrange" la cui funzione è esclusivamente quella di trasformare un problema di estremo condizionato (le condizioni sono nel nostro caso rappresentate dai bilanci sulle specie atomiche) in un problema di estremo libero.

Per la risoluzione del sistema così ricavato, si utilizza il metodo di Newton-Raphson per risolvere le correzioni alle stime iniziali di composizione, moltiplicatori di Lagrange e temperatura. Questo metodo consiste nello sviluppare in serie di Taylor troncata al primo ordine le equazioni da risolvere, mediante alcune sostituzioni algebriche è inoltre possibile ridurre sensibilmente rispetto al numero di specie chimiche il numero di equazioni che vengono poi risolte in modo iterativo fino a che le correzioni diventano minori di uno scarto prefissato. Per quanto riguarda il calcolo delle emissioni di ossido di azoto, quest'ultimo è affidato ad un modello termo-cinetico di consolidata affidabilità [109,113].

Il modello si basa sul ben noto meccanismo di Zeldovich [114], che prevede le seguenti reazioni:



Il metodo si basa sull'ipotesi di equilibrio chimico parziale nel senso che le principali specie reagenti sono calcolate in condizioni di equilibrio, mentre quelle che riguardano la formazione di NO si ottengono dalla risoluzione dal seguente sistema di equazioni di cinetica chimica:

$$\frac{dx_i}{dt} = \sum_{k=1}^3 \left[k_{fk} \prod_{j=1}^7 \tilde{x}_j^{\zeta_{fk,j}} - k_{bk} \prod_{j=1}^7 \tilde{x}_j^{\zeta_{bk,j}} \right] \quad (i=1, \dots, 7) \quad (II.6)$$

dove gli esponenti $\zeta_{fk,j}$, $\zeta_{bk,j}$, possono essere 1 o 0, a secondo della presenza della jth. specie nella kth. equation. Tali equazioni sono risolte in funzione del tempo di residenza aggiornando i valori locali di temperatura e le concentrazioni delle specie attraverso il calcolo dell'equilibrio chimico.

Il modello proposto segue l'evoluzione del processo assumendo come variabile indipendente il tempo τ , all'interno di un intervallo di residenza τ_r , che rappresenta il tempo di residenza dei gas all'interno della camera di combustione dopo il processo di combustione primaria.

Tale intervallo è suddiviso in tre frazioni, τ' , τ'' , τ_d , che corrispondono rispettivamente a :

- Permanenza dei gas della combustione nelle tipiche condizioni della combustione primaria, senza ulteriore aggiunta di aria. Quindi il calcolo parte da gas considerati al livello massimo di temperatura, e con una composizione dipendente dal rapporto combustibile/aria adottato per la combustione primaria.
- Fase di combustione secondaria caratterizzata da una aggiunta d'aria che si ipotizza avvenire in un tempo τ'' e dalla permanenza dei gas in condizioni che favoriscono una completa ossidazione, e quindi le eliminazione delle frazioni incombuste.
- Processo di diluizione, caratterizzato da un incremento lineare sia dell'aria che delle altre specie prodotte dalle precedenti combustioni.

Pertanto il modello adottato opera nel dominio temporale, assegnando frazioni determinate del tempo di residenza in ciascuna zona della camera di combustione e le corrispondenti frazioni di aria partecipanti ai processi di combustione primaria e secondaria e alla diluizione finale. Per tener conto della particolare configurazione del combustore, la produzione di NO_x è stata valutata ipotizzando che la combustione proceda, nella fase primaria, secondo distinti meccanismi per la linea “*pilot*” e quella “*main*”. Questa combustione, che si potrebbe definire in parallelo, è utile per consentire una valutazione maggiormente aderente alla realtà dell’andamento delle temperature assiali nella prima fase della combustione. Successivamente, dalla fase secondaria in poi, si considera un unico flusso, risultante dal miscelamento delle correnti provenienti dalle linee premiscelata e diffusiva. In *figura II.8* è mostrato un tipico andamento dei profili di temperatura nel tempo di residenza, ipotizzando una permanenza dei reagenti nelle due zone primarie descritte pari a circa il 15% del totale. La permanenza della frazione di reagenti ad alta temperatura nella regione primaria “*pilot*” è la maggiore responsabile della formazione di NO termici. Ulteriore peculiarità è la legge di distribuzione delle portate fra condotto premiscelato e diffusivo, in base alla quale, per garantire l’accensione e la corretta combustione della miscela, per bassi carichi gran parte della portata è indirizzata direttamente al condotto diffusivo, realizzando così un rapporto quasi stechiometrico fra portata di aria e portata di combustibile. In *figura II.9* è bene esplicitato tale comportamento, riportando, in funzione della portata di combustibile totale, quelle inviate alle singole linee di alimentazione.

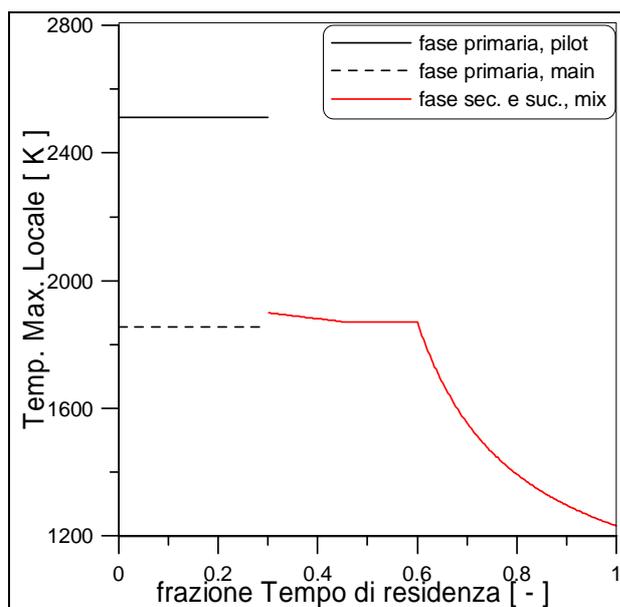


Fig. II.8. Andamento della temperatura locale in camera di combustione

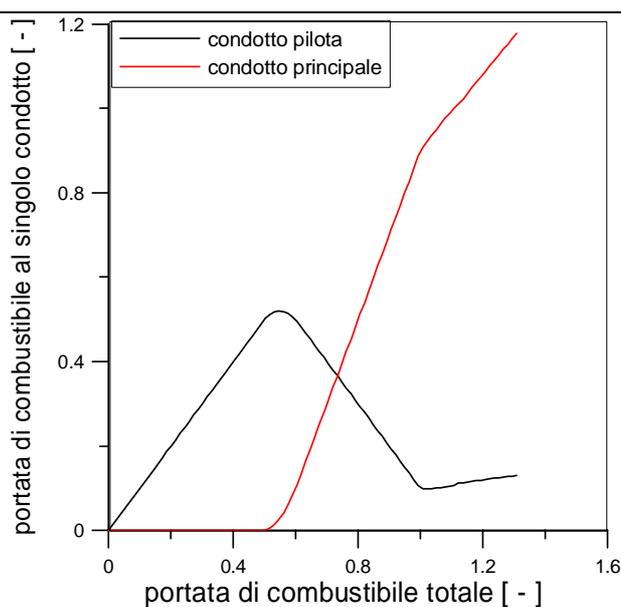


Fig. II.9. Legge di distribuzione del combustibile

II.3.1 Parametri caratteristici della cogenerazione

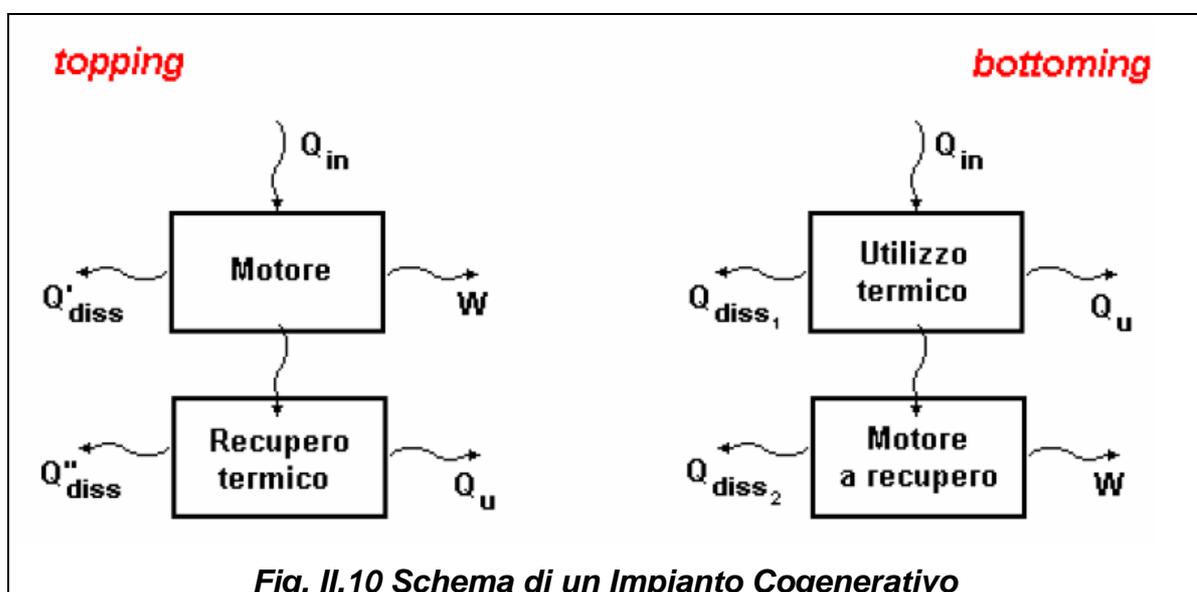
Appare opportuno ed utile, prima di andare ad esaminare i risultati riguardanti l'analisi termodinamica, definire alcuni parametri che caratterizzino significativamente il ciclo cogenerativo e che ne permettano il confronto con soluzioni impiantistiche diverse.

La definizione che la normativa UNI dà della cogenerazione: “Si definisce processo di cogenerazione l'insieme delle operazioni volte alla produzione combinata di energia meccanica/elettrica e calore, entrambi considerati effetti utili, partendo da una qualsivoglia sorgente di energia. Il processo deve realizzare un uso più razionale dell'energia primaria rispetto a processi che producono separatamente le due forme di energia. La produzione di energia meccanica/elettrica e calore deve avvenire in modo sostanzialmente interconnesso in cascata”.

La produzione combinata di energia elettrica e di calore può essere tecnicamente realizzata con le modalità “*topping*” e “*bottoming*” (fig.II.10):

- nella modalità “*topping*” viene prodotta energia elettrica attraverso un ciclo termodinamico ad alta temperatura integrato ad un sistema di recupero in forma utile del calore di scarico e di distribuzione del medesimo all'utenza termica. In questo caso le tecnologie risultano sostanzialmente derivate da quelle utilizzate per la produzione di sola energia elettrica attraverso l'installazione di apparecchiature di recupero termico e di distribuzione del calore a valle dei motori primi;

- nella modalità “*bottoming*” viene prima prodotto calore per utilizzazioni ad alta temperatura, il cui cascame termico alimenta un ciclo termodinamico sottostante che permette di ottenere anche una produzione di energia elettrica.



Fra i vari indicatori di merito per valutare il risparmio di energia primaria di un impianto di cogenerazione, il più diffuso nella letteratura tecnica internazionale e il più significativo è l'indice IRE (Indice di risparmio di energia), definito come il rapporto fra il risparmio di energia primaria conseguito dall'impianto di cogenerazione rispetto alla generazione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica e l'energia primaria richiesta da detta generazione separata:

$$IRE = 1 - \frac{Ec}{Ee,s + Et,s} = \frac{Ec}{\frac{Ee}{\eta_{e,s}} + \frac{Et}{\eta_{t,s}}} \quad (II.7)$$

dove i simboli indicano:

- Ee,s: l'energia da combustibile fossile commerciale consumata per produrre elettricità per mezzo di un impianto di sola produzione di energia elettrica.
- Et,s: l'energia primaria da combustibile fossile commerciale consumata per produrre calore mediante caldaia industriale;
- Ec: l'energia primaria del combustibile fossile commerciale, riferita al potere calorifico inferiore del combustibile, consumata dall'impianto di cogenerazione per la produzione combinata delle stesse quantità di energia elettrica Ee e di energia termica utile Et;
- Ee: l'energia elettrica netta generata dall'impianto di cogenerazione;
- Et: energia termica netta utile generata dall'impianto di cogenerazione;
- $\eta_{e,s}$: è il rendimento elettrico, di riferimento, medio annuo del parco di centrali termoelettriche con la sola produzione di energia elettrica collegate alla rete elettrica nazionale. Per gli impianti con entrata in esercizio nel triennio 2000-2002 si propone di assumere come valore base di riferimento 0.38;
- $\eta_{t,s}$: è il rendimento termico, di riferimento, medio per la generazione di sola energia termica con una caldaia industriale di dimensioni medio grandi ed è pari a 0.9 nel caso di utilizzo industriale del calore e a 0.8 nel caso di teleriscaldamento.

Per una valutazione più completa dei benefici rispetto alla produzione separata occorre considerare anche l'ulteriore risparmio, tipico della generazione diffusa, che gli impianti di cogenerazione determinano a livello di perdite di trasmissione e distribuzione sul sistema elettrico nazionale. A tal fine si ritiene opportuno introdurre nella formula dell'IRE un coefficiente p che tenga conto di tali minori perdite, a seconda che l'impianto sia connesso alla rete di BT o alla rete di MT, applicandolo al parametro $\eta_{e,s}$. Il valore di tale parametro è dato in *tabella II.4*.

| <i>Livello di tensione</i> | <i>p</i> |
|----------------------------|-------------------|
| <i>BT</i> | <i>1- 4.3/100</i> |
| <i>MT</i> | <i>1-2.8/100</i> |
| Tab.II.4 | |

La formula dell'indice di risparmio di energia IRE diventa quindi la seguente:

$$IRE = 1 - \frac{Ec}{Ee,s + Et,s} = \frac{Ec}{\frac{Ee}{\eta_{e,s} \cdot p} + \frac{Et}{\eta_{t,s}}} \quad (II.8)$$

Per quanto riguarda tale indice energetico c'è da considerare anche la problematica legata all'utilizzo di combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali. Nel caso di utilizzo di combustibili come biomasse, rifiuti solidi urbani, gas siderurgici, è necessario riferire l'IRE alla sola quota di combustibile fossile commerciale impiegato E_c , depurando l'energia elettrica prodotta della quota che sarebbe producibile impiegando fonti rinnovabili $E_{c,nc}$ in una centrale termoelettrica convenzionale a vapore che utilizzi, lo stesso combustibile. Ciò pone la necessità di definire il rendimento elettrico di una centrale termoelettrica convenzionale a vapore, che utilizzi per la sola produzione di energia elettrica, combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali $\eta_{e,nc}$.

Nel caso di utilizzo, parziale o totale, di combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali, l'indice di risparmio di energia IRE diventa pertanto:

$$IRE = 1 - \frac{Ec}{\frac{Ee - E_{c,nc} \cdot \eta_{e,nc}}{\eta_{e,s} \cdot p} + \frac{Et}{\eta_{t,s}}} \quad (II.9)$$

dove:

$\eta_{e,s}$ e $\eta_{t,s}$ assumono lo stesso significato e gli stessi valori utilizzati per i combustibili commerciali, mentre per $\eta_{e,nc}$ si assumono valori tipici quali:

- gas siderurgici, combustibili di processo e residui: $\eta_{e,nc}=0.35$
- rifiuti solidi urbani, biomasse : $\eta_{e,nc}=0.27$.

Un altro indice da prendere in considerazione in impianti cogenerativi è la condizione tecnica di assimilabilità a fonti rinnovabili, la quale permette di conseguire notevoli benefici in termini di:

- semplificazione dell'iter autorizzativi alla costruzione dell'impianto
- regime di incentivazione dei prezzi di cessione dell'energia elettrica
- obbligo di ritiro delle eccedenze di energia elettrica da parte della società gestore della rete nazionale.

Tale definizione deve garantire che gli impianti che la verificano conseguano un'efficienza ed un risparmio energetico rispetto agli impianti convenzionali, anche adottanti le soluzioni tecnologiche più recenti ed innovative, con elementi di eccezionalità tali da giustificare pienamente l'accesso ai benefici legislativi per essi previsti.

La formula dell'indice energetico detto "IEN" alla luce delle considerazioni sopra esposte, è la seguente:

$$IEN = \left(\frac{Et}{0.9 \cdot Ec} \right) + \left(\frac{Ee}{0.6 \cdot p \cdot Ec} \right) - 0.4 \geq 0.6 \quad (\text{II.10})$$

Che può essere espressa in maniera più sintetica dalla seguente relazione:

$$\left(\frac{\eta_e}{0.6 \cdot p} \right) + \left(\frac{\eta_t}{0.9} \right) \geq 1 \quad (\text{II.11})$$

dove :

- $\eta_e = Ee/Ec$
- $\eta_t = Et/Ec$

Coerentemente con quanto esposto in precedenza si ritiene di dover prevedere una formulazione dell'indice energetico che consenta di considerare, nella valutazione di efficienza energetica di un impianto, anche l'utilizzo di combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali.

Nel caso di utilizzo, parziale o totale, di combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali, l'indice energetico Ien diventa pertanto:

$$IEN = \left(\frac{Et}{0.9 \cdot Ec} \right) + \left(\frac{Ee - Ec_{nc} \cdot \eta_{es,nc}}{0.6 \cdot p \cdot Ec} \right) - 0.4 \geq 0.6 \quad (\text{II.12})$$

Per analizzare le prestazioni di un impianto di cogenerazione oltre che in termini di risparmio energetico anche in termini di produzione di energia meccanica e termica, si definiscono una serie di indici caratteristici della cogenerazione.

- **Indice di Utilizzazione del Combustibile:** Indica il grado di sfruttamento globale dell'energia potenziale chimica in ingresso nell'impianto, che viene considerato nel suo insieme, cioè sia in termini di produzione di energia meccanica o elettrica che di calore:

$$IUC = \left(\frac{Ee + Et}{Ec} \right) \quad (\text{II.13})$$

- **Rapporto energia meccanica o elettrica prodotta / energia termica utile:**

E' in pratica un indice della "bontà" dell'impianto motore turbina a gas che è alla base dell'impianto di cogenerazione. Esso misura infatti quale è il rapporto tra l'energia che

riusciamo a ricavare dal combustibile sotto forma di energia meccanica o elettrica e quella che recuperiamo dai gas di scarico attraverso la cogenerazione:

A parità di energia termica utile un alto r è indice di un alto rendimento della turbina.

$$r^* = \left(\frac{E_e}{E_t} \right) \quad (\text{II.14})$$

➤ Consumo specifico di combustibile (kJ/kWh):

$$C_s = \left(\frac{E_c}{E_e} \right) \cdot 3600 = \frac{3600}{\eta_g} \quad (\text{II.15})$$

➤ Consumo specifico di calore per l'impianto di cogenerazione (kJ/kWh)

Nella definizione di C_{sc} si è infatti ipotizzato che della energia termica in ingresso E_c , solo l'aliquota $E_c - (E_t/\eta_{t,s})$ sia effettivamente addebitabile alla produzione di quella meccanica o elettrica E_e .

$$C_{sc} = \left(\frac{E_c - \frac{E_t}{\eta_{t,s}}}{E_e} \right) \cdot 3600 \quad (\text{II.16})$$

II.3.2 Risultati Dell'Analisi Termodinamica

Al fine di accertare la potenziale convenienza energetica ed ambientale, dell'impiego in impianti cogenerativi della turbina a gas descritta, è stata effettuata un'estesa analisi termodinamica al variare del rapporto di by-pass. Basandosi sui dati di progetto indicati nella *tabella II.1* sono stati determinate le prestazioni termodinamiche e le emissioni della microturbina.

Come già accennato, il modello di calcolo ci consente di effettuare solo analisi di tipo puramente termodinamico, senza considerare l'accoppiamento meccanico-fluidodinamico dei componenti. In altre parole supponiamo che la variazione del rapporto di by-pass non comporti la variazione d'importanti parametri del ciclo quali rapporto di compressione, rendimenti dei componenti, ecc. Pertanto come si può osservare nel diagramma *figura II.11*, si vede come al crescere del rapporto di by-pass l'aumento della potenza meccanica della turbina a gas sia modesto. Questo si può spiegare ricordando che, in generale, la potenza utile di una turbina a gas si può scrivere come:

$$Ptg = \dot{m}_a * [(1 + f) * L_T - L_C] * \eta_m \quad (II.17)$$

essendo:

- \dot{m}_a la portata di aria in ingresso al compressore;
- f il rapporto combustibile aria;
- L_T il salto entalpico in turbina;
- L_C la variazione di entalpia del compressore;
- η_m il rendimento meccanico;

Siccome al crescere del rapporto di by-pass si ha una progressiva diminuzione della temperatura di ingresso in camera di combustione *figura II.12* e dovendo i gas combusti raggiungere sempre lo stesso livello di temperatura d'ingresso in turbina, come si evidenzia da *figura II.13* la portata di combustibile aumenta e quindi di conseguenza aumenta il rapporto combustibile/aria. Dai diagrammi della potenza meccanica utile *figura II.11* e della portata di combustibile *figura II.13* se ne deduce anche l'andamento del rendimento globale della MTG *figura II.15*, infatti da tali diagrammi si evidenzia che la portata di combustibile cresce molto più velocemente rispetto alla potenza meccanica da qui l'andamento decrescente del rendimento in funzione del rapporto di by-pass. Ci preme quindi sottolineare, già in questa fase, come la variazione del "by-pass" del rigeneratore implichi una variazione della temperatura della portata di aria che entra nel combustore e

del rapporto aria combustibile, determinando quindi delle variazioni significative nel funzionamento del combustore. Pertanto sarà necessario che i miglioramenti di flessibilità suggeriti dall'analisi termodinamica si accompagnino con il mantenimento di un efficiente comportamento del combustore in fuori progetto. D'altronde i risultati mostrano che l'opzione di by-pass deve comunque essere considerata come uno strumento provvisorio atto ad integrare un improvvisa esigenza di potenza termica. Infatti è pur vero che il fattore di utilizzazione del combustibile cresce all'aumentare di X_b , ma tale incremento avviene a spese del ciclo termodinamico determinando così una diminuzione dell'indice di risparmio energetico *figura II.15*. I diagrammi in *figura II.11 e figura II.14* confermano che la necessità di attivare il by-pass del rigeneratore è sostanzialmente indirizzato ad aumentare la produzione di vapore per scopi cogenerativi, ma questo tipo di incremento in potenza termica utile si scontra con la necessità di conservare un favorevole rapporto fra potenza meccanica e potenza termica, inducendo così peggiori condizioni per i valori del risparmio energetico. Considerazioni più interessanti possono essere rinvenute se si guarda all'impianto MTG in termini di costi di investimento e semplicità di installazione: sotto questo punto di vista, l'adozione del ciclo a rigenerazione variabile permette di evitare l'adozione di caldaie ed allo stesso tempo assicura una soddisfacente flessibilità. Si ricorda che i risultati mostrati rappresentano le prestazioni ottenute nell'intero range di X_b partendo dalla condizione di ciclo completamente rigenerativo $X_b = 0$ a quella di totale cogenerazione $X_b = 1$. Il limite superiore implica un eccesso nella temperatura di ingresso nel HRSG come è possibile osservare da *figura II.12*, che probabilmente dovrebbe essere non accettabile, a meno di utilizzare materiali resistenti ad alte temperature e quindi molto costosi.

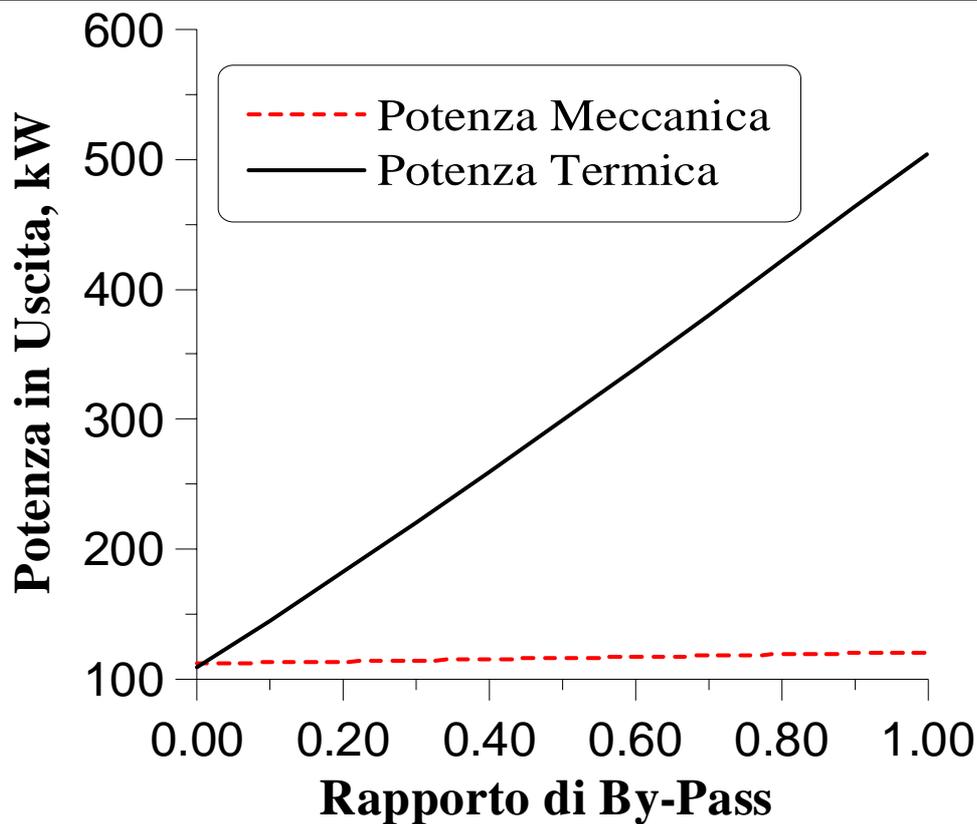


Fig. II.11. Andamento della potenza meccanica e termica utile

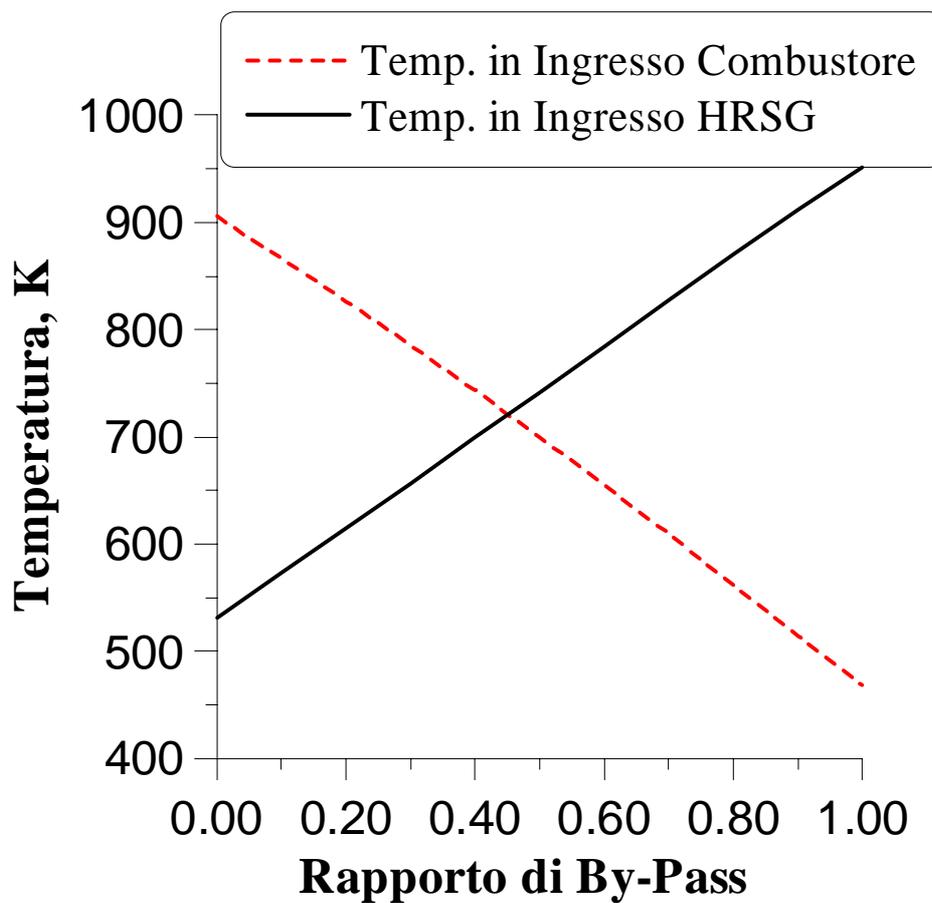


Fig. II.12. Andamento della temperatura di ingresso in camera di combustione e nel generatore di vapore a recupero

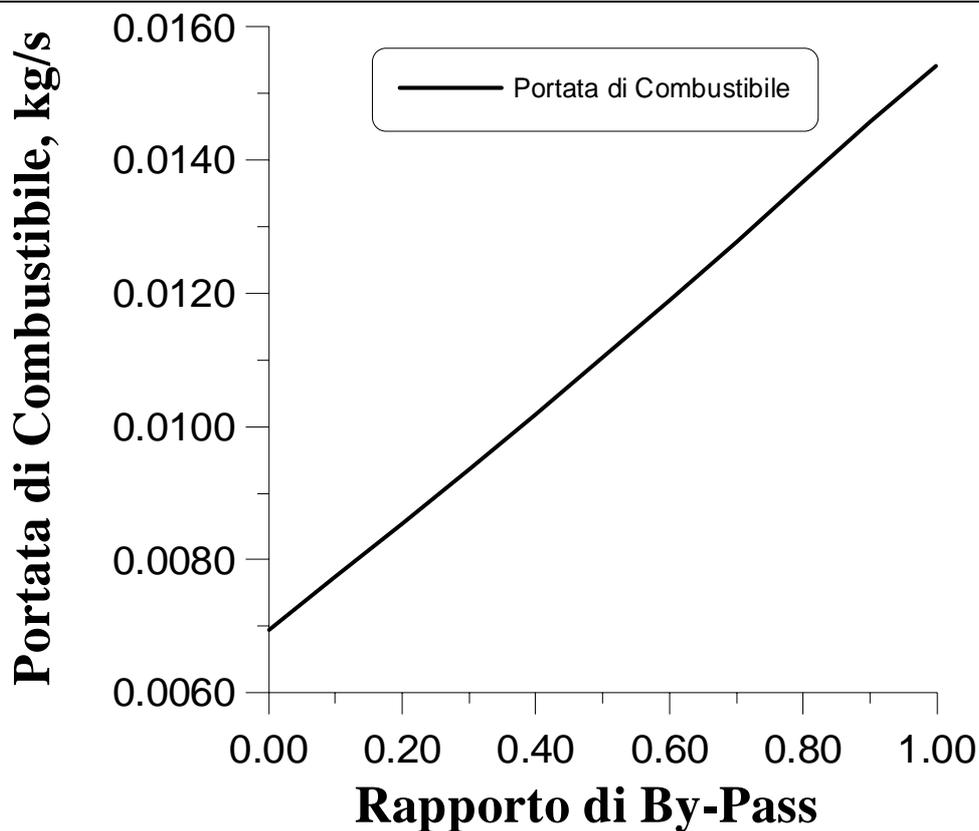


Fig. II.13. Andamento della portata di combustibile

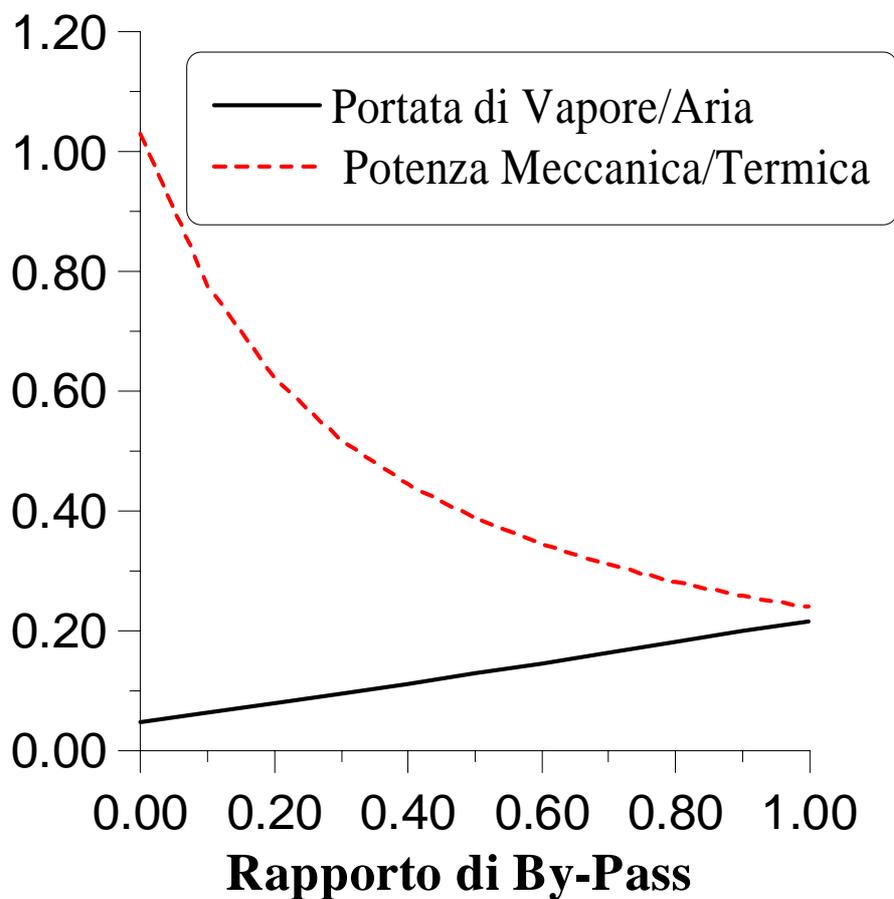


Fig. II.14. Andamento del rapporto portata vapore/aria e della potenza meccanica/termica

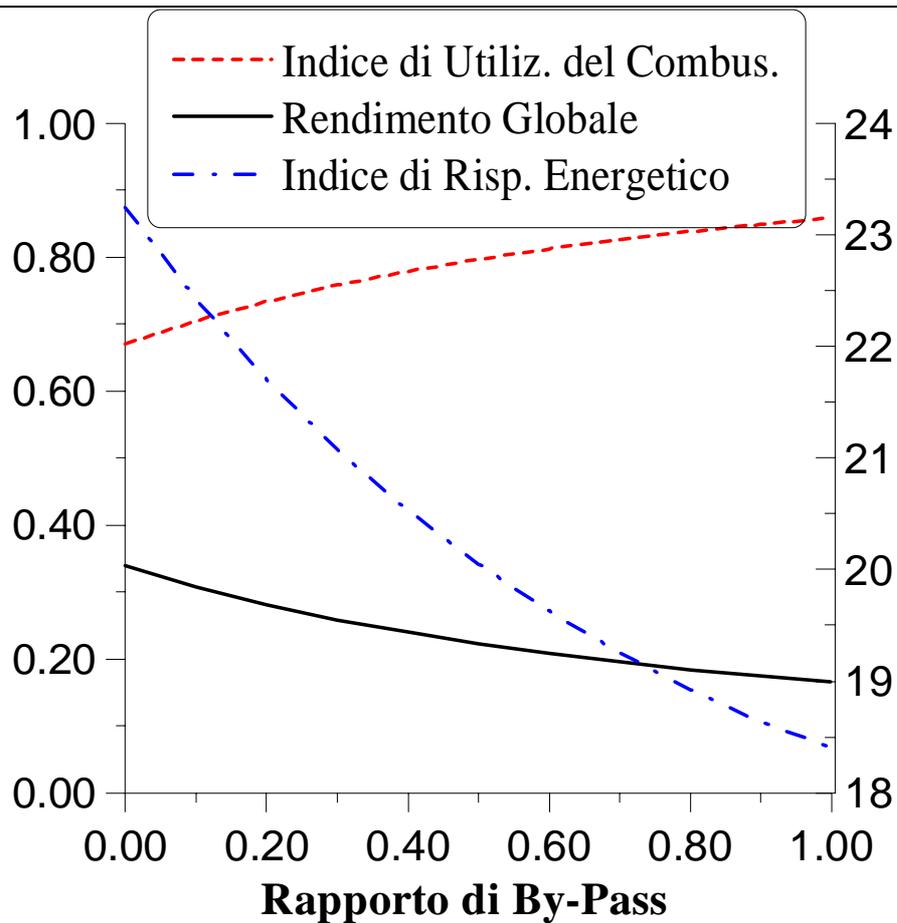


Fig. II.15. Andamenti degli indici cogenerativi e del rendimento globale.

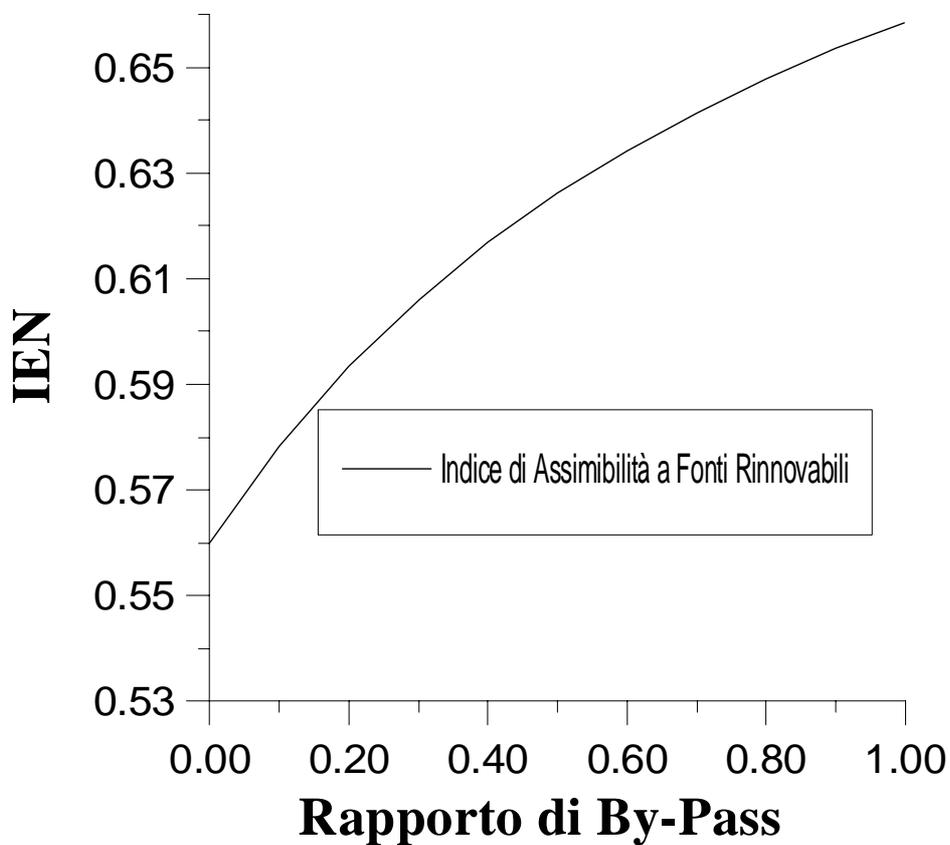


Fig. II.16. Andamento dell'indice di assimilabilità a fonti rinnovabili

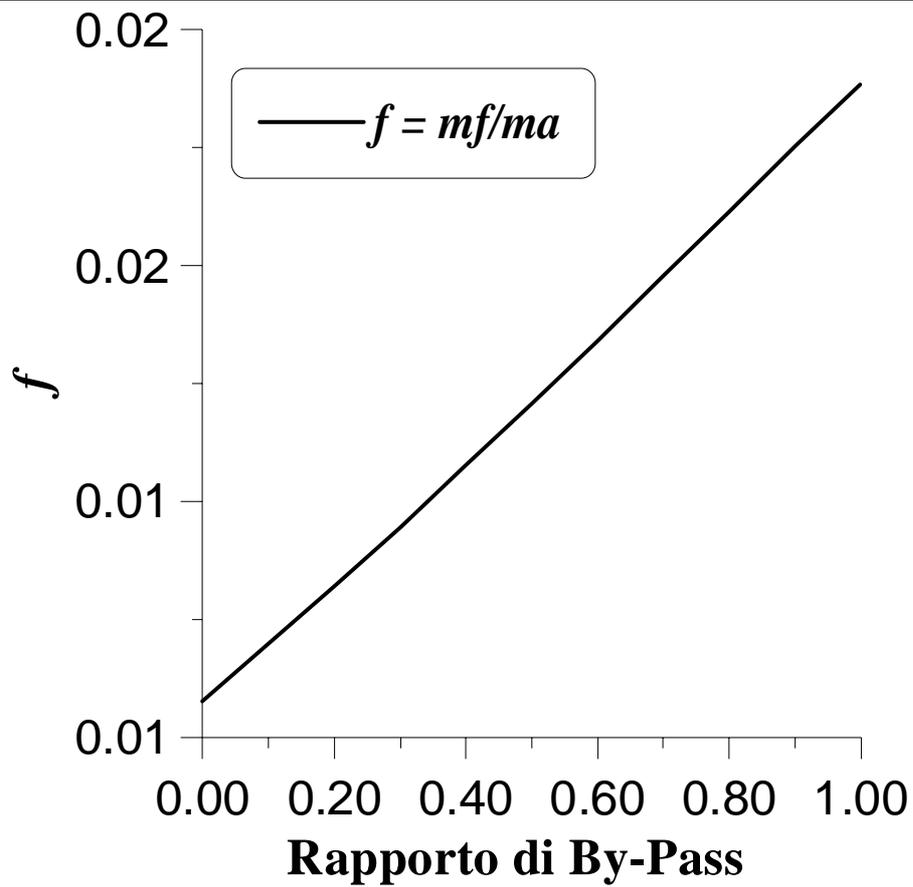


Fig. II.17. Rapporto portata di combustibile/portata di aria

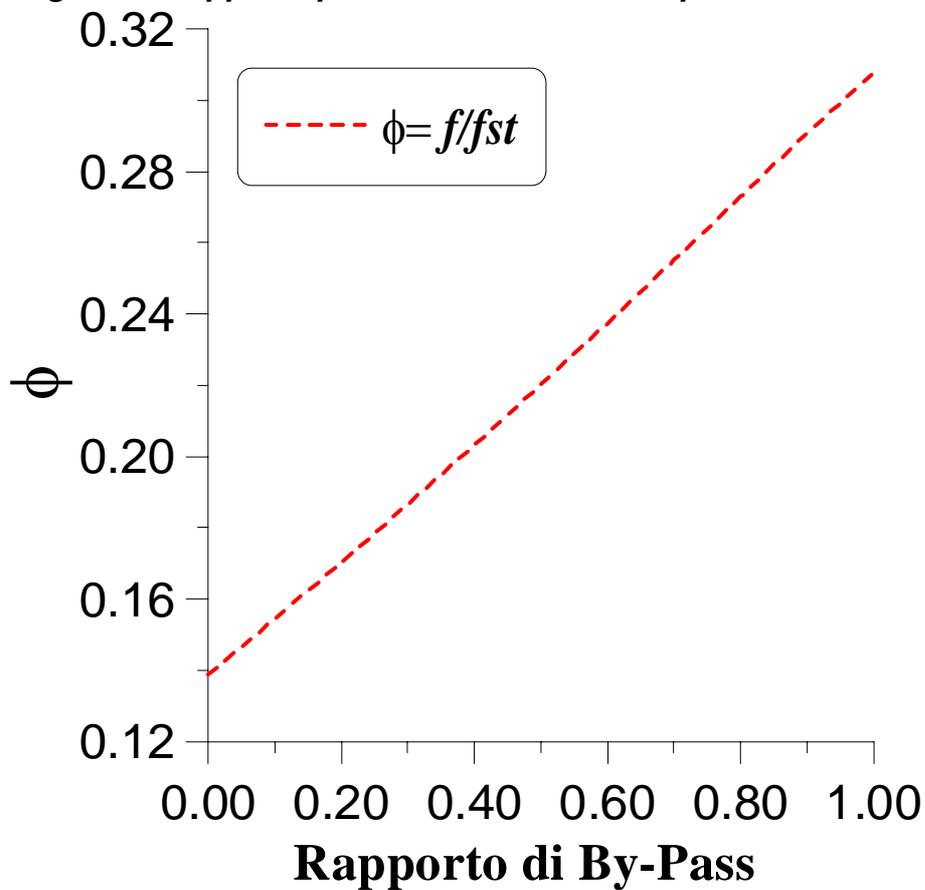


Fig. II.18. Rapporto portata di combustibile portata di aria rispetto a quello stechiometrico

II.3.3 Alimentazione mediante biocombustibili

Questa fase prevede di utilizzare il modello termodinamico per esaminare le prestazioni della turbina a gas da 100 kW elettrici nel caso in cui si decida di alimentarla con combustibili non convenzionali, cioè derivanti da processi di gassificazione o di pirolisi. Infatti fra le prospettive più interessanti per la commercializzazione delle MTG in larga scala c'è quello del possibile utilizzo di biocombustibili. Il primo aspetto che è stato analizzato, per lo studio delle prestazioni della Microturbina, è stato quello della caratterizzazione del combustibile. Sono state pertanto classificate inizialmente diverse composizioni di combustibili derivanti da biomasse di cui sono stati determinati, mediante codici di calcolo disponibile presso il D.I.M.E., il peso molecolare, il potere calorifico inferiore, l'entalpia di formazione, il rapporto stechiometrico combustibile aria, temperatura adiabatica di fiamma. Fra la classe di combustibili considerati si è deciso di isolarne alcuni, caratterizzati dall'aver il potere calorifico rispettivamente più basso, più alto e contraddistinti da un' elevata percentuale di idrogeno. I combustibili scelti sono di seguito riportati in *tabella II.5*.

| Composizione combustibile (% , molare) | Nat. Gas (NG) | BIOM(O) | BIOM(a) | RSU |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|--------------|-------------|--------------|
| CH₄ | 92.00 | 18.00 | 9.00 | 7.00 |
| C ₂ H ₆ | 3.70 | 2.00 | -- | 7.00 |
| C ₃ H ₈ | 1.00 | 2.00 | -- | 7.00 |
| C ₄ H ₁₀ | 0.25 | 2.00 | -- | -- |
| N ₂ | 2.90 | 8.00 | 56.00 | -- |
| H₂ | -- | 25.00 | 9.00 | 18.00 |
| CO | -- | 33.00 | 12.00 | 61.00 |
| CO ₂ | 0.15 | 10.00 | 20.00 | -- |
| H ₂ O | -- | -- | -- | -- |
| Mol. Mass, g/mol | 17.34 | 21.92 | 28.51 | 23.76 |
| LHV, kJ/kg | 47182 | 19198 | 2798 | 21697 |
| h_{of} , kJ/kg | -4266.9 | -3720.1 | -1649.5 | -2923.9 |
| f_{st} | 0.0620 | 0.1680 | 1.257 | 0.1530 |
| T_{of} , K | 2220 | 2231 | 1571 | 2300 |
| Tabella II.5. Composizione e proprietà dei combustibili derivanti da biomasse e rifiuti solidi urbani | | | | |

In particolare BIOM(o) e BIOM(a) si riferiscono a composizioni ottenute da due distinti processi di gassificazione, rispettivamente con ossigeno ed aria, mentre il combustibile

RSU contraddistingue la composizione del combustibile ottenuta mediante pirolisi. BIOM(o) e RSU sono combustibili con un potere calorifico medio. È da notare come tali combustibili presentino una temperatura di fiamma più alta rispetto a quella del gas naturale dovuta sia all'elevata presenza di idrogeno che di una bassa concentrazione di inerti. Al contrario la BIOM(a) è un tipico combustibile con un basso potere calorifico ottenuto da un processo di gassificazione caratterizzato da un contenuto più ricco di N₂ e CO₂. Questo caso sarà di particolare interesse quando si andrà ad analizzare il comportamento in fuori progetto della MTG, in quanto l'adozione di tale combustibile comporta un aumento della portata di combustibile in ingresso al combustore e quindi della portata di gas che espande in turbina di qui problemi di accoppiamento fra le turbomacchine.

II.3.4 Risultati dell'analisi termodinamica per i biocombustibili

Per ciò che concerne lo studio termodinamico della MTG da 100 kW elettrici l'ultima analisi è stata condotta andando a verificare le prestazioni energetiche ed ambientali del sistema per quanto riguarda l'alimentazione con combustibili alternativi sempre al variare del rapporto di "by-pass" del rigeneratore. In *tabella II.6* si riportano i risultati dell'analisi termodinamica, al variare del combustibile, nel punto di progetto (corrispondente allo stesso livello di temperatura in ingresso in turbina vale a dire 1223 K).

| | <i>BIOM(A)</i> | <i>BIOM(O)</i> | <i>RSU</i> | <i>G.N.</i> |
|--------------------|----------------|----------------|--------------|---------------|
| <i>Ptg [kW]</i> | 117.7 | 108.62 | 108.13 | 111.235 |
| <i>mf [kg/s]</i> | 0.141 | 0.0170 | 0.0150 | 0.00695 |
| <i>ma [kg/s]</i> | 0.808 | 0.808 | 0.808 | 0.808 |
| <i>T.I.T.</i> | 1223 | 1223 | 1223 | 1223 |
| <i>η</i> | 0.296 | 0.332 | 0.331 | 0.339 |
| <i>r*</i> | 0.917 | 1.032 | 1.045 | 1.027 |
| <i>IRE[%]</i> | 32.62 | 24.63 | 24.1 | 23 |
| <i>Ppm NOx</i> | 0.00041 | 41.88 | 69.2 | 38.57 |
| <i>Tem. HRSG</i> | 566 | 531 | 531 | 530 |
| <i>f, φ (Xb=0)</i> | 0.0082, 0.132 | 0.0214, 0.127 | 0.191, 0.151 | 0.0177, 0.115 |
| <i>f, φ (Xb=1)</i> | 0.0181, 0.292 | 0.0457, 0.272 | 0.464, 0.369 | 0.0397, 0.260 |

Tabella II.6 Risultati Analisi Termodinamica per i combustibili derivanti da biomasse e rifiuti solidi urbani

L'analisi termodinamica, pertanto, è stata ottenuta prendendo come valori di progetto per quanto riguarda la portata massica di aria, rapporto di compressione, rendimenti adiabatici di compressore e turbina, portata di combustibile ed efficienza della rigenerazione, quelli riportati in *tabella II.1*.

Dai diagrammi riportati in *figura II.19 e II.20* si evidenzia come sia la potenza meccanica che quella termica aumentino al crescere del parametro X_b , da notare a tal proposito che i valori più alti sono assunti dal combustibile BIOM(a) in quanto richiede un valore più grande del rapporto combustibile aria. Facciamo notare come tale risultato non deve meravigliare, in quanto siamo nella fase in cui si stanno analizzando le prestazioni termodinamiche della macchina, tale analisi non comprende la fondamentale parte riguardante il “**matching**” cioè l'accoppiamento meccanico-fluidodinamico tra i componenti dell'impianto turbina a gas. Pertanto tali risultati devono essere analizzati in tale ottica notando, come si stia immaginando che la Microturbina progettata per essere alimentata con Gas Naturale, sia in grado di smaltire anche le grosse portate derivanti da gas a basso potere calorifico. Per quanto riguarda l'andamento decrescente del rendimento globale *figura II.21*, la spiegazione è da ricercarsi nel fatto che il lavoro specifico (per unità di massa) decresce per combustibili con un basso potere calorifico in quanto questi ultimi richiedono un lavoro maggiore per comprimere il gas e portarlo alla pressione d'iniezione nella camera di combustione.

Tale effetto è quindi imputabile alla necessità di introdurre un compressore per i biocombustibili, il quale assorbe una quantità di lavoro non trascurabile dall'impianto e va quindi ad incidere direttamente sul rendimento della macchina. In aggiunta una frazione crescente del calore di combustione è assorbita dalla stessa massa di combustibile, pertanto la potenza termica aggiuntiva deve essere più grande quando sono introdotti combustibili con un basso potere calorifico, con un ulteriore conseguente svantaggio per il rendimento del ciclo. Andando invece ad esaminare l'indice di risparmio energetico *figura II.22*, i risultati sembrano far prevedere dei vantaggi dall'adozione di combustibili con basso potere calorifico, in quanto tale parametro è sensibile alla potenza termica in uscita il cui effetto vince quello della caduta di rendimento. Ci preme sottolineare quindi che i risultati ottenuti considerano solo le prestazioni energetiche delle MTG trascurando i contributi energetici aggiuntivi dovuti al processo di gassificazione del combustibile, ciò spiega i più alti livelli assunti da BIOM(a). In ogni caso interessanti risultati energetici relativi ai combustibili derivanti dai processi di gassificazione e pirolisi delle biomasse e dei rifiuti solidi urbani possono essere intesi come un ulteriore incoraggiamento all'adozione di combustibili alternativi, per di più le indicazioni espresse nelle leggi emanate da molti

paesi europei invogliano all'utilizzazione di fonti energetiche rinnovabili. Infine facciamo alcune osservazioni per quanto riguarda le emissioni di sostanze inquinanti. La *figura II.28* confronta l'andamento delle concentrazioni degli NO termici e dell'indice di emissione del CO al variare del parametro X_b per i già citati combustibili. L'indice di emissione dell'anidride carbonica ovviamente cresce con il rapporto di by-pass del rigeneratore a causa dell'aumento del consumo specifico di combustibile, ma i valori sono generalmente inaccettabili soprattutto quando si adottano combustibili poveri. Gli indici si riferiscono solo alla produzione di energia meccanica, valori più accettabili possono essere ottenuti nel caso di una produzione combinata di calore e lavoro, come motivo ulteriore per il funzionamento della MTG in un impianto cogenerativo. L'andamento crescente delle emissioni degli ossidi di azoto al crescere di X_b si spiega ricordando le ipotesi fatte sulla legge di distribuzione delle portate di combustibile. Infatti il diagramma in *figura II.9* è riferito alla portata di combustibile nominale, pertanto con l'aumentare del rapporto di by-pass diminuendo la temperatura di ingresso nel combustore il sistema reagisce aumentando la portata di combustibile necessaria per raggiungere i 1223 K imposti dalla temperatura di ingresso in turbina. Cosicché si avrà una miscela sempre più ricca al pilot che determinerà quel andamento delle emissioni di NOx. I più alti livelli, come era da attendersi, sono raggiunti dal combustibile RSU mentre quelli dall'adozione di BIOM(a) sono trascurabili in quanto caratterizzato da una bassa temperatura adiabatica di fiamma. L'affidabilità di questi risultati deve essere comunque controllata da una più dettagliata analisi della combustione. In particolare i combustibili con bassi poteri calorifici dovrebbero probabilmente presentare problemi in termini di limiti di infiammabilità e autoignizione: pertanto l'adozione di una linea povera premiscelata potrebbe non favorire lo svolgimento della combustione. Soluzioni più realistiche dovrebbero essere rappresentate dall'utilizzo di combustibili contenenti miscele di gas naturali e combustibili derivanti da biomasse.

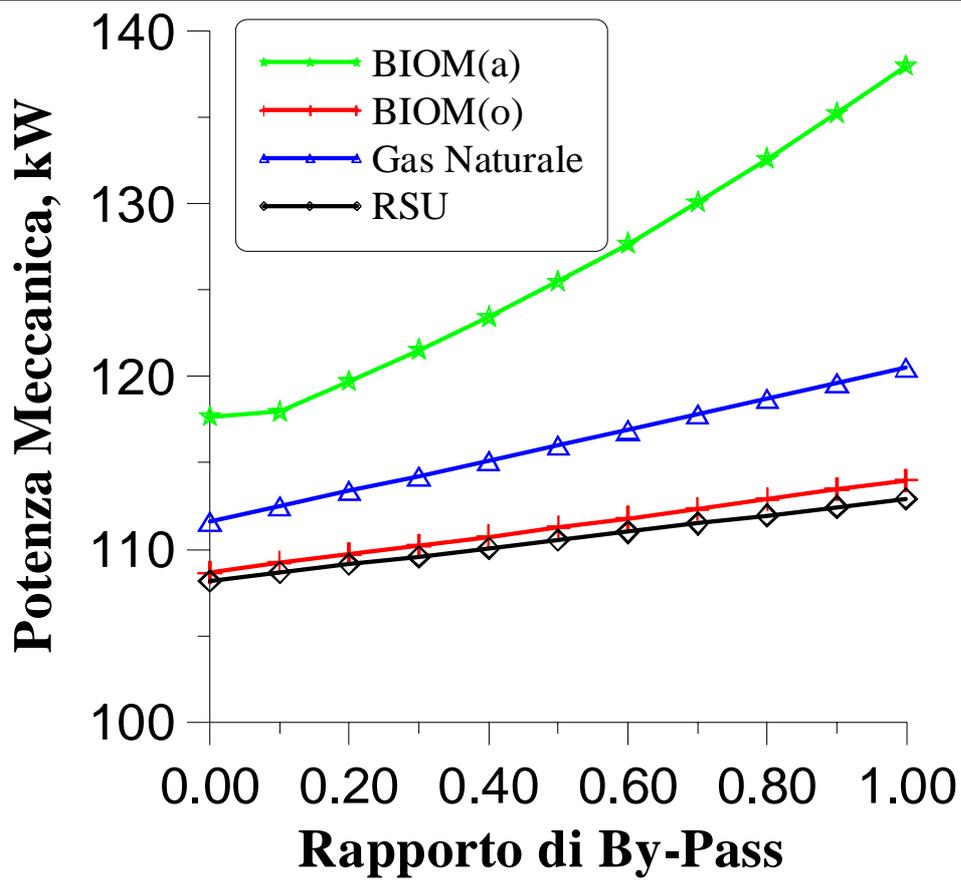


Fig. II.19. Potenza meccanica al variare di X_b

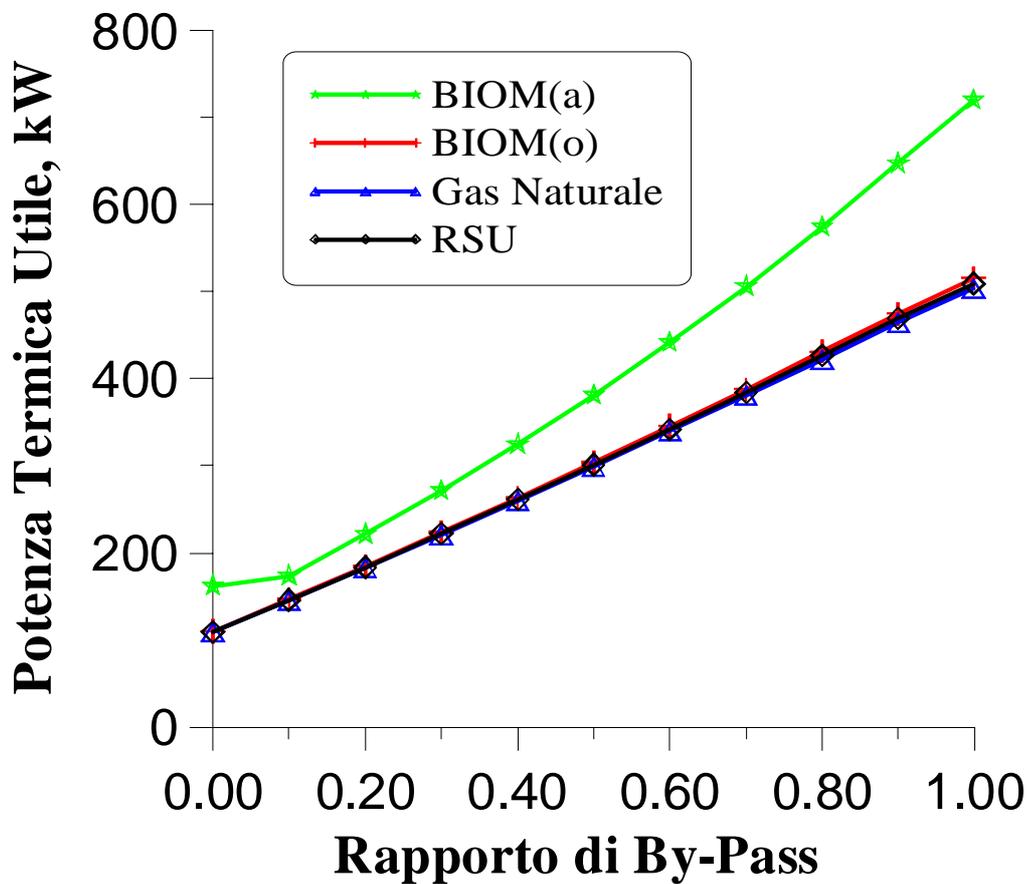


Fig. II.20. Potenza Termica al variare di X_b

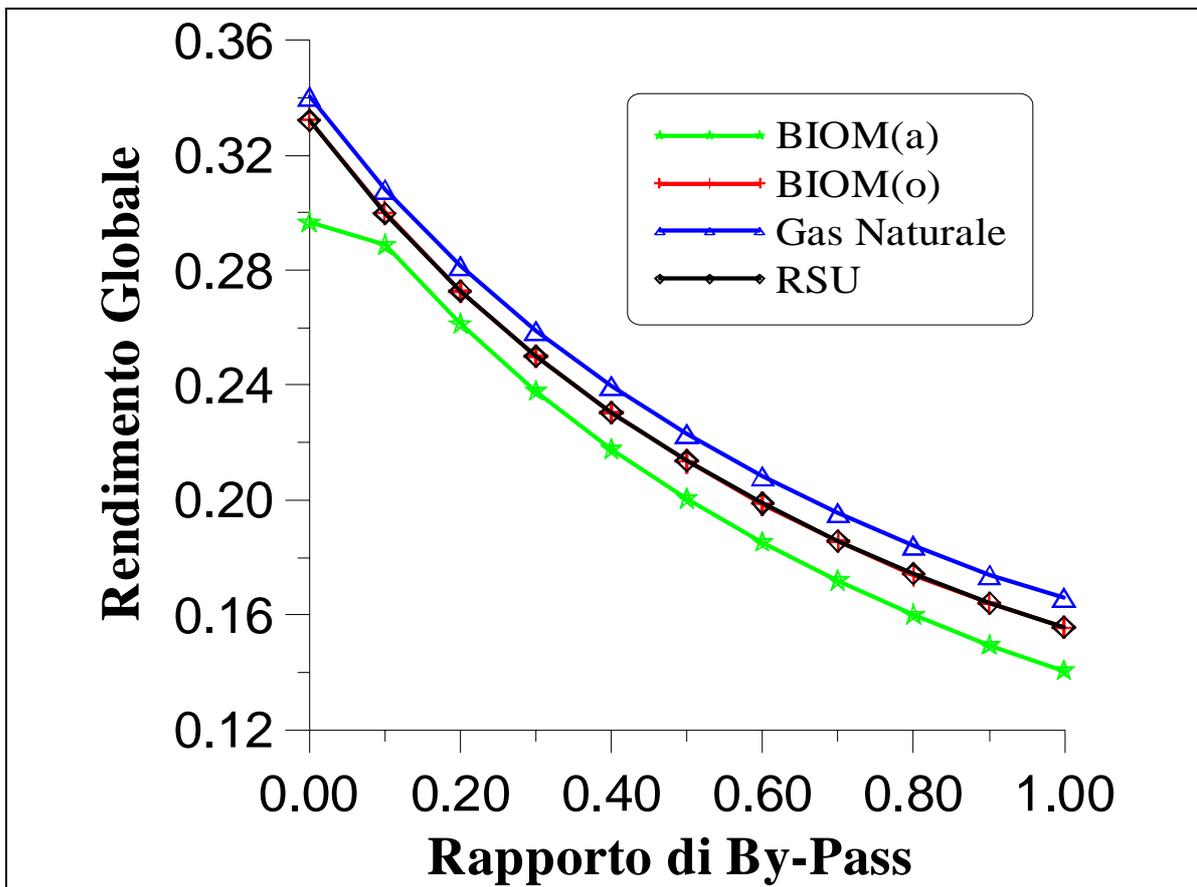


Fig. II.21. Rendimento Globale

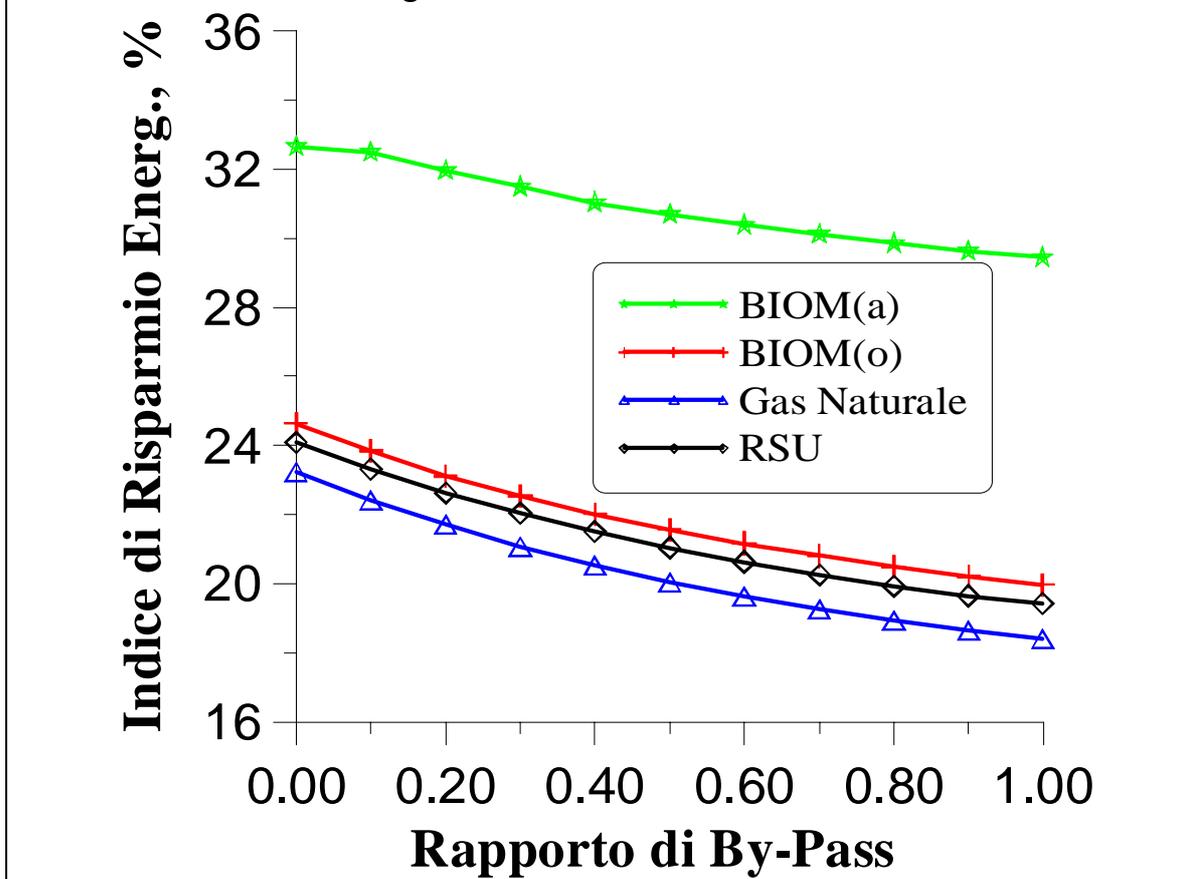


Fig. II.22. Indice di Risparmio Energetico al variare di X_b

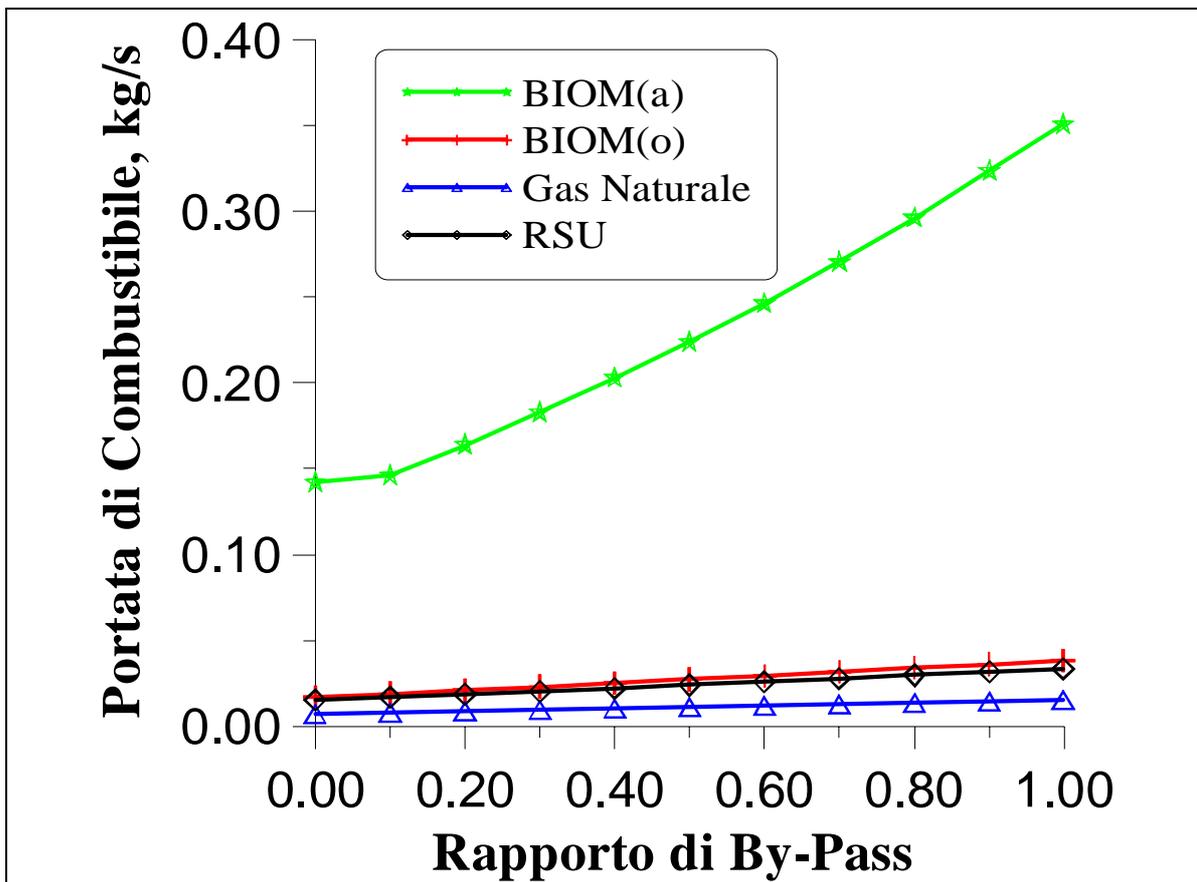


Fig. II.23 Portata di combustibile al variare di X_b

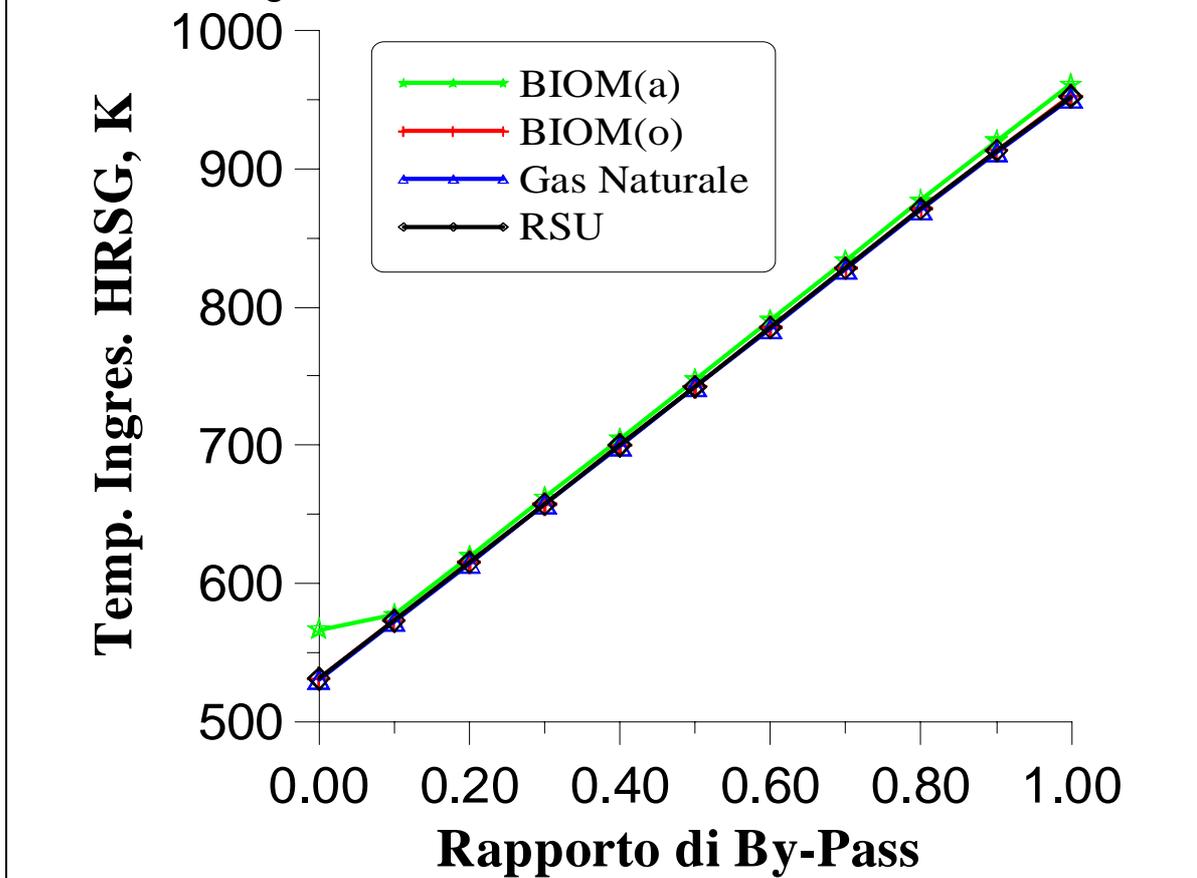


Fig. II.24 Temperatura di ingresso nel gener. di vapore a recupero al variare di X_b .

