

# Capitolo 2

## I motori a combustione interna per cogenerazione

### 2.1 Aspetti generali, principi di funzionamento e tecnologia

In questo capitolo verranno richiamati e approfonditi i concetti basilari riguardanti i motori a combustione interna (MCI) per usi cogenerativi su piccola scala (cioè con potenza fino a 1 MWe) già visti nel paragrafo 1.3.4.

I MCI sono stati studiati e applicati già dalla seconda metà dell'800 e hanno conosciuto uno sviluppo industriale notevole grazie alla loro diffusione come propulsori per i mezzi di trasporto; le caratteristiche costruttive di queste unità sono quindi ben note e volutamente saranno qui esposte in modo poco dettagliato rimandando a testi specializzati per eventuali approfondimenti.

Si sottolinea comunque come essi rivestano un ruolo fondamentale anche in una serie di applicazioni stazionarie quali gruppi elettrogeni di emergenza, generazione di elettricità in siti remoti e appunto la cogenerazione di piccola e media scala grazie alla grandissima flessibilità e affidabilità (ottenuta mediante il trasferimento dell'enorme esperienza accumulata nel settore automobilistico) che essi offrono unite ad una notevole compattezza e a rendimenti elettrici elevati (30% circa), elementi di debolezza sono invece l'alto costo di manutenzione, la presenza di vibrazioni e la necessità di ricorrere a sistemi di abbattimento delle emissioni inquinanti per ottenere valori paragonabili con quelli delle migliori tecnologie concorrenti quali le turbine a gas.

Esistono due tipologie di MCI denominate in base al ciclo termodinamico che li contraddistinguono: il motore a ciclo Otto (o ad accensione comandata) e il motore a ciclo Diesel (o ad accensione spontanea).

In funzione poi di come viene realizzato il ciclo si parla di motori a due tempi e motori a quattro tempi, a seconda del numero di corse effettuate dal pistone ad ogni ciclo; in seguito si farà riferimento solo al motore a quattro tempi, infatti il motore a due tempi ad accensione comandata (Otto) non viene mai usato in questo settore mentre il motore ad accensione spontanea (Diesel) a due tempi viene applicato solo per grandi applicazioni navali con potenze superiori a 20 MWe.

E' opportuno ora richiamare alcuni concetti teorici, il *ciclo Otto ideale* è composto da quattro trasformazioni essenziali (due isoentropiche e due isovolumiche), che coinvolgono un gas ideale, rappresentate nella fig.1:

- *Compressione isoentropica 1-2* durante la quale il pistone si muove dal punto morto inferiore (PMI) al punto morto superiore (PMS), determinando un forte aumento di pressione e di temperatura; questa fase avviene a spese di un lavoro fornito dall'esterno
- *Combustione isocora 2-3* istantanea (idealmente) con il pistone fermo al PMS.
- *Espansione isoentropica 3-4* durante la quale il pistone si sposta dal PMS al PMI determinando una forte e rapida diminuzione di temperatura e di pressione; è l'unica fase attiva durante la quale il gas compie lavoro.
- *Scarico naturale isocoro 4-1* che avviene idealmente con il pistone fermo al PMI e durante il quale i gas combusti abbandonano il cilindro.

Nel *ciclo reale* rappresentato in fig.2 si devono considerare due trasformazioni complementari che permettono di completare il ciclo, in particolare l'aspirazione della carica fresca e l'espulsione dei gas combusti:

- *Aspirazione e ammissione 1-Q* che avviene prima della fase di compressione (durante la corsa del pistone dal PMS al PMI), essa serve nel ciclo reale per permettere l'ingresso nel cilindro della miscela di aria e combustibile attraverso l'apertura dell'apposita valvola di ammissione.

- Scarico forzato P-! che avviene successivamente allo scarico naturale (durante la corsa dal PMI al PMS) e che serve ad espellere i gas combusti attraverso la valvola di scarico ancora aperta.

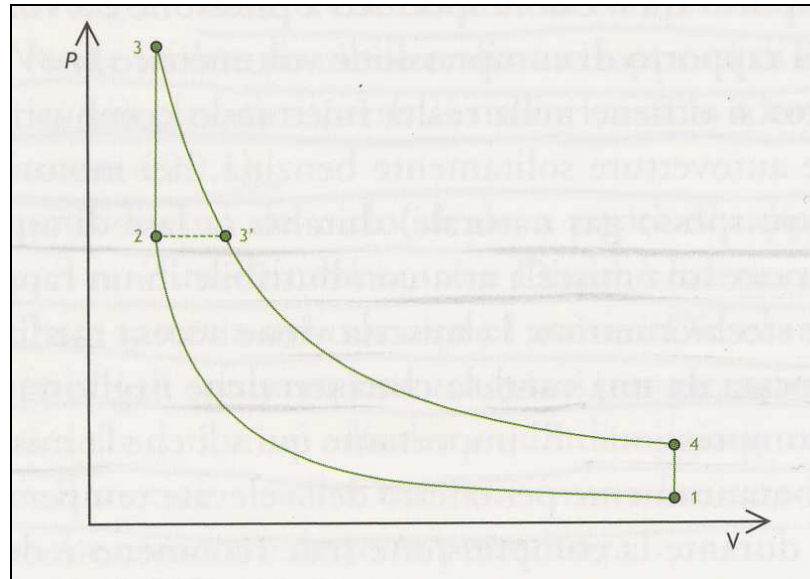


fig. 1 Ciclo ideale

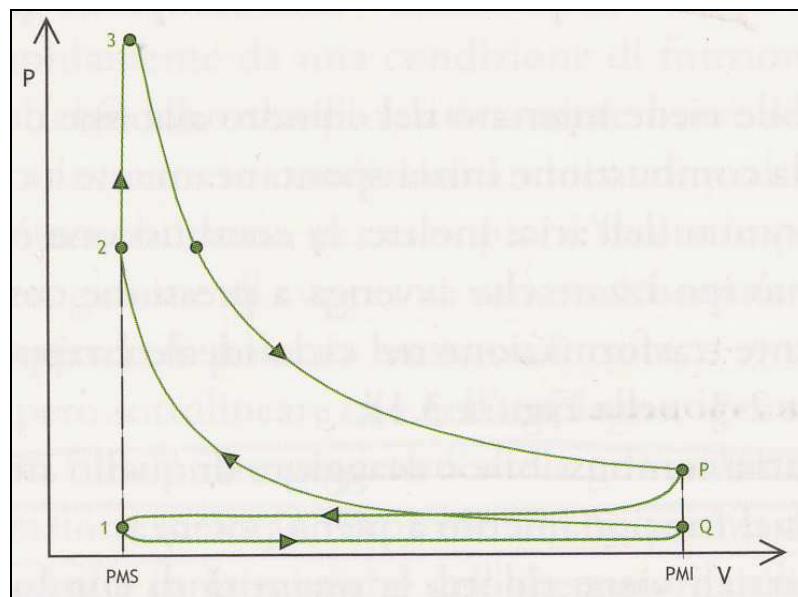


fig. 2 Ciclo reale

Il rendimento del ciclo Otto ideale è dato da:

$$\eta = \frac{(T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1}$$

Dove  $\gamma$  è il rapporto tra i calori specifici a pressione e a volume costante ed  $r$  è il rapporto di compressione volumetrico ( $r=V_1/V_2$ ).

Il ciclo Otto si ottiene nella realtà iniettando combustibile durante la fase di aspirazione creando una miscela di aria e di combustibile appunto in un rapporto vicino al valore stechiometrico; tale miscela viene poi accesa dalla scintilla provocata da una candela negli istanti finali della fase di compressione.

Nelle applicazioni mobili l'opportunità di utilizzare combustibili con elevata densità di potenza ha imposto l'uso di combustibili liquidi.

Nelle applicazioni fisse trova invece (come verrà spiegato più avanti) vasto impiego il gas naturale che grazie alle sue eccezionali caratteristiche qualitative consente di attenuare significativamente il problema delle emissioni, di beneficiare di condizioni economiche di fornitura spesso vantaggiose e di ridurre i costi di manutenzione.

Per quanto riguarda il ciclo *Diesel* è opportuno sottolineare le differenze rispetto al ciclo Otto:

- Durante la fase di compressione viene compressa solamente aria permettendo così l'uso di rapporti di compressione elevati, nel ciclo Otto ciò non è possibile a causa del problema dell'autoaccensione della miscela.
- Il combustibile viene iniettato nel cilindro alla fine della corsa di compressione del pistone e la combustione inizia spontaneamente a causa dell'alta temperatura e dell'alta pressione dell'aria; la combustione avviene più gradualmente tanto è vero che si può pensare che avvenga a pressione costante (trasformazione 2-3' di fig.1).
- Il rapporto tra aria e combustibile è maggiore di quello stechiometrico.
- Ai carichi parziali viene ridotta la quantità di combustibile iniettato a parità di aria aspirata quindi il rapporto aria/combustibile cresce di molto.

Nei motori a ciclo otto invece tale rapporto rimane costante mentre varia la quantità di miscela elaborata nel cilindro agendo su un'apposita valvola a farfalla, che crea una perdita di carico nei condotti di aspirazione; per questo motivo i motori Diesel hanno rendimenti ai carichi parziali migliori di quelli Otto.

I motori Diesel inoltre essendo ad accensione spontanea non hanno bisogno di candele per contro però richiedono un sofisticato sistema di iniezione ad alta pressione; il combustibile impiegato deve avere la caratteristica di accendersi spontaneamente alla fine della corsa di compressione contrariamente a quello che avviene nei motori Otto.

Dal punto di vista del ciclo ideale a parità di rapporto di compressione il rendimento del Diesel è inferiore a quello del motore Otto, tuttavia nei motori reali il Diesel impiegando come già stato detto rapporti di compressione molto più alti raggiunge rendimenti maggiori.

Per quanto riguarda il loro utilizzo i motori a combustione interna, come detto sopra, sono dotati di un'ampia flessibilità di utilizzo ed in particolare per usi automobilistici devono funzionare a differenti regimi di rotazione e con carichi variabili nel tempo.

Nell'impiego cogenerativo però il motore viene fatto funzionare con regime di rotazione costante (la velocità è funzione della frequenza richiesta e del tipo di alternatore), variando semplicemente la potenza richiesta; in fig.3 sono riportate le prestazioni in termini di rendimento per tre valori di carico richiesti (100%, 75% e 50%) per alcuni motori funzionanti a gas naturale e a pari condizioni esterne.

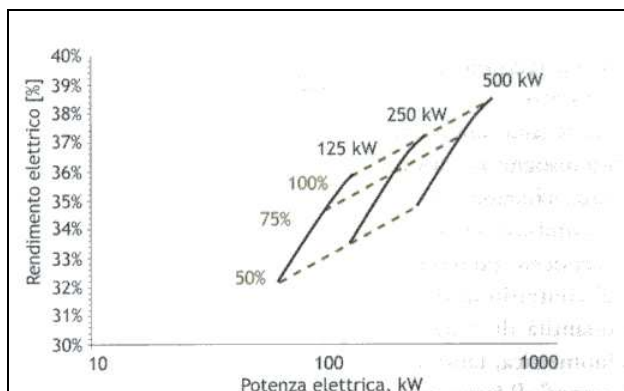


fig.3 – Prestazioni ai carichi parziali di MCI (fonte Jenbacher)

Nelle tre figure seguenti (fig.4,5 e6) è analizzato il caso singolo di un motore cogenerativo a ciclo Otto da 120 kWe on rendimento nominale del 35%,al variare del carico e dei parametri ambientali.

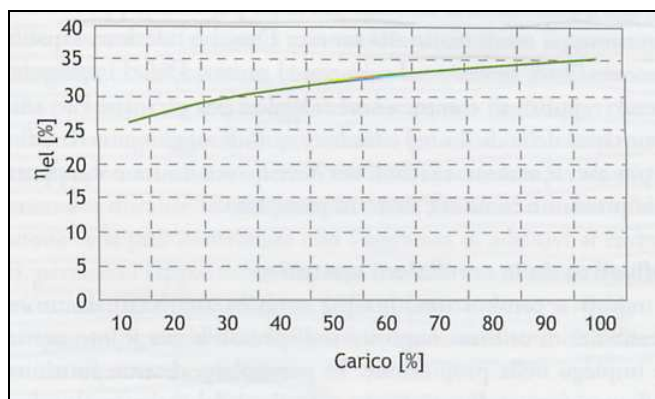


fig.4 – prestazioni ai carichi parziali

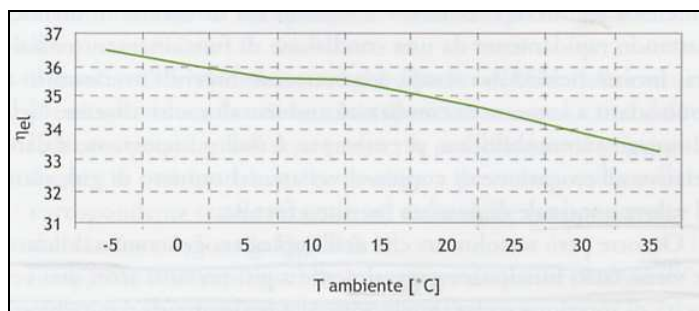


fig.5 – Rendimento in funzione della temperatura ambiente

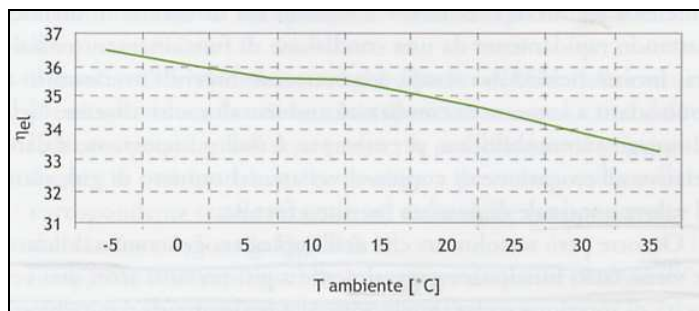


fig.6 – Rendimento elettrico in funzione della temperatura ambiente

La temperatura ambiente è il parametro che maggiormente influenza il rendimento e la potenza; si nota come l'effetto principale si abbia sulla potenza elettrica erogata, soprattutto alle alte temperature, in quanto la temperatura ambiente determina la densità dell'aria aspirata nel cilindro; si evidenzia inoltre come la diminuzione sia più contenuta rispetto alle turbine a gas.

Dopo aver spiegato sommariamente le principali caratteristiche dei MCI è necessario elencare le quattro fonti di calore potenzialmente utilizzabili per fini cogenerativi:

- *I gas di scarico* che rappresentano la sorgente termica dinamicamente più pregiata, in quanto sono disponibili a temperatura piuttosto elevata (tra 400 e 500°C). Come tali essi consentono, tra l'altro, la produzione di vapore di media pressione, tipicamente è riconducibile ai prodotti di combustione il 30-35% del calore totale liberato dal combustibile.
- *L'acqua di raffreddamento* che rappresenta circa il 10-20% dell'input termico totale. Essa è disponibile a temperature inferiori ai 100°C ed è impiegabile per la produzione di acqua calda ma ovviamente non per la produzione di vapore.
- *L'olio lubrificante*, che rappresenta il 4-7% del totale, è disponibile a 75-90°C (solo nei motori di grossa taglia).
- *L'aria di sovralimentazione*, disponibile solo nel caso di motori turbocompressi, che viene raffreddata per ridurne la densità fino a 60-80°C, essa permette di recuperare una quantità di calore pari a quello recuperabile dall'olio di lubrificazione (solo nei motori di grossa taglia).

