



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO

*Dipartimento di Energia, Ingegneria dell'Informazione
e Modelli Matematici*

*Dottorato di Ricerca in Energetica
XXIV Ciclo*

Problematiche energetiche e sviluppi connessi alla combustione *double fuel*

Tesi

Ing. Giuseppe Genchi

Coordinatore del dottorato

Prof. ing. Giuseppe Vella

Tutor

Prof. ing. Antonio Piacentino

Co-Tutor

Prof. ing. Emiliano Pipitone

Problematiche energetiche e sviluppi connessi alla combustione *double fuel*

Indice

- Capitolo 1 - Introduzione.

- Capitolo 2 - Dal *bi-fuel* al *double fuel*.
 - 2.1 - Le proprietà dei combustibili per motori ad accensione comandata.
 - 2.2 - I combustibili gassosi per motori a combustione interna.
 - 2.3 - Il gas di petrolio liquefatto.
 - 2.4 - Il gas naturale.
 - 2.5 - I moderni motori *bi-fuel*.
 - 2.6 - La strategia di alimentazione *double-fuel*.

- La resistenza alla detonazione e l'apparato sperimentale per la misura del numero di ottano.
 - 3.1 - Introduzione.
 - 3.2 - La resistenza alla autoaccensione.
 - 3.3 - Il numero di ottano.
 - 3.4 - La norma ASTM D2700 - Metodo Motor.
 - 3.5 - La descrizione dell'apparato sperimentale.

- Capitolo 4 - La resistenza alla detonazione di miscele di benzina e GPL.
 - 4.1 - Metodo e condizioni di prova.
 - 4.2 - Risultati sperimentali.
 - 4.3 - Conclusioni.

- Capitolo 5 - La resistenza alla detonazione di miscele di benzina e GPL.
 - 4.1 - Metodo e condizioni di prova.
 - 4.2 - Risultati sperimentali.
 - 4.3 - Conclusioni.

- Capitolo 6 - La combustione HCCI con miscele di benzina e gas naturale.
 - 6.1 - Introduzione.**
 - 6.2 - Apparato sperimentale.**
 - 6.3 - Metodo e condizioni di prova.**
 - 6.4 - Risultati sperimentali.**
 - 6.5 - Conclusioni.**

- Capitolo 7 - Realizzazione di un impianto di sovralimentazione per banco prova motori.
 - 7.1 - Descrizione dell'impianto.**
 - 7.2 – Sistema di controllo ed acquisizione dati del motore.**
 - 7.3 – Sistema di controllo ed acquisizione dati dell'impianto di sovralimentazione.**
 - 7.4 – Sistema di controllo ed acquisizione dati delle temperature.**

- Capitolo 8 - Conclusioni.

- Bibliografia

Capitolo 1

Introduzione.

Negli ultimi anni il notevole aumento del prezzo del petrolio, con il conseguente incremento del costo dei combustibili tradizionali (benzina e gasolio), e le sempre più severe norme di tutela ambientale hanno costretto l'industria motoristica ad investire grandi risorse nel settore della ricerca per incrementare l'efficienza dei motori e limitarne le emissioni inquinanti.

In particolare, se nel corso della storia dello sviluppo industriale, dal XIX secolo ad oggi, l'incremento dell'efficienza è stato uno degli obiettivi più importanti nello sviluppo delle macchine termiche, da venti anni ad oggi la riduzione delle emissioni inquinanti è diventato un obiettivo altrettanto importante, che ha condizionato e rivoluzionato molti criteri progettuali in campo motoristico. Oggi, la continua ricerca di soluzioni innovative sta spingendo i costruttori a sviluppare, a seconda della tipologia di impiego, sistemi energetici sempre più complessi e diversificati ed in generale l'impiego dell'elettronica è ormai un fatto irrinunciabile per il funzionamento di una moderna macchina termica.

Al fine di ottenere ogni possibile incremento di efficienza e di riduzione delle emissioni inquinanti i moderni motori endotermici sia per impiego veicolare sia per uso stazionario, sono dotati di apparati sempre più complessi e costosi, come ad esempio: impianti sovralimentazione, di iniezione diretta di combustibile e sistemi di distribuzione innovativi. A questi si aggiungono anche i moderni sistemi ibridi che, secondo varie soluzioni costruttive, sono costituiti da un motore termico ed un motore elettrico. La varietà dei sistemi motoristici oggi presenti sul mercato si amplia ulteriormente considerando l'impiego di combustibili non tradizionali, sia liquidi sia gassosi. Nei motori ad accensione per

compressione è possibile impiegare combustibili liquidi quali i biodiesel, gasoli prodotti a partire da fonti vegetali, oppure miscele di gasolio ed etere di metilico (DME). Per i motori ad accensione comandata invece esistono molteplici soluzioni alternative alla benzina: per quanto riguarda infatti i combustibili liquidi, oggi in alcuni paesi, quali Stati Uniti e Brasile, è diffuso l'impiego di miscele di benzina e metanolo (secondo differenti proporzioni). Infine, l'impiego dei combustibili gassosi non può essere considerato una novità degli ultimi anni poiché fin dagli albori delle macchine termiche, l'uso del gas naturale così come il gas di sintesi erano già stati largamente sperimentati a più riprese in vari periodi storici. Come spesso accade nel corso dello sviluppo della tecnica, in cui varie soluzioni tornano, dopo anni di oblio, ad essere competitive alla luce di mutate condizioni al contorno, i combustibili gassosi, come il GPL (gas di petrolio liquefatto) ed il gas naturale sono oggi largamente impiegati e rappresentano una valida alternativa alla benzina, sia per il loro basso costo, sia perché consentono una riduzione delle emissioni inquinanti (come meglio esposto in seguito). Inoltre, nell'attuale contesto geo-politico, l'approvvigionamento di combustibili gassosi, in particolar modo per il gas naturale, risulta più vantaggioso rispetto ai combustibili tradizionali.

In generale, investire su sistemi di propulsione totalmente nuovi presuppone un notevole rischio sia in termini economici che in termini temporali; alla luce di ciò, l'uso dei combustibili gassosi risulta particolarmente vantaggioso poiché non implica nessuno stravolgimento nella architettura del motore. Infine, per maggiore completezza, è bene dire che negli ultimi anni l'uso dell'idrogeno è stato largamente sperimentato per alimentare motori ad accensione comandata ma i risultati ad oggi ottenuti non ne consentono l'impiego su vasta scala. I motivi sono principalmente legati alle difficoltà di produzione (in modo efficiente) di idrogeno gassoso ed alle difficoltà di stoccaggio a bordo di un veicolo di quantità di gas sufficienti a garantire una adeguata autonomia di marcia.

Sulla base di quanto esposto, molti costruttori (tra cui Fiat, Mercedes, Opel et al.) hanno puntato sull'utilizzo di combustibili gassosi per riuscire a proporre sul mercato motori caratterizzati da ridotte emissioni inquinanti insieme ad un minore costo di utilizzo, intraprendendo lo sviluppo e la commercializzazione di motori (ed in generale di veicoli), detti "*bi-fuel*", che sono in grado di funzionare sia con alimentazione a benzina sia con combustibili gassosi (GPL o gas naturale a seconda dei modelli), poiché dotati di due impianti di alimentazione separati per ciascun tipo di combustibile.

Fino ad oggi, ad eccezione di alcuni particolari veicoli industriali o a quelli destinati al trasporto pubblico, l'impiego dei combustibili gassosi è sempre abbinato all'uso della benzina, poiché la rete di distribuzione di GPL e gas naturale non ha ancora raggiunto un adeguato livello di diffusione. Tuttavia è bene precisare che negli ultimi dieci anni, a causa del già citato aumento della differenza di costo tra combustibili gassosi e quelli tradizionali (benzina e gasolio) e delle più severe norme antinquinamento, c'è una maggiore richiesta commerciale di vetture *bi-fuel* cui segue una maggiore offerta da parte di molti costruttori e di conseguenza una maggiore diffusione dei punti di approvvigionamento. Considerando tali fattori, di recente alcuni costruttori hanno inoltre sviluppato motori *bi-fuel* progettati per un uso prevalente del combustibile gassoso: dal punto di vista costruttivo sono caratterizzati dall'aver rapporti di compressione più elevati rispetto a quelli tipici dei motori a benzina, che, come meglio illustrato nel capitolo successivo, consentono di sfruttare al meglio la migliore resistenza alla autoaccensione che i combustibili gassosi (GPL e NG) possiedono rispetto alla benzina. I veicoli che li adottano sono inoltre caratterizzati da una maggiore riserva di combustibile gassoso rispetto quella della benzina che solitamente non supera, in questi casi, i 20 litri, sufficienti a raggiungere la più vicina stazione di rifornimento.

In generale, tenendo in considerazione la politica dei prezzi dei combustibili, le limitazioni alla circolazione nelle aree urbane imposte dalle norme antinquinamento ed osservando il rapido sviluppo industriale e la richiesta commerciale delle vetture "*bi-fuel*", appare chiaro che tale soluzione è di notevole interesse generale e ricco di possibilità di sviluppo: tra queste, quelle di maggiore interesse sono quelle che prevedono l'utilizzo combinato di un combustibile tradizionale e di un combustibile gassoso.

Il progetto di ricerca oggetto di questa tesi ha come obiettivo lo studio e lo sviluppo della strategia di alimentazione "*double fuel*" che consiste (capitolo 2) nel realizzare una combustione simultanea di benzina e combustibile gassoso (GPL o gas naturale), per ottenere un funzionamento del motore caratterizzato da maggiore efficienza e minori emissioni inquinanti rispetto all'impiego della benzina, senza tuttavia implicare la tipica riduzione di potenza che l'impiego dei combustibili gassosi implica rispetto al funzionamento a benzina. L'innovativa strategia di alimentazione "*double fuel*", è inoltre facilmente realizzabile in un motore *bi-fuel* per il quale costituisce una vantaggiosa terza modalità di funzionamento.

La strategia di alimentazione “double fuel” sfrutta le migliori qualità di entrambi i combustibili (liquido e gassoso) realizzando miscele di benzina e gas naturale (o GPL) che non penalizzano eccessivamente il riempimento del motore (come nel caso dei combustibili gassosi a causa del loro elevato volume specifico) e possiedono globalmente una resistenza alla autoaccensione superiore a quella della benzina. Come meglio descritto nei capitoli successivi, l’autoaccensione è una modalità di combustione anomala che pone dei limiti alla efficienza di un motore ad accensione comandata e, a seconda dell’intensità del fenomeno, può provocare la rottura del motore. Inoltre, utilizzando la benzina o combustibili simili ad essa, uno dei metodi più utilizzati per evitare l’insorgere della autoaccensione consiste nell’alimentare il motore con miscele aria/combustibile aventi dosature superiori a quella stechiometrica, ottenendo come effetto collaterale un cospicuo incremento delle emissioni inquinanti ed un peggioramento dell’efficienza del motore. Pertanto, considerando l’importanza che la resistenza alla autoaccensione di miscele di benzina e gas ha nella combustione double fuel ed altresì negli ulteriori sviluppi di tale strategia di alimentazione, la prima parte del progetto di ricerca ha avuto come obiettivo quello di approfondire lo studio sulle proprietà di resistenza alla autoaccensione sia delle miscele di benzina e gas naturale sia delle miscele di benzina e GPL. In merito a ciò, la carenza di informazioni specifiche riscontrata in letteratura ha reso necessaria la realizzazione di apposite campagne sperimentali, previa realizzazione di uno specifico apparato sperimentale (capitolo 3). La resistenza alla autoaccensione è stata misurata in termini di Motor Octane Number (MON) secondo lo standard internazionale ASTM D2700. I risultati ottenuti, esposti nei capitoli 4 e 5 insieme alla metodologia di prova seguita, mostrano un incremento non lineare della resistenza alla detonazione della miscela in funzione della concentrazione del combustibile gassoso. I dati sperimentali possono essere interpolati con due differenti leggi polinomiali che differiscono a seconda del gas impiegato, GPL o gas naturale. Le due correlazioni, oltre a coprire una carenza di dati in letteratura, risultano utili per ulteriori studi ed applicazioni della combustione simultanea di miscele di gas e benzina in un motore a combustione interna, tra cui sicuramente il proficuo impiego per lo sviluppo di sotto-modelli di previsione della autoaccensione che sono largamente utilizzati nella simulazione termodinamica di un motore ad accensione comandata.

Lo sviluppo del progetto di ricerca ha inoltre dimostrato la possibilità di utilizzo della strategia di alimentazione “double fuel” in un motore funzionante in auto accensione

(capitolo 6), ottenendo, rispetto al funzionamento in accensione comandata, sia con benzina sia con gas naturale, un incremento di efficienza ed una cospicua riduzione delle emissioni inquinanti. Ciò di fatto costituisce uno dei risultati sperimentali più importanti del progetto di ricerca, sia per le ipotesi di ulteriori approfondimenti sperimentali sia per le possibili applicazioni di tale soluzione in motori alternativi stazionari. L'ultima parte del progetto di ricerca ha avuto come obiettivo la realizzazione ed il collaudo di un particolare impianto di sovralimentazione per banco prova motori (capitolo 8) che verrà impiegato per gli ulteriori sviluppi della strategia *double-fuel*, riguardanti la sperimentazione della combustione simultanea di miscele di gas e benzina in un motore sovralimentato.

Capitolo 2

Dal *bi-fuel* al *double fuel*.

2.1 - Le proprietà dei combustibili per motori ad accensione comandata.

L'efficienza e le emissioni inquinanti di un motore alternativo ad accensione comandata dipendono sia dalle sue caratteristiche costruttive sia dalle proprietà chimico fisiche del combustibile impiegato. Prima di procedere con analisi delle varie tipologie di combustibili è bene pertanto chiarire come un combustibile può influire sul funzionamento di un motore. Attraverso l'equazione (2.1) è possibile calcolare la potenza utile di un motore alternativo a combustione interna, ed è possibile individuare quali sono i principali parametri da cui dipende il suo funzionamento.

$$P = \frac{V \cdot n}{60 \cdot \varepsilon} \cdot \lambda_v \cdot \left(\frac{\delta_a \cdot H_i}{\alpha + \frac{\delta_a}{\delta_b}} \right) \cdot \eta_i \cdot \eta_o \quad (2.1)$$

dove:

P è la potenza utile fornita dal motore (Watt);

λ_v è il coefficiente volumetrico di riempimento del motore;

η_i è il rendimento interno del motore;

η_o è il rendimento organico del motore;

V è la cilindrata del motore (m^3);

H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile (J/kg);

α è la dosatura della miscela, cioè il rapporto tra la massa di aria e quella del combustibile;

ε è un parametro che tiene conto della tipologia del motore: $\varepsilon = 2$ per un motore 4 tempi.

n è la velocità di rotazione del motore (giri/minuto)

δ_a è la densità dell'aria aspirata dal motore (kg/m^3)

δ_b è la densità del combustibile aspirato dal motore (kg/m^3)

Osservando l'equazione 1 appare chiaro che alcuni fattori che dipendono dalle caratteristiche del combustibile possono essere facilmente inglobati nel termine:

$$\frac{\delta_a \cdot Hi}{\alpha + \frac{\delta_a}{\delta_b}} \quad (2.2)$$

che viene denominato "tonalità termica della miscela aria-combustibile". In esso sono raggruppati, il potere calorifico Hi , la densità del combustibile δ_b ed il rapporto α tra la massa di aria e quella di combustibile.

Osservando la tabella 1, di seguito riportata, è possibile notare i valori di "tonalità termica della miscela aria-combustibile" relativi ai principali combustibili liquidi e gassosi impiegati nei motori ad accensione comandata: dalla tabella si evince che combustibili gassosi presentano un valore inferiore di circa il 16% rispetto alla benzina.

Tabella 2.1 – Proprietà dei combustibili utilizzati per motori ad accensione comandata.

		Benzina	Metano	Idrogeno	Gasolio	Metanolo	Etanolo
PCI	[MJ/kg]	44	47.3	120	43	19.7	26.8
dosatura		14.7	17.2	34.3	14.5	6.47	9
densità	[kg/mc]	740	0.717	0.09	860	791	790
dens. rel. (aria=1.225 kg/mc)		604.1	0.585	0.07	702.0	645.7	644.9
Tonalità termica [kJ/litro]		3666	3064	3068	3632	3729	3647

In particolare, gli svantaggi dovuti all'utilizzo di un combustibile in forma gassosa sono prevalentemente connessi al riempimento del motore. I combustibili gassosi infatti, per loro natura, hanno un volume specifico molto superiore a quello della benzina, e per questo, a parità di volume di miscela aria/combustibile aspirato dal motore la potenza risulta penalizzata. Nel caso di un combustibile liquido, come ad esempio la benzina, il valore di δ_b , pari a circa 730 kg/m^3 , è superiore al valore di δ_a (pari circa 1.23 kg/m^3) di tre ordini di

grandezza, pertanto il valore del loro rapporto risulta trascurabile. Considerando invece un combustibile gassoso, come ad esempio il metano, si ha che δ_b , pari a circa 0.717 kg/m^3 , è addirittura inferiore al valore di δ_a , per cui il loro rapporto, considerando tutti gli altri fattori, determina una riduzione del parametro motoristico e quindi della potenza utile erogata dal motore (nell'ipotesi di non considerare altri fattori di seguito trattati). La penalizzazione della potenza utile potrebbe essere evitata utilizzando l'iniezione diretta di gas in camera di combustione poiché in questo caso il rapporto δ_a / δ_b sarebbe nullo. Ciò tuttavia sarebbe vantaggioso solo in via teorica. Infatti, in generale, l'iniezione diretta di combustibile rende necessario l'impiego di pressioni di alimentazione notevolmente superiori rispetto al caso di iniezione indiretta, poiché, a parità di massa combustibile da fornire al motore ad ogni ciclo, l'immissione di combustibile dovrebbe avvenire solo durante la fase di compressione e quindi in un minore intervallo di tempo. Si dovrebbe allora incrementare la pressione di alimentazione ma in questo modo si ridurrebbe inevitabilmente l'autonomia del veicolo. Considerando ad esempio che il gas naturale viene stoccato nelle bombole a 200 bar e vi sia una pressione di alimentazione di 100 bar, quando nelle bombole la pressione si riduce a 100 bar il gas ivi contenuto non avrebbe più la necessaria differenza di pressione per assicurare un funzionamento corretto dell'iniettore. Si potrebbe allora pensare di installare a valle delle bombole un compressore ma ciò vanificherebbe il vantaggio in termini energetici e di costi di installazione dell'alimentazione a gas. Tutte queste considerazioni mostrano come la soluzione teoricamente vantaggiosa sia ostacolata da limiti tecnici e ad oggi l'iniezione diretta di gas non è utilizzata. Una soluzione che risolve il problema del riempimento per i combustibili gassosi è costituita dalla sovralimentazione, cosa oggi sempre più diffusa, ma ciò inevitabilmente comporta un incremento del costo del motore.

Oltre ad una elevata tonalità termica un combustibile deve inoltre possedere una elevata resistenza alla autoaccensione che è una caratteristica di fondamentale importanza per l'impiego di un combustibile in un motore ad accensione comandata. L'autoaccensione infatti è una modalità di combustione anomala che pone dei limiti alla efficienza di un motore ad accensione comandata e, a seconda dell'intensità del fenomeno, può provocarne la rottura.

Come meglio illustrato nel capitolo successivo, l'insorgere dell'autoaccensione dipende dalla resistenza intrinseca del combustibile riguardo tale effetto e dalla storia di pressione e temperatura che la miscela di aria e combustibile subisce durante il processo di

combustione. L'evoluzione della pressione e della temperatura all'interno del cilindro dipendono dal rapporto di compressione volumetrico e dalla fase della combustione (cioè dall'istante di innesco e dalla sua durata) che sono due fattori che determinano significativamente il rendimento indicato η_i . Per comprendere l'importanza della resistenza alla autoaccensione è necessario prendere nuovamente in considerazione l'equazione 1 ed in particolare il rendimento indicato η_i . Senza voler approfondire più del necessario la teoria alla base del funzionamento di un motore alternativo a combustione interna, è possibile precisare che il rendimento di un motore (a ciclo otto) cresce all'aumentare del rapporto di compressione volumetrico secondo la seguente equazione 2.3:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \quad (2.3)$$

In cui il: ρ è il rapporto di compressione volumetrico, k è l'esponente della isoentropica (pari a 1,4 per l'aria) e η_{ideale} , rendimento ideale, è uno dei fattori che compongono il rendimento interno (o indicato) di un motore alternativo a combustione interna (vedi equazione 1).