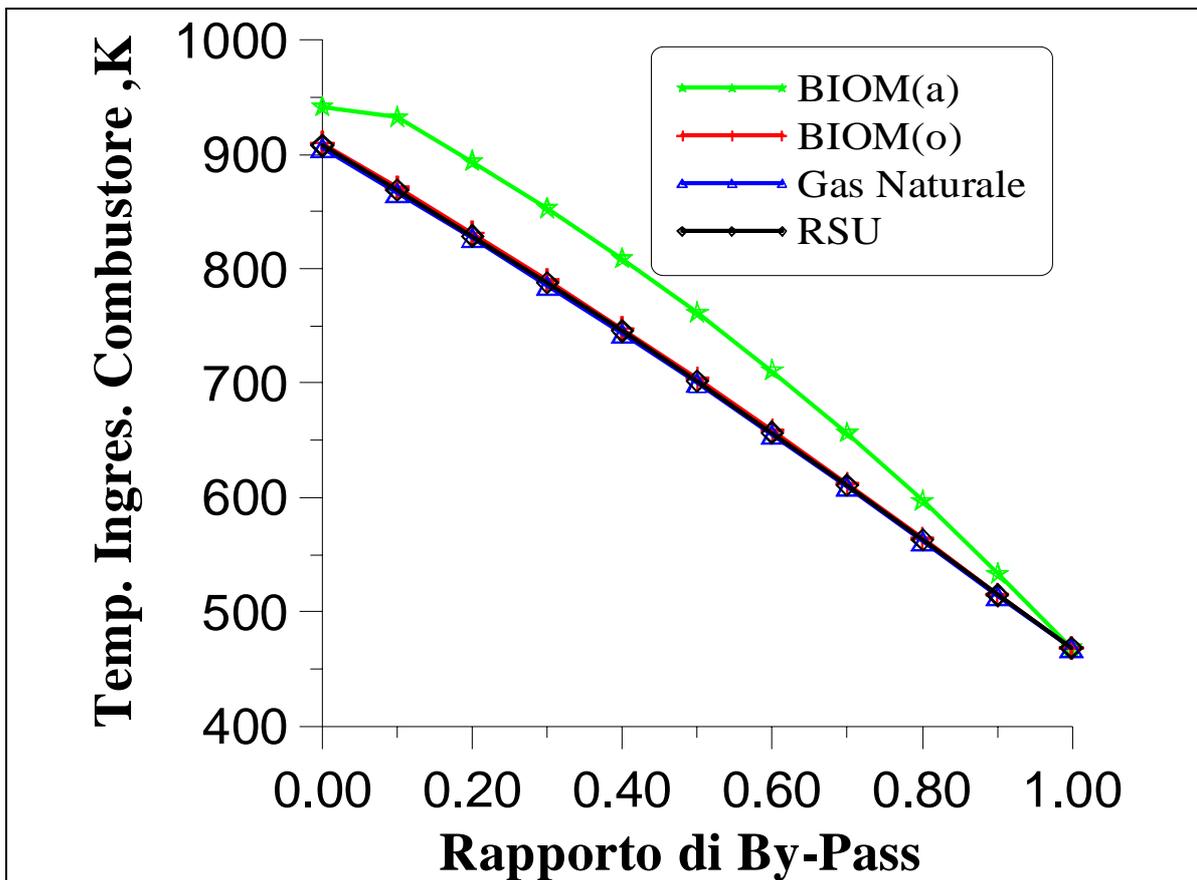


Fig II.25. Temperatura di ingresso in camera di combustione al variare di X_b .

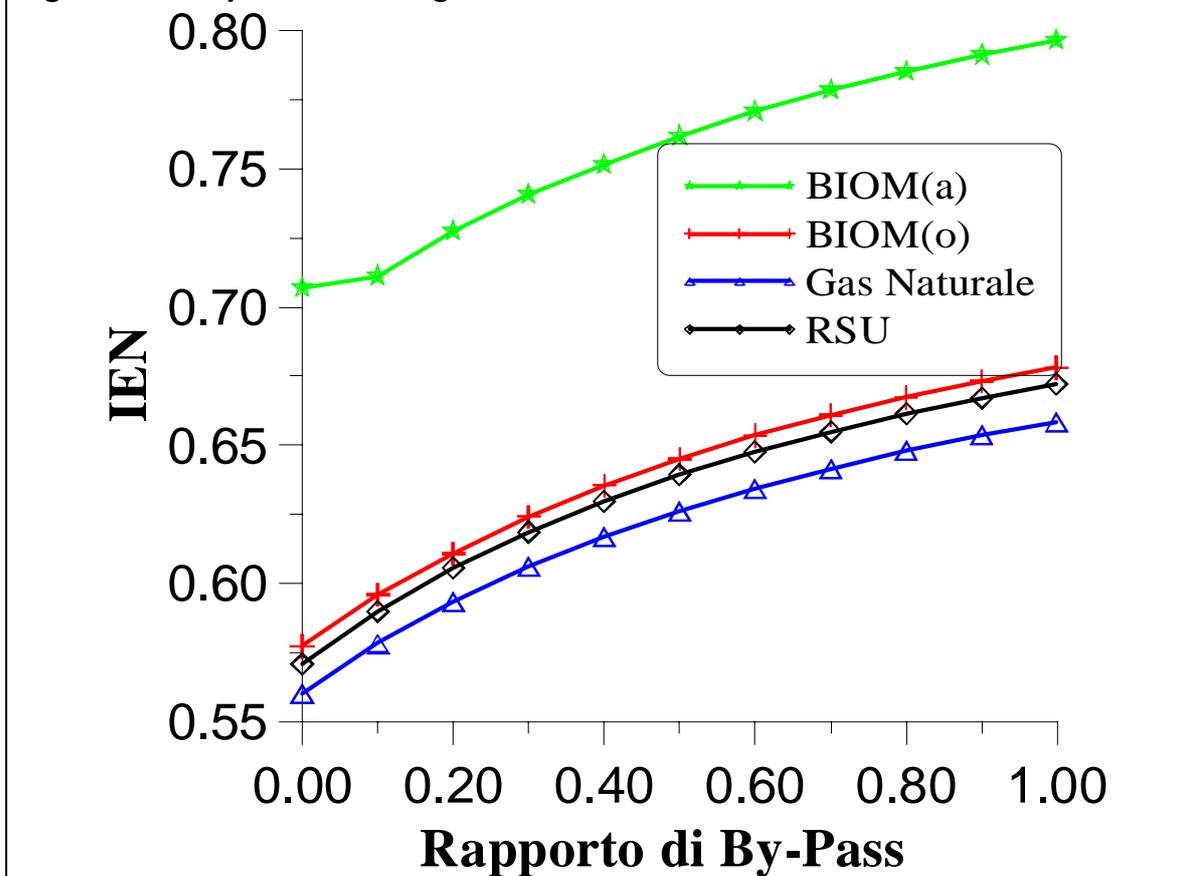


Fig. II.26 Indice di Assimilabilità a fonti rinnovabili al variare di X_b .

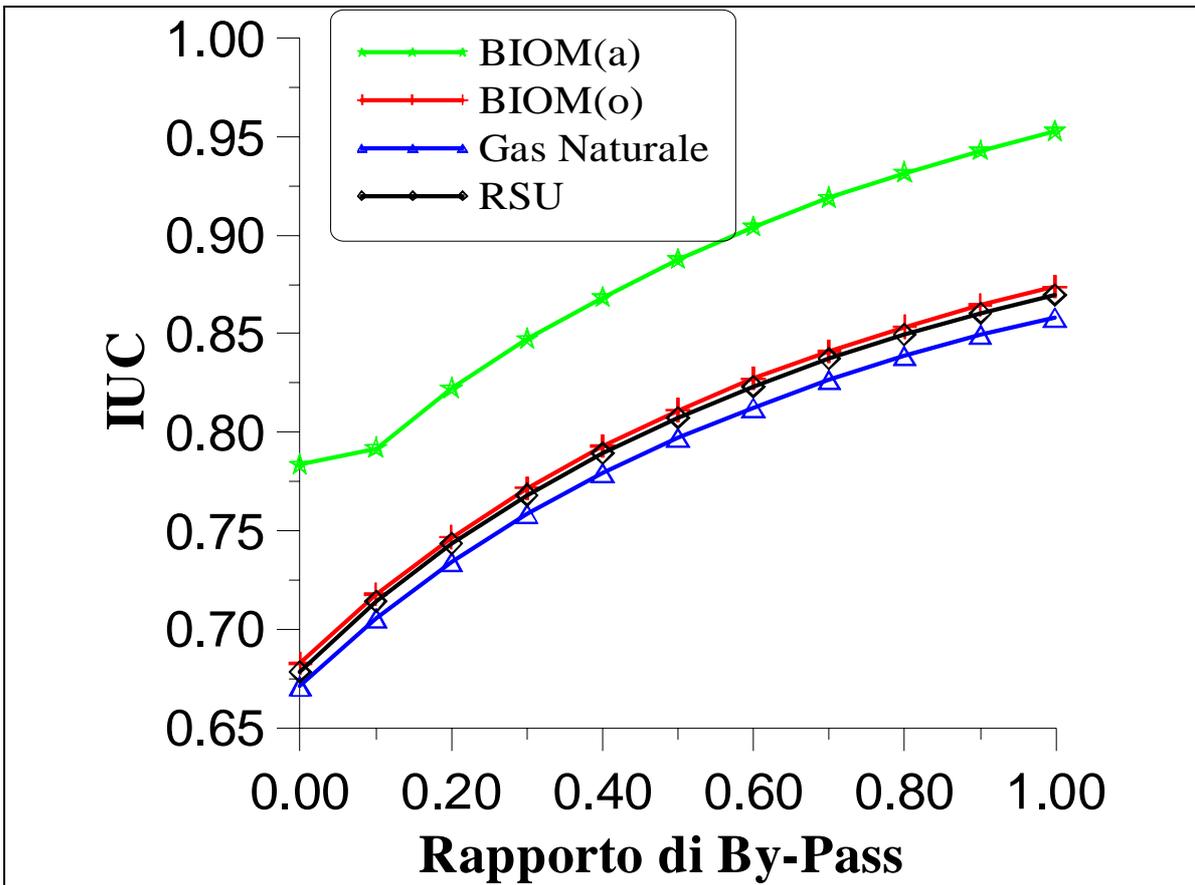


Fig. II.27. Indice di utilizzazione del combustibile al variare di Xb

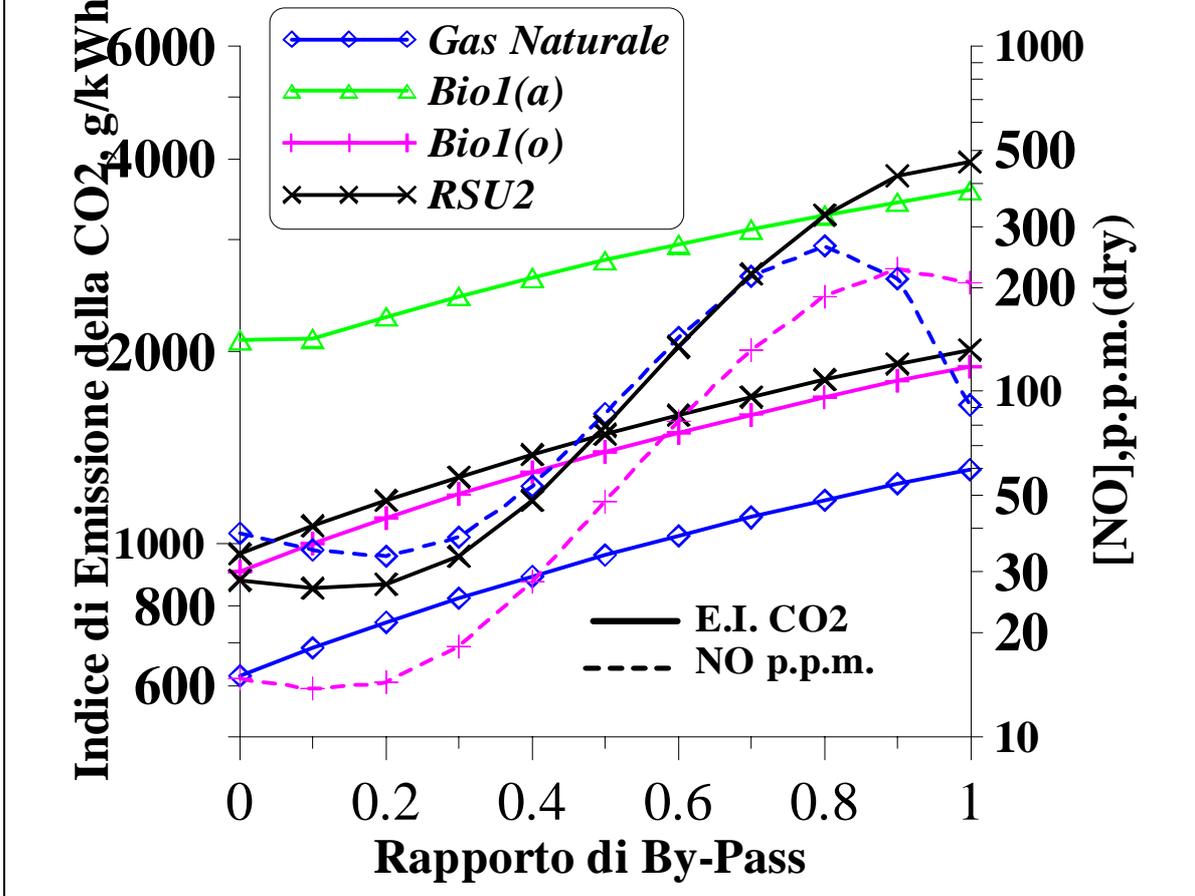


Fig. II.28. Livelli di emissione al variare di Xb

II.4 ANALISI DI ACCOPPIAMENTO TRA I COMPONENTI

Nello sviluppo di qualsiasi progetto riguardante le mini e micro turbine a gas assumono enorme importanza le voci flessibilità e versatilità: per poter essere infatti realmente competitive con i motori alternativi, leader del mercato della cogenerazione di piccola taglia, queste macchine devono poter funzionare in diverse condizioni operative e con la più vasta gamma di combustibili, in modo tale da sopperire ai limiti del ciclo termodinamico e della attuale tecnologia utilizzata per questi impianti.

In tale ottica si colloca l'analisi di accoppiamento tra i componenti [91, 102, 105, 111] svolta utilizzando un codice di calcolo sviluppato presso il D.I.M.E. ed opportunamente modificato allo scopo di questo lavoro. Tale codice, utilizzato per una ampia varietà di sistemi basati su turbine a gas [115, 116, 118], sia in ciclo semplice che combinato, ha in generale il principale obiettivo di andare a verificare il comportamento dell'impianto qualora vengano adottate delle nuove soluzioni impiantistiche. Nel presente lavoro si è scelto di rivolgere l'attenzione, anche per quanto riguarda tale tipo di analisi, verso la possibilità di utilizzare diversi combustibili e, in particolar modo, l'opportunità di bruciare miscele di gas naturale e combustibili derivanti da rifiuti solidi urbani o da biomasse, ottenute mediante gassificazione ad aria o ad ossigeno. Per la microturbina da 100 kWe si è voluto, quindi, associare alla classica analisi termodinamica, quella dell'accoppiamento tra i componenti, per valutare realisticamente oltre alla possibilità di adottare un ciclo con “*bypass*” del rigeneratore, anche la capacità delle macchine di operare con combustibili derivati da processi di gassificazione e pirolisi. Lo studio del solo ciclo termodinamico, seppure di fondamentale interesse concettuale, mira, infatti, a valutare le prospettive, in termini di rendimento e potenza specifica, non risultando pertanto sempre altrettanto chiara l'effettiva realizzabilità della soluzione tecnico-impiantistica. Si tratta di una metodologia che supera i limiti del precedente approccio termodinamico, in quanto, associa ad ogni situazione operativa della macchina, le effettive condizioni di portate attraverso i componenti e quindi, note le mappe caratteristiche di compressori e turbine, i reali rapporti di compressione e di espansione con i corrispondenti rendimenti interni. Il metodo è di particolare utilità sia per la previsione del dominio operativo dell'intera macchina, sia per una stima più realistica dei risultati derivanti dall'adozione di nuove soluzioni impiantistiche o dall'introduzione di differenti combustibili. È doveroso quindi evidenziare il legame che intercorre tra la trasformazione del fluido e le caratteristiche operative dei singoli componenti. Una simile impostazione può quindi consentire:

- La verifica delle capacità e dei relativi limiti, di un componente ad operare in condizioni differenti da cui è stato progettato, a seguito di modifiche prospettate per il ciclo termodinamico o di variazioni nel tipo di combustibile
- L'individuazione dei componenti più "critici", dal punto di vista della reale efficacia (se non dell'attuabilità) di una soluzione innovativa, e delle conseguenti modifiche richieste alle loro caratteristiche operative.

Per la determinazione del dominio di funzionamento della turbina a gas, monoalbero, da 100 kWe, ci si trova a lavorare con turbomacchine a flusso radiale, vale a dire compressore centrifugo e turbina centripeta, entrambe a singolo stadio. Si suppone inoltre che la turbina non sia dotata di sistemi di raffreddamento (come ad esempio quelli basati sul **film-cooling**), in quanto la configurazione tridimensionale delle turbine radiali e le loro piccole dimensioni non consentono di adottare canali interni per il raffreddamento.

Si dispone delle curve caratteristiche del compressore, in termini di rapporto di compressione ($\beta_C = p_2/p_1$) e rendimento adiabatico, η_{aC} , in funzione di portata e velocità di rotazione corretta (*fig.II.29*):

$$\dot{m}_{C,cor} = \dot{m}_a * \frac{\sqrt{\frac{T_1}{T_{1rif}}}}{\frac{P_1}{P_{1rif}}} \quad (II.18)$$

$$N_{C,cor} = \frac{N_C}{\sqrt{\frac{T_1}{T_{1rif}}}} \quad (II.19)$$

Tali curve possono essere considerate rappresentative del funzionamento del compressore in diverse condizioni operative, sebbene variazioni nelle condizioni dell'aria in ingresso consiglierebbero, per maggiore precisione, correzioni in funzione della sua umidità o del numero di Reynolds.

Per quanto riguarda le turbine queste sono soggette a più sensibili variazioni di condizioni operative, dal momento che queste ultime vengono usualmente raggiunte cambiando la dosatura combustibile/aria e quindi la composizione dei gas, oltre che la pressione e la temperatura in ingresso. Qualora poi si decida di alimentare la turbina a gas con combustibili con un basso potere calorifico si possono alterare considerevolmente l'andamento del processo di espansione e la capacità di smaltimento della portata da parte della turbina. L'utilizzo di mappe di impiego universale è fonte di imprecisioni, e valutazioni più attendibili andrebbero affidate a calcoli fluidodinamici in grado di tenere conto delle variazioni prima citate e della conseguente influenza esercitata da differenti valori dei parametri quali i numeri di Reynolds e di Mach. Pertanto si sono utilizzate

mappe delle turbine (fig.II.30) in cui il rapporto di espansione e il rendimento adiabatico(β_T, η_{aT}) sono presentate in funzione dei parametri corretti del tipo:

$$m_{T,cor} = m_{gas} * \frac{\sqrt{\frac{(k_{gas} * R * T_3)}{P_3}}}{\sqrt{\frac{(k_{gas} * R * T_3)_{rif}}{P_{3rif}}}} \quad (II.20)$$

$$N_{T,cor} = \frac{N_T}{\sqrt{\frac{(k_{gas} * R * T_3)}{P_3}}}{\sqrt{\frac{(k_{gas} * R * T_3)_{rif}}{P_{3rif}}}} \quad (II.21)$$

Ciò consente di tenere in conto sempre in forma semplificata delle variazioni di composizione e di proprietà dei gas che espandono in turbina.

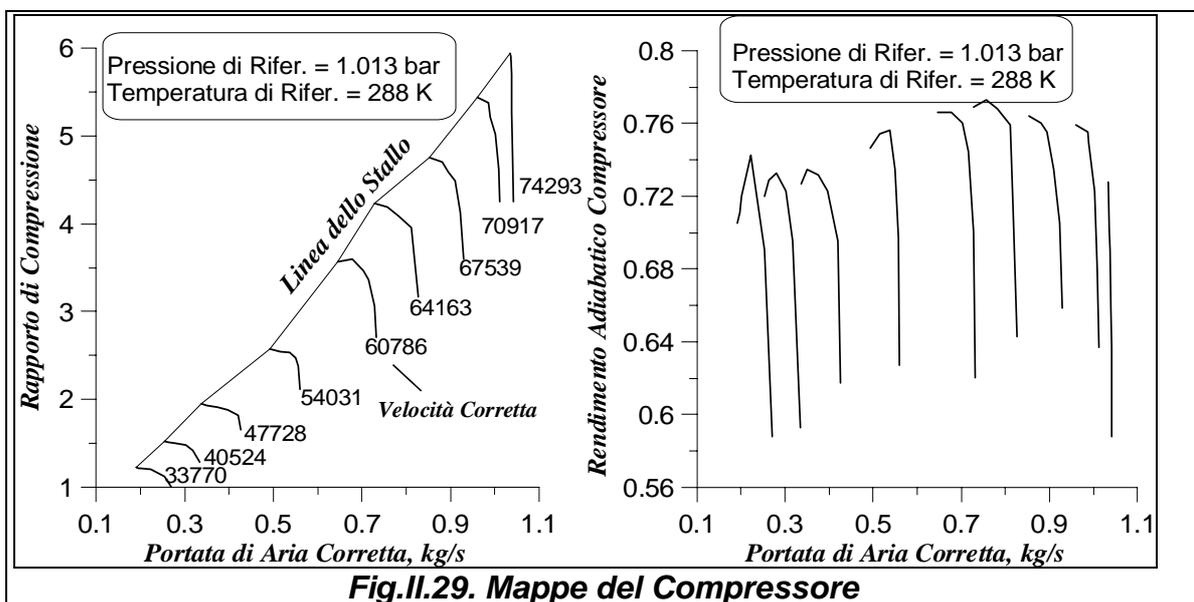


Fig.II.29. Mappe del Compressore

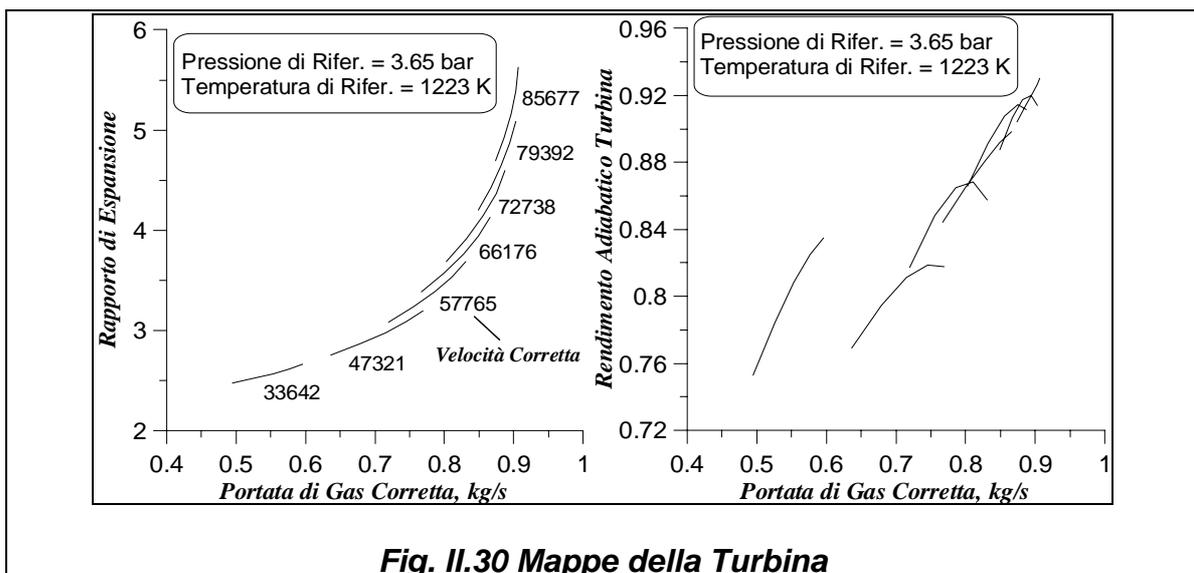


Fig. II.30 Mappe della Turbina

Prendendo in considerazione la simbologia di tabella II.1, la sequenza di calcoli necessaria alla determinazione del luogo dei possibili punti di funzionamento della MTG può così essere descritta:

$$\beta_c, \eta_c = f(\dot{m}_a, N, T_1, p_1) \quad \text{Accesso alla Mappa del Compressore} \quad (\text{II.22})$$

$$T_2, p_2, h_2, \dots = f(\beta_c, \eta_c, T_1, p_1) \quad \text{Calcolo Compressione} \quad (\text{II.23})$$

$$T_{2R}, p_{2R}, h_{2R}, \dots = f(T_2, p_2, X_b, \eta_{rec}, \varepsilon_{rec}) \quad \text{Calcolo Rigeneratore} \quad (\text{II.24})$$

$$T_3, p_3, h_3, \dots = f(\dot{m}_a, \dot{m}_f, T_2, p_2, h_2, \eta_b, \varepsilon_{cc}) \quad \text{Calcolo Combustione} \quad (\text{II.25})$$

$$\beta_t, \eta_t = f(\dot{m}_a + \dot{m}_f, N, T_3, p_3) \quad \text{Accesso Mappa Turbina} \quad (\text{II.26})$$

$$T_4, p_4, h_4 = f(\beta_t, \eta_t, T_3, p_3) \quad \text{Calcolo Espansione} \quad (\text{II.27})$$

Per quanto riguarda l'efficienza del rigeneratore e le relative perdite di carico si sono utilizzate le seguenti correlazioni; indicando con X_{rig} il rapporto fra la portata di gas in ingresso al rigeneratore (lato caldo) e la portata di aria,

$$X_{rig} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (1 - X_b)}{\dot{m}_a} = (1 + f) * (1 - X_b) \quad (\text{II.28})$$

si ha che l'efficienza del rigeneratore e le perdite di carico variano con X_{rig} secondo le seguenti:

$$\eta_{rec} = \frac{(a + b * X_{rig})}{(1 + c * X_{rig} + d * X_{rig}^2)} \quad (\text{II.29})$$

$$\varepsilon_{rec} = \Delta p_{rec,h} * X_{rig} \quad (\text{II.30})$$

dove a,b,c,d sono coefficienti noti da letteratura e $\Delta p_{rec,h}$ è stato posto pari a 0.02%. L'andamento di tali relazioni viene quindi riportato nel diagramma di fig.II.31. Tale diagramma oltre ad essere rappresentativo dell'andamento dell'efficienza e delle perdite di carico del rigeneratore, può essere molto utile anche per evidenziare come l'adozione di combustibili con un basso potere calorifico comportino un incremento del rapporto combustibile aria e pertanto condizioni peggiori per ciò che concerne l'efficienza e le perdite di carico del rigeneratore. Quindi con tale tipo di configurazione, turbina a gas monoalbero, la condizione di chiusura del problema matematico precedentemente studiato è data dall'imporre, che la pressione allo scarico della turbina deve uguagliare la pressione atmosferica più le perdite nel rigeneratore (lato caldo), HRSG e al camino, ovvero:

$$p_4 \equiv p_{atm} (1 + \varepsilon_{rec,H} + \varepsilon_{HRSG} + \varepsilon_{STK}) \quad (\text{II.31})$$

Cosicché il dominio di funzionamento della turbina sarà quindi rappresentato in funzione dei due parametri operativi o gradi di libertà, e cioè, la portata di combustibile in ingresso alla camera di combustione e la velocità di rotazione della turbina a gas e sarà univocamente determinato imponendo che la turbina a gas scarichi, come detto, a pressione

atmosferica. Infatti dalle relazioni II.22 e II.27 si può ricavare che è possibile esprimere un qualunque parametro del ciclo termodinamico come funzione della portata di aria (\dot{m}_a), della portata di combustibile (\dot{m}_f), e della velocità di rotazione (N), pertanto la pressione allo scarico della turbina sarà funzione di:

$$p_4 \equiv f(\dot{m}_a, \dot{m}_f, N) \tag{II.32}$$

Nel caso esaminato, turbina a gas monoalbero collegata ad un utenza meccanica che impone la velocità di rotazione effettiva N esisterà un unico valore di portata di aria tale che si abbia l'uguaglianza fra la II.31 e la II.32, in corrispondenza di quella di combustibile \dot{m}_f , vale a dire :

$$p_4 \equiv p_{atm}(1 + \varepsilon_{rec,H} + \varepsilon_{HRSG} + \varepsilon_{STK}) \Rightarrow \dot{m}_a = \bar{f}(\dot{m}_f N) \tag{II.33}$$

Quindi le soluzioni del problema matematico studiato, possono essere rappresentate in un dominio bidimensionale le cui variabili indipendenti sono la portata di combustibile \dot{m}_f e la velocità di rotazione N.

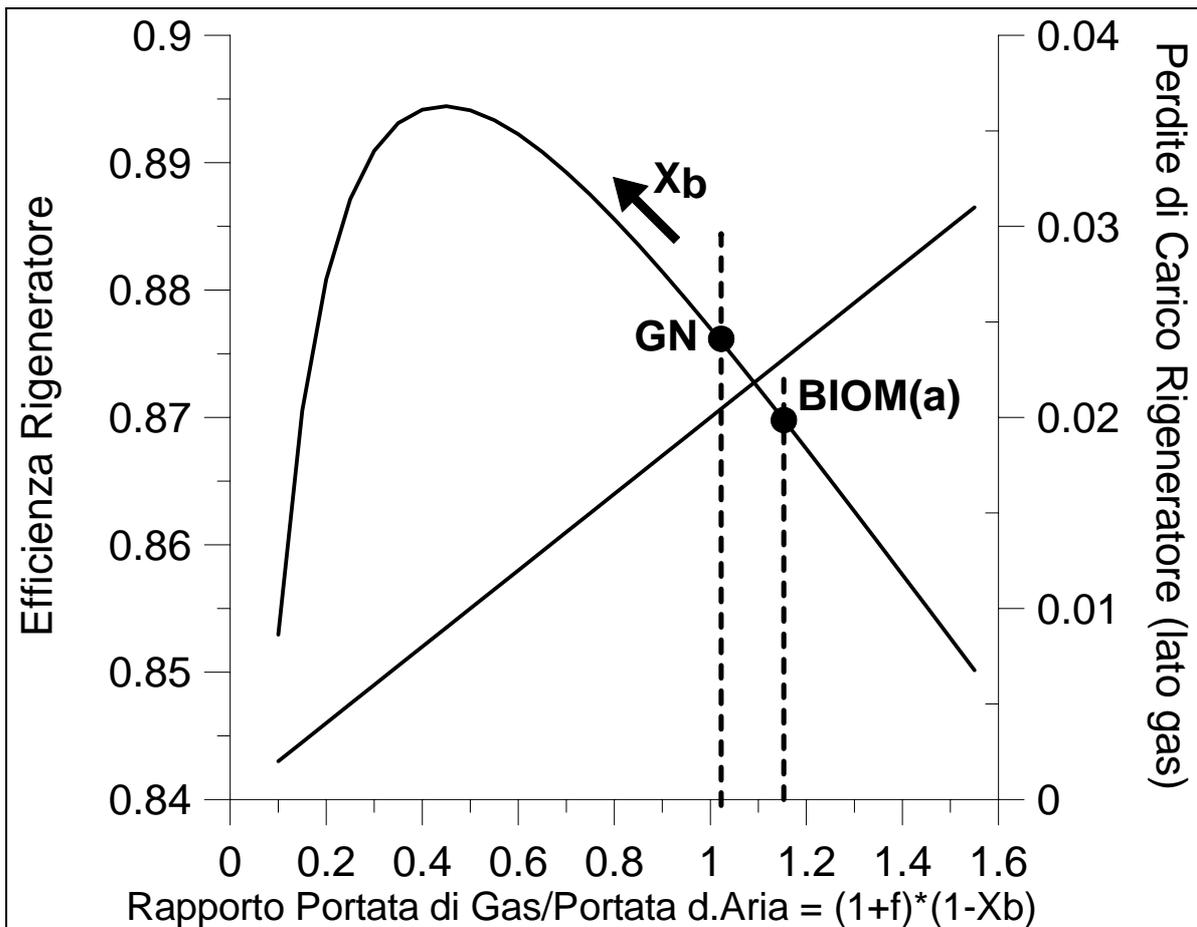


Fig. II.31 Correlazione per il calcolo dell'efficienza e delle perdite di carico del Rigeneratore

II.4.1 Risultati dell'Analisi di Accoppiamento fra i Componenti

Tenendo conto della precedente metodologia il campo operativo della MTG può essere rappresentato in funzione dei due gradi di libertà, vale a dire la portata di combustibile \dot{m}_f e la velocità di rotazione N . La figura II.32 riporta il campo operativo in forma adimensionale in funzione della \dot{m}_f/\dot{m}_f^* , N/N^* , dove l'asterisco si riferisce alle condizioni nominali.

Tale rappresentazione risulta molto utile in quanto ci permette di individuare in maniera chiara quali sono i limiti imposti dalle turbomacchine (stallo e bloccaggio del compressore, bloccaggio della turbina) al dominio di funzionamento della turbina a gas. In particolare l'effetto combinato delle condizioni di bloccaggio di compressore e turbina impediscono un funzionamento della micro turbina a gas a basse velocità di rotazione.

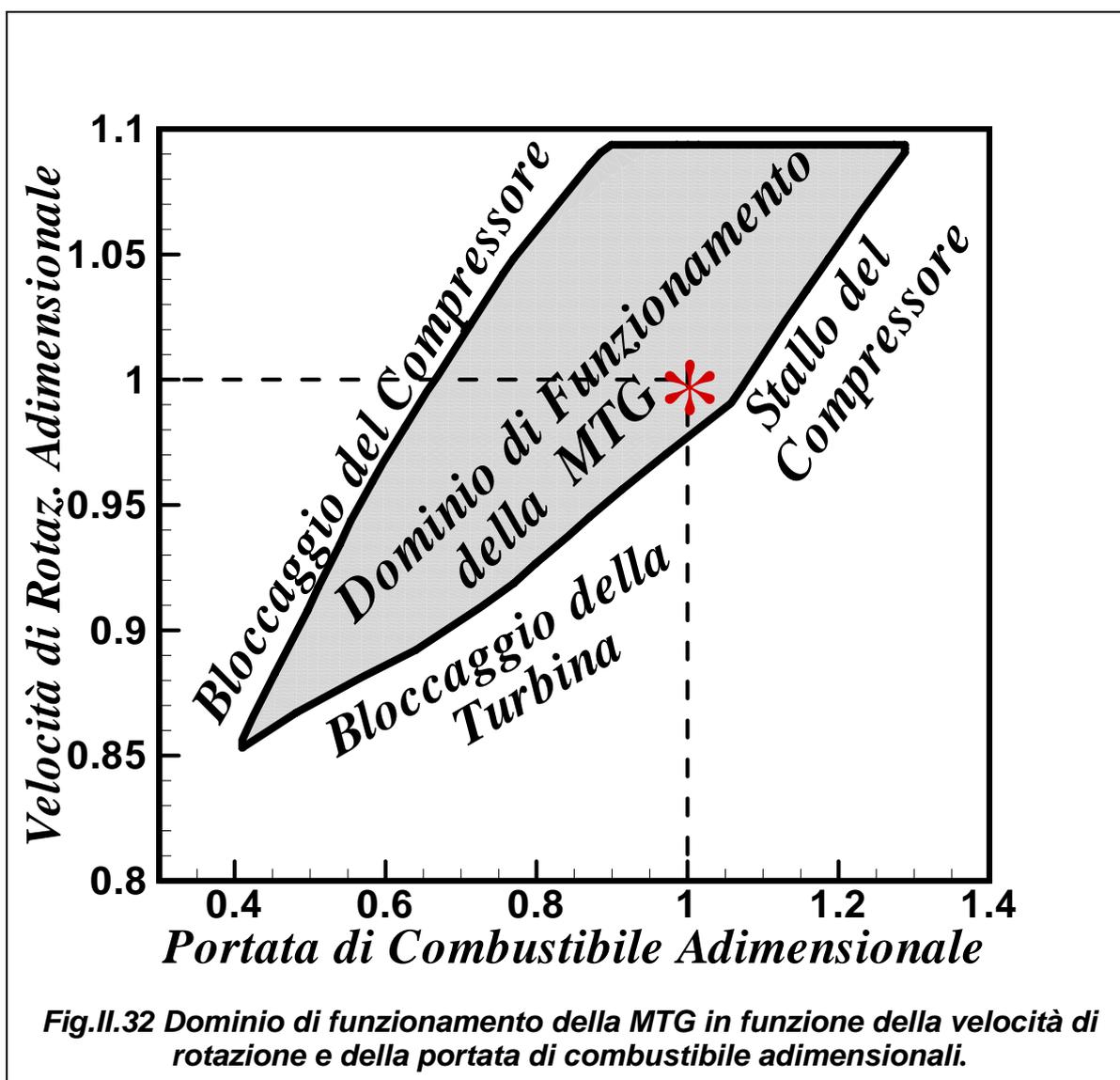
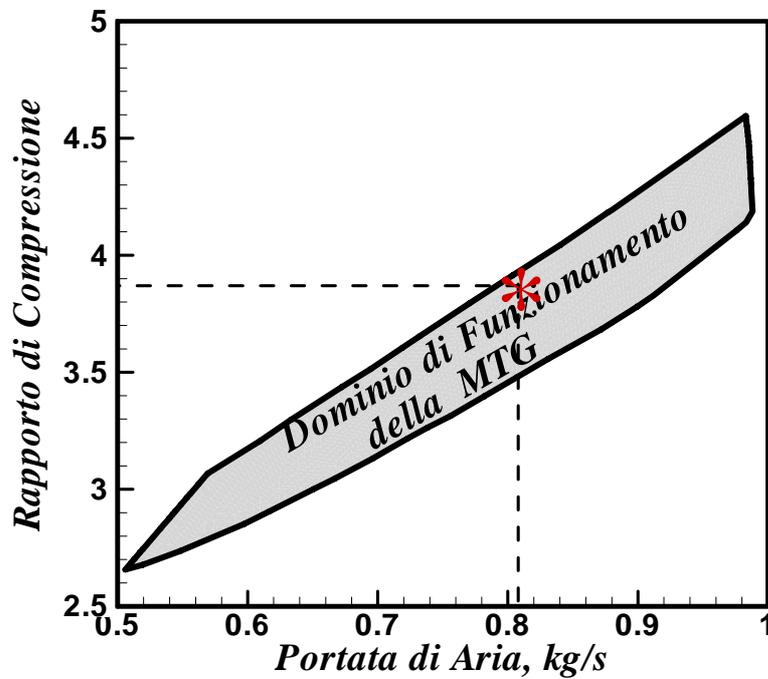
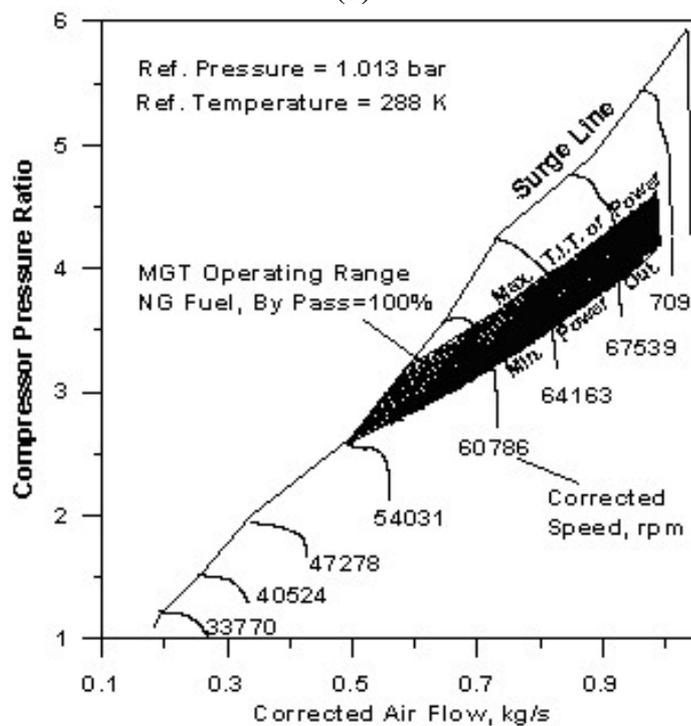


Fig.II.32 Dominio di funzionamento della MTG in funzione della velocità di rotazione e della portata di combustibile adimensionali.

Molto interessante è anche andare ad osservare i diagrammi in fig. II.33.a e II.33.b in cui viene rappresentato il dominio di funzionamento della MTG nel piano delle caratteristiche del compressore, in tal modo è infatti possibile osservare quali siano i reali effetti imposti dai limiti delle condizioni di accoppiamento.



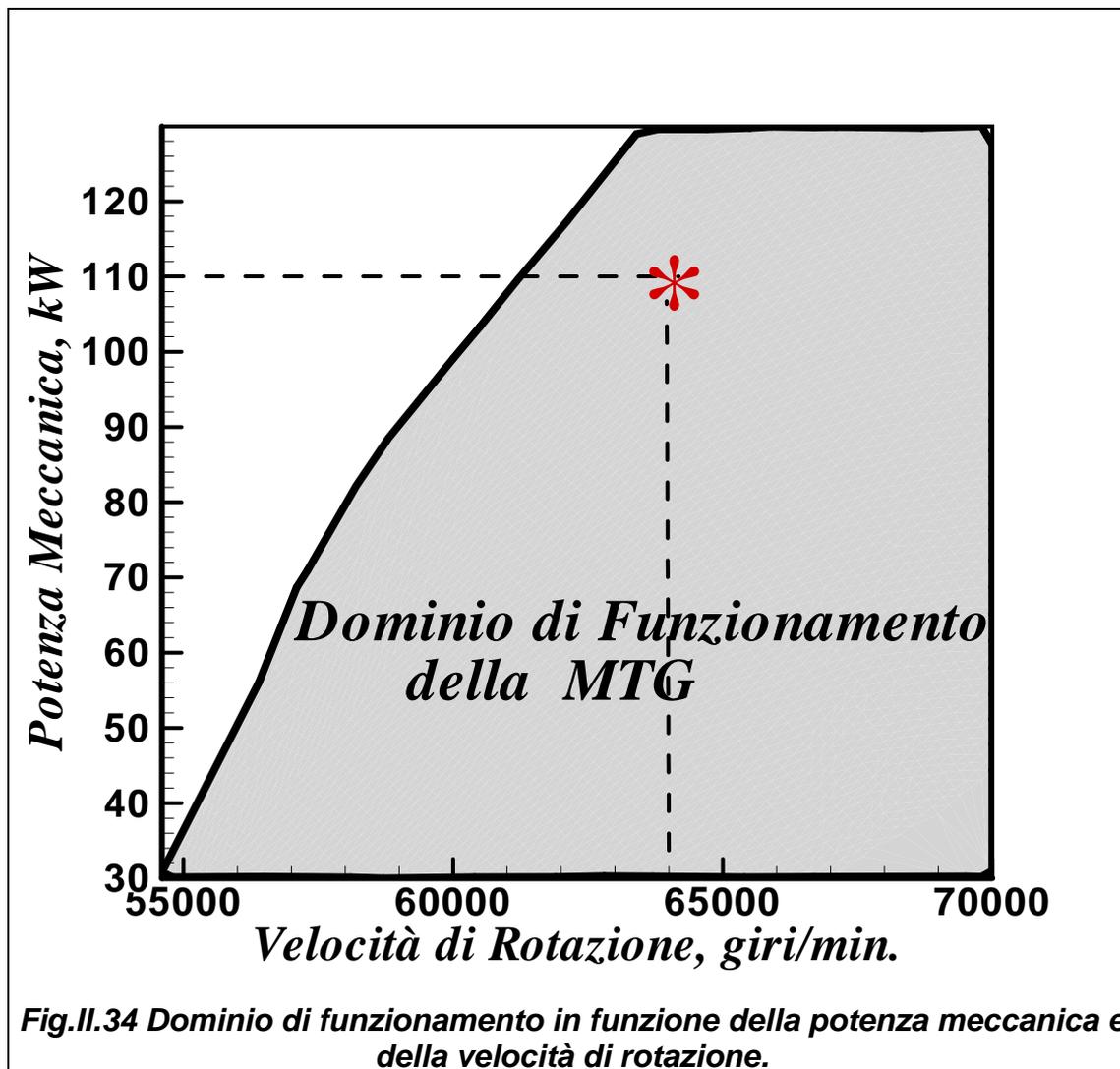
(a)



(b)

Fig.II.33 Dominio di funzionamento nel piano del compressore

Nel diagramma in figura II.34 viene invece riportato, nel piano (N,P), il range di velocità di rotazione e potenza meccanica che può essere ricoperto dalla MTG. Questo diagramma è molto utile qualora si vuole andare ad investigare sulle condizioni di accoppiamento della MTG con dispositivi esterni come un generatore a velocità variabile o costante come detto in seguito.



All'interno del dominio, limitato dai tipici vincoli operativi delle turbomacchine, è possibile tracciare le linee isolivello dei diversi parametri di interesse, come la portata d'aria, temperatura di ingresso in turbina (T.I.T.), potenza utile all'albero, rendimento globale, rapporto di compressione, temperatura di scarico, come mostrato nei seguenti diagrammi (fig. II.35). Essi danno un profilo dei cambiamenti che sono attesi sia nelle condizioni operative che nelle prestazioni per imposte condizioni dei parametri base, (m_f/m_f^* , N/N^*). Naturalmente ogni limitazione sui valori rappresentati per esempio sulla massima temperatura di ingresso in turbina produce un'ulteriore restrizione sull'area del dominio della MTG.

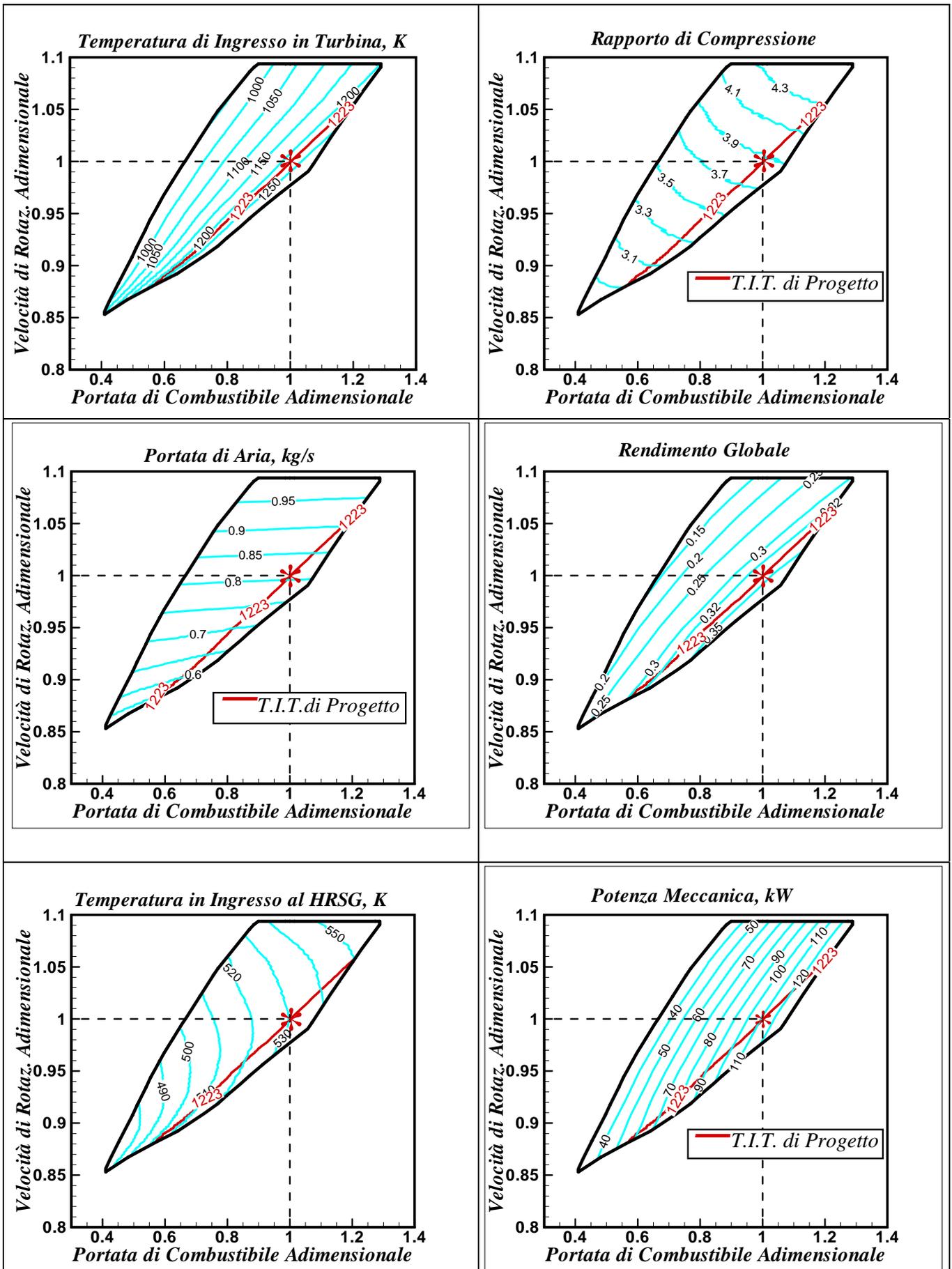


Fig.II.35 Isolinee dei parametri del ciclo e delle prestazioni nel dominio di funzionamento della MTG

II.4.2 Alimentazione con Biocombustibili

La metodologia esposta può essere utilizzata anche per stimare i cambiamenti nell'estensione del dominio operativo quando si utilizzano differenti combustibili in particolare quelli con un basso potere calorifico. L'adozione di tali combustibili implica, come visto nell'analisi termodinamica, significative variazioni nella portata di gas attraverso la turbina. In tal caso il sistema rotante potrà reagire, alle condizioni di bloccaggio, nei seguenti modi:

- ❖ L'eccesso nella portata di gas può essere compensato da una riduzione nella portata massica di aria, così da portare fuori dalle condizioni di stallo.
- ❖ L'adeguamento della portata può anche essere raggiunto attraverso una riduzione della temperatura di ingresso in turbina : l'effetto è qualche volta amplificato poiché la velocità corretta della turbina aumenta, per una stessa reale velocità di rotazione, e i limiti di bloccaggio vengono quindi spostati in avanti. Simultaneamente è possibile un incremento della portata di gas, grazie alla favorevole influenza della diminuzione della temperatura sulla portata di gas corretta.

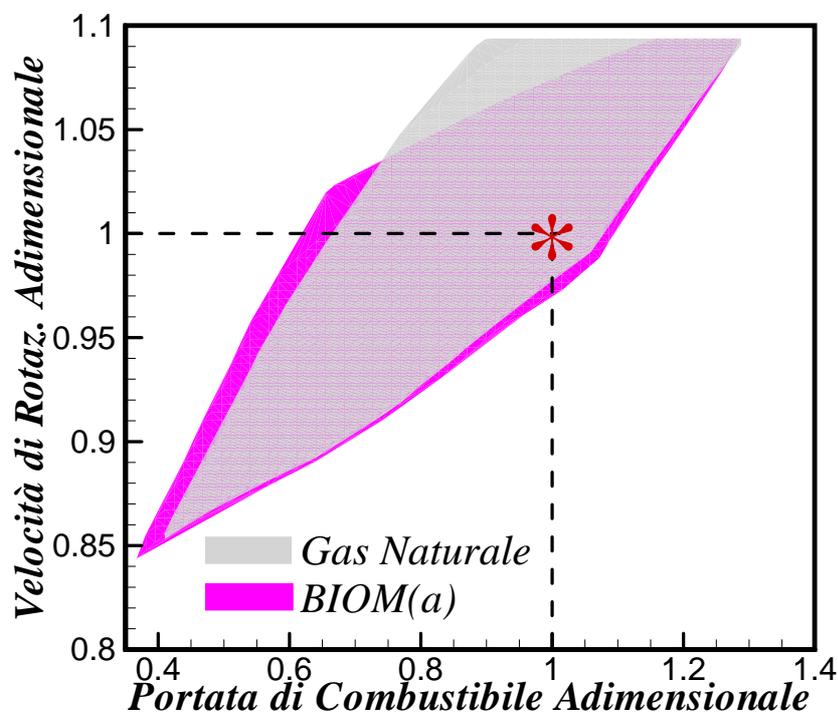


Fig.II.36 Confronto del dominio di funzionamento della MTG alimentata con gas naturale e BIOM(a).

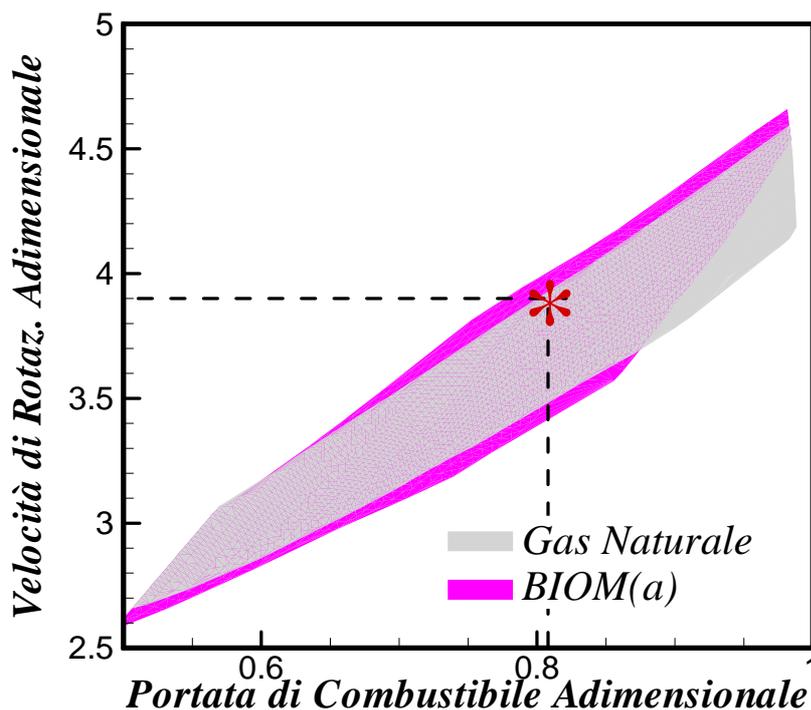


Fig.II.37 Confronto del dominio di funzionamento della MTG nel piano del compressore alimentata con gas naturale e BIOM(a).

Il primo modo di reagire del sistema si ha usualmente nel sistema generatore di gas con turbine a gas bi-albero. In questo caso il sistema MTG adatta il suo funzionamento con la diminuzione della temperatura di ingresso in turbina e l'utilizzo di un combustibile con un basso potere calorifico produrrà un leggero allargamento della regione operativa se confrontata con quella del gasnaturale.

Per verificare tale comportamento, fra i combustibili utilizzati nella precedente analisi termodinamica, si è scelto BIOM(a) in quanto quello caratterizzato dal potere calorifico più basso.

Come si evidenzia dai diagrammi che vengono riportati in *figura II.36 e II.37*, la ragione di tale risultato si spiega ancora una volta riportando il dominio di funzionamento della MTG nel piano del compressore. In realtà come si può osservare il compressore opera lontano dai limiti di stallo eccetto per basse velocità di rotazione e questo fa sì che sia possibile operare con ridotte portate massiche di aria quando viene introdotta una grande quantità di combustibile. La maggiore estensione del dominio per la MTG alimentata con BIOM(a) è una conseguenza di questa situazione e il principale limite sono pertanto le condizioni di bloccaggio imposte dalla turbina.

A conferma delle considerazioni fatte vengono riportati nel piano (N,P), nel caso di alimentazione con gas naturale ed alimentazione con BIOM(a), le linee isolivello dei

principali parametri di interesse *figura II.38*: la principale differenza è evidentemente la diminuzione nella temperatura di ingresso in turbina quando la MTG è alimentata con BIOM(a). Per quanto riguarda la potenza meccanica netta, a causa dell'aumento della portata di gas attraverso la turbina, si ha lo stesso livello di potenza, in realtà però c'è da notare una considerevole differenza fra la potenza meccanica netta e quella all'albero a causa del considerevole percentuale di lavoro assorbito per comprimere il combustibile derivante da BIOM(a). Questa considerazione, insieme alla diminuzione della temperatura media nel processo di adduzione del calore, produce un rilevante diminuzione nell'efficienza termica. Variazioni minori, come ci si aspettava, possono essere riscontrate nel rapporto di compressione e nella portata di aria, anche se la BIOM(a) permette un funzionamento con un leggero allargamento del dominio della MTG nel range delle basse portate di aria al compressore.

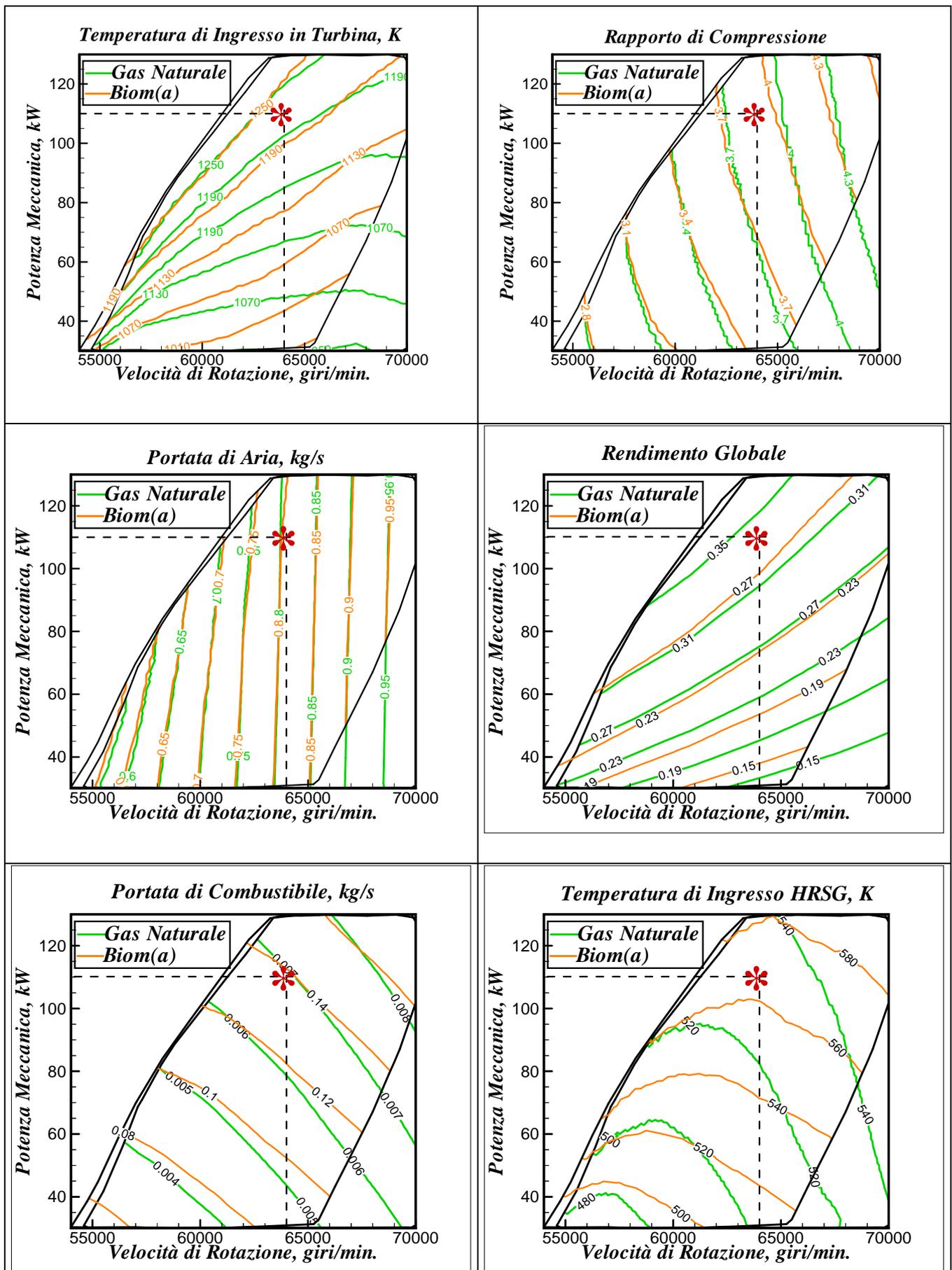


Fig. II.38. Isolinee dei parametri del ciclo e delle prestazioni della MTG con differenti combustibili.

II.4.3 Funzionamento con miscele di combustibile

L'analisi delle caratteristiche di infiammabilità dei combustibili in *tabella II.4* evidenziano che in realtà sarebbe più appropriato ed interessante effettuare un'analisi con una miscela di gas naturale. Pertanto nel seguente esempio ci si riferisce ad un combustibile ottenuto con il 50% di gas naturale e 50% di BIOM(a).

Figura II.39 mostra l'andamento dei parametri del ciclo e del funzionamento della turbina rispetto alla potenza meccanica sia per i combustibili puri che con le loro miscele. Come già detto il funzionamento con il combustibile BIOM(a) è caratterizzato da una diminuzione della temperatura di ingresso in turbina a più alti carichi la quale viene compensata dall'eccesso della portata massica in ingresso in turbina associata con la grande portata di combustibile aggiuntiva. La diminuzione della temperatura è favorevole anche per una più alta velocità di rotazione corretta della turbina che permette portate massiche corrette più grandi attraverso la turbina. La miscela al 50% di gas naturale presenta sostanzialmente andamenti intermedi ma i risultati sono generalmente vicini a quelli dell'alimentazione con gas naturale grazie al grado della miscela che è tale da incrementare il valore del potere calorifico.

In termini di prestazioni e delle emissioni, la miscela di gas naturale e BIOM(a) presenta migliori risultati rispetto al combustibile derivante dalla gassificazione, se ci riferiamo al rendimento termico e all'indice di emissione della CO₂. Come ci aspettavamo entrambi i livelli sono vicini all'alimentazione con gas naturale. La produzione specifica di monossido di carbonio è comunque inaccettabile se riferita solo alla sola produzione di energia meccanica, cosicché il funzionamento della MTG in un impianto cogenerativo sembra essere la soluzione migliore. Riferendosi agli ossidi di azoto termici l'incremento nel potere calorifico della miscela determina un aumento della temperatura adiabatica di fiamma, in tal modo aumenta la temperatura massima di combustione. Pertanto mentre nella BIOM(a) l'attivazione del meccanismo NO è praticamente trascurabile, sia nel caso con gas naturale che con la miscela al 50% presentano un significativo grado di reazione nel meccanismo di Zeldovi'ch, cosicché è necessaria l'adozione di un rapporto primario magro combustibile/aria. I risultati in figura, ottenuti con il modello termocinetico, fanno riferimento ad un rapporto di equivalenza primario di 0.521, ma lo sviluppo della combustione è sostenuto da una fiamma pilota. La percentuale di combustibile alla line del pilot è del 10%, ma cresce linearmente quando decresce il carico meccanico. In definitiva il 50% della miscela sembra essere un buon compromesso tra un buon rendimento e una significativa diminuzione delle emissioni di ossido di azoto.

Velocità Nominale ($N = 64000$ giri/min.) - Ciclo Completamente Rigenerativo ($X_b = 0$)

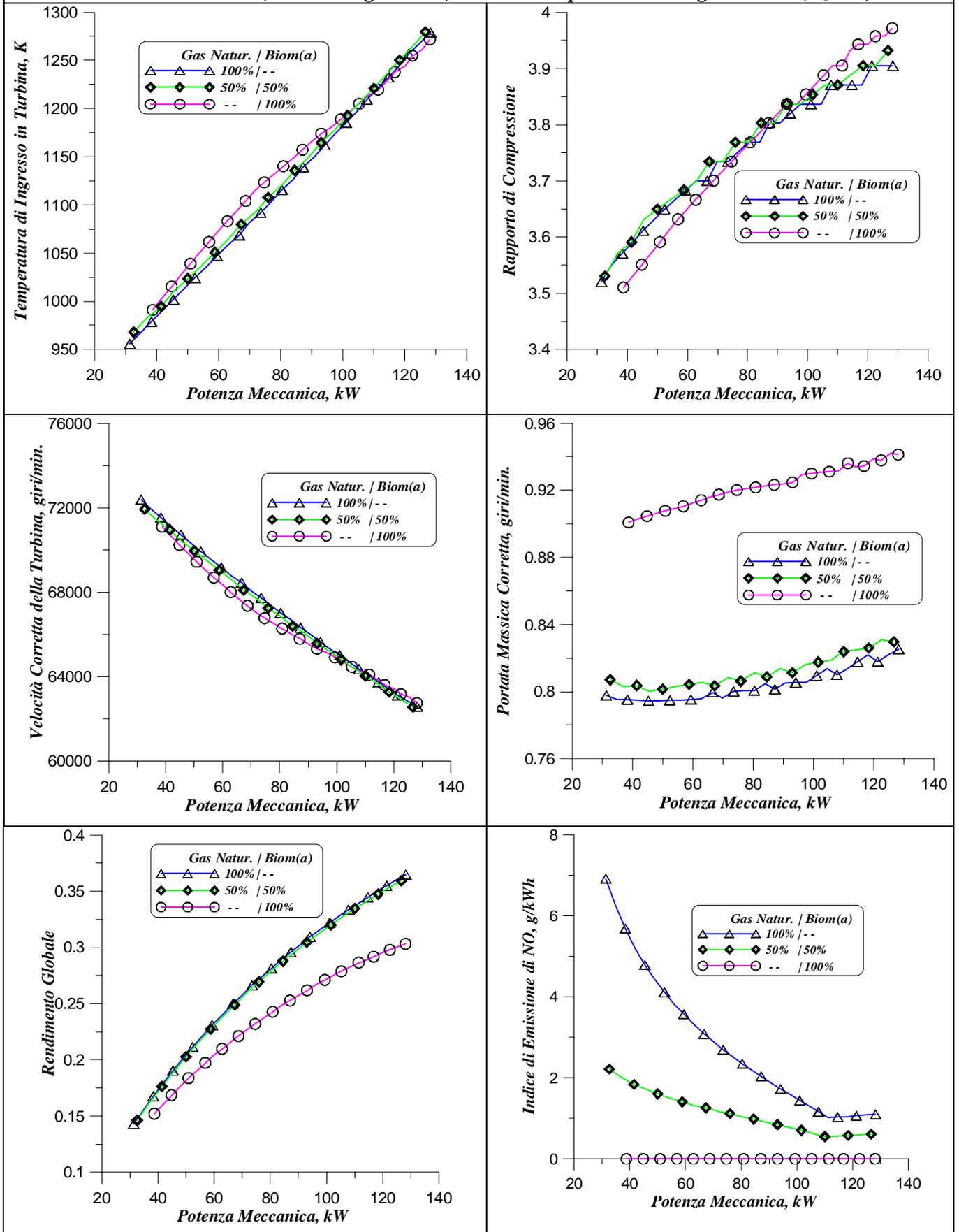


Fig. II.39. Andamenti dei parametri del ciclo con differenti miscele di combustibile.

II.4.4 Funzionamento con carico elettrico e termico variabile

Una volta esaminata la potenzialità della MTG in termini di estensione del suo campo operativo, anche quando viene alimentata con combustibili alternativi, l'attenzione è ora posta sulle reali possibilità di adempimento di un'ampia varietà di richieste di carico elettrico e termico. Si ricorda che buone prospettive in questo senso sono offerte dal funzionamento a velocità di rotazione variabile (in questo caso la MTG viene accoppiata con un alternatore a frequenza variabile) e l'opzione del "by-pass" del rigeneratore.

Pertanto si passa ad esaminare le diverse possibili opzioni, con alimentazione con gas naturale:

1. Funzionamento con ciclo completamente rigenerativo e velocità variabile.
2. Funzionamento con rigenerazione variabile e velocità di rotazione costante.
3. Funzionamento con rigenerazione variabile e velocità variabile.

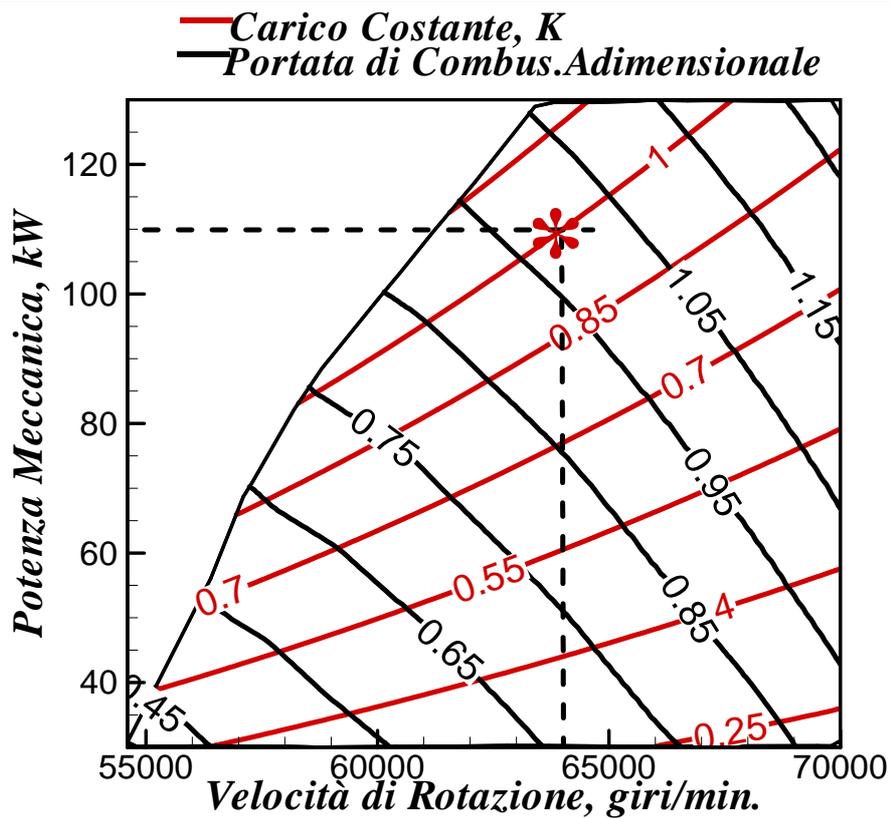
Per quanto riguarda il punto 1, dire ciclo completamente rigenerativo, significa dire che il già definito rapporto di by-pass X_b , è nullo, mentre l'opportunità del funzionamento a velocità variabile è resa possibile dall'eventuale accoppiamento della MTG con un generatore elettrico a frequenza variabile.

In *figura II.40.a e II.40.b* sono riportati l'andamento delle isolinee di portata di combustibile, del rendimento globale e della costante di carico elettrico K , definita dall'equazione (II.34), ipotizzando una variazione cubica del carico esterno al variare della velocità, in funzione della velocità di rotazione e della potenza utile, per entrambi i combustibili utilizzati.

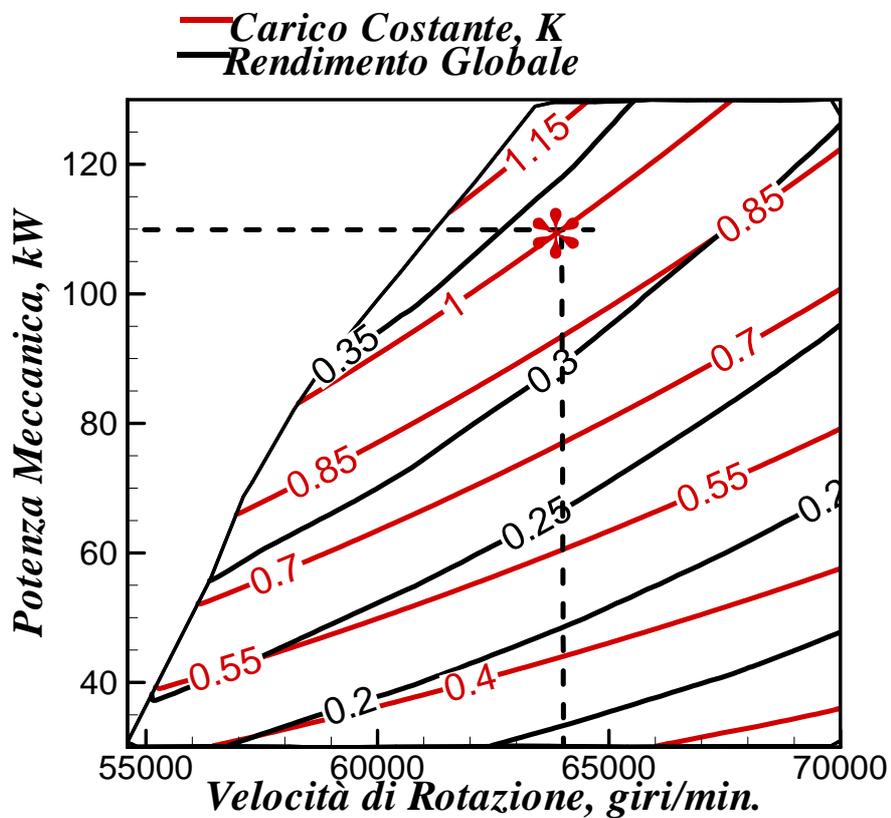
$$\frac{P_{el}}{P^*} = K \left(\frac{N_{TC}}{N_{TC}^*} \right)^3 \quad (II.34)$$

Entrambe le figure mettono in luce che un funzionamento a velocità di rotazione costante dovrebbe comportare il massimo consumo di combustibile, mentre seguendo l'isolinea K a carico costante dovrebbe assicurare il mantenimento del migliore livello di rendimento. Naturalmente la linea di regolazione per una MTG è governata dal reale percorso del carico elettrico entro il piano operativo, ma entrambe le figure mostrano che se ad ogni diminuzione del carico si fa corrispondere una riduzione della velocità dell'albero questo dovrebbe produrre migliori risultati rispetto alla condizione di funzionamento a velocità nominale. Considerando le prestazioni della MTG per una generazione combinata di energia meccanica e termica, le figure II.41.a e II.41.b mostrano gli attesi andamenti di alcuni parametri fondamentali.