In definitiva il calore recuperabile si aggira attorno al 25% del totale a fronte di un 35% disponibile dai gas di scarico come mostrato nella seguente fig.7

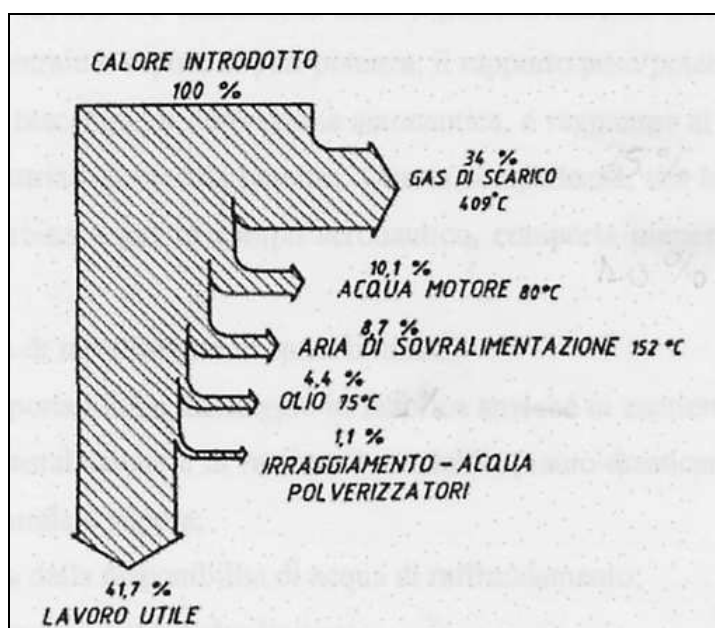


fig.7 – diagramma relativo al bilancio di energia a pieno carico per un MCI ad accensione spontanea a quattro tempi sovralimentato

## 2.2 I combustibili usati

I motori alternativi presentano un' elevata flessibilità di impiego per quanto riguarda i combustibili utilizzabili.

I MCI ad accensione comandata, che nel campo della propulsione funzionano prevalentemente a benzina e molto meno diffusamente a GPL e metano, nell'impiego stazionario sono generalmente alimentati a gas naturale (che costa meno ma da un rendimento minore), anche se cominciano a diffondersi MCI ad accensione comandata alimentati a biogas e gas di discarica. Il GPL può essere usato in installazioni stazionarie di piccola taglia; in un motore nato per l'alimentazione a benzina, il GPL causa una riduzione di potenza di circa il 10%, mentre il gas naturale del 15%.

In realtà, nell'impiego stazionario e per le taglie a partire da 50 kWe, il progetto del motore viene quasi sempre ottimizzato in funzione dell'alimentazione a gas. In tal caso, i motori a gas a ciclo Otto funzionano tipicamente in regime *lean-burn*, con forti eccessi d'aria, e con precamera per la stabilizzazione dell'accensione. Se si impiega il biogas, il funzionamento è analogo ma è richiesta una modifica del sistema di iniezione per consentire l'ingresso di portate di combustibile maggiore; il biogas infatti, essendo principalmente composto di metano ed anidride carbonica, ha poteri calorifici (tipicamente dell'ordine di 9000-17000 kJ/kg) inferiori al gas naturale. Inoltre, una problematica frequente riguarda il controllo del rapporto di miscela, che per data installazione può subire variazioni sensibili nel corso del tempo: a causa dell'irregolarità di composizione delle biomasse di partenza il contenuto di metano nel biogas subisce fluttuazioni notevoli (presentando valori medi attorno al 30-40%).

Per questo motivo si adottano sistemi di controllo in retroazione del rapporto di miscela, mediante sonda  $\lambda$  nei fumi che regola la preparazione della miscela.

Infine esiste la possibilità, per la verità non molto significativa nel campo stazionario, di utilizzo di biocarburanti quali l'etanolo derivante da processi di trasformazione di biomasse vegetali a contenuto zuccherino (canna, barbabietola, ecc.). In quest'ultimo caso il funzionamento avviene in genere sempre in miscela con le benzine (almeno al 10%) in modo da consentire l'avviamento a freddo. I motori funzionanti a bioetanolo-benzina non richiedono modifiche se la miscela presenta meno del 10% di etanolo, mentre è richiesta la ri-mappatura della centralina di controllo del motore se il contenuto di biocarburante è maggiore. La presenza di etanolo nel motore può causare erosione degli elastomeri.

I MCI industriali ad accensione spontanea per impiego stazionario possono essere alimentati a gasolio, ad olio combustibile oppure, molto frequentemente, a gas naturale, con l'aggiunta di una piccola percentuale di gasolio: 1-10 % per l' iniezione pilota, che ha la funzione di provocare l'autoaccensione della carica (si parla di motori *dual-fuel*).

L'impiego del gas invece di un combustibile liquido fa riscontrare un aumento della potenza poiché è possibile un funzionamento con minore eccesso d'aria senza incorrere in incombusti allo scarico.

Nel campo dei combustibili rinnovabili (bio-combustibili, che verranno trattati in seguito) è presente una molteplicità di applicazioni: bio-diesel, oli vegetali, oli derivanti da processi industriali di lavorazione di sostanze organiche, oli da grassi animali, oli esausti da cottura cibi, ecc. Il bio-diesel è un combustibile liquido con proprietà molto simili a quelle del gasolio; è un derivato di biomasse oleaginose da cui viene estratto un olio (olio vegetale grezzo) che viene successivamente trasformato in bio-diesel, mediante un processo di transesterificazione e raffinazione.

Il biodiesel può essere utilizzato puro al 100% (nei motori di nuova concezione, dove ha una funzione di pulizia iniettori, non richiede interventi; nei motori di vecchia concezione dove si può avere usura di elastomeri dovuta al maggior potere solvente del combustibile si può usare il biodiesel previa modifica di alcune parti) o in miscela con gasolio convenzionale al 30÷40% senza alcun intervento sul motore.

L'impiego di biodiesel, che ha minor potere calorifico del gasolio, porta ad un maggior consumo in termini di volume, ma le penalizzazioni di potenza sono contenute in pochi punti percentuali. Va riscontrato che, rispetto al gasolio, il biodiesel elimina completamente i problemi delle emissioni di ossidi di zolfo.

Tra i combustibili rinnovabili per i motori ad accensione spontanea l'uso dell'olio vegetale (olio di palma, di colza, di girasole, di soia) tal quale, cioè senza la conversione in biodiesel, è diventato un'opzione teoricamente percorribile, ma economicamente valutabile solo in presenza di incentivi. Dal punto di vista operativo non è ancora ben chiaro se l'impiego di tali combustibili danneggi i motori Diesel o sia realisticamente attuabile su lunghi periodi di funzionamento; certamente l'olio può essere impiegato purché sia adeguatamente trattato con additivi e preriscaldato: rispetto al gasolio la viscosità a 20°C è un ordine di grandezza superiore (la viscosità influisce sulla capacità di nebulizzare il combustibile dentro il motore) e il punto di accensione è molto più alto (300°C contro i 50°C del gasolio).

Inoltre processi di polimerizzazione spontanea che agiscono sull'olio ad alta temperatura e in presenza di ossigeno danno luogo a depositi e incrostazioni sugli iniettori, in camera di combustione e sulle valvole.

### 2.3 Modalità di connessione e di esercizio

Il motore alternativo per impiego industriale può essere connesso in BT o MT alla rete elettrica. Il funzionamento può avvenire in modalità "grid connected" o anche "in isola", per alimentazione di utenze isolate.

Nel funzionamento "in isola" si rendono necessari dispositivi elettronici di potenza (booster) che forniscano in uscita i valori di tensione e frequenza richiesti dall'utenza; in modalità "grid connected" invece i dispositivi elettronici sono necessari per l'adeguamento ai parametri richiesti dalla rete, sono inoltre da prevedere relè di protezione in caso di improvviso distacco del dispositivo della rete.

Il motore presenta una elevata flessibilità di esercizio con possibilità di funzionamento ai carichi parziali fino al 20-30% del carico nominale e con decadimenti di prestazioni non eccessivi, come ricordato sopra. Per questo motivo tale sistema energetico può essere utilizzato per l'esercizio in modalità "load-following", ovvero con inseguimento dei carichi elettrici delle utenze. Soprattutto nella fascia di taglie più piccole, può anche essere usato come generatore per i carichi di punta (peak-shaving) o come generatore di emergenza (gruppo elettrogeno); nell'ambito cogenerativo tale ultima modalità è poco impiegata, data la necessità di produrre anche energia termica.

La flessibilità operativa consente di avere molteplici modalità di esercizio: il motore in assetto cogenerativo può essere usato sia con funzionamento a pieno carico che in modalità load-following "elettrico segue" (in quest'ultimo caso la disponibilità di energia termica sarà dipendente dal carico elettrico). Infine, si può avere un funzionamento in modalità termico segue, cioè con correzione del punto di funzionamento in modo da garantire la copertura della richiesta termica; in questo caso l'energia elettrica generata può essere utilizzata dalle utenze elettriche, ceduta in toto o in parte alla rete esterna, accumulata in batterie se disponibili (nel caso di installazioni in isola e con taglie limitate, si rende necessario installare un convertitore bidirezionale AC/DC).

### 2.4 Principali tipologie di motori cogenerativi

La varietà di combustibili usati nei MCI è molto ampia; i motori Diesel per applicazioni stazionarie impiegano gasolio o gas naturale miscelato con gasolio (DUAL FUEL) per favorire l'accensione ed in casi molto rari e incompatibili con i fini ecologici alla base della cogenerazione anche gasolio pesante (Diesel lenti a due tempi).

I motori a ciclo Otto utilizzano benzina, gas naturale, propano oppure anche gas con basso potere calorifico come il biogas o il gas da discarica.

Grazie alle sue caratteristiche di compatibilità ambientale, alla disponibilità assicurata da una capillare rete di distribuzione ed al suo costo relativamente contenuto il combustibile di gran lunga più utilizzato nei motori per cogenerazione è il gas naturale.

Inoltre il suo utilizzo riduce i costi di manutenzione aumenta la vita utile ed infine non prevede l'esistenza di serbatoi di accumulo del combustibile e necessari rifornimenti periodici.

I MCI cogenerativi (di cui in questo lavoro verranno considerati solo quelli con taglie comprese tra 50kWe e 1 MWe) si dividono principalmente in due categorie:

- *Motori a gas naturale a ciclo Otto*, nei quali il gas viene iniettato nei condotti di aspirazione e forma con l'aria una miscela con rapporto molto vicino a quello stechiometrico.

Anche se il gas presenta un potere antidetonante migliore rispetto a quello della benzina (numero di ottano pari a circa 120 contro i 100 della benzina) il rapporto di compressione non supera mai il valore di 12:1 ;in alcuni casi si usano miscele magre (con rapporto aria /combustibile superiore a quello stechiometrico per contrastare la formazione degli NO<sub>x</sub> ed aumentare il rendimento (motori LEAN BURN).

Tali unità vengono costruite predisponendo una pre-camera ( messa in comunicazione con la camera di combustione )nella quale avviene la combustione di una miscela ricca la quale poi entra nel cilindro e consente la combustione della rimanente carica che presenta invece un eccesso d'aria.

Lo stesso effetto può essere ottenuto realizzando una "carica stratificata",ossì facendo in modo che la carica a contatto con la candela presenti bassi valori del rapporto aria/combustibile (prossimo allo stechiometrico) mentre il resto della carica è costituito da una miscela magra.

Il rendimento dei MCI ad accensione comandata va dal 27% delle piccole unità fino al 38% delle unità con potenze prossime ai 500 kWe,mentre i motori con potenze oltre 1 MWe hanno rendimenti anche del 45%.

- *Motori a gas naturale a ciclo Diesel (Dual fuel)*, nei quali al gas naturale si aggiunge una piccola quantità di gasolio (1-10%) per favorire l'autoaccensione della miscela in virtù del fatto che il gas naturale avendo un buon potere antidetonante è più idoneo ad essere utilizzato nel motore Otto.

Il gas naturale può essere iniettato in due modalità differenti,cioè a bassa pressione nel collettore di aspirazione (mentre il gasolio è iniettato nel cilindro) o ad alta pressione direttamente nel cilindro assieme all'iniezione di gasolio..

Nel primo caso la potenza deve essere ridotta all'80-95% per evitare il fenomeno della detonazione,se invece è prevista la compressione del gas per portarlo alla pressione regnante nella camera di combustione bisogna mettere in conto una perdita di potenza pari a circa il 6% a causa del consumo energetico del compressore,in quest'ultimocaso si deve anche affrontare il costo maggiore del compressore ed eventuali problemi legati al suo funzionamento,per questo in genere si preferisce fare ricorso al primo metodo ossia iniettare il gas a bassa pressione nel collettore di aspirazione.

In genere i MCI con potenze superiori ai 200 kWe sono dotati di sovralimentazione mediante un turbocompressore di tipo radiale alimentato con i gas di scarico.

La turbina trascina il compressore calettato sullo stesso albero il quale innalza la pressione dell'aria aspirata nel cilindro aumentandone la densità e di conseguenza incrementando la potenza del motore.

Questo dispositivo viene di solito abbinato ad uno scambiatore di calore (detto INTERCOLER e schematizzato nella seguente fig.8) che effettua l'interrefrigerazione dell'aria dopo il suo passaggio nel compressore riducendone ulteriormente la densità e quindi facendo diminuire il lavoro di compressione del motore.



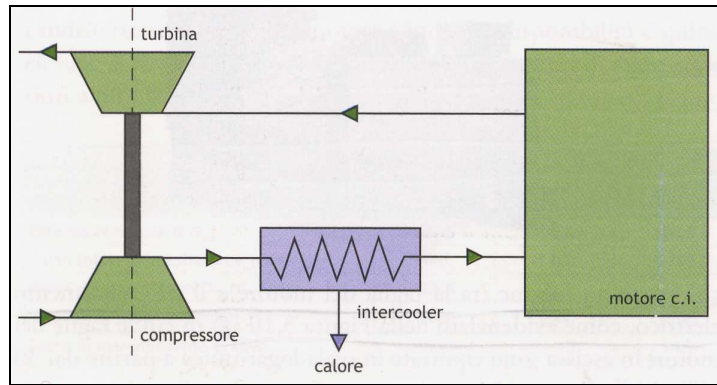


fig.8 – Schema concettuale di MCI sovralimentato con INTERCOOLER

La sovralimentazione con intercooler in generale aumenta la potenza del motore diminuendone i costi specifici e nella maggior parte aumenta il rendimento e riduce le emissioni inquinanti allo scarico (specialmente gli  $NO_x$ )

Il rapporto di compressione generalmente fornito dal compressore vale 1,5-2,5:1, ma esistono applicazioni in cui si arriva anche a rapporti di 4:1.