Osservando l'equazione 2.3 e dalla figura 2.1 è possibile notare però che al crescere del rapporto di compressione l'incremento di rendimento ideale ottenibile va diminuendo fino ad un valore asintotico.

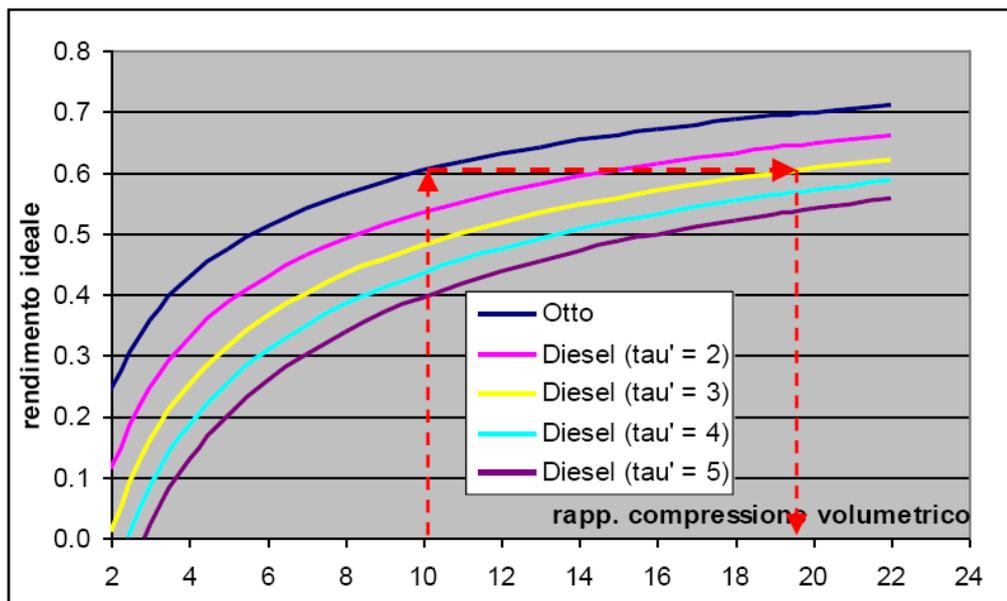


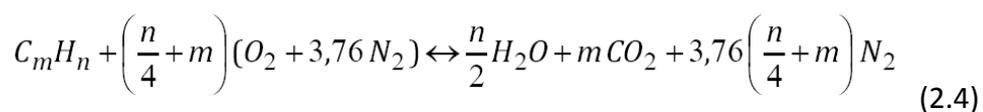
Figura 2.1 – Rendimento ideale di un motore ad accensione comandata in funzione del rapporto di compressione volumetrico.

Inoltre, il rendimento indicato cresce al diminuire della durata della combustione (nel caso puramente ideale questa dovrebbe essere isocora cioè istantanea!) e dipende sensibilmente dalla sua corretta fasatura rispetto al moto dello stantuffo.

In sintesi, alla luce di quanto esposto, appare chiaro che all'aumentare della resistenza alla autoaccensione di un combustibile sarà possibile adottare migliori fasature di combustione (tendenti o coincidenti con quelle di massimo rendimento) e/o aumentare il rapporto di compressione al fine di ottenere una maggiore efficienza di funzionamento del motore.

La resistenza alla autoaccensione di un combustibile per motore ad accensione comandata è quantificata attraverso il numero di ottano secondo due metodi di misura, il Motor Octane Number (MON) ed il Reaserch Octane Number (RON). Entrambi, come meglio illustrato nel capitolo successivo, fanno riferimento rispettivamente agli standard internazionali ASTM D2700 e ASTM D2999.

Infine, tra le caratteristiche chimico fisiche di un combustibile destinato ad un motore ad accensione comandata è necessario tenere in considerazione il rapporto H/C che dipende dalla composizione chimica del combustibile e che influisce sia sulla tonalità termica, attraverso il rapporto aria/combustibile, sia sull'impatto ambientale connesso al suo impiego, in particolare attraverso la quantità di anidride carbonica emessa tra i prodotti della combustione. L'equazione 2.4, valida per un generico idrocarburo, descrive l'equilibrio tra reagenti e prodotti relativi alla processo di combustione. L'equazione 2.5 invece esprime il valore del rapporto stechiometrico α_{st} , tra aria e combustibile.



$$\Rightarrow \alpha_{ST} = \frac{\left(\frac{n}{4} + m\right) \cdot (32 + 3.76 \cdot 28)}{m \cdot 12 + n} \quad (2.5)$$

In entrambe le equazioni, con "m" si esprime il numero di atomi di carbonio e con "n" il numero di atomi di idrogeno che costituiscono la molecola di combustibile. L'equazione 3 mostra quindi come la quantità di anidride carbonica (che è un gas che incrementa l'effetto serra del pianeta) diminuisce all'aumentare del rapporto H/C (pari a n/m) del combustibile. L'equazione 2.5 invece mostra come al diminuire del rapporto H/C anche il rapporto stechiometrico diminuisce con conseguente incremento della tonalità termica del combustibile (a parità di altre condizioni). La figura 2.2 di seguito riportata illustra in modo

schematico sia i valori indicativi del rapporto H/C di varie tipologie di combustibili, sia l'evoluzione cronologica del loro impiego per la produzione di energia.

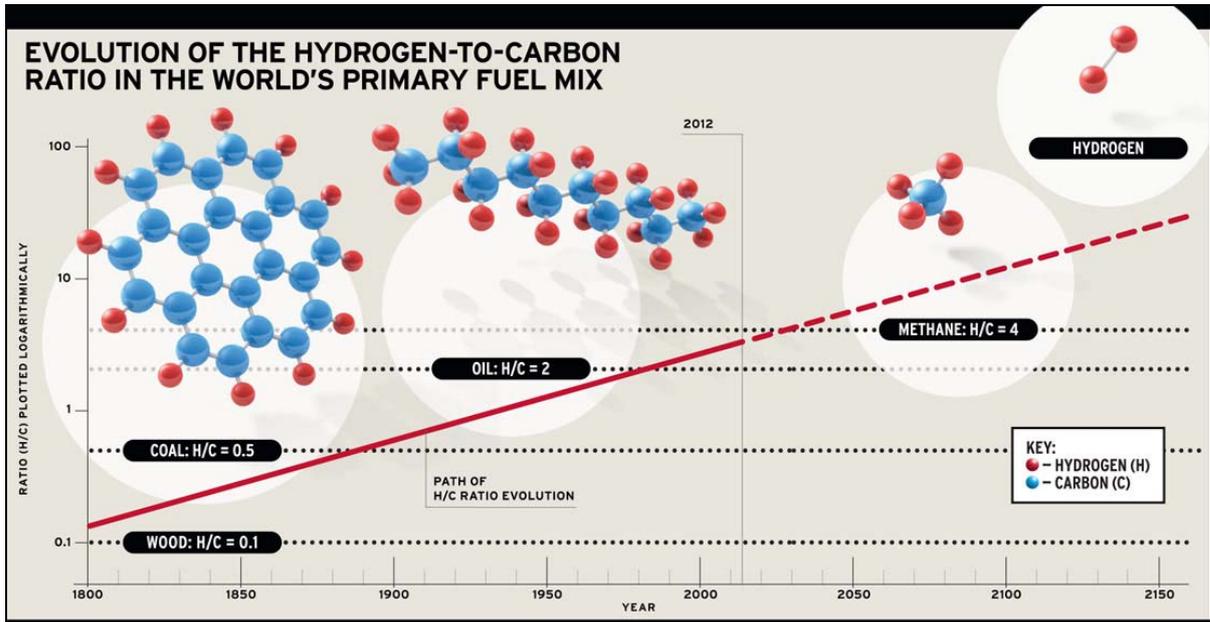
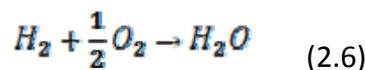


Figura 2.2 - Valori indicativi del rapporto H/C di varie tipologie di combustibili, rappresentati in funzione della evoluzione cronologica del loro impiego per la produzione di energia.

In figura 2.2 è inoltre rappresentato l'idrogeno, che, pur non essendo un idrocarburo, presenta dei vantaggi dal punto di vista motoristico. Come mostrato in tabella 1, ha un valore della tonalità termica del tutto simile al metano cui si aggiunge una buona resistenza alla autoaccensione e soprattutto la sua combustione non produce elementi inquinanti. Attraverso l'equazione 2.6 è infatti possibile osservare che l'idrogeno reagendo con l'ossigeno produce soltanto acqua.



Tuttavia, come precedentemente descritto, ci sono altri fattori che, alla luce dell'attuale progresso tecnologico, ne ostacolano l'impiego su larga scala come combustibile per motori ad accensione comandata, sia per veicoli sia per motori stazionari. Il primo fattore è la reperibilità: nonostante l'idrogeno infatti sia uno degli elementi più diffusi sul pianeta, per il suo impiego come combustibile è necessario averlo in forma gassosa (cioè biatomica), la cui produzione richiede però energia ed impianti dedicati. Infine, il suo elevato volume specifico pone dei limiti molto restrittivi per quanto riguarda la capacità di stoccaggio a bordo di un veicolo. A tale riguardo si potrebbe incrementare la pressione all'interno delle bombole a

bordo del veicolo per aumentare la massa di combustibile e quindi ottenere una autonomia adeguata. Tuttavia esistono dei limiti di ingombro, di peso e di costo delle bombole che rendono poco pratica tale soluzione. Un'altra, a lungo studiata a lungo da alcuni costruttori, tra cui la BMW, prevede lo stoccaggio in fase liquida ma richiede per contro l'installazione a bordo del veicolo di un impianto criogenico. L'evidente complessità di tale soluzione, così come quelle di altre oggetto di studio e sperimentazione, ne hanno impedito fino ad oggi la diffusione. Per questo motivo la successiva trattazione prenderà in considerazione solo i combustibili gassosi oggi maggiormente impiegati: il GPL ed il gas naturale.

2.2 - I combustibili gassosi per motori a combustione interna.

I combustibili gassosi, rappresentano oggi un'alternativa concreta ai combustibili tradizionali, quali benzina o gasolio, sia per i veicoli stradali sia per i motori stazionari. Il loro impiego non è tuttavia una novità degli ultimi anni poiché era già utilizzati per motori a combustione interna già a partire dalla fine dell'800. Negli ultimi anni, il mutare di alcuni fattori economici e politici, ne hanno reso nuovamente conveniente l'utilizzo. Considerando infatti l'attuale situazione economica, si evidenzia un crescente rincaro del prezzo dei carburanti tradizionali. Numerose amministrazioni locali, inoltre, pongono sempre maggiore attenzione alle emissioni inquinanti, con particolare riguardo alla riduzione di polveri sottili e alle emissioni di CO₂, attraverso incentivi per l'acquisto e l'utilizzo di auto a basso impatto ambientale o limitazioni alla circolazione. A questo si deve aggiungere la crescente attenzione dei consumatori ai costi di gestione della propria auto, in cui la voce carburante assume un sempre maggiore rilievo. Diversi studi hanno dimostrato come la crescita dei prezzi dei carburanti negli ultimi anni non sia avvenuta in maniera proporzionale. I carburanti alternativi, rispetto a quelli tradizionali, hanno fatto registrare aumenti molto contenuti, mentre i prezzi della benzina e del diesel sono cresciuti di oltre il 50%, come si può vedere nel grafico sottostante (figura 2.3), estratto dal rapporto Censis 2011 commissionato dall'ACI.

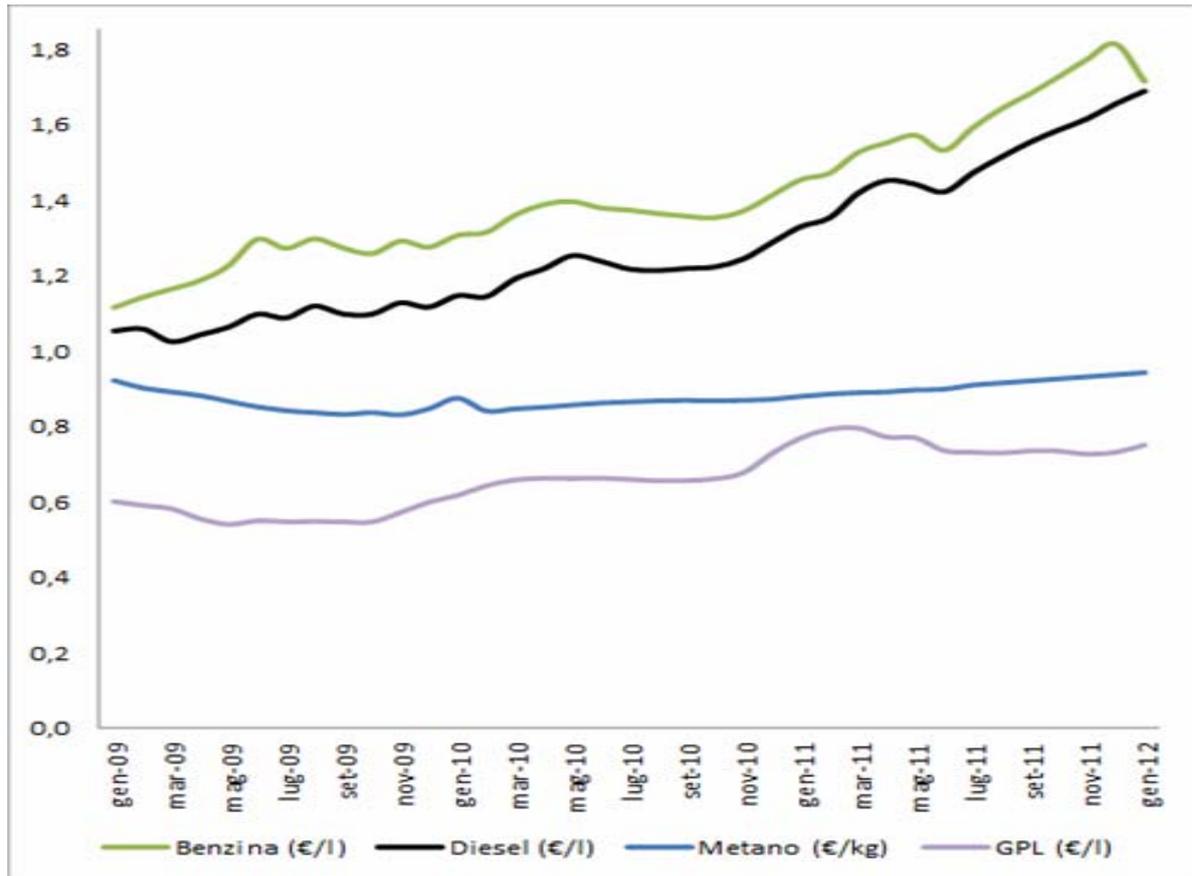


Figura 2.3 - Andamento dei prezzi di benzina, diesel, GPL e gas naturale (metano), dal 2009-2012.

Il GPL ed il gas naturale, invece, sono più economici rispetto alla benzina ed al gasolio, e non contengono sostanze nocive, quali benzene, piombo, zolfo etc., presenti nei carburanti tradizionali. Inoltre i combustibili gassosi non producono particolato PM10: residuo della combustione costituito da un insieme di polveri molto sottili ed altamente pericolose per la salute e che rappresentano oggi un fattore di inquinamento molto importante nelle città. Grazie queste caratteristiche eco-compatibili i veicoli gas possono circolare anche quando sono attuati provvedimenti di limitazioni al traffico a causa degli elevati livelli di inquinamento atmosferico. In alcune regioni infine sono previste persino riduzioni sull'Imposta Provinciale di Trascrizione (IPT) e sul pagamento della tassa di circolazione per le vetture alimentate a gas.

Oggi i combustibili gassosi maggiormente diffusi sono il GPL ed il gas naturale, le cui caratteristiche chimico fisiche li rendono particolarmente adatti ai motori ad accensione comandata, ed il loro impiego non richiede sostanziali modifiche alla struttura di un comune motore alimentato a benzina. Per queste ragioni, negli ultimi 20 anni sia il GPL sia il gas naturale sono stati oggetto di molti studi ed ingenti investimenti da parte di molti costruttori

ed enti di ricerca. Prima di procedere con la descrizione delle varie applicazioni pratiche del GPL e del gas naturale in campo motoristico, è bene illustrare con maggiori dettagli le caratteristiche e le proprietà di entrambi.

2.3 - Il gas di petrolio liquefatto.

Il GPL, acronimo di gas di petrolio liquefatto, è costituito da una miscela di gas in cui, i principali componenti, propano, butano, propilene ed etilene, sono presenti in concentrazioni variabili a seconda del produttore e del periodo di produzione: solitamente il GPL è ottenuto come “scarto” del processo di raffinazione del petrolio. In generale, come illustrato in dettaglio nella tabella 2.2, esistono dei limiti legislativi relativi alla variabilità della composizione del GPL destinato alla autotrazione, questi limiti tuttavia differiscono tra i vari paesi e di fatto non esiste ancora una regolamentazione internazionale unificata.

Tabella 2.2 – Intervalli di variazione dei principali componenti del GPL.

LPG compositional data by country obtained from MSDSs of BP, Chevron, Conoco-Phillips, Exxon Mobil, and Royal Dutch Shell.

Region	Fuel composition % (vol/vol)			
	Ethane	Propane	Propylene	Butane
Australia	0-10	0-100	0-45	0-50
Belgium	0-5	50-100	0-50	0-10
Canada		92.5-100	0-5	0-2.5
France	0-5	50-100	0-50	0-5
Hong Kong	0-5	20-40		60-80
Italy	0-5	40-100	0-50	0-50
Korea		10-35		65-90
Mexico		60		40
Netherlands	0-5	50-100	0-50	0-50
New Zealand		60-70		30-40
Poland		20-60		40-80
Singapore	0-5	20-40		60-80
Spain	0-5	87.5-100	0-5	0-5
United Kingdom	0-5	50-100	0-50	0-5
United States		92.5-100	0-5	0-2.5

Poiché i suoi principali componenti hanno poteri calorifici molto simili, si ha che il potere calorico inferiore di una comune miscela di GPL ha un valore di circa 45 MJ/kg che, osservando i dati di tabella 2.2, risulta di poco superiore a quello della benzina. Il suo rapporto H/C è anch'esso dipendente dalla composizione, ed ha in genere un valore pari a circa 2.5, quindi superiore alla benzina (pari a 1.88), al quale corrisponde un rapporto stechiometrico di circa 16.8. Inoltre per in molti paesi, per legge il GPL destinato all'autotrazione deve avere una resistenza alla autoaccensione superiore a 89 MON.

Solitamente tale valore è compreso tra 90 e 95 MON ed è pertanto superiore a quello della normale benzina che possiede un numero di ottano pari a 85 MON. In generale quindi considerando tutti parametri motoristici che dipendono dalle caratteristiche chimico fisiche del combustibile, visti in dettaglio nei precedenti paragrafi, si ha che, a parità di motore, l'impiego del GPL comporta, rispetto alla benzina, una leggera riduzione della potenza massima ottenibile valutabile intorno al 5 %. Tuttavia, è bene considerare anche altri fattori molto importanti e che risultano essere molto vantaggiosi. Come già detto, il costo del GPL è inferiore a quello della benzina ed il suo impiego implica un minore impatto ambientale ed una maggiore libertà di circolazione per i veicoli che lo impiegano come combustibile. Infine, un altro fattore che rende il GPL particolarmente vantaggioso, rispetto ad altri combustibili gassosi, per l'impiego come combustibile per autotrazione è la possibilità di stoccaggio in forma liquida. Considerando le possibili miscele di GPL e le tensioni di vapore dei suoi principali costituenti, si ha che in un intervallo di temperatura compreso tra 0 e 30 °C la pressione necessaria per lo stoccaggio in fase liquida non supera mai i 15 bar. Ciò rende pertanto possibile immagazzinare una buona quantità di GPL a bordo del veicolo con ovvi benefici per la sua autonomia di marcia, senza implicare eccessivi costi e ingombri relativi alle bombole di stoccaggio.