Ciclo Completamente Rigenerativo $X_b=0$



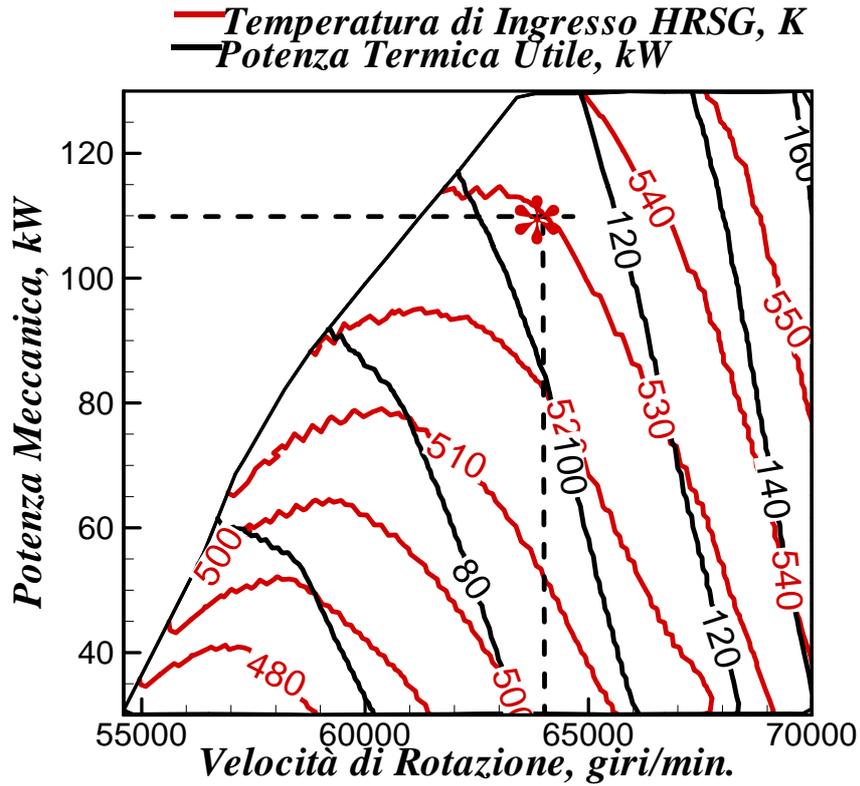
(a)



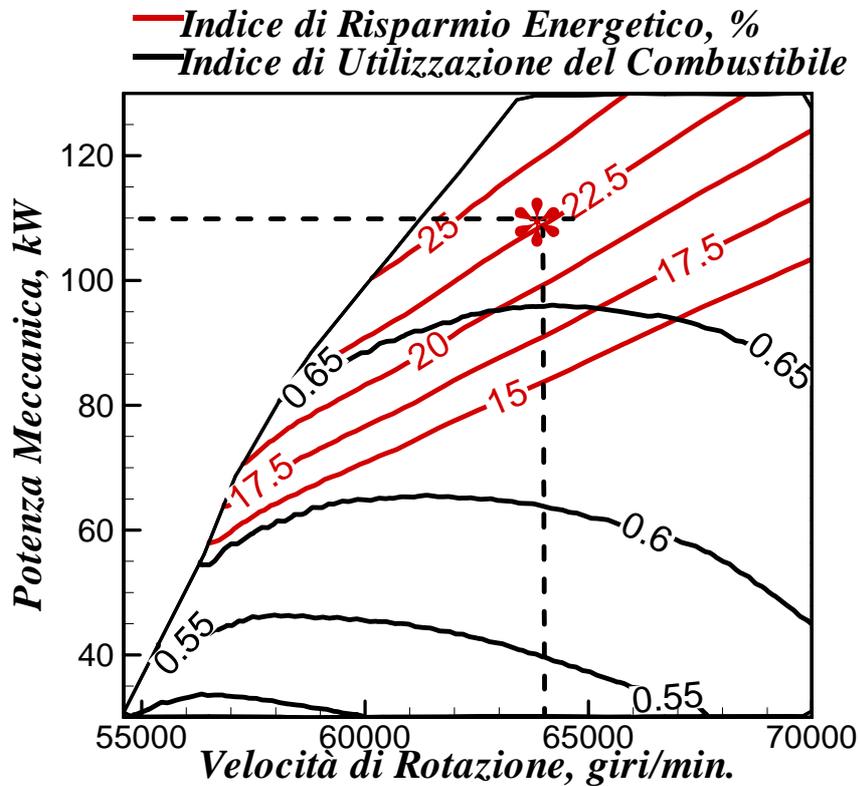
(b)

Fig. II.40 Curve caratteristiche della MTG nella regione operativa

Ciclo Completamente Rigenerativo $X_b=0$



(a)



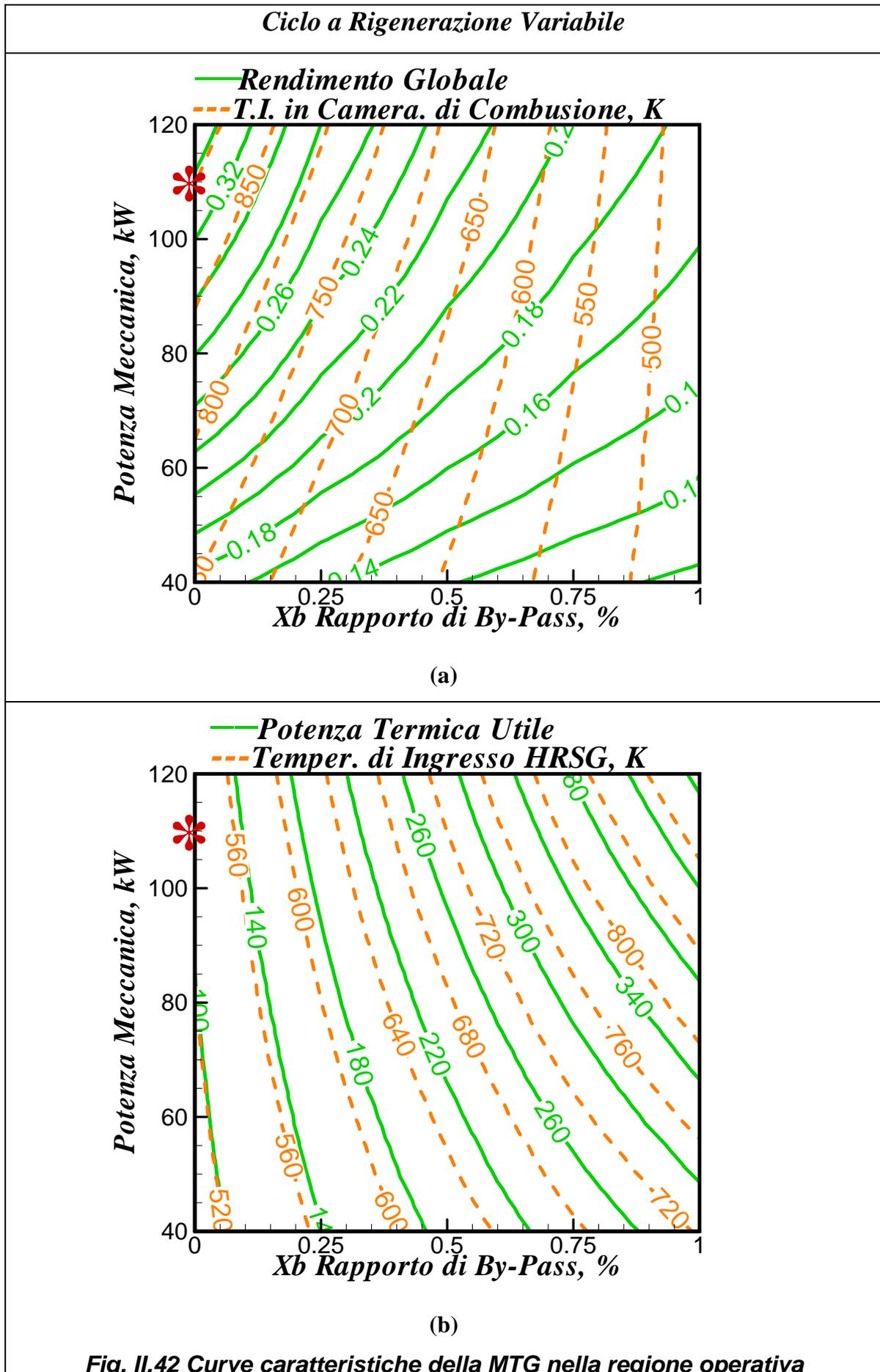
(b)

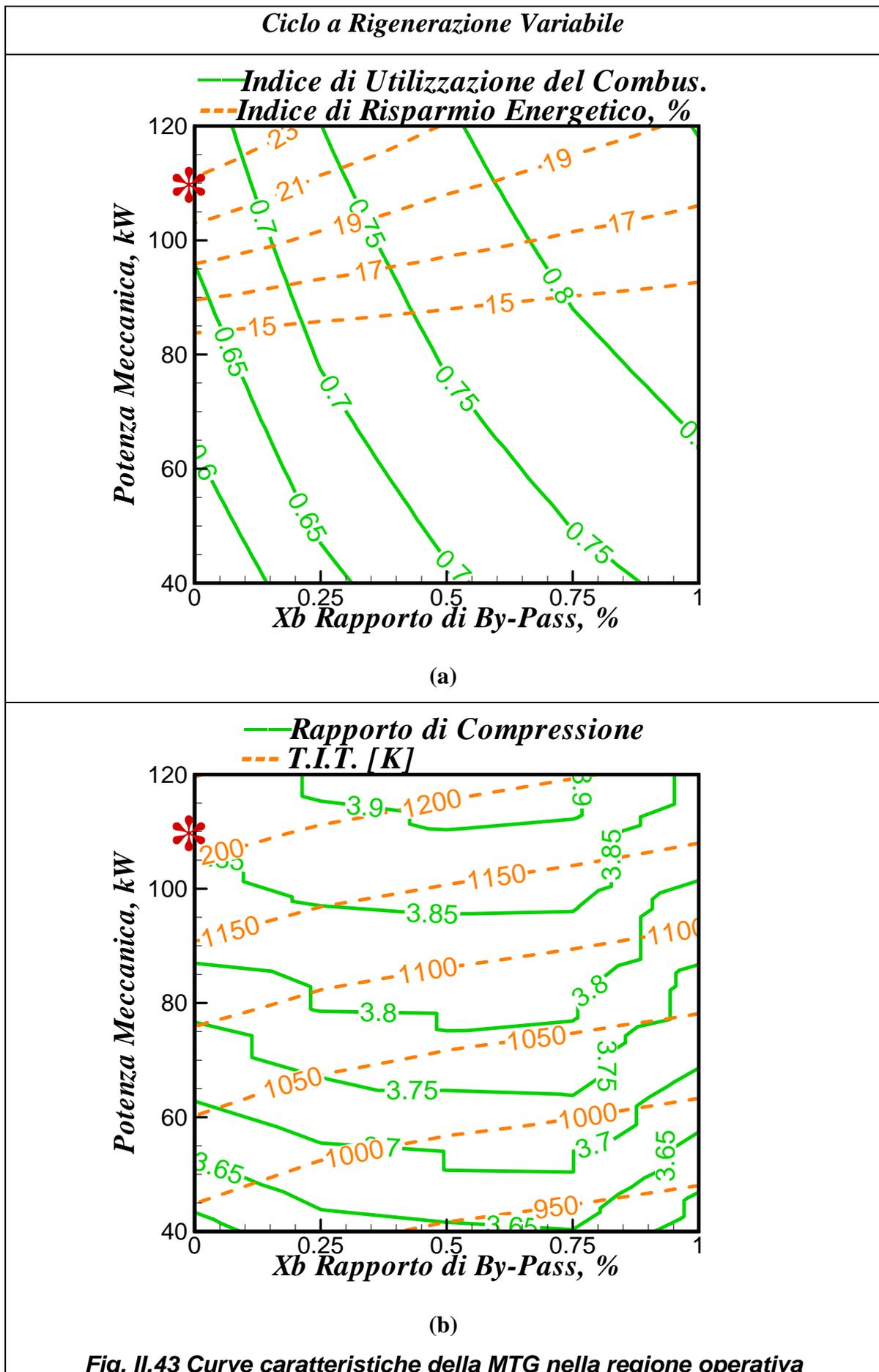
Fig. II.41 Curve caratteristiche della MTG nella regione operativa

In particolare la *figura II.41.a* illustra le condizioni per il recupero termico in termini di potenza termica e temperatura dei gas all'ingresso del generatore di vapore a recupero. Un comportamento favorevole è esibito dall'ultimo parametro, principalmente grazie all'effetto stabilizzante del ciclo rigenerativo: in realtà la temperatura dei gas presentano variazioni meno significative rispetto a quelle di un semplice ciclo di turbina a gas alla riduzione del carico. La potenza termica in uscita segue sostanzialmente l'andamento del consumo di combustibile. Per quanto riguarda gli indici cogenerativi le caratteristiche del ciclo producono forti limitazioni. Infatti l'indice di utilizzazione del combustibile è sempre sotto lo 0,7, principalmente a causa della ridotta percentuale di calore recuperabile: in realtà quando operiamo con cicli completamente rigenerati la temperatura dei gas all'ingresso del HRSG è piuttosto bassa e il relativo peso delle perdite al camino (valutate per una temperatura minima al camino di 400 K) aumentano. Allo stesso modo l'indice di risparmio energetico che confronta il consumo di energia per una produzione separata di elettricità e calore, raggiunge valori abbastanza accettabili entro un'area limitata del dominio di funzionamento della MTG. Comunque i migliori risultati possono essere mantenuti se operiamo a velocità variabile, in quanto il consumo dell'energia del combustibile per la produzione di energia meccanica è più basso di quello nel caso di funzionamento a velocità costante.

Nel caso 2, ciclo a rigenerazione variabile attivando l'opzione di by-pass si riduce la percentuale di calore interno trasferito. Di conseguenza, ogni livello della potenza meccanica in uscita può solo essere ottenuto con una riduzione della prestazione del ciclo termodinamico, come dimostrato sia dai livelli di temperatura di ingresso nel combustore che dal rendimento globale *figura II.42.a*. Questa opzione può essere pertanto solo considerata come un'effettivo strumento per adattare la risposta della MTG ad ampi range di rapporti di potenza termica e meccanica in uscita. Questa asserzione viene convalidata dalla *figura II.42.b*. L'aumento del parametro X_b produce un incremento della temperatura dei gas all'ingresso del generatore di vapore a recupero così da determinare una maggiore percentuale di calore recuperabile. L'andamento della temperatura dei gas nella stessa figura indicano anche che esistono dei limiti all'applicazione di questo metodo: in realtà utilizzare eccessivamente questa opzione induce inaccettabili stress termici nel HRSG così che valori molto alti di X_b sono solo consentiti per potenze meccaniche ridotte.

Il ciclo a livello di rigenerazione variabile fornisce un'ulteriore grado di libertà al funzionamento della MTG e questo è molto interessante specialmente se è imposta una velocità costante dal generatore elettrico.



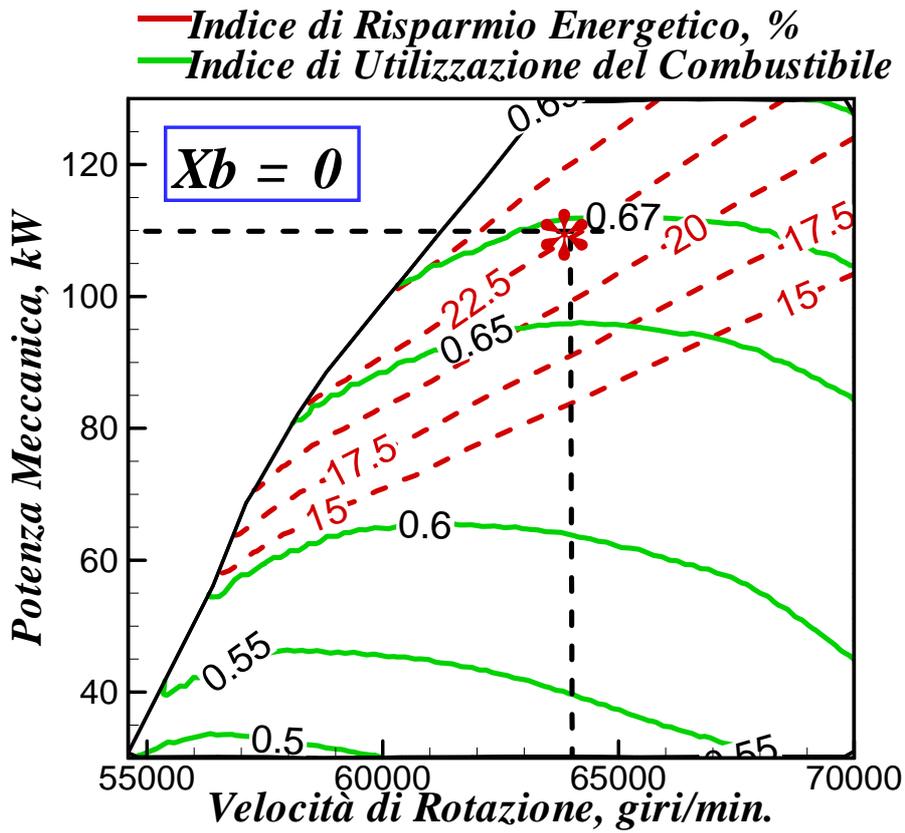


Le curve della potenza termica utile in uscita *fig. II.42.b* suggeriscono che potrebbero essere scelte differenti linee di funzionamento rispetto a quelle rilevate nella precedente figura, per esempio:

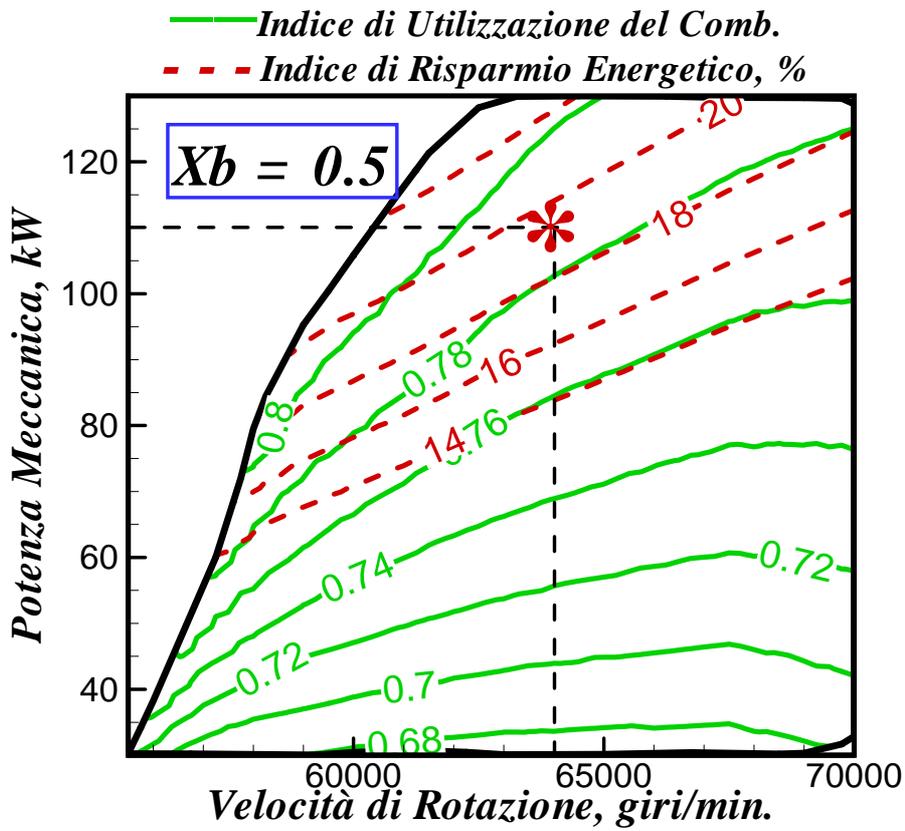
- ❖ Potenza meccanica costante incrementando la potenza termica in uscita con il “*by-pass*” del rigeneratore. La *fig. II.42.b.a* suggerisce una linea di funzionamento che dovrebbe anche conservare accettabili livelli delle prestazioni degli indici cogenerativi *II.43.a*. In particolare il fattore di utilizzazione dell’energia dovrebbe raggiungere valori migliori grazie al miglioramento nelle condizioni di recupero termico. Questo dovrebbe almeno compensare la diminuzione nel rendimento termico cosicché il livello dell’indice di risparmio energetico dovrebbe solo diminuire leggermente lungo una linea orizzontale nel piano operativo (Xb,P). Naturalmente deve essere preso in considerazione il citato limite sulla temperatura dei gas.
- ❖ Potenza meccanica variabile in uscita, potenza termica costante, seguendo le isolinee in *fig. II.42.b.*. La linea di funzionamento potrebbe essere facilmente ottenuta con un moderata apertura del *by-pass*, in quanto partendo dal punto con l’asterisco in tale figura, un massimo valore del rapporto di “*by-pass*” pari a 20-25% potrebbe essere sufficiente per ricoprire l’intero range di potenza meccanica. Lungo tale linea di funzionamento, anche la temperatura in ingresso al generatore di vapore a recupero dovrebbe mantenersi costante così da conservare una temperatura media del recupero del calore. Contrariamente risultati non favorevoli sono osservati in termini di prestazioni energetiche, poiché l’indice di utilizzazione del combustibile rimane pressoché costante mentre l’indice di risparmio energetico dovrebbe drasticamente diminuire *fig. II.43.a.*. Pertanto scegliere questa di linea di funzionamento potrebbe essere suggerito ancora una volta da pratiche necessità.

Infine si va ad esaminare il caso di ciclo a rigenerazione variabile e velocità di rotazione variabile. Infatti combinando entrambe le strategie di cui si è discusso sopra è interessante osservare alcuni limiti che vengono fuori da tale tipo di applicazione. Effettivamente confrontando le due mappe della MTG per valori fissati del rapporto Xb *fig. II.44 e II.45*, l’adozione simultanea di entrambe le variazioni potrebbe permettere di conservare accettabili livelli degli indici energetici in un ampio range delle richieste di potenza meccanica e termica. Pertanto il simultaneo controllo delle due variabili indipendenti, vale a dire, velocità di rotazione all’albero e rapporto di “*by-pass*” potrebbero portare ad un estensione del range di funzionamento con soddisfacenti valori

dell'indice di risparmio energetico *fig II.44.a e II.44.b*. Queste figure dimostrano in particolare che incrementando il rapporto di “*by-pass*” mentre si riduce la velocità di rotazione potrebbe permettere all'impianto di incrementare la potenza termica in uscita con lo stesso livello di potenza meccanica ma anche mantenere gli indici di risparmio energetico entro valori consentiti vale a dire del 20% o più *fig.II.44.b*. Questo rappresenta un'interessante differenza rispetto al funzionamento a velocità costante con ciclo a rigenerazione variabile esaminato in precedenza. I vantaggi di questo tipo di regolazione possono essere anche presi in considerazione per funzionamento a carichi parziali *fig.II.45 a fig.II.49*, ma come si può osservare questo comporta una diminuzione, non favorevole, dell'estensione dell'area del dominio di funzionamento. Comunque non è sbagliato osservare che il funzionamento con la stessa velocità nominale dovrebbe implicare risultati meno attraenti dell'indice di risparmio energetico.

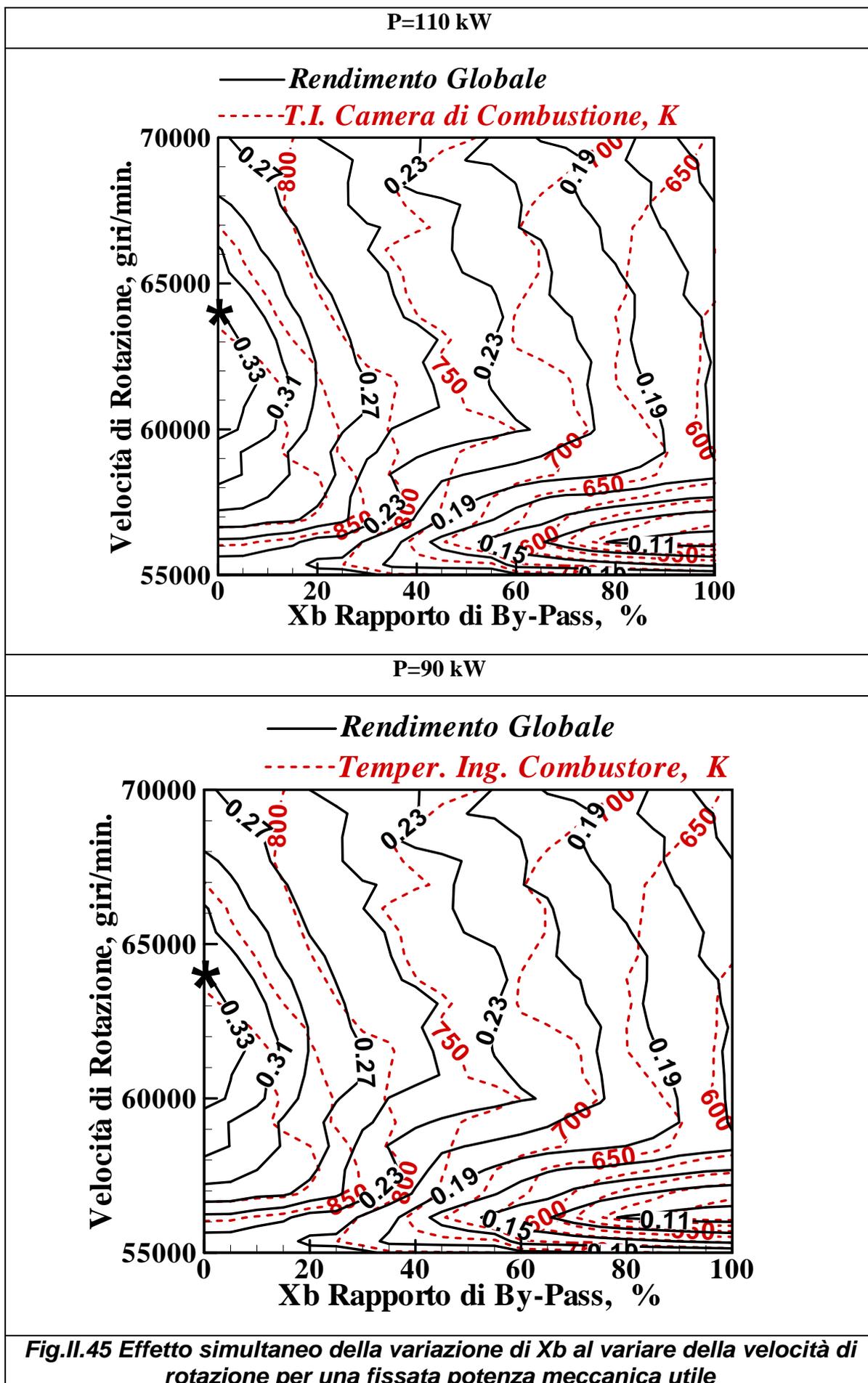


(a)



(b)

Fig. II.44. Mappe di funzionamento della MTG per diversi valori di Xb



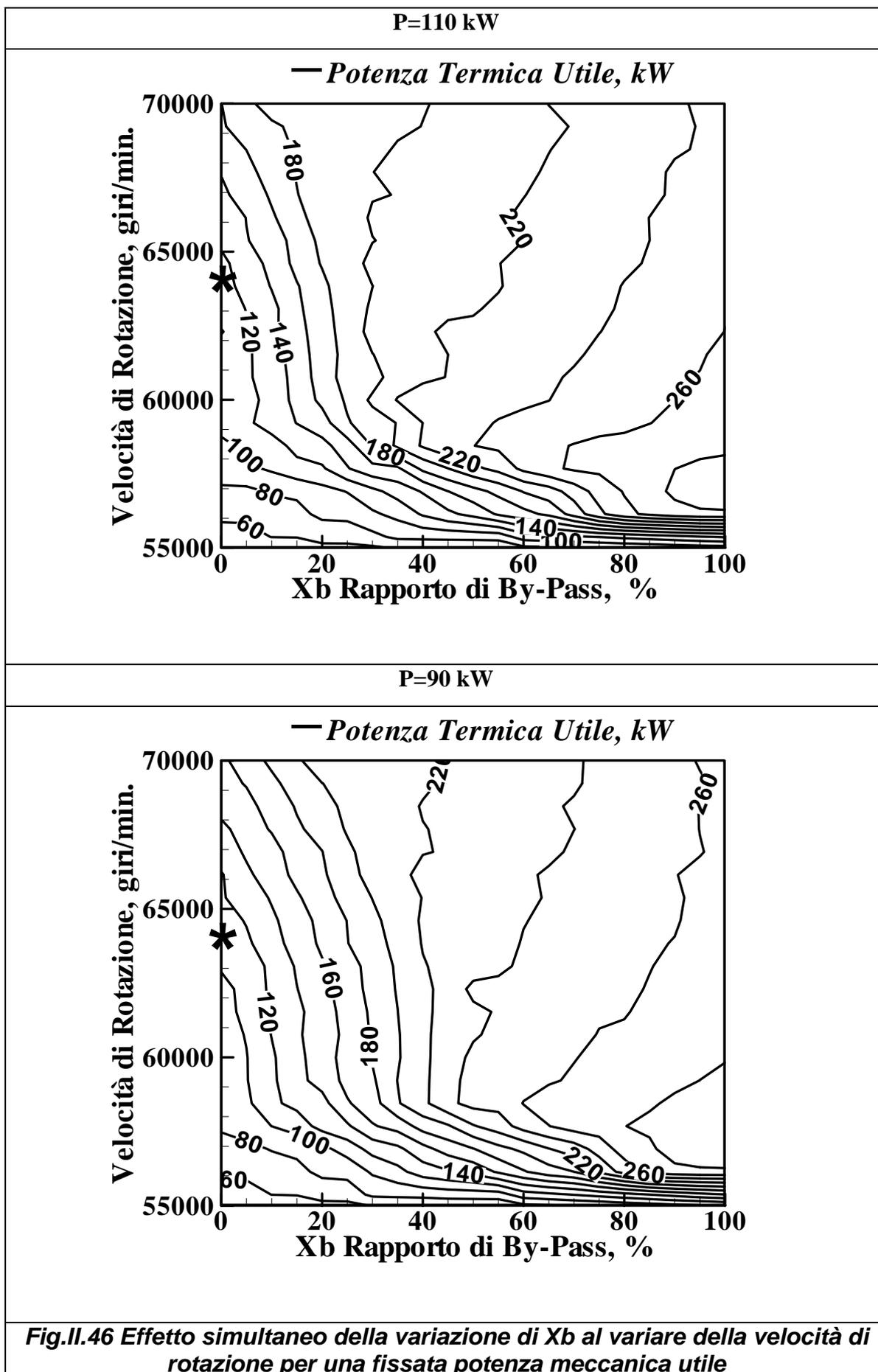


Fig.II.46 Effetto simultaneo della variazione di Xb al variare della velocità di rotazione per una fissata potenza meccanica utile

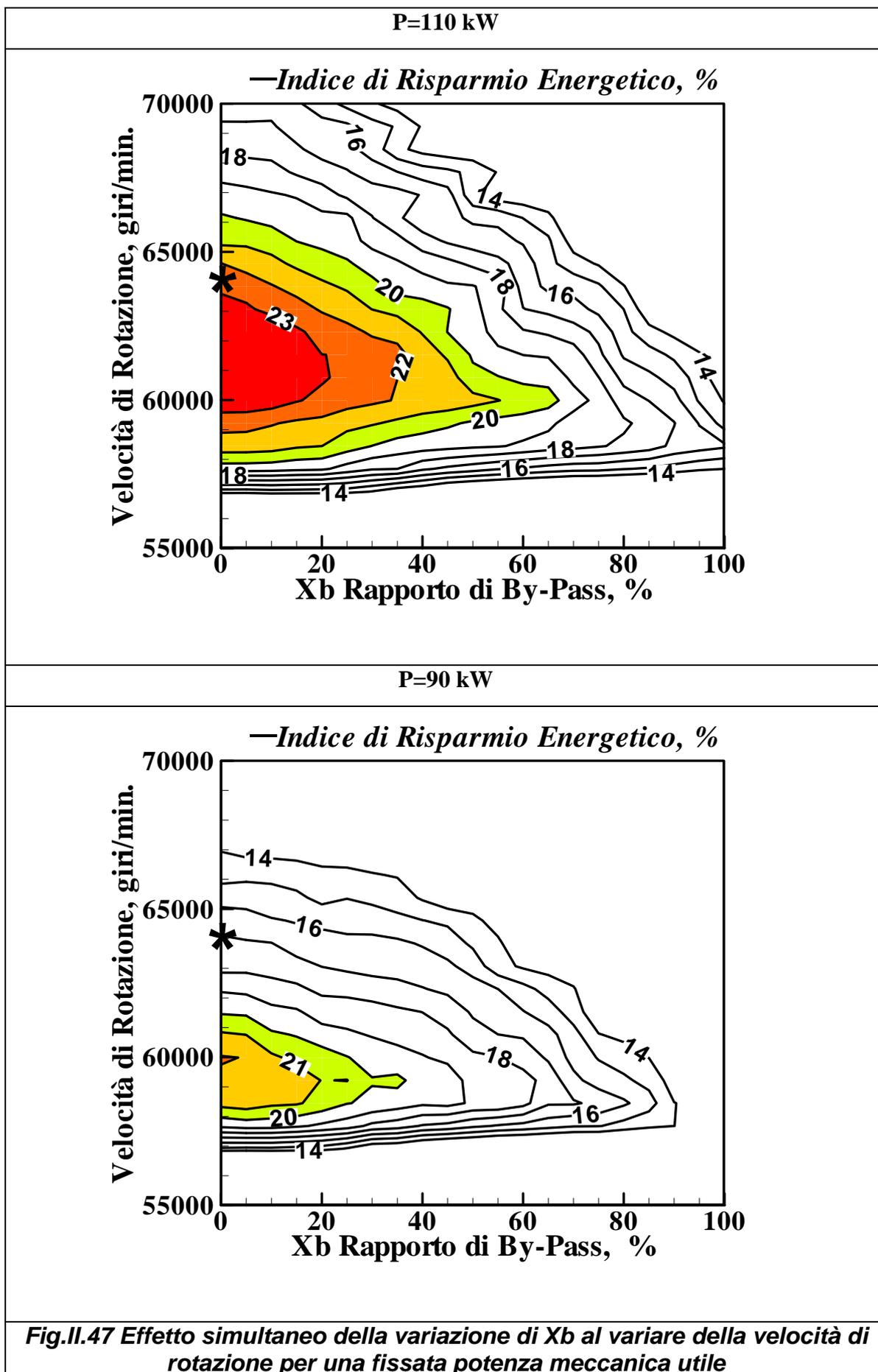


Fig.II.47 Effetto simultaneo della variazione di Xb al variare della velocità di rotazione per una fissata potenza meccanica utile

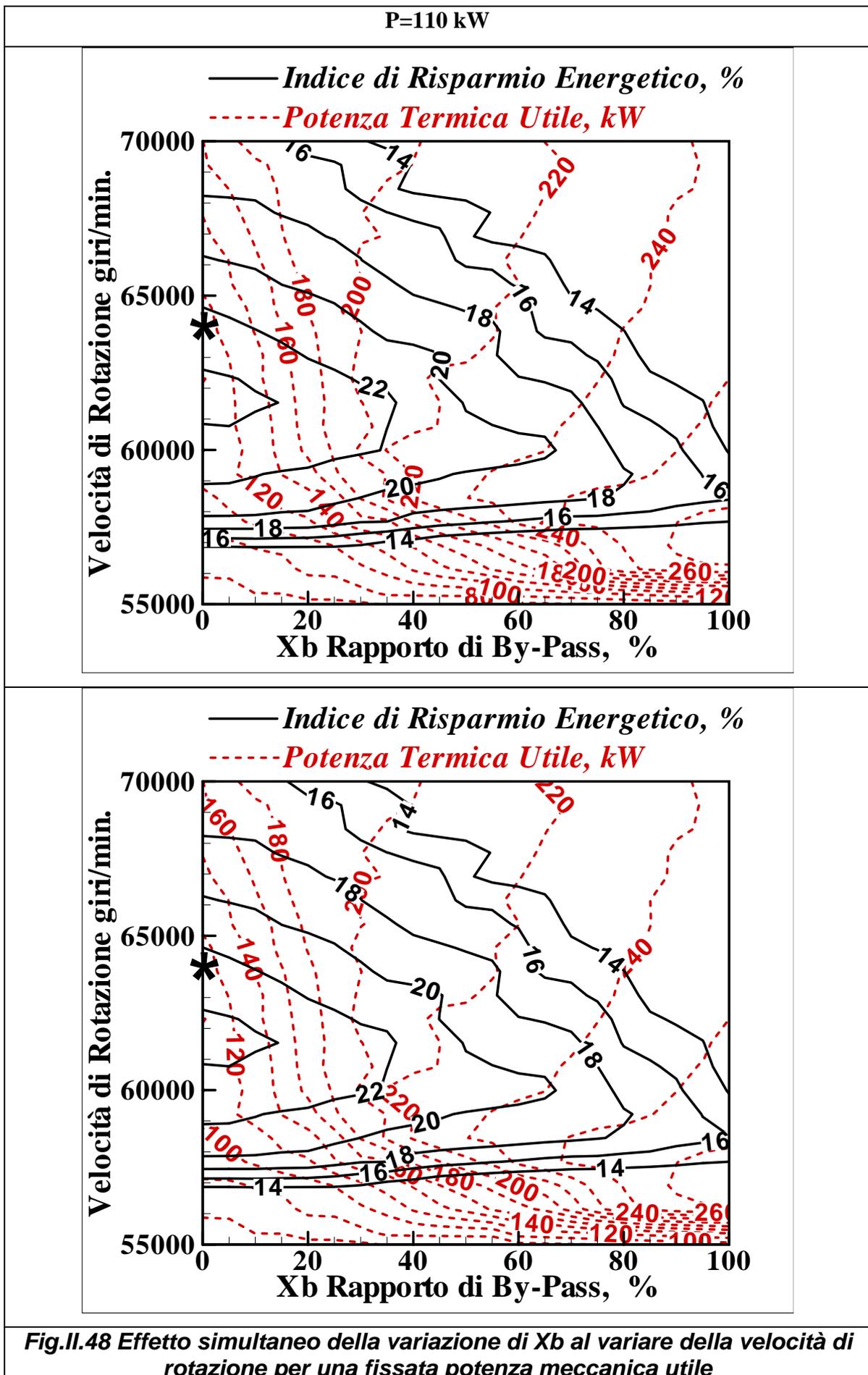
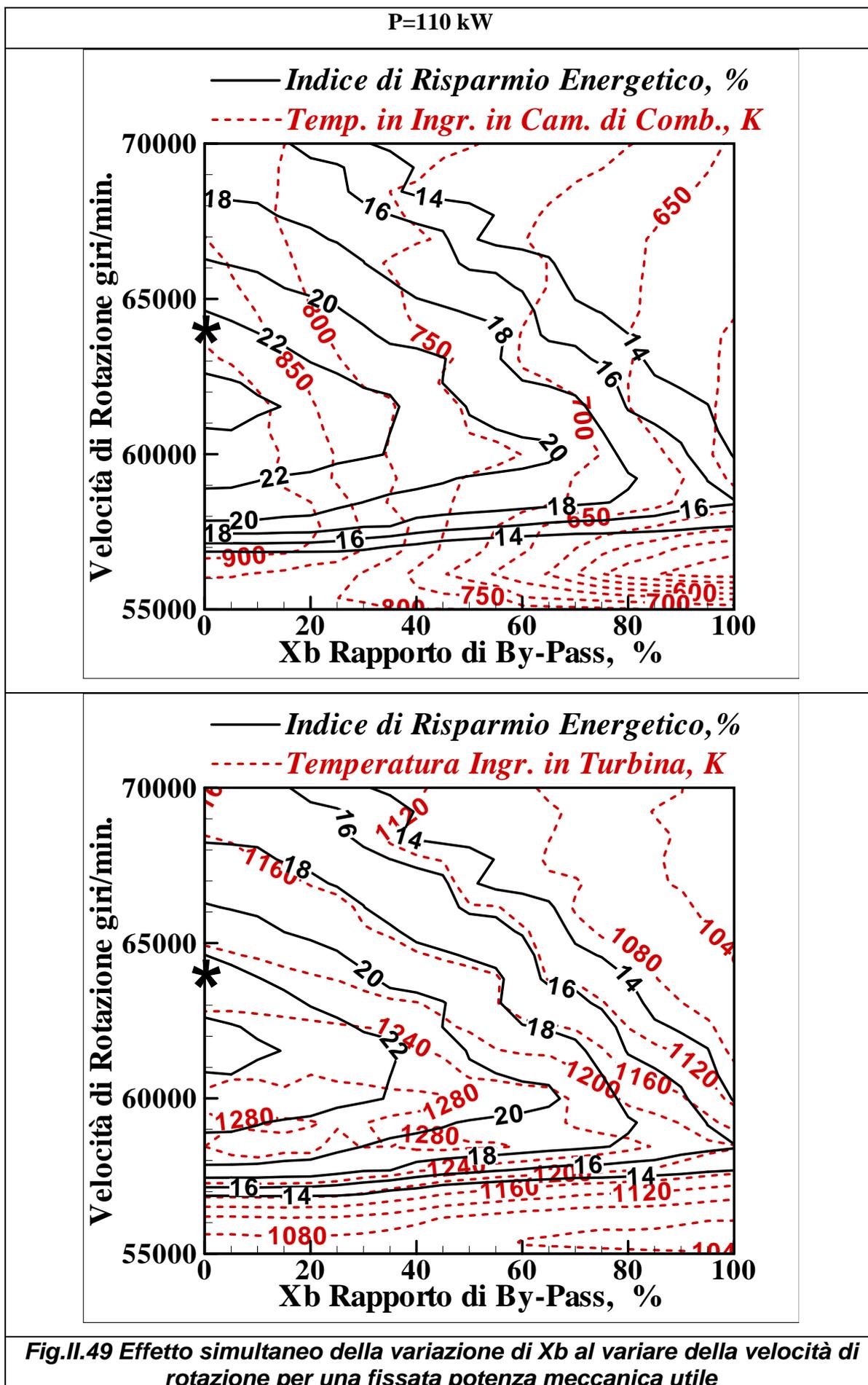


Fig.II.48 Effetto simultaneo della variazione di Xb al variare della velocità di rotazione per una fissata potenza meccanica utile



II.5 CONFRONTO CON I RISULTATI OTTENUTI CON IL SOFTWARE GSP

In ultima analisi si sono voluti confrontare le prestazioni e i risultati ottenuti dal codice di simulazione di turbine a gas disponibile presso il D.I.M.E., con quelli ottenibili con l'impiego di un software commerciale Gas Simulation Program (GSP). Con il primo siamo stati in grado di determinare il ciclo termodinamico (in modo accurato per quanto concerne le proprietà dei fluidi evolventi, la stima delle prestazioni della microturbina a gas, la previsione preliminare delle emissioni degli ossidi di azoto termici) e analizzare più dettaglio lo studio che coinvolge le caratteristiche operative delle turbomacchine presenti e il loro accoppiamento fluidodinamico. Mediante il software GSP si effettuerà pertanto un confronto fra i risultati ottenuti dal codice disponibile presso il D.I.M.E., sia per quanto riguarda l'analisi termodinamica che quella in fuori progetto.

Il programma di simulazione per le turbine a gas GSP è un software 'off-line' in grado di simulare il comportamento in stazionario e in transitorio di ogni tipo di turbina a gas.

Un qualsiasi modello di turbina a gas è ottenuto accoppiando differenti componenti predefiniti *figura II.50* come, compressore, turbina, combustore, rigeneratore, ecc., in una configurazione tale da ottenere quella desiderata. In *figura II.51* viene riportato il modello della MTG utilizzato per la simulazione.

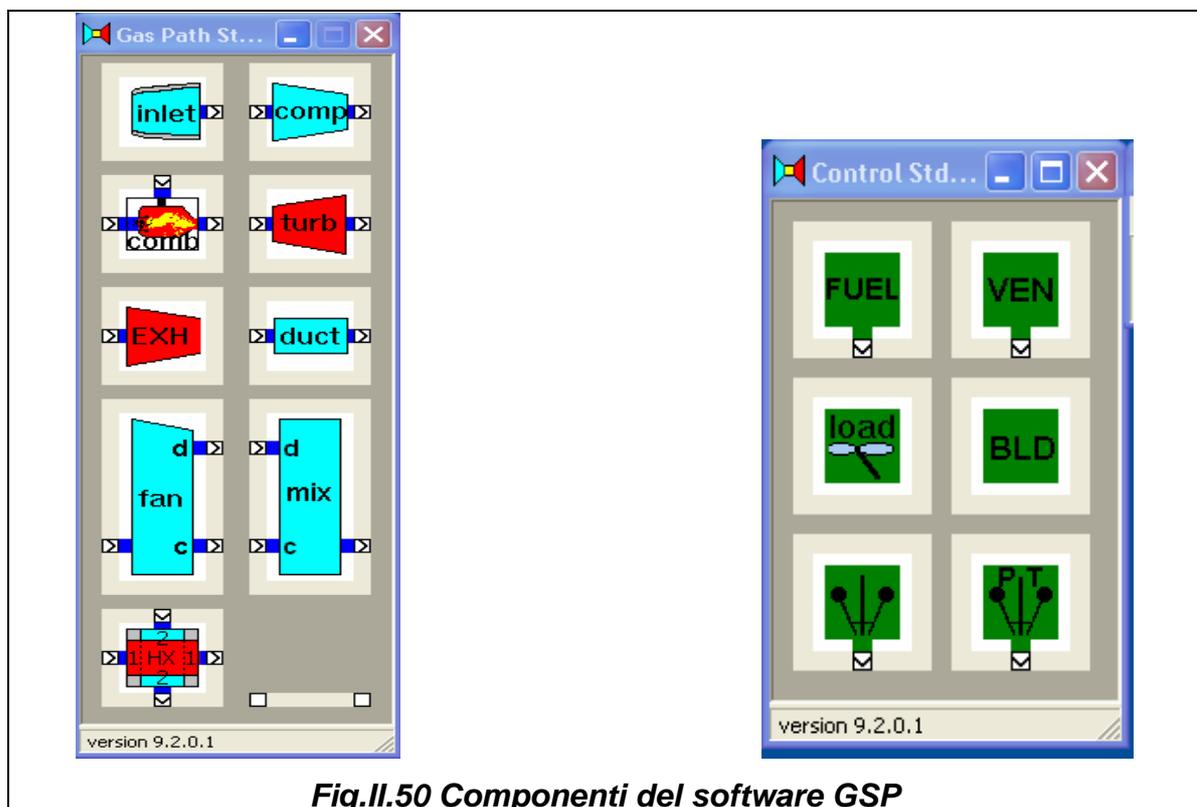


Fig.II.50 Componenti del software GSP

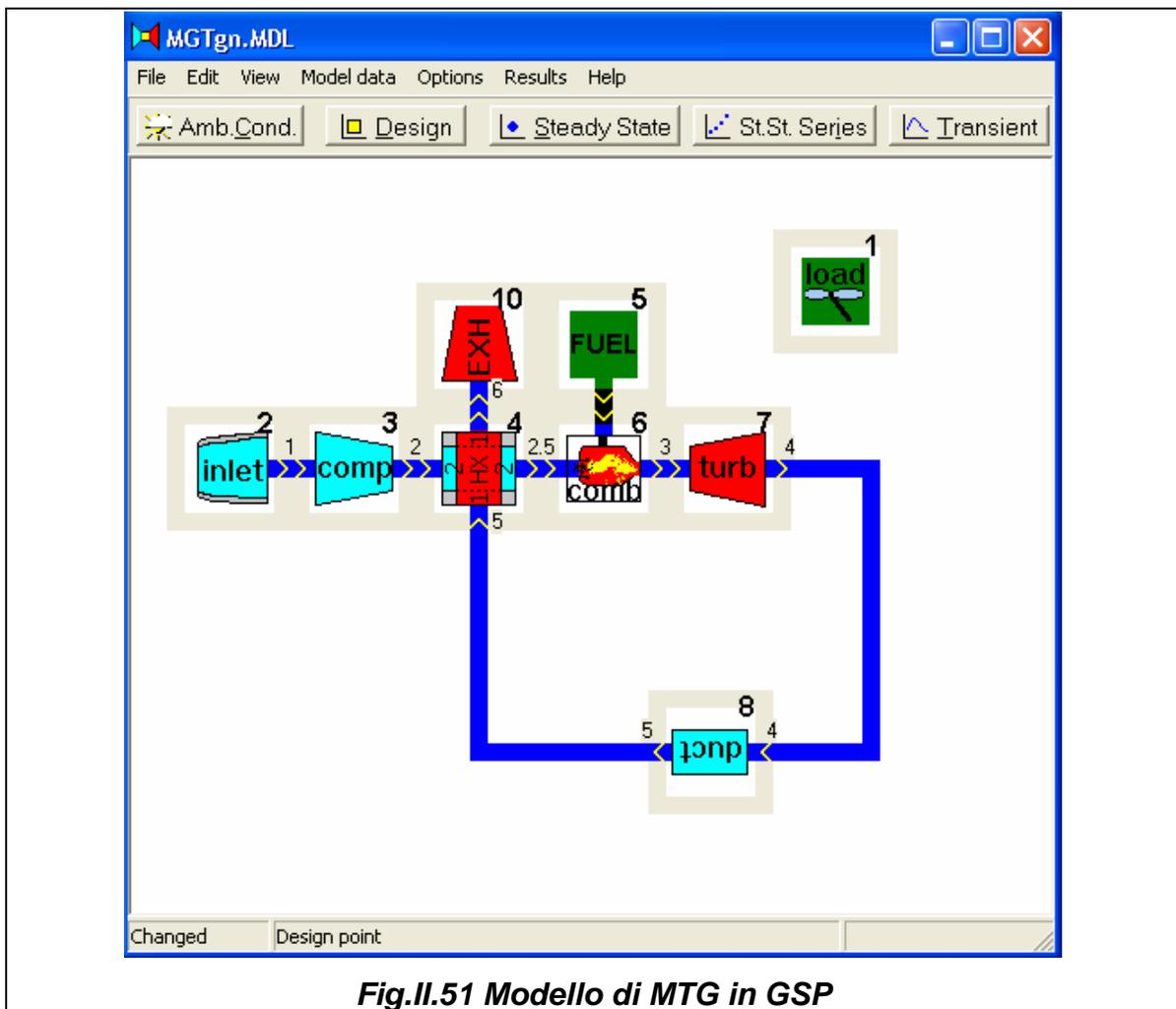


Fig.II.51 Modello di MTG in GSP

Anche GSP è in grado, pertanto, di andare ad esaminare l'effettiva adattabilità di ogni componente dell'impianto a varie condizioni operative e l'estensione del range di carichi termici ed elettrici. Quest'ultimo aspetto sarà verificato grazie allo studio della fase di accoppiamento tra compressore e turbina, riferendosi sia a combustibili convenzionali che a combustibili con basso potere calorifico, ottenuti da processi di gassificazione e pirolisi delle biomasse, le cui composizioni sono state precedentemente indicate (tabella II.5).

In figura II.52 e figura II.53 sono rappresentate le mappe caratteristiche di compressore e turbina processate dal software GSP. In figura II.54 viene rappresentato il dominio di funzionamento della MTG alimentata a gas naturale ottenuto con GSP. Sull'asse delle ordinate viene riportata la velocità di rotazione, mentre su quelle delle ascisse la potenza termica in ingresso data dal prodotto della portata di combustibile per il potere calorifico. Su tale diagramma viene riportata anche la linea di funzionamento nel caso in cui sia connesso un carico costante, come nel caso di un generatore elettrico. In figura II.55 viene rappresentato il dominio di funzionamento con le linee isolivello del rendimento globale ottenute attraverso il post processing dei risultati computazionali di GSP, mentre in figura

II.56 è riportato il dominio di funzionamento con il codice disponibile presso il DIME. Confrontando i risultati ottenuti dai due codici si può notare un buon accordo. Simili risultati possono essere ottenuti, anche quando per alimentare la MTG, siano utilizzati biocombustibili. *figura II.57 e II.58* confrontano i risultati ottenuti con i due codici rispetto alla configurazione base con gas naturale.

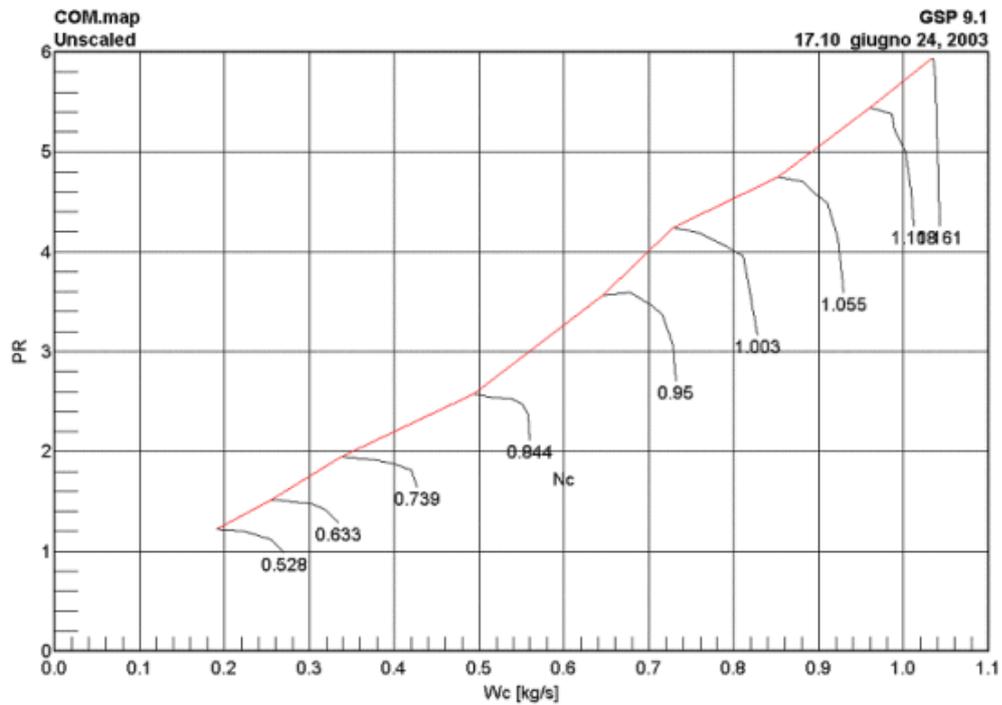


Fig. II.52 Mappa Compressore

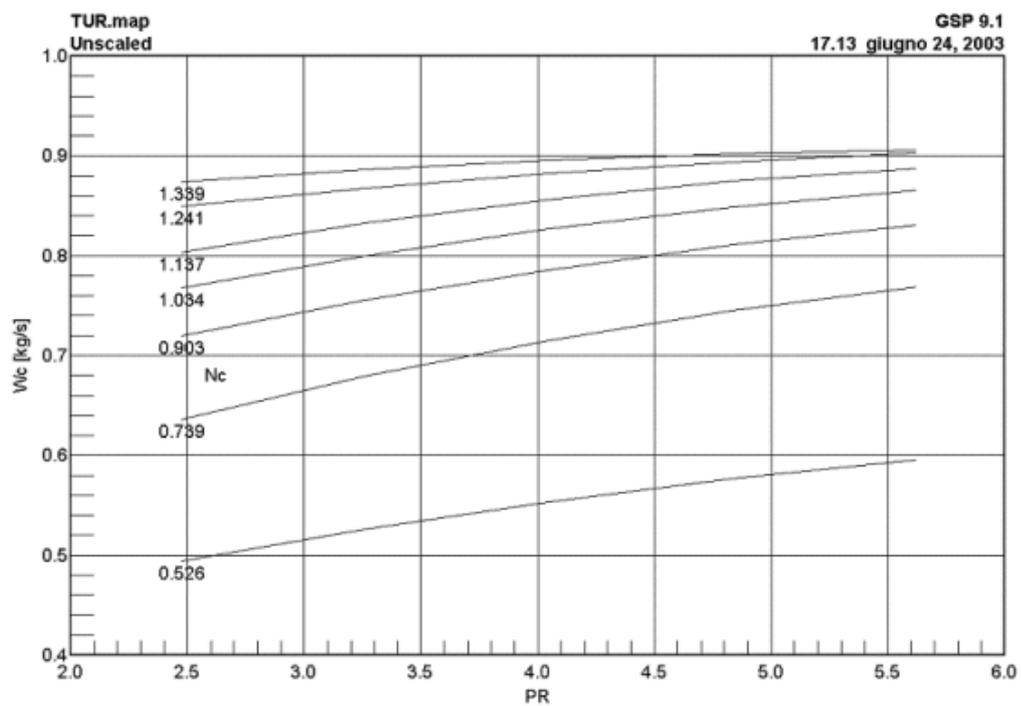


Fig. II.53 Mappa Turbina

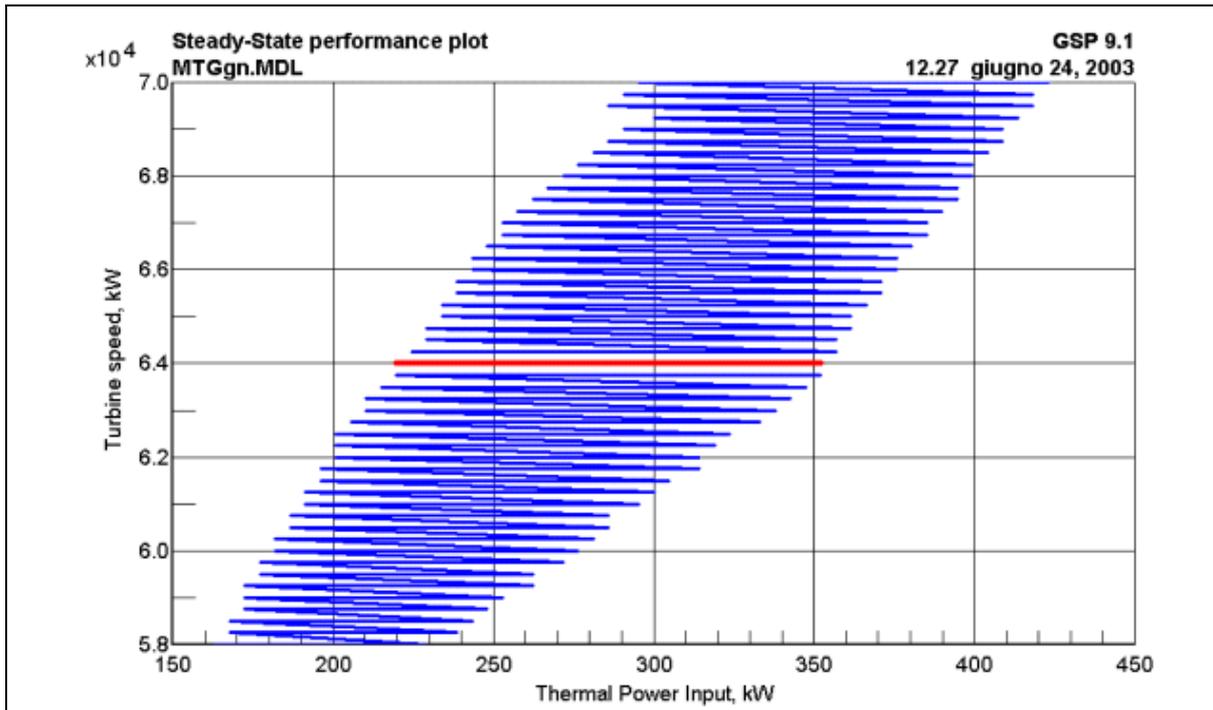


Fig.II.54 Dominio di funzionamento della MTG (Software GSP)

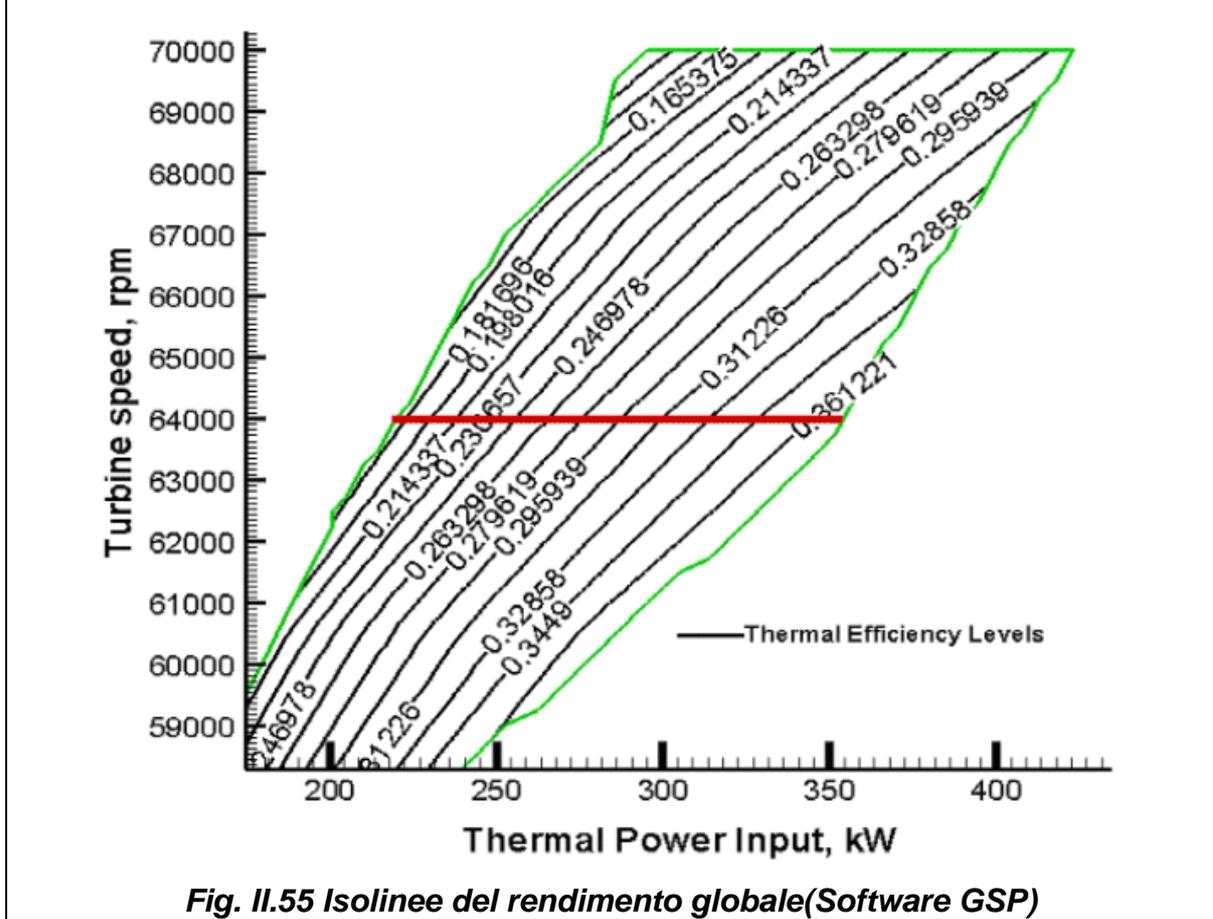


Fig. II.55 Isolinee del rendimento globale(Software GSP)

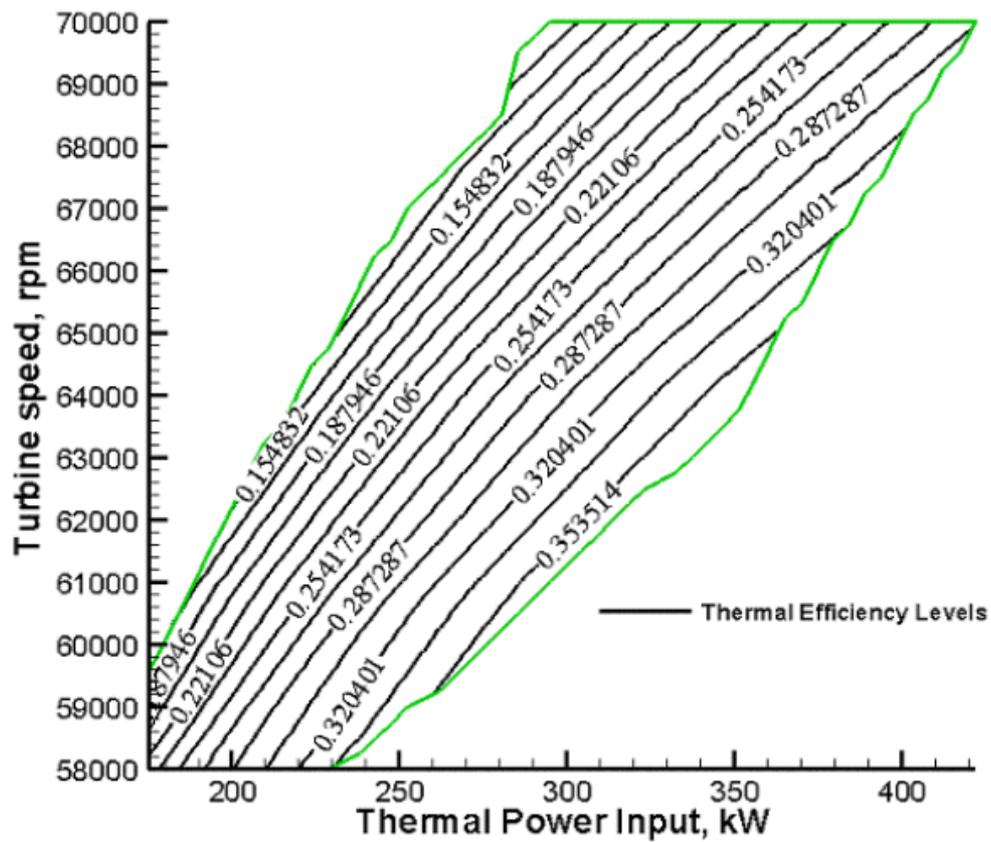


Fig. II.56 Isolinee del rendimento globale(D.I.M.E.)

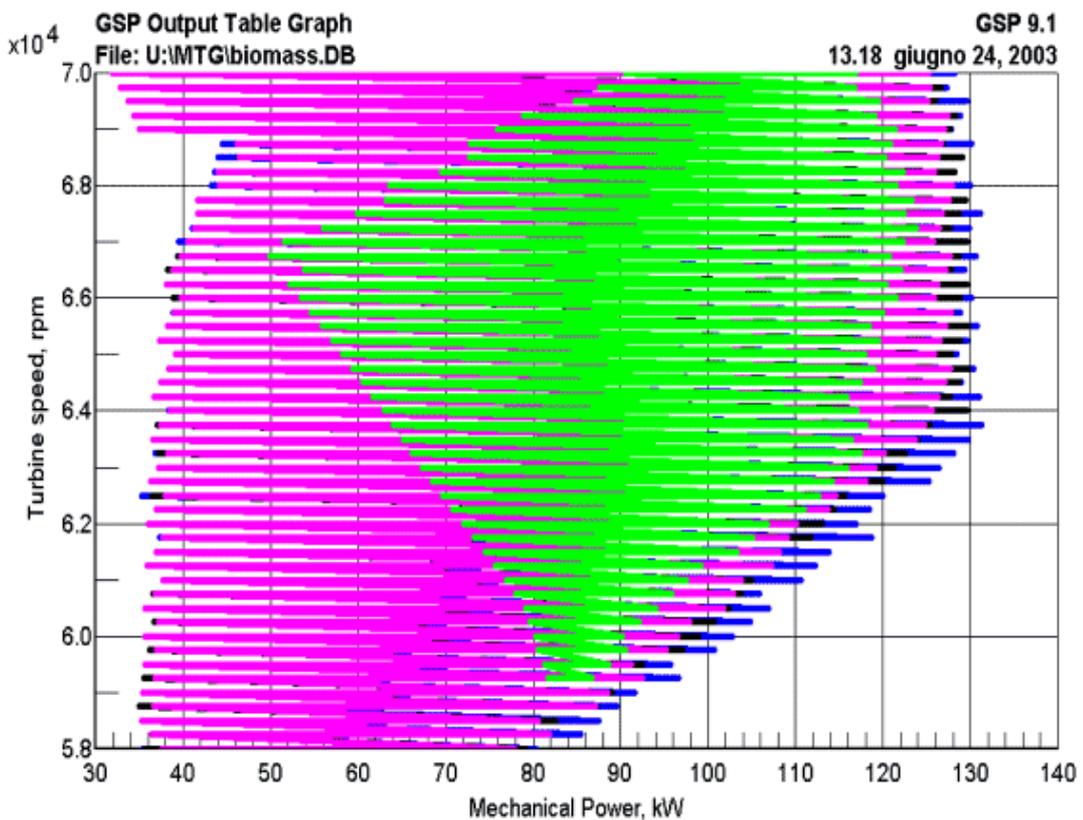


Fig. II.57 Confronto domini alimentazione biocombustibili(Software GSP)

CAPITOLO III

Celle a Combustibile e Sistemi Ibridi

III.1 Introduzione

Il risultato delle ricerche in corso ed un sempre maggior numero di applicazioni mostrano come le celle a combustibile rappresentino una soluzione tecnica estremamente vantaggiosa per quanto riguarda la generazione di energia elettrica con elevata efficienza e con ridotto impatto ambientale. Ecco quindi spiegato il grande interesse verso la generazione di potenza mediante i sistemi ibridi che consistono essenzialmente di una Micro-Turbina a Gas (*MTG*) e di una cella a combustibile. Non a caso, infatti, molti ricercatori si stanno occupando di studiare tale tipo di impianto per ottimizzarne l'efficienza e il tipo di applicazione più appropriata .

Gli elevati costi di produzione, che hanno rappresentato il principale ostacolo alla diffusione delle fuel cells, sembrano destinati a ridursi in considerazione dei recenti sviluppi della ricerca industriale e dei finanziamenti che interessano e in futuro sempre più interesseranno l'intero settore.

III.2 STORIA DELLE CELLE A COMBUSTIBILE

Fin dal 1839, William Grove (anche riconosciuto come il padre delle celle a combustibile) scoprì che era possibile generare elettricità dall'inversione del processo di elettrolisi dell'acqua. Il suo schema è mostrato in figura III.1. Non si era ancora alla fine del 1889 che due ricercatori, Charles Langer e Ludwig Mond, coniarono il termine "Fuel Cell", in quanto stavano tentando di costruire la prima cella a combustibile, utilizzando aria e gas di carbone. Ulteriori tentativi furono fatti all'inizio del 1900 per sviluppare celle a combustibile in grado di convertire il carbone in elettricità anche se, l'avvento contemporaneo dei motori a combustione interna schiacciò ogni speranza di ulteriori sviluppi della nuova tecnologia.

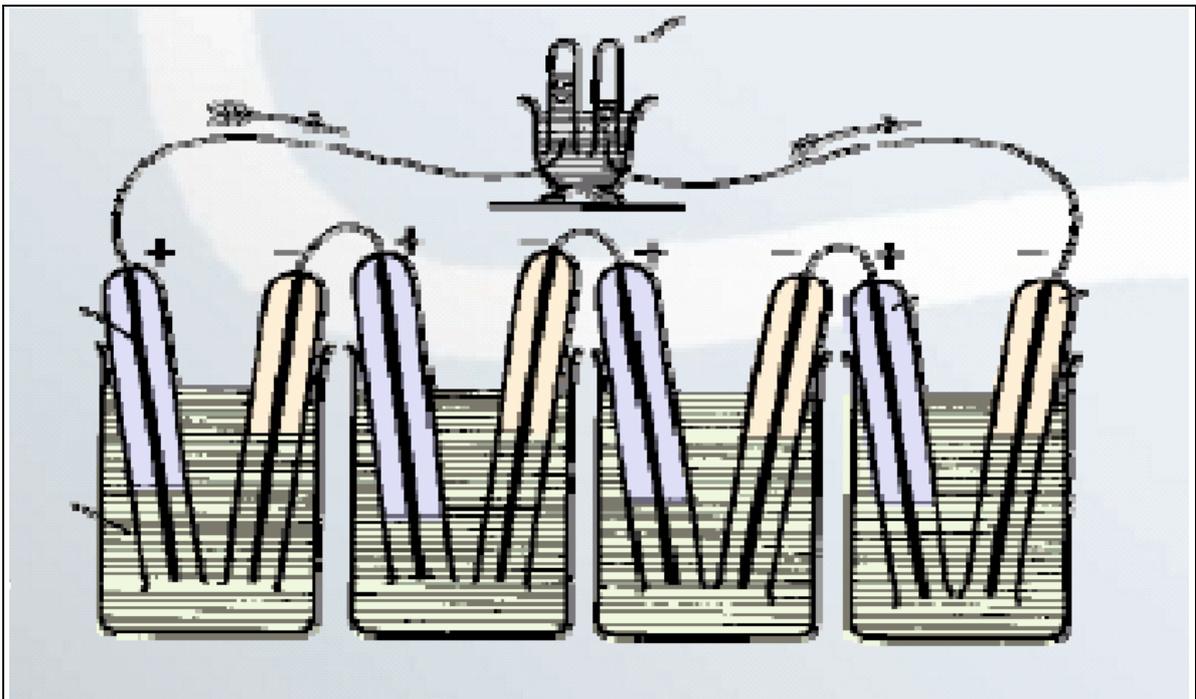


Fig. III.1 Cella di Grove(dal rif. [17])

Francis Bacon sviluppò, nel 1932, forse il primo dispositivo di celle a combustibile che ebbe successo, con una cella alimentata da idrogeno ed ossigeno, utilizzando un elettrolita alcalino ed elettrodi al nichel, alternative non costose ai catalizzatori utilizzati da Mond e Langer. Dovuto a numerosi ostacoli tecnici, fu non prima del 1959 che Bacon e altri presentarono la prima cella a combustibile da 5 kW. Harry Karl Ihrig presentò nello stesso anno il suo, oggi, famoso trattore mosso da celle a combustibile. Alla fine degli anni '50 anche la NASA iniziò a costruire un compatto generatore d'elettricità per un utilizzo in

missioni spaziali. Oggi le celle a combustibile hanno un ruolo consolidato nei programmi spaziali, dopo essere state utilizzate per fornire energia elettrica in alcune missioni. Negli ultimi anni, numerosi costruttori, maggiormente di automobili, stanno supportando progetti di ricerca nello sviluppo della tecnologia delle celle a combustibile. Si pensa che nei prossimi anni le celle a combustibile possano sostituire i tradizionali sistemi di generazione di energia in un'ampia gamma di potenze, a partire da micro celle a combustibile utilizzate per telefoni cellulari a impianti di grossa potenza.