Analizzando i modelli di MCI disponibili sul mercato si osserva che esiste un legame tra rendimento, costo specifico e taglia del motore come rappresentato nelle seguenti fig.9 (a e b)

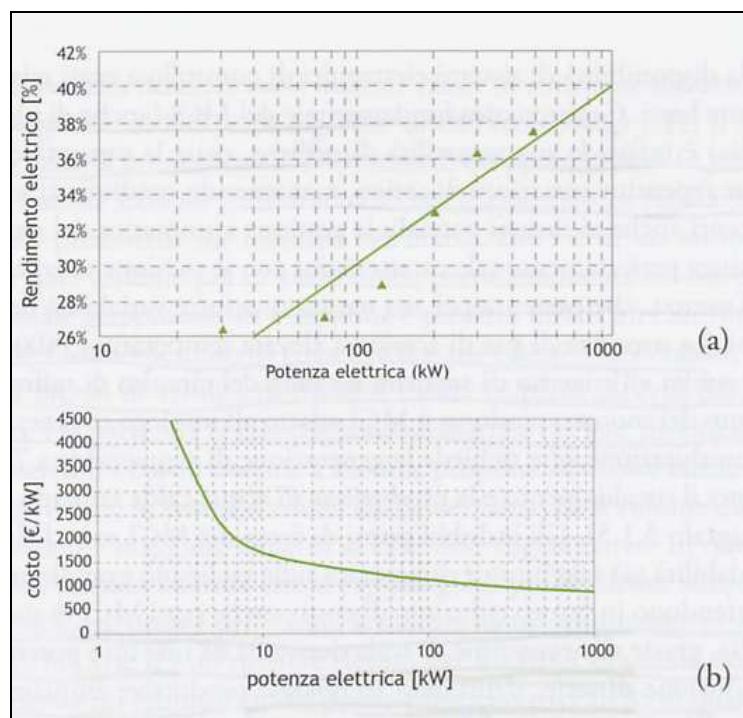


fig.9 – Rendimento elettrico e costo specifico in funzione della taglia (i costi si intendono completi dell'impianto di recupero termico e di sistemi di controllo)

Nelle fig.10 e 11 infine sono rappresentati due tipiche unità per cogenerazione a gas, uno della DEUTZ (da 300 kWe) e uno della MTU (da 75 kWe) entrambi sovralimentati



fig.10 – Motore a gas Deutz per cogenerazione da 300 kW<sub>e</sub>



fig.11 - Motore a gas MTU per cogenerazione da 75 kW<sub>e</sub>

Si ponga ora l'attenzione sull'andamento del rendimento termico in funzione della temperatura a cui è richiesto il calore mostrato in fig.12

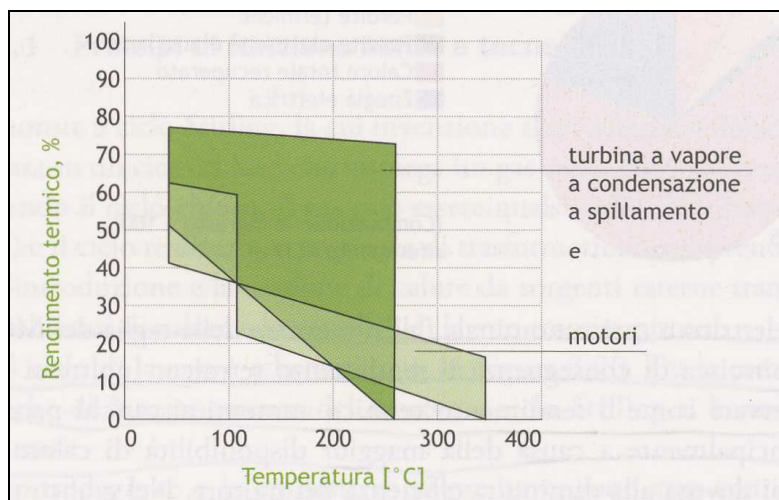


fig.12 – Rendimento termico in funzione della temperatura a cui è richiesto il calore (confronto con turbina a vapore a condensazione e spillamento)

si nota chiaramente come tale andamento presenti una discontinuità in corrispondenza della temperatura di 100 °C; ciò è dovuto dal fatto che sopra tale valore il recupero termico può avvenire solo dai fumi di scarico prevedendo comunque un circuito che dissipa il calore a bassa temperatura proveniente dal raffreddamento dell'acqua, dall'olio di lubrificazione e dall'intercooler.

Risulta evidente quindi che i MCI siano adatti a scopi cogenerativi soprattutto in due casi e cioè quando è richiesto contemporaneamente calore a bassa temperatura (ad esempio per il riscaldamento degli ambienti) e calore a temperatura intermedia (ad esempio vapore per un processo industriale) in un rapporto all'incirca unitario oppure in modo ancora più conveniente quando è richiesto calore solo a bassa temperatura.

In fig.13 è rappresentato uno schema tipico di recupero termico per la produzione di acqua calda in cui il recupero dalle varie sorgenti termiche avviene disponendo le sorgenti stesse in serie tra di loro nel senso delle temperature crescenti.

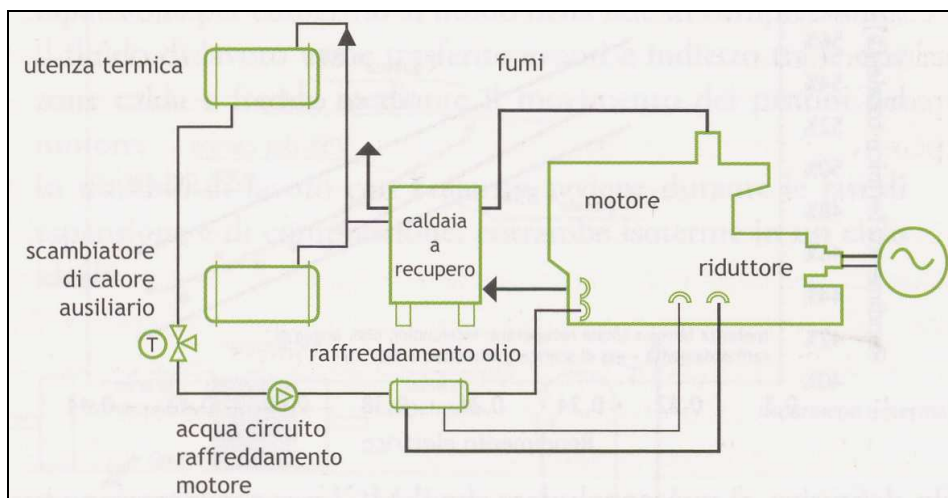


fig.13 – Schema di impianto per produzione di acqua calda

Si osservi infine l'andamento del rendimento termico in funzione di quello elettrico (per motori di diversa taglia) al variare del carico del motore (fig.14), si noti come all'aumentare del rendimento elettrico a carico nominale (all'aumentare della taglia del motore) diminuisca il rendimento termico. Inoltre si può osservare come il rendimento termico aumenti ai carichi parziali principalmente a causa della maggior disponibilità di calore nei fumi dovuta alla diminuita efficienza del motore.

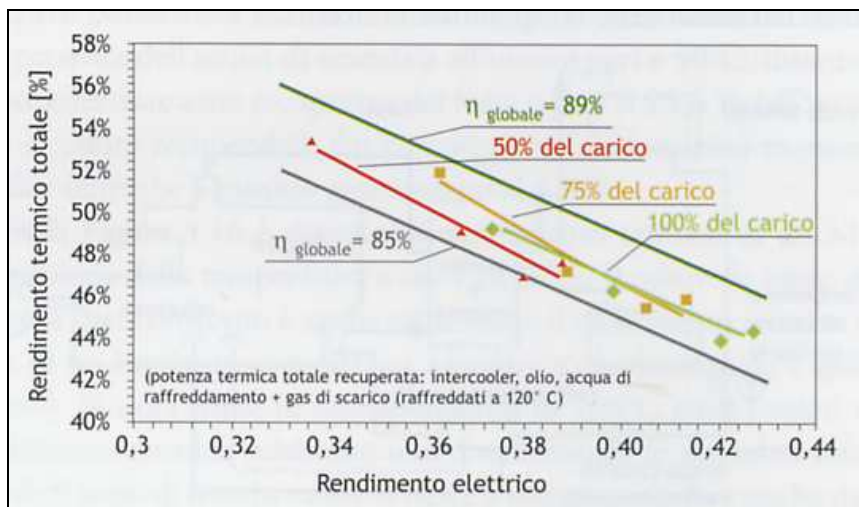


fig.14 - Rendimento termico in unzione di quello elettrico nel caso di recupero termico per produzione di acqua calda

In definitiva si può concludere che i MCI per cogenerazione siano sistemi un grado di libertà, nel senso che il calore recuperabile è univocamente collegato all'energia elettrica prodotta.

Nel caso di minore richiesta termica è comunque possibile dissipare nell'ambiente il calore in eccesso (senza ridurre la potenza elettrica prodotta) direttamente nel caso dei gas di scarico, con scambiatori ausiliari.

## 2.5 Emissioni e loro trattamento

### 2.5.1 Aspetti generali

Come già sottolineato in precedenza nel nostro paese, ma anche altrove, è in atto una forte espansione del mercato degli impianti di cogenerazione, specialmente del tipo di quelli dotati di motori a combustione interna.

Un'espansione ancora più importante è prevista nel prossimo futuro, questo significa che nel giro di pochi anni avremo migliaia di impianti di piccola e media taglia dispersi nei vari distretti industriali (e non solo, basti pensare infatti ad utenze più diversificate come ospedali, centri commerciali, scuole, centri sportivi ed altro ancora).

Una tale proliferazione suscita però vari interrogativi dal punto di vista ambientale: se è vero che la cogenerazione distribuita comporta una serie di innegabili vantaggi dal punto di vista energetico, è altrettanto vero che diventa più complesso il problema del controllo delle emissioni.

Infatti, mentre le emissioni di una grande centrale (confinata in un unico punto di emissione) possono essere monitorate e trattate con maggiore efficacia, risulta molto più complicato tenere sotto controllo una miriade di fonti inquinanti disperse sul territorio; inoltre è tecnicamente più facile ed economicamente meno oneroso intervenire su emissioni concentrate e caratterizzate da un elevato flusso di massa.

La maggior parte dei gruppi di cogenerazione attualmente disponibili nella taglia delle centinaia e migliaia di MWe sono realizzati per mezzo di grossi motori Diesel, alcuni dei quali di moderna concezione alimentati con gasolio a basso tenore di zolfo (caratterizzati quindi da emissioni contenute).

Una grande parte però è realizzata con motori di non recentissima concezione ed alimentati con combustibili di bassa qualità, anche la messa a punto in alcuni casi può lasciare a desiderare e quindi come conseguenza si incontrano allo scarico livelli di emissioni inquinanti superiori ai limiti consentiti.

Nel proseguo di questo lavoro verranno analizzati separatamente i due casi di motori a ciclo Otto (anche se meno diffusi) e motori a ciclo Diesel analizzando prima le varie tipologie di inquinanti prodotti e poi le rispettive tecniche di abbattimento.

### 2.5.2 Emissioni dallo scarico di un motore Otto

La seguente fig.15 (a e b) mostra i più convincenti processi attraverso i quali i principali inquinanti si formano nel cilindro di un motore ad accensione comandata.

IL CO ha origine nella zona di reazione come prodotto di un'ossidazione parziale degli idrocarburi; successivamente, in presenza di ossigeno si ha la sua ossidazione a CO<sub>2</sub>.

Durante la fase di espansione però gli equilibri chimici che regolano il processo di ossidazione del CO possono congelarsi per il troppo rapido calo di temperatura.

Gli HC (idrocarburi incombusti) hanno origine inversa, al momento della compressione (al crescere della pressione nel cilindro) parte della carica fresca è forzata ad entrare negli interstizi (ad esempio il volume compreso tra pistone, cilindro e fasce elastiche oppure la cavità tra testata, guarnizione e cilindro) dove il fronte di fiamma non riesce a penetrare.

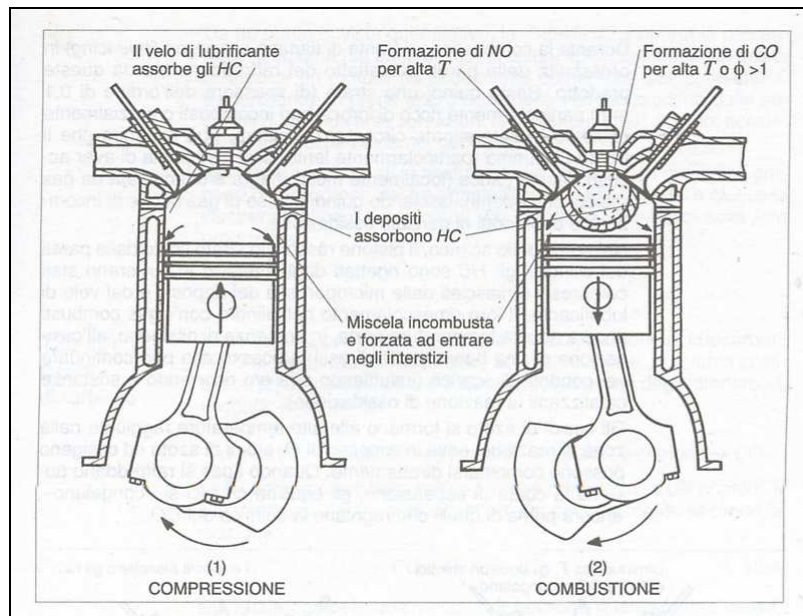
I depositi in camera di combustione e l'eventuale strato di lubrificante assorbono idrocarburi dalla carica fresca compressa.

Durante la combustione il fronte di fiamma si spegne (*quenching*) in prossimità delle pareti (per effetto del raffreddamento da queste prodotto), resta quindi uno strato con spessore circa di un decimo di millimetro ricco di idrocarburi incombusti o parzialmente ossidati.

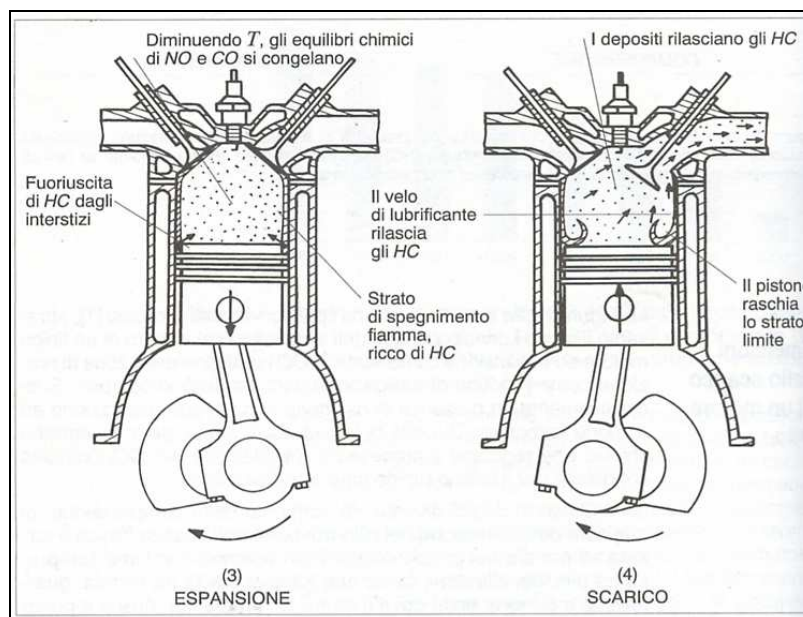
Nel corso dell'espansione il pistone raschia lo strato limite delle pareti del cilindro; gli HC vengono rigettati dagli interstizi e quali erano stati compressi e rilasciati dalle microporosità dei depositi e del velo di lubrificante.

Il loro mescolamento nel cilindro con i gas combusti ancora ad alta temperatura porta, in presenza di ossigeno; all'ossidazione di una buona parte di essi, processo che può continuare nei tubi di scarico.

Gli ossidi di azoto si formano grazie alle alte temperature raggiunte nella zona di reazione, dove in eccesso di  $O_2$ , atomi di azoto e di ossigeno possono legarsi direttamente.



a

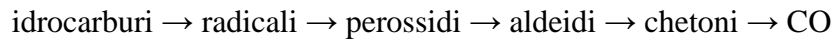


b

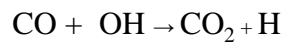
fig. 15 - Processi di formazione ei principali inquinanti in un motore ad accensione comandata

Nelle prossime pagine si analizzeranno un po' più nel dettaglio i processi di formazione dei tre principali inquinanti prima introdotti .