2.4 - Il gas naturale.

Il gas naturale al contrario del GPL è ottenuto, in larga parte, direttamente dal processo di estrazione dal sottosuolo per essere poi più o meno trattato per eliminare impurità o componenti che possono avere controindicazioni per l'utilizzo come combustibile: eccessiva presenza di acqua o altri composti tossici quali ad esempio lo zolfo. Il gas naturale è anch'esso una miscela di gas la cui composizione esatta dipende dal giacimento di estrazione; come illustrato in dettaglio nel capitolo 4, il principale componente è il metano, con percentuale solitamente compresa tra l'83 ed il 93 %. Altri elementi presenti in miscela sono, con percentuali progressivamente minori, l'etano, il propano ed il butano. Anche in questo caso, poiché i suoi principali componenti hanno poteri calorifici molto simili, si ha che il potere calorico inferiore del gas naturale ha solitamente un valore compreso tra 45 e 48 MJ/kg (quindi poco superiore a quello della benzina), variabile a seconda della composizione, ed in particolare della percentuale di metano. La molecola del metano CH_4 (figura 2.4) ha il rapporto H/C pari a 4 ed è il elevato di tutti gli altri combustibili fossili. Di conseguenza il

rapporto H/C del gas naturale, il cui valore esatto dipende dalla composizione della miscela, ha in genere un valore pari a circa 3.8, è cioè, come già spiegato, comporta una riduzione della quantità di CO₂ connessa all'uso del gas naturale rispetto ai combustibili tradizionali.

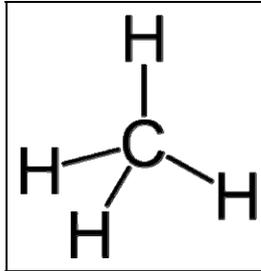


Fig. 2.4 - Schema della molecola di metano.

Per quanto riguarda la resistenza alla autoaccensione, il gas naturale possiede i valori più elevati tra tutti combustibili gassosi grazie alla significativa presenza in esso di metano, caratterizzato da un numero di ottano elevatissimo e pari a 140 MON. Di conseguenza, il numero di ottano del gas naturale, funzione della composizione della miscela (ed in particolare modo della percentuale di metano), è solitamente elevato e compreso tra 115 e 130 MON. In generale però, considerando tutti parametri motoristici che dipendono dalle caratteristiche chimico fisiche del combustibile si ha che, a parità di motore, l'impiego del gas naturale comporta, rispetto alla benzina, una riduzione della potenza massima ottenibile valutabile intorno al 12 %. Tale diminuzione risulta più accentuata rispetto al caso del GPL ed è dovuta principalmente al peggiore riempimento del motore connesso alla minore (rispetto all'aria) densità del gas naturale. Inoltre, a differenza del GPL, lo stoccaggio del gas naturale non può avvenire in fase liquida, a meno di non ricorrere all'uso di un impianto criogenico. Tale soluzione, a causa dell'elevato costo, non è usata a bordo dei veicoli, pertanto nella pratica comune, al fine di consentire una adeguata autonomia di marcia, si impiegano serbatoi che consentono lo stoccaggio con una pressione massima di esercizio compresa tra 200 e 220 bar.

Tuttavia, come nel caso del GPL, considerando sia il basso costo del gas naturale ed sia il minore impatto ambientale, con i conseguenti benefici in termini di libertà di circolazione per i veicoli che lo utilizzano quale combustibile, gli svantaggi connessi al suo impiego risultano in molti compensati. A tutto ciò infine va aggiunto, in un'ottica di un migliore sfruttamento delle risorse energetiche, che la distribuzione geo-politica (figura 2.5) del gas naturale è più favorevole rispetto a quella del petrolio e quindi dei combustibili tradizionali (benzina, gasolio e carbone).

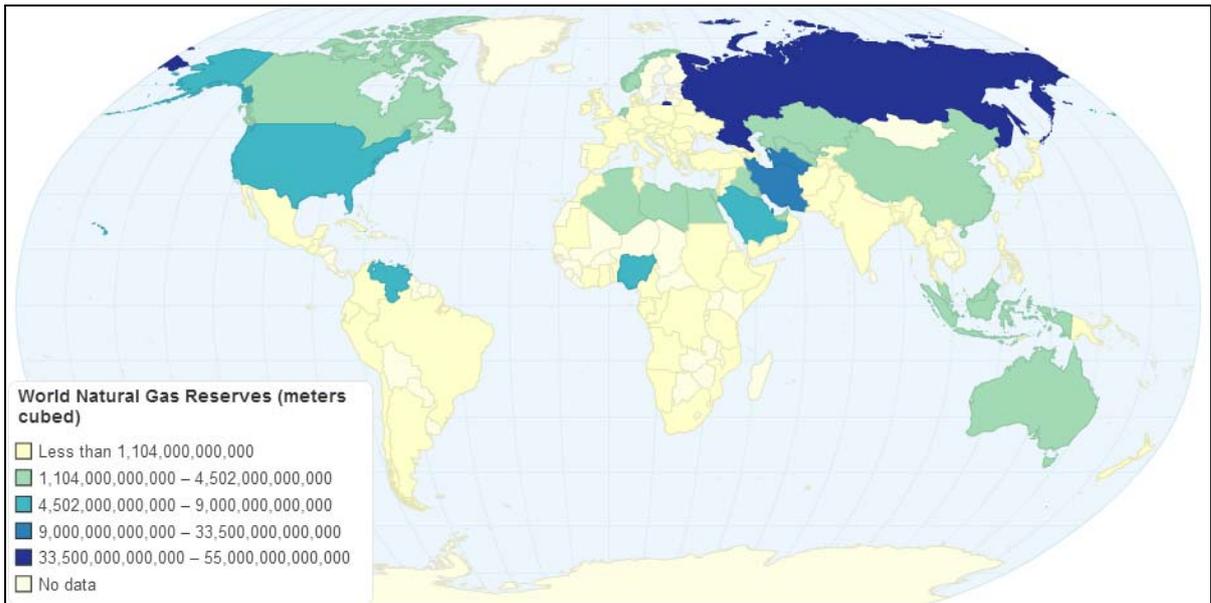


Figura 2.5 - Distribuzione geo-politica delle riserve di gas naturale.

Il nostro paese inoltre, come mostrato in figura 2.6, per motivi di sicurezza e continuità degli approvvigionamenti di gas naturale, dispone di vari gasdotti alimentati da giacimenti dislocati in differenti aree geografiche: Nord Africa, Nord Europa, Russia e Medio Oriente.



Figura 2.6 – Schema della rete italiana di approvvigionamento di gas naturale.

2.5 - I moderni motori *bi-fuel*.

La realizzazione pratica di quanto fino ad ora esposto in merito ai combustibili non tradizionali, quali GPL e gas naturale, sia per motivi di economicità di utilizzo sia per il ridotto impatto ambientale, si concretizza oggi nella loro sempre crescente diffusione a livello industriale (come ad esempio per motori stazionari) e nel settore dell'autotrazione. In questo ambito i combustibili gassosi trovano oggi largo impiego nei cosiddetti veicoli *bi-fuel*. Questi veicoli sono dotati di due sistemi di alimentazione indipendenti che consentono il funzionamento del motore in due modalità: con benzina o con combustibile gassoso, che può essere il gas naturale o il GPL. L'uso dei combustibili gassosi è ancora abbinato a quello dei combustibili tradizionali, in particolare alla benzina, a causa della diffusione delle stazioni di rifornimento di combustibili gassosi che, nonostante sia in continuo aumento, non garantisce ancora una adeguata reperibilità (figura 2.7).

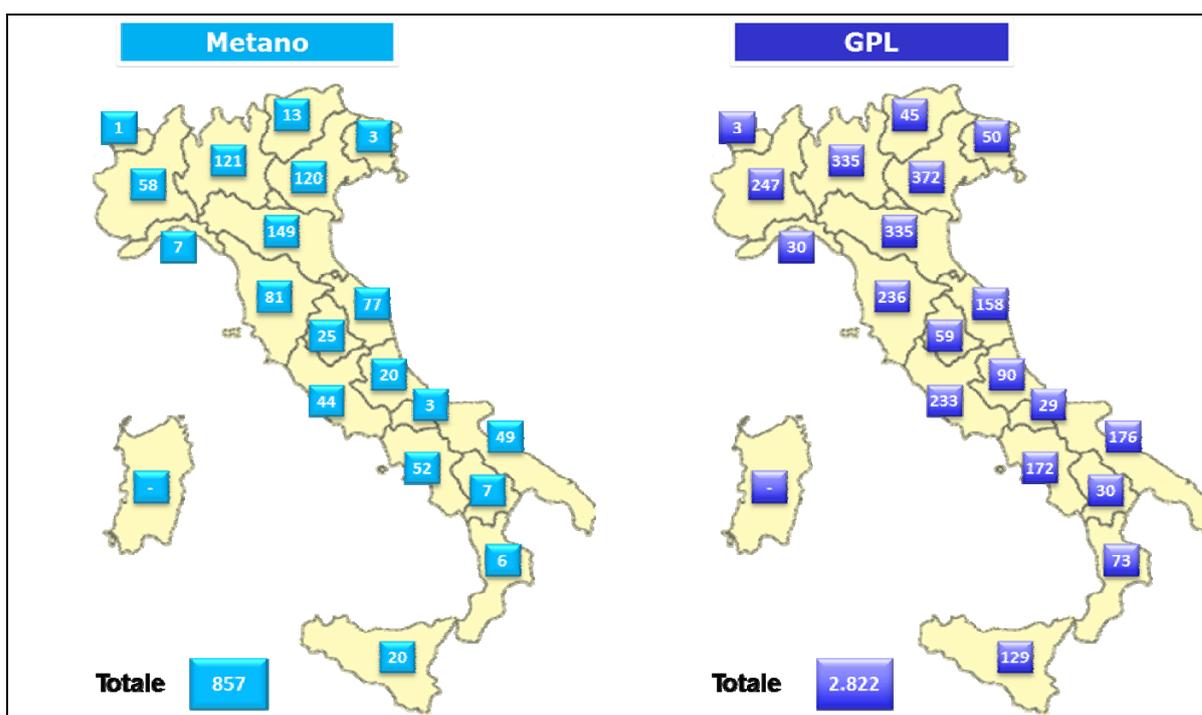


Figura 2.7 - L'attuale rete italiana di distribuzione di GPL e gas naturale, con la prima (2822 impianti) in netto vantaggio sulla seconda (857 impianti).

Inizialmente i motori *bi-fuel* erano realizzati a partire da motori ad accensione comandata alimentati a benzina ai quali veniva aggiunto un ulteriore impianto di alimentazione a gas. La diffusione di questo sistema ha avuto inizio negli anni '80 e si è poi sviluppato sempre di più fino ad oggi di pari passo con l'incremento delle richieste del mercato, dettate dalla differenza di costo tra la benzina ed i combustibili gassosi, e dalla sempre maggiore diffusione degli impianti di rifornimento di combustibili gassosi.

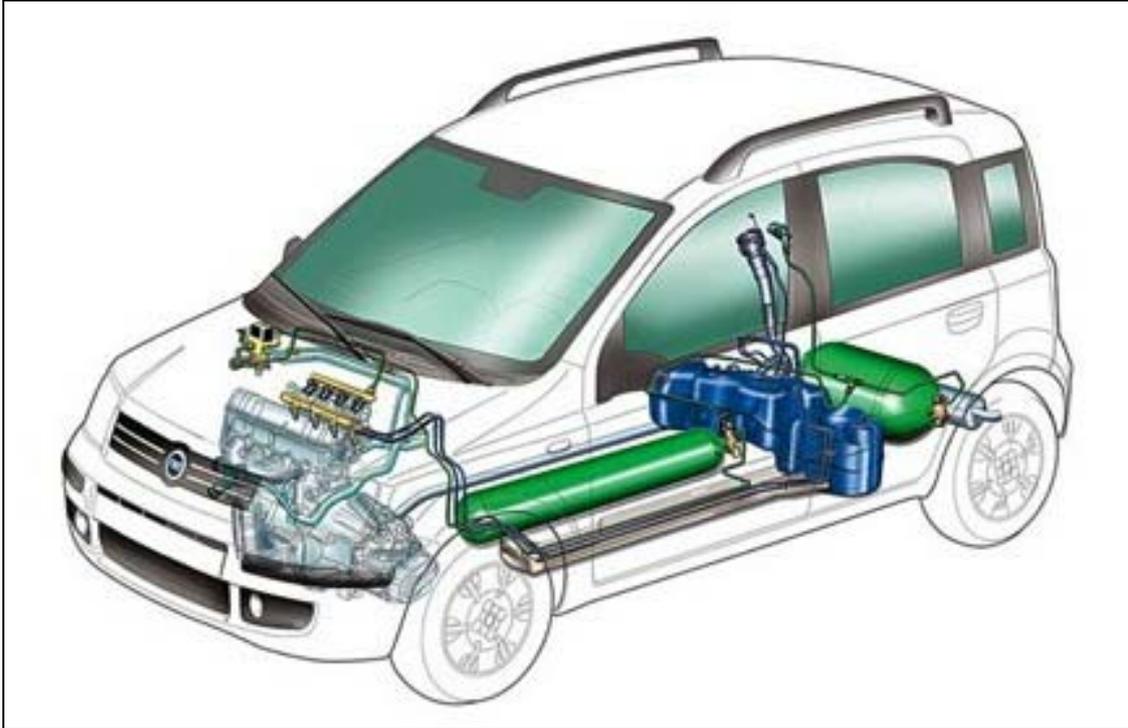


Figura 2.8 – Schema dell'installazione a bordo di una vettura *bi-fuel* del sistema di alimentazione a gas (in verde) e di quello a benzina (in blu).

I motori bi-fuel aspirati attualmente in produzione sono ottimizzati per un solo tipo di combustibile: alcuni sono motori progettati per il funzionamento a benzina cui è stato aggiunto il sistema di alimentazione a gas altri, di recente produzione, hanno rapporti di compressione tali da sfruttare l'elevata resistenza alla detonazione del gas naturale ma nel funzionamento a benzina devono limitare la pressione massima nel collettore di aspirazione ed adottare combustioni meno anticipate per evitare fenomeni di detonazione, a scapito però del rendimento del motore.

L'alimentazione *bi-fuel* rappresenta quindi una soluzione di compromesso tra prestazioni, riduzione delle emissioni inquinanti ed economia di utilizzo grazie al minor costo del gas. Per tali motivi infatti quasi tutti i costruttori propongono sul mercato una vasta gamma di vetture *bi-fuel*, per uso privato e commerciale (figura 2.8). Infine, come già accennato, le ridotte emissioni inquinanti connesse all'uso dei combustibili gassosi, consentono ai veicoli *bi-fuel* la circolazione nelle aree urbane soggette a limitazioni di traffico dovute al superamento dei limiti di inquinamento previsti dalla legge.

2.6 - La strategia di alimentazione *double-fuel*.

Alla luce di quanto fino ad ora esposto, i motori *bi-fuel*, possono essere alimentati (alternativamente) con benzina o con combustibile gassoso. Esiste però una ulteriore modalità di funzionamento basata sull'innovativa strategia di alimentazione *double-fuel*, sviluppata presso il laboratorio di motori dell'Università degli Studi di Palermo. Questa prevede l'impiego di una miscela omogenea costituita da benzina e combustibile gassoso (GPL o gas naturale), alimentando quindi il motore con una combustione simultanea dei due combustibili, con l'obiettivo di sfruttare le migliori caratteristiche di entrambi. Dal punto di vista pratico, la miscela di combustibile liquido e gassoso si realizza all'interno del condotto (o dei condotti) di aspirazione azionando simultaneamente gli iniettori di entrambi i sistemi di alimentazione già presenti in un motore *bi-fuel* (figura 2.9).

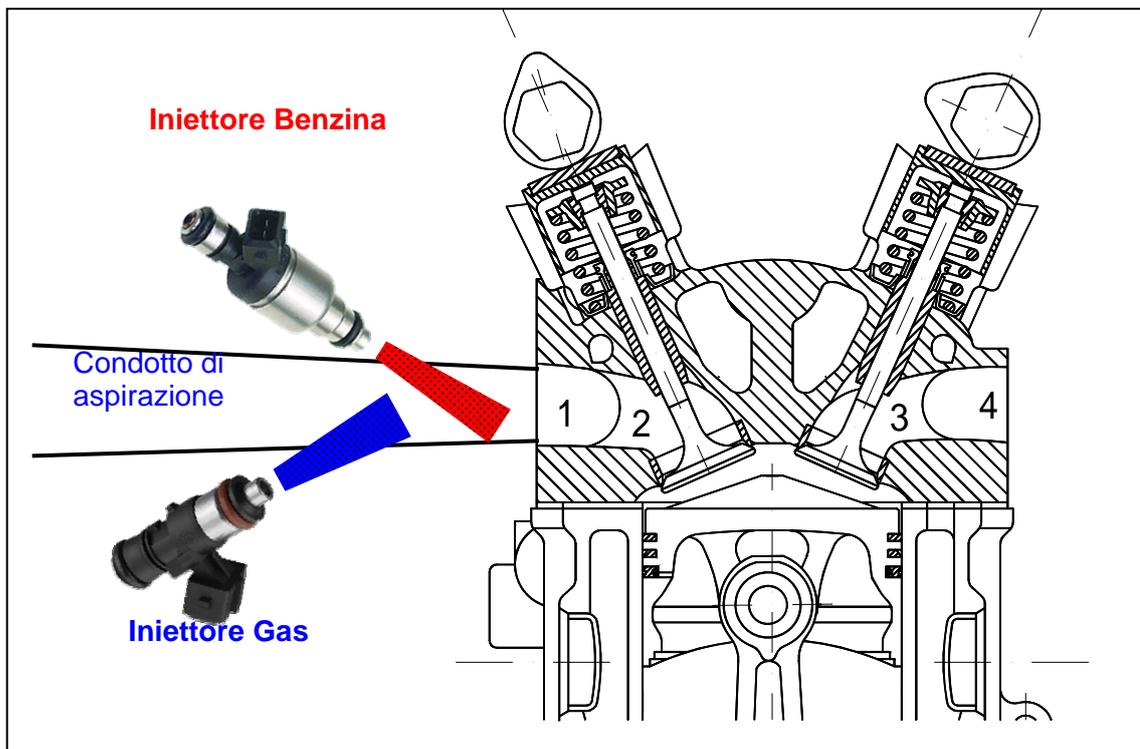


Figura 2.9 – Condotto di aspirazione di un motore *bi-fuel* con iniettore gas (in blu) e benzina (in rosso).

Infine è importante sottolineare la facilità di applicazione della nuova strategia di iniezione nelle vetture *bi-fuel* attualmente in commercio, attraverso l'aggiornamento del software della centralina elettronica di controllo del motore. L'implementazione della strategia *double-fuel* non richiede modifiche strutturali agli impianti di iniezione *bi-fuel* già esistenti e non pregiudica, all'occorrenza, la possibilità di impiegare soltanto un tipo di combustibile.