III.3 PRINCIPI BASSE DELLE CELLE A COMBUSTIBILE

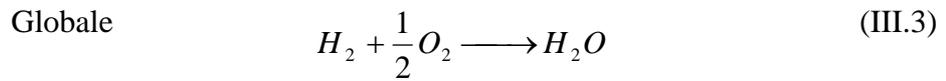
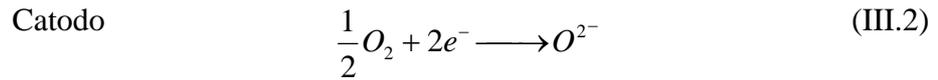
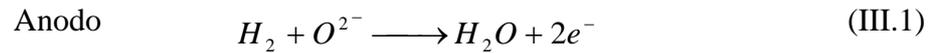
Le celle a combustibile sono dispositivi elettrochimici che combinando un combustibile (tipicamente idrogeno) e un ossidante (ossigeno o aria) sono in grado di produrre corrente elettrica continua, acqua ed energia termica.

I principali meccanismi funzionali di una cella sono assicurati essenzialmente da:

- due elettrodi, anodo e catodo, ove avvengono le reazioni chimiche che presiedono all'ossidazione del combustibile;
- un elettrolita con funzioni di trasporto degli ioni dall'anodo al catodo.

Da un punto di vista tecnico, un impianto a celle a combustibile è composto da una sezione elettrochimica, che rappresenta il cuore del sistema di generazione di potenza dell'impianto, costituita da uno o più “*stack*” di celle elementari. A monte della sezione elettrochimica vi è la sezione di trattamento del combustibile, che ha la funzione di trasformare il combustibile in un gas ricco di idrogeno, purificato secondo le necessità imposte dal tipo di cella. Tale sezione è costituita generalmente da un desolfatore e da un reformer. Infine, poiché la sezione elettrochimica genera l'energia sotto forma di corrente elettrica continua, è presente una sezione di condizionamento della potenza elettrica che ha la funzione di convertire la corrente continua in alternata e di elevare e regolare la tensione in uscita, in caso di collegamento in rete.

Come mostrato in figura III.2 il combustibile e l'aria vengono introdotti separatamente nella cella, ma grazie all'affinità chimica che l'idrogeno e l'ossigeno hanno l'un l'altro, vengono guidati attraverso gli elettrodi, diffondono attraverso la struttura porosa dell'elettrodo fino all'interfaccia elettrodo/elettrolita e vengono assorbiti. All'interfaccia catodo/elettrolita, l'ossigeno è ridotto dagli elettroni in ingresso per produrre anioni ossigeno che sono condotti attraverso l'elettrolita solido all'interfaccia anodo/elettrolita dove si combinano con l'idrogeno assorbito per formare vapore d'acqua e rilasciare elettroni al circuito esterno. Le reazioni elettrochimiche per l'anodo ed il catodo sono:



In realtà si dovrebbe considerare anche l'ossidazione elettrochimica del monossido di carbonio attraverso la reazione,



Comunque, questa reazione viene trascurata poiché l'ossidazione del monossido di carbonio sull'anodo della SOFC è più lenta di quella dell'idrogeno.

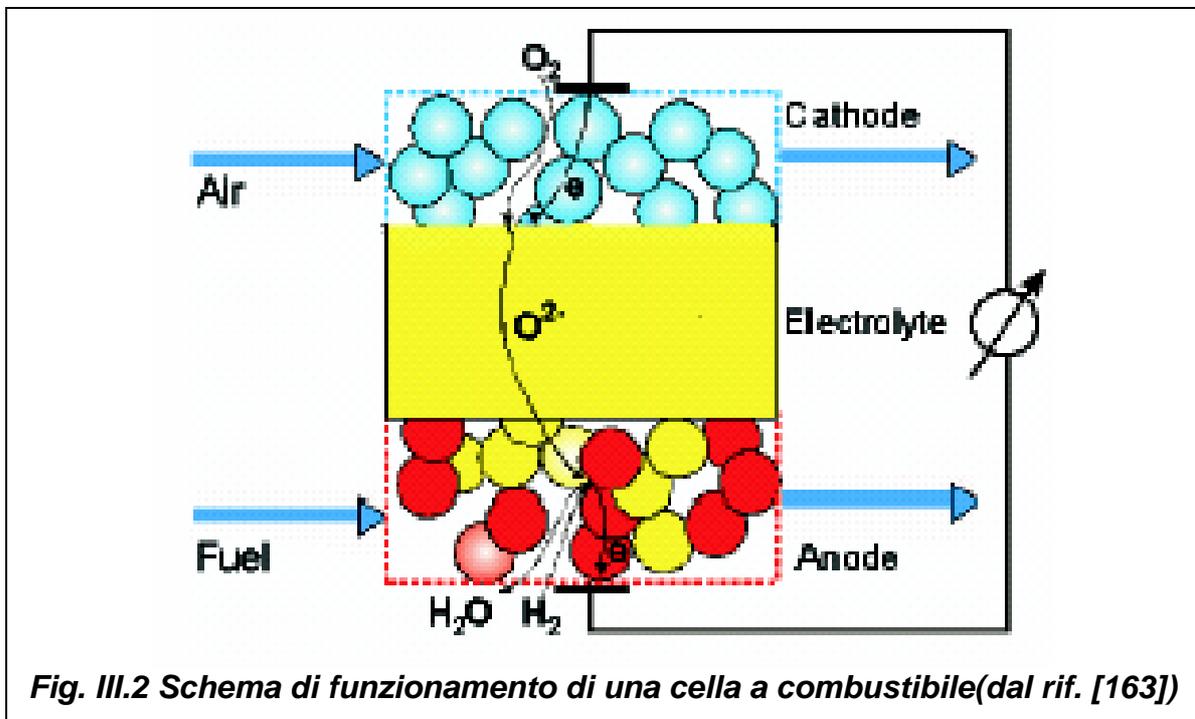


Fig. III.2 Schema di funzionamento di una cella a combustibile(dal rif. [163])

III.4 TIPOLOGIA DI CELLE A COMBUSTIBILE

Le celle a combustibile sono classificate principalmente in relazione al tipo di elettrolita che viene utilizzato, ossia del conduttore ionico a cui, all'interno della cella, è affidato il compito di trasportare le cariche elettriche dall'anodo al catodo. Infatti l'elettrolita utilizzato determina il tipo di reazione chimica che ha luogo nella cella, il catalizzatore richiesto, l'intervallo di temperatura nel quale la cella opera, il combustibile richiesto, e altri fattori. Ci sono cinque tipi di celle attualmente in via di sviluppo :

- ❖ Celle alcaline (AFC);
- ❖ Celle ad elettrolita polimerico (PEMFC);
- ❖ Celle ad acido fosforico (PAFC);
- ❖ Celle a carbonati fusi (MCFC);
- ❖ Celle ad ossidi solidi (SOFC).

In *tabella III.1* sono sintetizzate le principali caratteristiche tecniche e le possibili applicazioni di tutte le tipologie di celle a combustibile analizzate.

| | AFC | PEMFC | PAFC | MCFC | SOFC |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|----------------------------------------------------|----------------------------------------------------|----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| <i>Elettrolita</i> | Idrossido di Potassio | Polimerico | Acido Fosforico | Carbonati di Litio e Potassio | Ossido di Zirconio drogato |
| <i>Temperatura di esercizio [°C]</i> | 60-100 | 60-120 | 180-200 | 600-700 | 800-1000 |
| <i>Catalizzatore</i> | Nickel, Pt/Pd | Platino | Platino | Nickel | Nickel |
| <i>Combustibili utilizzabili</i> | Idrogeno puro | Idrogeno, Gas riformati | Idrogeno, Gas riformati | Idrogeno, Gas riformati | Idrogeno, Gas riformati e da carbone |
| <i>Ossidante</i> | Ossigeno puro | O ₂ /Aria | O ₂ /Aria | O ₂ /Aria | O ₂ /Aria |
| <i>Efficienza elettrica (PCI)</i> | 60 % | 40-50 % | 40-50 % | 45-55 % | 45-60 % |
| <i>Densità potenza [mW/cm²]</i> | 300-500 | 300-900 | 150-300 | 150 | 150-270 |
| <i>Temp. calore residuo [°C]</i> | <60 | 60-80 | 70-80 | 600-700 | 700-1000 |
| <i>Tempi di avviamento</i> | minuti | minuti | 1-4 h | 5-10 h | 5-10 h |
| <i>Applicazioni</i> | 1 - 10 kW Missioni Spaziali, Veicolare | 1 - 200kW Veicolare, Cogeneraz., Generaz. staz. | 0,01 - 1 MW Cogeneraz., Generazione stazionaria | 0,1 - 50 MW Cogeneraz., Generazione stazionaria | 0,01 - 50 MW Cogeneraz., Generazione stazionaria |
| <i>Sviluppo</i> | Consolidato | In commercio | In commercio | Primi prototipi | Primi prototipi |
| Tabella III.1 - Principali tipologie di celle a combustibile e loro caratteristiche | | | | | |

Esaminando *la tabella III.1* si nota subito come le differenze tecnologiche relative al tipo di elettrolita, determinano la temperatura di funzionamento, il rendimento elettrico e la qualità del calore reso disponibile, rendendo idonea ciascuna filiera a diversi e particolari campi di applicazione. Naturalmente queste filiere oltre che per l'elettrolita, differiscono anche per i materiali e nei componenti utilizzati.

Generalmente le celle che operano a basse temperature, presentano problemi di natura tecnologica connessi alla necessità di utilizzare catalizzatori a base di metalli nobili, quali il platino, al fine di ottenere opportuni rendimenti di reazione. I rendimenti elettrici raggiunti, ad eccezione delle celle alcaline, si attestano intorno al 40-45% con produzione di calore di modesta qualità, essendo disponibile a bassa temperatura, che ne limita l'utilizzo ai soli usi sanitari.

Per contro, le celle a combustibile ad alta temperatura possono raggiungere rendimenti elettrici fino al 50–55%, pur presentando maggiori problemi tecnologici connessi alla durata degli impianti ed alla corrosività dei componenti metallici.

- Celle a Combustibile Alcaline(AFC)

Le AFC furono una delle prime tecnologie di celle a combustibile ad essere sviluppate, e furono i primi tipi ampiamente utilizzati nei programmi spaziali degli Stati Uniti per produrre energia elettrica e acqua a bordo delle navicelle spaziali. Queste celle a combustibile utilizzano una soluzione di idrossido di potassio in acqua come elettrolita e possono utilizzare una varietà di metalli non preziosi come catalizzatore all'anodo e al catodo. Gli ultimi progetti sulle AFC hanno dimostrato che tali tipologie di celle operano nell'intervallo di temperatura fra i 60 e i 100 °C.

- Celle ad elettrolita polimerico (PEMFC)

Le PEMFC rilasciano un'alta densità di potenza e offrono i vantaggi di pesi e volumi bassi se confrontate con le altre celle a combustibile. Le celle a combustibile PEM utilizzano un polimero solido come elettrolita ed elettrodi porosi di carbonio contenenti un catalizzatore in platino. Necessitano per il funzionamento solo di idrogeno, ossigeno dall'aria e acqua e non richiedono altri fluidi corrosivi come altre celle a combustibile. Essi sono tipicamente alimentate con idrogeno puro fornito da serbatoi di immagazzinamento o reformer.

- Celle ad acido fosforico (PAFC)

Le PAFC utilizzano acido fosforico come elettrolita, l'acido è immagazzinato in contenitori di teflon ed elettrodi porosi di carbonio contenenti platino come catalizzatore. Le celle a combustibile ad acido fosforico sono considerate essere la prima generazione di moderne celle a combustibile. È una delle più mature tipi di celle e la prima ad essere commercialmente utilizzata. Queste tipi di celle a combustibile è tipicamente utilizzata per generazione di potenza stazionaria, ma alcune PAFC sono state utilizzate per veicoli di più grande potenza come autobus.

- Celle a carbonati fusi (MCFC)

Le celle a carbonati fusi (Molten Carbonate Fuel Cell) usano un elettrolita costituito da una soluzione di carbonati alcalini contenuta in una matrice ceramica fusa alla temperatura di funzionamento della cella (600-700°C) ed elettrodi a base di nichel (nichel cromo all'anodo, ossido di nichel al catodo). Rispetto alle celle che operano a basse temperature presentano alcuni vantaggi:

- cinetiche di reazioni più veloci che eliminano il bisogno di metalli preziosi come catalizzatori;
- maggiore flessibilità nell'uso di combustibili, con possibilità di alimentare la cella direttamente con gas naturale o distillati leggeri senza stadi di trattamento esterno del combustibile;
- possibilità di cogenerazione a temperature di interesse industriale.

Con esse è in prospettiva possibile realizzare impianti con efficienze più elevate (oltre il 55%) di quelle che si registrano con celle a bassa temperatura. Le alte temperature di funzionamento e l'elevata corrosività dell'elettrolita pongono tuttavia problemi di stabilità strutturale ai componenti della cella e questi fanno sì che la tecnologia stia incontrando ancora notevoli difficoltà ad affermarsi. Nonostante i progressi compiuti negli ultimi anni, resta ancora molto da fare per superare questi problemi e per raggiungere gli obiettivi di durata e di costi richiesti per il suo impiego in impianti di generazione di energia elettrica (almeno 40000 ore per lo "stack", costi di impianto inferiori a 1500\$/kW).

- Celle ad ossidi solidi (SOFC).

Le celle ad ossidi solidi funzionano a temperatura elevata (circa 900-1000°C), per assicurare una conducibilità sufficiente all'elettrolita, costituito da ossido di zirconio drogato da ossido di ittrio. Tra le varie tecnologie di celle è l'unica che, in virtù sia della temperatura di funzionamento che dei materiali utilizzati, possiede il potenziale per poter essere competitiva sul mercato nel campo delle applicazioni che vanno da piccole unità per uso residenziale della potenza di 2 kW, fino agli impianti di 15-20 MW ed oltre per la distribuzione di energia elettrica. Grazie alla elevata temperatura di cella, non sono richiesti requisiti particolari per il combustibile, non è necessario un sistema di conversione del combustibile prima di alimentare la cella, avvenendo tale fenomeno all'interno dello "stack" stesso. Con una temperatura di funzionamento dell'ordine dei 1000°C il calore di scarto che le celle ad ossidi mettono a disposizione può essere utilizzato nell'ambito di cicli in combinazione con turbine a gas nella configurazione denominata sistema ibrido, per i quali l'efficienza elettrica attesa è superiore al 60%, potendo raggiungere, così come indicato dal maggior produttore di celle ad ossidi solidi, la Westinghouse, addirittura il 70%. In aggiunta alle cinque maggiori celle a combustibile nominate sopra, dobbiamo

menzionare anche le celle a metanolo diretto (DMFC) che si stanno sviluppando per superare i problemi associati all'immagazzinamento del combustibile con l'utilizzo dell'idrogeno. Tale tipologia di celle elimina anche la necessità di un reformer per il metanolo, che una cella a combustibile ad idrogeno necessita per funzionare. Le DMFC possono anche essere classificate come celle ad elettrolita polimerico (PEMFC) a causa dell'utilizzo di una membrana PEM. Comunque, oltre al platino, altri catalizzatori come il Rodio possono essere aggiunti per rompere i legami nelle molecole del metanolo nella reazione anodica.

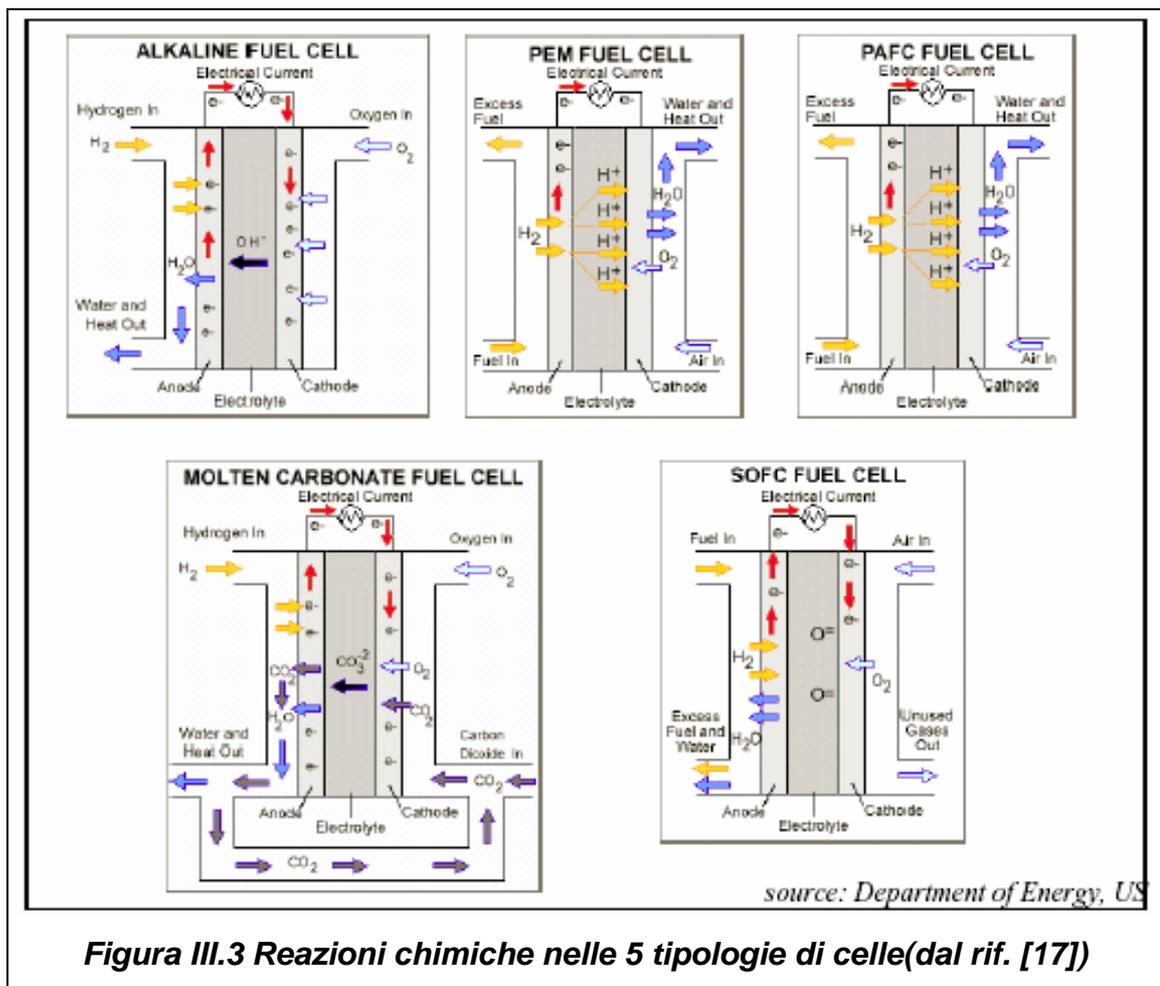


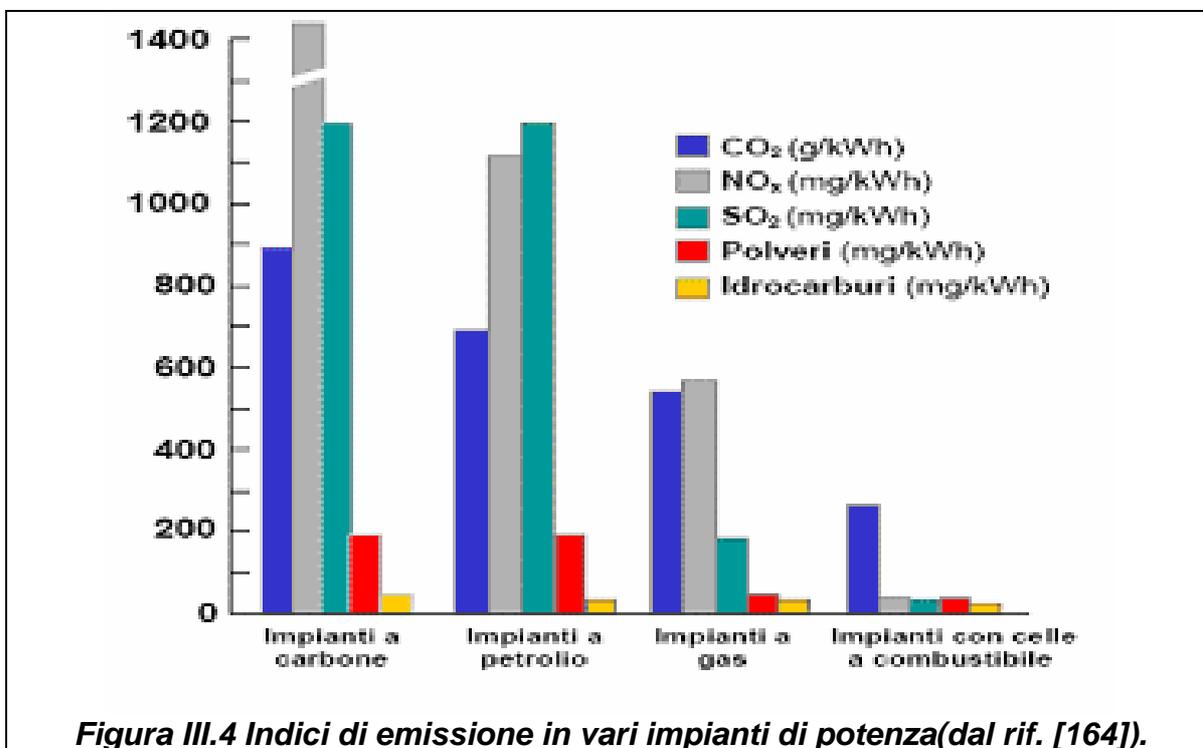
Figura III.3 Reazioni chimiche nelle 5 tipologie di celle (dal rif. [17])

Nella figura III.3 sono illustrate le reazioni chimiche nelle 5 tipologie di celle a combustibile. La tabella III.2 riporta in dettaglio le equazioni delle reazioni chimiche per quanto riguarda l'anodo, il catodo e l'elettrolita. Le celle a combustibile rivestono, infine, un notevole interesse soprattutto per il ridottissimo impatto ambientale, specie se confrontato con impianti di tipo convenzionali (Figura III.4). La quasi totale assenza di processi di combustione rendono il contenuto di NO_x e CO praticamente trascurabile.

| Type | Chemical Equations | | |
|-------|---------------------------------------------------|-----------------------------------------------|------------------------------------------------|
| | Anode: | Cathode | Electrolyte |
| AFC | $H_2 + 2(OH)^- \rightarrow 2H_2O + 2e^-$ | $1/2 O_2 + H_2O + 2e^- \rightarrow 2(OH)^-$ | $H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$ |
| PEMFC | $H_2 \rightarrow 2H^+ + 2e^-$ | $1/2 O_2 + 2H^+ + 2e^- \rightarrow H_2O$ | $H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$ |
| PAFC | $H_2 \rightarrow 2H^+ + 2e^-$ | $1/2 O_2 + 2H^+ + 2e^- \rightarrow H_2O$ | $H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$ |
| MCFC | $H_2 + CO_3^{2-} \rightarrow 2H_2O + CO_2 + 2e^-$ | $1/2 O_2 + CO_2 + 2e^- \rightarrow CO_3^{2-}$ | $H_2 + 1/2 O_2 + CO_2 \rightarrow H_2O + CO_2$ |
| SOFC | $H_2 + O^{2-} \rightarrow H_2O + 2e^-$ | $1/2 O_2 + 2e^- \rightarrow O^{2-}$ | $H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$ |

Tabella III.2 Equazioni chimiche nelle 5 tipologie di celle

L'elevata efficienza elettrica riduce notevolmente anche le emissioni di CO₂ rispetto agli impianti convenzionali, a parità di elettricità prodotta e di ore di funzionamento. Un discorso a parte merita invece l'emissione di SO_x che è praticamente nulla in quanto ogni impianto di celle a combustibile prevede un sistema di desolforazione per l'eliminazione degli ossidi di zolfo prima dell'ingresso in cella. Alle ridottissime emissioni gassose, le celle abbinano anche livelli di vibrazioni e di rumorosità estremamente bassi (inferiore ai 60 db a 10 metri), rendendole particolarmente adatte alla generazione distribuita in centri residenziali ed agglomerati urbani.



III.5 COMBUSTIBILE PER LE FUEL CELL

L'idrogeno, il combustibile utilizzato per alimentare le celle a combustibile, non esiste in natura nella sua forma pura. Infatti, è importante sottolineare come l'idrogeno in quanto prodotto da altre fonti energetiche primarie (es. combustibili fossili, nucleare o altro) non è una nuova fonte di energia, bensì un vettore energetico a monte del quale vi è inevitabilmente una tecnologia di trasformazione di fonti energetiche tradizionali o sperimentali. Ogni anno nel mondo vengono prodotti più di 500 miliardi di metri cubi di idrogeno per uso industriale. Ad oggi il 99% di questo idrogeno è prodotto partendo da combustibili fossili, le fonti rinnovabili contribuiscono per il restante 1%. In particolare, il 48% viene prodotto da gas naturale, 30% da petrolio, 18% da carbone e il rimanente 4% da elettrolisi dell'acqua. Le tecnologie di produzione dell'idrogeno più interessanti sono:

- Elettrolisi dell'acqua.
- Gassificazione del carbone.
- Reforming.

Nel seguito ne diamo una descrizione.

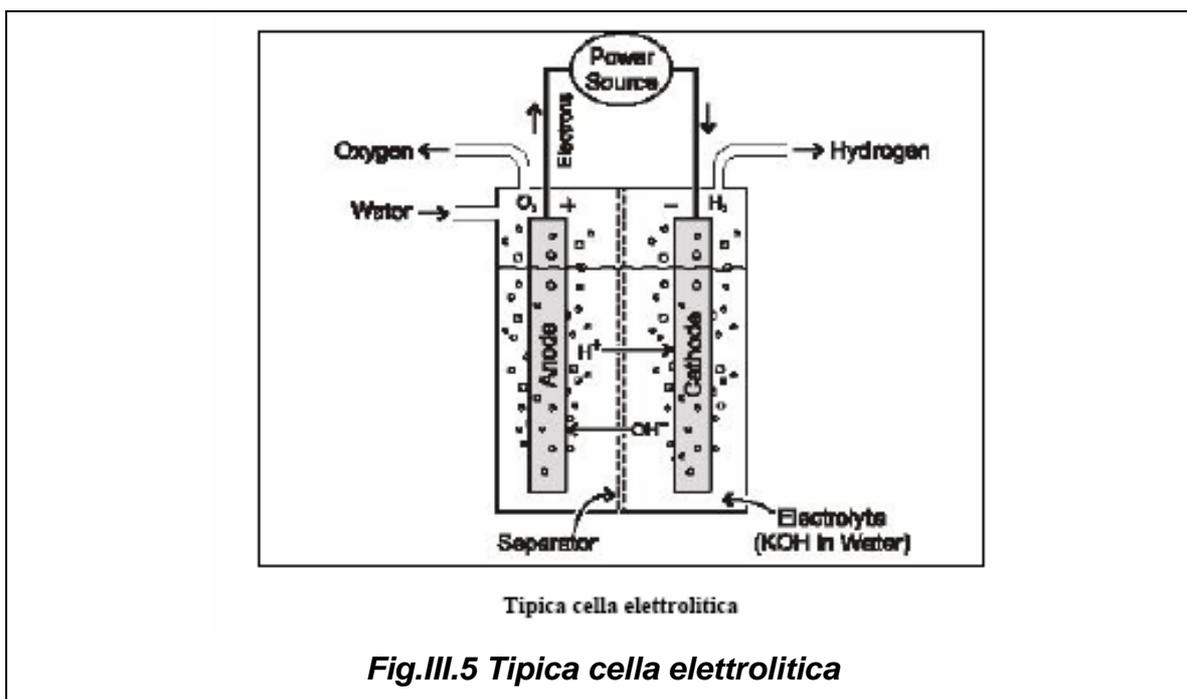
III.5.1 Elettrolisi dell'acqua

L'elettrolisi sarebbe il metodo più comune per la produzione di idrogeno anche se incontra notevoli ostacoli per la quantità limitata di prodotto e per i costi, ancora troppo elevati, dovuti all'impiego di energia elettrica. L'elettricità richiesta per la cella elettrolitica può essere presa dalla rete elettrica nazionale (questa opzione risulta particolarmente consigliabile nei casi di surplus elettrico, specie se da idroelettrico) o prodotta in "situ". L'elettrolisi richiede quindi il passaggio di corrente elettrica attraverso l'acqua. La corrente entra nella cella elettrolitica tramite il catodo, l'elettrodo caricato negativamente, attraversa l'acqua e va via attraverso l'anodo, l'elettrodo caricato positivamente. L'idrogeno e l'ossigeno così separati confluiscono rispettivamente verso il catodo e verso l'anodo. La reazione fondamentale del processo è la seguente:



Il tasso di produzione di idrogeno è legato alla densità di corrente (corrente elettrica diviso l'area di passaggio). In generale però maggiore è la densità di corrente, maggiore è il voltaggio richiesto e quindi il consumo di potenza a parità di idrogeno prodotto; tuttavia voltaggi maggiori consentono l'utilizzo di impianti di minori dimensioni, con conseguente riduzione dei costi capitali. Elemento chiave del processo è l'elettrolizzatore, costituito da

una serie di celle elettrolitiche immerse in acqua resa conduttiva con l'aggiunta, ad esempio, di idrossido di potassio.



Attualmente, solo il 4% della produzione mondiale di idrogeno avviene per elettrolisi dell'acqua e solo per soddisfare richieste limitate di idrogeno estremamente puro. Per ciò che concerne le possibili applicazioni future va rilevato che è un processo molto flessibile: è adattabile sia agli impianti di grossa taglia, sia a quelli di piccola taglia, adeguato alla produzione di idrogeno on-site, si presta bene alla combinazione con nucleare e con le energie rinnovabili.

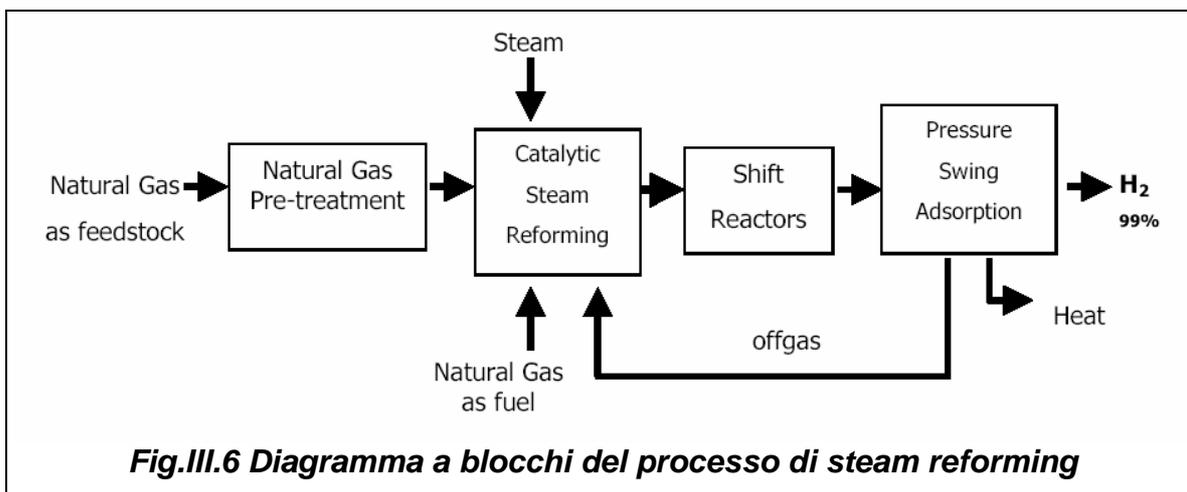
III.5.2 Gassificazione del Carbone

In generale, il processo di gassificazione consiste nella parziale ossidazione, non catalitica, di una sostanza solida, o liquida, che ha l'obiettivo finale di produrre un combustibile gassoso, formato principalmente da idrogeno, ossido di carbonio e da idrocarburi leggeri come il metano. Tramite la gassificazione, il carbone viene convertito, parzialmente o completamente, in elementi gassosi i quali, dopo essere stati purificati, vengono utilizzati come combustibili, o come materiali grezzi per processi chimici, o per la produzione di fertilizzanti. Vengono usati principalmente tre metodi di gassificazione: fixed-bed (letto fisso), fluidized-bed (letto fluidificato) e entrained-bed (letto trascinato). Tutte le suddette metodologie prevedono l'impiego di vapore, ossigeno o aria. I gassificatori a letto fisso producono, a basse temperature (425-650 °C), un gas contenente prodotti "devolatilizzati" come metano, etano ed un flusso di idrocarburi liquidi contenente nafta, catrame, oli e fenolici. I gassificatori a letto trascinato producono gas ad alta temperatura (>1260 °C), che

è essenzialmente privo di prodotti devolatilizzati e di idrocarburi liquidi; questo metodo, infatti, consente di ottenere un prodotto composto quasi interamente da idrogeno, monossido di carbonio e biossido di carbonio. I gassificatori a letto fluidificato, infine, agiscono a temperature medie (925-1040 °C) e producono pressappoco dei prodotti intermedi, nella composizione, rispetto alle due tecniche precedenti. Generalmente le reazioni di gassificazione del carbone sono esotermiche, così al gassificatore vengono di solito abbinati delle caldaie per il riscaldamento dei rifiuti da smaltire. La temperatura e, quindi, la composizione del gas prodotto, dipendono dalla quantità dell'agente ossidante e del vapore, nonché dal tipo di reattore utilizzato nell'impianto di gassificazione. I gassificatori producono delle sostanze inquinanti (principalmente ceneri, ossidi di zolfo e ossidi di azoto), che devono essere eliminate prima che entrino a far parte del gas prodotto; la loro quantità dipende sia dal gassificatore utilizzato sia dalla composizione del combustibile. Esistono due tipi di sistemi per la separazione delle impurità: sistemi a caldo e sistemi a freddo. La tecnologia di separazione a freddo è sfruttata commercialmente e sperimentata da diversi anni mentre i sistemi a caldo sono ancora in fase di sviluppo. La ripulitura dei gassificatori a letto trascinato, quelli più usati per la produzione di idrogeno, comporta una serie di operazioni in base alla diversa natura dei residui con una perdita di efficienza, affidabilità ed un aumento rilevante dei costi di questi sistemi. Per questa tecnologia, il costo della materia impiegata raggiunge quasi il 25% del prezzo dell'idrogeno prodotto; costo del capitale, manutenzione dell'impianto e smaltimento dei rifiuti solidi, costituiscono altri costi da sostenere. Rispetto alle altre tecnologie quindi, sempre escludendo l'elettrolisi, i costi sono leggermente più elevati ed, allo stato attuale, non è ancora possibile realizzare delle particolari economie di scala. Per questi motivi, la produzione di idrogeno mediante gassificazione del carbone diviene una tecnologia competitiva con quella dello SMR, solamente in quei posti in cui il costo del gas naturale è molto elevato (per esempio: Repubblica Popolare di Cina e Sud Africa).

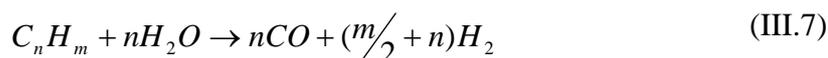
III.5.3 Steam Reforming

Nel processo di steam reforming il combustibile, preventivamente desolfurato, viene scaldato, vaporizzato e immesso in una camera di reazione insieme a vapore ad alta temperatura (760-980°C). Per migliorare le rese complessive di reazione si fa in genere uso di catalizzatori metallici. Un diagramma a blocchi del processo è mostrato in figura III.6.



Lo steam reforming può essere effettuato con metano e idrocarburi leggeri (alcani a catena corta come etano, propano, butano) e, in presenza di un catalizzatore speciale, anche con nafta. Le reazioni che hanno luogo nel reformer sono le seguenti:

- reazioni di reforming per il metano e per un idrocarburo generico (C_nH_m)



- reazione di water-gas shift



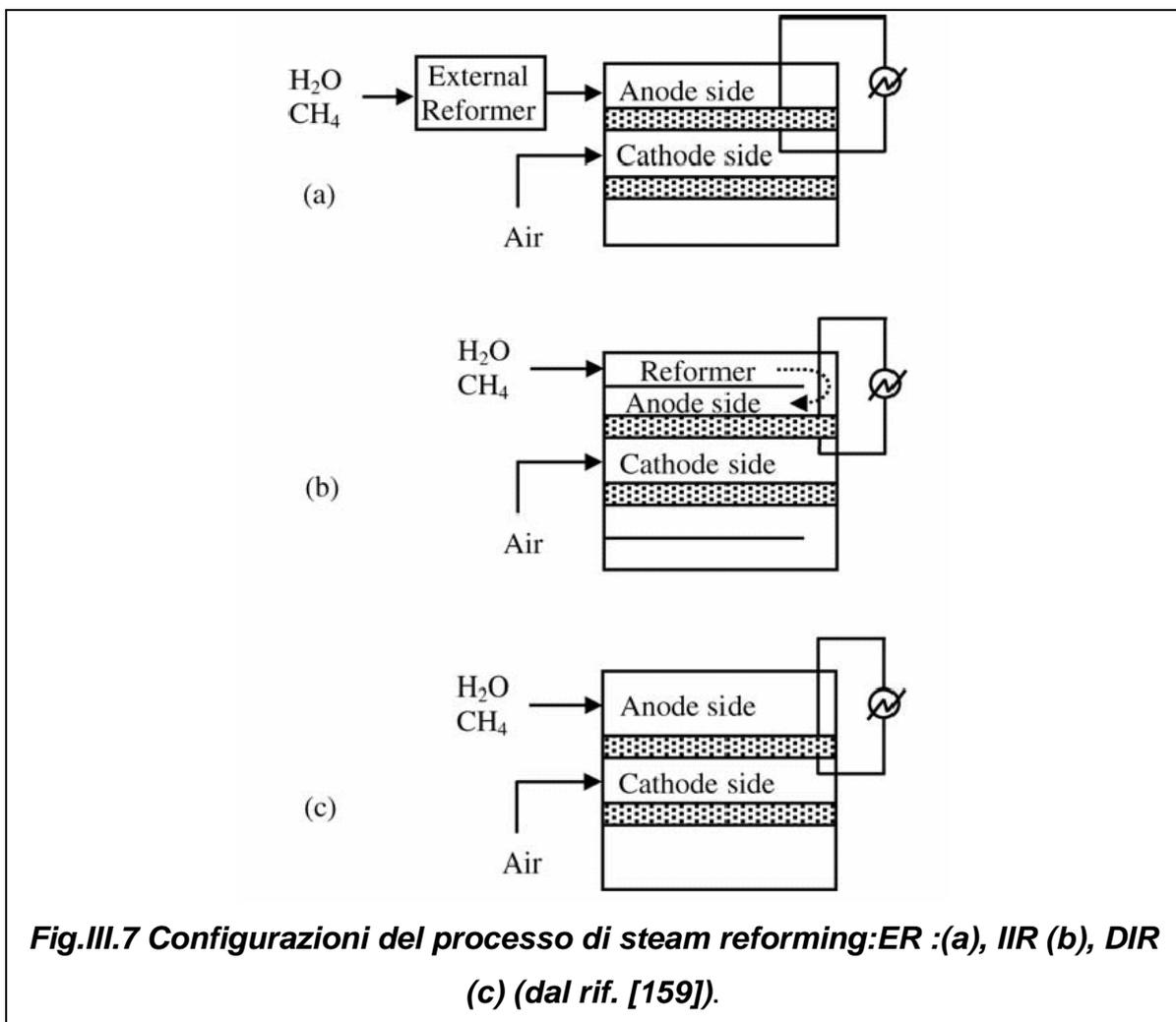
La reazione di reforming è fortemente endotermica e quindi favorita da alte temperature, la water-gas shift è invece esotermica tuttavia la reazione complessiva è endotermica e quindi necessita di alte temperature. Inoltre il processo è lento e richiede un reattore di grandi dimensioni, ne consegue che avvii e transienti rapidi non possono essere ottenuti con lo steam reforming, data la sua intrinseca lentezza a raggiungere la temperatura di esercizio. A tale scopo parte del combustibile in ingresso al reformer viene dirottato in una fornace convenzionale ove parte del gas naturale viene bruciato direttamente; inoltre si riutilizzano i gas che possiedono ancora potere calorifico residuo in uscita da altre parti dell'impianto o dalle celle a combustibile. Il gas effluente, ricco di idrogeno, è adatto sia all'impiego in celle a combustibile sia al trasporto via gasdotto per altre utenze.

Nel caso in cui il gas effluente dal reformer debba venir utilizzato in celle a combustibile a bassa temperatura (PEFC, PAFC) il CO presenta problemi analoghi a quelli dello zolfo. Le celle a bassa temperatura tollerano solo la presenza di tracce di CO (50 ppm le PEFC e 1% in vol. le PAFC), per concentrazioni superiori si possono immediatamente osservare effetti negativi sulla performance di cella a causa dell'avvelenamento dei catalizzatori e la

conseguente loro disattivazione. Al fine di evitare questa eventualità, oltre alla desolforazione vengono applicati sistemi di abbattimento del monossido di carbonio. Tali sistemi si compongono di “*shift converts*” (basati su water-gas shift). Il gas ricco di idrogeno in uscita dagli “*shift converts*” è tale da poter essere già usato come vettore energetico e in alcuni tipi di celle a combustibile, tuttavia, per applicazioni più specifiche esso può essere purificato fino a raggiungere un contenuto di H₂ superiore al 99.9%

III.6 REFORMING INTERNO

Lo steam reforming di idrocarburi come il gas naturale è un metodo, come abbiamo visto in precedenza, molto attraente per produrre l'idrogeno richiesto dalle celle a combustibile. Questa prospettiva insieme a quella di ridurre la portata di aria al catodo (necessaria per il raffreddamento della cella) hanno condotto a vari ed interessanti concetti sulla possibilità di utilizzare il processo di reforming internamente alla cella a combustibile[152,159,162].



Infatti, tipicamente questo processo è performante fra i 750°C e i 900°C e tali temperature sono compatibili con quelle delle celle a combustibile ad ossidi solidi.

Ricordiamo che al contrario di ciò che si realizza nello steam reforming le reazioni elettrochimiche sono esotermiche. Pertanto il calore prodotto dalla cella invece di essere smaltito con una grossa portata di aria di raffreddamento al catodo potrebbe essere utilizzato dalla reazione endotermica dello steam reforming. Questo conduce a un notevole beneficio sul rendimento globale dell'intero sistema. Pertanto in definitiva oltre a poter effettuare il processo di steam reforming in maniera classica, e vale a dire esternamente allo “*stack*” di celle a combustibile (ER), sono possibili altri due tipi di approcci per operare tale conversione internamente alla cella:

- Reforming Interno Diretto (DIR)
- Reforming Interno Indiretto (IIR)

Essi vengono schematicamente illustrati in *figura III.7*.

Nella configurazione di tipo(a) il processo di reforming avviene esternamente alla cella, mentre per quanto riguarda la configurazione (b) e (c) internamente alla cella.

La differenza fondamentale fra le due tipologie è che nella configurazione fig. III.7.c le reazioni di reforming-shifting ed elettrochimica avvengono contemporaneamente così come il trasferimento di calore, nell'IIR avvengono separatamente e il calore necessario alle reazioni endotermiche è trasferito tramite una parete di scambio termico che separa i due processi, come è possibile osservare in *figura III.8*.

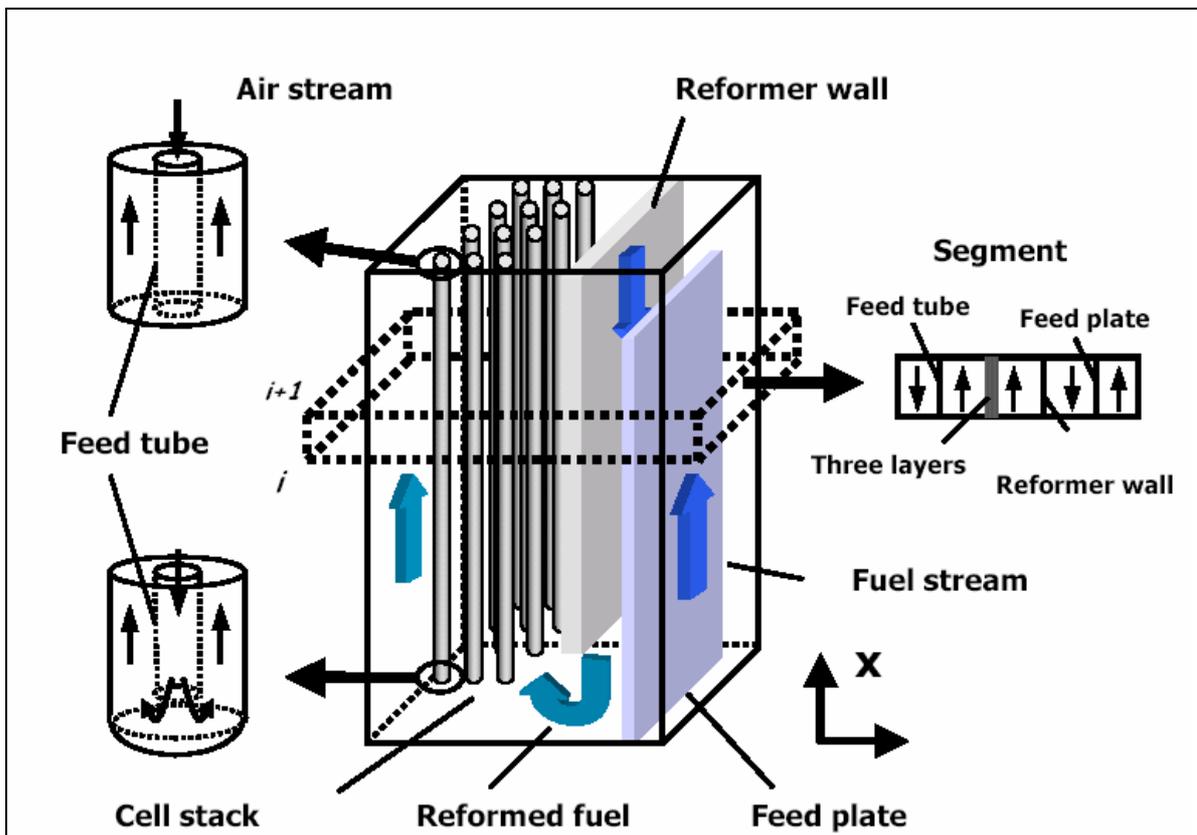


Fig.III.8 Schema di reforming interno indiretto (dal rif. [128])

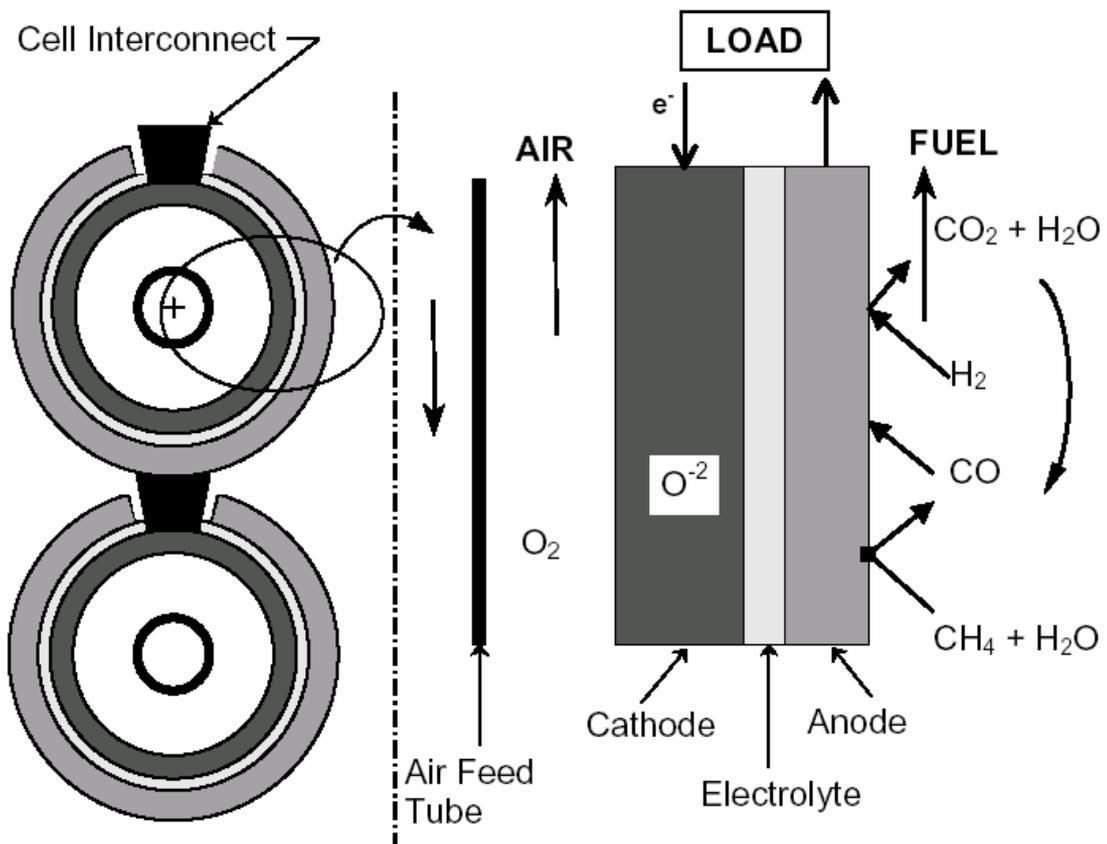


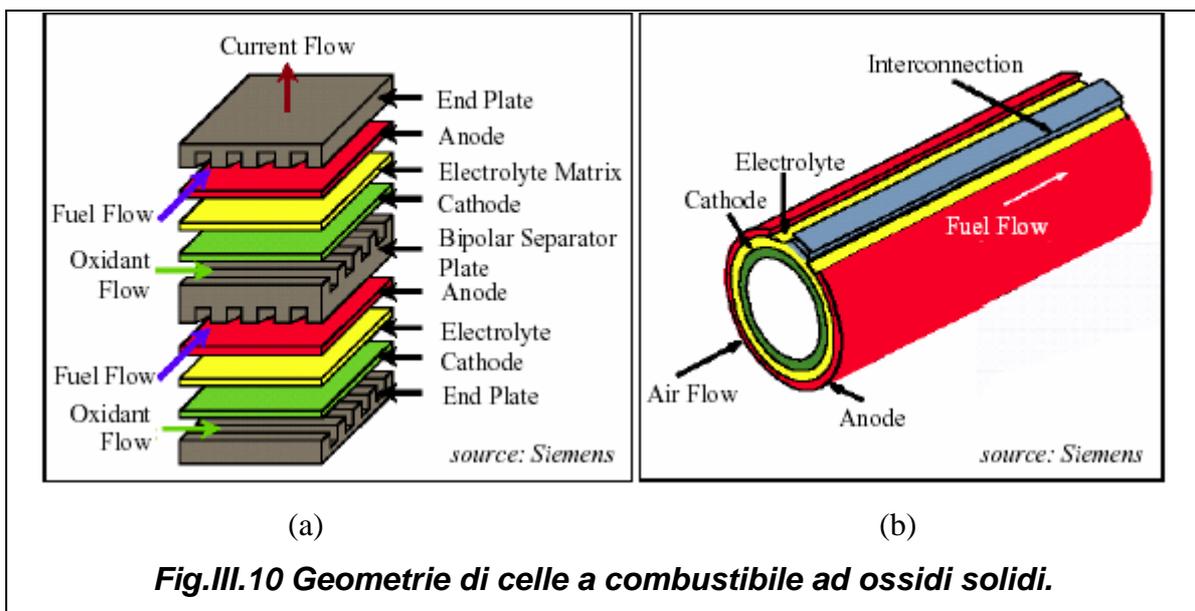
Fig.III.9 Schema di reforming interno diretto (dal rif. [165]).

Adozione del reforming interno fig. III.9 dà degli ulteriori vantaggi rispetto a quello esterno:

- Il costo del sistema è ridotto in quanto non si necessita di una parete esterna necessaria per la conversione.
- C'è una migliore distribuzione di idrogeno nella cella DIR che determina una migliore distribuzione di temperatura.
- La conversione del metano è alta nei sistemi DIR in quanto la cella consuma idrogeno così come lo produce.
- L'efficienza del sistema è più alta. Questo principalmente a causa del fatto che il reforming interno fornisce un elegante metodo per raffreddare la cella.

III.7 MATERIALI E STRUTTURA DELLE SOFC

Dopo aver descritto in maniera generale le celle a combustibile, ci soffermiamo in maniera più dettagliata sulle SOFC utilizzate negli impianti ibridi. Una cella a combustibile ad ossidi solidi consiste essenzialmente di due elettrodi porosi separato da un denso elettrolita conduttore di ioni ossigeno. Le geometrie basi delle celle a combustibile possono essere divise in celle planari e tubolari. In una cella planare, anodo, elettrolita e il catodo, sono messi insieme per formare una così detta struttura a “sandwich”, come viene mostrata in figura III.10.a.



La figura III.10.b illustra la struttura di una cella tubolare. In questa configurazione i componenti della cella sono disposti nella forma di sottili strati sul tubo di materiale

ceramico che funge da catodo (elettrodo dell'aria). I materiali per i differenti componenti delle celle vengono scelti basandosi sui seguenti criteri:

- Adatte proprietà di conducibilità elettrica richieste ai differenti componenti della cella per realizzare le funzioni desiderate.
- Adeguata stabilità strutturale e chimica alle elevate temperature di funzionamento della cella.
- Minima reattività e interdizione tra i differenti componenti della cella.
- Uniforme espansione termica attraverso i componenti della cella.

I materiali ed i processi fabbricati utilizzati per i differenti componenti della cella sono discussi di seguito.

III.7.1 Il Catodo (elettrodo dell'aria)

L' elettrodo dell'aria opera in un ambiente ossidante di aria ed ossigeno a 1000 °C e partecipa nella reazione di riduzione dell'ossigeno,



l'ossigeno nella fase gassosa è ridotto ad anioni, consumando due elettroni nel processo. L'elettrodo dell'aria nelle celle a combustibile ad ossidi solidi devono avere le seguenti caratteristiche:

- a) Alta conducibilità elettronica.
- b) Stabilità chimica e dimensionale in un ambiente ostile durante il funzionamento della cella e durante la fabbricazione degli strati dell'interconnessione, elettrolita ed elettrodo del combustibile.
- c) Uniforme espansione termica con gli altri componenti della cella.
- d) Compatibilità e minima reattività con l'elettrolita e l'interconnessione con cui l'elettrodo dell'aria viene in contatto.
- e) Sufficiente porosità per facilitare il trasporto di molecole di ossigeno dalla fase gassosa all'interfaccia elettrodo aria/elettrolita.

Per soddisfare queste richieste, Manganite di Lantanio adeguatamente drogato con elementi alcalini ed elementi rarefatti è utilizzato nel formare un tubo poroso al di fuori del quale sono disposti gli altri elementi della cella. Circa il 90% del peso di una SOFC tubolare è dovuto all'elettrodo dell'aria. Significative riduzioni nel costo del materiale dell'elettrodo dell'aria saranno possibili se verranno utilizzati, invece dei composti di Lantanio, materiali meno costosi e con una minore purezza.

III.7.2 L'Elettrolita

Le celle a combustibile ad ossidi solidi sono basate sul concetto di una conduzione di ioni ossigeno attraverso l'elettrolita mediante il quale gli anioni ossigeno (O^{2-}) migrano dall'elettrodo dell'aria (catodo) all'elettrodo del combustibile (anodo), dove essi reagiscono con il combustibile (H_2 , CO , etc.) per generare un potenziale elettrico.

Il materiale che viene con successo adottato è ossido di zirconio drogato con l'ittrio (YSZ). Nel caso di utilizzo di celle tubolari l'ittrio rappresenta circa il 10% in moli del materiale cui è costituito l'elettrolita. Per ottime prestazioni della cella l'elettrolita non deve essere poroso in modo tale da non permettere ai gas di passare da un elettrodo all'altro, dovrebbe essere uniformemente sottile in maniera da minimizzare le perdite ohmiche dovrebbe avere un'elevata conducibilità agli ioni ossigeno. Elettroliti con tali proprietà vengono progettati con spessori di $40\ \mu m$.

III.7.3 L'Anodo (elettrodo del combustibile)

L'elettrodo del combustibile deve ridurre il combustibile, essere elettricamente conduttivo, e deve avere una sufficiente porosità per permettere il trasporto del combustibile verso l'interfaccia elettrolita /elettrodo del combustibile dove l'ossidazione del combustibile ha luogo:



La favorevole condizione di temperatura a cui si trova ad operare l'anodo della cella a combustibile consentono l'utilizzo di un metallo come il nickel (in alternativa cobalto) come elettrodo del combustibile. Comunque l'espansione termica del nickel è considerevolmente più grande di quella del YSZ materiale dell'elettrolita cosicché questo problema viene risolto formando un opportuno scheletro di ossido di zirconio drogato con ittrio intorno alle particelle di nickel. Lo scheletro di YSZ diminuisce il coefficiente di espansione termica dell'elettrodo e fornisce una adesione migliore dell'elettrodo all'elettrolita. Gli spessori degli elettrodi nel caso di celle tubolari sono dell'ordine di $100-150\ \mu m$

III.7.4 L'Interconnessione

L'interconnessione serve come contatto elettrico all'elettrodo dell'aria e a proteggere il materiale di tale elettrodo dall'ambiente riducente dell'elettrodo del combustibile. Le richieste dell'interconnessione sono le più severe di tutti i componenti delle celle ed includono le seguenti:

- a) Conducibilità elettrica all'incirca del 100%
- b) Stabilità sia in ambiente ossidante che riducente alle elevate temperature di cella
- c) Bassa permeabilità a minimizzare la diretta combinazione dell'ossigeno e dell'idrogeno durante il funzionamento della cella.
- d) Non reattività con l'elettrodo dell'aria e dell'elettrolita

Per soddisfare tali richieste viene utilizzato come materiale per l'interconnessione Lantanio di Cromite. Per la cella tubolare della Whestinghouse lo spessore dell'elettrolita è di 85 μm .

III.8 GENERALITÀ SUI SISTEMI IBRIDI

Nei prossimi anni ci sono grosse aspettative nei riguardi delle celle a combustibile per un loro effettivo sviluppo in varie arie tecnologiche in considerazione dei loro alti rendimenti e basse emissioni.

Viene definito sistema ibrido un sistema nel quale vengono combinati due sistemi di generazione di potenza, nello specifico in questo capitolo ci si occuperà di sistemi ibridi costituiti da celle a combustibile ad ossidi solidi e Microturbine a gas.

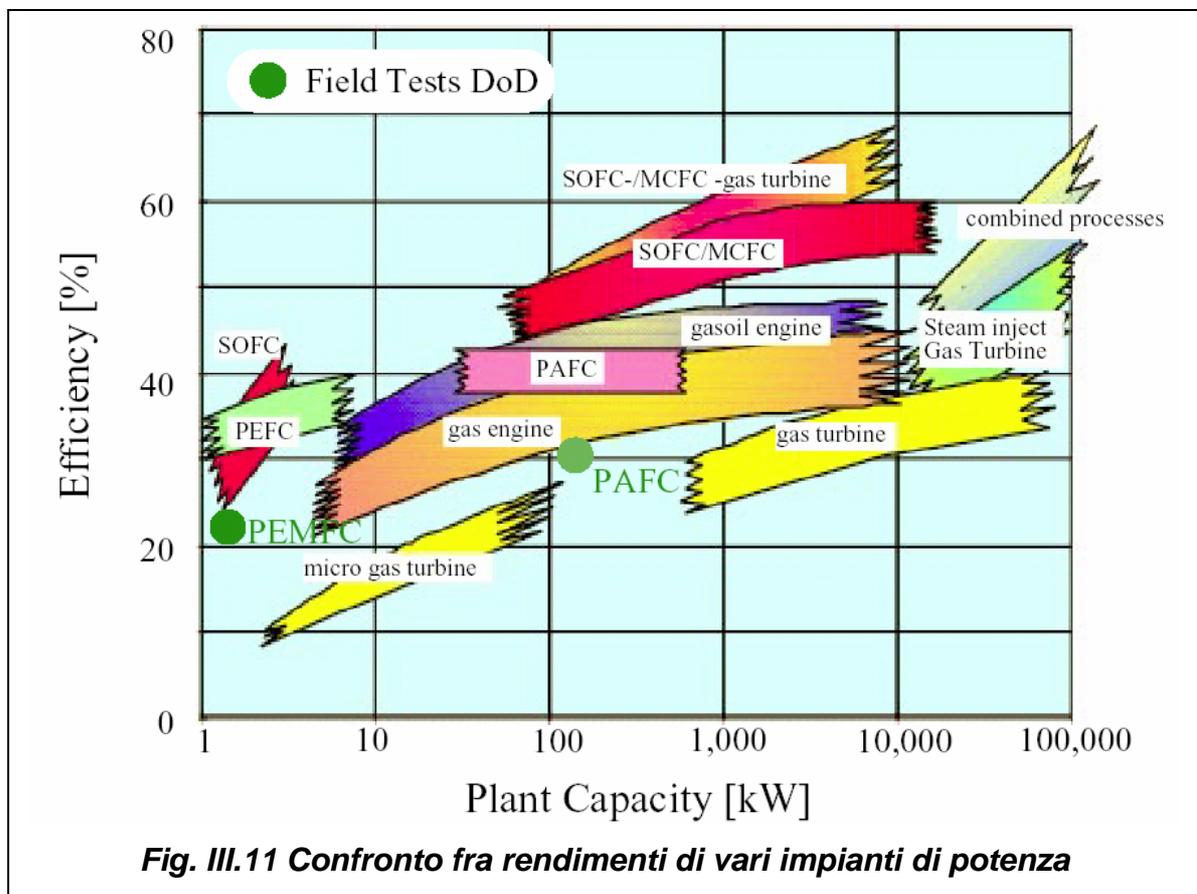


Fig. III.11 Confronto fra rendimenti di vari impianti di potenza

Tale tipo di impianto è in grado di raggiungere efficienze elettriche paragonabili a quelli di impianti di grossa taglia e oltre, specialmente nel caso dell'accoppiamento SOFC e MTG caratterizzato il primo da una temperatura di funzionamento di cella che ben si adatta ad essere utilizzata in un impianto con MTG, come è possibile osservare in figura in fig. III.11 e III.12. Normalmente la cella a combustibile utilizzata nell'applicazioni con sistemi ibridi è la SOFC che lavora a temperature di circa 950°C, così che il livello di temperatura dei gas esausti è soddisfacente per il funzionamento di una MTG. Allo stesso tempo i gas esausti della turbina possono essere utilizzati nella cella a combustibile per preriscaldare l'aria al catodo. Pertanto un ulteriore incremento del rendimento è possibile con la combustione dei prodotti in uscita dalla cella in un post combustore.

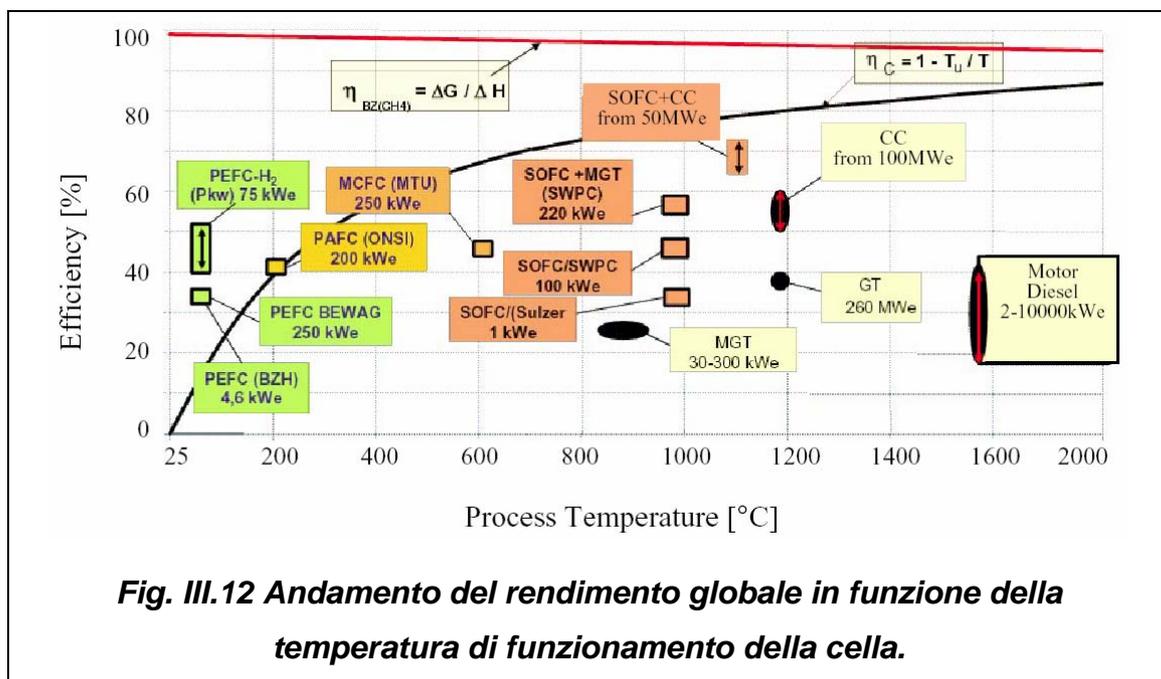


Fig. III.12 Andamento del rendimento globale in funzione della temperatura di funzionamento della cella.

III.9 STATO DELL'ARTE DEI SISTEMI IBRIDI

I primi studi per l'accoppiamento di celle a combustibile e turbine a gas risalgono a circa la metà degli anni '90. Già allora, molti ricercatori avevano dimostrato i vantaggi termodinamici di tale tecnologia.

Una prima unità dimostrativa da 100 kW è stata installata nel dicembre del 1997 in Olanda nell'ambito di una collaborazione con un consorzio di "utilities" olandesi e danesi (Edb/Elsam) e con la partecipazione del Department of Energy statunitense. Questa unità, realizzata nella configurazione impiantistica più semplice per validare la funzionalità dello "stack" di celle, ha accumulato oltre 4000 ore di funzionamento (febbraio-giugno 1998), durante le quali ha generato 471 MW di elettricità e dimostrato, un rendimento del 45%.

Il primo sistema ibrido al mondo costituito dall'accoppiamento di una MTG e di un sistema di celle a combustibile ad ossidi solidi è stato sviluppato nel 2000 dalla "**Siemens and Westinghouse**" al National Fuel Cell Research Center presso l'Università della California Irvine, USA. Tale sistema la cui rappresentazione è data in figura III.13 e III.14 è caratterizzato da uno "**stack**" di 1152 celle a combustibile di forma tubolare, con una lunghezza attiva di cella di 1500 mm ed un diametro di 22 mm. Questo sistema era caratterizzato da una potenza elettrica complessiva di 220 kW, di cui 176 kW elettrici vengono dalla cella mentre 47 kW elettrici dalla turbina a gas fornita dalla casa costruttrice Ingersoll Rand Energy System. Il rapporto di compressione è di 2.9 e la temperatura di ingresso in turbina è di 782°C. Il rendimento di questo sistema è del 57% basato sul potere calorifico inferiore del gas naturale. La dimensione complessiva del sistema è di 7.4*2.8*3.9 m.

La Siemens Westinghouse Power Corporation rappresenta l'attuale leader mondiale nella tecnologia delle celle a combustibile ad ossidi solidi. La Westinghouse Electric Corporation (ora fusa con la Siemens) ha sviluppato la tecnologia tubolare per più di trenta anni, durante i quali ha condotto diversi programmi dimostrativi per sistemi da 25 kW, sia nei propri laboratori che presso "**utilities**" negli Stati Uniti ed in Giappone.

Si possono segnalare almeno altre 3 compagnie che hanno annunciato il loro interesse negli impianti ibridi, come industrie della Rolls-Royce, SOFCo e Mitsubishi.

La SOFCo ha, con la casa costruttrice di turbina a gas Ingersand Rand studiato un sistema ibrido SOFC e turbina a gas delle seguenti caratteristiche. Il sistema utilizza uno "**stack**" di celle a combustibile in configurazione planare alimentato a pressione atmosferica con una micro turbina a gas "**indirectly fired**" di 70 kWe e un rapporto di compressione dell'aria di 3. La potenza totale del sistema è stimata per fornire 726 kWe con un rendimento elettrico del 71,2%(LHV). L'efficienza del rigeneratore è del 95%, il numero di celle 15616 e il potenziale di cella è di 0.76 V.

Anche Rolls-Royce sta sviluppando un progetto di celle a combustibile ad ossidi solidi di tipo planare. Per il sistema ibrido di diverse taglie, viene utilizzata una turbina a gas in configurazione rigenerata, insieme ad un post combustore per completare l'ossidazione dei gas combustibili dallo "**stack**". Un sistema di reforming interno viene utilizzato per l'utilizzo con gas naturale.