- **Ossidi di carbonio (CO):** nelle fiamme premiscelate si forma rapidamente nella zona di reazione in quanto costituisce uno dei principali prodotti di ossidazione degli idrocarburi secondo lo schema:



ed è ottenuto soprattutto per decomposizione termica dei chetoni, il CO formato viene poi ossidato a  $\text{CO}_2$  principalmente secondo la reazione:



Alla quale compete una velocità di reazione relativamente bassa rispetto a quella di formazione del  $\text{CO}$ .

In pratica le concentrazioni trovate allo scarico dei motori sono più basse dei massimi valori misurati all'interno della camera di combustione, ma sensibilmente più alti dei valori di equilibrio corrispondenti alle condizioni di scarico.

Questo significa che il fenomeno è controllato dalla cinetica chimica ma che la rapida diminuzione di temperatura nella fase di espansione ne provoca il congelamento ossia impedisce l'ulteriore ossidazione a  $\text{CO}$ .

Al di là dei dettagli sulla cinetica chimica (che non saranno oggetto di questo lavoro) l'esperienza dimostra che l'unica variabile che influenza sensibilmente la concentrazione di  $\text{CO}$  allo scarico è il rapporto aria/combustibile nella miscela di alimentazione; nella seguente fig.16 si nota come tale percentuale aumenti con il grado di ricchezza della miscela, come conseguenza del difetto di ossigeno, ma diminuisce a valori molto bassi per miscele povere; se il rapporto di miscela è vicino a quello stechiometrico le emissioni sono consistenti e devono essere controllate.

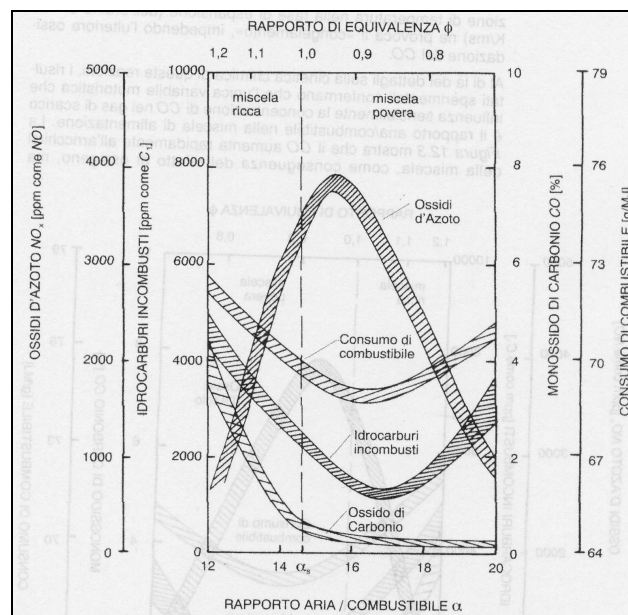
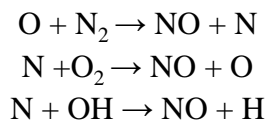


fig.16 – Formazione degli inquinanti in funzione del rapporto tra aria e combustibile

- **Idrocarburi incombusti (HC):** i parametri che maggiormente influenzano la concentrazione di idrocarburi incombusti sono il rapporto aria/combustibile e l'anticipo di accensione. Il primo perché fa sì che la combustione avvenga più o meno completamente e rapidamente, il secondo perché diminuendo l'anticipo di accensione della miscela si ritarda anche la fine della combustione, la quale continua nella prima parte del collettore di scarico coinvolgendo anche gli idrocarburi incombusti che vi si trovano dopo la loro espulsione dal cilindro. Il rapporto superficie/volume della camera di combustione è in diretto rapporto con l'estensione dello strato limite aderente alle pareti, nel quale la miscela non viene raggiunta dalla fiamma. Per quanto riguarda la natura e la quantità di depositi presenti in camera di combustione si deve tener presente che quanto è più spesso lo strato e quanto più è poroso, tanti più vuoti esistono nelle pareti entro i quali vengono trattenute piccole quantità di miscela che non brucia. Il regime, il carico e l'efficacia del sistema di raffreddamento determinano lo spessore dello strato di spegnimento; infatti è intuitivo che più è elevato il numero di giri (maggiore turbolenza), il carico (pressione più alta) e la temperatura delle pareti (raffreddamento meno efficace), tanto più sottile è lo strato in cui non avviene la propagazione della fiamma.
- **Ossidi di azoto (NO<sub>x</sub>):** fra gli ossidi di azoto scaricati il monossido di azoto (NO) si trova in percentuale nettamente maggiore (mediamente 98%), derivando dall'ossidazione dell'azoto presente nell'aria secondo il seguente probabile meccanismo:



Esso presuppone la dissociazione dell'azoto e dell'ossigeno molecolari in atomi, in seguito alle elevate temperature (oltre i 2000 K) raggiunte dai gas nella zona di reazione del fronte di fiamma, ma soprattutto da quelli appena bruciati.; questi ultimi infatti vengono ulteriormente compressi dall'espansione della carica che sta reagendo e sono quindi portati a temperature ancora più alte.

Occorre però tener presente che in un motore non si raggiunge mai una vera e propria condizione di equilibrio tra i reagenti a causa dei piccoli tempi a disposizione e gli elevati gradienti locali nel tempo della temperatura.

Così durante la fase di espansione le reazioni di distruzione dell'NO (da destra a sinistra) sono congelate dalla rapida diminuzione di temperatura e l'NO rimane come costituente nei gas di scarico.

La sua concentrazione dipende in definitiva da due fattori e cioè la massima temperatura raggiunta e il contenuto di ossigeno nella miscela di alimentazione.

La ricchezza della miscela influenza la temperatura di combustione che raggiunge il massimo in corrispondenza del valore stechiometrico (fig.17).

La diminuzione di temperatura che consegue ad uno smagrimo della miscela viene inizialmente compensata dall'aumento della concentrazione di O<sub>2</sub>, per cui gli NO<sub>x</sub> presentano un massimo per miscele debolmente magre.

Ritardando l'accensione una minor quantità di carica brucia prima del punto morto superiore. Quindi diminuiscono pressione e temperatura massime.

Si può inoltre diluire la carica con una parte dei gas combustibili che costituiscono una miscela praticamente inerte formata essenzialmente da azoto, anidride carbonica e vapore acqueo. Si ottiene così il risultato di abbassare la temperatura massima della fiamma perché si

distribuisce il calore su una massa maggiore di fluido.

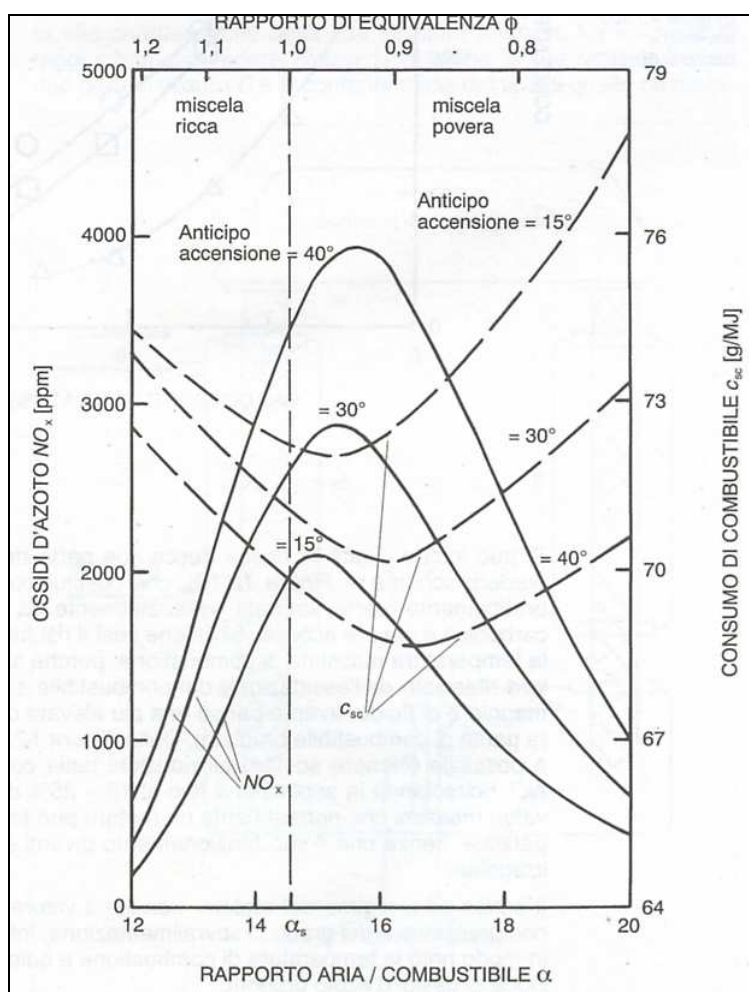


fig.17 – Andamento della formazione degli ossidi di azoto

### 2.5.3 Trattamento dei gas di scarico di un motore a ciclo Otto

In questa sezione verranno descritte le principali modalità di trattamento dei gas di scarico per un motore a ciclo Otto.

- **Reattori termici:** Ad oggi l'unica via per avere un abbattimento delle emissioni inquinanti veramente apprezzabile (fino ai valori permessi dalle normative) è ricorrere all'uso di reattori termici o catalitici che permettono di completare l'ossidazione del CO e degli HC e di ridurre gli ossidi di azoto.

A questo proposito va tenuto presente che quando in passato si cominciarono a contenere le emissioni gassose i motori erano normalmente alimentati con miscele ricche.

Di conseguenza i gas di scarico contenevano una quantità di ossigeno insufficiente per l'ossidazione delle sostanze incombuste presenti in essi, fu necessario quindi ricorrere (tramite una pompa) all'iniezione di aria secondaria in prossimità delle valvole di scarico, dove i gas combusti non hanno ancora avuto modo di raffreddarsi.

Per ossidare gli HC in assenza di catalizzatori occorrono infatti tempi di residenza dell'ordine dei 50 ms in ambiente ossidante con temperatura superiore ai 600 °C, mentre per il CO esse devono superare i 700 °C.

Le temperature dei gas di scarico in un motore Otto variano fra i 350 °C al minimo e i 900 °C a pieno carico, quindi non permettono di avere significative ossidazioni di HC e CO ai carichi parziali.

Per ottenere risultati migliori si è applicata direttamente alla testata un reattore termico; esso



era formato da un particolare allargamento del collettore di scarico (fig.18) disegnato con lo scopo di favorire un buon mescolamento dell'aria secondaria con i gas combusti.

Per consentire ad essi un tempo sufficientemente lungo in una zona ad alta temperatura si cercava di creare un buon isolamento termico del nucleo centrale del reattore; la sua efficacia dipendeva dalla temperatura, dalla disponibilità di ossigeno e dal tempo di permanenza dei gas (ossia dal volume).

In pratica solo con miscele ricche, grazie al calore liberato dalla combustione di grosse quantità di CO e HC, si potevano raggiungere temperature di funzionamento tali da ottenere gas sufficientemente puliti..

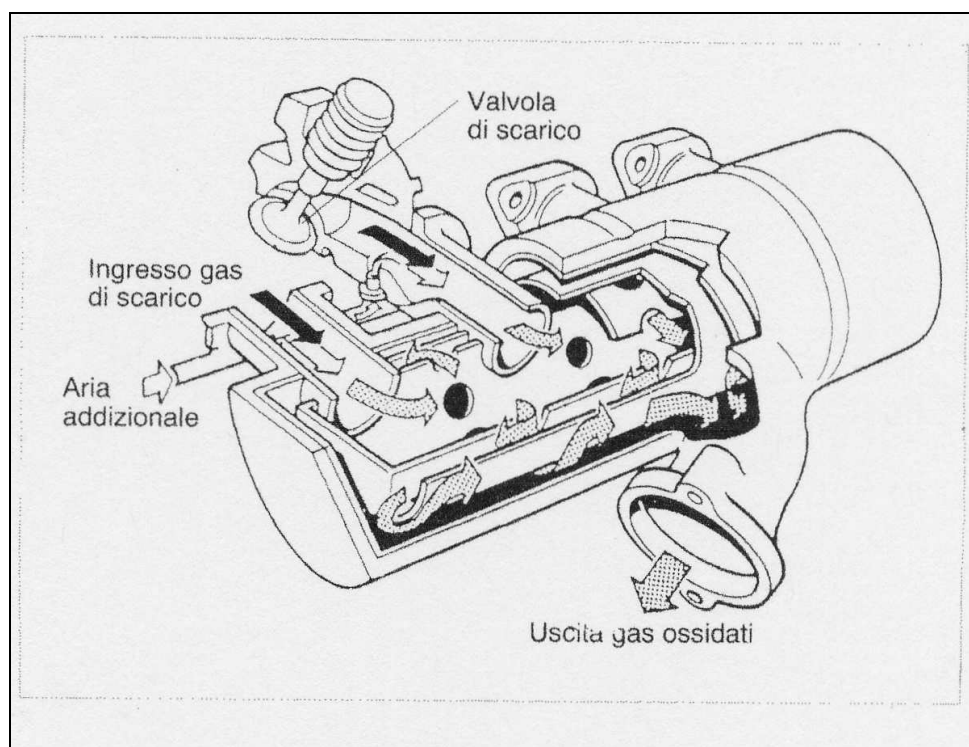
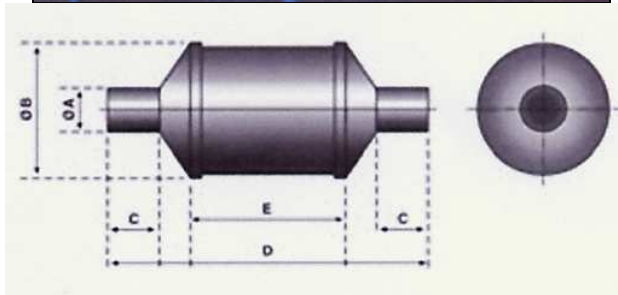
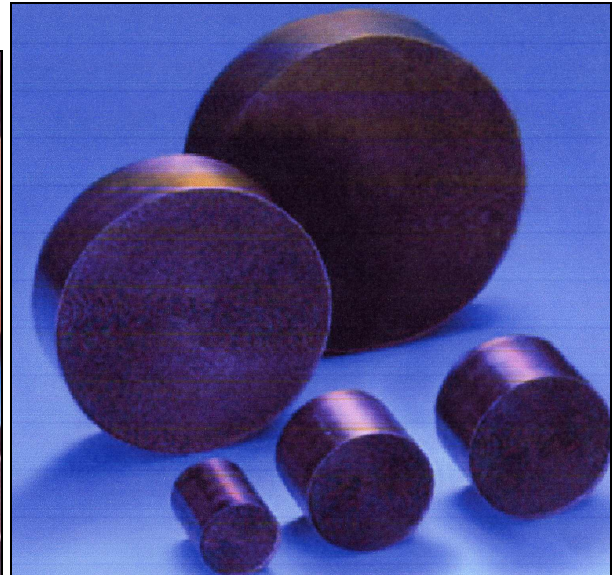
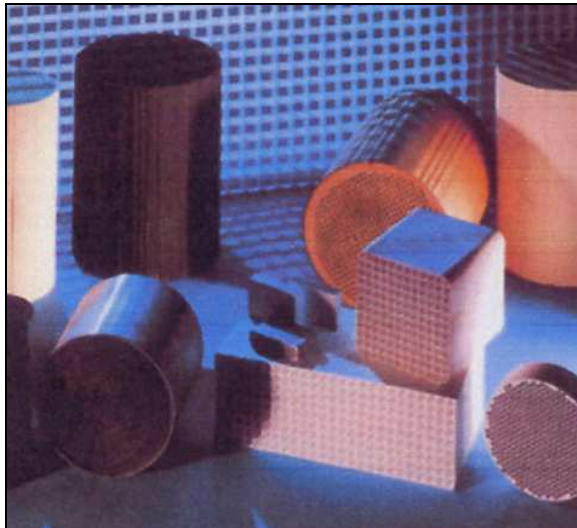
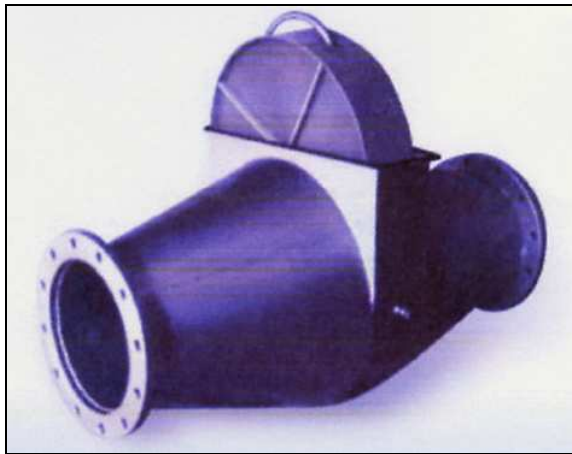


fig. 18 – Esempio di reattore termico realizzato con più camere cilindriche coassiali in modo da tenere i gas di scarico ad una temperatura adeguata.