Per comprendere meglio i vantaggi conseguibili dalla alimentazione *double-fuel* è necessario esaminare ulteriormente alcuni aspetti connessi all'impiego della benzina e dei combustibili gassosi in un motore ad accensione comandata. Nel funzionamento a benzina, ad elevati carichi del motore (che come già visto implicano maggiori temperature e pressioni in camera di combustione) per evitare pericolosi fenomeni di autoaccensione, è necessario sia ritardare l'innesco della combustione (rinunciando ad impiegare valori cui corrispondono maggiori rendimenti), sia aumentare la quantità di benzina, fino (in certi casi) a circa il 20 % in più rispetto al valore della dosatura stechiometrica. Questa seconda azione consente di aumentare il raffreddamento della miscela introdotta nella camera di combustione (per via della maggiore evaporazione di benzina) ed incrementare altresì la velocità di combustione. Tuttavia come conseguenza si ottiene un peggioramento del rendimento del motore (per la fasatura non ottimale della combustione) ed un incremento dei consumi, poiché l'eccesso di benzina rispetto alla quantità stechiometrica non viene trasformato in energia utile disperdendosi invece allo scarico. Tutto ciò inoltre comporta un cospicuo aumento delle emissioni inquinanti. Bruciando miscele "ricche" (di combustibile) si ottengono infatti valori molto elevati di HC e di CO, superiori anche di un ordine di grandezza rispetto quelli relativi ad una combustione con miscela stechiometrica. A ciò si aggiunge il fatto che i catalizzatori trivalenti, comunemente impiegati nei motori ad accensione comandata, offrono il massimo rendimento nella conversione delle sostanze inquinanti in corrispondenza di miscele stechiometriche; al di fuori di tale limitata finestra di funzionamento, l'efficienza di conversione del catalizzatore decresce di circa un ordine di grandezza, passando rapidamente dal 90% a circa il 10 % (figura 2.10).

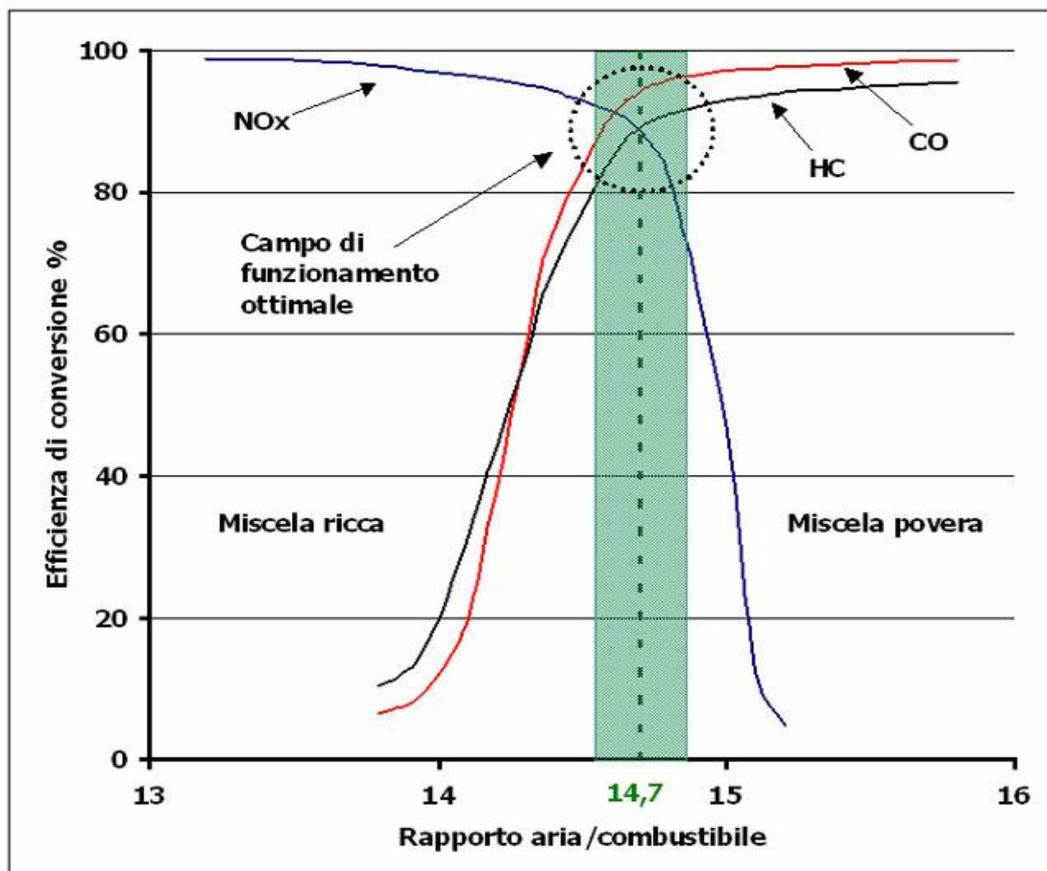


Figura 2.10 - Efficienza di funzionamento del catalizzatore trivalente in funzione del rapporto aria combustibile.

L'arricchimento della miscela aria combustibile invece non è necessaria con il GPL ed il gas naturale poiché questi possiedono una resistenza alla autoaccensione notevolmente superiore a quella della benzina. Tuttavia, come già detto, l'alimentazione a gas implica, rispetto al funzionamento a benzina, una riduzione della potenza massima di circa il 12 % con il gas naturale ed il 5% con il GPL, ma il processo di combustione, come già detto è meno inquinante, ed ingenerale, il costo di esercizio della vettura risulta inferiore in quanto il prezzo del combustibile è nettamente più basso di quello della benzina (così come del gasolio).

Con la strategia "*double fuel*" il motore è alimentato con una miscela di combustibili (benzina e GPL o benzina e gas naturale) che globalmente ha una resistenza alla detonazione superiore a quella della benzina ed un volume specifico inferiore a quello del combustibile gassoso. Alcune ricerche sperimentali condotte su un motore *bi-fuel* FIAT F4P 1242 cm³ alimentato con il strategia double-fuel hanno dimostrato che sia con miscele di benzina e GPL sia con benzina e gas naturale, è possibile alimentare il motore con miscele globalmente stechiometriche in tutte le condizioni di carico. Di conseguenza, tenendo conto di quanto già

detto, rispetto al funzionamento a pieno carico a benzina, con l'alimentazione "double fuel" è possibile ottenere una significativa diminuzione dell'ordine del 90% delle emissioni inquinanti, soprattutto HC e CO, (figure 2.11, 2.12, 2.13, 2.14) e l'impiego di migliori fasature di combustione.

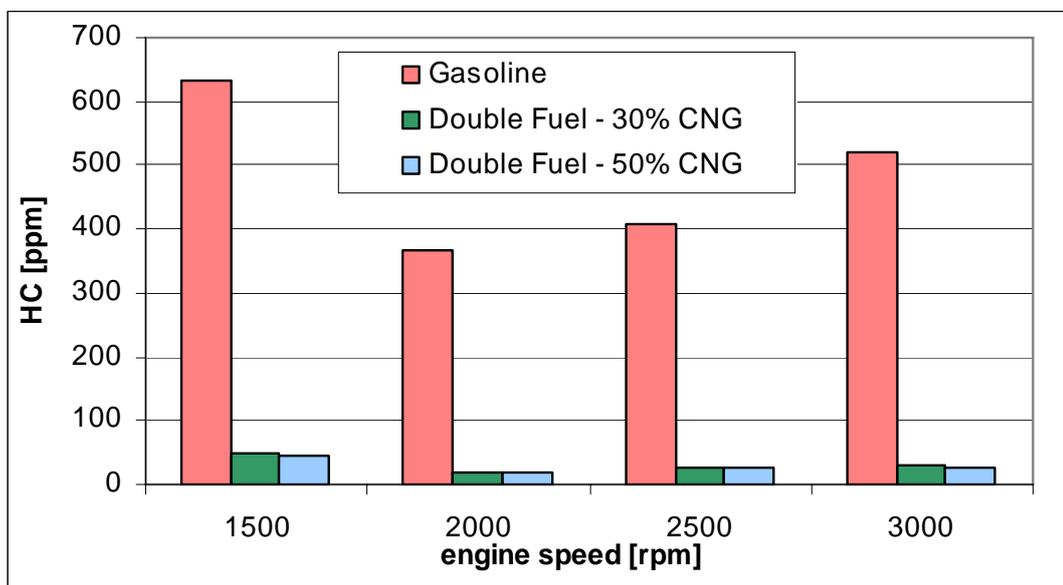


Fig. 2.11 – Emissioni di idrocarburi incombusti (HC) al variare della composizione della miscela di benzina e gas naturale in un motore Fiat 8V 1242 cc con alimentazione double-fuel.

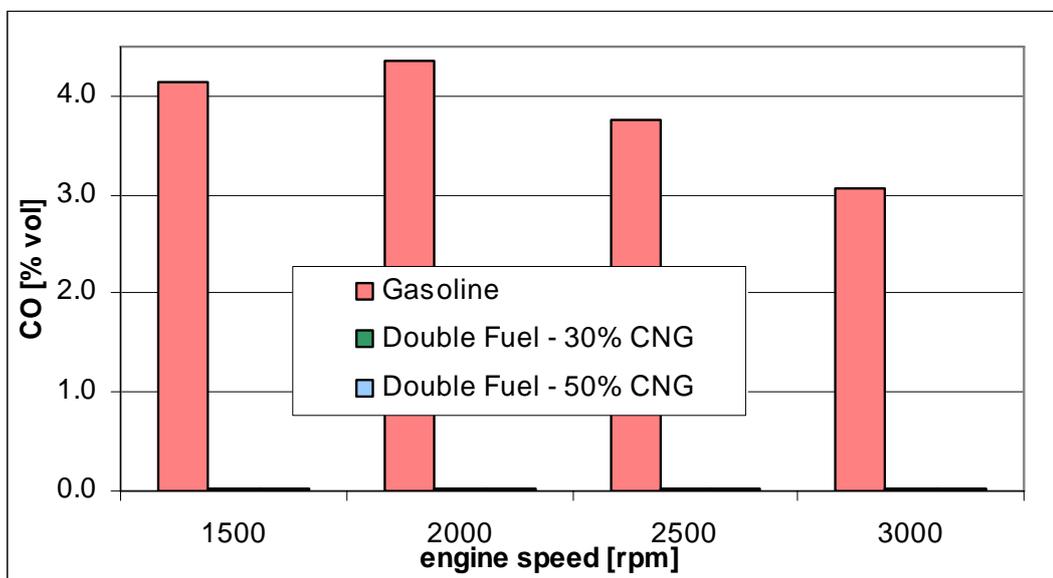


Fig. 2.12 – Emissioni di monossido di carbonio (CO) al variare della composizione della miscela di benzina e gas naturale in un motore Fiat 8V 1242 cc con alimentazione *double-fuel*.

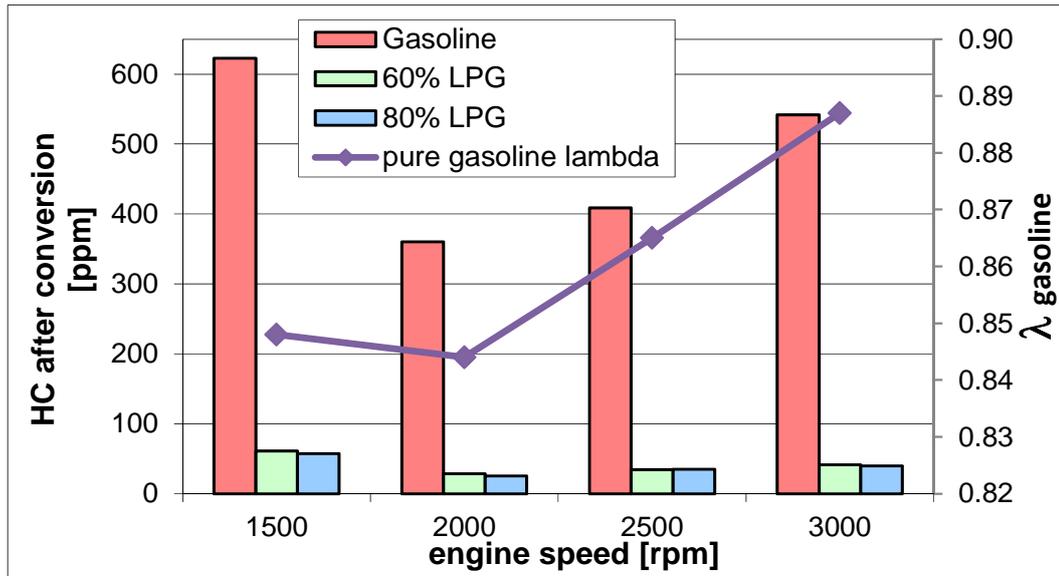


Fig. 2.13 – Emissioni di idrocarburi incombusti (HC) al variare della composizione della miscela di benzina e GPL in un motore Fiat 8V 1242 cc con alimentazione *double-fuel*.

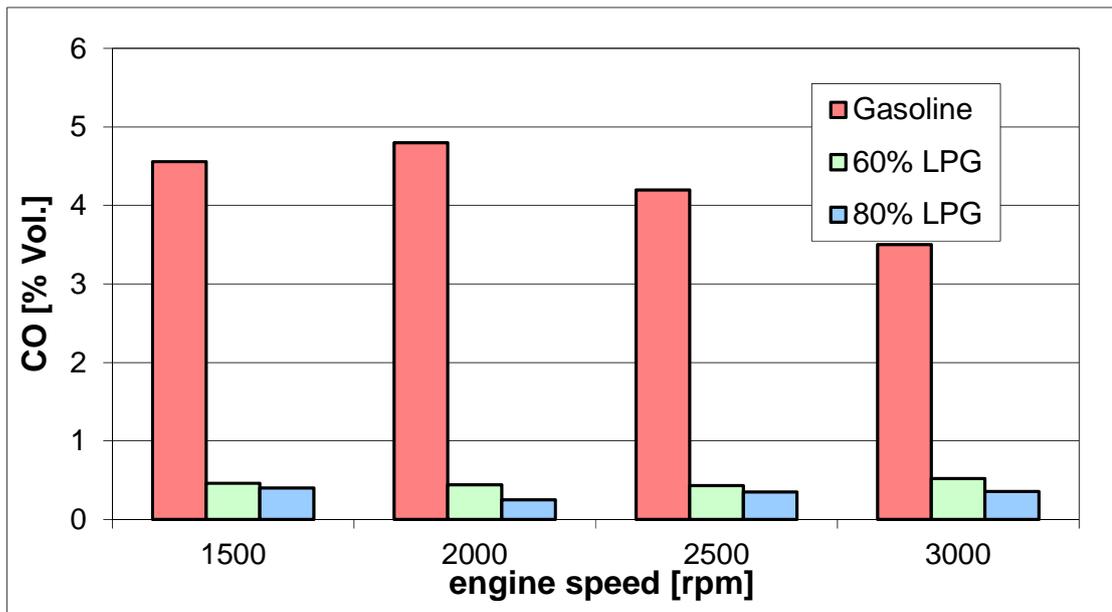


Fig. 2.14 – Emissioni di monossido di carbonio (CO) al variare della composizione della miscela di benzina e GPL in un motore Fiat 8V 1242 cc con alimentazione *double-fuel*.

Tenendo conto di tutti i fattori citati, come mostrato nelle figure 2.15 e 2.16, di dati sperimentali mostrano che rispetto al funzionamento a pieno carico con benzina, è stato possibile ottenere un incremento massimo dell'efficienza del motore pari quasi il 27 % con il gas naturale ed al 29 % con il GPL, Infine è importate precisare che tali ottimi risultati sono stati ottenuti senza subire significative perdite di potenza rispetto al funzionamento a benzina.

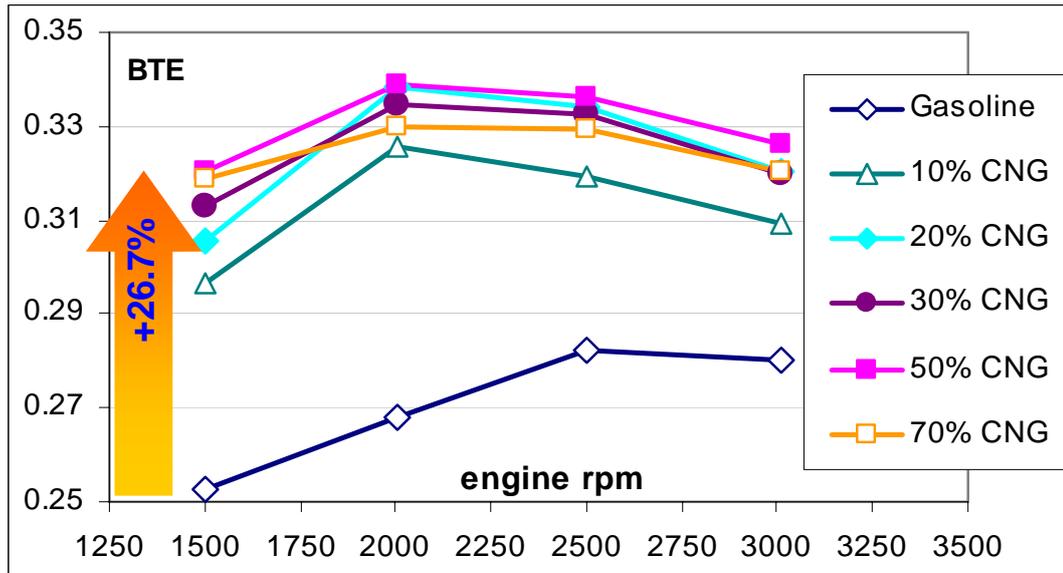


Figura 2.15 - Incremento di efficienza ottenuto in un motore Fiat 8V 1242 cc con alimentazione *double-fuel* al variare della composizione della miscela di benzina e gas naturale.

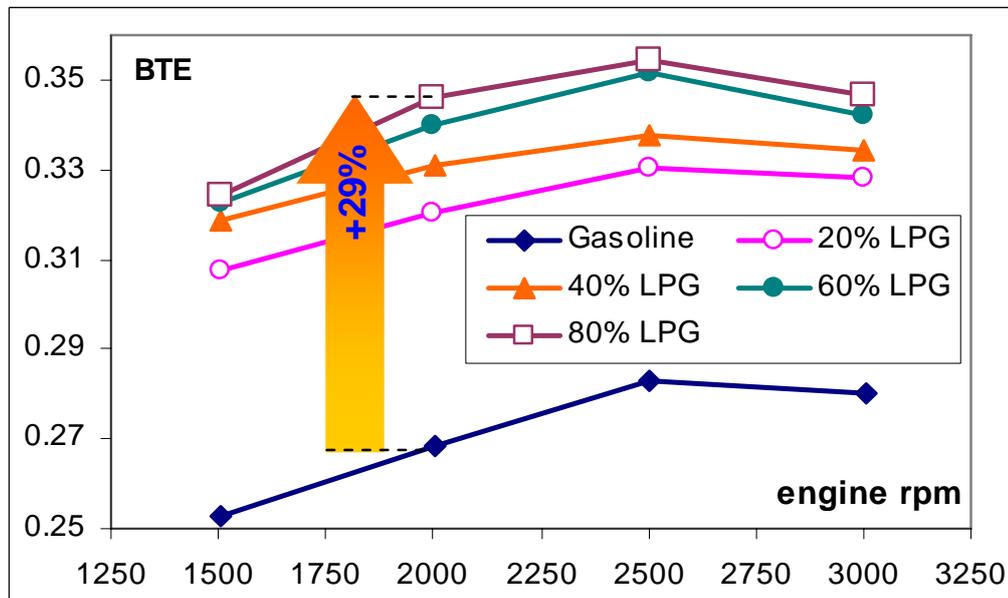


Figura 2.16 - Incremento di efficienza ottenuto in un motore Fiat 8V 1242 cc con alimentazione *double-fuel* al variare della composizione della miscela di benzina e GPL.

Capitolo 3

La resistenza alla detonazione e l'apparato sperimentale per la misura del numero di ottano.

3.1 - Introduzione.

L'obiettivo del progetto di ricerca svolto consiste nello sviluppo della strategia di alimentazione *double fuel* dal punto di vista dell'incremento di efficienza del motore e della riduzione delle emissioni inquinanti. Come descritto nel precedente capitolo, i vantaggi connessi all'impiego della strategia di alimentazione *double fuel* sono principalmente dovuti all'incremento di resistenza alla autoaccensione ottenuto con l'aggiunta di un combustibile gassoso alla miscela di aria e benzina, poiché, ciò consente di mantenere una dosatura stechiometrica (della miscela di aria, benzina e gas) in tutte le condizioni di funzionamento del motore. Nella combustione simultanea di benzina e combustibile gassoso, la resistenza alla autoaccensione della miscela dei due tipi di combustibile riveste quindi un ruolo fondamentale.