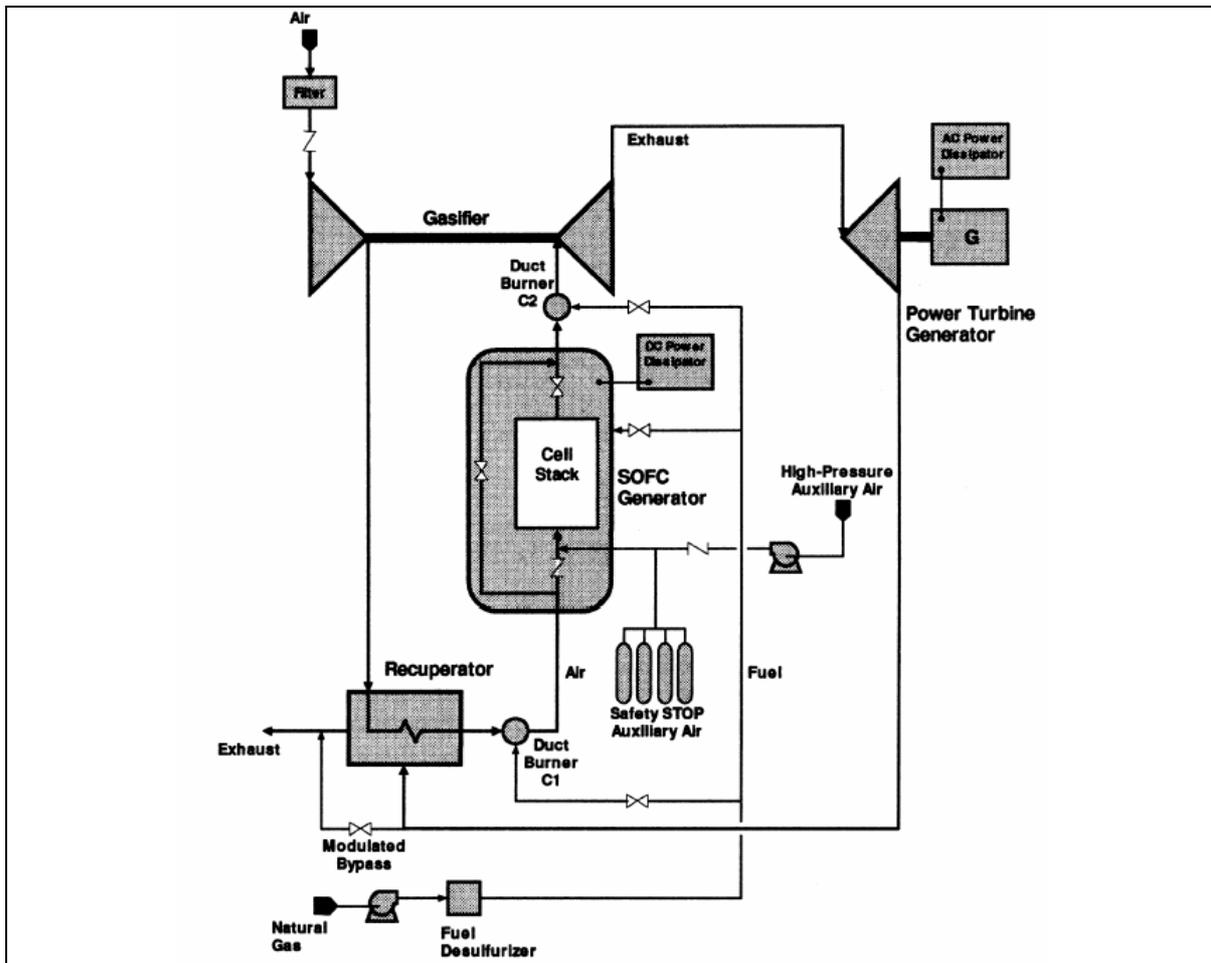


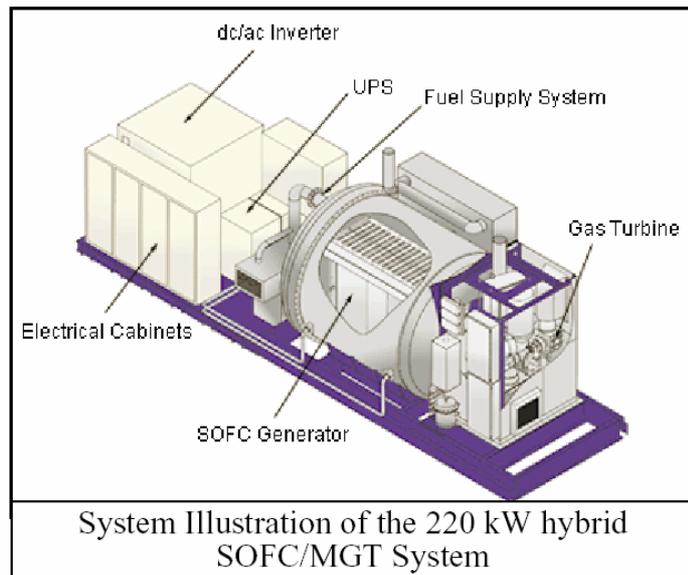
Fig.III.13 Schema di impianto ibrido della Siemens Westinghouse



a) 220 kW hybrid SOFC/MGT system demonstrated at California

Efficiency: 53%

Output: 220 kW

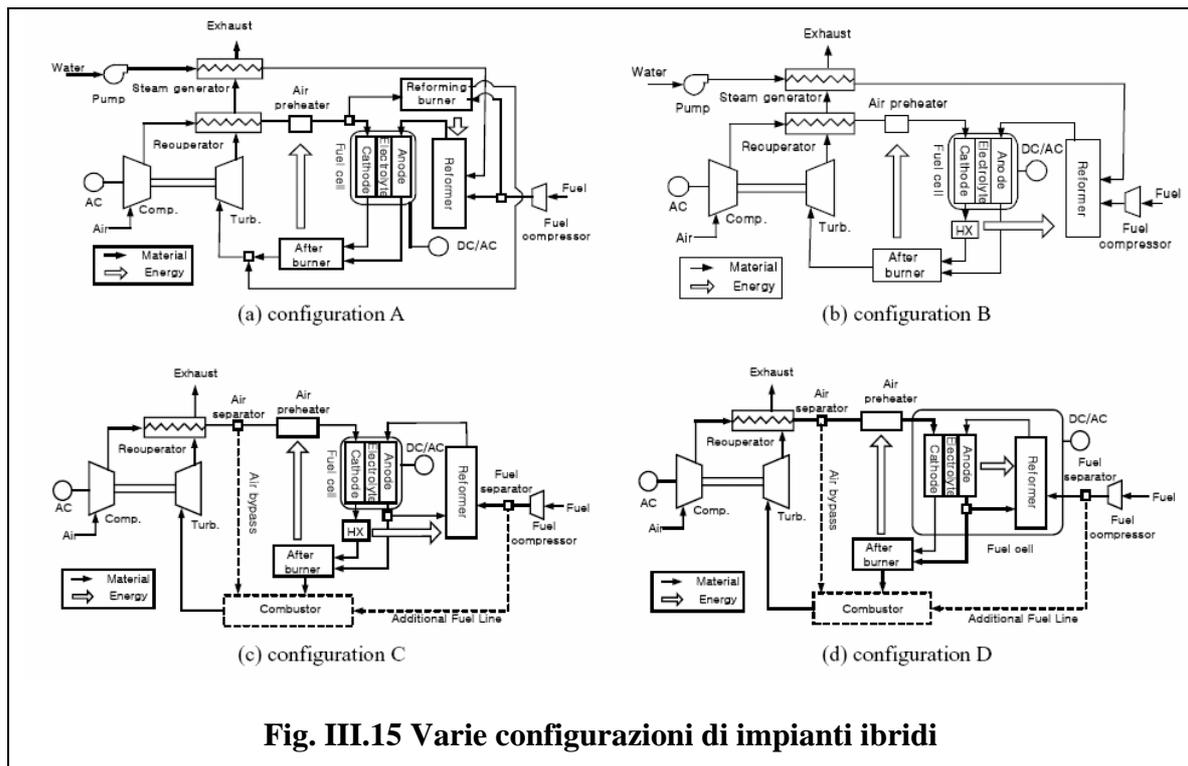


System Illustration of the 220 kW hybrid SOFC/MGT System

Fig.III.14 Package dell'impianto ibrido della Siemens- Westinghouse

III.10 VARIE CONFIGURAZIONE DI MTG E CELLE A COMBUSTIBILE

Passiamo adesso ad analizzare varie configurazioni di MTG e celle a combustibile. Il componente che determina varie configurazioni di sistemi ibridi è il processo di reforming. Infatti, come detto in precedenza ci sono vari metodi di effettuare il reforming del combustibile (interno ed esterno). Fig. III.15 mostra quattro differenti configurazioni che nel seguito andiamo ad analizzare.



Tutte le configurazioni sono caratterizzate dal fatto che l’aria in ingresso proveniente dal compressore è preriscaldata in un rigeneratore. Combustibile ed aria reagiscono nella cella per generare potenza elettrica, dopodiché il gas espande in turbina. Pertanto alla potenza elettrica generata nella cella si aggiunge quella ottenuta grazie alla turbina a gas. Le caratteristiche specifiche di ognuno di essi vengono mostrate di seguito.

Configurazione A

Questo sistema adotta un reformer esterno. Il vapore, necessario al processo di steam reforming, è fornito da un generatore di vapore a recupero grazie all’utilizzo del calore dei gas esausti in uscita dalla turbina. La potenza termica richiesta per il processo di reforming è fornita, invece, mediante un bruciatore “*reforming burner*”. L’aria in uscita dal rigeneratore è pertanto riscaldata in un preriscaldatore, posto a valle del rigeneratore dell’impianto di turbina a gas, prima di essere inviata al catodo della cella a combustibile.

Il combustibile, non utilizzato in cella, è bruciato in un post combustore. Inoltre, al gas in uscita dal combustore, è aggiunto il flusso di gas in uscita dal bruciatore prima dell'ingresso in turbina. Pertanto, questo sistema è caratterizzato da:

1. Reformer esterno
2. Bruciatore "**Reforming Burner**"
3. Generatore di vapore a recupero

Configurazione B

Una soluzione più compatta della precedente si realizza qualora si elimini il bruciatore. In questa configurazione il "**reforming burner**" è rimosso e il calore necessario per il processo di reforming, viene fornito grazie all'elevata temperatura di uscita dei gas dal catodo.

Configurazione C

Questo sistema è caratterizzato dalla possibilità di eliminare il generatore di vapore a recupero esterno, è sostituirlo con un opportuno eiettore in grado di ricircolare i gas in uscita dalla cella (lato anodo). Infatti, questi ultimi sono ricchi di vapore e pertanto in grado di garantire un corretto funzionamento del processo di reforming. Questo sistema è caratterizzato da:

1. Reformer esterno
2. Scambiatore di calore che utilizza l'aria in uscita dal catodo per alimentare il reformer esterno
3. Ricircolo anodico

Facciamo osservare che le linee tratteggiate in figura C sono rappresentative di ulteriori processi che possono essere adottati per controllare in maniera ottimale le due temperature critiche che identificano un sistema ibrido, vale a dire la temperatura di funzionamento della cella a combustibile e la temperatura di ingresso in turbina.

Configurazione D

Questo sistema risulta essere diverso dai precedenti in quanto adotta un processo di reforming interno. Il calore necessario per la reazione di reforming è fornito dalla reazione elettrochimica interna alla cella mentre il vapore è fornito tramite il riciclo anodico. Come nella configurazione C le linee tratteggiate sono per il controllo delle temperature critiche.

Fra le configurazioni analizzate questa è sicuramente quella che minimizza i volumi e quindi più compatta.

CAPITOLO IV

Analisi di un Sistema Ibrido con SOFC e MTG

IV.1 INTRODUZIONE

Negli ultimi anni è andato crescendo l'interesse verso la generazione di potenza mediante i sistemi ibridi che consistono essenzialmente di una Micro-Turbina a Gas (*MTG*) e di una cella a combustibile. Tale tipo di impianto è in grado di raggiungere rendimenti elettrici paragonabili a quelli di impianti di grossa taglia, portando notevoli benefici anche dal punto di vista dell'impatto ambientale. Non a caso, infatti, molti ricercatori si stanno occupando di studiare tale tipo di impianto per ottimizzarne l'efficienza e il tipo di applicazione più appropriata [121,122].

In questo lavoro è stato sviluppato un modello di impianto ibrido che sia in grado di verificare le prestazioni e le potenzialità di un sistema SOFC-MGT. In particolare, si è voluto iniziare ad investigare se è possibile e in che maniera adattare le celle a combustibile *SOFC* alla *MTG* di circa 100 kW elettrici di cui si è ampiamente discusso e trattato in precedenza. A tale scopo, quindi, è stato studiato un sistema di generazione di potenza costituito da una MGT ed una SOFC caratterizzata da una geometria tubolare con

reforming interno ed alimentata a gas naturale. E' stata, quindi, effettuata un' ampia analisi di sensibilità ai parametri operativi da cui dipendono le prestazioni del sistema, come il fattore di utilizzazione del combustibile globale e la densità di corrente, avendo fissato le caratteristiche dell'impianto con turbina a gas e, almeno in una prima caratterizzazione del sistema, la superficie della cella a combustibile.

Allo scopo di una completa verifica delle possibilità di integrazione della micro-turbina a gas con il sistema di celle a combustibile, lo studio viene completato dall'analisi del processo nella camera di combustione, nella sua originaria configurazione ma alimentata dai gas combustibili e dagli ossidanti residui provenienti dalla cella.

IV.2 DESCRIZIONE E CONFIGURAZIONE DEL SISTEMA IBRIDO

La configurazione dell'impianto ibrido SOFC-MTG presa in esame è riportata nella fig.IV.1, che evidenzia come lo stack di celle a combustibile e il suo sistema di alimentazione (interni al riquadro) si integrino con i componenti della micro-turbina a gas. Quest'ultima [91, 108] è caratterizzata dalla presenza di turbomacchine radiali, da un rigeneratore, da una camera di combustione e dal compressore del combustibile, mentre nel sistema di celle a combustibile sono presenti anche un mixer ed un pre-reformer. Nell'impianto è anche presente un inverter necessario alla trasformazione della corrente da continua ad alternata.

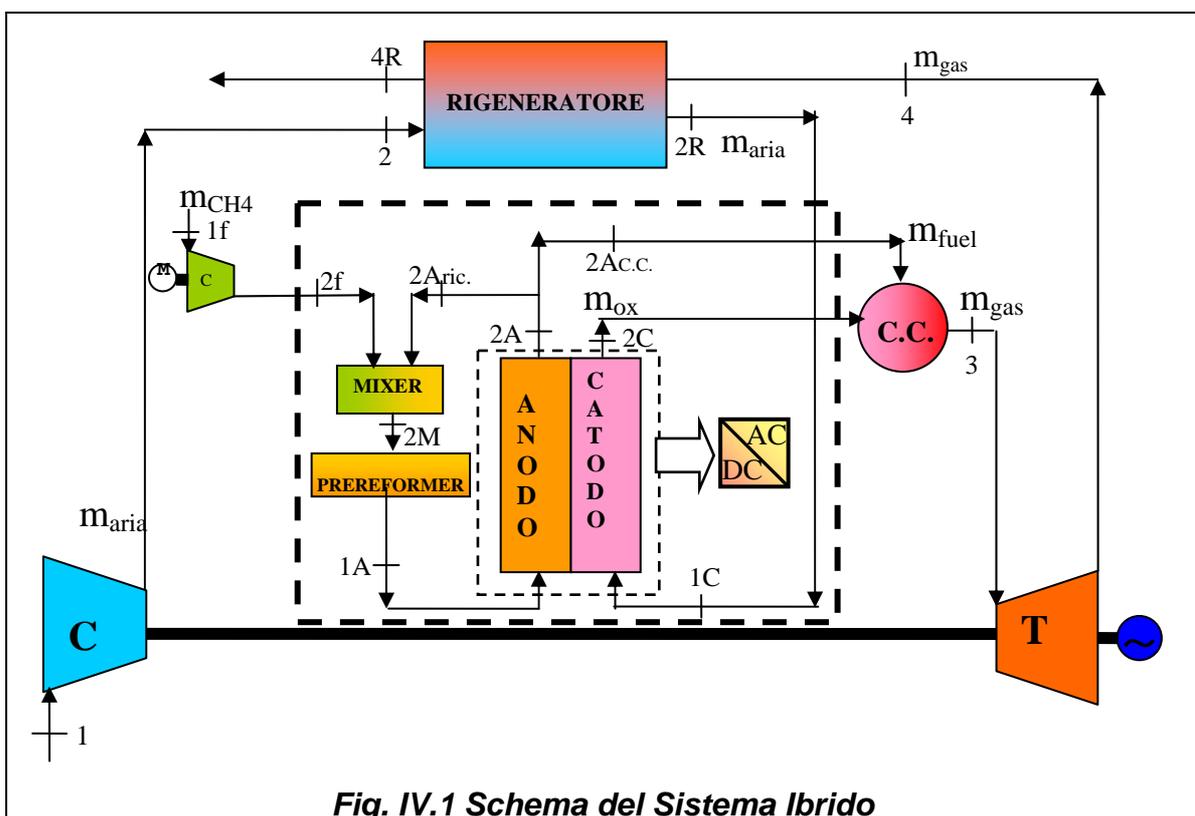


Fig. IV.1 Schema del Sistema Ibrido

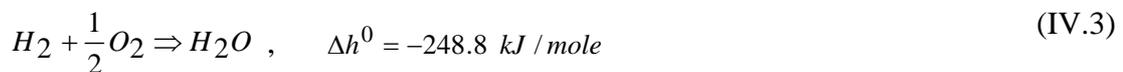
Come si può osservare nella stessa *fig. IV.1*, la cella a combustibile ad ossidi solidi viene alimentata con gas metano pressurizzato e mescolato con i gas ad alta temperatura del riciclo anodico contenenti i prodotti della reazione elettrochimica, questi sono composti per la maggior parte di H_2O e CO_2 ma anche da tracce di CH_4 , CO , H_2 .

La miscela che si forma viene, quindi, inviata tramite un eiettore, nel *pre-reformer* dove parte del metano subisce un processo di *reforming*. Pertanto il *mixer* non è altro che un eiettore dove il combustibile pressurizzato e il flusso anodico parzialmente riciclato sono mescolati prima di entrare nel *pre-reformer*. Nel progetto di una *SOFC* viene inserito anche un *pre-reformer* per evitare che nella successiva fase di *reforming* interno si abbia la formazione di carbonio che si va a depositare sulla superficie anodica, ma anche per evitare forti gradienti termici all'interno della cella tubolare dovuti alla natura endotermica della reazione di *reforming*.

Pertanto, la miscela di gas in uscita dal mixer grazie alle reazioni di *steam reforming* è parzialmente convertita in un adiabatico *pre-reformer*, determinando una diminuzione della temperatura della miscela. Le reazioni elettrochimiche che si realizzano nel *pre-reformer* sono:



Lasciando il *pre-reformer* adiabatico la miscela di gas/vapore alimenta l'anodo della cella a combustibile dove il metano viene quasi del tutto convertito, utilizzando il calore della reazione elettrochimica per la reazione endotermica. Per quanto riguarda il catodo, questo viene alimentato con l'aria che in uscita dal compressore viene successivamente riscaldata nel recuperatore grazie ai gas di scarico provenienti dalla turbina. La conseguente reazione elettrochimica produrrà un flusso ionico attraverso l'elettrolita ed un flusso di elettroni fra i due elettrodi:



Pertanto, insieme alla potenza elettrica verrà prodotta anche una potenza termica che verrà utilizzata in parte per la conversione del metano nel processo di *reforming* interno e in parte per riscaldare la portata di combustibile e quella di aria, portandole alla temperatura di cella.

Le specie combustibili residue dalla cella e la portata di aria in eccesso proveniente dal catodo verranno poi inviate nella camera di combustione della micro-turbina per completare il processo di ossidazione; i gas combusti verranno così inviati alla turbina con la produzione di ulteriore potenza elettrica. Infine, i gas in uscita dalla turbina sono fatti

passare attraverso il rigeneratore per aumentare la temperatura dell'aria in ingresso al catodo.

IV.3 DEFINIZIONE DEL MODELLO DI CALCOLO

Per lo sviluppo del codice di calcolo si sono fatte le seguenti assunzioni:

- Adiabaticità di tutti i componenti della SOFC.
- Il combustibile che alimenta la SOFC è metano puro (CH₄)
- La distribuzione di pressione, temperatura e la composizione dei gas in ogni componente è uniforme.
- Equilibrio delle reazioni di reforming e shifting.
- Flusso catodico composto da O₂ e N₂.
- Flusso anodico composto da CH₄, CO, H₂, H₂O, CO₂.
- Temperature in uscita dall'anodo e dal catodo uguali alla temperatura di cella.
- La migrazione degli ioni O₂ è responsabile del flusso di corrente elettrica.
- Si trascura la reazione elettrochimica del CO.
- Portata di aria pari a quella nominale del compressore della MTG
- Indice di utilizzazione globale, U_f , variabile nel campo (0.7 – 0.9)
- Densità di corrente, d_{fc} , in un range tra 2000 e 3600 A/m²
- Valore di riferimento della superficie attiva di cella, A_{fc} , di 190 m²

Va precisato che il modello, basato sull'ipotesi di equilibrio chimico, non incorpora al momento un meccanismo cinetico dei processi di reforming e di reazione elettrochimica nella cella. Non essendo, quindi, possibile una stima diretta dell'indice di utilizzazione del combustibile, U_f , si rende necessario ipotizzarne dei valori tratti dalla letteratura e analizzare nel seguito la sensibilità dei risultati all'incertezza su questo dato. A tal proposito si ricorda che il coefficiente di utilizzazione globale del combustibile, U_f , viene definito come:

$$U_f = \frac{z}{(\dot{n}_{H_2} + \dot{n}_{CO} + 4 \cdot \dot{n}_{CH_4})_{IA}} \quad (IV.4)$$

dove z è il numero di moli al secondo di idrogeno che reagiscono:

$$z = \frac{d_{fc} \cdot A_{fc}}{2 \cdot F} \quad (IV.5)$$

mentre il termine al denominatore della (IV.4) rappresenta il flusso di specie combustibili all'anodo (punto IA in fig.IV.1). E' evidente quindi che la definizione di U_f tiene conto

anche delle frazioni di ricircolo delle specie non convertite nella cella, il che ne giustifica i valori assunti nel seguito.

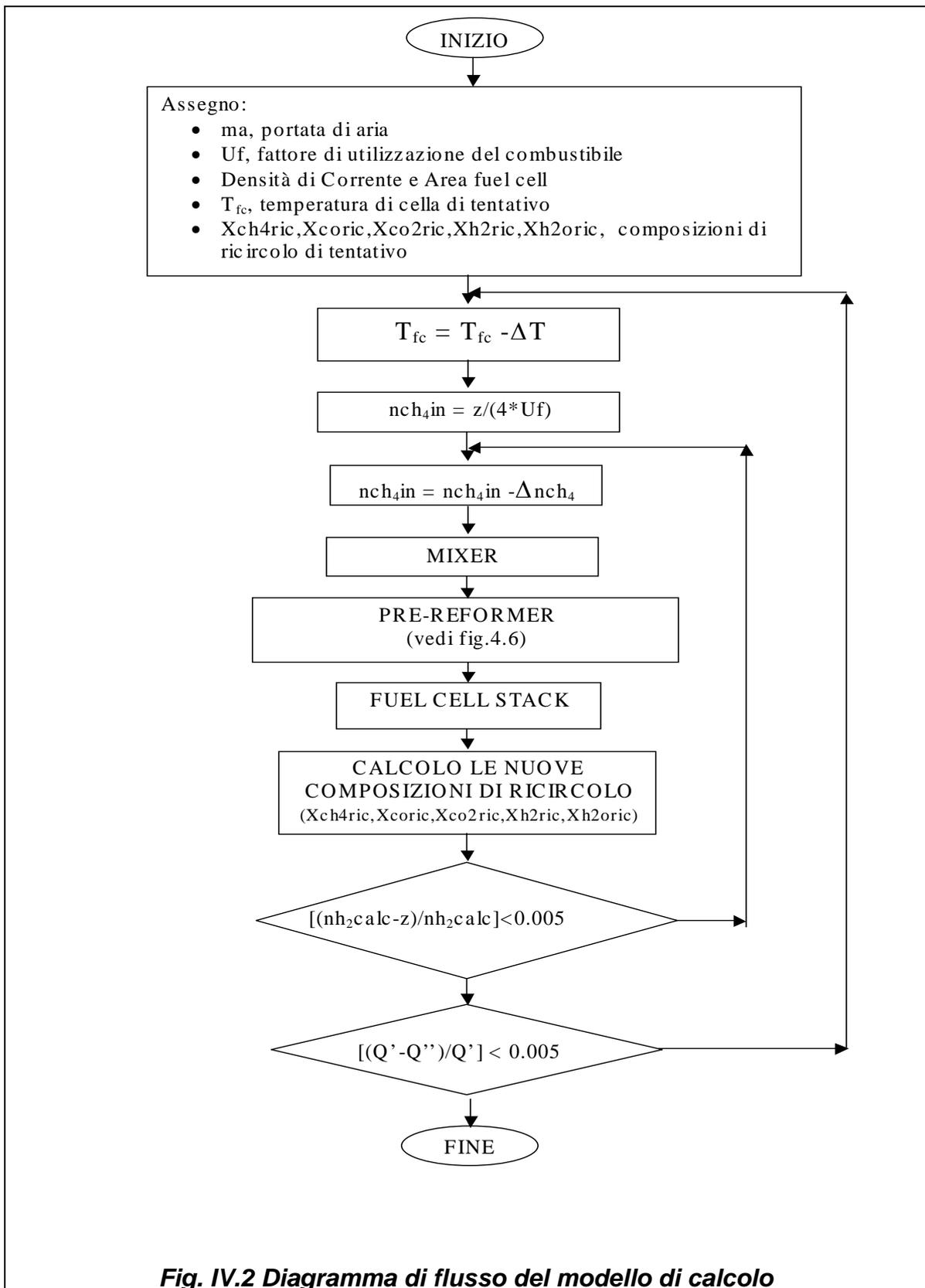
Il calcolo assume quindi quali variabili indipendenti la superficie attiva della cella, la densità di corrente e l'indice U_f : per il calcolo della portata di combustibile necessaria alla densità di corrente richiesta e della temperatura di cella sono previsti due cicli di iterazione, come descritto nel diagramma di flusso in *fig. IV.2*. Nel ciclo più interno l'iterazione procederà fin quando il valore della portata di combustibile non comporterà l'uguaglianza, a meno di un certo errore, tra il numero di moli di idrogeno calcolate (n_{H_2calc}) e quelle che effettivamente hanno reagito (z). La convergenza del ciclo più esterno implica che sia soddisfatto il bilancio termico all'interno dello *stack* di celle: la frazione di potenza termica rilasciata dal processo elettrochimico che non è stata sfruttata nel processo di reforming interno deve pertanto uguagliare quella necessaria a innalzare la temperatura dei prodotti fino a quella di cella.

Per quanto riguarda il valore di primo tentativo da attribuire alla portata di combustibile, la stima del CH_4 introdotto può essere operata supponendo inizialmente un processo di reforming ottimale, per cui tutto il metano erogato dal compressore del combustibile viene convertito in idrogeno:

$$\dot{n}_{CH_4in} = \frac{1}{4} \cdot \frac{z}{U_f} \quad (IV.6)$$

E' evidente come la definizione (IV.6) coincida con la precedente (IV.4) in assenza di ricircolo di specie residue.

Il codice risolve, quindi, il bilancio di massa ed energia prima nel *mixer*, poi nel *pre-reformer*. Solo una parte del metano che entra nel *pre-reformer* prende parte alla reazione di *reforming* e, per calcolare la percentuale di metano che viene convertito in idrogeno e la percentuale di monossido di carbonio, rispettivamente nella reazione di *reforming* e *shifting*, è necessario risolvere il sistema non lineare di due equazioni in due incognite. Va infine precisato che il completamento del calcolo del sistema ibrido avviene attraverso la stima dei processi termodinamici nel combustore e nella turbina. Le condizioni di fine espansione, determinano, in particolare, la situazione di recupero termico nel rigeneratore e quindi la temperatura dell'aria all'ingresso al catodo. La soluzione definitiva è quindi il risultato di un ulteriore ciclo iterativo volto alla determinazione del ciclo termodinamico della micro-turbina a gas operante nell'impianto ibrido.



IV.4 MODELLO TERMODINAMICO DI UNA SOFC

Dopo aver visto in generale come è strutturato il codice di calcolo per la simulazione delle prestazioni di un sistema ibrido, in questa sezione analizziamo in dettaglio i differenti componenti della cella. Verranno, quindi, specificate per ognuno di essi le ipotesi fatte e i bilanci di massa ed energia che li caratterizzano.

I componenti richiesti per l'analisi del sistema di celle a combustibili sono:

- Mixer/Eiettore
- Pre-reformer
- Stack SOFC tubolare
- Camera di Combustione

IV.4.1 Mixer/Eiettore

Il combustibile (gas naturale) entra nel sistema ad una pressione all'incirca di 30 bar e ad una temperatura di 650 K e viene inviato ad un mixer/eiettore dove si mescola con parte dei gas all'uscita dell'anodo, costantemente riciccolati nel sistema. Il flusso gassoso di ricircolo è una miscela costituita da CO, H₂, CO₂, H₂O e tracce di CH₄.

La necessità di introdurre il ricircolo di parte dei gas di scarico della cella a combustibile, è dovuta a 3 principali esigenze:

1. Aumentare l'entalpia del flusso di combustibile in ingresso e quindi ottenere un sufficiente calore sensibile necessario per la successiva fase di pre-reforming.
2. Mantenere la pressione di cella così come richiesto dal funzionamento del sistema ibrido.
3. Garantire soddisfacenti valori dello steam to carbon ratio, ossia del rapporto fra il numero di moli di acqua riciccolate e il numero di moli di monossido di carbonio e di metano in ingresso al mixer:

$$STCR = \frac{n_{H_2O}}{n_{CO} + n_{CH_4}} \quad (IV.7)$$

Infatti, in un sistema di celle a combustibile, è molto importante avere sufficiente vapore d'acqua per permettere il processo di reforming ed evitare fenomeni di *cracking* di CH₄ e CO:



e quindi la conseguente formazione di atomi di carbonio sulla superficie anodica che determinerebbe un decadimento delle prestazioni della cella. Pertanto la miscela che si forma viene inviata tramite un eiettore nel pre-reformer dove parte del metano subisce un processo di reforming. Lo schema di un eiettore è rappresentato in *figura IV.3*, tale eiettore è il più semplice tipo di pompa non avendo ne pistoni, ne valvole, ne rotori o altre parti meccaniche in movimento.

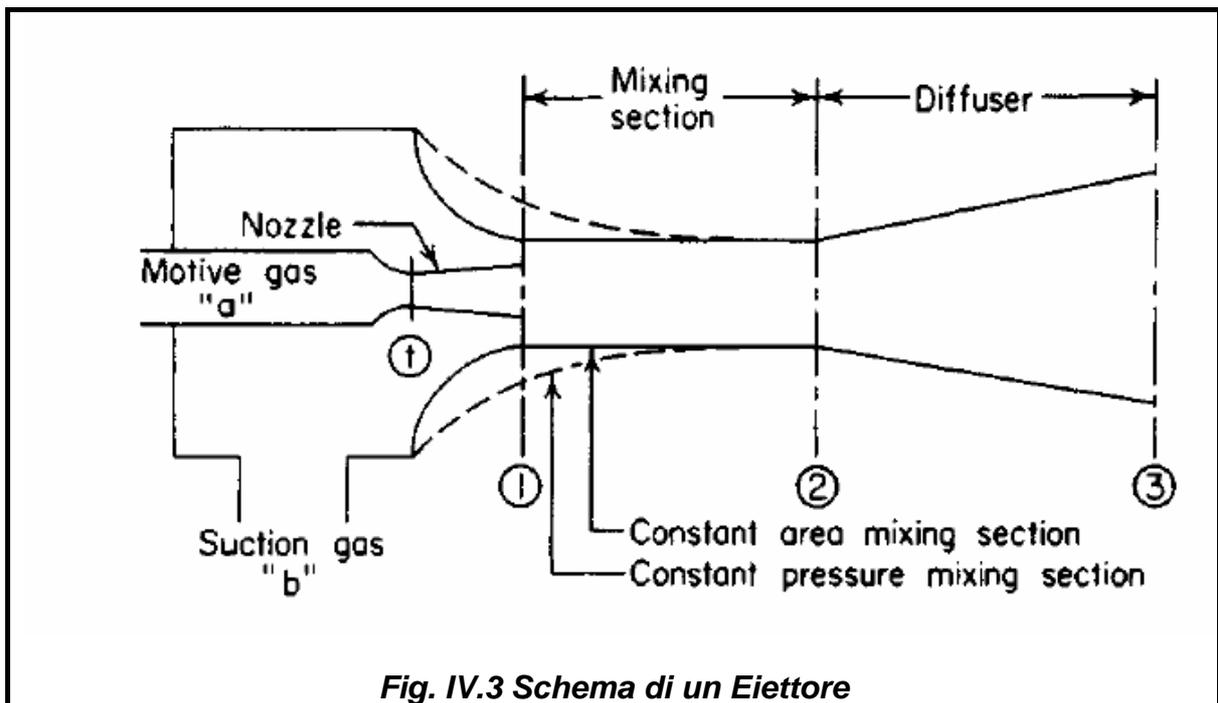


Fig. IV.3 Schema di un Eiettore

Vediamone il funzionamento. Il combustibile, gas metano, in pressione passa attraverso l'ugello "a" acquisisce un'elevata velocità in 1 e pertanto produce l'aspirazione del gas di ricircolo dal condotto "b". I due flussi di gas si mescolano e vengono inviati al diffusore. Chiaramente per compiere questo lavoro, il fluido in "a" deve avere una pressione più alta che nei punti 2 e 3 , in quanto in caso contrario il fluido non potrebbe uscire da "a" ad alta velocità.

Le prestazioni di un eiettore sono funzione dell'area del gas movente, della sezione di gola del venturi, pressione del gas movente, pressioni di aspirazione e scarico, rapporti dei calori specifici, pesi molecolari e temperature.

$$\left(\frac{w}{w_a} \right) = \frac{w_b}{w_a} \cdot \sqrt{\frac{T_{0a} \cdot M_b}{T_{0b} \cdot M_a}} \quad (IV.10)$$

Nella *figura IV.4* viene riportata la curva caratteristica di un eiettore con sezione di miscelamento costante, mentre la IV.10 ci permette di calcolare la portata di ricircolo una volta noti i rapporti di pressione dell'eiettore.

Possiamo quindi scrivere il bilancio di massa ed energia per il Mixer/Eiettore, con riferimento alla simbologia dello schema fig. IV.1:

$$\sum_j \dot{n}_j^{2Aric.} + \dot{n}_{ch_4}^{2f} = \sum_j \dot{n}_j^{2M} \tag{IV.11}$$

$$\sum_j (\dot{n} \cdot h)_j^{2Aric.} + (\dot{n} \cdot h)_{ch_4}^{2f} = \sum_j (\dot{n} \cdot h)_j^{2M} \tag{IV.12}$$

- j = CH₄, CO, CO₂, H₂, H₂O
- nj portata molare
- hj entalpia molare

dalla IV.12, tramite un ciclo iterativo, si determinerà la temperatura di uscita dal mixer ed in ingresso al pre-reformer.

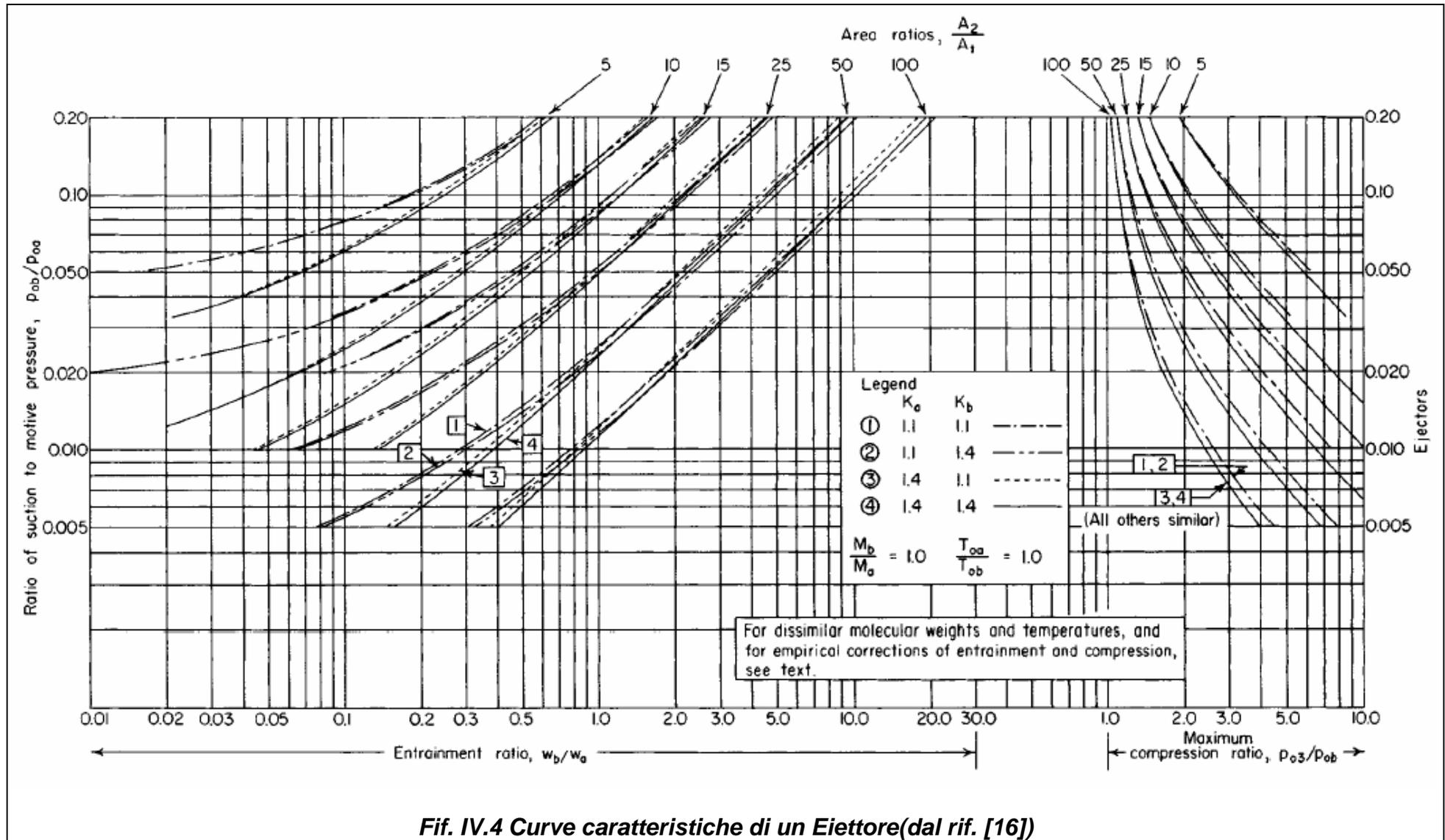


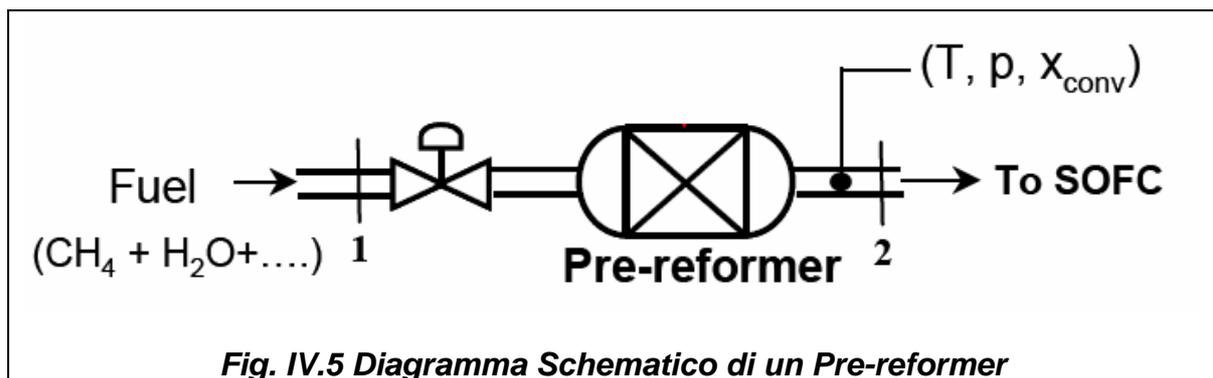
Fig. IV.4 Curve caratteristiche di un Eiettore(dal rif. [16])

IV.4.2 Pre-reformer

Nel progetto di una SOFC viene inserito anche un *pre-reformer* il cui compito è quello di evitare che nella successiva fase di *reforming* interno si abbia la formazione di carbonio che si va a depositare sulla superficie anodica, ma anche per evitare forti gradienti termici all'interno della cella tubolare dovuti alla natura endotermica della reazione di *reforming*.

Pertanto, la miscela di gas in uscita dal mixer grazie alle reazioni di *steam reforming* è parzialmente convertita in un adiabatico *pre-reformer*, determinando una diminuzione della temperatura della miscela.

Per tale scopo è stato, quindi, sviluppato un modello per la simulazione del processo dello *steam reforming*. Il primo obiettivo di questo modello è di fornire dei parametri realistici per il funzionamento dello *stack* di celle a combustibile. Infatti, assegnate le portate molari, pressione e temperatura della miscela di gas in uscita dal mixer, il modello è in grado di calcolare la composizione e la temperatura in uscita della miscela gassosa che alimenta l'anodo della cella. Pertanto, si assume che il *pre-reformer* funzioni come un “*continuous stirred tank reactor (CSTR)*”, vale a dire sia le concentrazioni che la temperatura sono uniformi nel reattore. In particolare, si ipotizza che la conversione abbia luogo ad un'unica temperatura e concentrazione della miscela gassosa in ingresso a cui corrisponderà naturalmente un'equivalente temperatura e concentrazione dell'effluente. Uno schema del reformer è rappresentato in *fig.IV.5*.



Esso è alimentato da una miscela di gas contenente CH_4 , H_2O , H_2 , CO , e CO_2 . La reazione di *reforming* converte x moli di metano mentre la reazione di *shifting* y moli di monossido di carbonio. Le reazioni rilevanti insieme con il bilancio di materia sono riportate di seguito (equazioni IV.13-IV.20).



$$\dot{n}_{CH_4}^{1A} = \dot{n}_{CH_4}^{2M} - x \quad (IV.15)$$

$$\dot{n}_{CO}^{1A} = \dot{n}_{CO}^{2M} + x - y \quad (IV.16)$$

$$\dot{n}_{CO_2}^{1A} = \dot{n}_{CO_2}^{2M} + y \quad (IV.17)$$

$$\dot{n}_{H_2}^{1A} = \dot{n}_{H_2}^{2M} + 3x + y \quad (IV.18)$$

$$\dot{n}_{H_2O}^{1A} = \dot{n}_{H_2O}^{2M} - x - y \quad (IV.19)$$

$$\dot{n}_{TOT}^{1A} = \dot{n}_{CH_4}^{2M} + \dot{n}_{CO}^{2M} + \dot{n}_{CO_2}^{2M} + \dot{n}_{H_2}^{2M} + \dot{n}_{H_2O}^{2M} + 2x \quad (IV.20)$$

Il termine $2x$ nel flusso molare totale (equaz. IV.20) riflette il fatto che 2 moli aggiuntive sono prodotte per ogni mole di metano che viene convertita in H_2 . La pressione parziale dei gas che costituiscono la miscela può essere espressa dalla legge di Dalton:

$$p_j = \frac{\dot{n}_j \cdot P_{TOT}}{\dot{n}_{TOT}} \quad (IV.21)$$

dove con p_{tot} si vuole indicare la pressione totale nel *pre-reformer*.

Come si evidenzia dalle relazioni IV.13 e IV.14, nelle formule delle reazioni chimiche è stata utilizzata una doppia freccia in quanto si assume che esse siano reversibili alle temperature di funzionamento del processo nel *pre-reformer*. Pertanto, le reazioni non procedono completamente a sinistra o a destra, ma si fermano ad un punto di equilibrio dove sia i prodotti che i reagenti coesistono. La composizione di equilibrio dipende sia dalla composizione iniziale che dalla temperatura finale e può essere determinata dalle seguenti costanti di equilibrio.

$$K_{pref}(T_{1A}) = \frac{P_{H_2}^3 \cdot P_{CO}}{P_{CO} \cdot P_{H_2O}} \quad (IV.22)$$

$$K_{pshif}(T_{1A}) = \frac{P_{H_2} \cdot P_{CO_2}}{P_{CO} \cdot P_{H_2O}} \quad (IV.23)$$

Le costanti di equilibrio possono essere calcolate da relazioni chimiche come l'energia libera di Gibbs o da tabelle in cui è riportata la dipendenza delle costanti di equilibrio dalla temperatura. Una tale tabella è stata pubblicata da Bossel [166] ed è stata utilizzata nel presente lavoro per calcolare le costanti di equilibrio in funzione della temperatura.

Pertanto utilizzando i dati riportati in *tabella IV.1* le costanti di equilibrio sono date dalla seguente relazione:

$$\log K_p = A \cdot T^4 + B \cdot T^3 + C \cdot T^2 + D \cdot T + E \quad (IV.24)$$

Combinando questa ultima relazione con le IV.23 e IV.24 si ha che:

$$K_{pr} = \frac{P_{H_2}^3 \cdot P_{CO}}{P_{CO} \cdot P_{H_2O}} = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{CO}^{2M} + x - y}{\dot{n}_{tot}^{2M} + 2x}\right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2}^{2M} + 3x + y}{\dot{n}_{tot}^{2M} + 2x}\right)^3}{\left(\frac{\dot{n}_{CH_4}^{2M} - x}{\dot{n}_{tot}^{2M} + 2x}\right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2O}^{2M} - x - y}{\dot{n}_{tot}^{2M} + 2x}\right)} \cdot P_{TOT}^2 \quad (IV.25)$$

$$K_{ps} = \frac{P_{H_2} \cdot P_{CO_2}}{P_{CO} \cdot P_{H_2O}} = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{CO_2}^{2M} + y}{\dot{n}_{tot}^{2M} + 2x}\right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2}^{2M} + 3x + y}{\dot{n}_{tot}^{2M} + 2x}\right)}{\left(\frac{\dot{n}_{CO}^{2M} + x - y}{\dot{n}_{tot}^{2M} + 2x}\right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2O}^{2M} - x - y}{\dot{n}_{tot}^{2M} + 2x}\right)} \quad (IV.26)$$

Assumendo una prima temperatura di tentativo è possibile calcolare dalle precedenti relazioni il termine a sinistra (K_{pr} e K_{ps}) mentre il termine a destra richiede una risoluzione numerica. Il classico metodo di Newton-Raphson per un sistema di equazioni non lineari è utilizzato per la simultanea soluzione di queste due equazioni.

| | <i>Reforming</i> | <i>Shifting</i> |
|----------|--------------------------|--------------------------|
| A | $-2.6312 \cdot 10^{-11}$ | $5.47 \cdot 10^{-12}$ |
| B | $1.2406 \cdot 10^{-7}$ | $-2.574 \cdot 10^{-8}$ |
| C | $-2.2523 \cdot 10^{-4}$ | $4.6374 \cdot 10^{-5}$ |
| D | $1.95027 \cdot 10^{-1}$ | $-3.91500 \cdot 10^{-2}$ |
| E | -66.139488 | 13.209723 |

Tabella IV.1. Valori per il calcolo della costante di equilibrio (7).

Per ciò che concerne il bilancio di energia del pre-reformer si ha che:

$$\sum_j (\dot{n} \cdot h)_j^{2M} - (x \cdot \Delta h_{ref}) - (y \cdot \Delta h_{shift}) = \sum_j (\dot{n} \cdot h)_j^{2A} \quad (IV.27)$$

- $j = CH_4, CO, CO_2, H_2, H_2O$
- n_j , portata molare
- h_j , entalpia molare
- $\Delta h_{ref} = (h_{CO}^o + 3h_{H_2}^o - h_{H_2O}^o - h_{CH_4}^o)$, entalpia di formazione nel processo di reforming
- $\Delta h_{shif} = (h_{CO_2}^o + h_{H_2}^o - h_{H_2O}^o - h_{CO}^o)$, entalpia di formazione nel processo di shifting

Quest'ultima relazione ci permette di calcolare la temperatura di uscita dei gas dal pre-reformer. Lo schema di calcolo dell'intero modello di pre-reformer è rappresentato nel diagramma a blocchi figura IV.6.

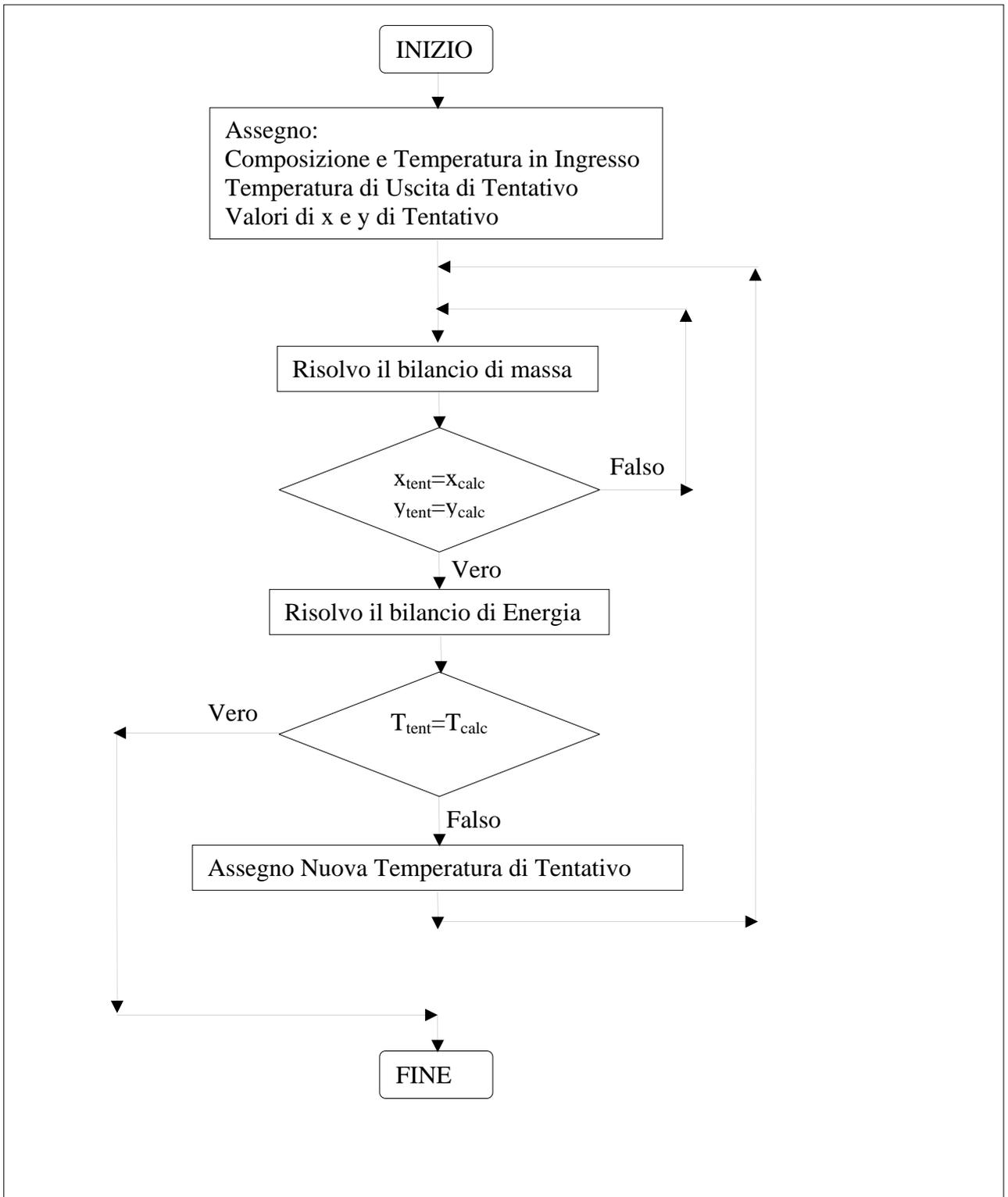
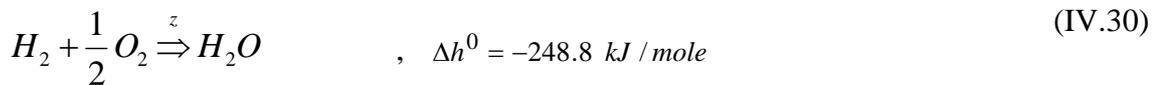
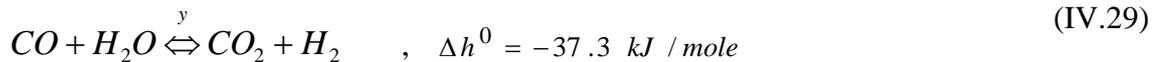
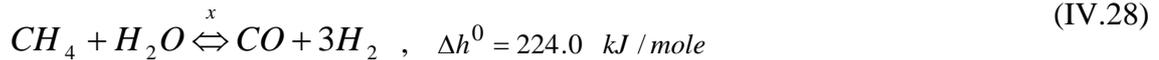


Fig. IV.6 Diagramma di Flusso per il Prereformer

4.4.3 Cella a combustibile (Lato Anodo)

Lasciando il *pre-reformer* adiabatico la miscela di gas/vapore alimenta una zona di *reforming* interno dove il metano viene quasi del tutto convertito in una miscela gassosa di H₂, CO, CO₂, utilizzando il calore fornito dalla reazione elettrochimica per la reazione endotermica dello *steam reforming*.

Le reazioni considerate dentro la cella sono le seguenti:



I valori non noti di, x numero di moli di metano che vengono convertite nella reazione IV.28, y numero di moli di CO convertite nella reazione IV.29 e di z numero di moli di idrogeno che reagiscono nella reazione elettrochimica (3), possono essere calcolati dall'assunzione sulle reazioni di equilibrio e ricordando la definizione di coefficiente di utilizzazione del combustibile.

Per quanto riguarda le costanti di equilibrio si ha che:

$$K_{pr}(T_{fc}) = \frac{P_{H_2}^3 \cdot P_{CO}}{P_{CO} \cdot P_{H_2O}} \quad (IV.31)$$

$$K_{ps}(T_{fc}) = \frac{P_{H_2} \cdot P_{CO_2}}{P_{CO} \cdot P_{H_2O}} \quad (IV.32)$$

Dove K_{pr} e K_{ps} possono essere correlate alla temperatura tramite la relazione IV.24.

Il coefficiente di utilizzazione del combustibile viene definito come il rapporto fra il numero di moli di idrogeno che reagiscono e il numero di moli di idrogeno in ingresso all'anodo.

$$U_f = \frac{z}{(\dot{n}_{H_2} + \dot{n}_{CO} + 4 \cdot \dot{n}_{CH_4})_{1A}} \quad (IV.33)$$

dove 4 è il numero di moli di idrogeno generate da ogni mole di CH₄ (tre dalla reazione di *reforming* ed una da quella di *shifting*).

Pertanto, tenendo conto del bilancio di massa fra l'ingresso e l'uscita dell'anodo:

$$\dot{n}_{CH_4}^{2A} = \dot{n}_{CH_4}^{1A} - x \quad (IV.34)$$

$$\dot{n}_{CO} = \dot{n}_{CO}^{2A} + x - y \quad (IV.35)$$

$$\dot{n}_{CO_2} = \dot{n}_{CO_2}^{2A} + y \quad (IV.36)$$

$$\dot{n}_{H_2} = \dot{n}_{H_2}^{2A} + 3x + y - z \quad (IV.37)$$

$$\dot{n}_{H_2O} = \dot{n}_{H_2O}^{2A} - x - y + z \quad (IV.38)$$

$$\dot{n}_{TOT} = \dot{n}_{CH_4}^{2A} + \dot{n}_{CO}^{1A} + \dot{n}_{CO_2}^{1A} + \dot{n}_{H_2}^{1A} + \dot{n}_{H_2O}^{1A} + 2x \quad (IV.39)$$

si avrà che le relazioni IV.31 e IV.32, per la legge di Dalton, si potranno mettere nella seguente forma:

$$K_{pr} = \frac{P_{H_2}^3 \cdot P_{CO}}{P_{CO} \cdot P_{H_2O}} = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{CO}^{2A} + x - y}{\dot{n}_{TOT}^{2A} + 2x} \right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2}^{2A} + 3x + y - z}{\dot{n}_{TOT}^{2A} + 2x} \right)^3}{\left(\frac{\dot{n}_{CH_4}^{2A} - x}{\dot{n}_{TOT}^{2A} + 2x} \right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2O}^{2A} - x - y + z}{\dot{n}_{TOT}^{2A} + 2x} \right)} \cdot P_{fc}^2 \quad (IV.40)$$

$$K_{ps} = \frac{P_{H_2} \cdot P_{CO_2}}{P_{CO} \cdot P_{H_2O}} = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{CO_2}^{2A} + y}{\dot{n}_{TOT}^{2A} + 2x} \right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2}^{2A} + 3x + y - z}{\dot{n}_{TOT}^{2A} + 2x} \right)}{\left(\frac{\dot{n}_{CO}^{2A} + x - y}{\dot{n}_{TOT}^{2A} + 2x} \right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2O}^{2A} - x - y + z}{\dot{n}_{TOT}^{2A} + 2x} \right)} \quad (IV.41)$$

La temperatura Tfc necessaria per il calcolo delle costanti di equilibrio è determinata andando a risolvere per tentativi il seguente bilancio di energia:

$$\sum_j (\dot{n} \cdot h)_j^{1A} + \sum_j (\dot{n} \cdot h)_j^{1C} - (x \cdot \Delta h_{ref.}) - (y \cdot \Delta h_{shif.}) - (z \cdot \Delta h_{electr.}) = \sum_j (\dot{n} \cdot h)_j^{2A} + \sum_j (\dot{n} \cdot h)_j^{2C} \cdot T^{1A} + \dot{P} \quad (IV.42)$$

$$\Delta h_{electr.} = \left(\frac{1}{2} h_{O_2}^o + h_{H_2}^o - h_{H_2O}^o \right), \text{ entalpia di formazione nella reazione elettrochimica} \quad (IV.43)$$

$$\Delta h_{ref.} = \left(h_{CO}^o + 3h_{H_2}^o - h_{H_2O}^o - h_{CH_4}^o \right), \text{ entalpia di formazione nel processo di reforming} \quad (IV.44)$$

$$\Delta h_{shif.} = \left(h_{CO_2}^o + h_{H_2}^o - h_{H_2O}^o - h_{CO}^o \right), \text{ entalpia di formazione nel processo di shifting} \quad (IV.45)$$

4.4.3 Cella a Combustibile (Lato Catodo)

Come è possibile osservare nel diagramma a blocchi in figura IV.1 l'aria in ingresso al catodo dello stack di celle a combustibile è preriscaldata dai gas in uscita dalla turbina in un rigeneratore e poi inviata al catodo per fornire ossigeno per la reazione elettrochimica. Dentro la cella pertanto il flusso di aria è ulteriormente riscaldato dal calore

generato dalla reazione elettrochimica. La reazione al catodo di una SOFC è descritta dall'equazione:



Una parte dell'ossigeno contenuto entro l'aria preriscaldata diffonde attraverso l'elettrolita all'anodo. In modo simile ai processi di combustione pertanto si definisce un coefficiente di utilizzazione dell'aria:

$$U_a = \frac{\dot{n}_{O_2 \text{ reagite}}}{\dot{n}_{O_2 \text{ input}}} \quad (IV.47)$$

Ora se si tiene presente, dalla reazione elettrochimica, che per ogni mole di ossigeno reagiscono due moli di idrogeno:

$$\dot{n}_{O_2 \text{ reagite}} = \frac{1}{2} \cdot \dot{n}_{H_2 \text{ reagite}} \quad (IV.48)$$

e che le moli di idrogeno reagite sono correlate con la densità di corrente dalla seguente relazione:

$$\dot{n}_{H_2 \text{ reagite}} = \frac{d_{fc} \cdot A_{fc}}{2 \cdot F} \quad (IV.49)$$

dove d_{fc} e A_{fc} sono la densità di corrente e l'area della superficie attiva della cella a combustibile; si ha che il fattore di utilizzazione dell'aria può essere espresso come:

$$U_a = \frac{\dot{n}_{O_2 \text{ reagite}}}{\dot{n}_{O_2 \text{ input}}} = \frac{1}{X_{O_2} \cdot \dot{n}_{aria, input}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{d_{fc} \cdot A_{fc}}{2 \cdot F} = \frac{1}{X_{O_2} \cdot \dot{n}_{aria, input}} \cdot \frac{d_{fc} \cdot A_{fc}}{4 \cdot F} \quad (IV.50)$$

La scelta di U_a è connessa soprattutto ad evitare forti stress termici all'interno della cella e tale valore può oscillare intorno al 15-30%. Infatti, ogni variazione del fattore di utilizzazione dell'aria a portata di aria costante comporterà una variazione del funzionamento della temperatura di cella, in quanto il calore generato dalla reazione elettrochimica viene assorbito oltre che dalla miscela di combustibile lato anodo anche dalla portata di aria in ingresso al catodo. Evidentemente, quindi, una diminuzione di U_a determina una riduzione della temperatura di cella.

IV.4.4 Camera di Combustione

Dopo che le reazioni elettrochimiche e chimiche si sono realizzate, parte dei gas esausti viene, come detto, utilizzato per essere riciclato e mescolato con il combustibile (metano puro) ad alta pressione, mentre il resto dei gas entra in camera di combustione e bruciato

con l'aria proveniente dal catodo. Per quanto riguarda questo componente l'analisi è basata sul presupposto di voler conservare tutti i componenti della MTG da 100 kW elettrici già persistente e verificare l'effettiva adattabilità quando questi vengano integrati in un sistema di celle a combustibili ad ossidi solidi.

Il combustore, quindi, che verrà adottato, secondo i suggerimenti della corrente letteratura [153, 156] non è un combustore catalitico, ma bensì il combustore dell'Ansaldo descritto nel capitolo I e II.

L'effettiva utilità nell'introduzione di un combustore in un impianto di MTG e celle a combustibile è confermata e riscontrabile dai diagrammi in *figura IV.7 e IV.8*.

In tali diagrammi si riporta in funzione del fattore di utilizzazione del combustibile rispettivamente l'andamento delle concentrazioni di monossido di carbonio e di idrogeno per una temperatura di ingresso in turbina di 1250 K e della differenza fra la temperatura di ingresso in turbina e quella di funzionamento della cella. Quest'ultimo diagramma quindi è particolarmente significativo in quanto mostra il ruolo che il combustore gioca all'interno del sistema ibrido, ossia un contributo non trascurabile alle prestazioni dell'impianto.

Il calore che si genera dall'ossidazione, in particolare, di CO e H₂, in quanto solo tracce di CH₄ sono presenti oltre che del vapore e della CO₂, aumenta la temperatura di ingresso in turbina e quindi una maggiore potenza utile è resa disponibile, successivamente i gas esausti in uscita dalla turbina possono essere utilizzati nel rigeneratore per preriscaldare l'aria in ingresso al catodo.

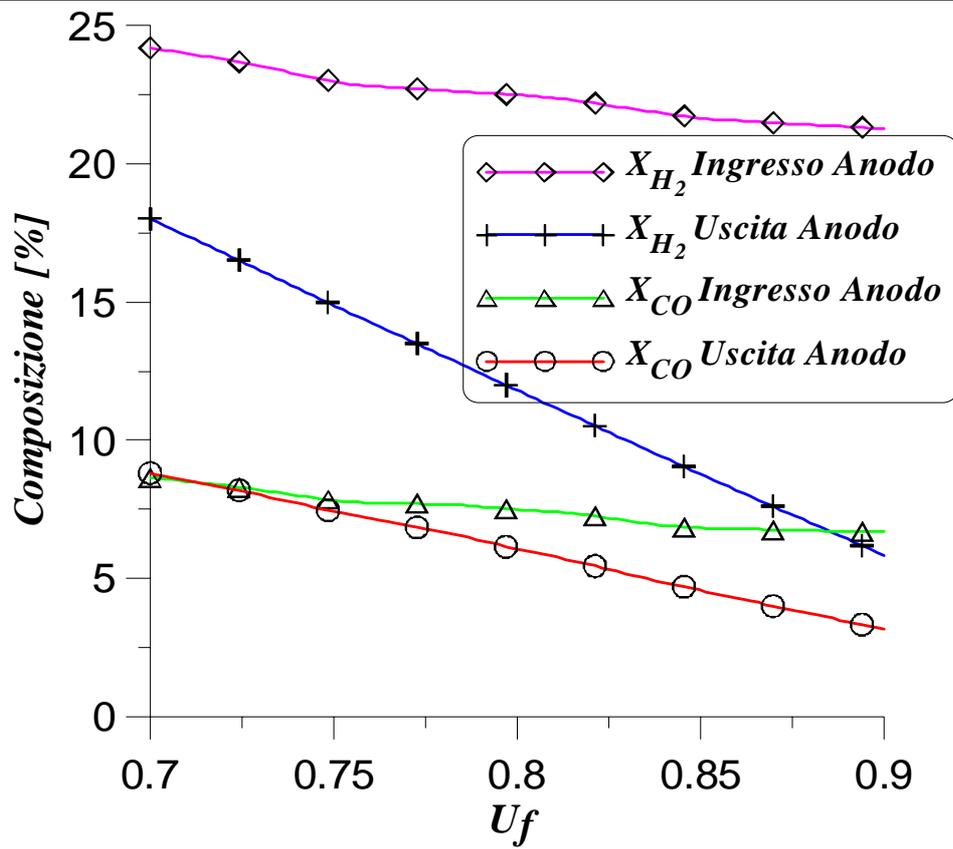


Fig.IV.7 Andamento delle composizioni di CO e H₂ ad una T.I.T=1250

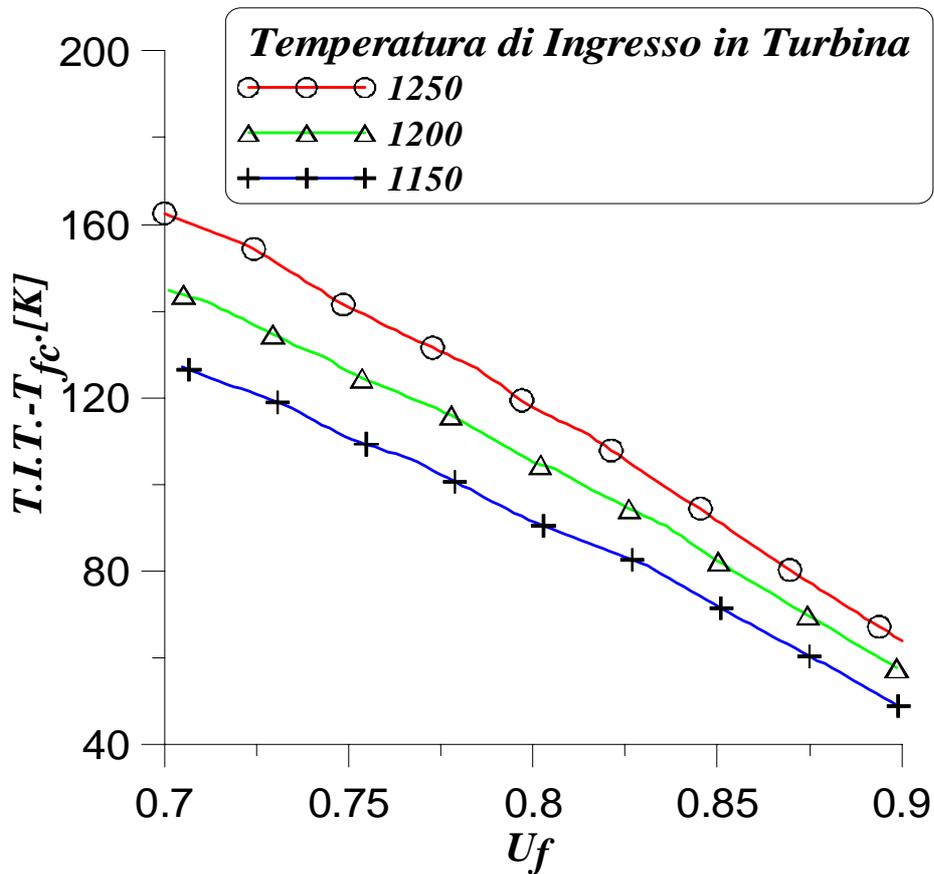


Fig.IV.8 Differenza fra la T.I.T e la temperatura di di funzionamento della cella

IV.5 MODELLO ELETTROCHIMICO

Per la realizzazione del modello elettrochimico, necessario alla determinazione di tutti i parametri che caratterizzano la cella, primo fra tutti il potenziale, è utile ricordare i processi elettrochimici che prendono parte nelle celle a combustibile ad ossidi solidi come illustrato nella *figura IV.9*.

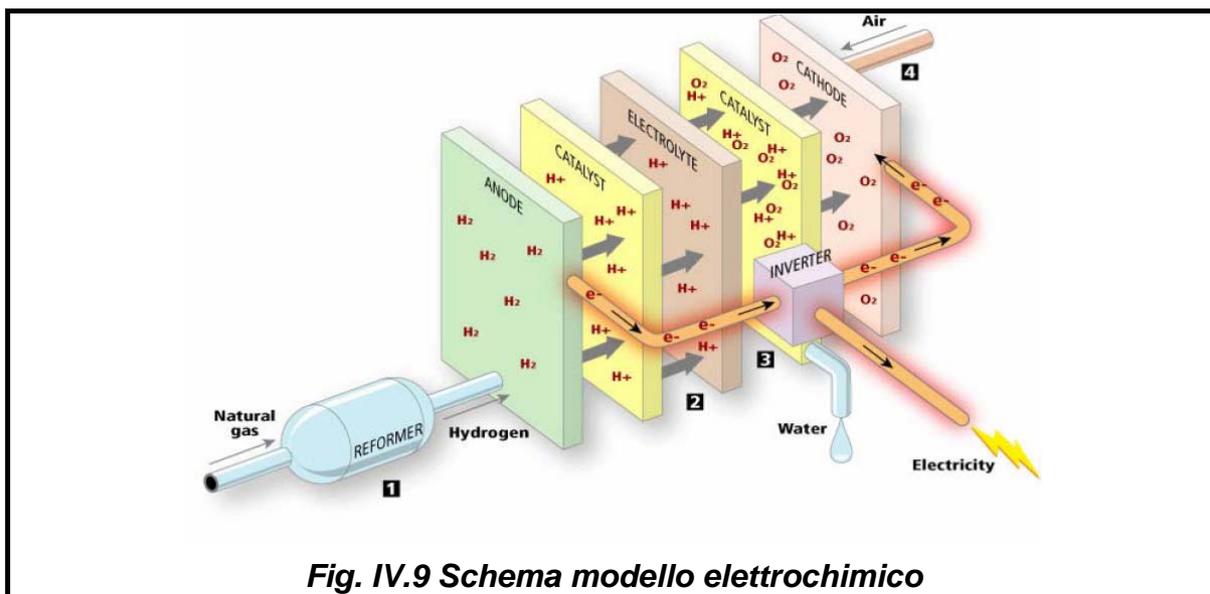


Fig. IV.9 Schema modello elettrochimico

Come mostrato in figura il combustibile e l'aria vengono introdotti separatamente nella cella, ma grazie all'affinità chimica che l'idrogeno e l'ossigeno hanno l'un l'altro, vengono guidati attraverso gli elettrodi, diffondono attraverso la struttura porosa dell'elettrodo fino all'interfaccia elettrodo/elettrolita e vengono assorbiti. All'interfaccia catodo/elettrolita, l'ossigeno è ridotto dagli elettroni in ingresso per produrre anioni ossigeno che sono condotti attraverso l'elettrolita solido all'interfaccia anodo/elettrolita dove si combinano con l'idrogeno assorbito per formare vapore d'acqua e rilasciare elettroni al circuito esterno. Poiché il potenziale degli elettroni rilasciati al anodo è più grande di quello degli elettroni presi dall'ossigeno al catodo, la cella eroga una potenza elettrica. Le reazioni elettrochimiche per l'anodo ed il catodo sono:



In realtà, si dovrebbe considerare anche l'ossidazione elettrochimica del monossido di carbonio attraverso la reazione,



Comunque, questa reazione viene trascurata poiché l'ossidazione del monossido di carbonio sull'anodo della SOFC è stato visto essere 2-5 volte più lenta di quella dell'idrogeno.

Fatta questa breve premessa, possiamo dire che il massimo lavoro elettrico ottenibile (W_{MAX}) in una cella a combustibile operante in un flusso stazionario, temperatura e pressione costante, è data dalla variazione dell'energia libera di Gibbs (ΔG) o in altre parole l'energia elettrica prodotta da una cella a combustibile è data dalla percentuale di carica che fluisce dalla cella moltiplicata dalla forza che genera questo moto, vale a dire la differenza di potenziale della cella. Matematicamente questo può essere espresso come,

$$W_{max} = -\Delta G = n_e \cdot F \cdot E_N \quad (IV.55)$$

dove ΔG è la variazione di energia libera del processo, n_e è il numero di moli di elettroni trasferiti in tutta la reazione (due nel caso dell'idrogeno), F è la costante di Faraday (96485 C/mol), ed E_N è il potenziale di Nernst.

Il potenziale di Nernst rappresenta la massima differenza di potenziale tra i due elettrodi e da una buona stima del potenziale a circuito aperto.

Tale differenza di potenziale può essere espressa come la differenza tra i flussi dei potenziali chimici dei reagenti e dei prodotti,

$$E_N = \frac{1}{n_e \cdot F} \left\{ \sum_{reagenti} n_i \cdot [\mu_i^0 + R_u \cdot \ln(p_i)] - \sum_{prodotti} n_j \cdot [\mu_j^0 + R_u \cdot \ln(p_j)] \right\} \quad (IV.55)$$

dove μ_i^0 è il potenziale chimico delle specie i a pressione atmosferica, T è la temperatura assoluta del gas, p_i è la pressione parziale della specie, R_u è la costante universale dei gas e n_i e n_j sono il numero di moli delle specie reagenti i e prodotti j . Introducendo l'energia libera di Gibbs standard ΔG^0 , (dove le condizioni standard si riferiscono a 298 K, 1 bar), la precedente relazione può essere sviluppata dopo alcune manipolazioni,

$$E_N = -\frac{\Delta G^0}{n_e \cdot F} - \frac{R_u \cdot T}{n_e \cdot F} \cdot \ln \prod_i \left(\frac{p_i}{p^0} \right)^{v_i} \quad (IV.56)$$

dove v_i sono i coefficienti stechiometrici delle reazioni e p^0 è la pressione standard atmosferica.

Tenendo conto che nel caso dell'idrogeno n_e è uguale a due e che la pressione parziale può essere espressa dalla legge di Dalton come:

$$p_{H_2O} = X_{H_2O} \cdot P$$

$$p_{H_2} = X_{H_2} \cdot P \quad (IV.58)$$

$$p_{O_2} = X_{O_2} \cdot P \quad (IV.59)$$

La precedente relazione può essere riscritta nelle seguenti forme:

$$E_N = -\frac{\Delta G^0}{2 \cdot F} - \frac{R_u \cdot T}{2 \cdot F} \cdot \ln \left[\frac{X_{H_2O}}{X_{H_2} \cdot (X_{O_2})^{\frac{1}{2}}} \cdot P^{\frac{1}{2}} \right] \quad (IV.61)$$

$$E_N = \frac{\Delta G^0}{2 \cdot F} - \frac{R_u \cdot T}{2 \cdot F} \cdot \ln \left[\frac{X_{H_2O}}{X_{H_2} \cdot (X_{O_2})^{\frac{1}{2}}} \right] + \frac{R_u \cdot T}{4 \cdot F} \ln(P) \quad (IV.62)$$

Le ultime due equazioni sono una diversa forma dell'equazione del potenziale di Nernst. Esse forniscono delle interessanti indicazioni su quali sono i parametri che influenzano tale grandezza. Si può osservare come la IV.62 è sensibile alla temperatura di cella, alla concentrazione di idrogeno e acqua nel gas combustibile all'anodo, alla concentrazione dell'ossigeno al catodo ed infine alla pressione di funzionamento della cella. L'effetto del termine logaritmico è di diminuire il potenziale e non a caso tale termine è detto '*Nerstian Loss*'.