- **Convertitori catalitici trivalenti:** Quando il problema del contenimento delle emissioni acquistò la sua giusta valenza si dovettero sostituire i convertitori termici con quelli catalitici, in essi agiscono particolari sostanze (*catalizzatori*) capaci di accelerare notevolmente le reazioni di ossidazione anche a temperature relativamente basse (300 °C) senza subire esse stesse cambiamenti chimici permanenti.

Ultimamente si sono affermati sul mercato i convertitori catalitici trivalenti (Three Way Catalysts); essi svolgono una triplice azione sul gas di scarico derivanti da un'alimentazione prossima alla stechiometrica essendo capaci di ridurre contemporaneamente gli  $\text{NO}_x$  a  $\text{NO}_2$  e di ossidare HC e CO a  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{CO}_2$ .

Per rendere massima la loro efficienza è necessario avere una grande superficie esposta al flusso di gas, questi vengono guidati da un involucro metallico attraverso i canali di un elemento cilindrico monolitico (in un solo pezzo) in materiale ceramico avente forma a nido d'ape, come quelli ad esempio delle italiane **CO.FE.ME®** e **MIRETTI®** (fig.19 e 20) con involucro in acciaio inox; tale struttura presenta il vantaggio di un'ampia superficie di contatto con i gas, piccole perdite fluidodinamiche, una buona resistenza meccanica e termica.



Tipo	A Ø int.	B Ø est.	C	D	E	Cilindrate cc.
TB/15 MO	51	136	51	313	147	3.000
TC/25 MO	51	160	51	313	150	4.500
TC/35 MO	76	180	51	325	152	10.000
TC/55 MO	92	300	51	325	130	15.000
TC/65 MO	92	300	51	390	130	20.000

fig.19 – Esempi di convertitori (involucro e matrice ceramica) delle italiane CO.FE.ME. e MIRETTI ,per motori sia Otto che Diesel ,i costruttori dichiarano abbattimenti del 90 e del 98% degli inquinanti

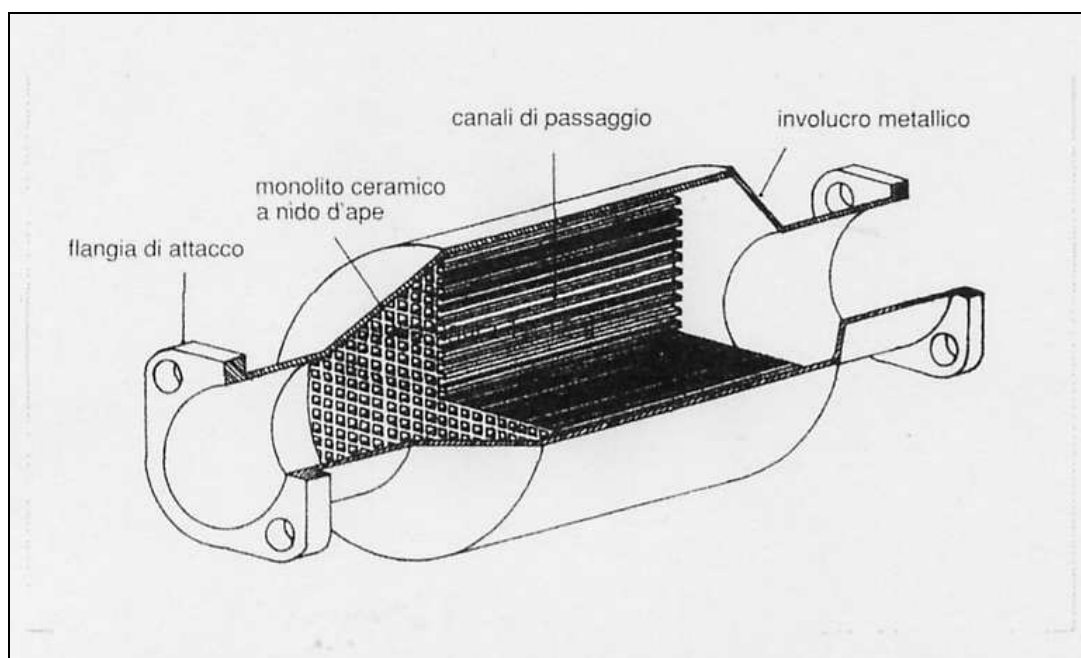


fig.20 – Esempio tipico di convertitore catalitico costituito da un involucro metallico che guida i gas combusti attraverso i canali di un monolite cilindrico in materiale ceramico

I canali di passaggio per i gas sono rivestiti da uno stato poroso di allumina, impregnato di catalizzatori come mostrato nella seguente fig.21.

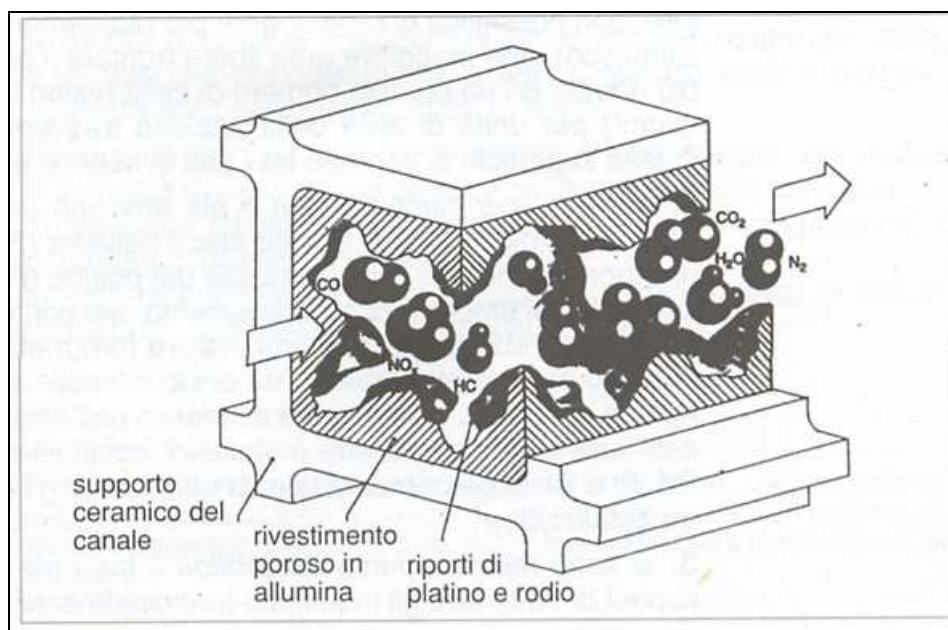


fig.21 – Particolare della sezione di un tipico convertitore catalitico

Come catalizzatori si usano metalli nobili :platino (Pt) o palladio (Pd) per creare siti con elevata reattività per i processi di ossidazione (di CO e HC) e rodio (Rh) per produrre un ambiente riducente atto a d eliminare gli  $\text{NO}_x$ .

Schematizzando i processi chimici tipici di un convertitore trivalente si può ritenere che CO e HC fissino dapprima l'ossigeno molecolare libero e poi intervengano per ridurre gli  $\text{NO}_x$  in modo da avere all'uscita  $\text{NO}_2$ ,  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$ .

Perché tale convertitore possa svolgere la sua funzione trivalente con elevata efficienza occorre che il motore venga alimentato con un rapporto di miscela molto vicino allo

stechiometrico;infatti un eccesso di ossigeno renderebbe difficile la riduzione degli  $\text{NO}_x$  mentre un suo difetto farebbe diminuire la possibilità di ossidazione.

A parità di altre condizioni l'efficienza della conversione è funzione del tempo di permanenza dei gas nel convertitore e dalla sua temperatura di funzionamento.

Il primo dipende dal valore del parametro *velocità spaziale* definito come rapporto tra la portata volumetrica del gas ed il volume del convertitore, fissato il suo valore massimo (tipicamente da 20 a 40 s) si ricava il volume necessario ed il tempo minimo di residenza dei gas nella marmitta catalitica.

Per mantenere alta l'efficienza di rimozione la temperatura di funzionamento dovrebbe essere compresa tra 300 e 800 °C; per valori superiori c'è il rischio di sinterizzazione dei metalli nobili con il substrato provocando un invecchiamento prematuro del catalizzatore.

La degradazione del catalizzatore è dovuta oltre che al fenomeno appena visto anche a fenomeni di avvelenamento della matrice per opera di eventuali composti a base di piombo, anidride solforosa e additivi al fosforo usati nei lubrificanti.

Al momento dell'avviamento a freddo del motore si pone il problema della scarsa efficienza di conversione alle basse temperature che rende determinante l'inerzia termica del convertitore e la sua distanza dal motore al fine di un suo rapido riscaldamento.

Inoltre la constatazione che gran parte degli inquinanti è emessa nel primo periodo di ciclo di prova (circa il 60%) ed il continuo inasprimento delle normative hanno indotto a tentare di anticipare sempre più quello che viene chiamato istante di *light off* ossia la temperatura alla quale si arriva al 50% dell'efficienza di conversione.

Tra le diverse soluzioni sperimentate (coibentazione dello scarico, riscaldamento elettrico o avvicinamento al motore) quella che appare più promettente è l'aggiunta di uno o più convertitori a monte del principale.

In ogni caso i più significativi passi avanti fatti dalla tecnologia di questi componenti sono: realizzazione di monoliti con parete sempre più sottile (da 2 a 0,5 mm) in modo da diminuire l'inerzia termica, una maggiore area libera frontale per attenuare le perdite di carico oppure ancora un alto numero di celle (da 50 a 200 celle/cm<sup>2</sup>) per aumentare l'area di contatto tra il gas di scarico e il convertitore.

Inoltre si sono messi a punto *assorbitori* o *trappole* a base di zeoliti capaci di trattenere gli inquinanti (principalmente gli HC) durante la parte fredda del ciclo quando i catalizzatori sono inattivi perché la temperatura è troppo bassa, quando poi il dispositivo si scaldagli inquinanti fermati vengono rilasciati e depurati.

Questi assorbitori che sono stati in passato concepiti come elementi a se oggi sono stratificati sotto il rivestimento di metalli nobili.

Come ultimo esempio di stato dell'arte per questa tecnologia viene proposta la soluzione di un'altra azienda italiana leader di questo settore, la **BERSY**<sup>®</sup> che realizza catalizzatori per cogenerazione sia standardizzati che su richiesta del cliente per potenze piccole, medie e grandi.

I catalizzatori vengono esclusivamente forniti di supporti metallici con cassetto per la sostituzione del solo corpo catalitico e forniti completi di flange e contro flange per un corretto posizionamento (fig.22 e 23)



fig.22 – Catalizzatore completo e cartuccia catalitica della BERSY



fig.23 – Esploso di un catalizzatore BERSY

### 2.5.4 Emissioni dallo scarico di un motore Diesel

La formazione degli inquinanti durante il processo di combustione in un motore a ciclo Diesel è fortemente influenzata dalla disomogeneità della carica dovuta alla distribuzione del combustibile in seno all'aria continuamente variabile nel tempo.

La seguente fig. 24 mostra schematicamente come possono formarsi HC,CO;NO<sub>x</sub> e particolato,inseguito alla combustione di uno spray di combustibile iniettata in aria con moto turbolento.

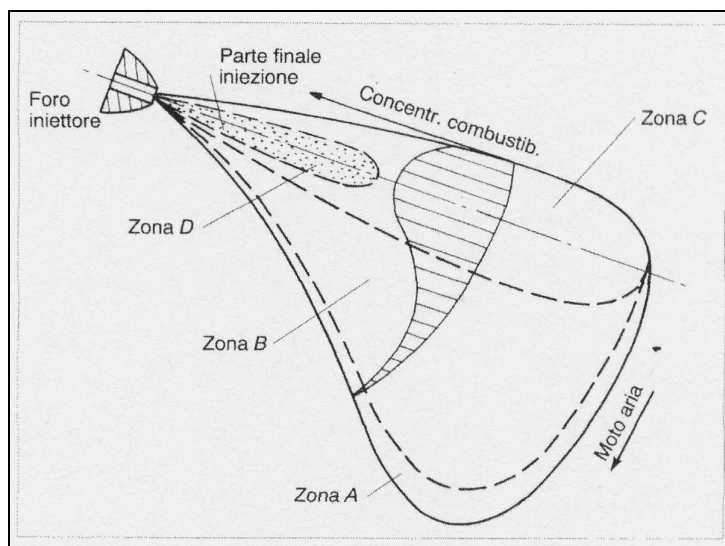


fig.24 – Meccanismo di formazione degli inquinanti durante la combustione delle varie parti di combustibile:zona A (prodotti di ossidazione parziale),zona B (prodotti di completa combustione),zona C (prodotti di completa ossidazione a NO<sub>x</sub>)zona D (prodotti di ossidazione incompleta e particolato).

- Idrocarburi incombusti (HC):** In un Diesel gli HC presenti allo scarico possono avere diverse origini.

Prima di tutto la zona periferica dello spray,dove la concentrazione di combustibile è troppo bassa per avere autoaccensione e propagazione della fiamma,può essere sede di reazioni di cracking termico e parziale ossidazione del combustibile.

Alcuni HC inoltre potrebbero nascere dall'incompleta combustione del nucleo centrale del getto specialmente per quanto riguarda la parte finale dell'iniezione; nei motori di piccola dimensione poi una considerevole parte di combustibile può raggiungere le pareti della camera di combustione e del pistone, da cui evapora,tali vapori se non trovano ossigeno a sufficienza possono avere difficoltà a bruciarsi.

Infine un contributo importante alle emissioni di questo inquinante è dato dal combustibile che viene aspirato nel cilindro dalla cavità inferiore dell'iniettore dopo che lo spruzzo è chiuso.
- Ossidi di carbonio (CO):** si è già detto che l'ossido di carbonio costituisce un prodotto intermedio dell'ossidazione degli idrocarburi.