Da varie ricerche in letteratura è emerso che molti ricercatori hanno effettuato studi su vari combustibili gassosi, come il metano, l'idrogeno, o più in generale sul gas naturale, con particolare attenzione sul miglioramento dell'efficienza, emissioni inquinanti e gli effetti della variazione della sua composizione chimica. Inoltre, negli ultimi anni, vari ricercatori hanno concentrato i loro sforzi sull'impiego di miscele di due o più combustibili, come ad esempio GPL-DME oppure etanolo/benzina, oggi molto utilizzata in campo automobilistico in molti paesi (Stati Uniti, Brasile, Argentina etc.). Tuttavia, in letteratura vi è una carenza di informazioni in merito alla resistenza alla autoaccensione di miscele di benzina e

combustibili gassosi. Ciò di fatto ha comportato la necessità di procedere, sulla scia di quanto già sperimentato al banco prova motori, con la determinazione sperimentale della resistenza alla autoaccensione di miscele di benzina e GPL e di benzina e gas naturale. Pertanto il primo obiettivo per lo sviluppo della strategia di alimentazione *double fuel* è stato lo studio degli effetti della composizione della miscela di benzina e gas sulla resistenza alla autoaccensione, attraverso la valutazione del numero di ottano in funzione del contenuto di gas nella miscela di benzina e combustibile gassoso.

3.2 - La resistenza alla autoaccensione.

La resistenza alla autoaccensione è una caratteristica di fondamentale importanza per l'impiego di un combustibile in un motore ad accensione comandata. L'autoaccensione è una modalità di combustione anomala che pone dei limiti alla efficienza di un motore ad accensione comandata e, a seconda dell'intensità del fenomeno, può provocarne la rottura. Tale fenomeno ha solitamente origine in una regione periferica della camera di combustione in cui una certa porzione di miscela (detta in gergo "*end gas*"), subendo l'incremento di pressione e temperatura causati dallo svolgersi della normale combustione della restante parte di miscela (progressivamente viene investita dal fronte di fiamma innescato dalla candela di accensione), raggiunge dopo un certo "tempo di latenza" le condizioni di autoaccensione prima di essere investita dal fronte di fiamma (figura 3.1).

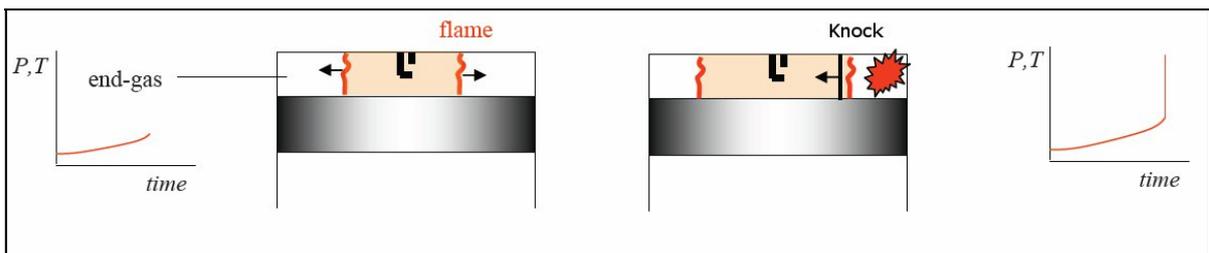


Figura 3.1 – Evoluzione del processo di combustione ed innesco della autoaccensione nell'end gas.

Il "tempo di latenza" decresce all'aumentare della pressione e della temperatura secondo una funzione (o, in altre parole, con una certa rapidità) che dipende dalle caratteristiche chimico fisiche di ciascun combustibile. Se l'insorgere della autoaccensione nell'end gas è limitato ad una massa relativamente piccola di miscela si avrà un nuovo punto di innesco del fronte di fiamma che potrebbe avere l'effetto benefico di concludere più celermente l'intero processo di combustione; se invece le condizioni termodinamiche cui l'end gas è soggetto sono tali da generare l'autoaccensione di una porzione ampia di miscela, si ottiene la così

detta "detonazione", che consiste in rapido ed intenso rilascio istantaneo di energia che, a seconda dei casi, può causare un danneggiamento più o meno grave del motore (sul cielo dello stantuffo o sulle pareti del cilindro). La detonazione si manifesta producendo oscillazioni anomale della pressione all'interno della camera di combustione di ampiezza più o meno grande in funzione della intensità del fenomeno (figura 3.2).

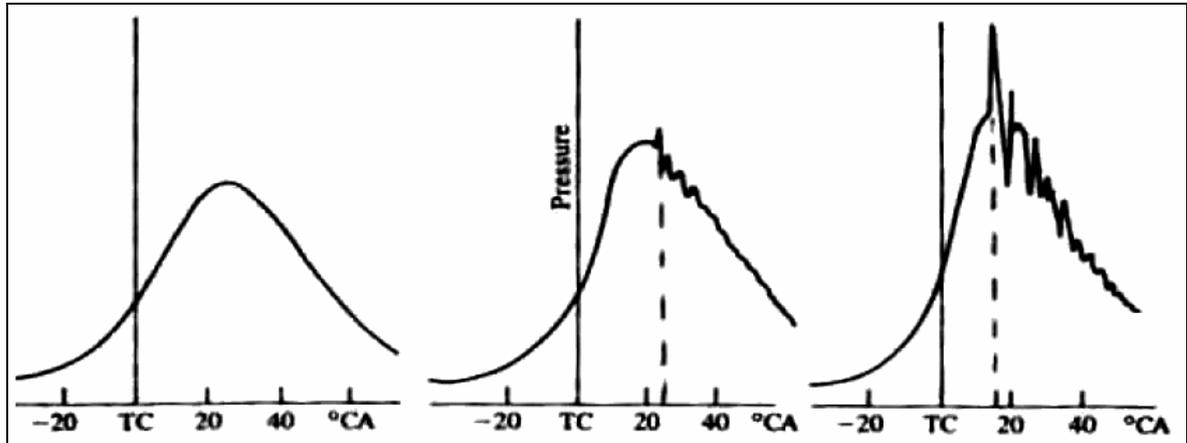


Figura 3.2 - Andamento qualitativo della pressione all'interno della camera di combustione nel caso di; da sinistra verso destra: combustione regolare, combustione con leggera detonazione e con detonazione intensa.

A titolo di esempio illustrativo e per concludere la descrizione del fenomeno senza scendere in ulteriori dettagli, le figure seguenti mostrano l'evoluzione del processo combustione in un motore ad accensione comandata in due differenti casi. Nel primo il motore è alimentato con iso-ottano puro avente elevata resistenza alla autoaccensione (numero di ottano pari a 100) e dalle immagini (figura 3.3) si nota l'assenza di fenomeni di combustione anomali.

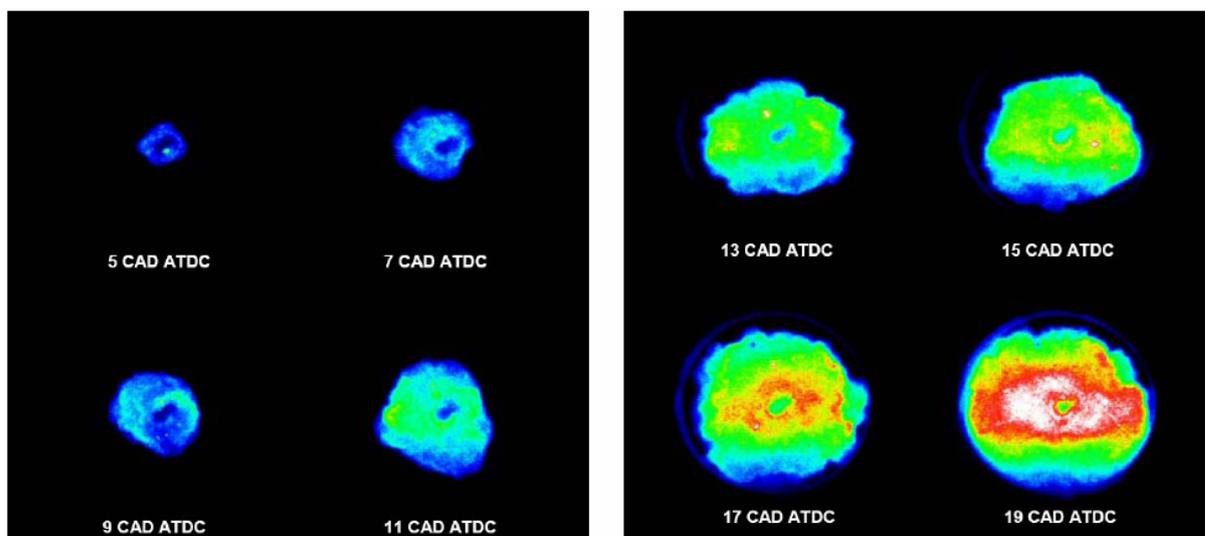


Figura 3.3 – Evoluzione del processo di combustione di iso-ottano puro in un motore ad accensione comandata, in assenza di fenomeni di combustione anomala.

Nel secondo caso, mostrato in figura 3.4, a parità di altre condizioni di funzionamento, il motore è invece alimentato con un combustibile con minore resistenza alla autoaccensione, costituito da una miscela composta dal 90% di iso-ottano e dal 10% di n-eptano, avente numero di ottano pari a 90. Le immagini mostrano come ad un certo punto si verificano delle irregolarità nel processo di combustione evidenziate con linee a tratteggiate in bianco. Queste anomalie traggono origine da piccoli nuclei di miscela che raggiungono la temperatura di autoaccensione prima di essere investiti dal fronte di fiamma innescato dalla candela di accensione.

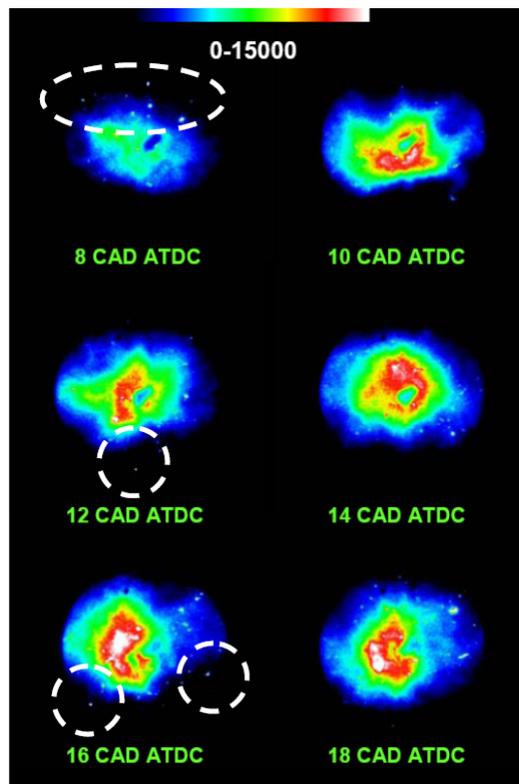


Figura 3.4 - Combustione di una miscela composta dal 90% di iso-ottano e dal 10% di n-eptano al variare dell'anticipo di accensione. Sono evidenziati con linea tratteggiata in bianco i punti in cui avviene l'autoaccensione.

3.3 - Il numero di ottano.

I primi metodi di misura della resistenza alla autoaccensione un combustibile, o di una miscela di combustibili, furono sviluppati negli anni venti del '900 di pari passo con il rapido sviluppo del settore motoristico. Nel corso degli anni i metodi *Motor* e *Research*, descritti in dettaglio dalle rispettive norme di riferimento internazionali ASTM D2700 e ASTM D2999, hanno trovato larga diffusione e di fatto oggi sono gli unici ad essere impiegati per i combustibili destinati all'impiego nei motori ad accensione comandata. Tuttavia questi dal

punto di vista pratico presentano alcuni svantaggi: sono caratterizzati da una metodologia di prova molto lunga e complessa e prevedono l'uso esclusivo di un particolare motore da laboratorio, il cui costo è abbastanza elevato (circa 350.000 euro) denominato motore CFR (*Cooperative Fuel Research*), le cui caratteristiche sono descritte in seguito insieme a quelle dell'apparato impiegato per le prove sperimentali.

La misura della resistenza alla autoaccensione dipende, come già detto, anche dalle caratteristiche del motore impiegato nella esecuzione della prova, pertanto il motore stesso costituisce un vincolo non modificabile nel tempo a meno di non dover definire un nuovo metodo sperimentale ed una nuova scala di misura.

I metodi *Motor* e *Research* differiscono per alcune condizioni operative del motore CFR durante la misura del numero di ottano; in particolare con il metodo *Research* impone condizioni di prova meno severe per il combustibile e pertanto la valutazione RON fornisce numeri di ottano superiori rispetto al metodo MON. La differenza tra i valori di numero di ottano (N.O.) ottenuti con i metodi *Motor* e *Research* è chiamata "sensibilità" del combustibile. La sensibilità indica come le caratteristiche antidetonanti del combustibile risentano delle condizioni di funzionamento del motore, in particolare della temperatura della miscela. Oltre a i metodi di valutazione MON e RON sono stati definiti alcuni indici che esprimono la resistenza alla autoaccensione dei combustibili tra questi: il *Road O.N.* (*Road Octane Number*) e l'indice AKI (*Antiknock Index*). Il *Road O.N.* fornisce una correlazione empirica che permette di calcolare in numero di ottano dei combustibili per autoveicoli secondo la seguente correlazione:

$$\text{Road O.N.} = (k_1 \cdot \text{RON}) + (k_2 \cdot \text{MON}) + k_3$$

dove RON e MON sono le valutazioni del numero di ottano dei combustibili secondo i metodi Motor e Research e k_1, k_2, k_3 sono delle costanti variano a seconda del veicolo.

L'indice AKI invece è pari a:

$$\text{AKI} = \frac{\text{RON} + \text{MON}}{2}$$

ed è il parametro commerciale utilizzato negli Stati Uniti per la vendita dei combustibili mentre in Europa viene utilizzato il numero di ottano RON.

Per la valutazione della resistenza alla detonazione delle miscele di benzina e gas è stato utilizzato il metodo *Motor* per motivi di opportunità pratica legati alla configurazione

dell'apparato sperimentale e poiché nella letteratura scientifica risulta essere leggermente più diffuso.

3.4 - La norma ASTM D2700 - Metodo Motor.

La norma ASTM D2700 indica le condizioni da rispettare e le procedure da attuare affinché un combustibile venga caratterizzato da un numero di ottano *Motor*, utilizzando un motore CFR. Il numero di ottano Motor di un combustibile viene determinato confrontando la sua tendenza alla detonazione con quella di due combustibili di riferimento, costituiti da miscele di isoottano e n-eptano, aventi numero di ottano noto in funzione della loro composizione. Il confronto avviene alimentando il motore sia con il combustibile in esame sia con quelli di riferimento. La prova si svolge in particolari condizioni di funzionamento del motore caratterizzate da un valore del rapporto di compressione e di anticipo tali da provocare una intensità di detonazione standard definita stabilita dalla norma ASTM D2700, misurata per mezzo di uno specifico sensore di detonazione. Il numero di ottano si calcola quindi attraverso una interpolazione lineare a partire dai valori di intensità di detonazione misurati, con il combustibile di prova e con i due combustibili di riferimento (aventi numero di ottano noto), per mezzo della seguente equazione:

$$N.O._s = N.O._{trf} + \left(\frac{K.I._{trf} K.I._s}{K.I._{trf} - K.I._{nrf}} \right) (N.O._{nrf} - N.O._{trf})$$

dove:

$N.O._s$ è il numero di ottano del combustibile in prova;

$N.O._{trf}$ è il numero di ottano relativo al combustibile di riferimento con minore resistenza alla detonazione;

$N.O._{nrf}$ è il numero di ottano relativo al combustibile di riferimento con maggiore resistenza alla detonazione;

$K.I._s$ è l'intensità di detonazione del combustibile in prova;

$K.I._{trf}$ è l'intensità di detonazione del combustibile di riferimento con minore resistenza alla detonazione;

$K.I._{nrf}$ è l'intensità di detonazione del combustibile di riferimento con maggiore resistenza alla detonazione;

3.5 - La descrizione dell'apparato sperimentale.

Prima di passare alla descrizione delle prove sperimentali e delle metodologie seguite è bene precisare che lo studio, la realizzazione e lo sviluppo dell'apparato sperimentale rappresentano una parte consistente ed importante di questo progetto di ricerca. Le prove sperimentali sulla resistenza alla autoaccensione sono state eseguite con un particolare motore da laboratorio, di seguito descritto in dettaglio, che faceva parte da tempo della dotazione del laboratorio di Motori dell'Università degli Studi di Palermo. Ciò nonostante, per realizzare il presente lavoro di ricerca, è stato necessario apportare delle modifiche e dei miglioramenti all'apparato sperimentale realizzati grazie ad un finanziamento ottenuto ed interamente gestito dall'autore di questa tesi, nell'ambito del progetto APQ Azione 7 su fondi erogati dall'Unione Europea. Tale supporto economico è stato essenziale sia per l'acquisto di varie apparecchiature e sensori di misura sia per materiali di consumo, quali ad esempio reagenti e combustibili, necessari per lo svolgimento delle prove sperimentali.

L'apparato sperimentale è costituito da un particolare motore denominato CFR (*Cooperative Fuel Research*), prodotto dalla Dresser Waukesha, e dall'insieme di apparecchiature necessarie per il controllo del funzionamento del motore e per la misura delle grandezze fisiche da cui dipende, nel suo complesso, la valutazione del numero di ottano. Il motore è di tipo stazionario, monocilindrico a quattro tempi ad accensione comandata (figura 3.5), e grazie alla sua particolare robustezza consente di sperimentare elevati livelli di intensità di detonazione.

La sua principale caratteristica costruttiva consiste in un particolare sistema che consente di variare rapidamente e con precisione il rapporto volumetrico di compressione, da un valore di 4.5 fino ad un massimo di 16, durante il funzionamento del motore. Inoltre, la camera di combustione ha una forma discoidale la cui configurazione non al variare del rapporto di compressione (figura 3.6).



Figura 3.5 – Vista di insieme di un motore CFR.

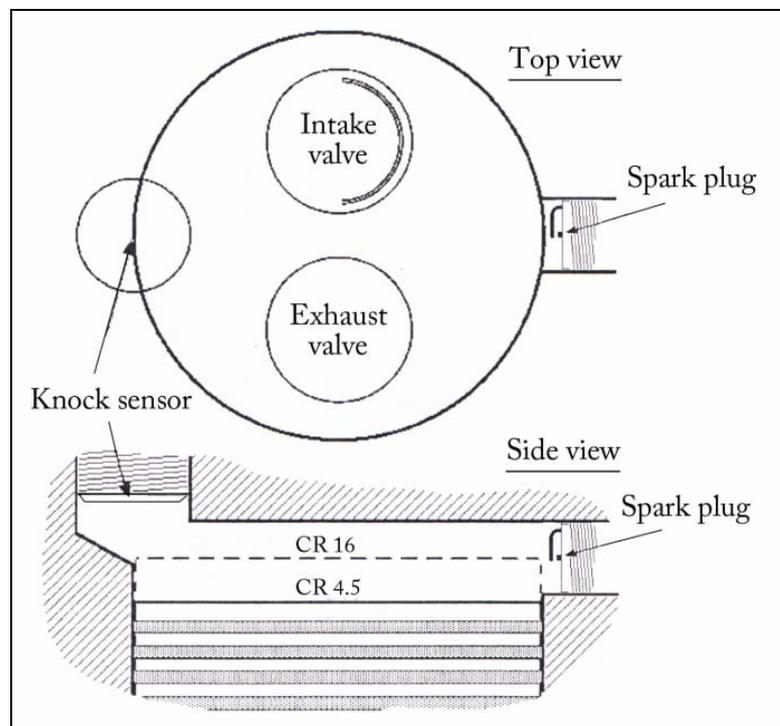


Figura 3.6 – Camera di combustione di un motore CFR.

Il motore termico è collegato meccanicamente ad un motore elettrico sincrono che è utilizzato sia per l'avviamento sia per mantenere una velocità di rotazione costante in tutte

le possibili condizioni di funzionamento. L'apparato sperimentale (figura 3.7) comprende anche una serie di dispositivi che consentono di controllare e mantenere costanti alcune grandezze fisiche, tra cui temperatura dell'aria aspirata e della miscela aria combustibile, i cui valori sono molto importanti per una corretta valutazione del numero di ottano.