In particolare, volendo andare ad esaminare come varia il potenziale di Nernst quando la pressione della cella aumenta da un valore di pressione P1 ad un valore P2, la IV.62 diventa

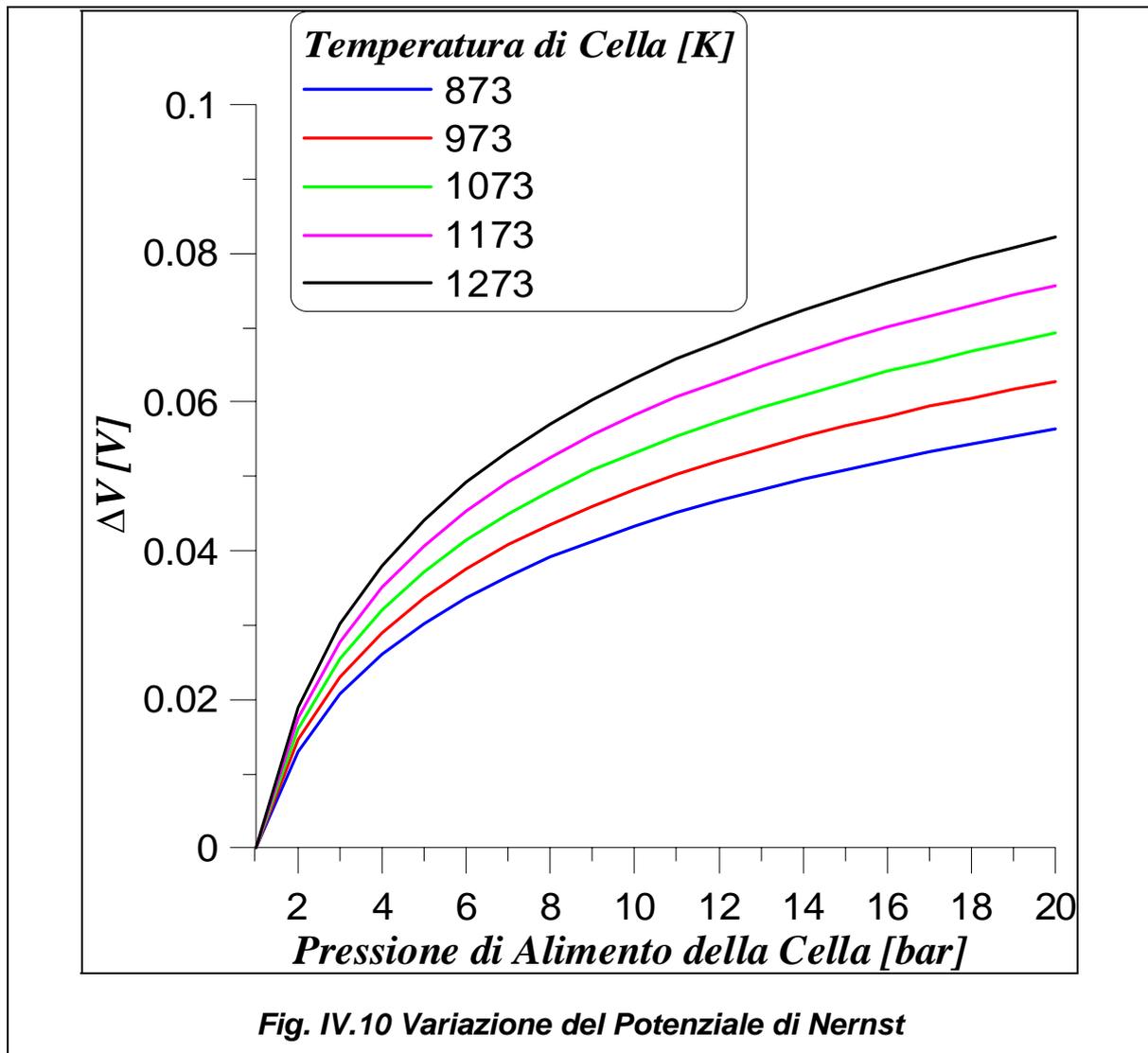
$$\Delta V = E_N(P_2) - E_N(P_1) = \frac{R_u \cdot T}{4 \cdot F} \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (IV.63)$$

Tale relazione diagrammata in *figura IV.10* mostra come al crescere della pressione di alimento della cella aumenti il potenziale di Nernst e come tale andamento sia favorito da temperature di funzionamento di cella più alte.

Volendo poi esaminare l'effetto della variazione delle concentrazioni delle specie gassose sul potenziale di Nernst, è interessante osservare come nel caso, ad esempio della concentrazione di idrogeno che passi da una pressione parziale $p_{H_2,1}$ ad una $p_{H_2,2}$, la relazione IV.67 diventa

$$\Delta V = E_N(p_{H_2,2}) - E_N(p_{H_2,1}) = \frac{R_u \cdot T}{2 \cdot F} \ln \left(\frac{p_{H_2,2}}{p_{H_2,1}} \right) \quad (IV.64)$$

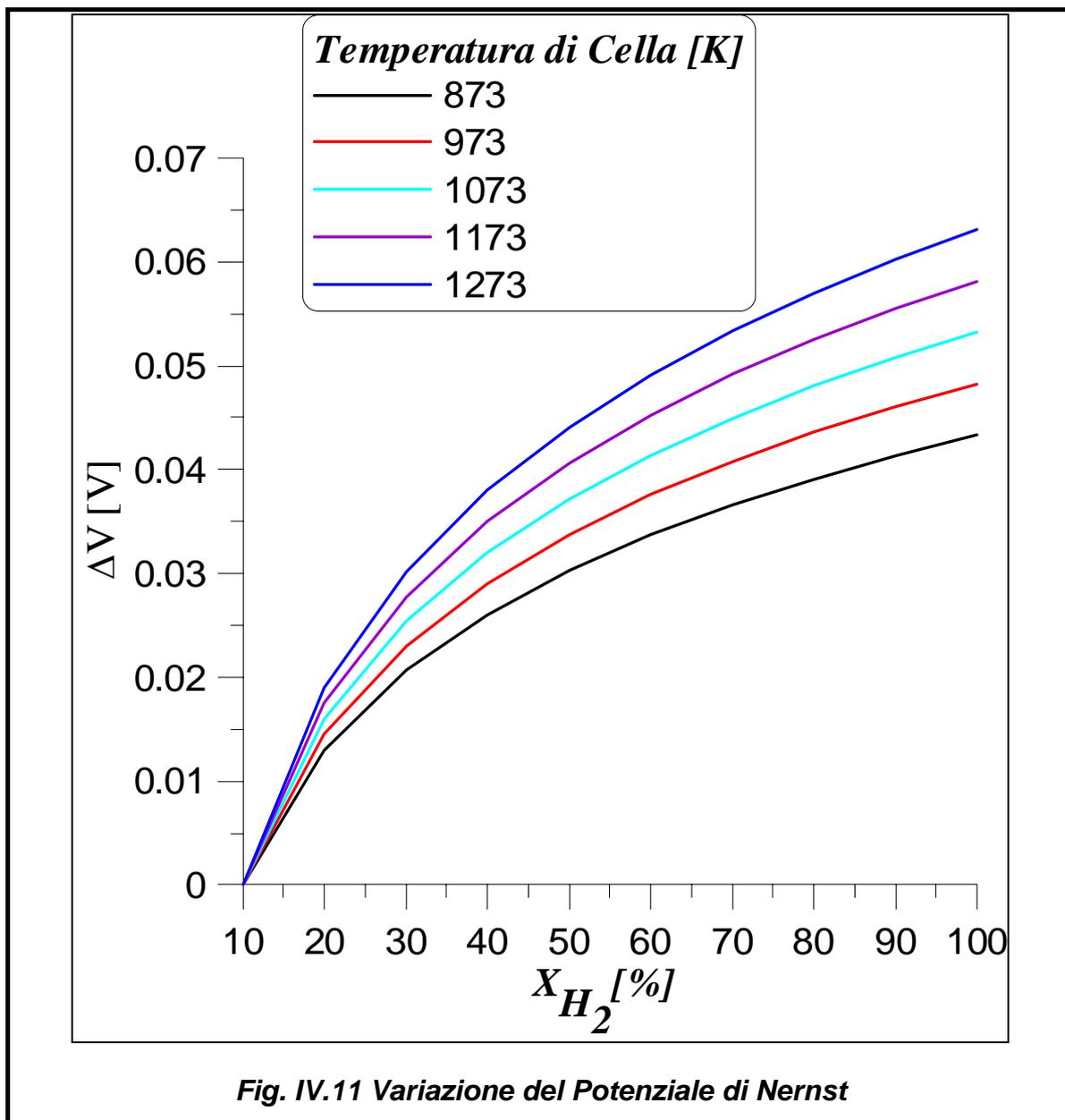
In questo caso si osserva, *figura IV.11*, come un aumento della concentrazione dell'idrogeno nella miscela di gas che alimenta l'anodo determini un incremento del potenziale reversibile.



Come già detto il potenziale di Nernst dato dall'equazione precedente è una buona stima del potenziale a circuito aperto della cella. In pratica comunque il potenziale a circuito aperto che viene misurato è leggermente più basso di quello di Nernst a causa di perdite dovute a processi parassitici. La tensione di cella precedentemente calcolata non tiene conto delle ulteriori perdite che per irreversibilità si generano all'interno della cella a combustibile quando ad essa è collegato un carico elettrico.

In pratica, quando viene applicato un carico, la cella a combustibile opera a potenziali sotto quelli di Nernst dovuti alle perdite per polarizzazione associate al fatto che la corrente attraversa materiali con una conducibilità finita (perdite ohmiche), trasferimento di massa (perdite per concentrazione) ed infine quelle associate con lo scambio di carica (perdite per attivazione). Le perdite di polarizzazione per attivazione e concentrazione nascono ad ogni

elettrodo, mentre le perdite ohmiche si hanno a causa sia della conduzione elettronica che ionica della corrente attraverso i componenti della cella.



Il potenziale di cella può essere allora espresso da un bilancio del potenziale che include la riduzione del potenziale di Nernst da queste perdite,

$$V_{cella} = E_N - \sum \eta_{attiv.} - \sum \eta_{conc.} - i \cdot R_{cella}(T_{fc}) \tag{IV.65}$$

dove $\eta_{attiv.}$ è il potenziale associato alle perdite per attivazione o concentrazione ad ogni elettrodo, i è la corrente e R_{cella} è la resistenza globale della cella che tiene in conto le resistenze ioniche ed elettroniche ed è valutata alla temperatura T_{fc} di funzionamento della cella. In figura IV.12 viene riportato un classico diagramma tensione corrente in cui è possibile distinguere le tre tipologie di perdite.

Nella letteratura tecnica si possono trovare diversi modelli che descrivono il comportamento di un singola cella [123, 128, 139] di seguito vengono descritti in dettaglio le varie tipologie di perdite e le relazioni utilizzate.

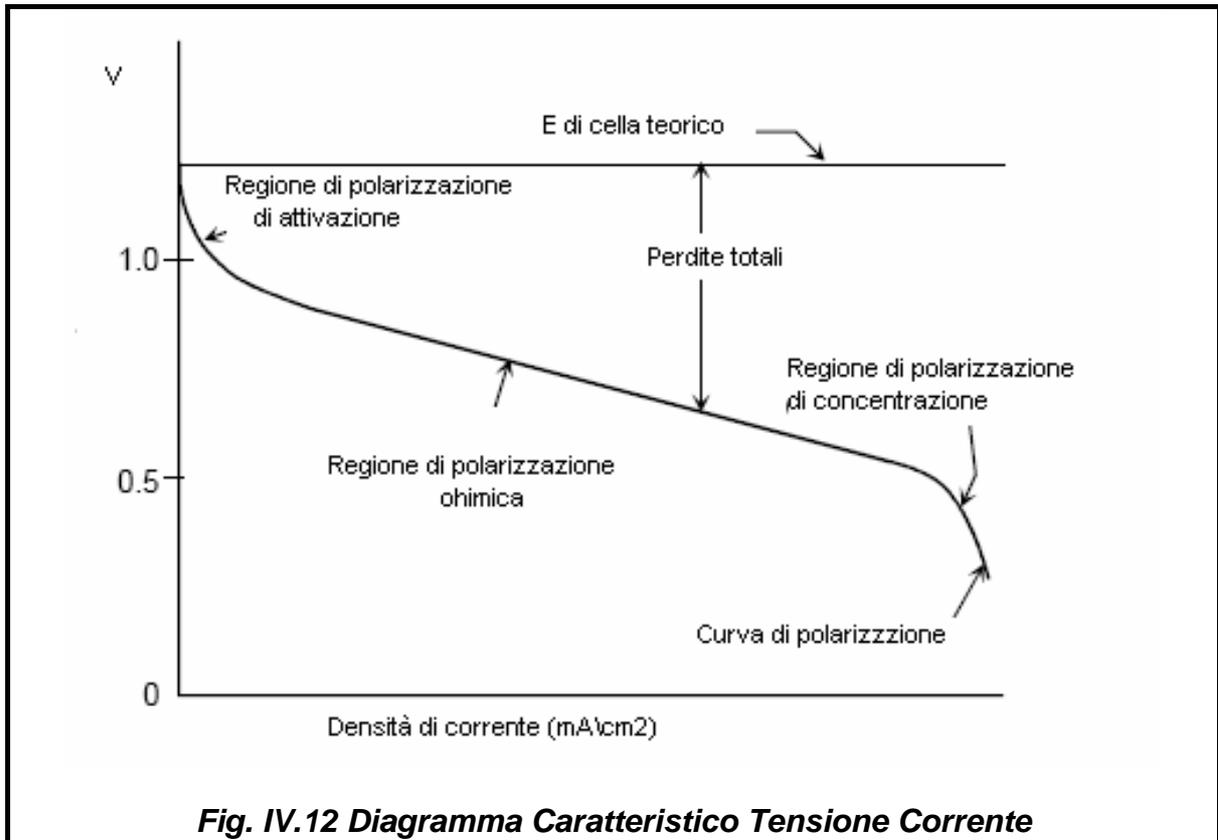


Fig. IV.12 Diagramma Caratteristico Tensione Corrente

IV.5.1 Perdite Ohmiche

Le perdite ohmiche sono causate dalla resistenza alla conduzione degli ioni (attraverso l'elettrolita) e degli elettroni (attraverso gli elettrodi e i collettori di corrente) e dalla resistenza di contatto tra i componenti della cella. Questo tipo di perdita di potenziale è significativa in tutti i tipi di celle ed è essenzialmente lineare e proporzionale alla densità di corrente. A causa del flusso ionico nell'elettrolita e del flusso elettronico attraverso gli elettrodi che obbediscono alla legge di Ohm, le perdite ohmiche possono essere espresse come:

$$V_{ohmiche} = i \cdot R_{ohmiche} \tag{IV.66}$$

$$R_{ohmiche} = \rho_{an} \cdot z_{an} + \rho_{cat} \cdot z_{cat} + \rho_{elet} \cdot z_{elet} + \rho_{inter} \cdot z_{inter} \tag{IV.67}$$

$$- \rho_{an} = 0.0000298 \cdot \exp\left(-\frac{1392}{T_{fc}}\right), \text{ resistività anodo} \tag{IV.68}$$

$$- \rho_{cat} = 0.00008114 \cdot \exp\left(\frac{600}{T_{fc}}\right), \text{ resistività catodo} \tag{IV.69}$$

$$- \rho_{elet} = 0.0000294 \cdot \exp\left(\frac{10350}{T_{fc}}\right), \text{ resistività elettrolita} \quad (IV.70)$$

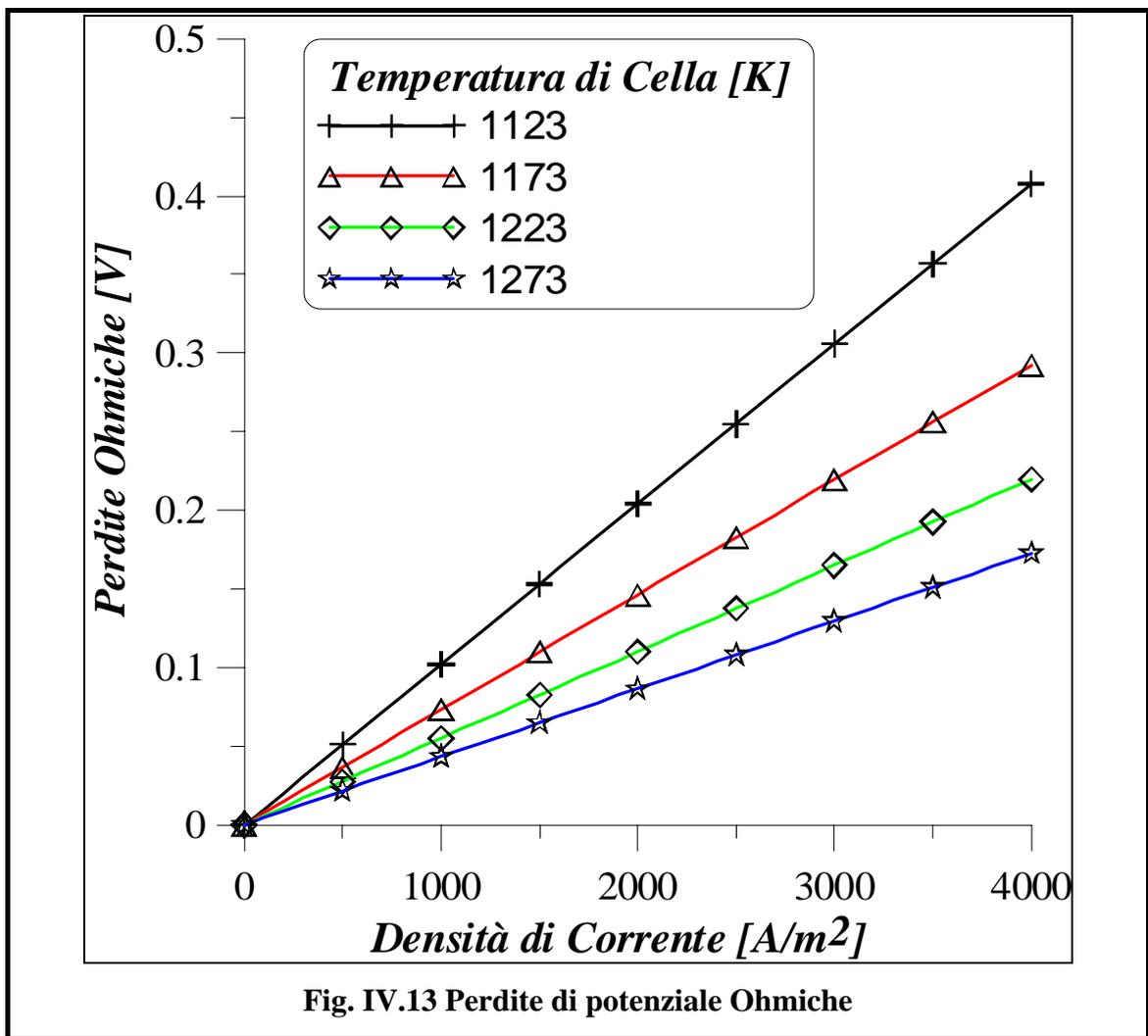
$$- z_{an}, \text{ spessore anodo} \quad (IV.71)$$

$$- z_{elet}, \text{ spessore elettrolita} \quad (IV.72)$$

$$- z_{ca}, \text{ spessore catodo} \quad (IV.73)$$

$$- z_{inter}, \text{ spessore interconnessione} \quad (IV.74)$$

In figura IV.13 viene riportato l'andamento delle perdite ohmiche in funzione della densità di corrente e della temperatura.



IV.5.2 Perdite per Concentrazione

Tali perdite sono associate alla variazione nella concentrazione dei reagenti sulla superficie degli elettrodi. Infatti, se l'ossigeno che alimenta il catodo della cella a combustibile è

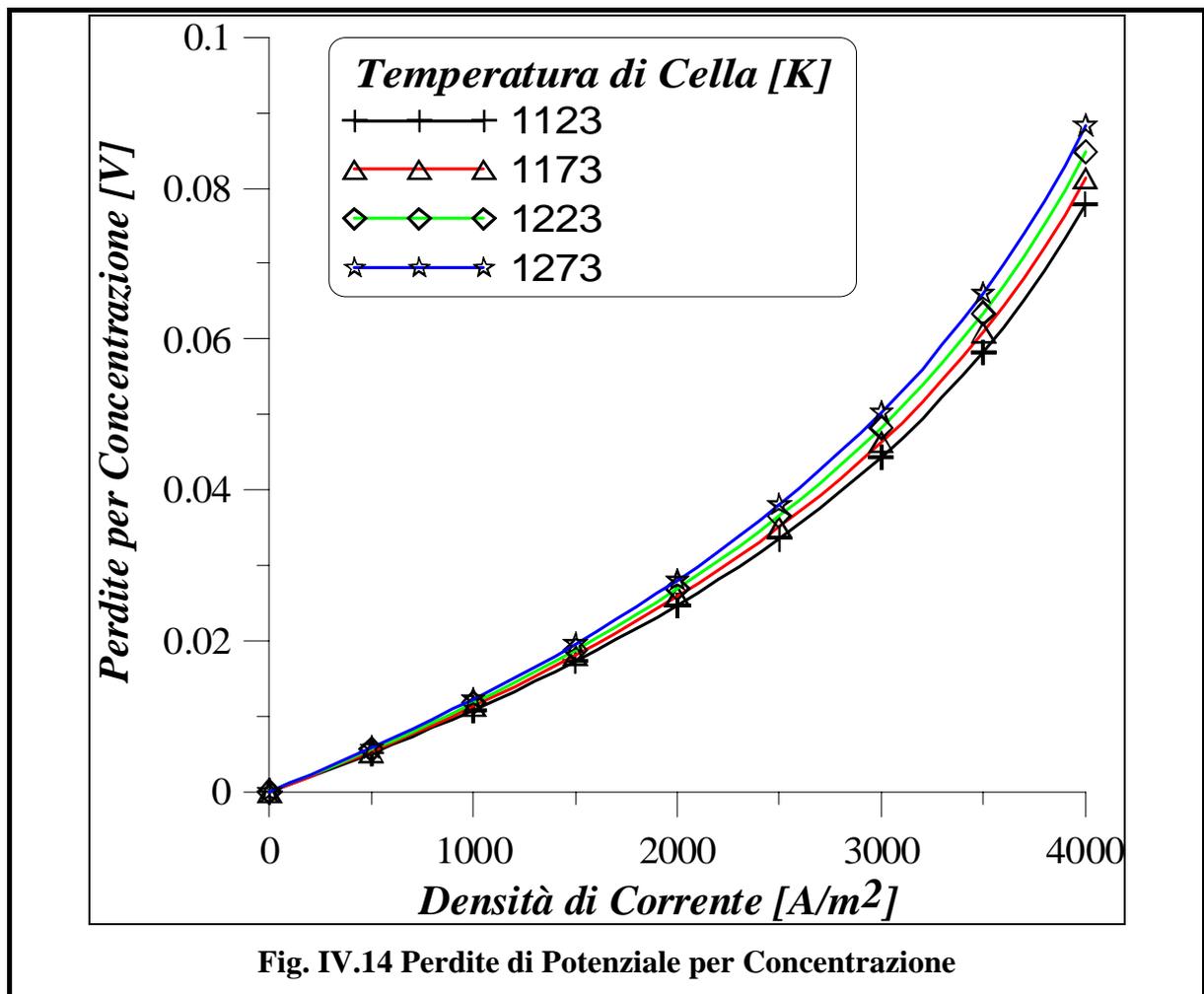
fornito sotto forma di aria, è evidente che durante il funzionamento della cella ci sarà una diminuzione della concentrazione di ossigeno nella regione dell'elettrodo in quanto parte dell'ossigeno viene utilizzato per la reazione elettrochimica. La variazione della concentrazione dipenderà dalla densità di corrente della cella e da fattori fisici quali ad esempio un'efficiente circolazione dell'aria al catodo.

Allo stesso modo se l'anodo della cella a combustibile è alimentato con idrogeno, ci sarà una diminuzione della pressione parziale dell'idrogeno che viene consumato nella reazione elettrochimica. In entrambi i casi una riduzione nella pressione parziale del gas determinerà una caduta di potenziale *figura IV.14*.

La polarizzazione per concentrazione è espressa dalla seguente equazione:

$$V_{con} = - \frac{R_g \cdot T_{fc}}{n \cdot F} \cdot \ln \left(1 - \left(\frac{i_{fc}}{i_L} \right) \right) \tag{IV.75}$$

dove i_L è l'intensità di corrente limite.



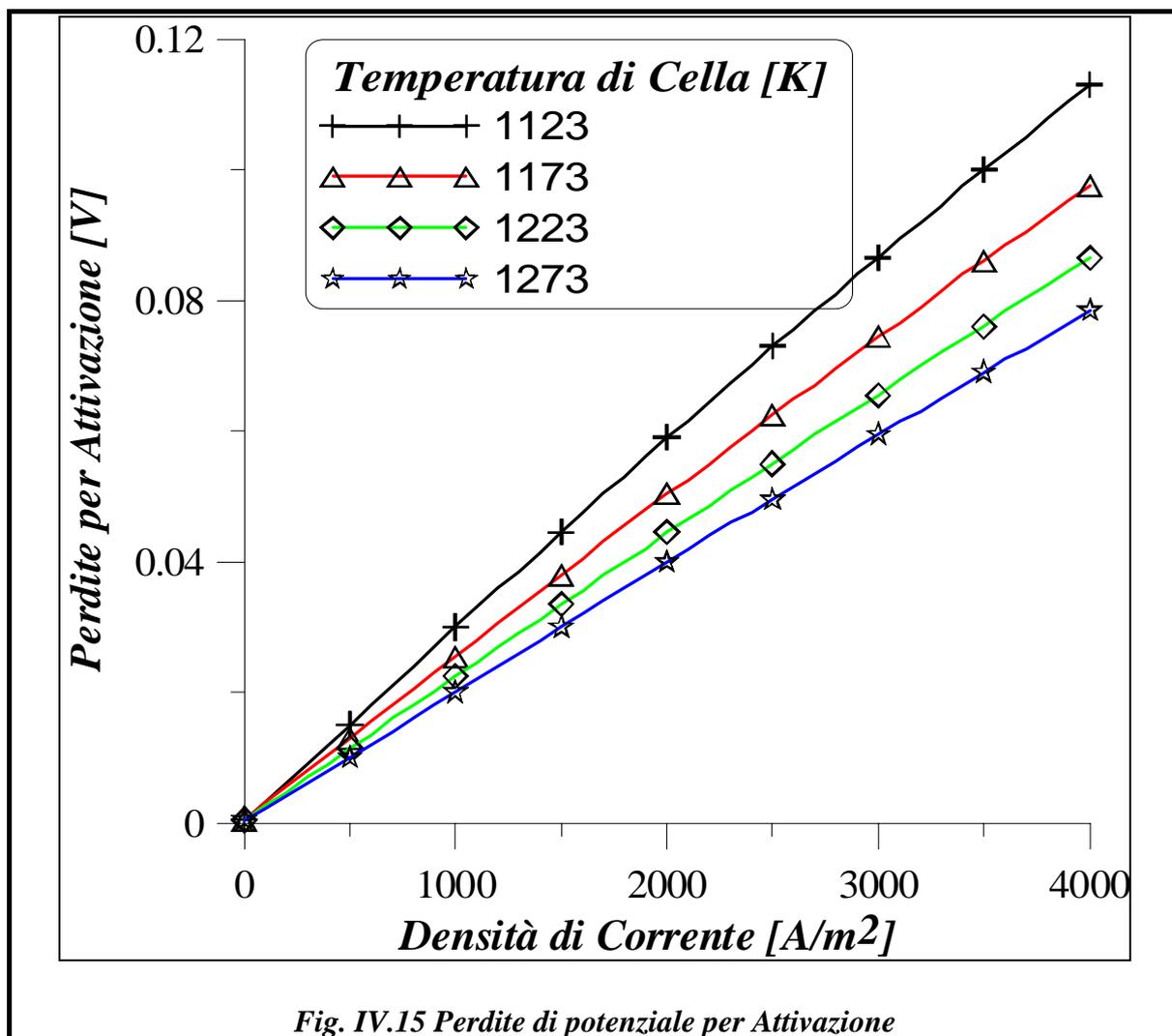
IV.5.3 Perdite per Attivazione

Questo tipo di perdite sono causate dalla lentezza delle reazioni che hanno luogo sulla superficie degli elettrodi. Ad alte temperature la reazione agli elettrodi è rapida e le perdite per attivazione sono basse. Pertanto quando la temperatura di funzionamento diminuisce, le perdite per attivazione possono divenire molto significative *figura IV.15*. Le perdite per attivazione sono spesse rappresentate dall'equazione non lineare di Butler-Volmer, che mette in relazione la densità di corrente con le perdite per attivazione :

$$d_{fc} = i_0(T_{fc}) \cdot \left\{ \exp \frac{\alpha \cdot n \cdot F \cdot V_{attiv}}{R \cdot T_{fc}} - \exp \frac{-(1-\alpha) \cdot n \cdot F \cdot V_{attiv}}{R \cdot T_{fc}} \right\} \tag{IV.76}$$

dove alfa è il coefficiente di trasferimento (posto di solito uguale a 0.5), n è il numero di elettroni trasferiti nella singola elementare reazione ed i_0 è la densità di corrente di scambio normalmente espressa come :

$$i_0 = B + T_{fc} \cdot M \tag{IV.77}$$



IV.6 CALCOLO DEL RENDIMENTO E DELLA POTENZA GENERATA DALLA CELLA

La potenza elettrica della cella viene calcolata come il prodotto dell'intensità di corrente per il potenziale di cella tenendo conto del rendimento di conversione della corrente da continua ad alternata:

$$P_{fc} = I_{fc} \cdot V_{fc} \cdot \eta_{inv} \quad (IV.78)$$

L'intensità di corrente è stimata considerando che quando una mole di H_2 reagisce in un secondo la corrispondente corrente generata è :

$$I_{fc} = 2 \cdot z \cdot F \quad (IV.79)$$

Per quanto riguarda il rendimento della cella a combustibile e dell'impianto ibrido sono definiti come segue:

$$\eta_{fc} = \frac{P_{fc}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{CH_4}} \quad (IV.80)$$

$$\eta_{SI} = \frac{P_{fc} + P_{TG}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{CH_4}} \quad (IV.81)$$

IV.7 ANALISI DEI RISULTATI

Il modello di calcolo proposto nel precedente capitolo è stato utilizzato per condurre una completa analisi termo-fluidodinamica su di un impianto ibrido caratterizzato dalla MTG di caratteristiche note e descritte nel capitolo II e da uno stack di celle a combustibile di dimensioni e caratteristiche da determinare per essere integrata con la MTG in maniera ottimale.

In tal modo le analisi svolte si basano sull'accoppiamento termo-fluidodinamico tra turbina a gas e cella a combustibile in modo da garantire l'assunzione di una portata di aria e di una pressione di alimentazione della cella corrispondenti alle caratteristiche del compressore della micro-turbina al punto nominale di funzionamento secondo i dati riassunti in *tabella IV.2*. Il corretto processo di espansione in turbina sarà consentito dalla scelta di valori ottimali di temperatura di ingresso (*T.I.T.*) e di portata totale di gas prossimi

a quelli di progetto per questo componente, la cui velocità di rotazione è stata ipotizzata costante.

| | |
|---------------------------------------|--------------------|
| Portata di aria | 0.808 kg/s |
| Rapporto di Compressione | 3.9 |
| Rendimento adiabatico del compressore | 0.75 |
| Rendimento adiabatico della turbina | 0.85 |
| Efficienza Rigeneratore | 0.87 |
| Rendimento Combustione | 0.98 |
| Rendimento Meccanico | 0.95 |
| Rendimento Inverter | 0.965 |
| Rendimento dell'alternatore | 0.90 |
| Superficie Attiva di Cella | 190 m ² |
| Metano | 100% |
| Aria | |
| - N ₂ | 79% |
| - O ₂ | 21% |

**Tabella IV.2. Dati per il calcolo
Della micro-turbina e del sistema ibrido**

Quindi il modello matematico proposto, implementato in Fortran, ci ha permesso di calcolare le prestazioni dell'impianto una volta che siano stati assegnati i parametri in *tabella IV.2* Il programma calcola le composizioni e le temperature di uscita dei gas da ogni componente dell'impianto utilizzando tali parametri di input.

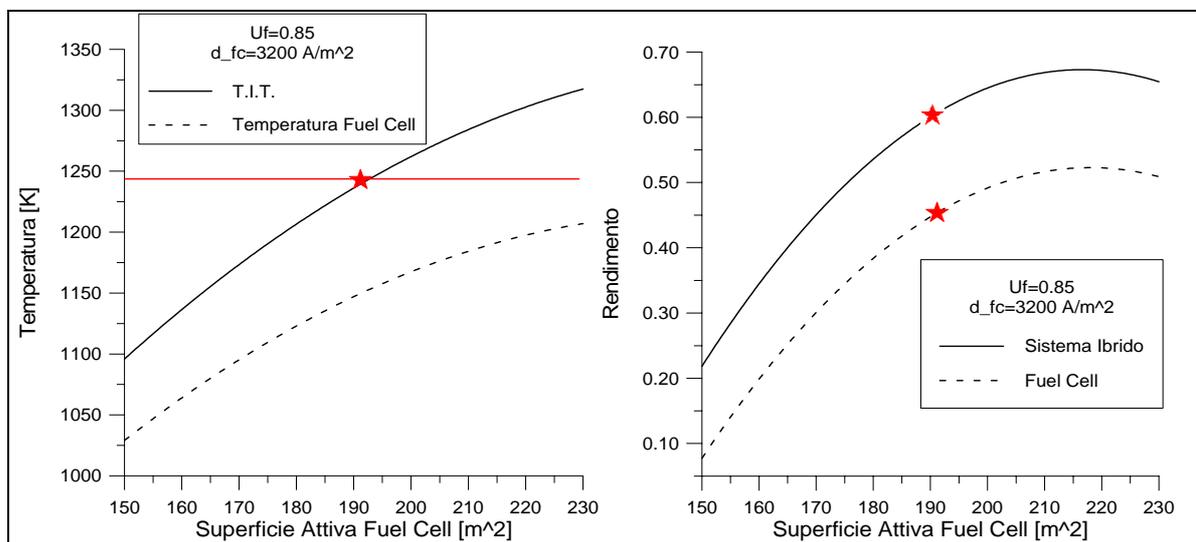


Fig. IV.16. Temperatura di cella e rendimento al variare della superficie attiva

I calcoli sono stati svolti dopo aver preliminarmente scelto una cella con una superficie attiva di 190m² (A_{fc}) dal momento che valori superiori a questo, sebbene determinassero rendimenti più alti, prevedevano valori di *T.I.T.* non accettabili dalla turbina (*fig. IV.16*), avendo fissato inizialmente U_f pari a 0.85 e la densità di corrente pari a 3200 A/m² [2,5,8].

| Punto | P(bar) | T(K) | m(kg/s) | Composizione dei Gas (mol %) | | | | | | |
|--------|--------|-------|---------|------------------------------|-----------------|------------------|-----------------|-------|----------------|----------------|
| | | | | H ₂ | CH ₄ | H ₂ O | CO ₂ | CO | O ₂ | N ₂ |
| 1 | 1.0132 | 298.2 | 0.808 | — | — | — | — | — | 21 | 79 |
| 2 | 3.92 | 467.6 | 0.808 | — | — | — | — | — | 21 | 79 |
| 2R | 3.84 | 914.6 | 0.808 | — | — | — | — | — | 21 | 79 |
| 1f | 1.0132 | 288.1 | 0.014 | — | 100 | — | — | — | — | — |
| 2f | 30 | 608 | 0.014 | — | 100 | — | — | — | — | — |
| 2M | 4.045 | 992 | 0.1043 | 7.05 | 19.0 | 48.32 | 22.15 | 3.45 | — | — |
| 1A | 3.842 | 807 | 0.1043 | 21.93 | 12.4 | 37.7 | 21.2 | 6.7 | — | — |
| 2A | 3.765 | 1152 | 0.1548 | 8.73 | 0.00370 | 58.93 | 27.9 | 4.417 | — | — |
| 2Aric. | 3.765 | 1152 | 0.0903 | 8.73 | 0.00370 | 58.93 | 27.9 | 4.417 | — | — |
| 2Ac.c. | 3.765 | 1152 | 0.0645 | 8.73 | 0.00370 | 58.93 | 27.9 | 4.417 | — | — |
| 1C | 3.842 | 914.6 | 0.808 | — | — | — | — | — | 21 | 79 |
| 2C | 3.765 | 1152 | 0.7575 | — | — | — | — | — | 16.3 | 83.7 |
| 3 | 3.65 | 1240 | 0.822 | — | — | 1.37 | 0.65 | — | 15.85 | 82.13 |
| 4 | 1.05 | 970 | 0.822 | — | — | 1.37 | 0.65 | — | 15.85 | 82.13 |
| 4R | 1.02 | 533 | 0.822 | — | — | 1.37 | 0.65 | — | 15.85 | 82.13 |

Tab.IV.3. Punto di progetto del Sistema Ibrido

Le composizioni, le temperature, le pressioni e i valori delle portate massiche nei vari punti dell'impianto riferito allo schema in *figura IV.1* sono riportati in *tabella IV.3*. In questa particolare simulazione rappresentativa del punto di progetto dell'impianto, il combustibile costituito da 100% di metano viene portato ad una pressione di 30 bar e ad una temperatura di circa 608 K (punto 2f della *tabella IV.3*). Tale pressione del combustibile è indispensabile affinché si abbia un buon ricircolo della miscela di gas in uscita dall'anodo, ricca di vapore d'acqua, da utilizzare nei successivi processi di *reforming* e *shifting*. La portata di combustibile di 0.014 kg/s si miscela con la portata di gas di ricircolo ad elevata temperatura¹ nel mixer/eiettore. Successivamente la miscela di gas alimenta il *pre-reformer* dove circa il 35% del metano viene convertito, in quanto la percentuale di metano contenuto nella miscela passa da 19.0% (punto 2M) al 12.4% (punto 1A) uscita *pre-reformer*. Il calore necessario per la reazione endotermica di *steam reforming* viene assorbito dal calore sensibile della miscela che come si può osservare

¹ Per ipotesi i gas di ricircolo escono alla stessa temperatura di funzionamento della cella.

passa dai 992 K uscita mixer agli 807 K uscita *pre-reformer*. La miscela di combustibile risultante dalla conversione nel *pre-reformer* alimenta l’anodo della cella a combustibile nel quale tre principali reazioni hanno luogo. Queste sono il *reforming* interno degli idrocarburi non convertiti, la reazione di *shift* e la reazione elettrochimica. All’uscita anodica avremo quindi una miscela costituita principalmente da vapore d’acqua per il 58%, da CO₂ per il 30%, da H₂ circa 8%, da CO 4% e da tracce di CH₄².

Facciamo inoltre notare come sul lato anodico la portata di gas aumenti in conseguenza della migrazione delle molecole di ossigeno che unendosi con l’idrogeno dell’anodo danno luogo a vapore d’acqua, allo stesso modo tale migrazione degli anioni ossigeno fa diminuire la portata massica al catodo portando la composizione dell’aria da quell’originaria in uscita dal compressore di 21% O₂ e 79% N₂ a 16.3% O₂ e 83.7% N₂. La portata di gas esausti che non viene ricircolata viene inviata in camera di combustione dove viene utilizzato come ossidante l’aria in uscita dal catodo. In tal modo la temperatura della miscela passa dai 1152 K uscita dello *stack* di celle a combustibile ai 1240 K in turbina.

Alcuni risultati relativi alle prestazioni della cella e del sistema sono riportati in tabella IV.4. La cella opera ad una densità di corrente di 3200 A/m², con un fattore di utilizzazione del combustibile globale di 0.85 e di una superficie di cella di 190 m². Il potenziale di cella risultante è di 0.55 V ed avendo imposto un rendimento di conversione dell’energia elettrica da continua ad alternata di 0.965 la potenza elettrica che si riesce a generare è all’incirca di 428 kW, di cui 319 kW sono quelli derivanti dal sistema di celle a combustibile mentre 109 kW

sono quelli derivanti dalla turbina a gas. Per quanto riguarda il lavoro assorbito dal compressore dell’aria e del combustibile sono rispettivamente 148 e 13 kW. Vengono, infine, riportati i rendimenti della turbina a gas, della cella e del sistema ibrido, da cui è possibile notare come questo impianto sia in grado di raggiungere rendimenti globali del 60%, valori attualmente ottenuti solo in impianti combinati di grossa taglia.

| | |
|---------------------------------------------------|---------------|
| Potenza Sistema Ibrido | 428 kW |
| Potenza Fuel Cell | 319 kW |
| Potenza Utile Turbina a Gas | 109 kW |
| Potenza Assorbita Compressore Aria | 148 kW |
| Potenza Assorbita Compressore Combustibile | 13 kW |
| Rendimento Sistema Ibrido | 0.610 |
| Rendimento Fuel Cell | 0.45 |
| Rendimento Turbina a Gas | 0.155 |
| T.I.T. | 1240 |

Tabella IV.4. Risultati del sistema ibrido al punto di progetto

² Si hanno all’uscita anodica solo tracce di CH₄ in quanto alle temperature di funzionamento della cella (1152K) l’equilibrio della reazione di *reforming* è molto spostato a destra.

IV.7.1 Analisi Parametrica

Una volta individuata l'area della superficie di cella ottimale, si è provveduto ad effettuare un'analisi parametrica delle principali grandezze caratterizzanti il sistema ibrido. I risultati da prendere in considerazione, ottenuti al variare della densità di corrente, sono infatti, quelli in cui la temperatura di ingresso in turbina è al di sotto dei 1250 K, così come si evidenzia nei diagrammi di seguito riportati *fig. IV.17-IV.22*. In particolare, *fig. IV.17.a* sono riportate le iso-linee di portata di combustibile e quelle del rendimento del sistema ibrido al variare della densità di corrente e di U_f . È evidente come all'aumento della densità di corrente corrisponda un incremento di portata di combustibile ed una diminuzione dell'indice U_f , giustificato dalla relazione:

$$\dot{n}_{CH_4} \propto \frac{z}{U_f} \quad (V.1)$$

Di conseguenza, anche la temperatura di ingresso in turbina (*T.I.T.*) e la potenza del sistema ibrido *fig. IV.18.b* hanno seguito un andamento analogo, così come la temperatura di cella tende ad aumentare con la densità di corrente, in quanto con l'incremento della quantità di idrogeno che reagisce una maggiore potenza termica è resa disponibile dalla reazione elettrochimica. Nell'intervallo di densità di corrente considerato, anche il potenziale di cella *fig. IV.18.a* ha andamento crescente dal momento che, sebbene le perdite di polarizzazione aumentino all'aumentare della densità di corrente (*fig. IV.21., fig. IV.21.b, fig. IV.22.*), esse sono comunque maggiormente influenzate dalle temperatura di cella un cui incremento comporta una loro riduzione.

Dai risultati ottenuti si è scelto come punto ottimale (asterisco nelle figure) quello che si ottiene ipotizzando un valore di U_f pari a 0.85 e, dunque, una potenza totale intorno ai 430 kW con un rendimento di circa 0.6. Nell'ipotesi, invece, di non riuscire a raggiungere il valore desiderato di U_f , il livello di potenza e rendimento tenderebbe ad abbassarsi sensibilmente dovendosi rispettare il vincolo sulla massima *T.I.T.* (*figg. IV.18.b e IV.17.b*). Nei diagrammi di *fig. IV.20.a* viene riportato anche l'andamento della differenza fra la temperatura di ingresso in turbina e quella della cella a combustibile, che conferma come il combustore giochi un ruolo significativo. Infine vengono riportate anche gli andamenti delle perdite ohmiche, di attivazione, di concentrazione e del potenziale di Nernst. Per completezza sono stati riportati in *figura da IV.22 – IV.28* gli andamenti delle grandezze caratteristiche del sistema ibrido nel piano *T.I.T.* - densità di corrente, la linea in rosso indica la temperatura di ingresso in turbina di progetto.

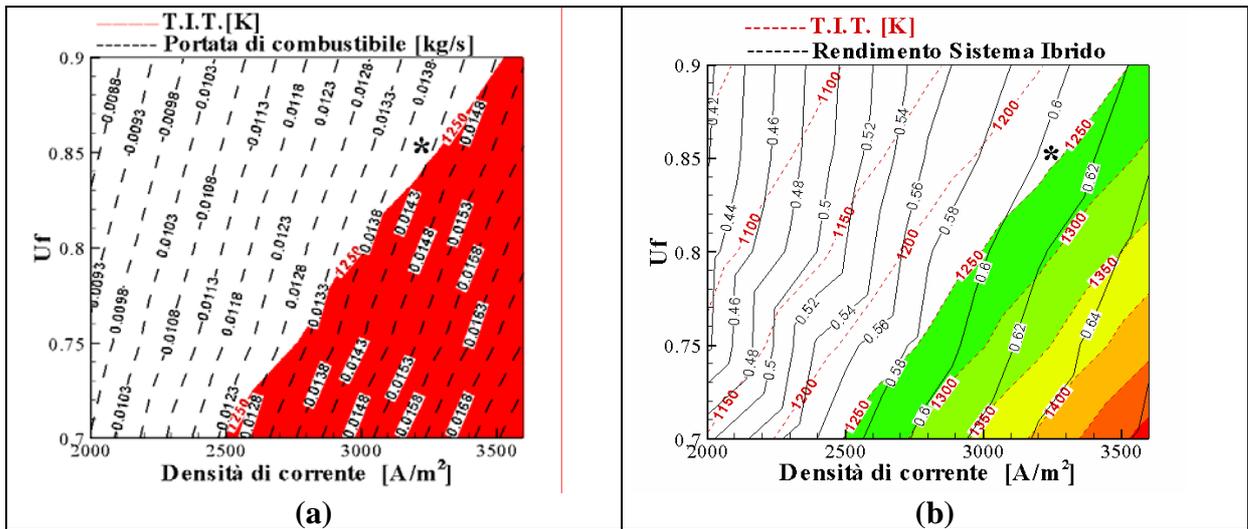


Fig. IV.17. (a) Isolines della portata di combustibile-- (b) Isolines del rendimento del sistema ibrido

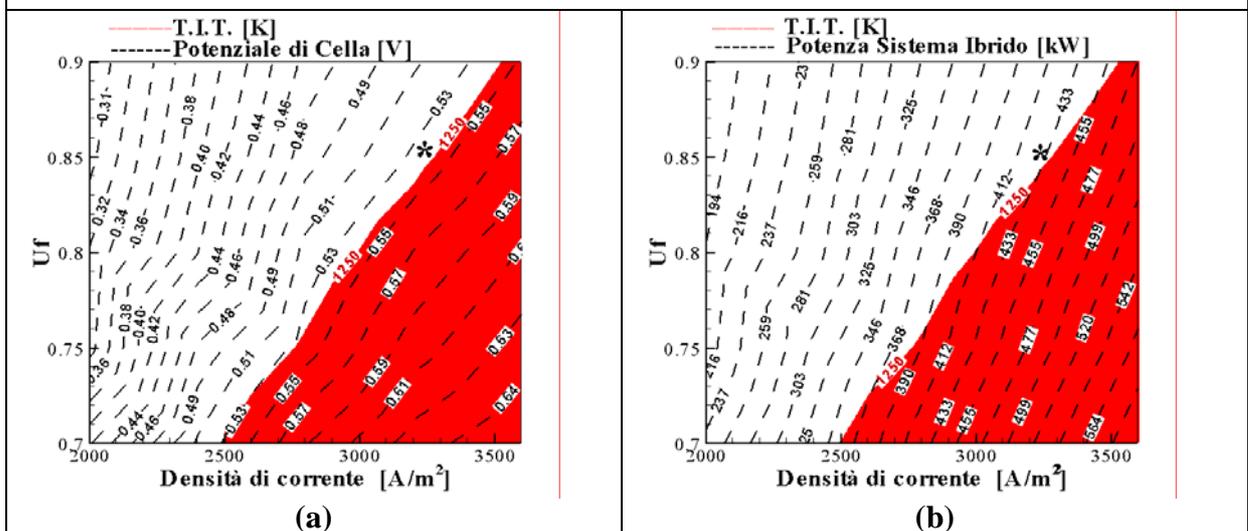


Fig. IV.18. (a) Isolines del potenziale di cella--(b) Isolines della potenza del sistema ibrido

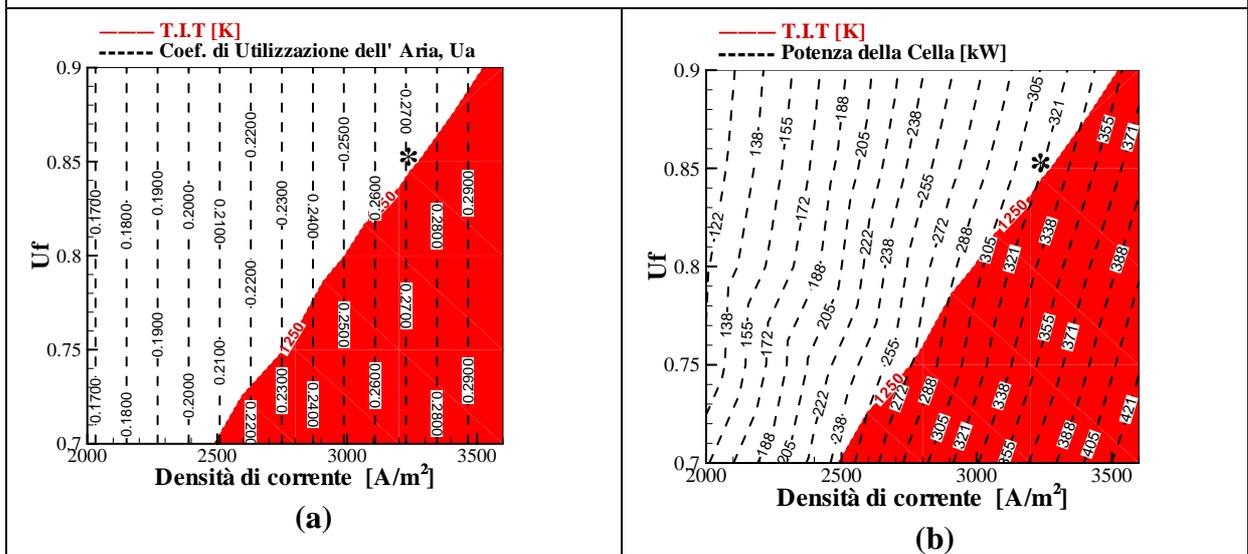


Fig. IV.19. (a) Isolines del coefficiente di utilizzazione dell'aria--(b) Isolines della potenza della cella

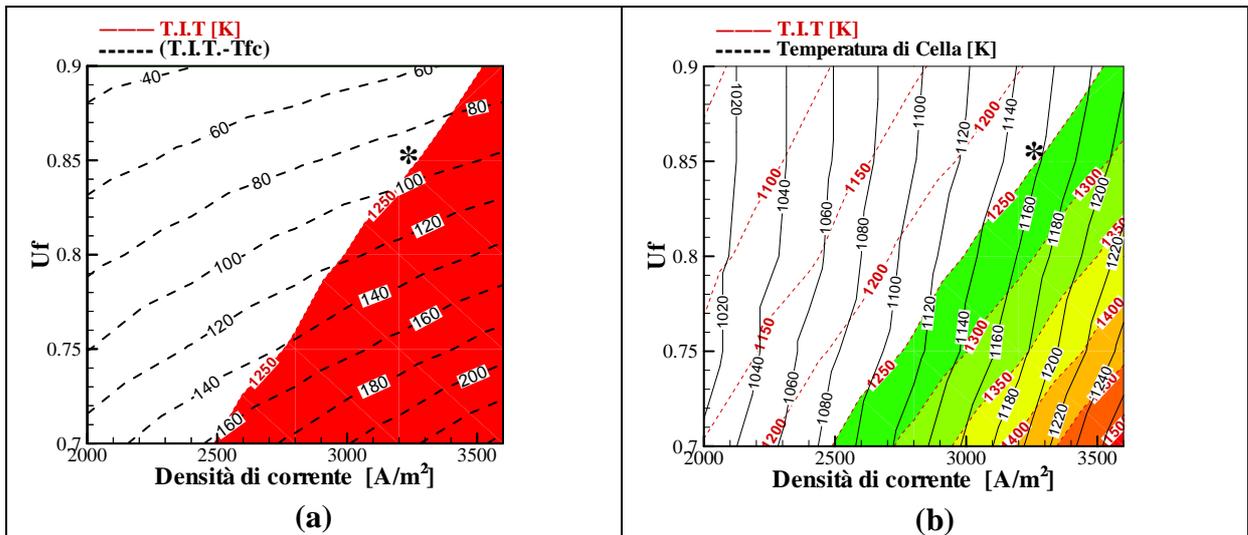


Fig. IV.20. (a) Isolines della differenza tra la T.I.T. e la fuel cell-- (b) Isolines della temperatura di funzionamento della cella

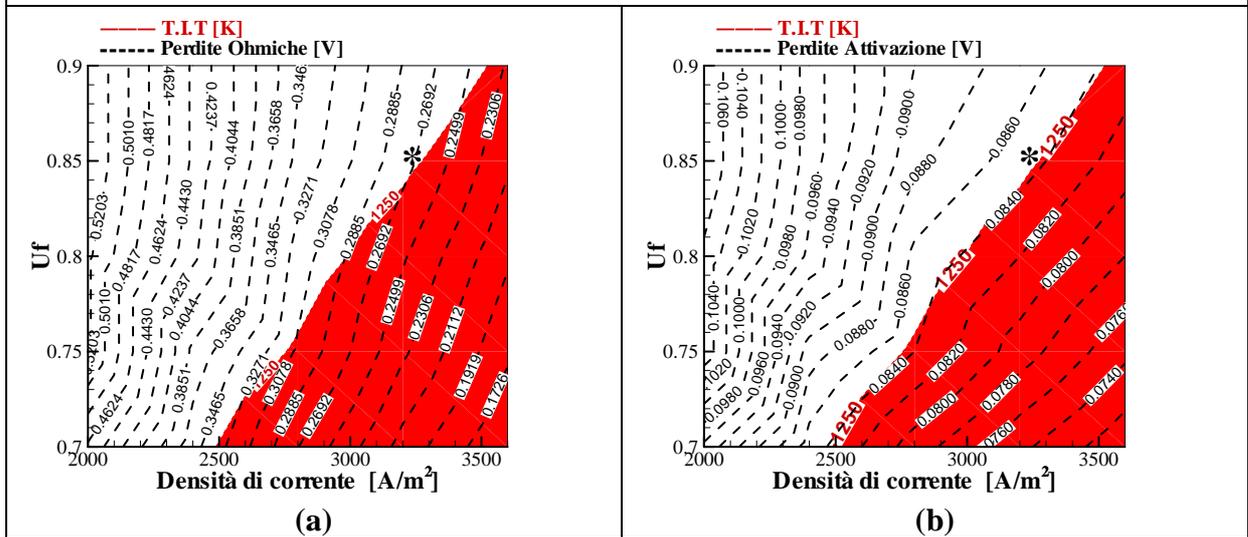


Fig. IV.21. (a) Isolines delle perdite ohmiche--(b) Isolines delle perdite per attivazione

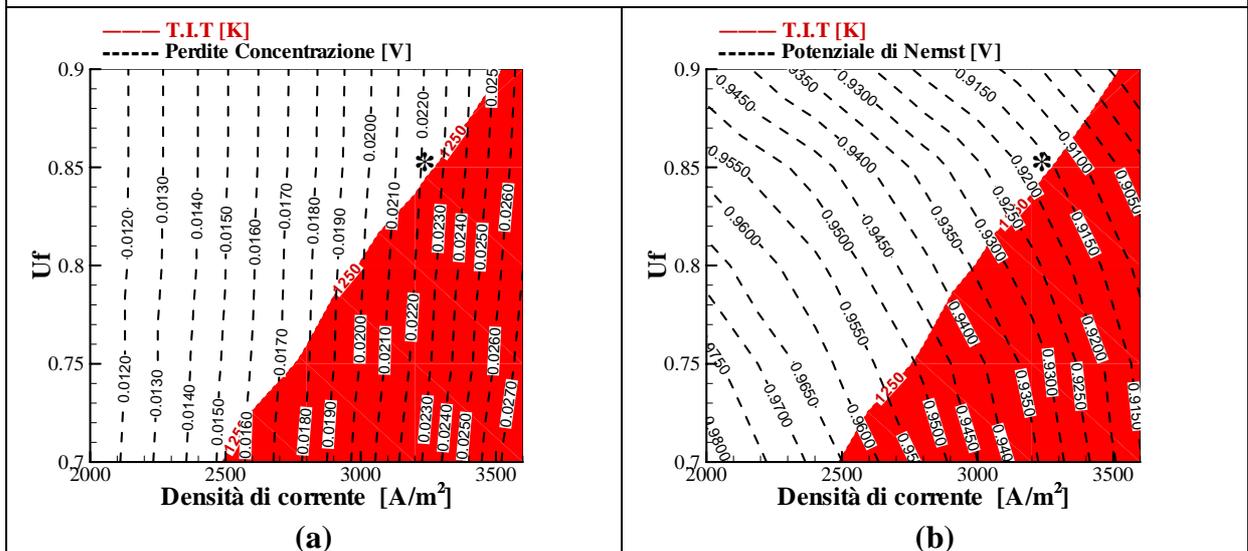


Fig. IV.22. (a) Isolines delle perdite per concentrazione--(b) Isolines del potenziale di Nernst

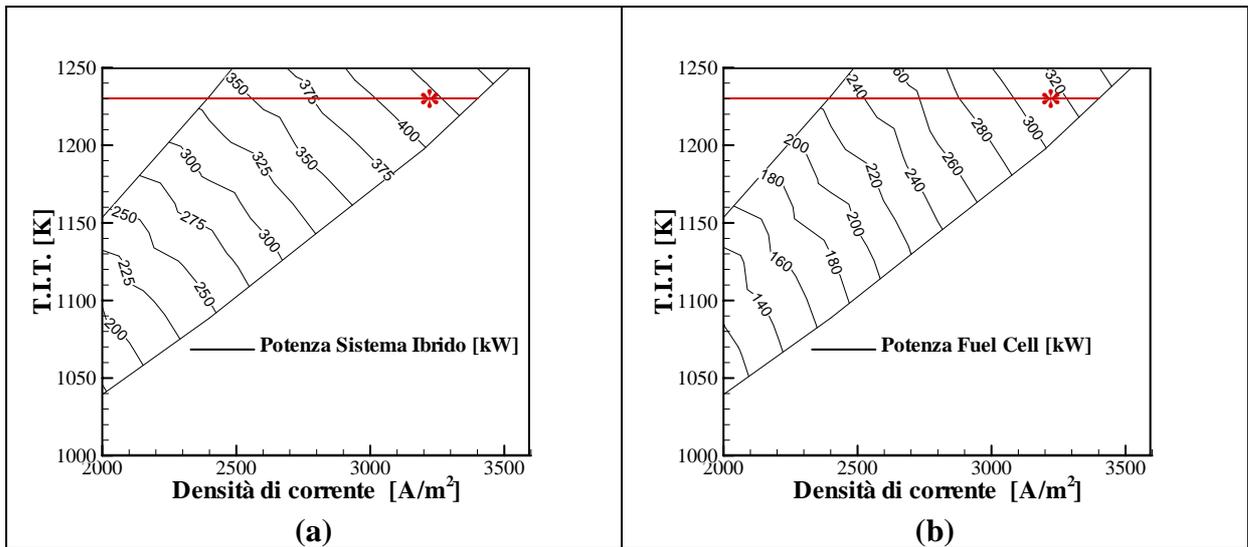


Fig. IV.23. (a) Isolines della potenza del sistema ibrido -- (b) Isolines della potenza della fuel cell

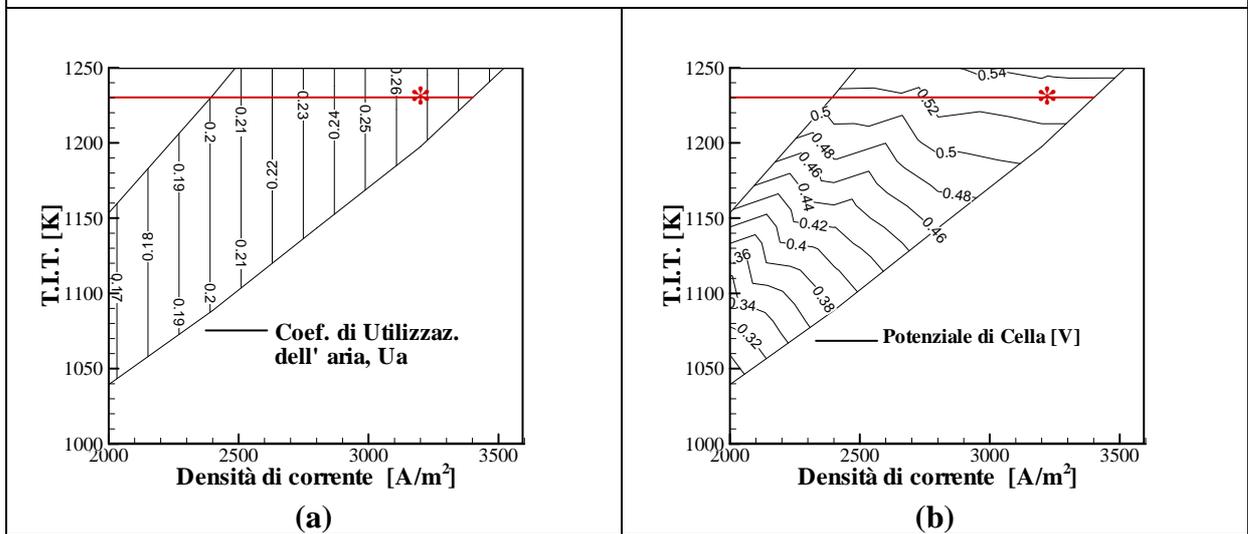


Fig. IV.24. (a) Isolines del coefficiente di utilizzazione dell'aria--(b) Isolines del potenziale di cella

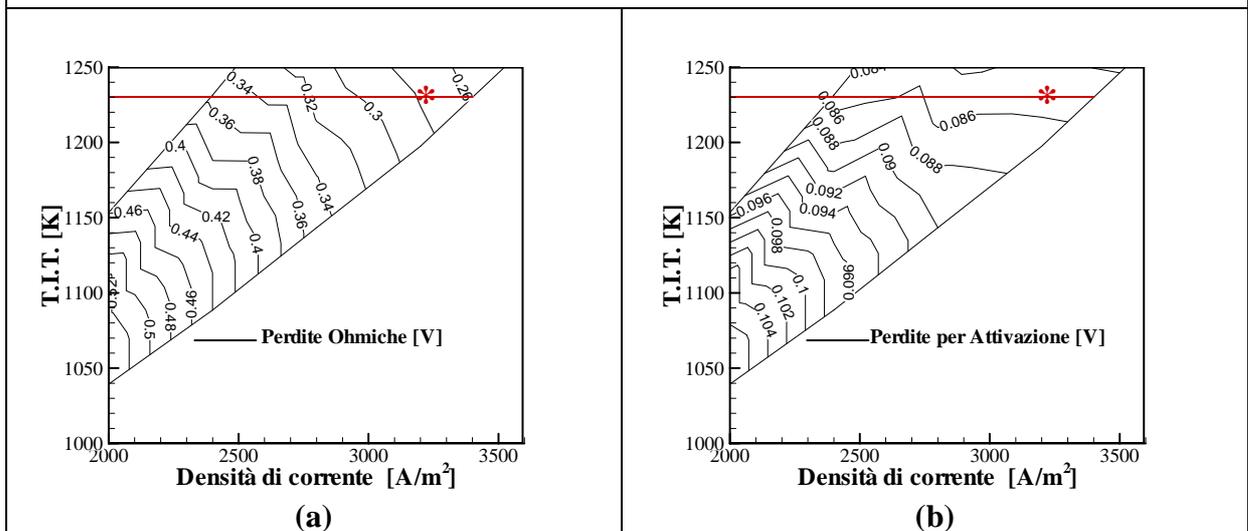


Fig. IV.25. (a) Isolines delle perdite ohmiche--(b) Isolines delle perdite per attivazione

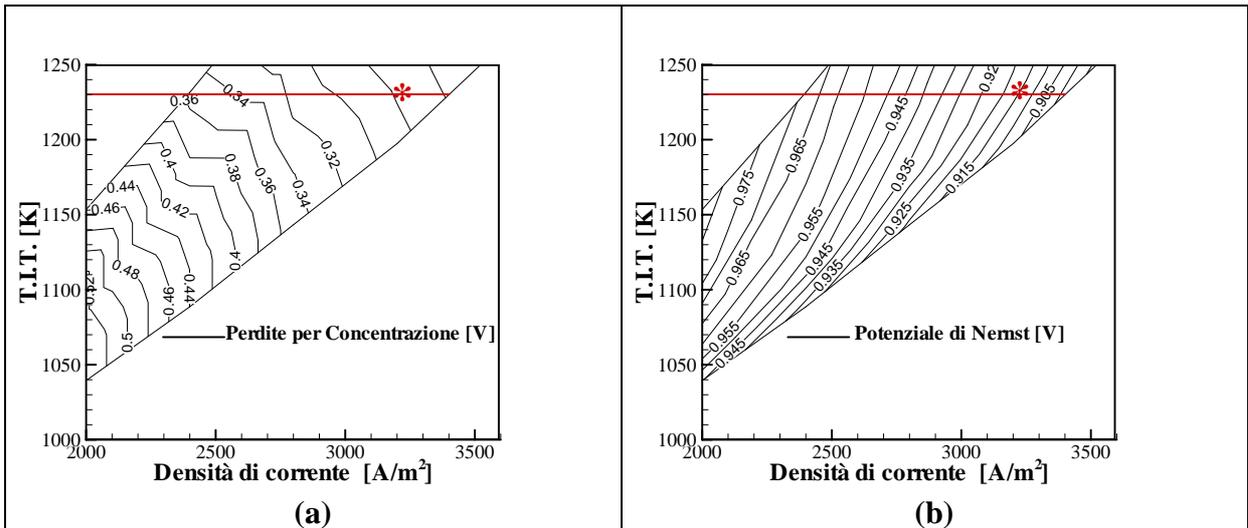


Fig. IV.26. (a) Isolines delle perdite per concentrazione -- (b) Isolines del potenziale di Nernst

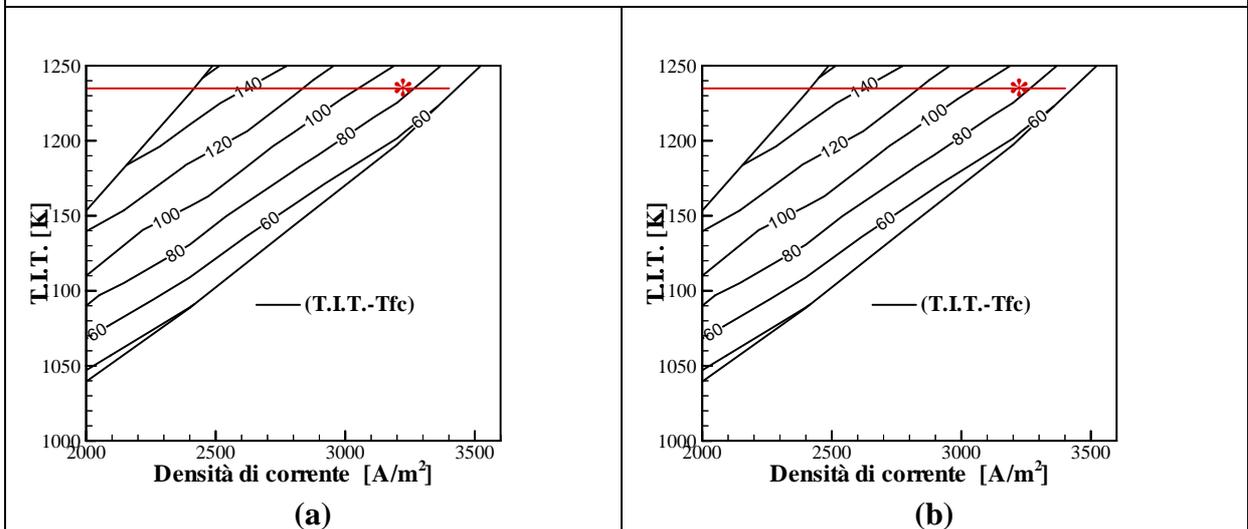


Fig. IV.27. (a) Isolines della differenza fra la T.I.T. e la temperatura di cella--(b) Isolines della temperatura di cella

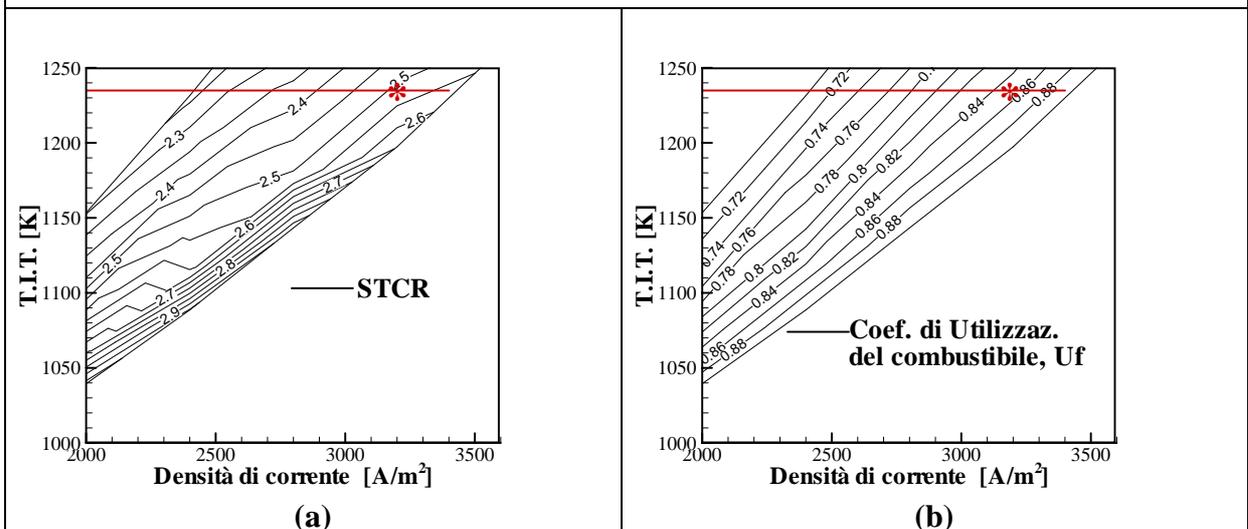


Fig. IV.28. (a) Isolines dello " steam to carbon ratio"--(b) isolines del coefficiente di utilizzazione del combustibile

IV.7.2 Effetto di U_f con un fattore di utilizzazione dell'aria costante

Ricordiamo che il fattore di utilizzazione dell'aria U_a consente di evitare che si abbiano grossi gradienti termici entro lo *stack* di celle a combustibile, in quanto l'aria in ingresso al catodo oltre ad essere utilizzata per la reazione elettrochimica viene utilizzata per raffreddare la cella.

Pertanto si è deciso di andare ad estrapolare dai risultati precedentemente ottenuti i punti caratterizzati da un fattore di utilizzazione dell'aria pari a 0.20, 0.23 e 0.27. Osserviamo che, dire che U_a rimane costante significa dire che la densità di corrente rimane costante³ in quanto per ipotesi la portata di aria è fissata e pari a 0.808, pertanto le isolinee a U_a costante sono caratteristiche anche di una certa densità di corrente.

Pertanto nel seguito si va ad analizzare come, variano i parametri di funzionamento della cella e della Microturbina a gas al variare del coefficiente di utilizzazione dell'aria e della portata di combustibile in ingresso al compressore, punto 2f dello schema *figura IV.1*. Nel diagramma in *figura V.29.a* viene riportato l'andamento della temperatura di ingresso in turbina, di funzionamento della cella e della temperatura di uscita dal rigeneratore. Osservando i risultati fin qui ottenuti, è possibile affermare che difficilmente riusciremo ad operare con valori di tale parametro molto superiori a 0.27 in quanto, come si evidenzia dal diagramma, si raggiungono temperature in ingresso in turbina non accettabile per lo stato dell'arte delle Microturbine a gas. Nella *figura V.29.b* vengono riportati gli andamenti delle potenze della cella a combustibile, della Microturbina a gas e dell'impianto ibrido, le tre grandezze, come si poteva prevedere, presentano un andamento crescente all'aumentare della portata di combustibile. Per quanto riguarda il diagramma *fig. V.30.b* si evidenzia come il valore dello STCR non scenda mai sotto un valore di 2. Questo risulta molto importante in quanto assicura che il ricircolo dei gas esausti all'anodo ha una composizione percentuale di vapore d'acqua in grado di prevenire la formazione di carbonio sulla superficie anodica. Infine, in *figura V.31.a* viene riportato il diagramma che caratterizza il comportamento elettrico del sistema, mentre *V.31.b* quello del fattore di utilizzazione del combustibile.