Se vi è una sufficiente quantità di ossigeno il CO dovrebbe successivamente essere ossidato a CO<sub>2</sub>, ma la reazione può risultare incompleta a causa dei brevi tempi di residenza e delle basse temperature.

Tranne rare eccezioni (parti del nucleo centrale del getto o gasolio depositato su pareti fredde) in un Diesel l'alta disponibilità di ossigeno garantisce una sufficiente ossidazione del CO la cui presenza allo scarico è di un ordine di grandezza inferiore rispetto ai motori a ciclo otto.

- **Ossidi di azoto ( $NO_x$ ):** La cinetica chimica che spiega il meccanismo di formazione degli ossidi di azoto in un motore ad accensione comandata resta valida anche in questo caso di motore ad accensione spontanea ma è resa più complessa dalla disuniforme distribuzione di combustibile nella carica.

Le ragioni di produzione di ossidi di azoto sono attivate dalla presenza di ossigeno e azoto in forma atomica dovuti alla dissociazione prodotta dalle alte temperature raggiunte nei gas dopo il passaggio della fiamma.

Queste condizioni si possono verificare nelle regioni debolmente magre che circondano il getto di combustibile che brucino per ultime ed in corrispondenza del nucleo centrale dello spray dove si hanno le massime temperature ed eccesso di ossigeno.

- **Particolato (PM):** Con il termine *particolato* si indica l'insieme di particelle solide e liquide generate in un motore Diesel e portate in sospensione dai gas di scarico.

Si tratta principalmente di particelle di tipo carbonioso su cui si sono condensate o che hanno adsorbito vapori, solfati ed idrocarburi volatili, infatti durante la combustione gli idrocarburi pesanti del gasolio subiscono un processo di cracking o pirolisi.

La temperatura e la pressione sono cioè in grado di scindere le molecole più pesanti ( $C_6, C_{12}$ ) in HC più leggeri lasciando tuttavia un nucleo di carbone molto poroso che dà luogo alla formazione del particolato adsorbendo il materiale più leggero.

Nella seguente fig.25 è rappresentata sinteticamente tale sostanza insieme alle altre principali emissioni di un motore ad accensione spontanea.

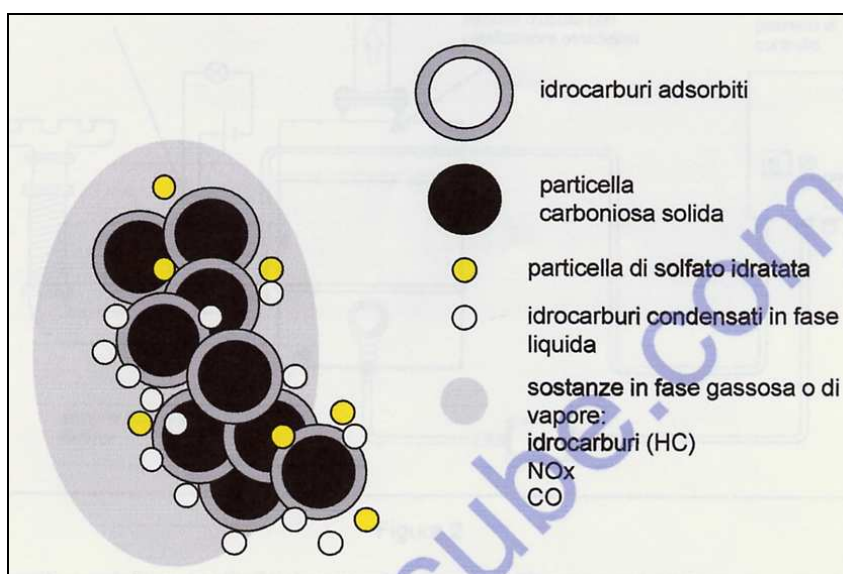


fig.25 – Composizione schematica delle emissioni in un Diesel, le particelle carboniose (0,01-0,08 mm di diametro) si riuniscono in agglomerati (0,05-1 mm) adsorbendo idrocarburi i superficie.

Queste particelle hanno dimensioni diverse, quelle più grosse danno il maggior contributo in termini di massa totale di particolato mentre quelle di diametro più piccolo sono le più numerose; inoltre esse scaricate nell'aria vengono inalate ed in buona parte trattenute nei polmoni provocando seri danni fisiologici.

Il particolato detto anche *fumo nero* è emesso in quantità modeste quando il motore è alimentato con miscele magre, tali quantità aumentano considerevolmente quando la miscela ha un rapporto aria /combustibile prossimo a quello stechiometrico.

### 2.5.5 Trattamento dei gas di scarico di un motore a ciclo Diesel

I metodi di trattamento dei gas di scarico di un motore Diesel (alimentato a gasolio) mirano all'abbattimento del particolato quando non si è riusciti a rispettare le normative agendo anti inquinamento agendo solo sul processo di combustione.

- **Filtro antiparticolato:** Si tratta di un componente che costringe i gas a passare attraverso una barriera porosa, le particelle di dimensioni maggiori a quelle dei pori sono trattenute mentre i composti gassosi attraversano la parete filtrante (che deve essere periodicamente pulita ossidando i composti ammassati).

Poiché questi filtri devono lavorare ad alte temperature sono generalmente realizzati in materiale ceramico con una struttura monolitica a celle (a nido d'ape) come quella rappresentata nella sottostante fig. 26 in cui i canali cilindrici della matrice sono alternativamente chiusi alle estremità per cui i gas sono costretti ad attraversare le pareti porose.

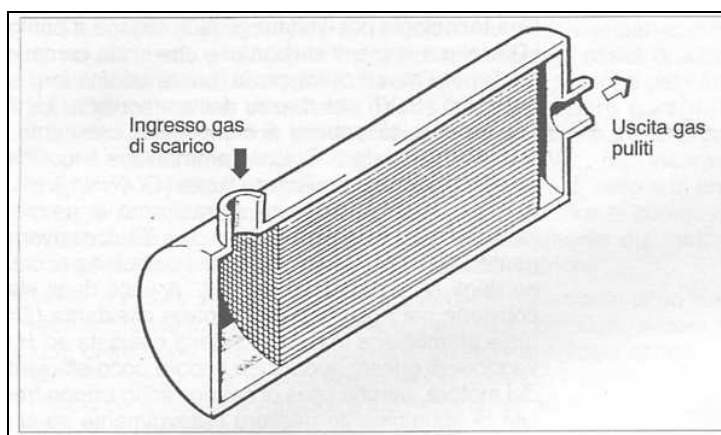


fig.26 – Filtro antiparticolato con struttura monolitica a nido d'ape

Si ottiene così una grande superficie di filtraggio in rapporto agli ingombri con un'efficienza filtrante di oltre il 90% (che aumenta con lo sporcamento) ed una bassa caduta di pressione (circa 2 kPa a filtro pulito).

Quando i filtri sono carichi di particolato devono essere rigenerati bruciando le particelle accumulate senza danneggiare la matrice monolitica; alcuni sistemi sono basati sul principio di aumentare la temperatura dei gas (fino a 250°C) fino ad innescare la combustione del particolato per mezzo di varie fonti come bruciatori o resistenze elettriche.

Un metodo recentemente messo a punto prevede l'immissione nel gasolio di piccolissime quantità di ossido di cerio ( $\text{CeO}_2$ ), il quale permette di aumentare la disponibilità di ossigeno per l'ossidazione termica del particolato che si deposita all'interno del catalizzatore.

Un altro modo particolarmente interessante è quello che prevede l'ossidazione delle particelle per mezzo dell' $\text{NO}_2$  detto sistema CRT (Continuously Regenerative Trap, brevetto Johnson Matthey) ottenuto per mezzo di uno speciale convertitore catalitico (che serve anche per eliminare il CO).

Lo schema prevede due catalizzatori in serie a breve distanza tra loro, il secondo dei quali destinato ad accogliere il particolato e ad ossidarlo senza l'ausilio di fonti energetiche ma ricorrendo al solo biossido di azoto.

Questa soluzione è molto valida a patto che il tasso di zolfo nel gasolio sia limitato, per non compromettere l'efficienza di conversione da NO a  $\text{NO}_2$  (il gasolio in ambito CEE non dovrebbe contenere più dello 0,005% in peso di tale elemento).

Come esempio realizzativo si mostra di seguito un filtro CRT della **EMINOX**<sup>®</sup> capace di intrappolare particelle finissime comprese un notevole parte al di sotto di un decimo di micron (1/10000 di mm).



In fig.27 è rappresentato uno schema generale del componente e di seguito le più importanti caratteristiche tecniche.



fig.27 – Spaccato di un filtro CRT della EMINOX

Tale filtro è composta da un corpo modulare d acciaio inossidabile di alta qualità, un catalizzatore specificatamente formulato e un'apertura per il controllo dei fumi inoltre il costruttore dichiara le seguenti prestazioni indicate nelle seguente fig.28

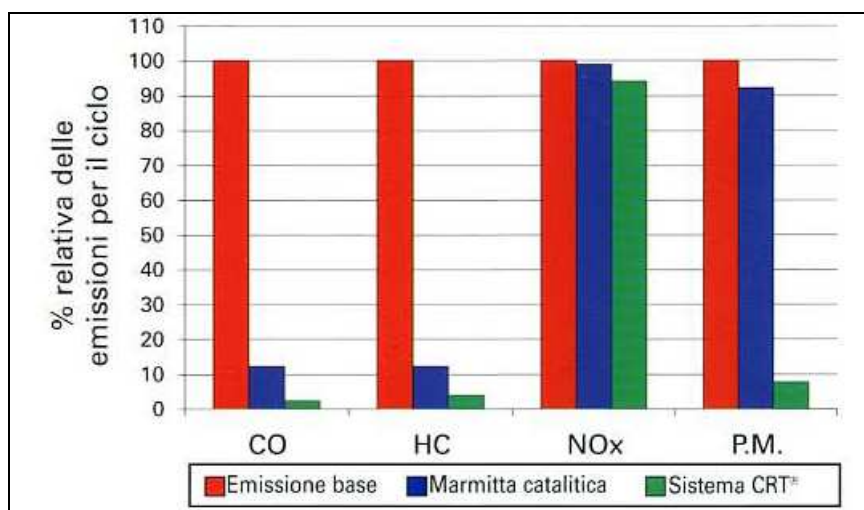


fig.28. – Emissioni di un filtro CRT della EMINOX

Dovendo utilizzare del gasolio con tracce di sostanze solforate non trascurabili è consigliabile un dispositivo catalitico basato sul principio DPF (Diesel Particulate Filter) particolarmente tollerante nei confronti dello zolfo (fig.29).

Questa tecnica utilizza un catalizzatore di disegno particolare in cui il corpo a nido d'ape ha le cellette a fondo cieco ed i gas sono costretti a passare dalle pareti interne per attraversare la struttura; durante l'attraversamento avviene l'azione ossidativa su CO e HC ma non vi è una riduzione significativa degli NO<sub>x</sub>.

Periodicamente il particolato trattenuto deve essere eliminato con i metodi già visti (riscaldamento elettrico o postcombustione oppure deve essere abbassata la temperatura di combustione ricorrendo agli additivi in maniera da avere un'efficiente ossidazione già alla normale temperatura di esercizio).

In ogni caso è bene impiegare un combustibile con un tenore di zolfo il più basso possibile, in quanto i composti solforati sono in grado di intossicare tutti catalizzatori anche se in modo parzialmente reversibile alle alte temperature.

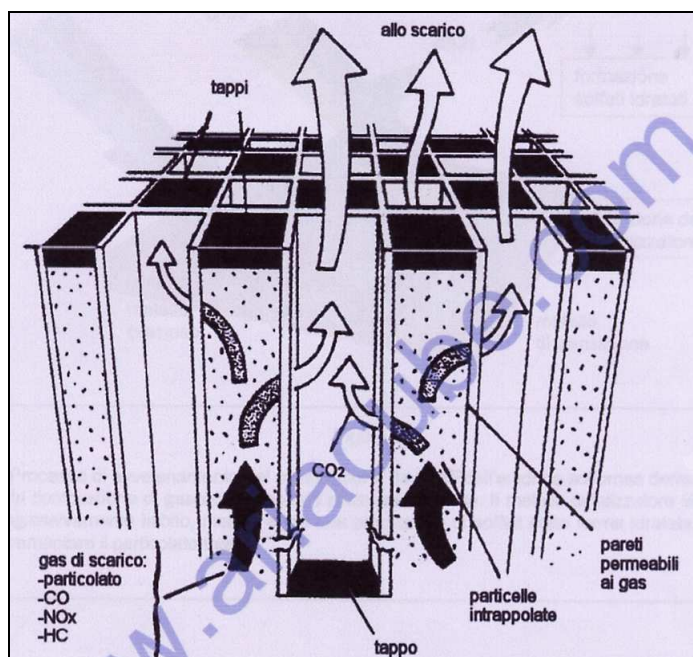


fig.29 – Schema di un catalizzatore PDF, le cellette della struttura a nido d'ape sono alternativamente chiuse e aperte, le pareti impregnate di catalizzatore permettono il passaggio dei gas ma non del particolato

- **Riduzione catalitica selettiva (SCR):** Come già anticipato in precedenza l'uso dei convertitori catalitici nei motori diesel è ostacolata dall'alto tenore di zolfo che questi hanno, dall'uso di miscele troppo magre ( i convertitori trivalenti richiedono rapporti aria/combustibile prossimi a quello stechiometrico) e dalle più basse temperature dei gas di scarico (a causa dei più alti rapporti di espansione).

Una tecnologia innovativa per abbattere gli  $\text{NO}_x$  essa a punto principalmente per applicazioni stazionarie punta ad una loro riduzione selettiva catalitica con un catalizzatore a base di ammoniaca e pentossido di vanadio senza dare luogo a nessun tipo di effluente liquido; essa rappresenta oggi l'unico processo in grado di adeguare l'emissioni dei motori Diesel alle sempre più restrittive normative in termini di emissioni di ossidi di azoto.

Questo processo consente di eliminare in modo quantitativo  $\text{NO}$  e  $\text{NO}_2$  dalle emissioni trasformandole in sostanze inerti per l'ambiente come azoto molecolare e vapor d'acqua e trattandosi di un processo che opera a temperature superiori ai  $200\text{ }^\circ\text{C}$  è particolarmente indicato per l'eliminazione degli  $\text{NO}_x$  termici.

Il processo SCR si basa su una serie di reazioni chimiche che portano all'eliminazione degli ossidi di azoto per reazione con ammoniaca (dosata direttamente o ricavata da urea) e con l'ossigeno contenuto nella corrente da depurare.

Le reazioni implicate sono tutte fortemente esotermiche; si valuta che mediamente la corrente gassosa aumenti la sua temperatura anche di  $10\text{ }^\circ\text{C}$  durante il processo di riduzione.

Il campo di temperatura ideale per questo processo è tra  $180$  e  $380\text{ }^\circ\text{C}$ , a temperature inferiori la conversione non è completa mentre a temperature superiori iniziano verificarsi reazioni indesiderate tra l'ammoniaca e l'ossigeno contenuto nella corrente dei gas di scarico tanto che a  $400\text{ }^\circ\text{C}$  circa tra il 5 il 10% dell'ammoniaca viene persa in queste reazioni.

Questa esigenza impone l'uso di un vero e proprio reattore catalitico che deve essere dotato di dispositivi per il controllo della temperatura dei fumi che generalmente per un Diesel si

assesta intorno ai 500 °C, un primo raffreddamento de fumi (30-70 °C) si ottiene grazie all'evaporazione dell'acqua in cui è disciolta l'urea utilizzata come reagente mentre una valvola di miscelazione con aria ambiente provvede a ridurre i picchi di temperatura.