Alcuni di questi sono stati oggetto di modifiche e miglioramenti al fine di ampliare le capacità di prova dell'apparato sperimentale, per rendere più agevole e precisa l'esecuzione dei test e poter acquisire via computer i dati sperimentali. Il motore CFR è dotato in origine di un sistema di accensione di tipo a scarica capacitiva che consente, a seconda del tipo di prova da eseguire, di realizzare una variazione automatica dell'anticipo di accensione in funzione del rapporto di compressione al fine di ottemperare alle condizioni di prova previste dal metodo *Motor*. Questo sistema alimenta la candela di accensione del motore genera una tensione molto elevata, circa 20.000 V ma, sebbene sia efficace dal punto di vista dell'efficacia dell'innesco della combustione, è risultato di fatto quasi incompatibile con il moderno sistema di controllo del motore e del sistema di acquisizione dati. L'elevato livello di disturbo elettromagnetico generato durante il normale funzionamento è causa di malfunzionamenti, errori di acquisizione o in certi casi comporta l'arresto improvviso di alcune apparecchiature elettroniche. Per questo motivo è stato necessario provvedere a sostituire il vecchio sistema con uno nuovo di tipo a scarica induttiva, a controllato elettronicamente attraverso il software di gestione del motore CFR. Il nuovo sistema, realizzato e testato sperimentalmente in laboratorio, garantisce le stesse prestazioni di quello originale, in termini di efficacia dell'innesco della combustione, ed un livello di emissioni elettromagnetiche compatibile con il corretto funzionamento delle altre apparecchiature dell'apparato sperimentale.

Tabella 3.1 - Caratteristiche costruttive di un motore CFR.

Costruttore	Dresser Waukesha
Modello	F1/F2 Octane
Rapporto di compressione (C.R.)	da 4.5 a 16
Alesaggio	82.6 [mm]
Corsa	114.3 [mm]
Lunghezza della biella	254.0 [mm]
Cilindrata	611.2 [cm ³]
Anticipo di accensione (variabile con il C.R.)	29°-10° prima del punto morto superiore

Il motore CFR è dotato di due resistenze elettriche per il riscaldamento dell'aria aspirata e della miscela di aria e combustibile. Il sistema originale, che prevedeva la regolazione manuale della potenza elettrica fornita alle due resistenze, è stato migliorato con l'impiego di due controllori PID Omega CN4116, grazie a quali è possibile mantenere costante sia la temperatura dell'aria aspirata sia della miscela di aria e combustibile, indipendentemente dalle condizioni di funzionamento del motore. In particolare, ciò si è reso necessario per evitare eccessive variazioni della temperatura della miscela in ingresso in camera di combustione, che avrebbero inficiato dei risultati sperimentali. A parità di altre condizioni operative, la temperatura della miscela ha infatti notevole influenza sull'intensità di detonazione ed è influenzata dalla quantità di benzina presente nella miscela, quindi del calore di vaporizzazione ad essa connessa.

Allo stesso modo anche la temperatura del liquido di raffreddamento del motore ha influenza sulle misure eseguite. Il sistema originale, a circolazione convettiva naturale del liquido di raffreddamento, è stato mantenuto inalterato poiché molto efficiente. L'unica modifica apportata, analogamente a quanto fatto per i sistemi di riscaldamento dell'aria e della miscela aspirata, è stata la sostituzione del termometro a mercurio con una termocoppia di tipo K collegata ad un moderno termometro digitale.

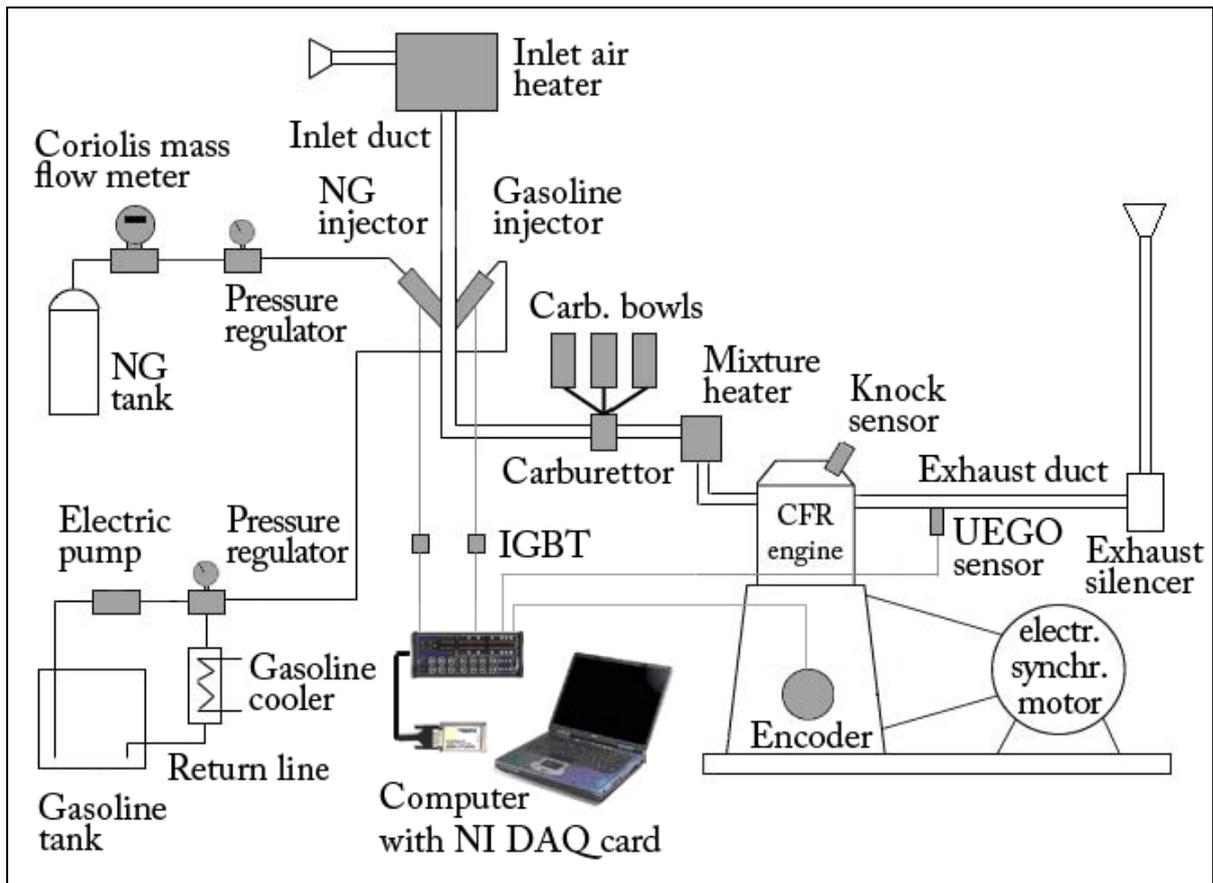


Figura 3.7 – Schema dell'apparato sperimentale per la misura del numero di ottano di miscele di combustibili liquidi e gassosi.

Le modifiche più importanti però sono state quelle realizzate al sistema di alimentazione del motore. I metodi *Motor* e *Research* di misura del numero di ottano sono originariamente previsti per soli combustibili liquidi. Un normale motore CFR infatti è equipaggiato con un carburatore elementare dotato di tre (o quattro) vaschette di alimentazione che consentono di cambiare rapidamente il tipo di combustibile (ad esempio dal combustibile da esaminare a quelli di riferimento aventi N.O. noto) durante il funzionamento del motore. Tuttavia quindi il sistema originale non consente l'impiego né la misura del numero di ottano di un combustibile gassoso.

Pertanto, avendo come obiettivo di valutare sperimentalmente il numero di ottano di miscele di benzina e gas naturale e benzina e GPL, è stato necessario sviluppare un sistema in grado di realizzare miscele con differente contenuto di combustibile gassoso (sia per tipologia sia per quantità) e che consenta di alimentare il motore con un rapporto tra aria e miscela di combustibili variabile a seconda delle necessità di prova. Il motore CFR è stato quindi dotato di due impianti di alimentazione indipendenti a controllo elettronico.

Il primo, specifico per combustibili gassosi, consiste in una bombola di stoccaggio in pressione collegata ad un regolatore che mantiene costante la pressione di alimentazione (3 bar assoluti) di un iniettore Bosch che, comandato elettronicamente dal computer di gestione del motore, eroga una determinata quantità di gas ad ogni ciclo del motore. Nella linea di alimentazione è anche inserito un misuratore di portata massica, Bronkhorst mini CORI-FLOW[®] figura 3.8, ad effetto Coriolis, avente un intervallo di misura compreso tra 0 e 2 kg/h , con una precisione di $\pm 0.2\%$ del valore letto. Infine, tra il misuratore di portata e l'iniettore è stato necessario inserire una capacità, con un volume di circa 1.5 litri, per smorzare le oscillazioni di pressione, dovute al funzionamento intermittente dell'iniettore, che disturbano sensibilmente la misura della portata di combustibile gassoso.



Figura 3.8 - Misuratore di portata massica Bronkhorst mini CORI-FLOW[®]

Il secondo sistema aggiunto all'apparato sperimentale è invece dedicato all'alimentazione con combustibile liquido. Esso è costituito da una pompa elettrica ed un regolatore, posto a valle di questa, che mantiene costante la pressione di alimentazione di un altro iniettore, specifico per la benzina, comandato anch'esso dal sistema elettronico di gestione del motore, come descritto in seguito in questo capitolo. Il regolatore consiste in una valvola di laminazione automatica che regola la pressione inviando l'eccesso di portata di fluido non smaltita dall'iniettore al serbatoio di stoccaggio della benzina. Nella linea di ritorno al serbatoio è stato inoltre installato un radiatore a piastre per raffreddare la benzina, evitando così un eccessivo aumento della temperatura dovuto al ricircolo continuo di buona parte della portata all'interno del circuito (figura 3.7). A differenza del sistema di alimentazione a

gas, la portata di benzina è calcolata sulla base del tempo di durata dell'iniezione (imposto ad ogni ciclo motore dal software di controllo) ed attraverso la caratteristica di funzionamento dell'iniettore (figura 3.9).

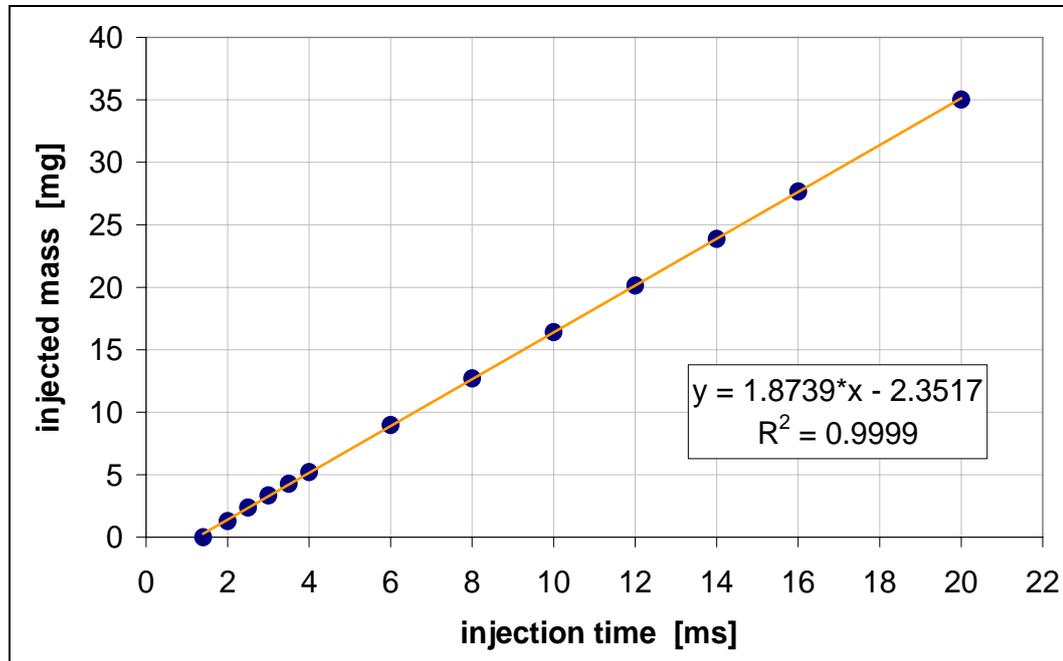


Figura 3.9 – Caratteristica di funzionamento dell'iniettore di benzina, rilevata sperimentalmente con pressione di alimentazione di 4 bar assoluti.

La caratteristica di funzionamento dell'iniettore è stata ricavata mediante una specifica campagna sperimentale e consiste nella relazione tra la durata dell'iniezione e la massa di benzina erogata dall'iniettore ad ogni ciclo; vari test condotti hanno inoltre provato che questa procedura consente di calcolare la portata massica di benzina con un errore inferiore all'1% del valore desiderato.

Entrambi gli iniettori sono stati posizionati nel condotto di aspirazione (figura 3.5 e figura 3.10), senza modificare la forma e le dimensioni di quest'ultimo né del sistema di alimentazione originale a carburatore, al fine di non alterare l'originale configurazione del motore, quindi la capacità di misura del numero di ottano ad essa strettamente connessa. I sistemi di alimentazione a iniezione sono stati testati sperimentalmente per verificarne il corretto funzionamento. In particolare, il sistema a benzina ha dimostrato di avere una precisione del titolo della miscela uguale a quella del sistema originale a carburatore, e pari a ± 3 % del valore imposto, mentre il sistema di alimentazione a gas è caratterizzato da una maggiore precisione, pari a ± 1 % del valore imposto.

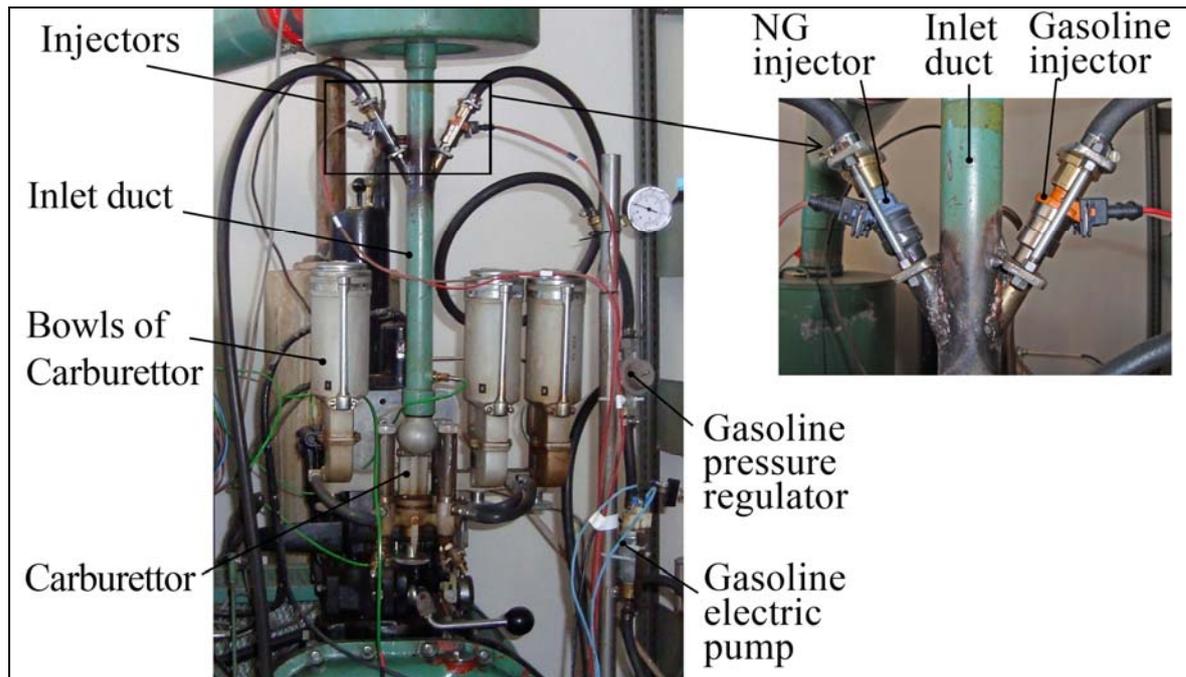


Figura 3.10 – Sistemi di alimentazione del motore CFR.

I due apparati di iniezione sono gestiti mediante un sistema a controllo elettronico, utilizzato anche per l'acquisizione ed il trattamento dei dati sperimentali. Il sistema è costituito da un personal computer, da una scheda di acquisizione dati National Instruments DAQCard 6062E e da un connettore National Instruments BNC 2120, figura 3.12. Per il suo funzionamento è stato sviluppato, presso il laboratorio di motori, uno specifico programma in ambiente LabVIEW.

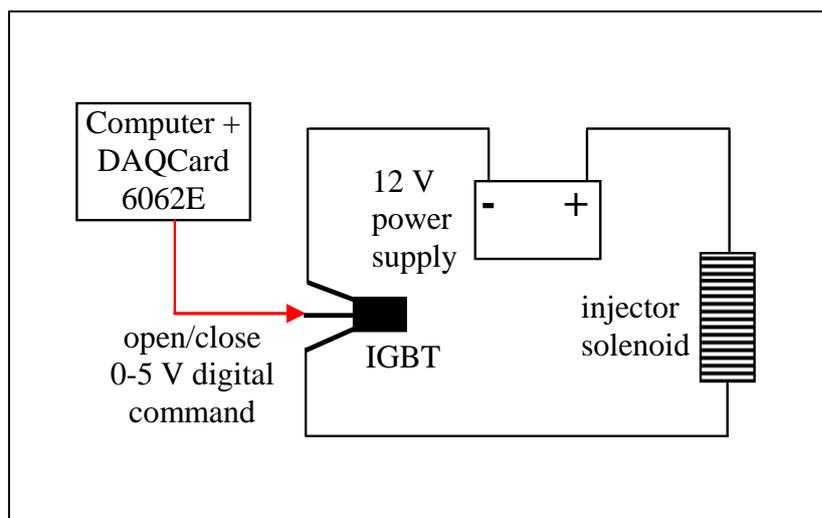


Figura 3.11 - Schema del circuito elettrico impiegato per l'eccitazione di ciascun iniettore.

Ciascun iniettore è collegato ad un circuito elettrico (figura 3.11), composto dal dispositivo di alimentazione a 12 V in corrente continua ed un transistor IGBT (Insulated Gate Bipolar

Transistor), che funge da "interruttore digitale", azionando l'iniettore sul base del livello di tensione (0 o 5 Volt) di un segnale di comando digitale generato dalla scheda National Instruments DAQCard 6062E in base ai dati elaborati dal software di controllo dell'apparato sperimentale.

La modulazione della durata temporale del livello alto (5V) del segnale digitale, corrispondente al tempo di iniezione mostrato in figura 3.9, consente il controllo preciso della quantità di combustibile iniettata ad ogni ciclo da ciascun iniettore.



Figura 3.12 - Strumentazione della National Instruments: a sinistra scheda di acquisizione DAQcard 6062E e a destra connettore BNC 2120.

L'impiego combinato dei due impianti di alimentazione ad iniezione permette di alimentare il motore con miscele di benzina e combustibile gassoso, consentendo inoltre di variare sia il contenuto di gas nella miscela sia il rapporto aria-combustibili, attraverso la seguente strategia di controllo: l'iniezione di combustibile gassoso è controllata in *closed-loop* utilizzando come *feedback* il segnale di uscita di un sensore UEGO (Universal Exhaust Gas Oxygen sensor), posto nel condotto di scarico (figura 3.7 e figura 3.13). Questo sensore fornisce in tempo reale una differenza di potenziale in funzione del contenuto di ossigeno nei gas di scarico; in base alla sua caratteristica di funzionamento è quindi possibile risalire al rapporto aria-combustibile (o miscela di combustibili nel caso di alimentazione *double fuel*). Contestualmente, il sistema di iniezione di benzina è comandato in *open-loop*, controllando il tempo di iniezione in modo da fornire la quantità di benzina necessaria per ottenere una predeterminata proporzione (in massa) tra i due combustibili. Durante i test eseguiti nelle varie campagne sperimentali, considerando le condizioni di funzionamento stazionarie del motore, la variazione della portata massica di combustibile gassoso dovuta al controllo in *closed-loop* è sempre molto piccola e non comporta variazioni significative (<0,1%) del rapporto benzina gas predeterminato. Infine è bene precisare che la misura della dosatura di funzionamento del motore dipende anche dal rapporto complessivo H/C della miscela di

combustibili che varia in funzione del contenuto di combustibile gassoso. Pertanto i valori misurati dal sensore UEGO sono corretti in tempo reale mediante opportuni coefficienti in funzione del rapporto globale H/C determinato sulla base delle portate massiche misurate o determinate come descritto precedentemente.