³ Vedi relazione IV.50

Andamenti dei parametri caratteristici del sistema ibrido per diversi valori di Ua

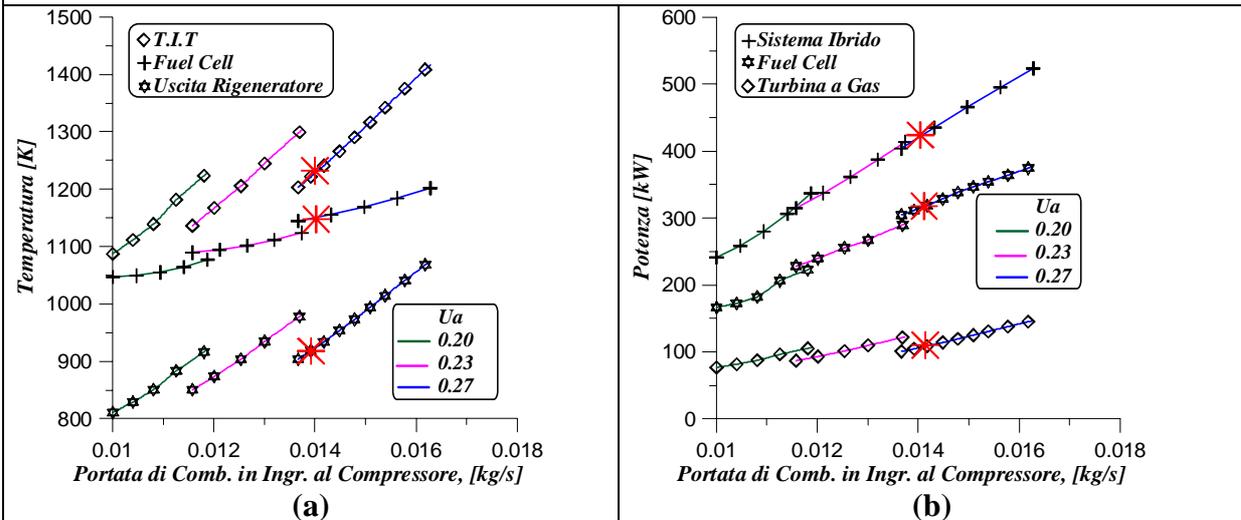


Fig. IV.29. (a) Andamento della Temperatura-- (b) Andamento della potenza

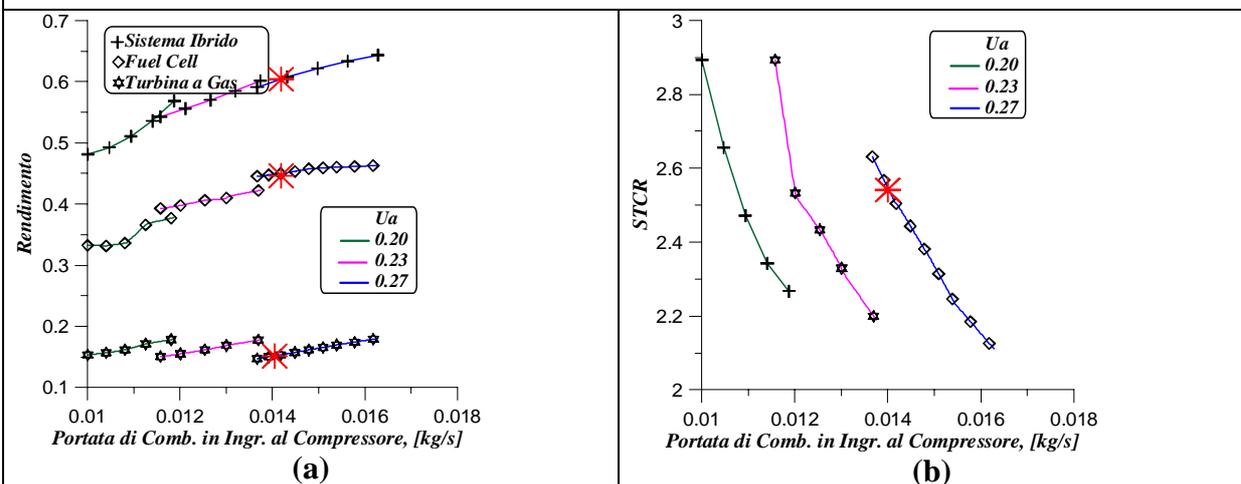


Fig. IV.30. (a) Andamento del rendimento--(b) Andamento dello "steam to carbon ratio"

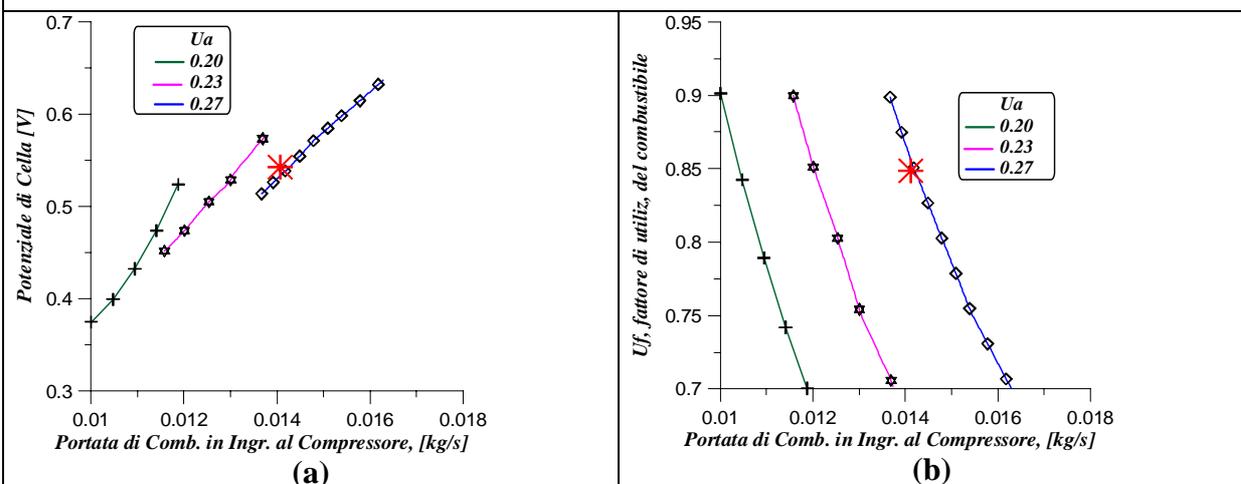


Fig. IV.31. (a) Andamento del potenziale di cella--(b) Andamento del fattore di utilizzazione del combustibile

IV.7.3 Effetto di U_f con una temperatura di ingresso in turbina costante.

Per completare l'analisi e mettere in evidenza alcuni interessanti considerazioni che ci serviranno nella successiva analisi del comportamento del combustore, sono stati, quindi, calcolati lungo la linea a 1250K nei precedenti diagrammi, i valori di rendimento, la potenza del sistema, la portata di combustibile di alimento in ingresso al sistema (punto 2f), quella in ingresso al combustore della TG (punto 2AC.C. nello schema) e la composizione delle specie H_2 e CO in ingresso ed in uscita all'anodo (punti 1A e 2A) al variare della densità di corrente e dunque di U_f (figg. IV.32-IV.34). Dalla figura IV.33.a, in particolare, si nota come la portata di combustibile (CH_4) in ingresso al sistema si incrementi all'aumentare di U_f meno velocemente della miscela di combustibile (ricca di H_2O) in ingresso alla camera di combustione. Ciò a causa del fatto che la riduzione di H_2 in uscita dall'anodo all'aumentare di U_f comporta un abbassamento del potere calorifico inferiore delle specie combustibili residue richiamando più combustibile di alimento; nello stesso tempo, la quantità di vapore formato, che come si evidenzia dal diagramma IV.34.b tende a crescere, incrementa ulteriormente il valore di portata della miscela che deve bruciare in camera di combustione. Pertanto, viene riportato anche l'andamento della composizione di vapore d'acqua nella miscela rispettivamente all'uscita dell'anodo, mixer e pre-reformer.

Andamenti dei parametri caratteristici del sistema ibrido per una T.I.T.=1250 K

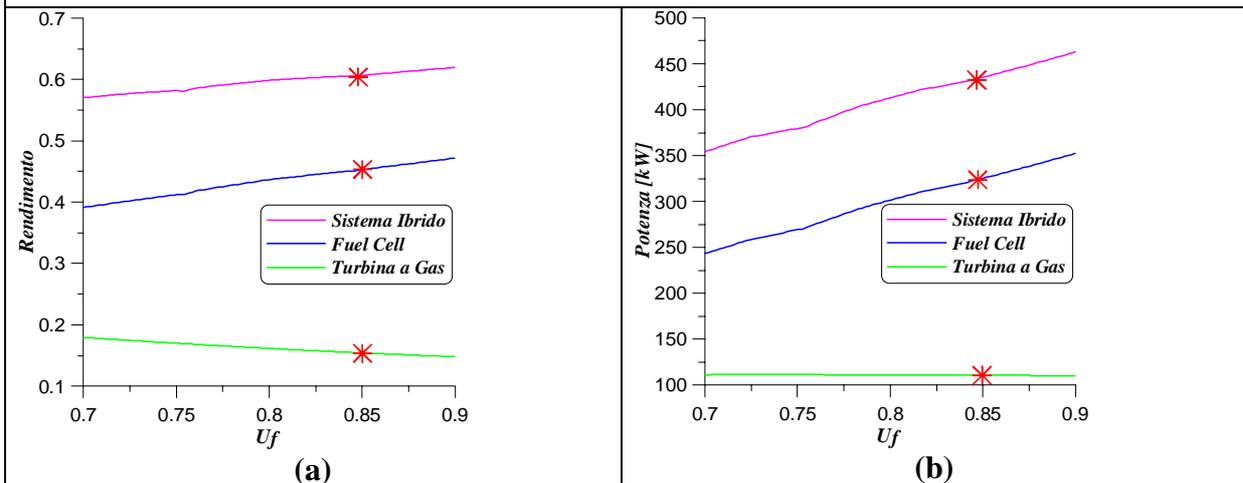


Fig. IV.32. (a) Andamento del rendimento-- (b) Andamento della potenza

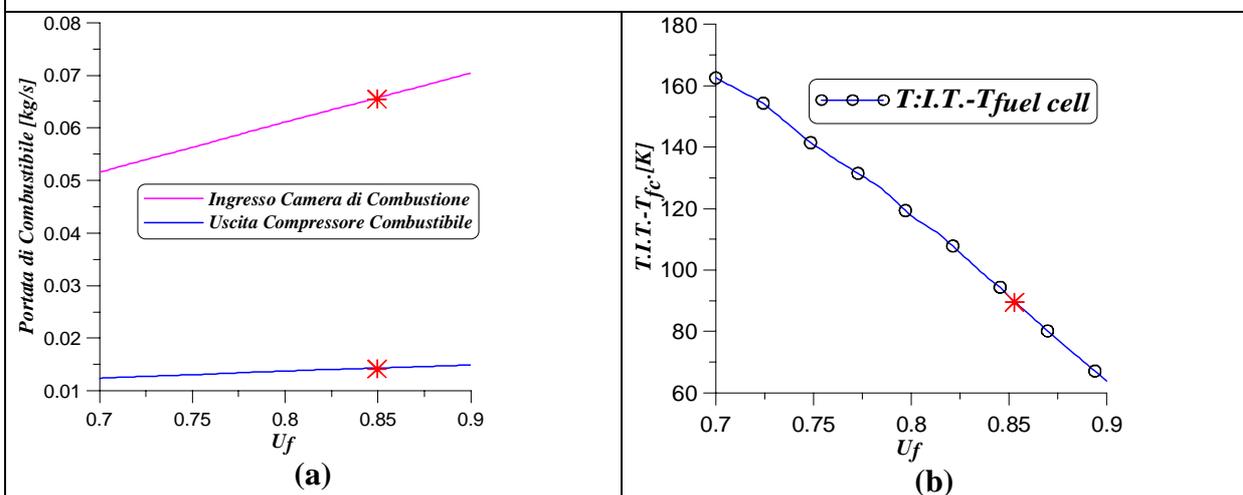


Fig. IV.33. (a) Andamento della portata di combustibile--(b) Andamento della differenza fra la T.I.T. e della fuel cell.

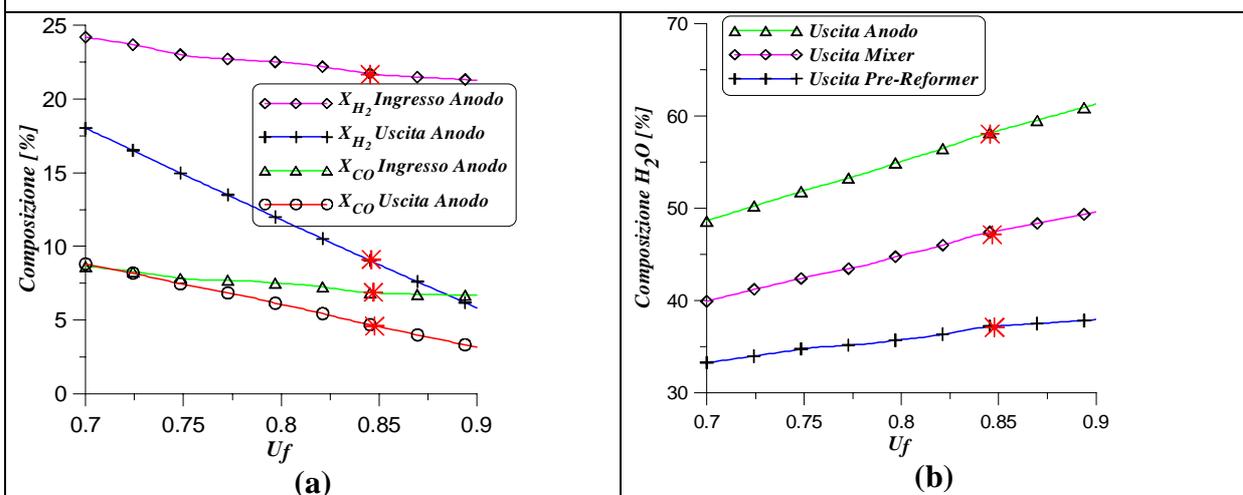


Fig. IV.34. (a) Isolinee del coefficiente di utilizzazione dell'aria--(b) Isolinee della potenza della cella

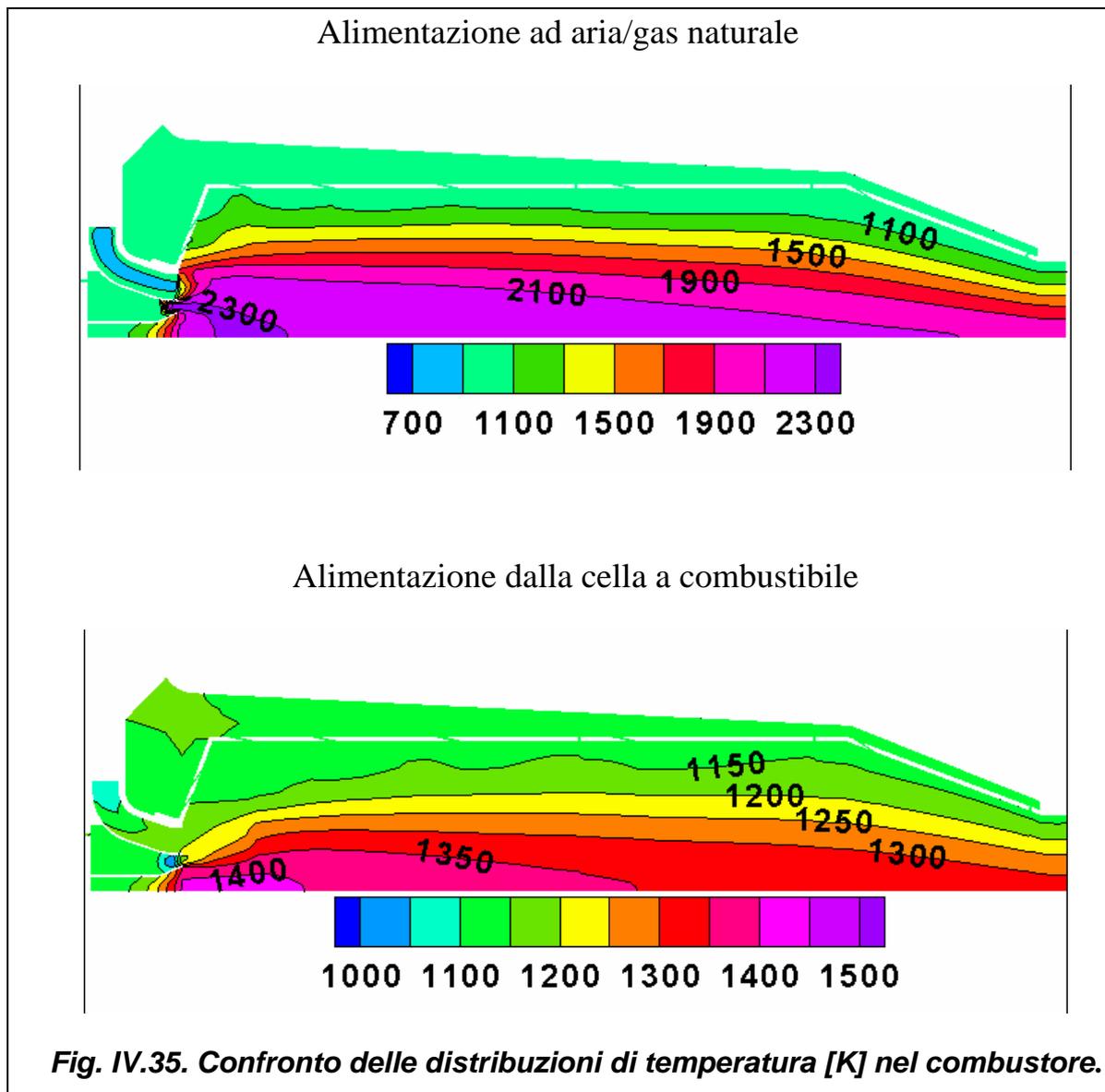
IV.8 UN ESEMPIO DI PROCESSO DI COMBUSTIONE NELLA MTG

Le analisi presentate nel precedente paragrafo presuppongono la realizzazione di un sistema ibrido basato sull'integrazione tra una cella a combustibile e una micro-turbina a gas, di caratteristiche note e più volte oggetto di studio da parte degli autori [91, 108]. Per le ipotesi fatte è lecito pensare, quindi, che l'espansione in turbina abbia luogo con i valori previsti di rapporto di pressioni e di rendimento adiabatico.

In questa sezione si esamina, in maggiore dettaglio, il comportamento della camera di combustione. Si è infatti considerato che il sistema di combustione fosse quello originariamente previsto per la MTG, quindi completamente separato dalla cella ed alimentato dai flussi anodici e catodici, rispettivamente quale combustibile e ossidante. Ambedue le composizioni risultano fortemente alterate rispetto a quelle usuali (alimentazione a gas naturale con aria quale ossidante) e richiedono pertanto un esame del comportamento del combustore. L'utilizzo di un sistema non catalitico per questo particolare processo di post-combustione delle specie residue, peraltro ampiamente previsto dalla più recente letteratura scientifica [153, 156], è giustificato dalle elevate temperature dei reagenti. L'esempio presentato nel seguito ha quindi valore di verifica della capacità dell'usuale combustore di una micro-turbina a gas a fungere da reattore dei gas residui dallo *stack* di celle.

| | Flusso Anodico (Combustibile) | | Flusso Catodico (Ossidante) | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|---------|------------------------------------|-------|
| <i>Compos. molare</i> | H ₂ | 8.560 % | O ₂ | 16.3% |
| | CH ₄ | 0.007 % | | |
| | H ₂ O | 57.33 % | | |
| | CO ₂ | 29.53 % | N ₂ | 83.7% |
| | CO | 4.573 % | | |
| <i>Portata, kg/s</i> | 0.0641 | | 0.756 | |
| | <i>LHV, kJ/kg</i> | 1359 | | |
| | <i>f_{st}</i> | 2.74 | | |
| Tabella IV.6. Caratteristiche chimico-fisiche dei reagenti nel combustore della MTG | | | | |

L'analisi del processo di combustione, sviluppata con metodi di fluidodinamica computazionale [103, 106], si riferisce alle condizioni ottimali già individuate (densità di corrente 3200 A/m^2 e indice di utilizzazione del combustibile nella cella pari a 0.85) e i dati operativi sono riportati nella *tabella IV.6*.

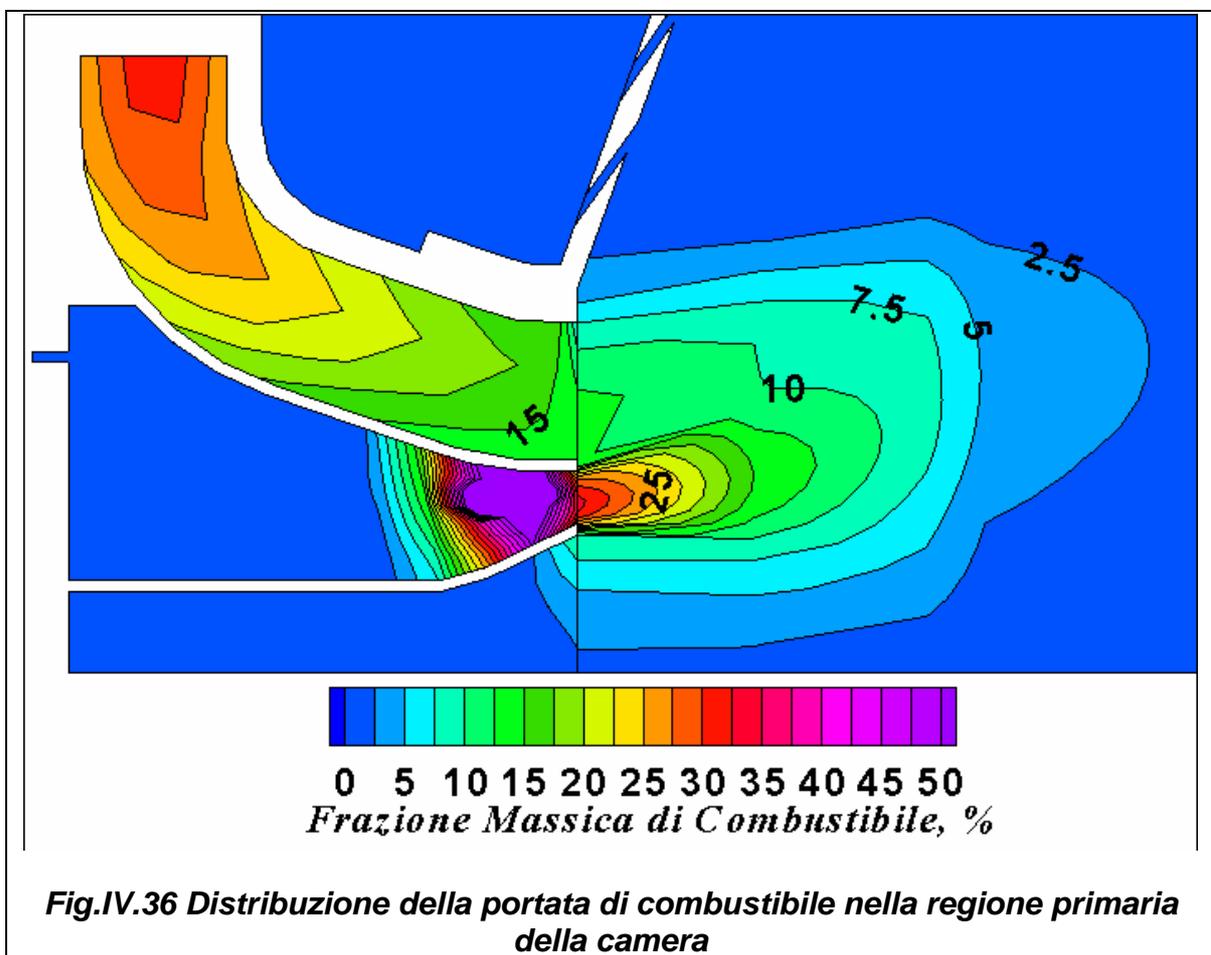


Il combustore, del tipo *lean-premixed*, si trova quindi ad operare con rapporto di equivalenza globale estremamente ridotto. Esistono inoltre condizioni alquanto critiche sia in termini di esiguo contenuto di specie combustibili (come, del resto, già indicato in fig. IV.34.a), sia per quanto riguarda la ridotta presenza di ossigeno nel flusso proveniente dal catodo. A parziale compensazione, l'elevata temperatura di ingresso delle specie reagenti può favorire il processo di autoignizione e il successivo sviluppo della combustione. L'avvio del processo di combustione nei reagenti premiscelati va comunque assistito da una fiamma pilota ottenuta attraverso l'iniezione separata di una frazione del combustibile

in una regione a dosatura stechiometrica. Nel caso, in esame il basso rapporto globale combustibile/aria impone che il 30% della portata di combustibile sia indirizzato alla linea pilota, ove nel normale funzionamento a gas naturale è sufficiente una frazione del 10%.

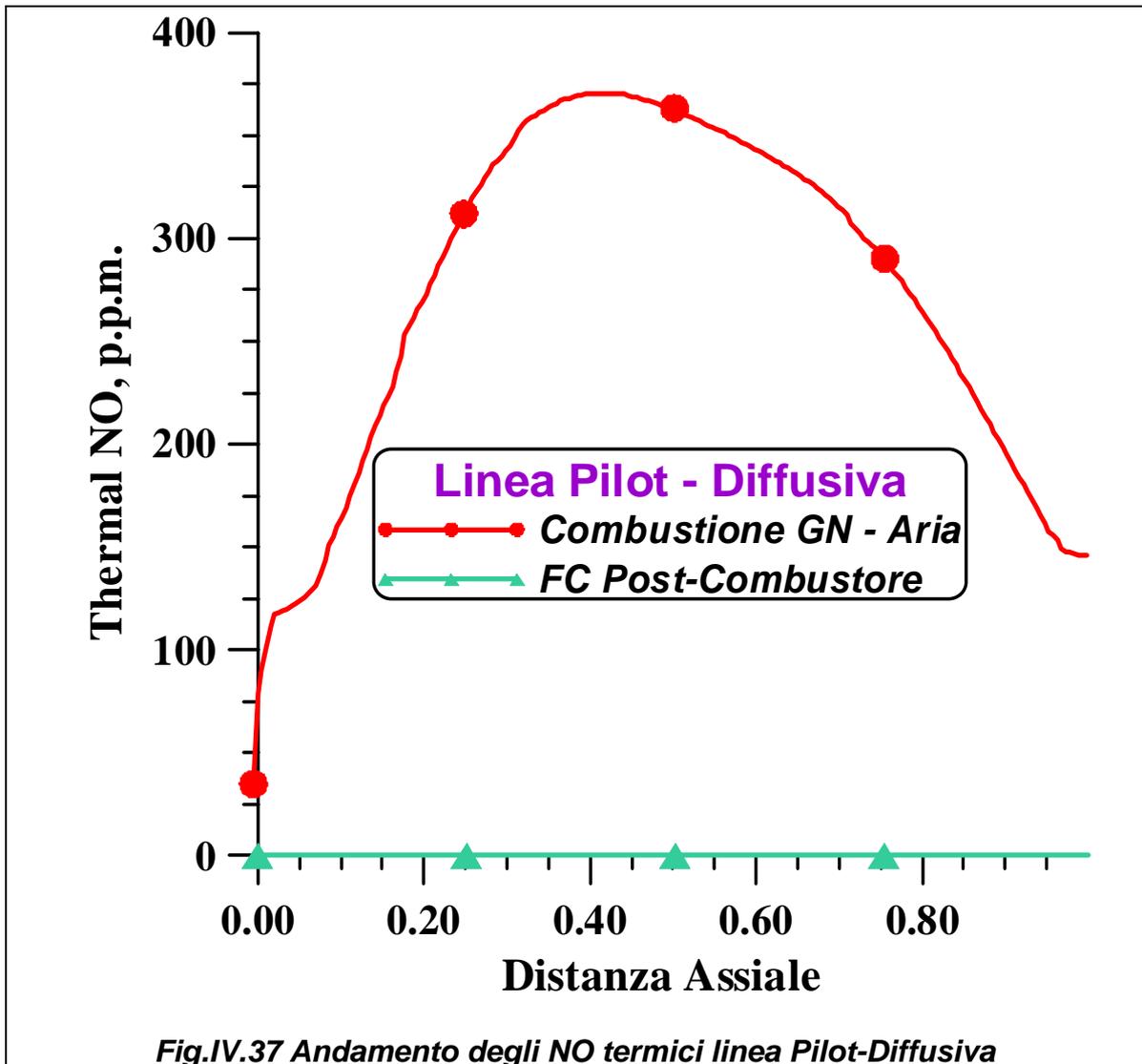
In *fig. IV.35* è riportato il confronto delle distribuzioni di temperatura in una sezione longitudinale della camera, tra un caso con normale alimentazione a gas naturale e quello in esame relativo all'alimentazione con le specie provenienti dalla cella.

Il primo è caratterizzato dai classici picchi di temperatura associati all'esistenza della fiamma pilota, con la conseguente formazione di ossidi di azoto termici. Lo sviluppo del secondo processo è invece tipico di una combustione "dolce", con maggiore uniformità radiale del profilo di temperatura. L'assenza di picchi nella regione primaria inibisce del tutto il meccanismo di formazione degli ossidi di azoto.



La buona regolarità della combustione è testimoniata anche dalla *figura IV.36*, che illustra il progressivo esaurimento delle specie combustibili già all'interno della zona primaria. La stessa figura illustra inoltre il ruolo del getto pilota e la sua interazione con la corrente premiscelata. I risultati globali dell'analisi di combustione, non riportati, confermano il completo esaurimento del combustibile introdotto e l'assenza di specie nocive o

incombuste. La risposta della camera di combustione, seppure soddisfacente nel caso esaminato, va comunque analizzata in un più ampio campo di condizioni operative: situazioni più sfavorevoli potrebbero essere originate, come detto, da più basse temperature di ingresso dei reagenti in conseguenza di ridotti valori dell'indice U_f . Analoghe difficoltà di autoignizione potrebbero avere luogo in condizioni di carico ridotto del sistema ibrido, suggerendo l'adozione di sistemi alternativi al tradizionale combustore.



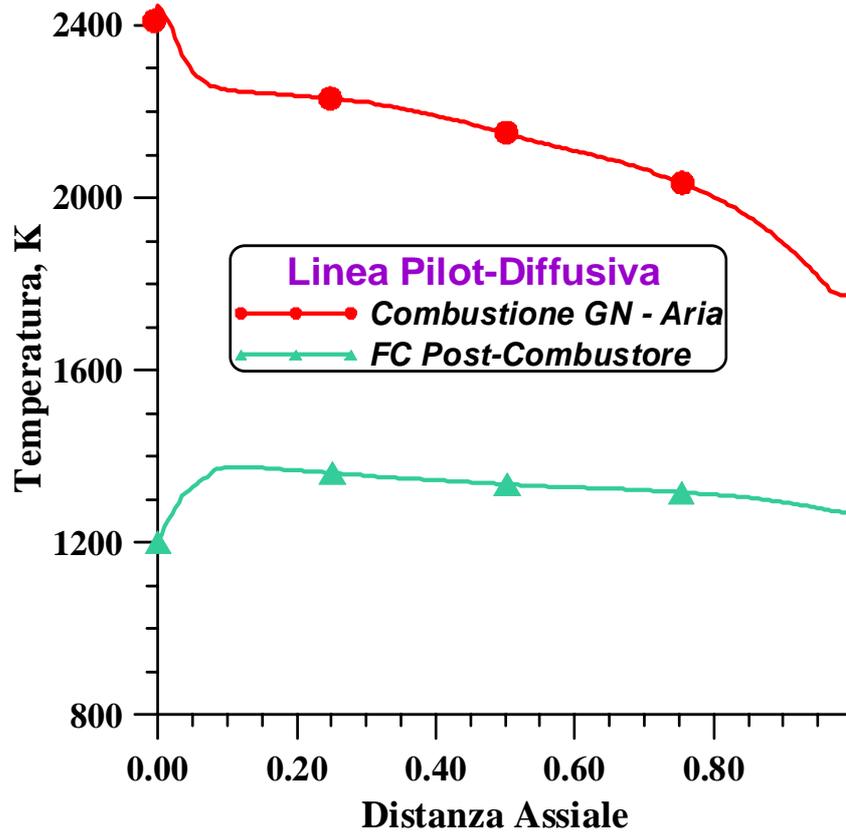


Fig.IV.38 Andamento della temperatura linea Pilot-Diffusiva

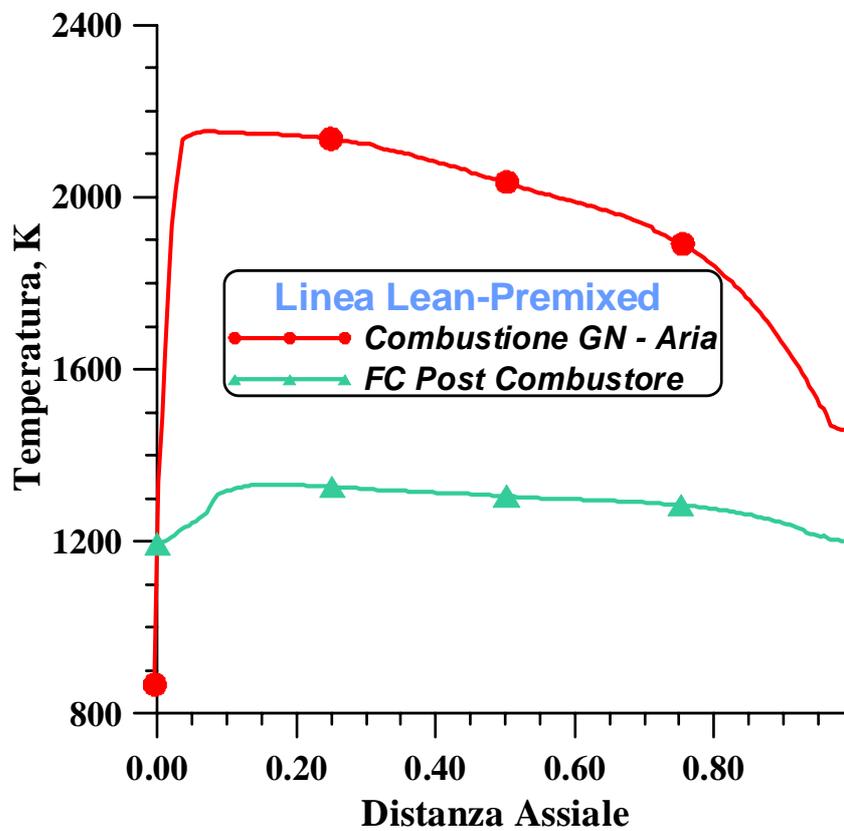


Fig.IV.39 Andamento della temperatura linea Lean Premixed

IV.9 ANALISI IN FUORI PROGETTO

L'ultima analisi di questo lavoro ha riguardato l'analisi in fuori progetto dell'impianto ibrido rappresentato in figura IV.1.

La metodologia che è stata adottata è riassumibile nel modo seguente:

- ❖ In primo luogo è stato determinato il dominio di funzionamento della MTG indipendentemente dall'accoppiamento con il sistema di celle a combustibile ad ossidi solidi, così come descritto nel capitolo II, dove il dominio di funzionamento della MTG veniva rappresentato ad esempio nel piano bidimensionale velocità di rotazione potenza utile all'asse. La validità di tale rappresentazione è lasciata sostanzialmente invariata quando integriamo lo "stack" di celle a combustibile con la MTG, poiché non c'è un aggiuntivo apporto di massa nel sistema, grazie all'adozione del ricircolo anodico che ci consente di eliminare un'eventuale caldaia per la produzione di vapore, necessaria al processo di *steam-reforming*. Le mappe della MTG (fig IV.40) forniscono pertanto i valori d'ingresso per il calcolo della SOFC, in termini di portata massica e pressione dell'aria in uscita dal compressore, insieme con i livelli di temperatura in uscita dal rigeneratore.

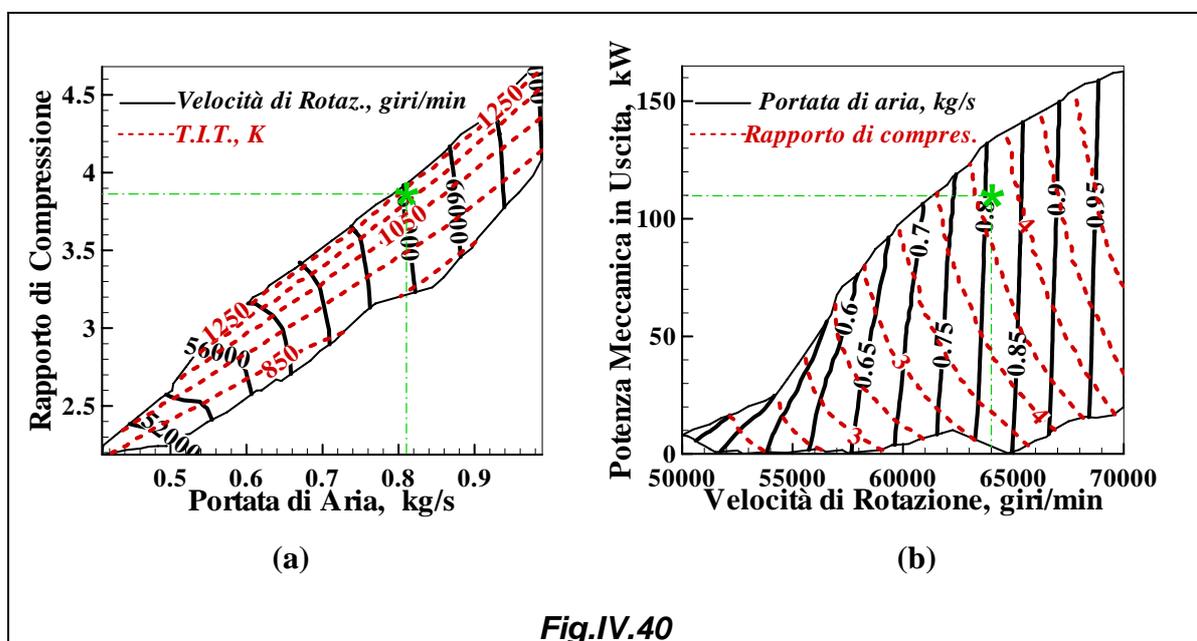


Fig.IV.40

- ❖ L'accoppiamento MTG-SOFC avviene solo lungo una linea di funzionamento dentro la mappa della MTG, in conseguenza del fatto che un grado di libertà del sistema è eliminato dalla condizione che sia la portata massica corretta, sia la

velocità di rotazione corretta della turbina (fig.IV.41.b) devono essere rispettate. I risultati della linea di accoppiamento saranno considerati come dati di ingresso per la simulazione del processo di combustione basato su di un'analisi CFD.

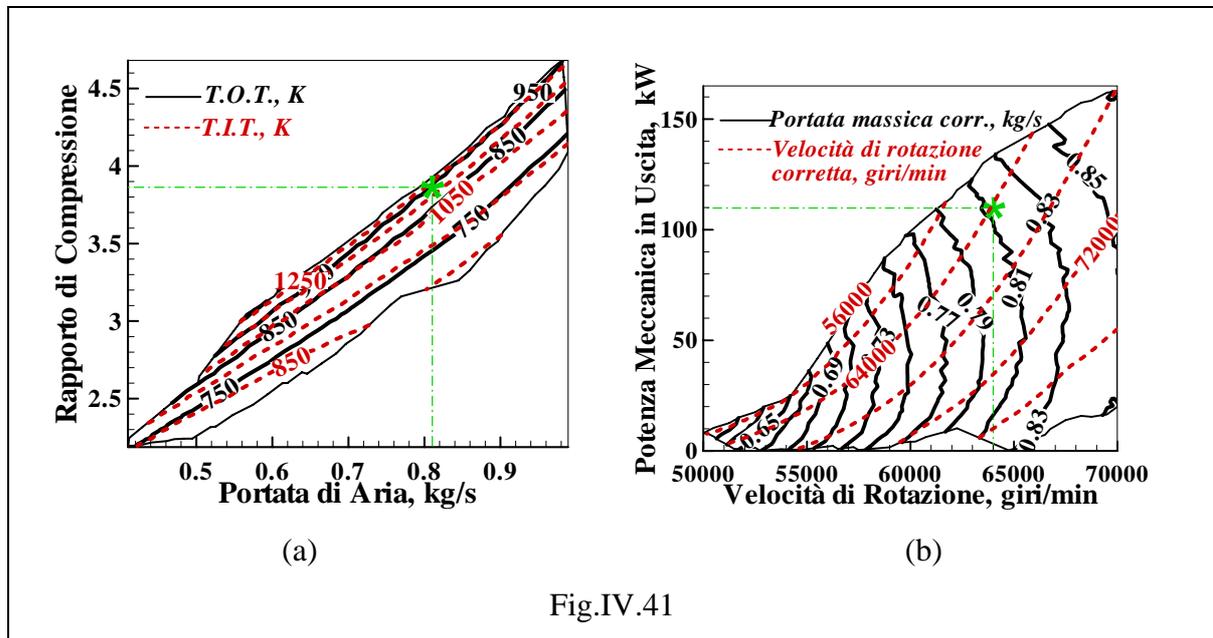


Fig.IV.41

In particolare le figure IV.41.a e IV.41.b riportano le condizioni di funzionamento della turbina in termini di diminuzione di temperatura, velocità e portata corretta. Questi diagrammi pertanto evidenziano che gli stessi componenti rotanti sono in grado di operare all'incirca con le stesse caratteristiche anche quando variamo la configurazione dell'impianto, purché vengano riprodotte le stesse condizioni d'ingresso in turbina e dei parametri corretti.

In questo caso la turbina dovrebbe realizzare la stessa caduta di temperatura come in figura IV.41.a e le condizioni d'accoppiamento con il compressore dovrebbero portare l'ultimo componente ad operare secondo le curve di fig. IV.40.b.

Basandosi su tali considerazioni se ne può concludere che l'introduzione dei componenti della MTG in un sistema ibrido basato su celle a combustibile ad ossidi solidi conduce ad una molteplicità di punti di funzionamento che approssimativamente si sovrappongono a quelli nelle figure IV.40 e IV.41, vale a dire:

- raggiungere gli stessi parametri corretti come in figura IV.41.b implica che il livello di TIT deve essere aumentato fino ai valori in fig.IV.41.a, partendo dalla temperatura di funzionamento della cella. Questa asserzione definisce il ruolo della camera di combustione.

- Le temperature in uscita dalla turbina in *fig.IV.41.a* assicurano un efficiente funzionamento del rigeneratore per incrementare la temperatura d'ingresso dell'aria prima dell'ingresso nella cella a combustibile. Pertanto anche questo componente può essere conservato.
- L'accoppiamento compressore-turbina assicura anche che il compressore è potenzialmente in grado di erogare la portata massica con i rapporti di compressione rappresentati in *fig.IV.40.a*. Le condizioni d'alimento dell'aria per il catodo della cella a combustibile sono pertanto identificate.

Com'è noto le regioni di funzionamento in *fig. IV.40 e IV.41* sono tipiche di un sistema a due gradi di libertà quando consideriamo la micro turbina a velocità variabile. La reale linea di funzionamento risulta dall'accoppiamento con ulteriori dispositivi che includono la soppressione di un grado di libertà.

Similmente l'integrazione della MTG e della cella a combustibile originata dall'intersezione dei rispettivi domini di funzionamento, ci dirà che:

-Per dati valori dei parametri di cella (come ad esempio i fattori d'utilizzazione dell'aria e del combustibile, la portata di combustibile, la portata d'aria, ecc.) l'accoppiamento tra la MTG e la SOFC nascono ogni qual volta la temperatura della cella a combustibile e i contenuti delle specie residue per la camera di combustione producono le stesse condizioni d'ingresso in turbina della *figura IV.41.a*. Questa è una condizione generale per determinare un singolo punto di funzionamento nella regione operativa della MTG.

- Variando la portata di combustibile e lasciando invariato il rapporto F/A (rapporto portata di combustibile portata d'aria) si produce una linea di funzionamento nello spazio del dominio operativo della MTG.

- L'ulteriore variazione nel rapporto F/A aggiunge un grado di libertà al sistema così da riportare ad una superficie bidimensionale il luogo dei punti di funzionamento del sistema ibrido di conversione d'energia.

Deve essere specificato, che considerare le mappe di funzionamento della microturbina in *figura IV.40 e IV.41* è solo un'analisi di prima approssimazione, poiché esse si riferiscono alla sola condizione di funzionamento della MTG con una diretta alimentazione di gas naturale in camera di combustione. Le variazioni nella composizione del gas e le perdite di carico aggiuntive attraverso sia i dispositivi del trattamento del combustibile che lo “*stack*” della SOFC inducono variazioni del secondo ordine ai valori numerici delle isolinee nelle figure sopra indicate, mentre lasciano sostanzialmente invariato il loro andamento qualitativo.

Una volta che i fondamentali del “matching” della MTG e della SOFC sono stati definiti, l’effettiva possibilità di predire le potenzialità dell’intero sistema ibrido sopra il suo range di funzionamento dipende sia dall’accuratezza del modello di cella a combustibile, come discusso nella successiva sezione, sia dalla stima dello sviluppo della combustione all’interno del combustore della MTG. Seguendo i suggerimenti della corrente letteratura tecnica [153,156] si considera la possibilità di impiegare la camera di combustione come un post combustore invece di un combustore catalitico.

Un’eventuale analisi CFD, dovrà tenere in particolare considerazione le forti modifiche apportate dalle rilevanti variazioni sia nella composizione del combustibile che dell’ossidante rispetto al combustore della MTG alimentata a gas naturale.

IV.10 MODELLO DELLA SOFC PER IL FUORI PROGETTO

Il modello della cella a combustibile ad ossidi solidi per il fuori progetto adotta, a differenza della precedente analisi termodinamica, come parametri d’ingresso la pressione e la portata d’aria rilasciati dal compressore, il livello di temperatura in uscita dal rigeneratore, come fornito dalla mappa della MTG. Ricordando che al momento il codice non incorpora un modello cinetico per lo studio del processo di reforming e delle reazioni elettrochimiche, la stima del fattore di utilizzazione del combustibile U_f non è direttamente possibile pertanto si è deciso di scegliere valori reali dati da letteratura [125, 128, 136, 154].

Pertanto la superficie di cella A_{fc} , la portata di combustibile e il fattore di utilizzazione del combustibile sono assunti come variabili indipendenti, mentre la densità di corrente, la temperatura di cella, il coefficiente di utilizzazione dell’aria e gli altri parametri caratteristici sono calcolati dal doppio ciclo iterativo dato nel diagramma di flusso in figura IV.42. Tale diagramma è molto simile a quello già visto in figura IV.2 con l’unica differenza che la convergenza sul ciclo più interno riguarda questa volta le concentrazioni di ricircolo e non la determinazione della portata di combustibile, essendo questa stata fissata.

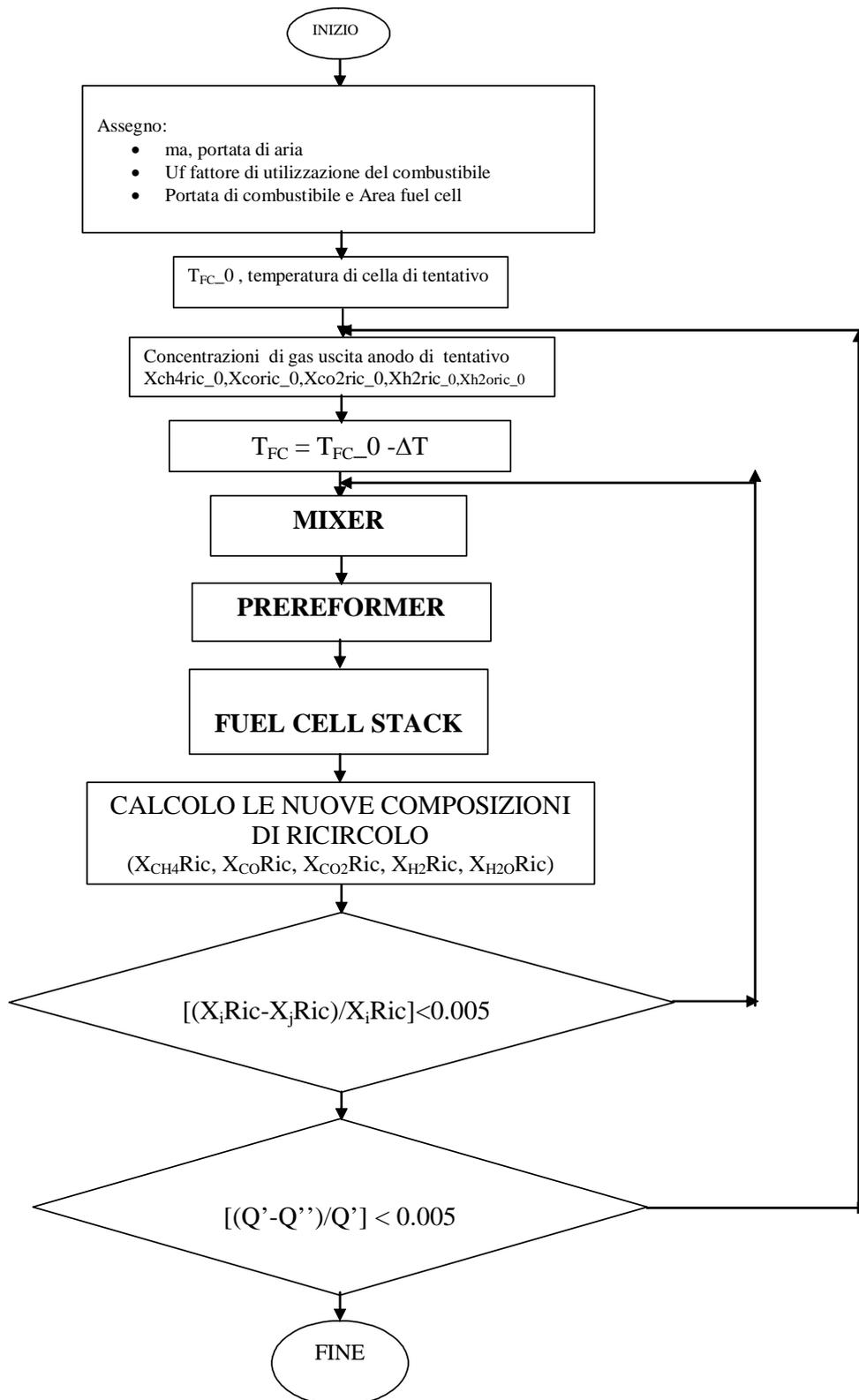


Fig. IV.42 Diagramma di flusso del modello di calcolo

IV.11 RISULTATI DELL'ANALISI DI ACOPPIAMENTO TRA LA SOFC E LA MTG.

I risultati ottenuti e riportati di seguito, si basano su di una procedura di accoppiamento “off-line” descritta in precedenza e procede nel modo seguente:

- Per una data velocità di rotazione ed ogni punto di funzionamento del compressore vengono forniti la portata d'aria e il rapporto di compressione, valori che risultano essere parametri d'ingresso per il modello della SOFC.
- Le soluzioni ottenute con il modello della SOFC sono le condizioni in ingresso per la camera di combustione e quindi per la stima dell'incremento di temperatura.
- L'espansione dei gas attraverso la turbina permette il calcolo della temperatura d'ingresso nel rigeneratore lato caldo e pertanto la condizione di chiusura per il ciclo iterativo della SOFC.
- Dopo aver raggiunto la convergenza, la condizione determinata può essere interpretata come un reale punto di funzionamento del sistema ibrido solo se i parametri d'ingresso in turbina solo coincidenti a quelli della figura IV.40.b.

Ripetendo la procedura per differenti livelli del rapporto d'alimento globale combustibile/aria caratterizzante il sistema ibrido, si determinano le regioni di funzionamento come mostrate in figura IV.43 e IV.44. In figura IV.43 viene rappresentato il dominio operativo nel piano dei parametri caratterizzanti le prestazioni del sistema ibrido, così da mettere in evidenza come uno stesso livello di rendimento possa essere ottenuto se operiamo con velocità variabile dell'albero della MTG anche se ciò determinerà una minore potenza totale in uscita, mentre si ha una sensibile caduta di rendimento se si opera a velocità di rotazione costante. Lo stesso dominio di funzionamento viene rappresentato questa volta nel piano potenza totale in uscita velocità di rotazione della turbina a gas con le isolinee del rapporto combustibile (metano) /aria figura IV.44. Una regolazione a velocità di rotazione variabile sembra essere il modo più appropriato per realizzare gli stessi livelli del punto di progetto. La ragione di rendimenti più alti ottenuti con il funzionamento a velocità variabile è dato dai diagrammi in figura IV.45 e IV.46. Figura IV.45 mostra che il funzionamento a velocità di rotazione costante dovrebbe ridurre il peso della potenza elettrica in uscita dalla cella a combustibile che dovrebbe per contro aumentare con una velocità di regolazione costante. Inoltre il livello di temperatura del processo elettrochimico dentro la cella a combustibile è mantenuto alto a

tutti i livelli di funzionamento del sistema ibrido, assicurando così soddisfacenti gradi di reazione figura IV.46.

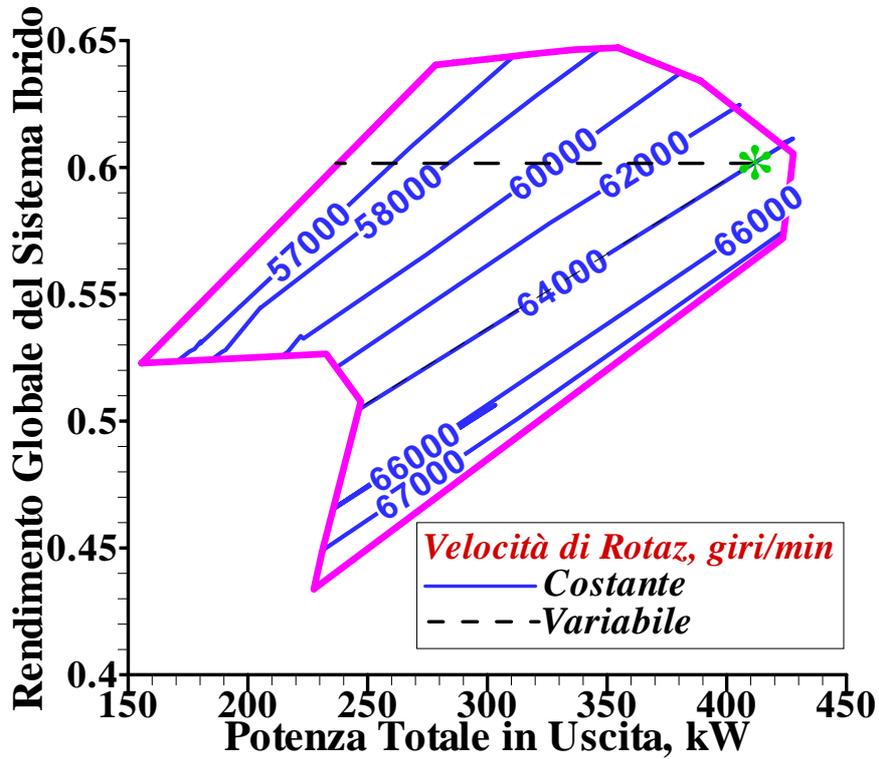


Fig.IV.43

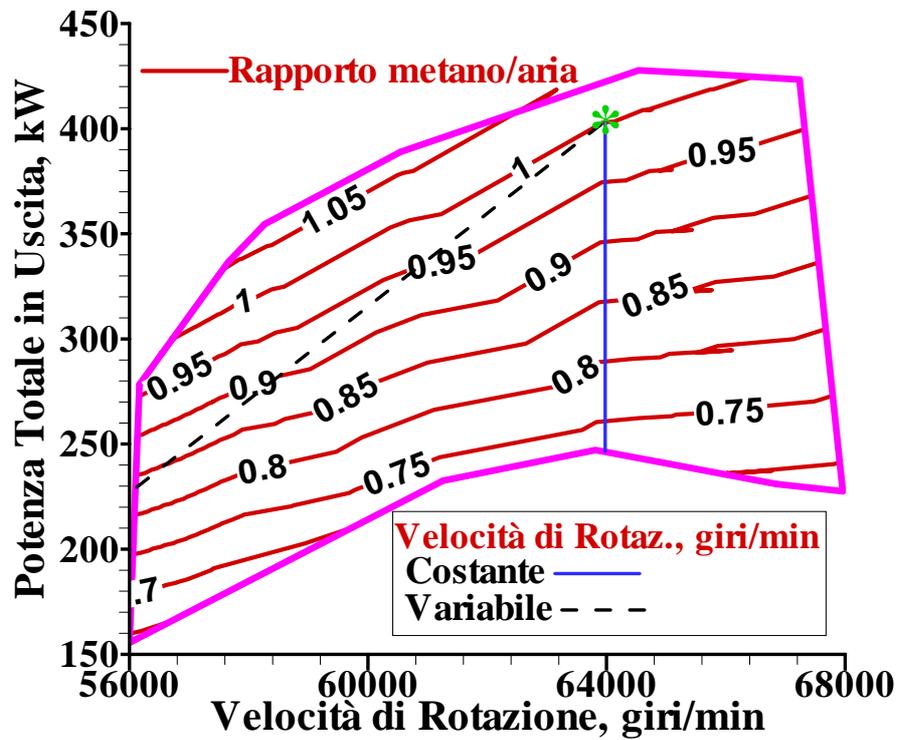


Fig.IV.44

Per quanto riguarda il ruolo del processo di post combustione, figura IV.47 mostra gli attesi valori d'incremento di temperatura attraverso il combustore, insieme al rapporto combustibile/ossidante in figura IV.48. L'ultimo diagramma deve essere inteso come il rapporto fra la portata massica di combustibile residua dall'anodo rispetto a quella in uscita dal catodo. Tali dati, insieme alle composizioni del combustibile e dell'ossidante, mostrano entrambi lievi variazioni dentro il dominio di funzionamento e forniranno le condizioni ai limiti per l'analisi CFD della camera di combustione.

Vengono poi riportati i domini di funzionamento (figg IV.49-IV.54) dei parametri caratteristici del funzionamento della cella a combustibile, come la temperatura in ingresso al catodo, potenziale di cella, *steam to carbon ratio*, densità di corrente e fattore d'utilizzazione dell'aria.

Inoltre dai risultati ottenuti sono stati estrapolati, in particolare, gli andamenti delle grandezze caratteristiche lungo le linee a velocità di rotazione costante e variabile. I diagrammi ottenuti sono stati riportati in figura IV.55 a IV.64 e confermano ancora una volta il benefico effetto dell'adozione di un sistema a velocità di rotazione variabile.

Facciamo infine osservare come lo studio condotto sia vincolato ad aver imposto un fattore di utilizzazione del combustibile costante e pari a 0.85. Tale ipotesi, limitante per l'analisi in fuori progetto del sistema ibrido, nel caso dell'impiego di un sistema a velocità di rotazione variabile risulta essere meno penalizzante poiché, come si può osservare dalla figura IV.49 e figura IV.64, in tal caso si conserva una temperatura d'ingresso al catodo ed una temperatura di funzionamento di cella più uniforme rispetto al caso di velocità di rotazione costante e pertanto si hanno maggiori possibilità di realizzare una buona cinetica chimica.