Il particolato non danneggia il corpo del catalizzatore, in quanto la velocità di attraversamento è relativamente elevata e le particelle non si depositano all'interno; d ogni modo conviene trattare i gas di scarico a monte del sistema SCR per mezzo di un catalizzatore bistadio CRT in modo da mantenere la temperatura a livelli ideali (circa 300°C).

In fig.30 sono rappresentati tre schemi di complessità crescente per questi tipi di sistema.

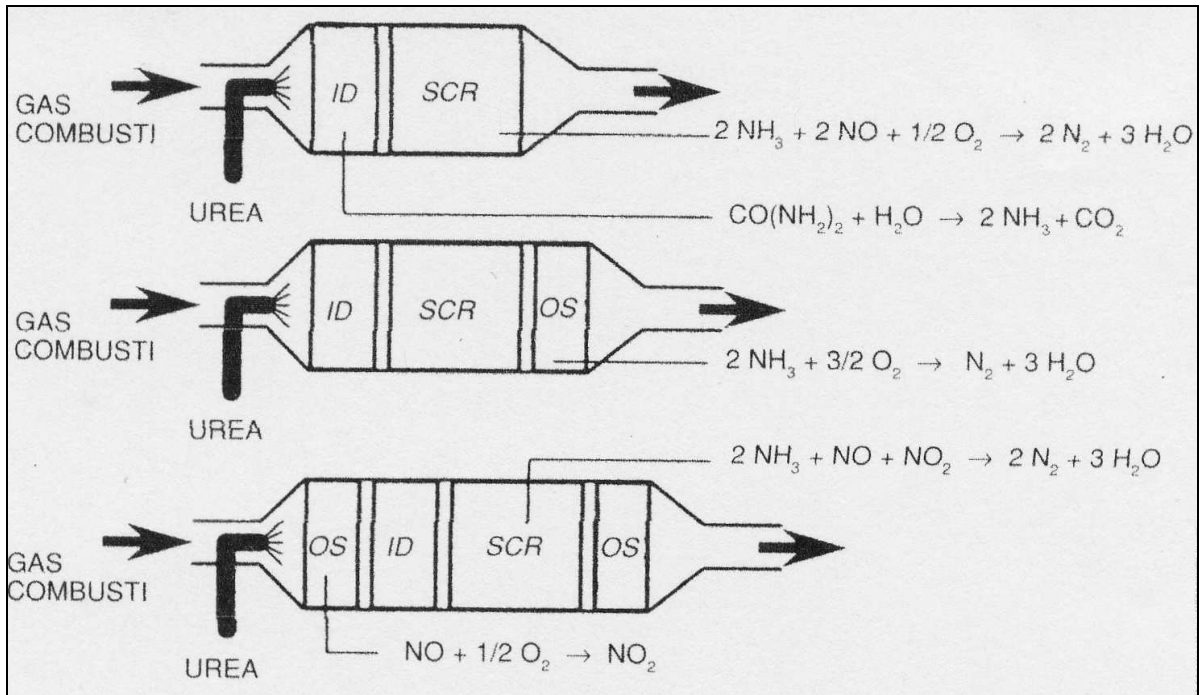


Fig.30. – Schemi di convertitori SCR.

Nella seguente fig.31 è invece rappresentata la soluzione proposta dalla DEUTZ®, un sistema a spruzzo di urea completa di sistema di monitoraggio.

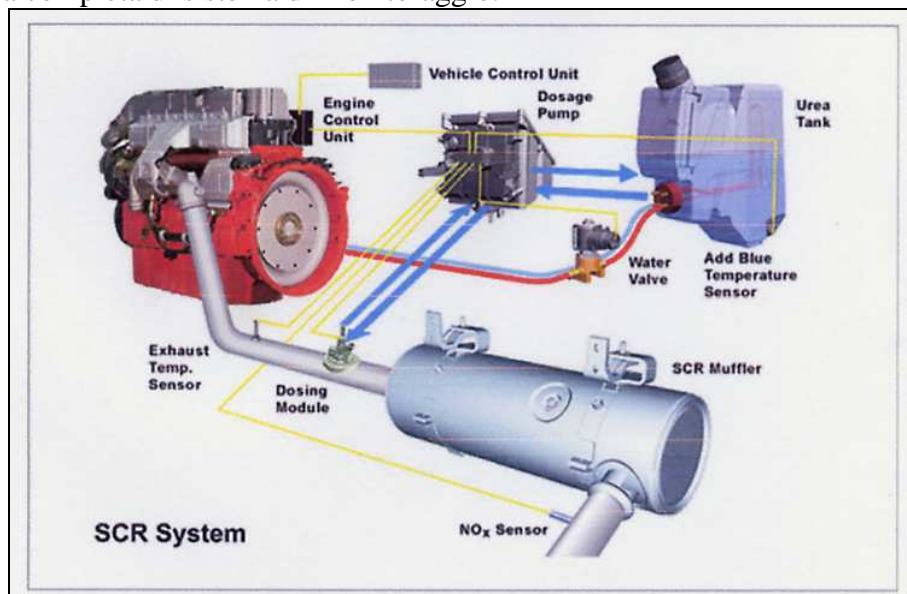


fig.31 – Sistema SCR della DEUTZ

Un'altra azienda molto attiva in questo settore è la svizzera **HUG ENGINEERING®** che progetta e costruisce tutti i componenti dei propri sistemi di depurazione ;il filtro antiparticolato è a base di carburo di silicio ed è rivestito da un catalizzatore che trattiene le particelle fuliginose dai gas di scarico e le brucia sulla propria superficie senza bisogno di nessuna fonte di energia esterna (fig.32).

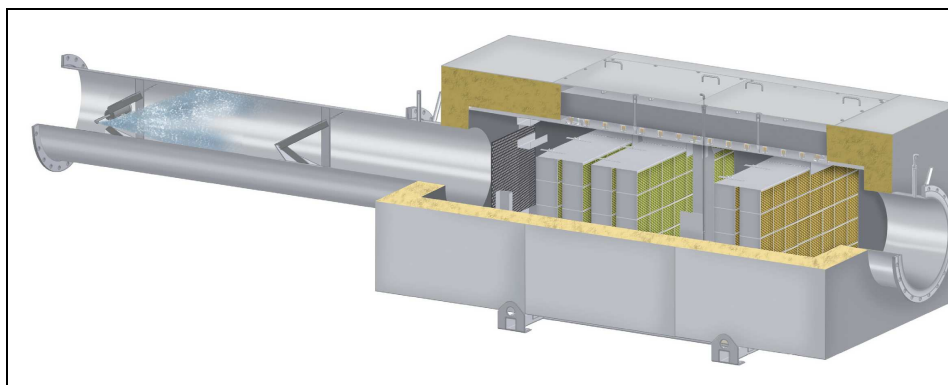


fig.32 – Filtro antiparticolato della HUG ENGINEERING.

### 2.5.6 Motori Diesel alimentati con gasolio “bianco”

Una delle strategie più promettenti per il controllo delle emissioni consiste nell'utilizzo del gasolio così detto “bianco”, ovvero contenente una certa percentuale d'acqua sotto forma di emulsione.. Questo carburante particolare permette di ottenere rese di abbattimento sul particolato totale, sugli ossidi di azoto e sul monossido di carbonio, di entità quasi comparabile a quelle ottenibili con l'uso dei catalizzatori (25÷30% per gli  $\text{NO}_x$ , 40÷50% per il TPM) . Questo grazie ad una serie di effetti positivi determinati dalla presenza dell'acqua nella camera di scoppio del motore.

L'acqua si trova in forma di emulsione nel gasolio, segregata all'interno di micelle, ovvero delle microstrutture simili a membrane chiuse su se stesse, formate da una catena di molecole di agenti surfattanti. Queste molecole sono caratterizzate da una testa idrofila e da una coda idrofoba: unendosi tra loro formano una barriera tra l'acqua, all'interno, e il gasolio esternamente. Ciò permette di veicolare l'acqua all'interno della camera di scoppio, impedendone il contatto con le strutture del motore potenzialmente soggette a corrosione.

Il brusco innalzamento della temperatura durante la fase di compressione provoca l'istantanea vaporizzazione dell'acqua contenuta nelle micelle (fig.33), determinando una serie di microesplosioni che portano ad una frammentazione estremamente minuta del gasolio. In questo modo si ottengono fondamentalmente due tipi di effetto, ovvero una riduzione dei picchi di temperatura (che comporta una riduzione nelle emissioni di  $\text{NO}_x$ ) e una combustione molto più efficace del gasolio, con una netta diminuzione del particolato. Questo tipo di carburante è in via di rapida diffusione, anche per via degli incentivi fiscali contenuti nell'ultima finanziaria: in questo modo, il costo per i grandi utilizzatori dovrebbe essere all'incirca equiparabile a quello del gasolio normale.

Possibili incognite legate all'utilizzo del gasolio bianco sono rappresentate dalla distribuzione ancora insufficiente e da possibili perdite di efficacia degli additivi in particolari condizioni climatiche.

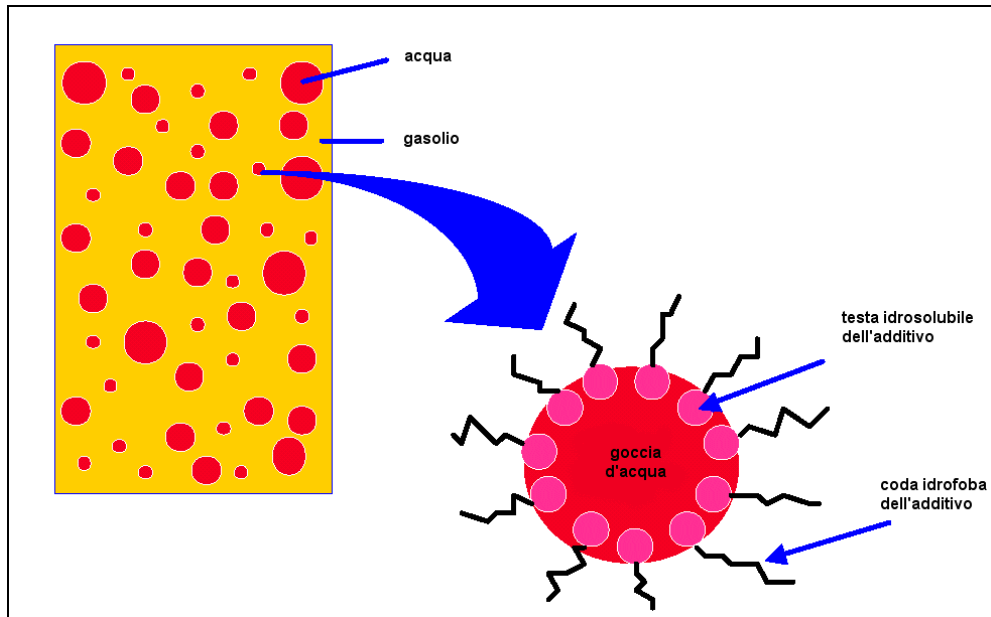


Fig.33. – Il cosiddetto gasolio bianco non è altro che comune gasolio addizionato con circa il 10-15% in peso di acqua, l'acqua è mantenuta in sospensione a particolari additivi le cui molecole possiedono una testa idrofila e una coda idrofoba; in questo modo formano una pellicola che tiene l'acqua segregata in piccole gocce evitandone il contatto con tutte le superfici potenzialmente esposte a corrosione.

## 2.6 Esempi realizzativi e stato dell'arte

Tra i principali produttori di motori industriali d'interesse per applicazioni cogenerative troviamo nella fascia di potenze tra 100 kW e 10 MW:

- **AB-energy**
- **Caterpillar**
- **Deutz Power System**
- **Isotta Fraschini Motori**
- **Jenbacher**
- **MAN**
- **MTU**
- **Rolls-Royce**
- **Wartsila**
- **Waukesha**

Nella fascia di potenze inferiori (< 100kW), oltre al già citato Ecogen, vi sono i seguenti produttori:

- **Aisin (Toyota)**
- **CPL-Concordia**
- **EMD**
- **Energia Nova**
- **Honda**
- **MAN**
- **Sentertech**
- **Energifera**

In particolare Honda, Aisin e Senertech hanno recentemente immesso sul mercato macchine molto piccole, nel range 1÷10 kW, destinate espressamente al settore della cogenerazione civile ma che non verranno trattate in questo lavoro dedicato solo alle unità con potenza compresa tra 50 kWe e 1 MWe.

Di seguito vengono riportati i principali parametri di alcune delle unità cogenerative più diffuse nella fascia di potenza sopra menzionata in ordine crescente di potenza.

	MODELLO	POT. ELETT. (kW)	POT.TERM. (kW)	POT.COMB. (kW)	$\eta_{el}$ %	$\eta_{th}$ %	$\eta_{tot}$ %	INGOMBRI (mm)	PESO (Kg)
1	ENERGIA NOVA TA 50	50	95	173	28,9	54,9	83,8	N.D.	N.D.
2	CPL BB60 (VALMET)	61	120	200	30,5	60	90,5	3210x900x 1460	2200
3	BAXTER CHP 70 (MAN)	71	107	204	34,8	52,5	87,3	N.D.	N.D.
4	CPL BB90 (SCANIA)	91	170	290	31,4	58,6	90	3690x1100 x1550	3200
5	BAXTER CHP 100 (MAN)	105	143	282	37,2	50,7	87,9	N.D.	N.D.
6	MTU GC 119	119	198	345	34,5	57,4	91,9	N.D.	N.D.
7	CPL BB125 (SCANIA)	128	210	376	34	55,9	89,9	3850x1300 x1650	3850
8	DEUTZ TCG 2015 V6	171	261	484	35,3	53,9	89,2	1090x1120 x1610	2180
9	CGT G3406	184	271	549	33,5	49,4	82,9	3300x1500 x2120	4500
10	BAXTER CHP 200 (MAN)	201	282	553	36,3	51	87,3	N.D.	N.D.
11	DEUTZ TCG 2015 V8	230	351	649	35,4	54,1	89,5	1280x1120 x1610	2675
12	CGT G3408	252	362	741	34	48,9	82,9	3500x1600 x2120	4500
13	GE JENBACHER J208	294	401	781	37,6	51,3	88,9	1890x1020 x1630	1800
14	GE JENBACHER J312	526	659	1363	38,6	48,4	86,9	4700X1800 X2300	3500
15	DEUTZ TCG 2016 V12	580	556	1422	40,8	39	79,8	3520x1450 x2200	5100
16	DEUTZ TCG 2016 V16	774	752	1882	41,1	39,9	81	4000x1450 x2200	6280
17	GE JENBACHER J412	844	856	1977	42,7	43,3	86	5400X1800 X2200	4265
18	CGT G3516	975	1229	2665	36,5	46,1	82,6	4772x2204 x2011	9326
19	GE JENBACHER J416	1131	1155	2636	42,9	43,8	86,7	6200X1800 X2200	5195

Nelle seguenti fig.34,35 e 36 viene mostrato, per i casi presi in esame, l'andamento del rendimento elettrico, termico e totale in funzione della taglia dell'impianto.

Per quanto riguarda il rendimento elettrico (oscillante tra il 28,9 e il 41,1 %) rimane abbastanza confermata la sua tendenza ad aumentare con la potenza disponibile; in particolare sono da evidenziare le ottime prestazioni dei gruppi BAXTER CHP motorizzati MAN (tra il 34,8 e il 36,3%) soprattutto in rapporto alla piccola potenza elettrica (che dovrebbe svantaggiarli).