Figura 3.13 – Sonda UEGO (Universal Exhaust Gas Oxygen).

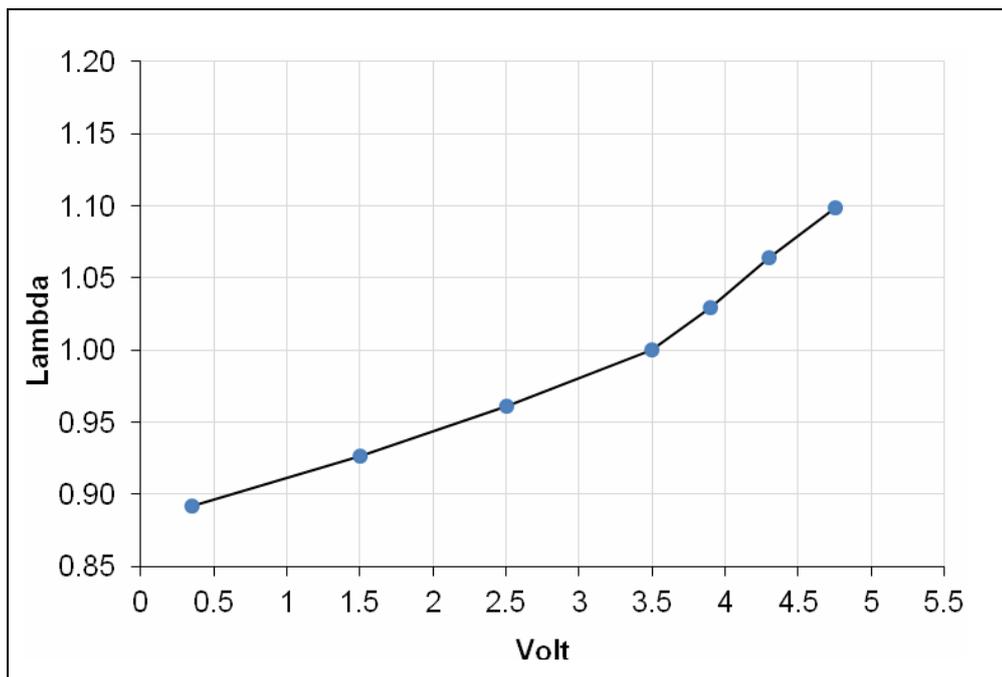


Figura 3.14 - Andamento caratteristico della tensione di uscita dalla sonda UEGO in funzione della dosatura della miscela.

L'apparato sperimentale, come già accennato, è stato corredato da una serie di sensori, di tipo moderno, utilizzati per misurare alcune grandezze fisiche che hanno notevole influenza nella valutazione del numero di ottano ed i cui valori sono utilizzati per apportare eventuali modifiche ai parametri di funzionamento del motore come prescritto dal metodo standard ASTM D2700.

Tra queste, le più importanti sono: la pressione ambiente è misurata mediante un sensore di pressione Druck PMP 1400 con intervallo di misura 0-1.2 bar e l'umidità dell'aria aspirata dal motore a causa della sua influenza sul fenomeno della detonazione. Come notato anche sperimentalmente al crescere della quantità di vapore acqueo presente nell'aria aspirata, l'intensità della detonazione diminuisce poiché l'acqua agisce come antidetonante. Per questo motivo, un sensore di umidità relativa (Measurement Specialties HTM2530LFL) ed un sensore di temperatura dell'aria (termocoppia tipo K) sono utilizzati per misurare la quantità di vapore acqueo nell'aria di aspirazione, controllando così il rispetto dei limiti imposti dal metodo standard ASTM: questi sono compresi tra 3,56 e 7.12 g d'acqua per kg di aria secca. Tutte principali grandezze fisiche (pressione condotto di aspirazione, umidità dell'aria, concentrazione di ossigeno nei gas di scarico, portate massicce etc.) sono acquisite mediante la scheda di acquisizione National Instruments DAQCard 6062E utilizzando come *trigger* e *scan clock* gli impulsi generati da encoder ottico incrementale (figura 3.7 e 3.15), che fornisce 360 impulsi ad ogni giro ed è direttamente collegato all'albero motore. Lo stesso segnale di *trigger* è impiegato per realizzare una opportuna fasatura delle iniezioni di gas e benzina all'interno del ciclo motore.

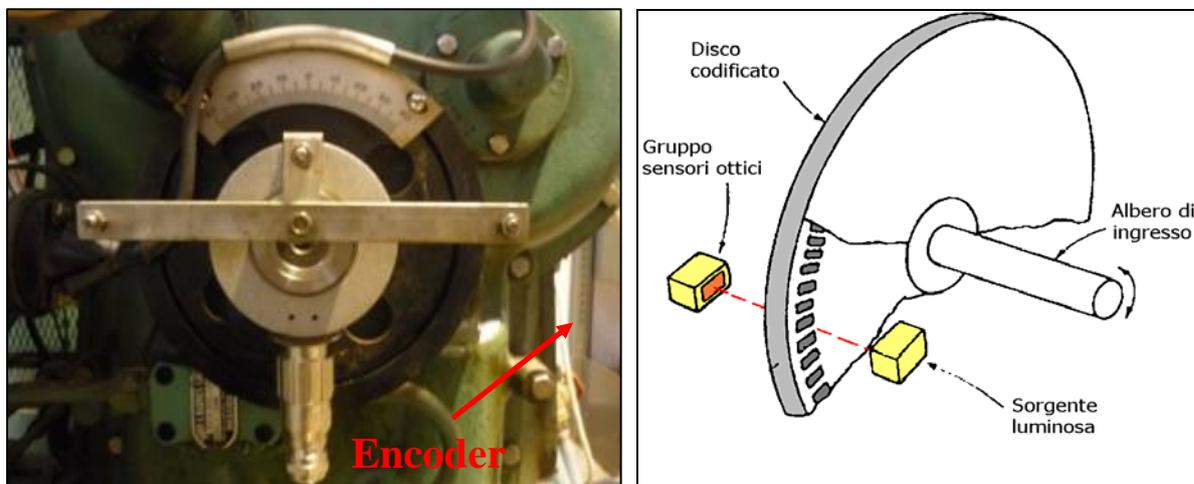


Figura 3.15 – A sinistra, encoder ottico incrementale posizionato all'estremità dell'albero motore; a destra schema del principio di funzionamento.

Durante le prove di valutazione del numero di ottano, l'intensità di detonazione è rilevata mediante il sistema di misura originale di cui è dotato il motore CFR. In questa sede non è necessario approfondire ulteriormente la descrizione ed il funzionamento di questo apparato che è costituito da un sensore di detonazione posto in camera di combustione (figura 3.6), un sistema di condizionamento del segnale prodotto dal sensore ed un indicatore analogico che mostra l'intensità di detonazione.

La descrizione dell'apparato sperimentale si conclude con quella relativa al sistema di acquisizione e trattamento dei dati sperimentali. A tale scopo, come già detto, è stato sviluppato uno specifico programma in ambiente LabVIEW che ha anche la funzione di gestire i due sistemi iniezione del motore. Il LabVIEW, acronimo di Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench, è un sistema informatico, oggi largamente impiegato sia nel settore della ricerca sia in quello industriale, che costituisce l'ambiente di sviluppo per il linguaggio di programmazione della National Instruments. Questo, chiamato *G-Language* (Graphic Language), è un particolare linguaggio di programmazione visuale "a blocchi" che permette di creare software di controllo, acquisizione ed elaborazione dati. Questi programmi sono detti VI (Virtual Instruments) e sono costituiti da due parti principali. La prima, detta "*block diagram*", comprende tutte le istruzioni di esecuzione delle varie funzioni, più o meno complesse, del programma secondo le modalità previste dal *G-Language*. La figura 3.16 mostra a titolo di esempio una parte del *block diagram* del VI sviluppato per il motore CFR, in cui è possibile notare alcuni "blocchi" e le varie connessioni tra questi.

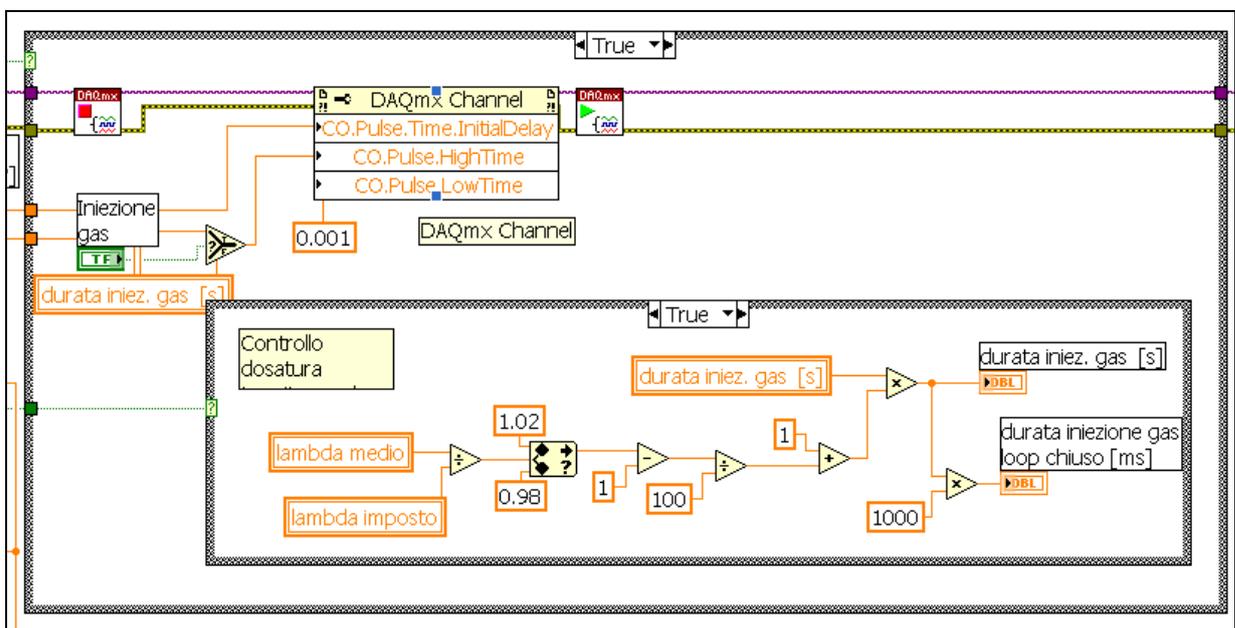


Figura 3.16 – Block diagram del VI di controllo del motore CFR.

La seconda parte di un VI consiste invece nella interfaccia grafica, detta "*front panel*", attraverso al quale è possibile gestire il normale funzionamento del programma. La figura 3.17 mostra in particolare il *front panel* del programma sviluppato per il motore CFR, che è composto da quattro parti principali: la prima in alto a sinistra comprende i comandi relativi

Capitolo 3 - La resistenza alla detonazione e l'apparato sperimentale per la misura del numero di ottano.

ai due impianti di iniezione ed al sistema di accensione; la seconda in alto a destra è costituita da un grafico che illustra in tempo reale il rapporto aria combustibile per ogni ciclo motore; nella parte inferiore a sinistra sono presenti alcuni indicatori che mostrano i valori dei più importanti parametri di funzionamento del motore (temperatura, pressione e umidità dell'aria, temperatura della miscela aria combustibile, rapporto di compressione del motore etc.); infine la parte in basso a destra è dedicata alla misura del numero di ottano: sono rappresentati i valori di intensità di detonazione del combustibile in esame e delle miscele di riferimento, ed alcune spie luminose avvertono l'operatore circa l'eventuale superamento di alcuni limiti previsti dalla procedura di misura standard ASTM D2700.



Figura 3.17 - Il front panel del programma sviluppato per il controllo del motore CFR.

Capitolo 4

La resistenza alla detonazione di miscele di benzina e GPL.

4.1 - Metodo e condizioni di prova.

Il presente capitolo descrive i metodi di prova ed i risultati ottenuti nella campagna sperimentale condotta per la determinazione della resistenza alla autoaccensione di miscele di benzina e GPL, attraverso la misura del numero di ottano.

La campagna sperimentale ha avuto l'obiettivo di valutare la resistenza alla autoaccensione di una miscela di benzina e GPL in funzione della sua composizione, ovvero in base alla percentuale in massa¹ di GPL. Per questo scopo varie miscele di benzina e GPL, con diverse proporzioni tra i due combustibili, sono state testate sperimentalmente secondo il metodo di prova ASTM D2700 [10], utilizzando l'apparato sperimentale descritto nel precedente capitolo. La norma di riferimento dell'ASTM prevede una procedura di prova abbastanza complessa in cui è necessario imporre determinate condizioni operative di funzionamento del motore CFR, di seguito sinteticamente riportate in tabella 1.

¹ Percentuale in massa (del gas): rapporto tra la massa di combustibile gassoso (GPL o gas naturale) e la massa totale di combustibili, pari alla somma della massa di benzina e di combustibile gassoso.

Tabella 4.1 – Condizioni operative di funzionamento del motore CFR durante una misura del numero di ottano secondo il metodo *Motor* previsto dalla norma ASTM D2700.

Velocità del motore	900 [giri/minuto]
Temperatura dell'aria nel condotto di aspirazione del motore	38 ± 2.8 [°C]
Temperatura della miscela di aria e combustibile	149 ± 1 [°C]
Temperatura del liquido di raffreddamento del motore	100 ± 1.5 [°C]
Temperatura dell'olio di lubrificazione	68 ± 8 [°C]
Condizioni di carico del motore	full load
Rapporto di compressione volumetrico del motore	Regolato durante le prove per ottenere l'intensità di detonazione standard
Rapporto aria combustibile della miscela	Regolato durante le prove per ottenere al massima intensità di detonazione
Anticipo di accensione (rispetto al punto morto superiore della corsa dello stantuffo)	10-29 [°], variabile in funzione del rapporto di compressione

Come già spiegato nel precedente capitolo, il risultato di una prova di misura del numero di ottano di un combustibile è strettamente dipendente dalle caratteristiche del motore CFR. Pertanto prima di avviare la campagna sperimentale, considerando le importanti modifiche apportate all'apparato sperimentale, è stato ritenuto necessario eseguire alcuni test preliminari al fine di verificare le capacità di misura del numero di ottano del motore CFR dotato dei due sistemi di iniezione a controllo elettronico, essenziali per ampliare le capacità di misura del CFR, originariamente previsto solo per combustibili liquidi, includendo sia le miscele di gas e benzina sia i combustibili gassosi.

A tale scopo, un campione di benzina commerciale è stato valutato utilizzando alternativamente, a parità di condizioni di funzionamento, sia il sistema a carburatore originale sia il sistema di iniezione: con entrambi i sistemi di alimentazione è stato ottenuto lo stesso valore di numero di ottano pari a 84.1 MON. Il test preliminare del sistema di iniezione di combustibile gassoso è stato effettuato utilizzando lo stesso GPL da impiegare per la campagna sperimentale, la cui composizione è riportata nella tabella 3. La verifica del sistema è stata ottenuta, con successo, confrontando il valore di numero di ottano del GPL ottenuto sperimentalmente con il motore CFR, pari a 92.7 MON, con quello determinato utilizzando la formula empirica riportata nella norma UNI EN 589:2009, pari a 92.6 MON. In particolare, questa norma, che specifica le proprietà del GPL da utilizzare in campo automobilistico, consente di valutare il MON del GPL in funzione della sua composizione,

cioè come media ponderata del MON di ciascun componente in funzione della relativa concentrazione volumetrica nella miscela di GPL (tabella 4.2).

Come riportato nello standard di riferimento ASTM D2700, la differenza di 0.1 MON è del tutto ammissibile in quanto inferiore alla deviazione standard della riproducibilità della misura del MON con il motore CFR, che varia da 0.4 a 0.5 MON nell'intervallo di misura compreso tra 90 e 100 MON.

Tabella 4.2 - Composizione e proprietà del GPL utilizzato nella campagna sperimentale.

Componenti principali (dati relativi alla fase gassosa)	% vol.	MON dei componenti della miscela
Propano - C ₃ H ₈	75	95.6
Propilene - C ₃ H ₆	25	83.1
N-butano - C ₄ H ₁₀	0.0	88.9
Iso-butano - C ₄ H ₁₀	0.0	97.1
Butilene - C ₄ H ₈	0.0	75.7
Resistenza alla detonazione		
Numero di ottano calcolato secondo al norma UNI EN 589:2009		92.6 MON
Numero di ottano misurato secondo la norma ASTM D2700		92.7 MON

Secondo la norma ASTM la resistenza alla detonazione di un combustibile è determinato confrontando la sua intensità di detonazione, in particolari condizioni di funzionamento del motore CFR, con quelle di particolari combustibili riferimento, il cui numero di ottano è noto per definizione in base alla loro composizione: il numero di ottano del combustibile testato è quindi determinato mediante un procedimento di interpolazione (vedi capitolo 3). I combustibili di riferimento, detti *Primary Reference Fuel* (PRF), sono costituiti da miscele di isoottano e n-eptano realizzate secondo proporzioni volumetriche prestabilite [10]. La norma assegna un valore di 100 MON all'isoottano e 0 MON all'n-eptano e stabilisce che il numero di ottano delle miscele PRF è pari alla percentuale in volume di isoottano.

Durante le prove condotte, le miscele PRF sono state preparate su base gravimetrica utilizzando una bilancia di precisione Orma EL-1000 (figura 4.1) ed avendo preventivamente determinato la densità dei campioni di isoottano e di n-eptano. Per la campagna sperimentale sono stati impiegati isoottano e n-eptano aventi purezza minima pari al 99.75% e, al fine di evitare alterazioni, per ciascuno dei PRF è stata impiegata una buretta di prelievo da 100 ml con precisione di 0.1 ml (figura 4.2).



Figura. 4.1 - Bilancia di precisione Orma EL-1000.

Nella pratica comune è inoltre ammesso l'uso di una particolare miscela di riferimento detta *Blend 80*, disponibile in commercio ed avente numero di ottano pari a 80 MON. Questa è utilizzata come base di partenza per realizzare PRF con numero di ottano superiore o inferiore, aggiungendo rispettivamente determinate quantità di isoottano o n-eptano.

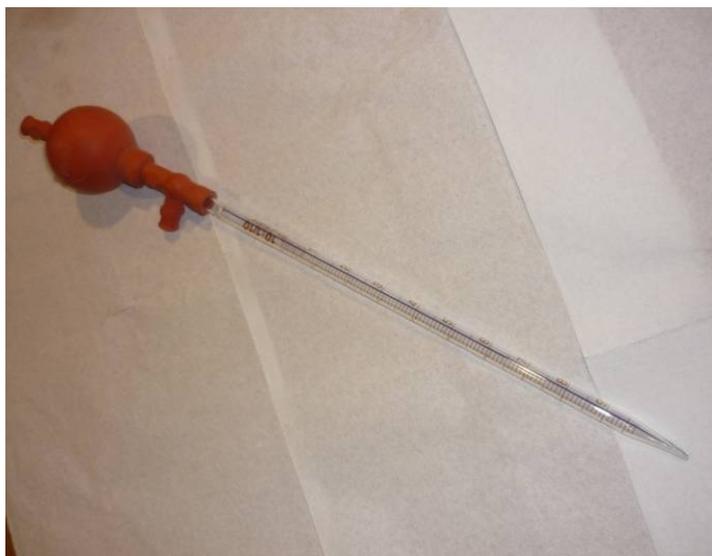


Figura 4.2 - Buretta da 100 ml con precisione 0.1 ml con pro pipetta per l'aspirazione e l'espulsione del liquido.