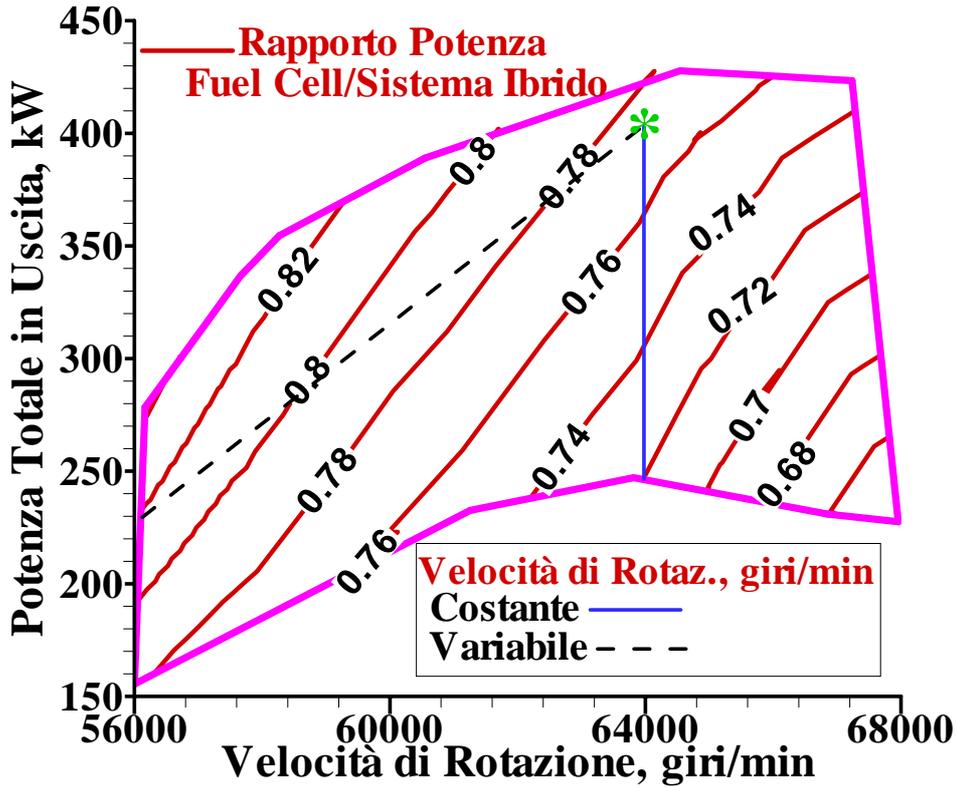


Fig.IV.45

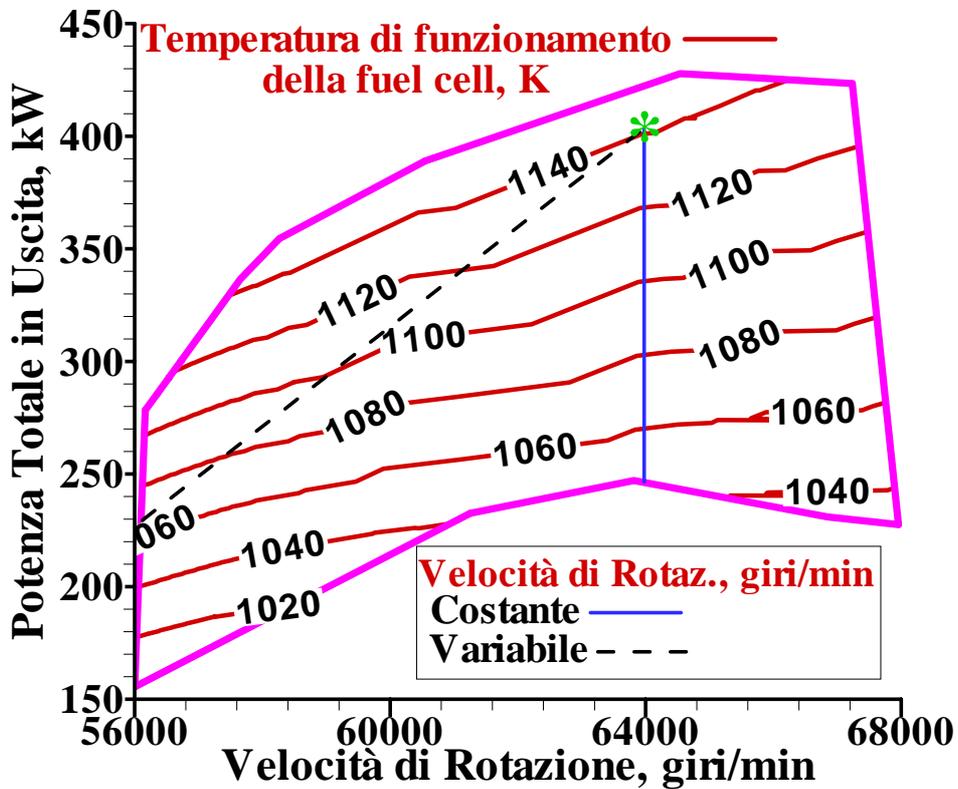


Fig.IV.46

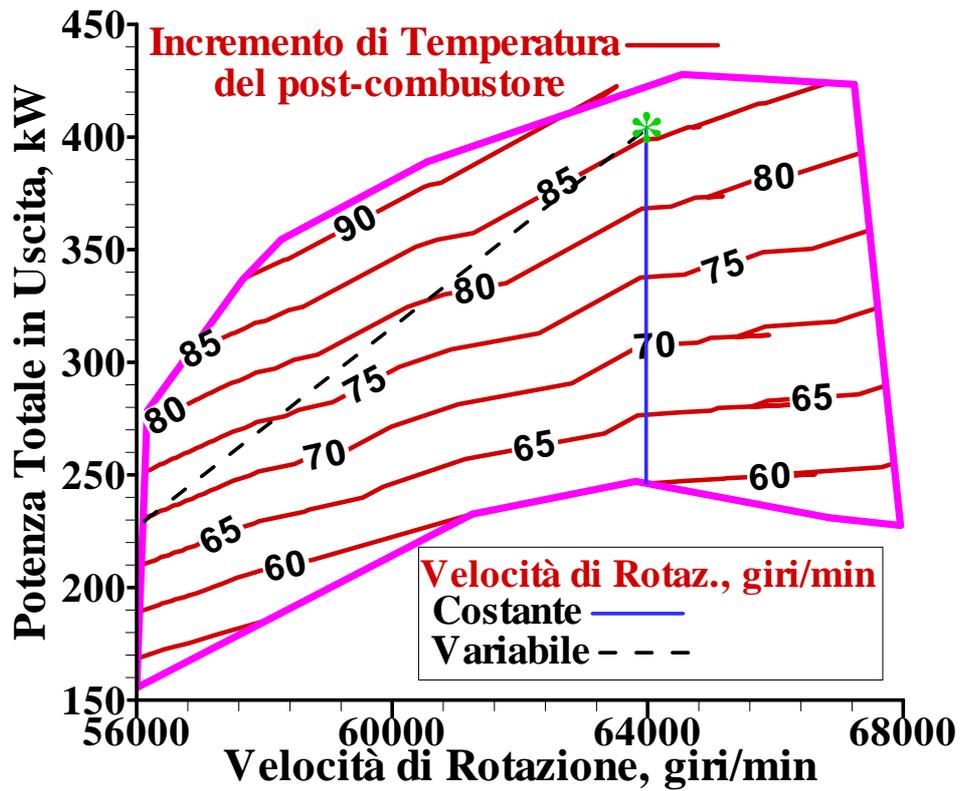


Fig.IV.47

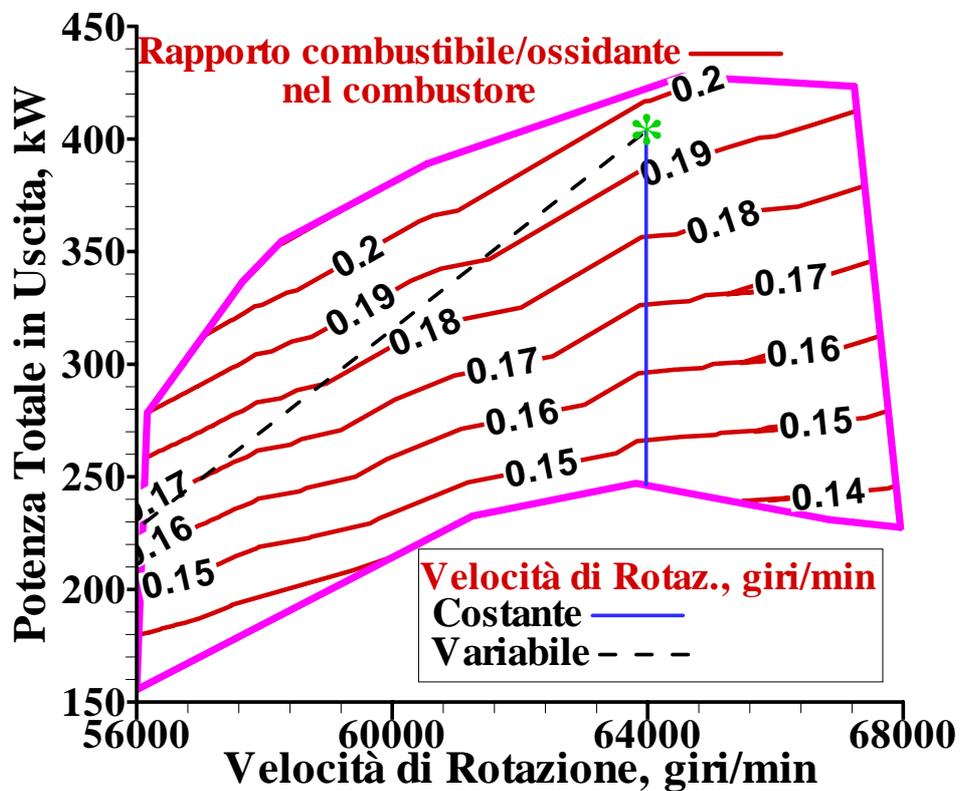


Fig.IV.48

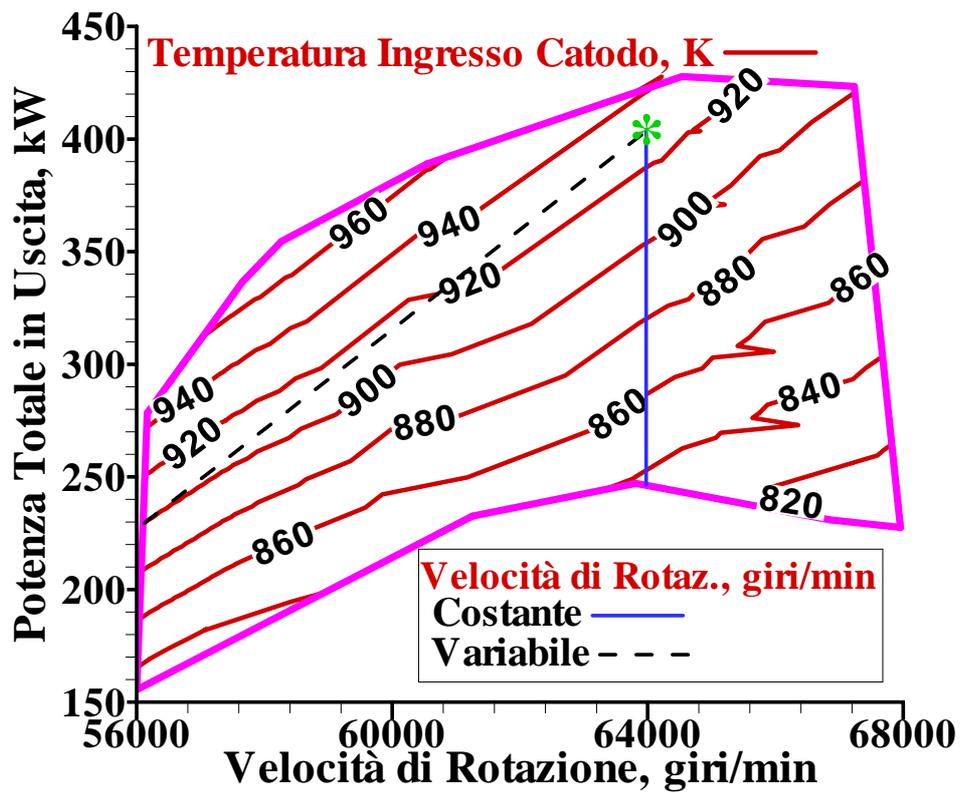


Fig.IV.49

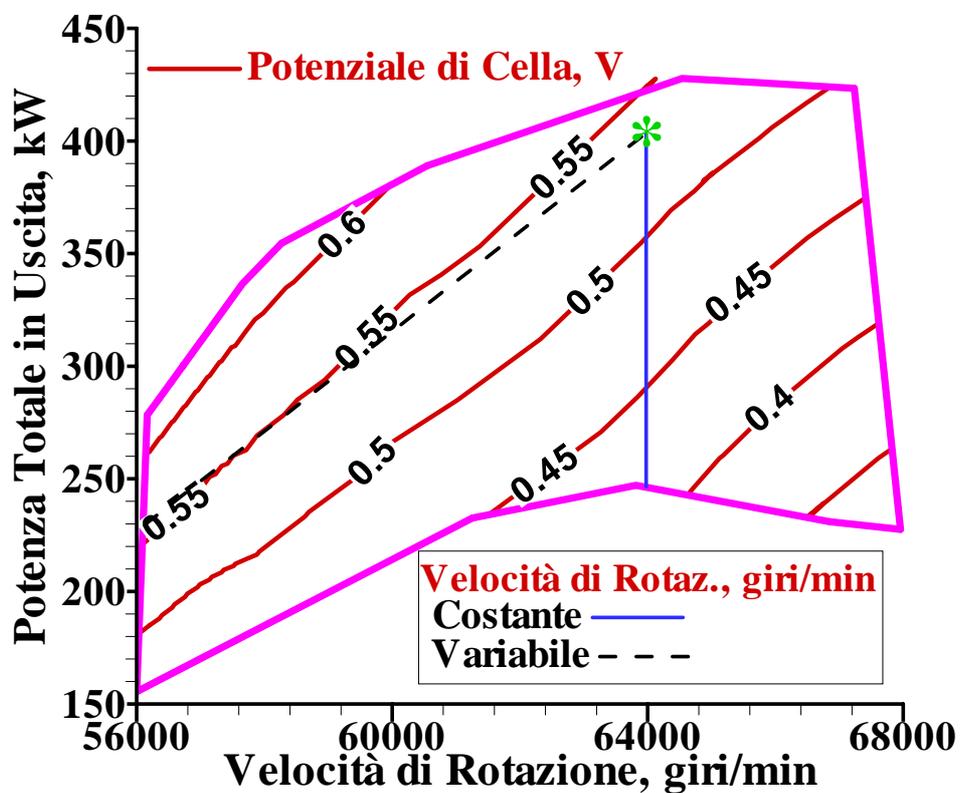


Fig.IV.50

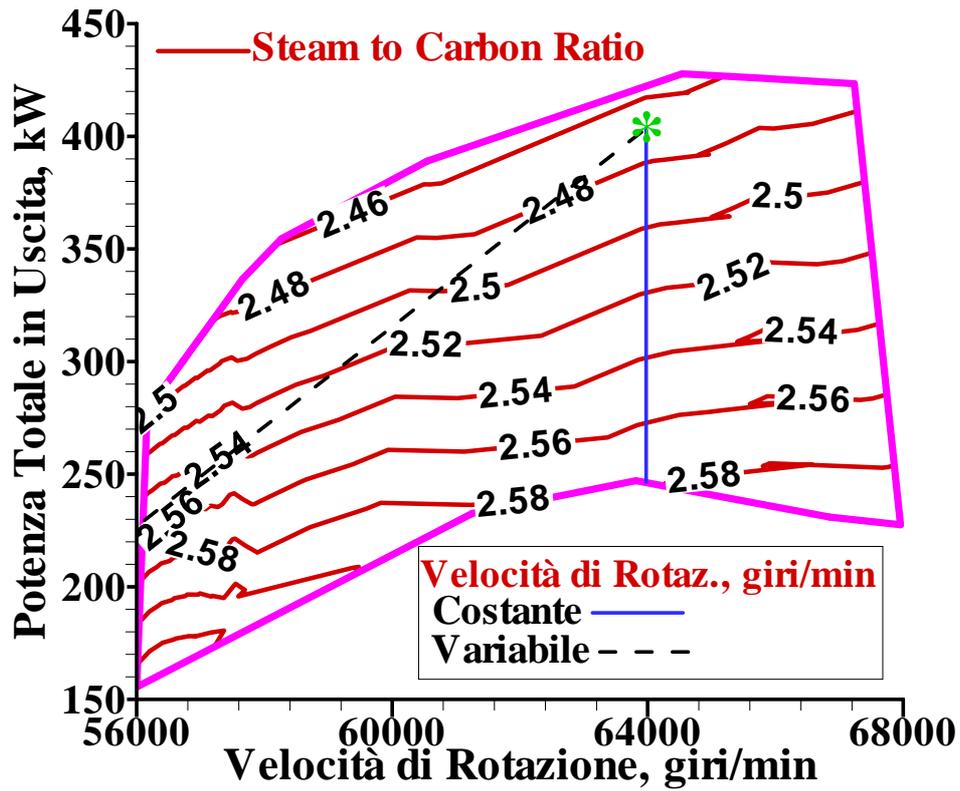


Fig.IV.51

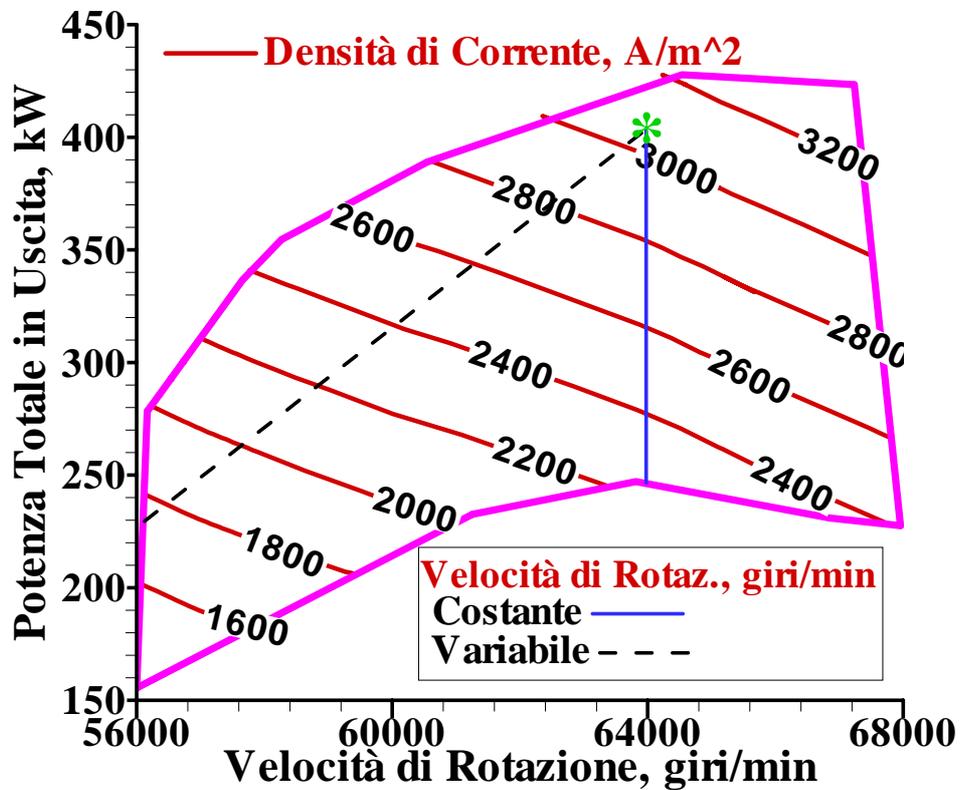


Fig.IV.52

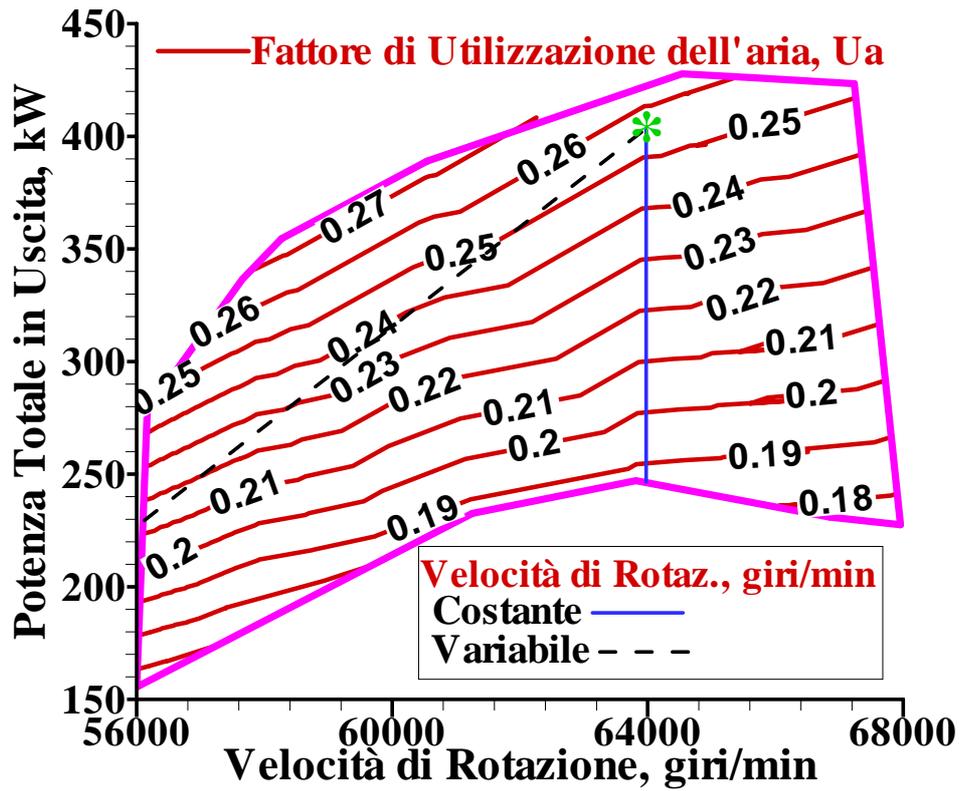


Fig.IV.53

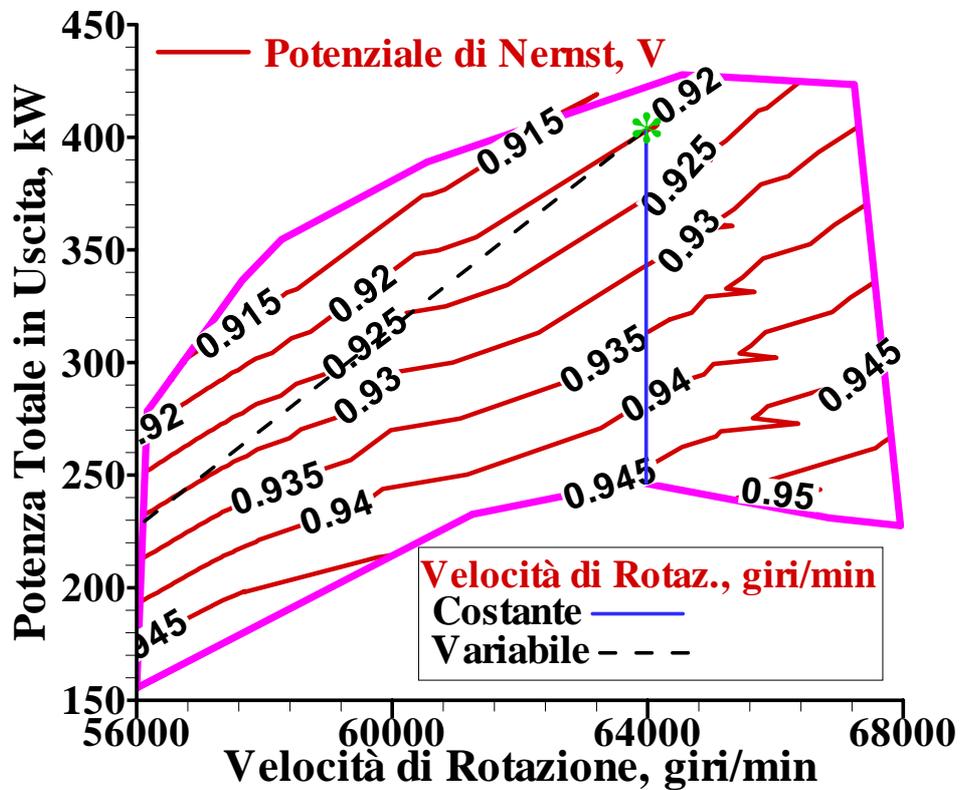


Fig.IV.54

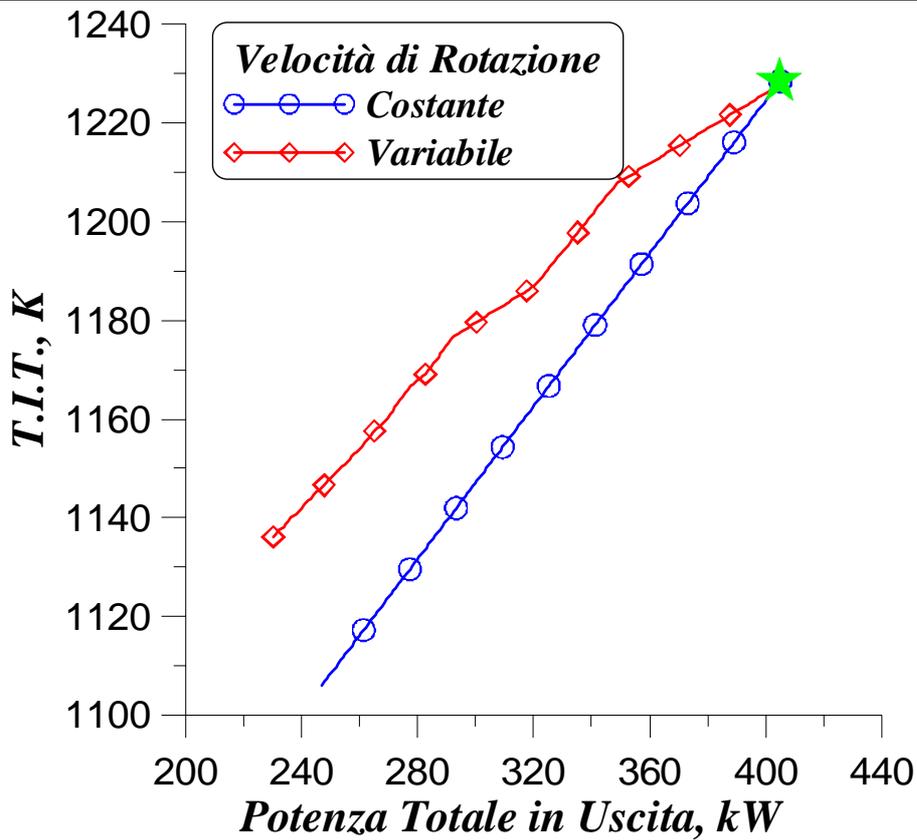


Fig.IV.55 Temperatura di Ingresso in Turbina

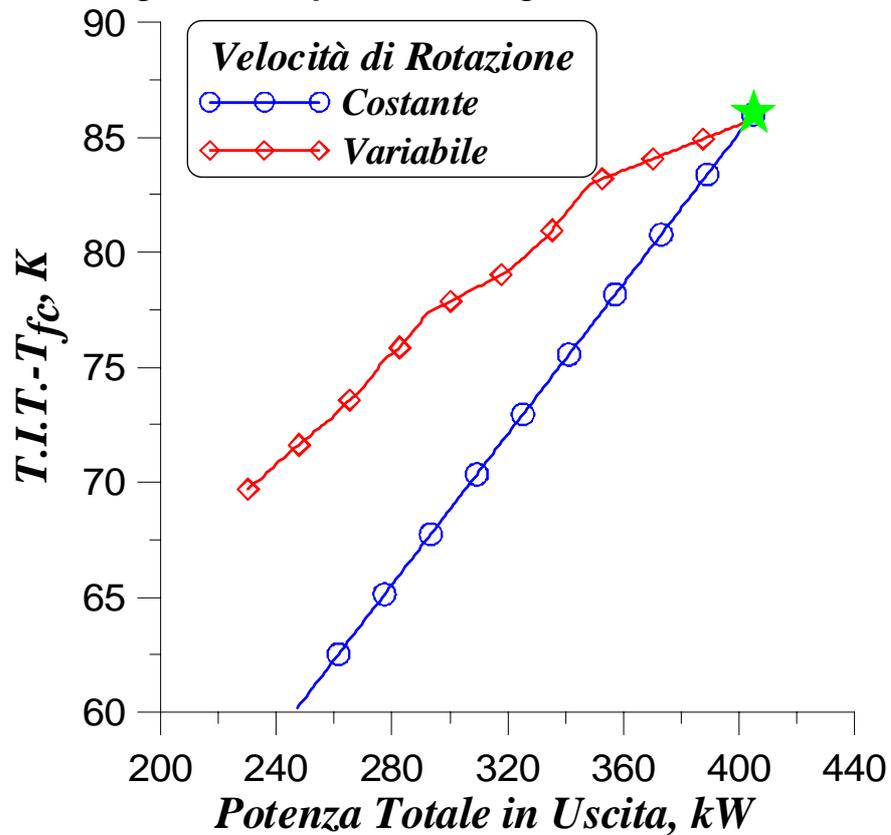


Fig.IV.56 Differenza fra la T.I.T. e la Temperatura di Cella

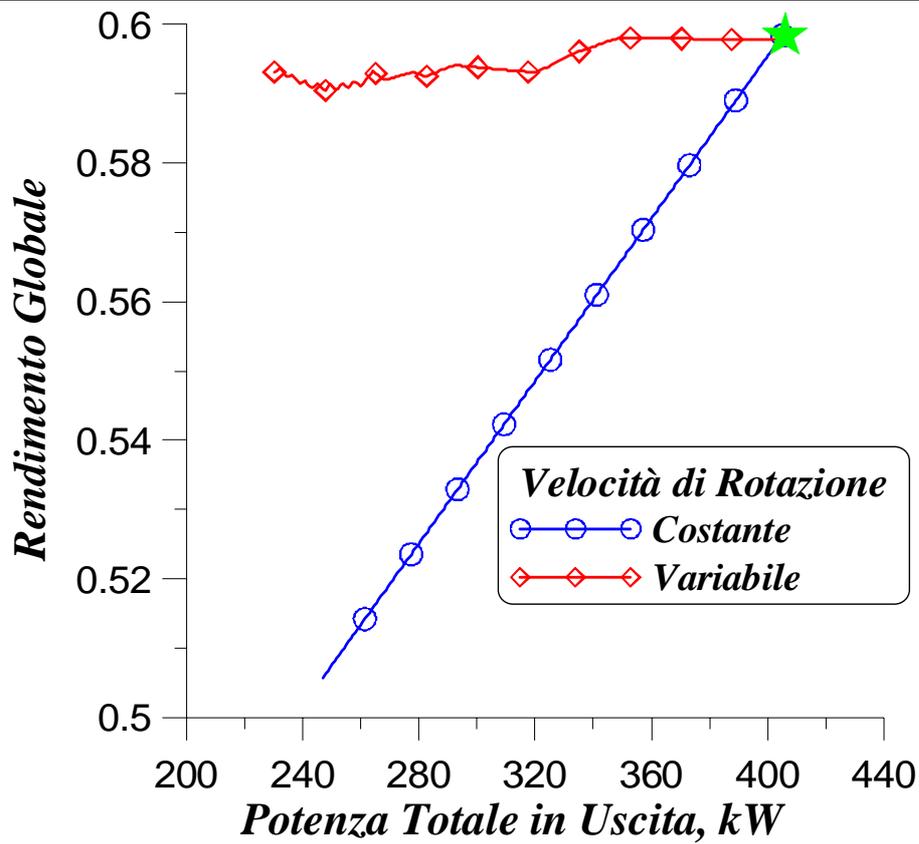


Fig.IV.57 Rendimento Globale del Sistema

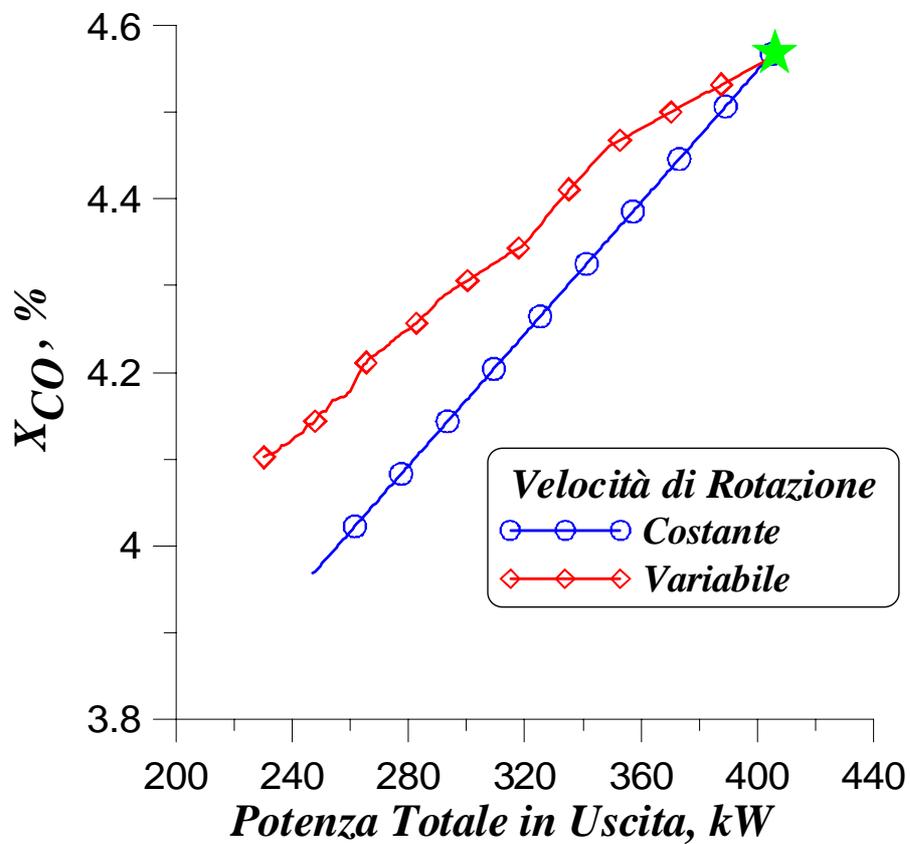
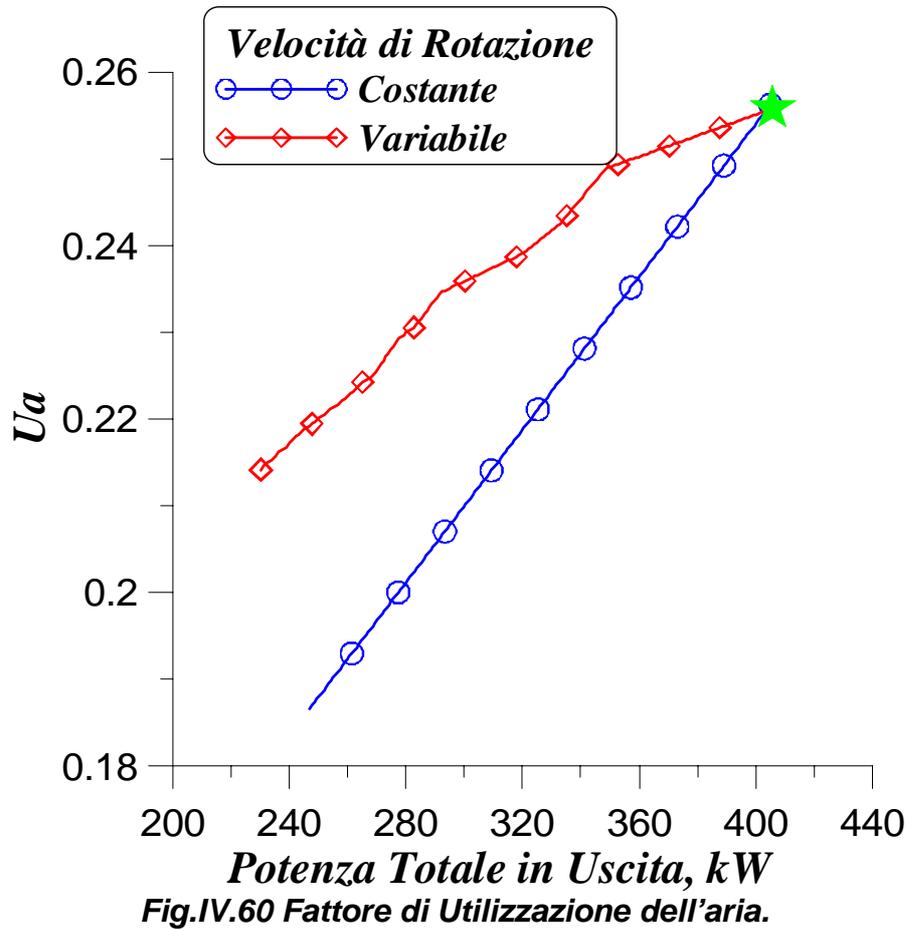
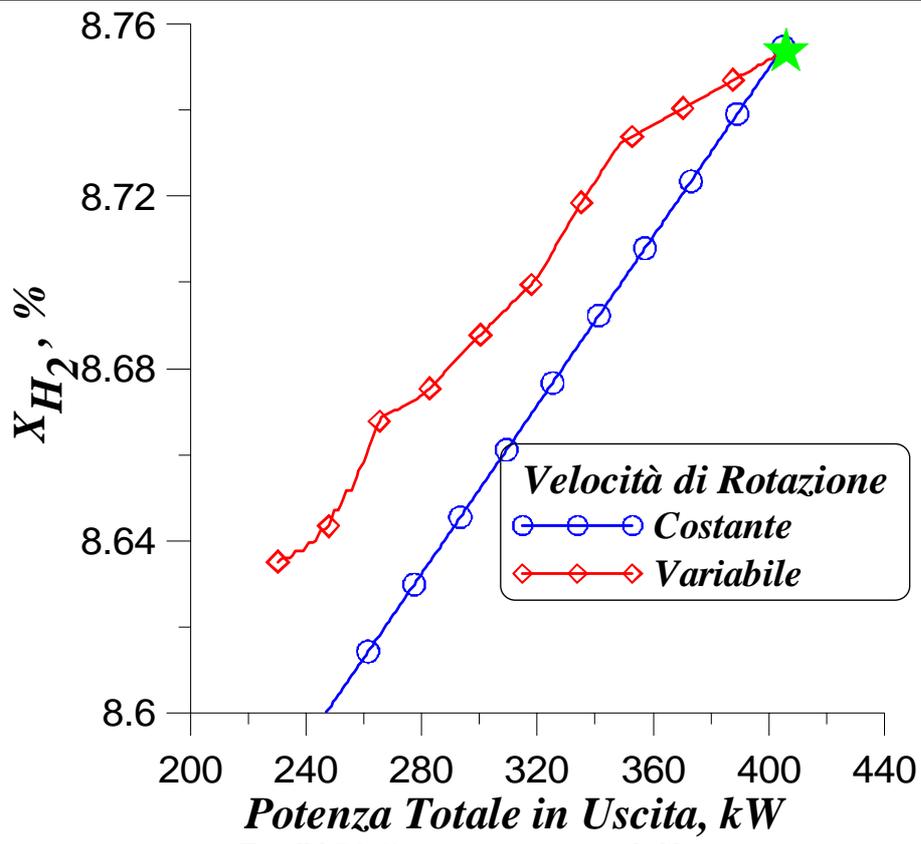
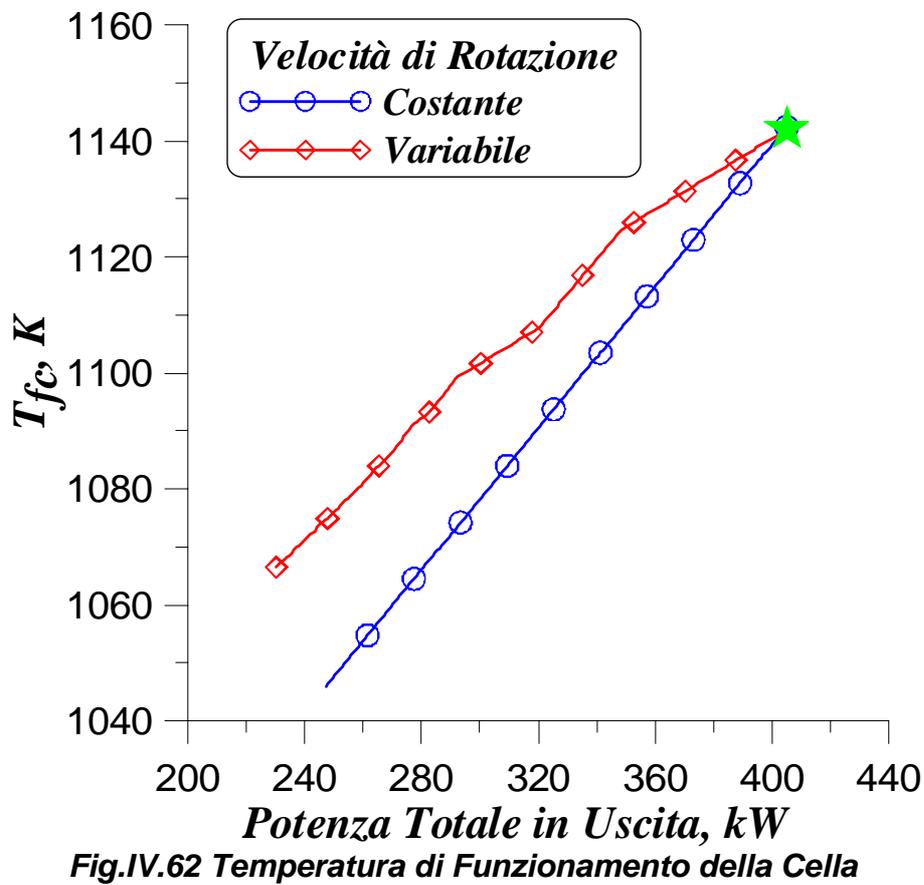
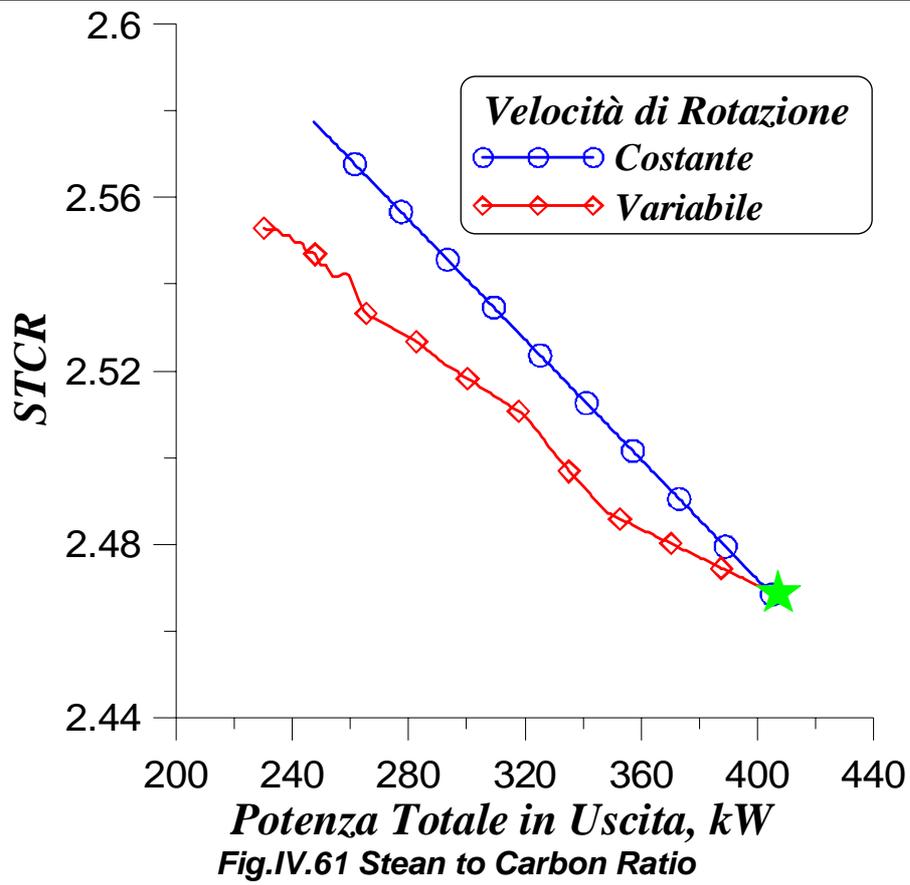


Fig.IV.58 Concentrazioni di CO





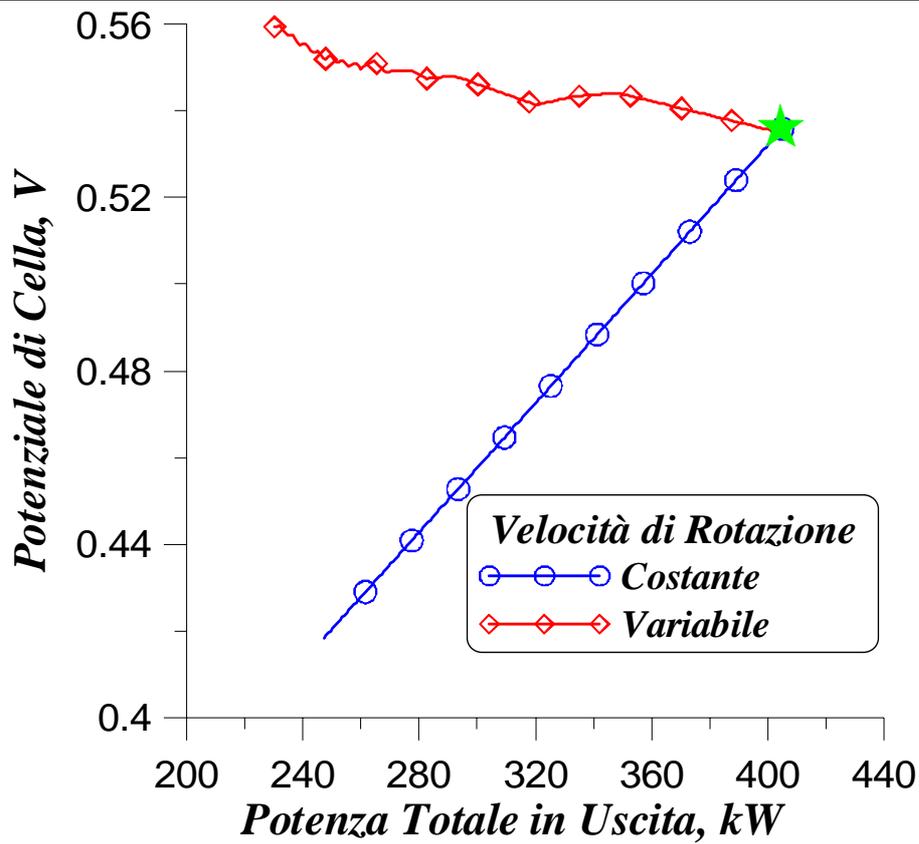


Fig.IV.63 Potenziale di Cella

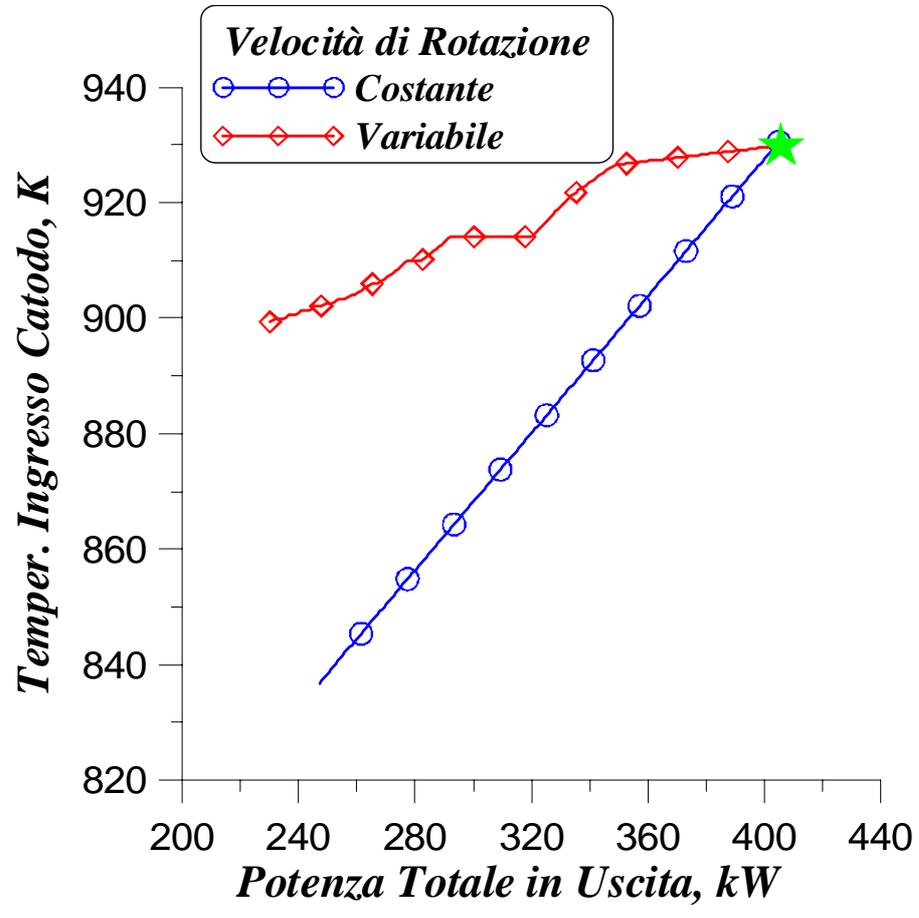


Fig.IV.64 Temperatura in Ingresso al Catodo

Conclusioni

Con l'applicazione delle metodologie illustrate in questo lavoro, è stato possibile analizzare la capacità d'adattamento di un impianto con Microturbina a gas alle nuove condizioni derivanti dall'impiego integrato di dispositivi come scambiatori di calore a recupero e rigeneratori o l'impiego di combustibili derivanti da biomasse e sulla eventuale possibilità di accoppiamento tra una micro-turbina a gas e una cella a combustibile ad ossidi solidi.

I risultati mettono in luce come i singoli componenti di una Microturbina a gas possano rispondere in modo soddisfacente all'impiego di combustibili non convenzionali. In particolare le condizioni d'accoppiamento tra i componenti rotanti permettono comunque di conservare i livelli di potenza richiesti. Inoltre è stato evidenziato come l'impiego di dispositivi elettronici, in grado di riportare, mediante un convertitore di frequenza, l'alta frequenza prodotta dal generatore solidale all'albero della turbina a frequenze industriali, indurrebbe notevoli vantaggi per il funzionamento in fuori progetto della macchina, sia per conservare ottimi livelli di rendimenti, sia per ottenere temperature di scarico dalla turbina uniformi, condizione questa molto importante dal punto di vista cogenerativo.

Per quanto riguarda l'analisi termodinamica, è stata anch'essa estesa allo studio di combustibili derivati da biomasse, manifestando in questo caso come le prestazioni effettive della macchina siano fortemente influenzate dalla presenza del compressore del combustibile. I risultati evidenziano come il lavoro richiesto da tale componente non sia trascurabile, nel caso in cui si debba portare il biocombustibile dalla pressione atmosferica a quella di ingresso in camera di combustione.

Il sistema, comunque, nonostante le piccole dimensioni dei componenti in gioco mostra degli interessanti valori del rendimento globale, che si collocano intorno al 30% in configurazione a ciclo rigenerativo. Sebbene tale valore non sia in assoluto competitivo con quello di altri motori termici della stessa fascia di potenza, la microturbina a gas propone a suo vantaggio le citate caratteristiche di flessibilità nell'adattamento a differenti condizioni operative.

Anche le emissioni di ossidi d'azoto hanno dato risultati confortanti, ottenendo, per alcuni biocombustibili, livelli di emissioni confrontabili con quelli del Gas Naturale.

La possibilità di utilizzare biocombustibili in impianti cogenerativi dovrebbe portare a risultati ancora migliori, viste le vigenti leggi che spingono verso l'utilizzo di tali combustibili; non va d'altro canto dimenticato che in tal caso non si tiene in conto di un altro fattore molto importante per quanto riguarda la produzione di combustibili da

biomasse quale la spesa dal punto di vista dell'energia meccanica e termica necessaria per la conversione di tale risorsa energetica in combustibile gassoso.

Per quanto riguarda l'eventuale utilizzo di tale tipologia di macchine in un impianto di cogenerazione, i risultati ci permettono inoltre di evidenziare come la possibilità di by-pass il rigeneratore per aumentare così la produzione di vapore per scopi cogenerativi, determina sì un incremento nella potenza termica utile, ma si scontra con la necessità di conservare un favorevole rapporto fra potenza meccanica e potenza termica, inducendo così peggiori condizioni per i valori del risparmio energetico. Prospettive più interessanti possono essere individuate se si guarda:

- 1) All'impianto MTG in termini di costi di investimento e semplicità di installazione: sotto questo punto di vista, l'adozione del ciclo a rigenerazione variabile permette di evitare l'adozione di caldaie ausiliarie ed allo stesso tempo assicura una soddisfacente flessibilità.
- 2) Il ciclo a livello di rigenerazione variabile è molto interessante se è imposta una velocità costante dal generatore elettrico, in quanto tale opzione fornisce un'ulteriore grado di libertà al funzionamento della MTG.

Infine lo studio delle possibilità di accoppiamento tra una micro-turbina a gas e una cella a combustibile ad ossidi solidi ha mostrato buone prospettive di realizzare soddisfacenti livelli di rendimento del sistema ibrido conservando, peraltro, le condizioni di funzionamento nominali della micro-turbina.

Anche per tale tipo di impianto si sono avuti risultati molto interessanti nel caso di funzionamento della MTG a velocità di rotazione variabile risultando particolarmente utile nelle applicazioni cogenerative in quanto permette di ottenere valori di efficienza elettrica soddisfacenti anche a carico parziale, a differenza dei sistemi con generatore convenzionale che soffrono un sensibile calo di prestazioni quando non funzionano a pieno carico.

Tali prospettive permangono valide anche nell'ambito dell'incertezza attribuita ad alcuni parametri, quali l'indice di utilizzazione del combustibile, una cui stima più attendibile è tra gli obiettivi dei futuri studi, con un appropriato modello cinetico per la simulazione del processo di *steam-reforming*. Indicazioni incoraggianti provengono anche dall'analisi termo-fluidodinamica del combustore della micro-turbina a gas, la cui efficienza rimane confermata anche in presenza di specie reagenti notevolmente diverse da quelle previste originariamente. Appare quindi possibile lo sfruttamento del contenuto energetico residuo delle specie combustibili che abbandonano la cella, quale requisito

indispensabile al raggiungimento dei livelli di rendimento prospettati dall'analisi termodinamica del sistema e dall'analisi in fuori progetto.

Le considerazioni conclusive dell'esame completo della micro turbina a gas presentato in questo lavoro, sia per quanto riguarda l'utilizzo di diversi combustibili sia per quanto riguarda l'accoppiamento con altri componenti o impianti di generazione di potenza, sottolineano quindi come questa sia in grado di rispondere a differenti situazioni di richiesta d'energia meccanica e termica con interessanti margini di risparmio energetico e buoni livelli di rendimento. Utilizzare un impianto integrato con *MTG* e celle a combustibile, per la produzione d'energia meccanica e termica, sembra una possibile soluzione per rispondere in maniera più efficace ed immediata ai problemi di risparmio energetico ed ambientale, confermandosi anche in questo caso la notevole efficienza di risposta del sistema ad ampie variazioni di carico esterno. Le analisi presentate si riferiscono all'impiego di combustibili fossili che necessitano quindi del pre-trattamento di *reforming* per il corretto funzionamento della cella, lasciando quindi aperto il problema della segregazione dell'anidride carbonica; il sistema *SOFC-MTG* appare comunque in grado di rispondere efficacemente alle future ed auspiccate situazioni di disponibilità diretta di combustibili a base di idrogeno per un migliore controllo delle emissioni in atmosfera di gas responsabili dell'*effetto serra*.

Bibliografia

- [1] Treece B., Vessa P., McKeirmann R., 2002, "Microturbine Recuperator Manufacturing and Operatine Experience" ASME paper 2002-GT-30404.
- [2] Chiang H.D., Wang C.H., Hsu C., 2004, "Performance Testing of a Microturbine Generator Set with Twin Rotating Disk Regenerators", ASME paper 2004-GT-53467
- [3] Phi V. M., Mauzey J.L., McDonell V.G., Samuelsen G.S., 2004, "Fuel Injection and Emissions Characters of a Commercial Microturbine Generator", ASME paper 2004-GT-54039
- [4] Rodgers C., 2005, "Conceptual Engine Design Study for a 400 kWe ICR Turbogenerator", ASME paper 2005-GT-68043.
- [5] Elmegaard, B., Qvale, B., 2002, "Analysis of indirectly fired gas turbine for wet biomass fuels based on commerical micro gas turbine fired data", ASME paper 2002-GT-30016.
- [6] Chiaramonti D., Riccio G., Martelli F., 2004, "Preliminary Design and Economic Analysis of a Biomass Fed Micro-Gas Turbine Plant for Decentralised Energy Generation in Tuscany", ASME paper 2004-GT-53546
- [7] Bohn D., Lepers J., 2003, "Effects of Biogas Combustion on the Operation Characteristics and Pollutant Emissions of a Micro Gas Turbine", ASME paper 2003-GT-38767
- [8] Fantozzi F., Di Maria F. , Desideri U., 2002, "Integrated Micro-turbine and Rotary-Kiln Pyrolysis System as a Waste to Energy Solution for a Small Town in Central Italy – Cost Positioning and Global Warming Assessment – ", ASME paper 2002-GT-30652
- [9] Decuypere R., Verstraete D., 2005, "Microturbine from Standpoint of Potential Users", in VKI/RTO Lecture Series on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [10] Spadaccini C. M., Lee J., Lukachko S., Waitz I. A., Mehra A., Zhang X., 2002, "High Power Density Silicon Combustion Systems for Micro Gas Turbine Engines", ASME paper 2002-GT-30082
- [11] Isomura K., Murayama M., Kawakubo T. , 2001, "Feasibility Study of a Gas Turbine at Micro Scale," ASME Paper, 2001-GT-0101.
- [12] Rodgers C., 2003, "Some Effects on the Performances of Small Gas Turbines", ASME paper 2003-GT-38027.
- [13] Rodgers C., 2003, "The Characteristics of Radial Turbines for Small Gas Turbines", ASME paper 2003-GT-38026

- [14] Walsh C., An L., Kapat J.S., Chow L. C., 2002 “Feasibility of a High Temperature Polymer-derived-Ceramic Turbine Fabricated through Micro-Stereolithography,” ASME Paper, 2002-GT-30548.
- [15] Van den Braembussche, R.A., 2005, “Micro Gas Turbines – a short survey of design problems”, VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [16] Perry's Chemical Engineers' Handbook
- [17] Bohn D., 2005 “Micro Gas Turbine and Fuel Cell a Hybrid Energy Conversion System with High Potential”, VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [18] Benini E., Toffolo A., Lazzaretto, 2003, “ Centrifugal Compressor of a 100 kW Microturbine”:
- a. Part 1 — Experimental and Numerical Investigations on Overall Performance, ASME paper 2003-GT-38152
 - b. Part 2 — Numerical Study of Impeller-Diffuser Interaction, ASME paper 2003-GT-38153
 - c. Part 3 — Optimization of Diffuser Apparatus, ASME paper 2003-GT-38154
- [19] Rodgers C., 2005, “Radial Turbines-Blade Number and Reaction Effects”, ASME paper 2000-GT-456.
- [20] McKee R.J., Gernentz R.S., Hollingsworth J.R. et al., 2004, “A Novel Centrifugal Flow Gas Turbine Design”, ASME paper 2004-GT-53063
- [21] McDonald C.F., Recuperator Consideration for Future Higher Efficiency Microturbine”, *Journal of Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1463–1487.
- [22] Lefebvre, A.H., 2000, “Gas Turbine Combustion”, ed. Taylor & Francis
- [23] T.J. Rosfford and F.C. Padget, 2001, “Experimental Assessment of the Emissions Control Potential of a Rich/Quench/Lean Combustor for High Speed Civil Transport”, NASA/CR—2001-210613
- [24] O. Liedtke, A. Schulz, and S. Wittig, 2003, “Emission Performance of a Micro Gas Turbine LPP-Combustor With Fuel Film Evaporation”, ASME paper GT2003-38697
- [25] Parente J.,Giulio M.,Anisimov V., Croce G., 2004, “Micro Gas Turbine Combustion Chamber Design and CFD Analysis”, ASME paper GT2004-54247
- [26] Isomura, K., Tanaka, S., Togo S., Kanebako H.,2005 “Development of Micromachine Gas Turbines at Tohoku University”, VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [27] Spearing S.,2005 “Key Processes for Fabrication of the MIT Microengine”, VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.

- [28] M. Spadaccini, J. Lee, S. Lukachko, I. A. Waitz, A. Mehra, X. Zhang, 2002, "High Power Density Silicon Combustion Systems For Micro Gas Turbine Engines" , ASME paper 2002-GT-30082
- [29] Shuji Tanaka¹, Takashi Yamada¹, Shinya Sugimoto¹, Jing-Feng Li^{2,4} and Masayoshi Esashi³, 2003, "Silicon Nitride Ceramic-Based Two-Dimensional Microcombustor", in *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 13, pp. 502-508.
- [30] Rodgers C., 2000, "25-5 kWe Microturbine Design Aspects," ASME Paper, 2000-GT-0626.
- [31] Kesseli J., Wolf et. Al., 2003, "Micro, Industrial, and Advanced Gas Turbines Employing Recuperators", ASME paper 2003-GT-38938
- [32] Takase K., Furukawa H., 2002, "A Preliminary Study of an Inter-cooled and Recuperative Microgasturbine Below 300 kW", ASME paper 2002-GT-30403
- [33] Iki N., Furutani H. Takahashi S., 2002, "Conceptual investigation of a small reheat gas turbine system", ASME paper 2003-GT-38473
- [34] Iki, Takahashi, Furutani, 2004, "Performance of a small reheat gas turbine system as a cogeneration" ASME paper 2004-GT-53837
- [35] Traverso A., Zanzarsi, Massardo A.F. , 2004, "CHEOPE: A tool for the optimal design of compact recuperators", ASME paper 2004-GT-54114
- [36] Lara-Curzio E., Maziasz P. J., Pint B. A., Stewart M, Hamrin D et al., 2002 , "Test facility for screening and evaluating candidate materials for advanced microturbine recuperators " , ASME paper 2002-GT-30581
- [37] Lagerström G., Xie M., 2002, "High performance & cost effective recuperator for micro-gas turbines", ASME paper 2002-GT-30402
- [38] Shah, R.K., 2005 "Compact Heat Exchangers for Microturbines", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [39] Proeschel R.A., 2002, "Proe 90™ recuperator for microturbine applications", ASME paper 2002-GT-30406
- [40] Antoine H., Prieels L., 2002, "The acte spiral recuperator for gas turbine engines", ASME paper 2002-GT-30405
- [41] Rodgers C., McDonald F.C. 2005, "Ceramic Recuperator and Turbine the Key to Achieving a 40 Percent Efficient Microturbine", ASME paper 2005-GT-68644
- [42] Utriainen E., Sundèn B., 2001, "A Comparison of some Heat Transfer Surfaces for Small Gas Turbine Recuperators", ASME paper 2001-GT-0474

- [43] Maziasz P. J. , Swindeman R. W. , 2001, “ *Selecting and Developing Advanced Alloys for Creep-Resistance for Microturbine Recuperator Applications*”, ASME Paper 2001-GT-0541
- [44] Pin B. A. , Swindeman R. W. , More K. L. , Tortorelli P. F. , 2001, “*Materials Selection for High Temperature (750–1000°C) Metallic Recuperators for Improved Efficiency Microturbines*”, ASME Paper 2001-GT-0445
- [45] Rakowski M., Stinner P., Lipschutz M., Montague P. , 2001, “*The Use and Performance of Oxidation and Creep Resistant Stainless in an Exhaust Gas Primary Surface Recuperator Application*”, ASME Paper 2004-GT-53917
- [46] Matsunuma T., Yoshida H., Iki N., Ebara T., Sodeoka S., Inoue T., Suzuki M., “*Micro Gas Turbine with Ceramic Nozzle and Rotor*”, ASME Paper 2005-GT-68711
- [47] Sangyun Kang 2001, “*Fabrication of Functional Mesoscopic Ceramic Parts for Micro Gas Turbine Engine*”, PHD Thesis.
- [48] Driesen J., Belmans R., 2005 “*Electrical Motor/Generator Technology*” , VKI/LS on “*Micro Gas Turbines*”, March 2005.
- [49] Driesen J., Belmans R., 2005 “*Specific Problems of High-Speed Electrical Drivers*”, VKI/LS on “*Micro Gas Turbines*”, March 2005.
- [50] Nagashima, T. et al., 2005 “*Lessons Learnt from the Ultra-Micro Gas Turbines Development at University of Tokyo*”, VKI/LS on “*Micro Gas Turbines*”, March 2005.
- [51] Nagashima, T., Teramoto, S., Kato C., Yuasa S., 2005 “*Aero-thermal Research Particulars in Ultra-Micro Gas Turbines*”, VKI/LS on “*Micro Gas Turbines*”, March 2005.
- [52] Nagashima, T., Okamoto K., Ribaud, Y., 2005 “*Cycles and Thermal System Integration Issues of Ultra-Micro Gas Turbines*”, VKI/LS on “*Micro Gas Turbines*”, March 2005.
- [53] Isomura, K., Tanaka, S., Togo S., 2005 “*Study of Micro-High Speed Bearings and Rotor Dynamics for Micromachine Gas Turbine*”, VKI/LS on “*Micro Gas Turbines*”, March 2005.
- [54] Spearing S., 2005 “*Material Selection, Modelling and Mechanical Design*”, VKI/LS on “*Micro Gas Turbines*”, March 2005.
- [55] Tuccillo R., Cameretti, M.C., 2005, “*Combustion And Combustors for MGT Applications*”, VKI/LS on “*Micro Gas Turbines*”, March 2005 RTO-MP-AVT-131.
- [56] McDonald, C.F., 1972, *Gas Turbine Recuperator Technology Advancements*”, ASME Paper 72-GT-32

- [57] McDonald, C.F., 1996b, "Heat Exchangers for Very Small Gas Turbines", *Intl. Journal of Turbo and Jet Engines*, Vol. 13, No.4. pp 239-261
- [58] McDonald, C. F., 1997, " Ceramic Heat Exchangers-The Key to High Efficiency in Very Small Gas Turbines", *ASME Paper 97-GT-463*.
- [59] McDonald, C. F., 1999, "Emergence of Recuperated gas Turbines for Power Generation", *ASME Paper 99-GT-67*
- [60] McDonald, C. F., 2000, "Low Cost Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines", *ASME Paper 2000-GT-0167*.
- [61] Thompson B. E. , Floryan J. M. , Nolan R. E. , Osgood S. J. , 2001, "Enhanced Heat Transfer for Micro-Turbine Recuperators", *ASME Paper 2001-GT-0494*
- [62] Kang K., McKeirnan, 2003, "Annular recuperator development and performance test for 200 kW turbine", *ASME Paper, 2003-GT-38522*
- [63] Wilson D.G., 2003, "Regenerative heat exchangers for microturbines and an improved type", *ASME Paper, 2003-GT-38871*
- [64] Lee H. R. , Ellingson W. A. , 2000, "Development of Metrological NDE Methods for Microturbine Ceramic Components", *ASME Paper 2000-GT-0639*.
- [65] Newton D. , Pollinger J. P. , Twait D. J. ,2000, " Status of Silicon Nitride Material Properties, Component Fabrication, and Applications for Small Gas Turbines", *ASME Paper 2000-GT-0533*.
- [66] Schenk B. , 2000, " Ceramic Turbine Engine Demonstration Project: A Summary Report", *ASME Paper 2000-GT-0532*.
- [67] Schenk B. ,Tom Strangman T. , Opila E. J. , Robinson R.. C. , Fox D. S. , Klemm H. , Christine Taut C. , More K. ,Tortorelli P. , 2001, "Oxidation Behavior of Prospective Silicon Nitride Materials for Advanced Microturbine Applications", *ASME Paper 2001-GT-0459*
- [68] Shi J., Vedula v.R., Holowczak J et al., 2002, "Preliminary Design of Ceramic Components for the ST5+ Advanced Microturbine Engine", *ASME paper 2002-GT-30547*
- [69] Epstein A.H., 2003, "Millimeter-Scale MEMS Gas Turbine Engines", *ASME paper 2003-GT-38866*
- [70] Kang S., Johnston J.P., Arima T., 2003, "Micro-Scale Radial-Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride: Manufacturing and Performance", *ASME paper 2003-GT-38933*
- [71] Gong, Sirakov, Epstein, Tan, 2004, "aerothermodynamics of micro-turbomachinery", *ASME paper 2004-GT-53877*

- [72] Carno J. , et al. , 1998, “Micro Gas Turbine for Combined Heat and Power in Distributed Generation”, *ASME Paper*, 98-GT-309
- [73] Rodgers, C., 2001, “Microturbine Cycle Options”. *ASME Paper* 2001-GT-0552
- [74] McDonald C. F. and Rodgers C. , 2001, “The Ubiquitous Personal Turbine (PT)... A Power Vision for The 21st Century,” *ASME Paper*, 2001-GT-0100.
- [75] Benetta S., Paganucci F., Giglioli R., 2001, “System Description and Test Planning for a Combined Heat and Power (CHP) Plant Composed by a Micro Gas Turbine and an Absorption Chiller/Heat,” *ASME Paper*, 2001-GT-0102
- [76] Liedtke O., Schulz A., Wittig S., 2002, “Design study of a lean premixed prevaporized counter flow combustor for a micro gas turbine”, *ASME paper* 2002-GT-30074
- [77] Parente J., Traverso A., Massardo A.F., 2003, “Micro humid air cycle part A: thermodynamic and technical aspects”, *ASME Paper*, 2003-GT-38326
- [78] Parente J., Traverso A., Massardo A.F., 2003, “Micro humid air cycle part B: thermoeconomic analysis”, *ASME Paper*, 2003-GT-38328
- [79] Kang P., Tanaka S. , Esashi M., 2004, “Micro Turbocharger on a Single Silicon Rotor”, *ASME paper* 2004-GT-53565
- [80] Zhu X., Andrei L., 2005, “Experimental Response of a Rotor Supported on Rayleigh Step Gas Bearings”, *ASME paper* 2005-GT-68296
- [81] Schaefer G. , Green A. E. S. , 2000, “Feedstock Blending in a Continuously Fed Gasifier”, *ASME Paper* 2000-GT-0025
- [82] Buhre B.J.P., Andries J., 2000, “Biomass-Based, Small Scale, Distributed Generation of Electricity and Heat using Integrated Gas Turbine-Fuel Cell” *ASME Paper*, *ASME Paper* 2000-GT-0022.
- [83] Di Maria F., Desideri U., Bidini G., 2001, “Applicazione di una Microturbina a Gas ad una Discarica di Rifiuti Solidi Urbani”, *X Convegno Tecnologie e Sistemi energetici complessi*, Genova 2001.
- [84] Schmitz W., Hein D., 2000, “Concepts for the Production of Biomass Derived Fuel Gases for Gas Turbine Applications,” *ASME Paper*, 2000-GT-0018.
- [85] Craig J. D. , Purvis C. R. , 1999, “A Small Scale Biomass Fuelled Gas Turbine Engine” 1999, *ASME Transactions - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 121, pp. 64-67.
- [86] Fantozzi F., D'Alessandro B., Desideri U., 2003, “IPCP: Integrated Pyrolysis Combined Plant — An Efficient and Scalable Concept for Gas Turbine Based Energy Conversion From Biomass and Waste”, *ASME paper* 2003-GT-38653

- [87] Fantozzi F, D'Alessandro B., Leonardi D., Desideri U., 2004, "Evaluation of available technologies for chicken manure energy conversion and techno-economic assessment of a case study in Italy", *Asme Paper*, 2004-GT-54185
- [88] Haldeman C.W., O'Brien J.P., Opdyke G et al., 2002, "Low emission combustion turbine experiments with supercritical fuels", *ASME paper* 2002-GT-30587
- [89] Bozzolo M., Brandani M., Traverso A., Massardo A. F., 2002, "Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Plants with Fuel Decarbonisation and Carbon Dioxide Sequestration", *ASME paper* 2002-GT-30120
- [90] Campanari, Boncompagni, Macchi E., 2002, "Microturbines and trigeneration: optimization strategies and multiple engine configuration effects", *ASME paper* 2002-GT-30417
- [91] Bozza F., Cameretti M.C., Tuccillo R., 2003, "Adapting the Micro-Gas Turbine Operation to Variable Thermal and Electrical Requirements", *ASME paper* 2003-GT-38652
- [92] Campanari, Macchi E., 2003, "Technical and Tariff Scenarios Effect on Microturbine Trigenerative Applications", *ASME paper* 2003-GT-38275
- [93] Nakagaki T., Ogawa T., Hirata H., Kawamoto K., Ohashi Y., Tanaka K., 2003, "Development of Chemically Recuperated Micro Gas Turbine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Volume 125, Number 1 (January 2003)
- [94] McDonnell V.G., Hack R.L., Lee S.W., Mauzey J.L., et al., 2003, "Experiences with microturbine generator systems installed in the South Coast air quality management district", *ASME Paper*, 2003-GT-38777
- [95] Gamou S., Ito K., Yokoyama R., 2003, "Parametric study on economic feasibility of microturbine cogeneration systems by an optimization approach", *ASME paper* 2003-GT-38382
- [96] Ibrahim O., Zimmermann P., Hirsch C., Sattelmayer T., Gerhard B., Steinbach C., 2004, "A microturbine operating with variable heat output", *ASME paper* 2004-GT-53011
- [97] Davison C.R., Birk A.M., 2004, "Set up and operational experience with a micro-turbine engine for research and education", *ASME paper* 2004-GT-53377
- [98] Sieros G., Kefalakis M., Papailiou K.D., 2004, "Improving turbine performance by use of CFD", *ASME paper* 2004-GT-53737
- [99] Touchton, et al., 2004, "A novel gas turbine product line for onsite generation and combined heat and power between 400 kWe and 1.6 MWe", *ASME paper* 2004-GT-54257

- [100] Dodo S., Nakano S., Inoue T., Ichinose M., Yagi M., Tsubouchi K., Yamaguchi K., Hayasaka y., 2004, "Development of an advanced microturbine system using humid air turbine", ASME paper 2004-GT-54337
- [101] González M.A., Padilla R., and Willinger R., 2004, "Combined Heat and Power Technologies: Application Studies of Options Including Micro Gas Turbines", ASME paper 2004-GT-53909
- [102] Bozza, F., and Tuccillo, R, 2004, "Transient Operation Analysis of a Cogenerating Micro-Gas Turbine, ASME paper ESDA-2004-58079.
- [103] Bozza, F., Cameretti, M.C., Tuccillo, R., 2001, "Performance Prediction and Combustion Modelling of Low-CO₂ Emission Gas Turbines", ASME paper 2001-GT-0066
- [104] Bozza, F., Fontana, G., and Tuccillo R., 1994, "Performance and Emission Levels in Gas Turbine Power Plants," ASME Transactions – Journ. of Eng. for Gas Turb. and Power, vol. 116, pp. 53-62.
- [105] Bozza, F., Cameretti, M.C., Marro, A., and Tuccillo, R., 2000, "Performance and emission analysis of a variable load operated gas turbine," in ASME Advanced Energy Systems, vol. 40, pp. 400-415.
- [106] Bozza F., Cameretti M.C., Tuccillo R., 2002, "The Employment of Hydrogenated Fuels from Natural Gas Reforming: Gas Turbine and Combustion Analysis" ASME Jrl of Eng. for Gas Turbines and Power, vol. 126, pp. 489-497.
- [107] Bozza, F., Senatore, A., and Tuccillo R., 1996, "Thermal Cycle Analysis and Components Aero-Design for Gas Turbine Concept in Low-Range Cogenerating Systems," ASME Jrl of Eng. for Gas Turbines and Power, vol. 118, pp. 792-802.
- [108] Cameretti, M.C., and Tuccillo, R, 2004, "Comparing Different Solutions for the Micro-Gas Turbine Combustor", ASME paper GT-2004-53286.
- [109] Mc Bride, B.J., and Gordon, S., 1994, "Computer Program for Calculation of Complex Equilibrium Composition and Applications", NASA RP 1311, parts I and II.
- [110] Peirs, J, Reynaerts, D., Verplaetsen, F., Norman, F. and Lefever, S., 2003, "Development of a Micro Gas Turbine for Electric Power Generation", proc. of MME 2003, pp. 215 – 218.
- [111] Tuccillo, R., 2005, "Performance and Transient Behaviour of MTG based Energy Systems", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", RTO-MP-AVT-131.
- [112] Zeleznick F.J., Gordon, S., 1968, "Calculation of Complex Chemical Equilibria," Industrial and Engineering Chemistry, Vol.60, No.6, pp 27-57.

- [113] El Masri, M.A., 1986, "On Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part 2 - A Model for Expansion in Cooled Turbines," *ASME Jrl. of Engrg. for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 151-159
- [114] Zel'dovich Y.B., Sadovnikov P.Y., Frank-Kamenetskik D.A., 1947, "Oxidation of Nitrogen in Combustion," *Academy of Science of SR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad*.
- [115] Bozza F., Rizzo G., and Tuccillo R., 1998, "Identification of a Model for Monitoring Nitric Oxide Emissions in a Gas Turbine Power Plant," in "Theory and Practice of Control and Systems", *World Scientific Publishing Ltd. London UK*, pp. 437-442, ISBN 981-02-3668-9.
- [116] Bozza F., Cameretti M.C., Tuccillo R., 2001, "Una Metodologia di Analisi Integrata di Turbine a Gas a Bassa Emissione di CO₂", *X Convegno Tecnologie e Sistemi Energetici Complessi, Genova 2001*
- [117] Bozza, F., Cameretti M.C., Tuccillo, R., Stolica R. "Turbine a Gas a Bassa Emissione di CO₂: "Analisi Termofluidodinamica dell'Impianto e dei Componenti" *Sistemi di produzione di energia elettrica da combustibili fossili ad emissioni fortemente ridotte di biossido di carbonio*". A cura di Giovanni Lozza.
- [118] Bozza, F., Tuccillo R., Liotti, G., Sepe, V.1992, "Analisi Energetica di un Sistema di Cogenerazione con la Turbina a Gas "AR450-I", *Atti del VI Convegno Nazionale, Genova 1992*.
- [119] Pontecorvo A., "Variable Speed Micro Gas Turbine for Cogeneration Application", *sito web: www.gspteam.com*. Luglio 2003
- [120] Bozza, F., Cameretti M.C., Piazzesi R., Pontecorvo A., Reale F., Tuccillo, R., "Analisi del Funzionamento Stazionario di una microturbine a gas alimentata a gas naturale e con combustibili alternativi", *atti of International Conference Megalia, Sorrento – Italy, 30 Settembre-2 Ottobre 2004*.
- [121] Chan S.H., Ho H.K., Tian Y., "Modelling of Simple Hybrid Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine Power Plant", *Journal of Power Sources*, Vol.109, pp.111-120 (2002).
- [122] Costamagna P., Magistri L., Massardo A.F., , "Design and part-load performance of a hybrid system based on a solid oxide fuel cell reactor and a micro gas turbine," *Journal of Power Sources*, Vol.96, pp.352-368 (2001).
- [123] Campanari S., Iora P., "Definition and sensitivity analysis of a finite volume SOFC model for a tubular cell geometry", *Jrn. of Power Sources*, Vol.132, pp.113-126 (2004)

- [124] Pangalis M.G., Martinez-Botas, R.F., Brandon N.P., "Integration of solid oxide fuel cells into gas turbine power generation cycles. Part 1: fuel cell thermodynamic modelling," *Proc. IME, Journal of Power and Energy*, Vol. 216, 2002, pp. 145-154.
- [125] Zhang W., Croiset E., Douglas P.L., Fowler M.W., Entchev E., "Simulation of a tubular solid oxide fuel cell stack using AspenPlus unit operation models", *Journal of Power Sources*, Vol.46, pp.181-196 (2005).
- [126] Lemański M., Badur J., "Parametrical analysis of a tubular pressurized SOFC", *Archives. of thermodynamics*, vol.25, No.1, 53-72, 2004.
- [127] Campanari S., "Parametric analysis of small scale analysis recuperated SOFC/GAS TURBINE cycles," *ASME paper 2004-GT-53933*.
- [128] Song T., Ro S., Suzuki K., Sohn J., Kim J., Kim T., "Parametric Studies for a Performance Analysis of a SOFC/MGT Hybrid Power System Based on a Quasi-2D Model," *ASME paper 2004-GT-53304*.
- [129] Massardo A.F., . Lubelli F., "Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Combined Cycles. Part A.", *ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power*, Jan.2000, Vol. 122, p. 1-27.
- [130] S.C. Singhal, "Advances in Solid Oxide Fuel Cell technology", *Solid State Ionics*, 135, (2000) 305.
- [131] Costamagna P., Arato E., Antonucci P.L., Antonucci V., "Partial Oxidation of CH₄ in Solid Oxide Fuel Cells: Simulation Model of the Electrochemical Reactor and Experimental Validation", *Chem.Eng. Sci.*, 51, (1996) 3013.
- [132] Magistri L., Bozzo R., Costamagna P., Massardo A.F., "Simplified versus detailed SOFC reactor models and influence on the simulation of the design point performance of hybrid systems", *ASME paper 2002-GT-30653*.
- [133] Gemmen S., Liese E., , "Development of dynamic modelling tools for solid oxide and molten carbonate fuel cell gas turbine systems," *ASME paper 2000-GT-504*.
- [134] Karvountzi C., Price M., Duby F., "Optimization of a MCFC/TURBINE hybrid system for cogeneration", *ASME paper 2003-IJPGC-40061*.
- [135] Marsano F., Magistri L., Massardo A.F., " Ejector performance influence on a solid oxide fuel cell anodic recirculation system", *Journal of Power Sources*, Vol.129, pp.216-228 (2004).
- [136] Campanari, S., "Thermodynamic model and parametric analysis of a tubular SOFC Modul", *Journal of Power Sources*, Vol.92, pp.26-34 (2001).
- [137] E. Freeh, W.Pratt, J. Brouwer, "Development of a solid-oxide fuel cell/gas turbine hybrid system model for aerospace applications", *ASME paper 2004-GT-53616*.

- [138] Gallucci F., Paturzo L, Basile A., “A simulation study of the steam reforming of methane in a dense tubular membrane reactor”, *International Journal of Hydrogen Energy* 29 (2004) 611-617.
- [139] Chan S. H., Xia Z. T., “Polarization effects in electrolyte/electrode-supported solid oxide fuel cells,” *Journal of Applied Electrochemistry*, Vol. 32, pp.339-347, (2002).
- [140] Bohn D., Poppe N., Lepers J., “Assessment of the potential of combined micro gas turbine and high temperature fuel cell systems”, *ASME paper 2002-GT-30112*.
- [141] Nishida K., Takagi T., Kinoshita S., Tsuji T., “ Performance evaluation of multi-stage SOFC and Gas Turbine combined systems ”, *ASME paper 2002-GT-30109*.
- [142] Kimijima S., Kasagi N., “Performance evaluation of Gas Turbine-Fuel Cell hybrid micro generation system”, *ASME paper 2002-GT-30111*.
- [143] Costamagna P., “The benefit of solid oxide fuel cells with integrated air pre-heater”, *Journal of Power Sources*, Vol.69, pp.1-9 (1997).
- [144] Rienshe E., Meusinger J., Stimming U., Unverzagt G., “Optimization of a 200 kW SOFC cogeneration power plant. Part II: variation of the flowsheet”, *Journal of Power Sources*, Vol.71, pp.306-314 (1998).
- [145] Palsson J., Selimovic A., Sjunnesson L., “Combined solid oxide fuel cell and gas turbine systems for efficient power and heat generation”, *Journal of Power Sources*, Vol.86, pp.442-448 (2000).
- [146] Chan S.H., Ding O. L., “Simulation of a solid oxide fuel cell power system fed by methane”, *International Journal of Hydrogen Energy* 30 (2005) 167-179.
- [147] Li P., Schaefer L., Chyu K., “Investigation of the energy budget in an internal reforming tubular type solid oxide fuel cell through numerical computation”, *ASME paper 2003-IJPG-40126*.
- [148] Magistri L., Trasino F., Costamagna P., “Transient analysis of solid oxide fuel cell hybrids Part: A Fuel Cell models”, *ASME paper 2004-GT-53842*.
- [149] Ferrari M., Traverso A., Massardo A. F., “Transient analysis of solid oxide fuel cell hybrids Part: B anode recirculation model”, *ASME paper 2004-GT-53716*.
- [150] Magistri L, Ferrari M., Traverso A., Costamagna P., Massardo A. F., “Transient analysis of solid oxide fuel cell hybrids Part: C Whole-cycle model”, *ASME paper 2004-GT-53845*.
- [151] Cameretti M.C. , Pontecorvo A., Tuccillo R., “Analisi ed Ottimizzazione di un Sistema Ibrido con Celle a Combustibile e Micro-Turbina a Gas”, 60 Congresso ATI , Settembre 2005.

- [152] Larminie, J., Dicks, A., "Fuel Cell Systems Explained", ed. Wiley, 2004.
- [153] Tornabene, R., Wang, X. Steffen, C.J.jr., and Freeh, J.E., 2005, "Development Of Parametric Mass and Volume Models for an Aerospace SOFC/Gas Turbine Hybrid System", ASME paper 2005 –GT- 68334
- [154] Stiller, C., Thorud, B. and Bolland, O., 2005, "Safe Dynamic Operation of a Simple SOFC/GT Hybrid System", ASME paper 2005 –GT-68481
- [155] Shelton, M., Liese, E., and Tucker, D., 2005, "A Study in the Process Modeling of the Startup of Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Systems", ASME paper 2005 –68466
- [156] Yang, W.J., et al., 2005, "Comparative Performance Assessment of Pressurized Solid Oxide Fuel Cell / Gas Turbine Hybrid Systems Considering Various Design Options", ASME paper 2005 –68533
- [157] Chan S.H., Ho H.K., Tian Y., "Multi-level Modeling of SOFC–Gas Turbine Hybrid System", *International Journal of Hydrogen Energy* 28 (2003) 889– 900
- [158] Dicks A.L., "Advances in Catalyst for Internal Reforming in High Temperature Fuel Cells", *Journal of Power Sources*, Vol. 7, pp.111-122 (1998)
- [159] Assabumrungrat S., Laosiripojana N., Pavarajarn V., Sangtongkitcharoen W., Tangjitmatee A., Prasertthdam P., "Thermodynamic analysis of carbon formation in a solid oxide fuel cell with a direct internal reformer fuelled by methanol", *Journal of Power Sources* 139 (2005) 55–60
- [160] Heinzl A., Vogel B., Hubner P., "Reforming of Natural Gas-Hydrogen Generation for Small Scale Stationary Fuel Cell, *Journal of Power Sources* 105 (2002) 202–207.
- [161] Assabumrungrat S., Laosiripojana N., Pavarajarn V., Sangtongkitcharoen W., Tangjitmatee A., Prasertthdam P., "Comparison of Carbon Formation Boundary in Different Modes of Solid Oxide Fuel cells Fueled by Methane", *Journal of Power Sources* 142 (2005) 75–80
- [162] Aguiar P., Chadwick D., Kershenbaum L. "Modelling of an Indirect Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell", *Chemical Engineering Science* 57 (2002) 1665 – 1677
- [163] Kandepu, R.; Imsland, L.; Foss, B.A.; Stiller, C.; Thorud, B.; Bolland, O, "Control-relevant SOFC modelling and model evaluation", *18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems, Trondheim, Norway June 20–22, 2005*
- [164] Arcur P., Florio G, Fragiaco P., "Analisi Energetico-Ambientale di Celle a Combustibile in Assetto Cogenerative", *atti of International Conference Megalia, Sorrento – Italy, 30 Settembre-2 Ottobre 2004.*

- [165] Krumdieck S., Page S., Round S., “Solid Oxide Fuel Cell Architecture and System Design for Secure Power on an Unstable Grid”, *Journal of Power Sources* 125 (2004) 189–198.
- [166] Bossel, U. G. , “Final Report on SOFC Data facts and Figures”, Swiss Federal Office of Energy, Berne, CH.
- [167] Cameretti M.C. , Pontecorvo A., Tuccillo R., “Performance and Combustion Analysis of a MGT-SOFC Hybrid System, in attesa di essere pubblicato, ASME Fuel Cell, 14-16 dicembre, Roma.