Nella fascia medio alta spiccano le unità DEUTZ TCG 2016 che fanno registrare rendimenti elettrici del 40,8 e de 41,1% (il massimo ottenuto); non all'altezza delle aspettative invece i motori CGT che hanno fatto registrare un rendimento massimo del 36,5%, decisamente poco vista l'alta potenza sviluppata (tale risultato deludente però potrebbe essere attribuibile al tipo e al numero di ausiliari montati).

Prendendo in considerazione invece il rendimento totale (oscillante tra 82,6 e il 91,9%) si comportano molto bene i gruppi CPL ( 89,9-90,5%) e BAXTER (87,3-87,9%) e DEUTZ 2015 (89,2%), mentre eccelle l'unità MTU (91,9%); spicca anche il GE JENBACHER (88,9%). Nella fascia di potenza alta deludono praticamente tutti, in particolare CGT e DEUTZ; è da sottolineare comunque che tale comportamento più che dal motore è influenzato dal modulo di recupero termico.

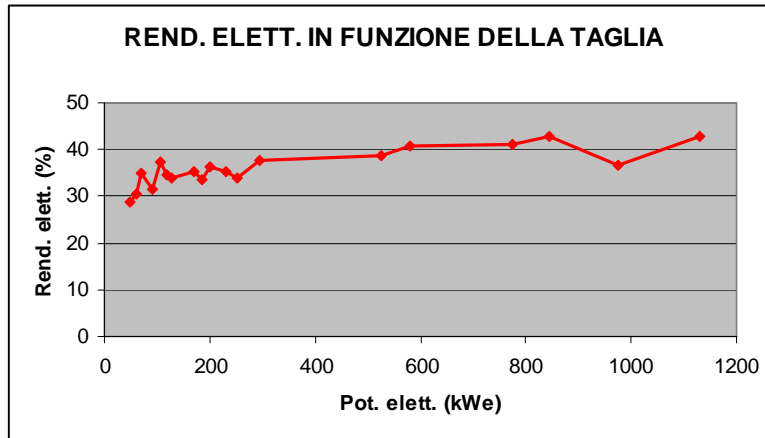


fig.34 – Andamenti dei rendimenti elettrici con la potenza elettrica

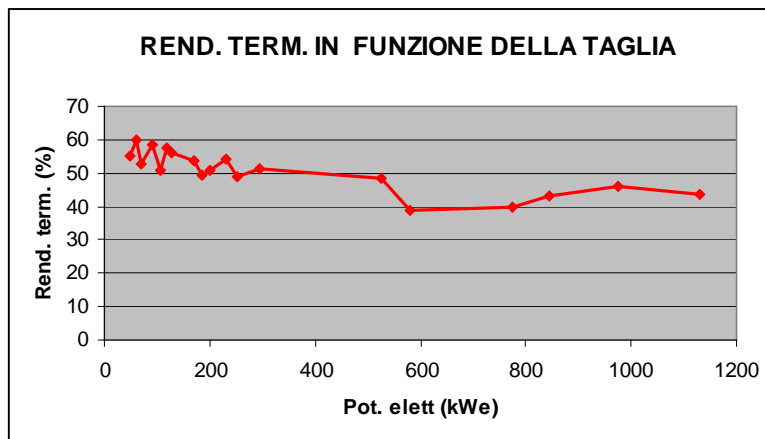


fig.35 –Andamenti dei rendimenti termici con la potenza

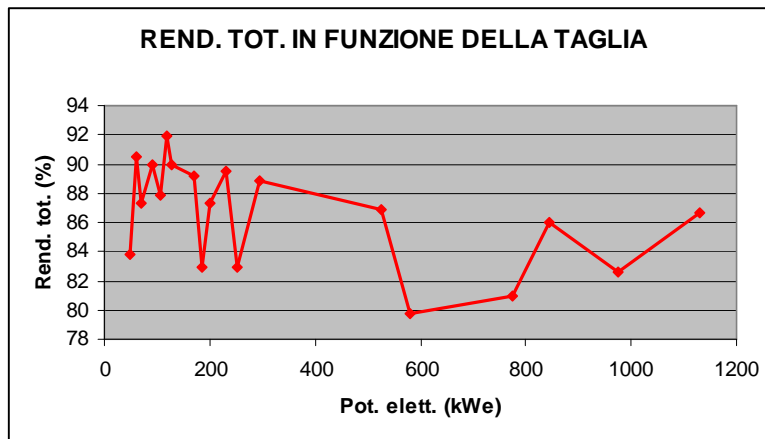


fig.36 – Andamenti dei rendimenti totali con la potenza

Vengono ora analizzate ,solo per alcuni dei moduli cogenerativi visti in precedenza,le emissioni dagli scarichi (fig.37,38,39 e 40).

Come era ovvio aspettarsi la portata dei gas di scarico aumenta con la taglia del motore

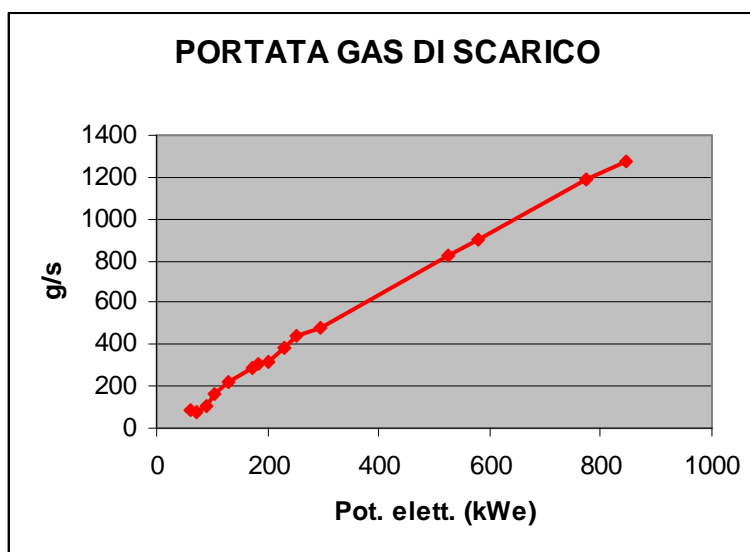


fig.37 – Portata di gas di scarico

mentre la temperatura dei fumi all'uscita del motore è piuttosto varia;per quanto riguarda le emissioni di CO ed NO<sub>x</sub> vengono riportati sia il valore rapportato al volume dei gas di scarico, sia il valore rapportato alla potenza elettrica prodotta

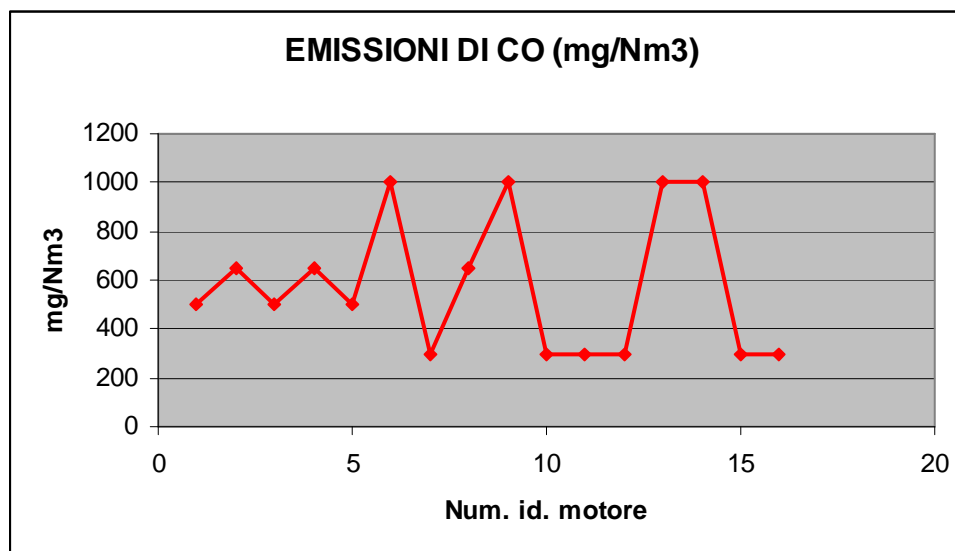


fig.38- Emissioni di CO al 5% di O<sub>2</sub>

Le emissioni di CO rapportate al volume di gas di scarico variano tra 300 e 1000 mg/Nm<sup>3</sup> (al 5% di O<sub>2</sub>);i motori CGT hanno un comportamento eccellente da questo punto di vista risultando i meno inquinanti,mentre i motori DEUTZ son o i peggiori da questo punto di vista con un valore di emissioni nettamente superiore alla media degli altri;è comunque da sottolineare che tali prestazioni sono molto influenzate dalle caratteristiche dei sistemi di abbattimento utilizzati.

Le unità CPL (500) e BAXTER (650) sono comunque piazzate bene in questa graduatoria anche se non sono proprio eccellenti rispetto alla loro piccola taglia.



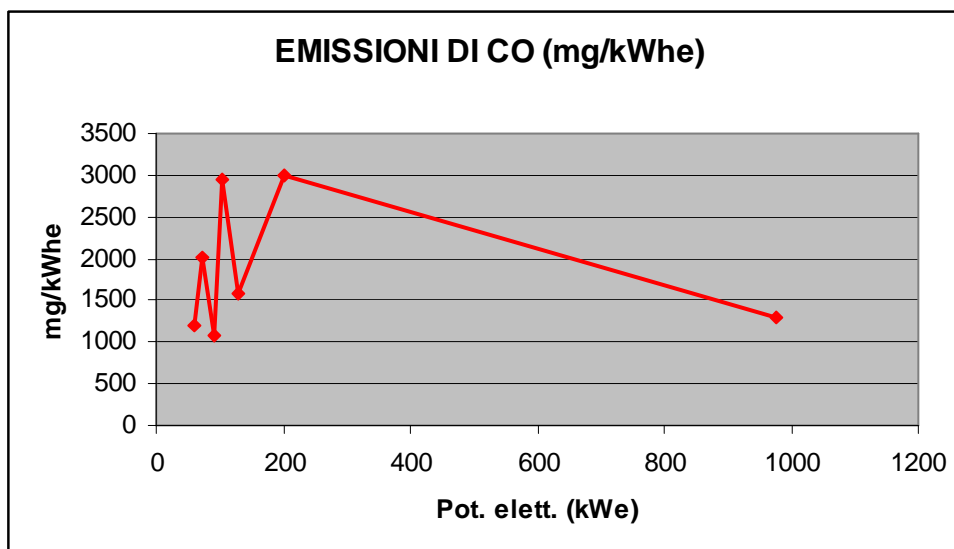


fig.39 – Emissioni di CO rapportate alla potenza elettrica prodotta

Se rapportiamo le emissioni di CO alla potenza elettrica prodotta si nota con essa oscilli tra 1000 3000 mg/kWhe, il motore con le emissioni più basse risulta essere il CPL BB 90 seguita dal BB 60 (poco più di 1000 mg/kWhe), il BAXTER CHP 70 ha praticamente emissioni doppie rispetto a questi ultimi (il BAXTER CHP 100 addirittura tripli) e quindi queste unità danno risultati deludenti nonostante le potenze erogate siano molto simili.

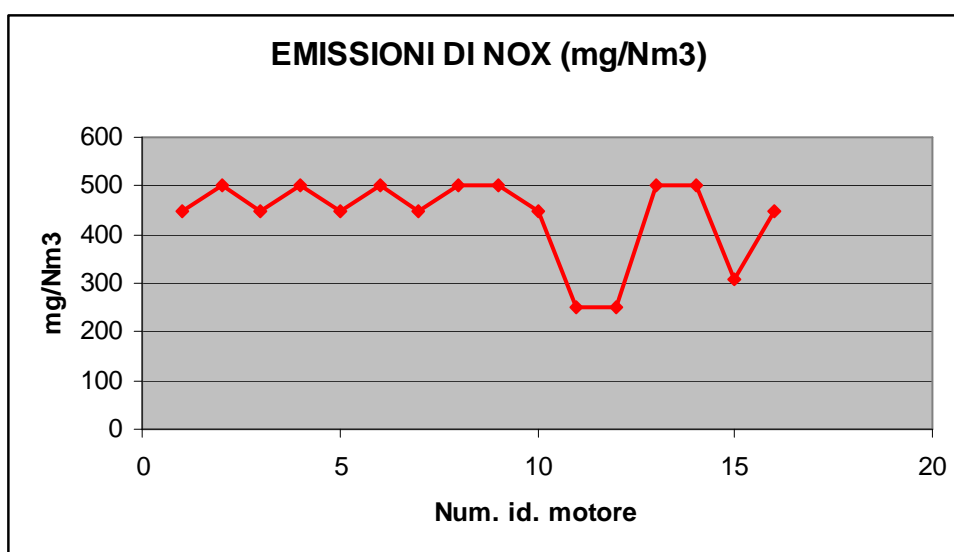


fig.40 – Emissioni di NO<sub>x</sub> al 5% di O<sub>2</sub>

Per quanto riguarda le emissioni i NO<sub>x</sub> (al 5% di O<sub>2</sub>) si nota come non esistano particolari dispersioni (tra 450 e 500 mg/Nm<sup>3</sup>), escluso l'eccellente comportamento dei motori GE JENBACHER che assicurano secondo il costruttore emissioni dell'ordine di 250 mg/Nm<sup>3</sup>, ossia la metà rispetto agli altri; tale valore è eccezionale se rapportato alla potenza di questa unità.

Il discorso cambia invece se si prende in considerazione la potenza elettrica prodotta (fig.41)

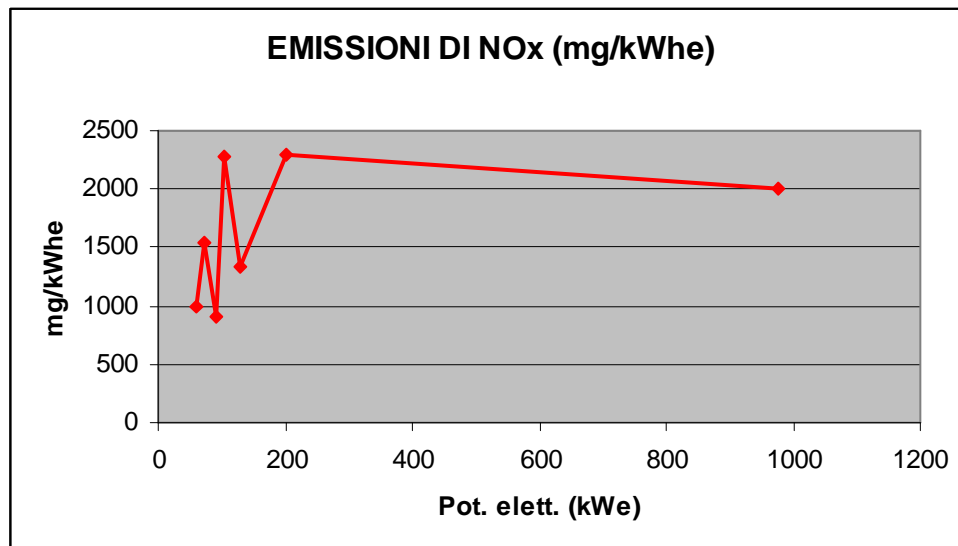


fig.41 – Emissioni di NO<sub>x</sub> rapportate alla potenza elettrica prodotta

In questo caso infatti è evidente una certa dispersione dei valori (tra 900 e 2300 mg/kWhe); il risultato migliore è ottenuto dal CPL 90 (907) seguito ancora una volta dal CPL 60 (997), non molto bene il BAXTER CHP 200 che presenta emissioni di 2296 mg/kWhe.