Il metodo di prova ASTM prevede l'uso delle PRF anche per la taratura del sistema di misura dell'intensità della detonazione di cui è dotato il motore CFR (vedi capitolo 3), che deve essere effettuata, prima di ogni test, in funzione dell'intervallo di misura del numero di ottano che è necessario adottare in ogni prova.

Inoltre è prevista un'altra tipologia di miscele di riferimento, dette TRF (*Toluene Reference Fuel*), costituite da toluene, isoottano e n-eptano secondo varie proporzioni, da impiegare

periodicamente in particolari test volti a determinare la corretta capacità dell'intero apparato sperimentale di misurare il numero di ottano secondo quanto rigorosamente prescritto dallo standard ASTM.

Tabella 4.2 - Densità media dei combustibili di riferimento misurata su un campione di 100 ml.

Combustibile	Densità [kg/l]
Iso-ottano	0,6934
Blend 80	0,6930
N-eptano	0,6769
Toluene	0,8639

Infine, è bene precisare che, a causa dell'elevato costo dei particolari combustibili da utilizzare nelle prove (tabella 4.2), nell'economia generale e nella pianificazione dell'intera campagna sperimentale, la scelta delle quantità di PRF da utilizzare in ogni prova è un parametro di notevole importanza. In particolare, la quantità di PRF per ciascun test deve essere sufficiente a garantire il funzionamento del motore (in termini di autonomia oraria) per raggiungere le particolari condizioni operative specifiche di ciascuna prova e mantenerle per tutto il tempo necessario affinché il fenomeno della detonazione assuma valori di intensità stabili e quindi utili per una corretta valutazione del numero di ottano. In base all'esperienza maturata durante la campagna sperimentale si suggerisce di preparare una quantità di miscela pari a 400 ml per ciascuna delle due PRF. La stessa quantità è sufficiente anche per il campione di combustibile liquido da testare.

Durante l'esecuzione delle prove, il sistema originale a carburatore è stato utilizzato per alimentare il motore con le PRF, poiché, grazie alla sua particolare configurazione con tre vaschette di alimentazione indipendenti, consente di cambiare rapidamente tipo di combustibile senza fermare il motore, quindi riducendo sensibilmente i transitori di adeguamento tra differenti condizioni di funzionamento del motore. Le miscele di benzina e GPL invece, come già accennato nel capitolo 3, sono state realizzate iniettando, ad ogni ciclo del motore, le opportune quantità di entrambi i combustibili nel condotto di aspirazione mediante l'uso dei sistemi di iniezione. In questo modo è stato possibile ottenere, grazie al sistema elettronico di gestione ed acquisizione dati, un controllo molto preciso sia del rapporto tra aria e miscela di combustibili sia della composizione di questa, attraverso il controllo della percentuale in massa del combustibile gassoso.

Il numero di ottano di ciascuna miscela di benzina e GPL è stato ottenuto come valore medio di tre misurazioni successive che hanno soddisfatto le condizioni di stabilità e ripetibilità prescritte nella procedura standard ASTM: tra queste, la più importante impone una differenza massima di 0.3 MON tra due misure consecutive.

Infine, è importante precisare che l'intera campagna sperimentale è stata condotta utilizzando un unico campione di benzina acquistata presso la normale rete di distribuzione ed un unico campione di 50 litri di GPL commerciale la cui composizione (della fase gassosa) è riportata in Tabella 4.2.

4.2 - Risultati sperimentali.

I risultati sperimentali ottenuti sulle miscele di benzina e GPL (tabella 4.5) confermano che l'aggiunta di GPL alla miscela di aria e benzina produce un significativo incremento della resistenza alla autoaccensione; tuttavia è stato anche rilevato che l'entità di tale effetto non è proporzionale alla quantità di GPL aggiunto, come è possibile notare dal grafico di figura 4.3 che illustra i risultati delle prove. Nel grafico sono mostrati i valori del numero di ottano delle miscele di benzina e GPL in funzione della relativa frazione in massa di combustibile gassoso (x_{LPG}), che varia da 0 %, cioè benzina pura, al 100 %, che si riferisce invece ad un campione di solo GPL. Occorre rilevare che, non essendo disponibili informazioni sulla densità dei vapori di benzina, non è stato possibile rappresentare i risultati ottenuti anche in funzione della composizione volumetrica della miscela. Come si può notare la relazione tra il numero di ottano e la frazione in massa di GPL all'interno della miscela non è lineare: in particolare, partendo da un campione di sola benzina, l'incremento della resistenza alla autoaccensione è più pronunciato in corrispondenza delle percentuali di GPL inferiori al 50%.

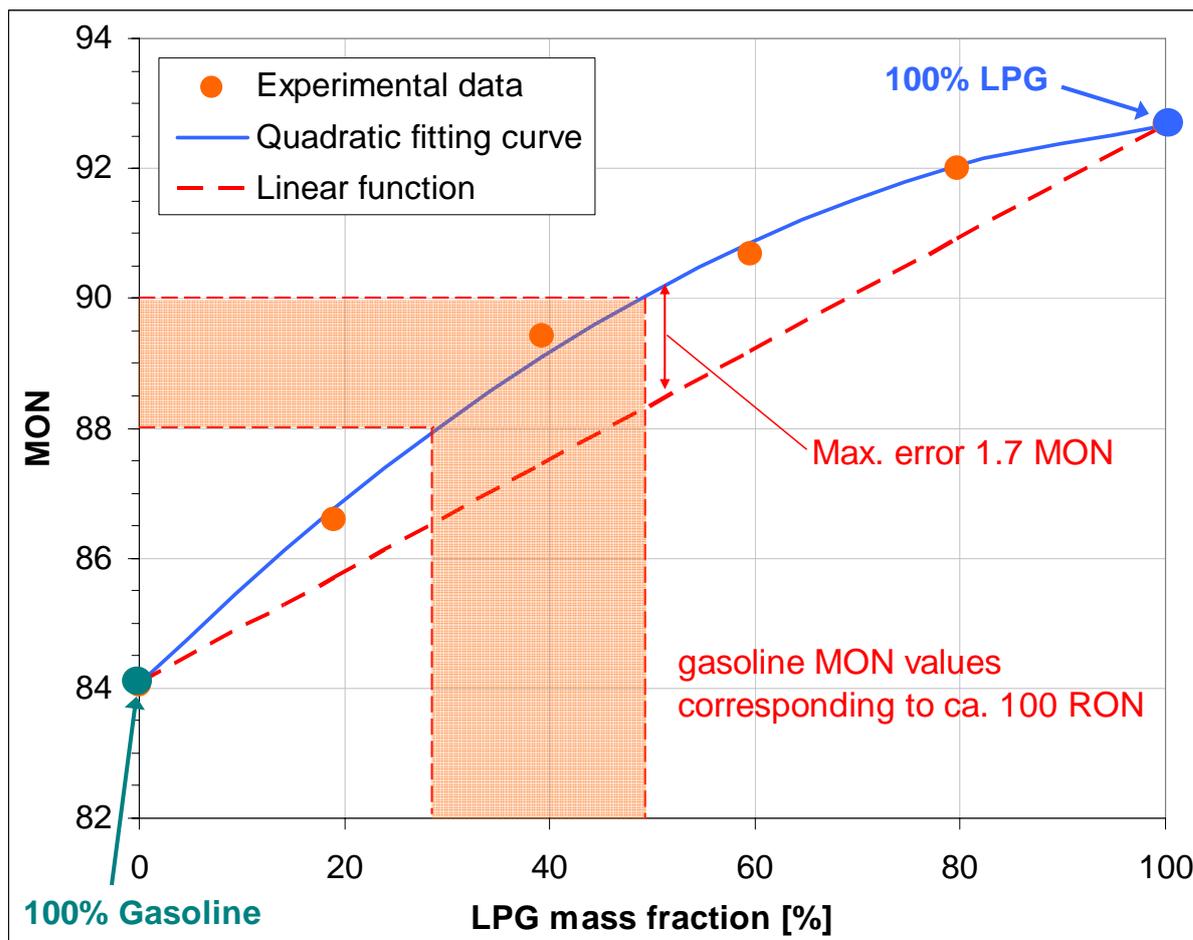


Figura 4.3 – Numero di ottano MON in funzione della percentuale in massa di GPL.

Prima di procedere con una discussione più dettagliata di questi risultati sperimentali, vale la pena ricordare che:

1. in una miscela omogenea di combustibili differenti sottoposti alla stessa pressione e temperatura, il primo ad incorrere nella autoaccensione è quello caratterizzato da una minore resistenza alla detonazione (quindi, minore numero di ottano);
2. in un test standard di misura del numero di ottano, a parità di temperatura e pressione iniziale della miscela aspirata dal motore, il rapporto di compressione è regolato al fine ottenere sempre determinata intensità di detonazione standard.

Pertanto, sulla base dei risultati mostrati in figura 4.3, si può dire che la miscela aria benzina beneficia fortemente dell'aggiunta di GPL, che, grazie alla superiore (rispetto alla benzina) resistenza alla detonazione, assorbe l'energia (in particolare il calore della combustione) rilasciata dalla autoaccensione di molecole di benzina attenuando (o, in certi casi, addirittura arrestando) globalmente il fenomeno della autoaccensione. In tali condizioni quindi, poiché

gli effetti della autoaccensione della benzina sono ridotti, l'intensità di detonazione tende a diminuire.

Tuttavia, come precisato al precedente punto 2, durante un test di misura standard del numero di ottano, il rapporto di compressione del motore è regolato, fino ad un valore cui corrisponde, nonostante la presenza di GPL, l'intensità di detonazione standard prevista dalla norma. Questo spiega perché l'aumento della quantità di GPL aggiunto alla benzina comporta un incremento del rapporto di compressione del motore, i cui valori sono riportati in figura 4.4 in funzione della concentrazione di GPL. In generale, più è elevato il rapporto di compressione (del motore CFR) necessario ad ottenere l'intensità di detonazione standard, maggiore sarà il numero di ottano del combustibile (o della miscela di combustibili) in esame.

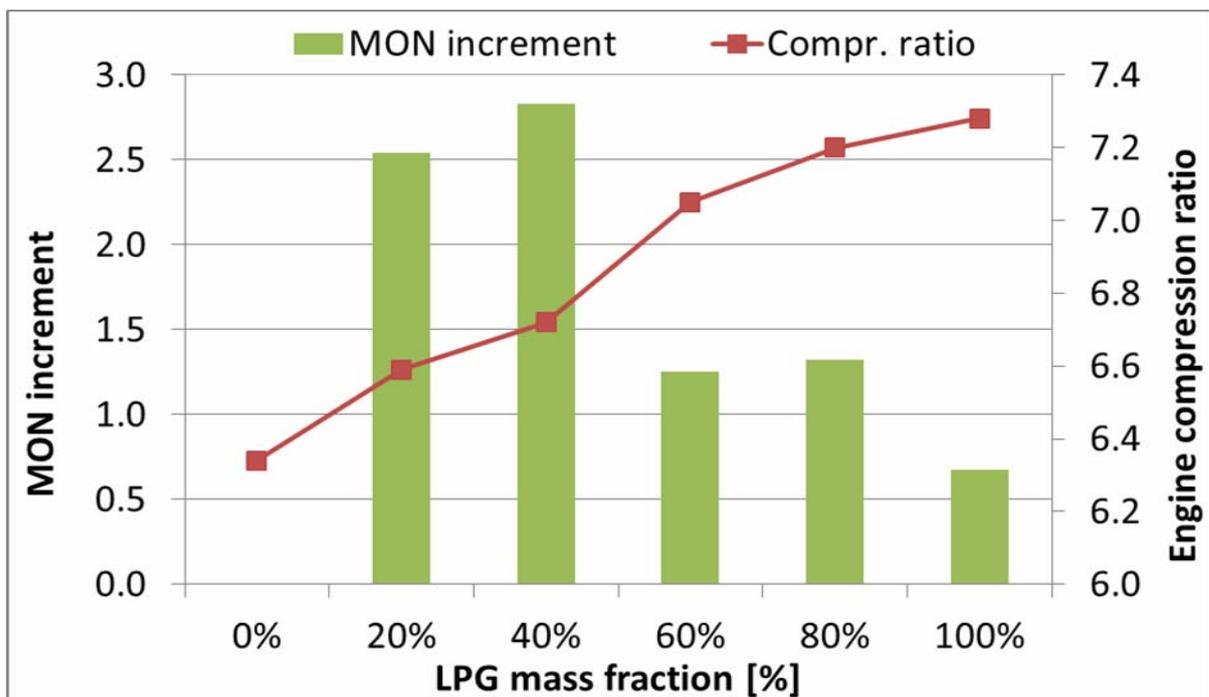


Figura 4.4 – Aumento del numero di ottano MON corrispondente a ciascun incremento del 20% della frazione in massa di GPL (grafico a barre) e rapporto di compressione del motore CFR nelle corrispondenti condizioni di funzionamento durante le prove (linea rossa).

L'incremento del rapporto di compressione del motore comporta un aumentano dei valori di pressione e temperatura all'interno della camera di combustione, ed in particolare nell'end-gas, così che anche il GPL raggiunge, più o meno velocemente, la condizione di autoaccensione. Pertanto, oltre certi valori del rapporto di compressione, le condizioni termodinamiche nell'end gas diventano così severe che ad un ulteriore incremento del

contenuto di GPL nella miscela corrisponde un aumento meno consistente della resistenza alla autoaccensione dell'intera miscela di gas e benzina.

Osservando i grafici di figura 4.3 e figura 4.4, si nota infatti che la miscela con percentuale di gas pari all'80 % ha un numero di ottano pari a 92 MON, mentre con il campione di solo GPL è stato misurato un valore di 92.7 MON. Considerando la miscela con 80% di gas, si ha che il GPL non ha una resistenza alla detonazione sufficiente per sopportare lo stato termodinamico raggiunto nell'*end-gas* a causa dell'energia rilasciata dalla autoaccensione della quantità di benzina presente nella miscela (20% in massa): di conseguenza in tali condizioni anche il GPL autoaccende determinando un fenomeno di detonazione globale nell'*end-gas*.

Dall'analisi dell'insieme dei dati sperimentali è possibile ricavare una funzione quadratica per esprimere il numero di ottano delle miscele di benzina e GPL in funzione della frazione in massa di GPL:

$$MON = 84.1 + \frac{15.56}{10^2} \cdot x_{LPG} - \frac{69.73}{10^5} \cdot x_{LPG}^2 \quad (1)$$

Questa correlazione, rappresentata nel grafico di figura 4.3 da una linea continua blu, può essere utile per realizzare particolari sub-modelli di previsione della detonazione, da utilizzare in modelli, più o meno complessi, di simulazioni termodinamiche del funzionamento di un motore ad accensione comandata alimentato, mediante la strategia *double fuel*, con miscele di benzina e GPL.

Sulla base della correlazione quadratica (1), è possibile stimare che, con una frazione in massa di GPL compresa tra 0% e 30 %, si ottiene un incremento significativo del numero di ottano della miscela che varia da 84.1 MON (100% benzina) a 88.1 MON. A tale riguardo è importante considerare che, partendo dalla normale benzina commerciale, gli stessi risultati possono essere ottenuti solo con particolari additivi o aumentando la quantità di componenti ossigenati, cosa che implica un inevitabile incremento del costo del combustibile.

Con una frazione in massa di gas compresa tra il 30 % ed il 50 % la miscela di benzina e GPL raggiunge un numero di ottano rispettivamente pari a 88 e 90 MON: tali valori corrispondono alla elevata resistenza alla autoaccensione della migliore benzina reperibile

presso la normale rete di distribuzione, commercialmente indicata attraverso il numero di ottano calcolato secondo il metodo *Research*, pari a 100 RON (capitolo 2).

Nel grafico di figura 4.3 è inoltre riportata una linea retta, tratteggiata in rosso, che congiunge il numero di ottano del campione di benzina pura (84.1 MON) ed il valore relativo al 100% di GPL: analizzando i dati è possibile ricavare due importanti considerazioni:

1. i valori del numero di ottano delle varie miscele di benzina e GPL previsti da questa funzione lineare semplice risultano sempre inferiori rispetto a quelli misurati sperimentalmente;
2. la massima differenza tra i valori misurati e quelli della funzione lineare è piuttosto contenuta e pari a circa 2 MON.

Di conseguenza, alla luce di tali valutazioni, il numero di ottano di una miscela di benzina e GPL, può essere ottenuto in prima approssimazione mediante l'interpolazione lineare sulla base dei valori di numero di ottano dei due combustibili puri ed in funzione della percentuale in massa di combustibile gassoso presente nella miscela. Inoltre è bene precisare che il valore ottenuto, oltre ad avere un errore contenuto, approssima per difetto il numero di ottano e quindi fornisce un risultato che pone la stima ottenuta dall'interpolazione lineare in condizioni di sicurezza rispetto all'insorgere della detonazione: infatti, nell'ipotesi (o in una simulazione) di impiego della miscela in un motore a combustione interna, la reale resistenza alla detonazione sarebbe (al più) superiore rispetto a quella stimata ed in base alla quale sarebbero probabilmente ottimizzati i parametri operativi di del motore (rapporto di compressione, anticipo di accensione etc...), determinando quindi un certo margine di sicurezza per il suo corretto funzionamento.

Inoltre l'impiego della interpolazione lineare permette di superare la complicazione computazionale della relazione quadratica (1), la cui precisione nella stima del numero di ottano di una miscela di benzina e GPL risulta dipendere dalla eventuale differenza di composizione tra il GPL considerato caso per caso e quello impiegato nella campagna sperimentale (tabella 4.2), da cui dipendono di fatto i coefficienti dell'equazione 1. Tuttavia è da precisare che il GPL utilizzato nelle prove può essere inteso come esempio rappresentativo della resistenza alla detonazione media riscontrabile tra le possibili composizioni di GPL commerciale. Alcune di queste, reperibili in letteratura, sono riportate a titolo di esempio nella tabella 4.3 e tabella 4.4, mentre il grafico di figura 4.5 rappresenta i

valori del numero di ottano di ciascuna di esse confrontandoli con quello relativo al GPL (ultima barra a destra, colore arancione) utilizzato nella campagna sperimentale.

Tabella 4.3 - Composizione di varie tipologie commerciali di GPL (in Italia ed all'estero).

<i>Composizione (frazioni molari)</i>						
	Euro A	Euro B	Blend A2	Blend B	Blend C	Blend CC
Etilene	0,0000	0,0000	0,0000	0,0006	0,0017	0,0010
Etano	0,0000	0,0000	0,0056	0,0063	0,0114	0,0096
Propilene	0,0675	0,0900	0,0000	0,1086	0,2122	0,1535
Propano	0,3000	0,8500	0,5571	0,4312	0,4753	0,5357
Buteni	0,0225	0,0300	0,0000	0,0000	0,0000	0,1433
N-Butano	0,3600	0,0150	0,2634	0,2702	0,1760	0,0547
Iso-Butano	0,2500	0,0150	0,1732	0,1824	0,1229	0,1006
N-Pentano	0,0000	0,0000	0,0007	0,0007	0,0005	0,0016

Tabella 4.4 - Composizione di varie tipologie commerciali di GPL (in Italia ed all'estero).

<i>Composizione (frazioni molari)</i>							
	Blend D	Blend E	Blend F	Blend G	Blend H	Blend I	Blend J
Etilene	0,0018	0,0000	0,0004	0,0008	0,0009	0,0030	0,0000
Etano	0,0147	0,0112	0,0072	0,0086	0,0077	0,1133	0,0045
Propilene	0,2050	0,0000	0,2955	0,1078	0,1466	0,1422	0,0000
Propano	0,7679	0,9794	0,6891	0,6035	0,3928	0,1393	0,3876
Buteni	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0512	0,0580	0,0000
N-Butano	0,0029	0,0014	0,0011	0,1644	0,2243	0,3089	0,3574
Iso-Butano	0,0066	0,0080	0,0066	0,1145	0,1758	0,2348	0,2492
N-Pentano	0,0001	0,0000	0,0001	0,0004	0,0007	0,0005	0,0013

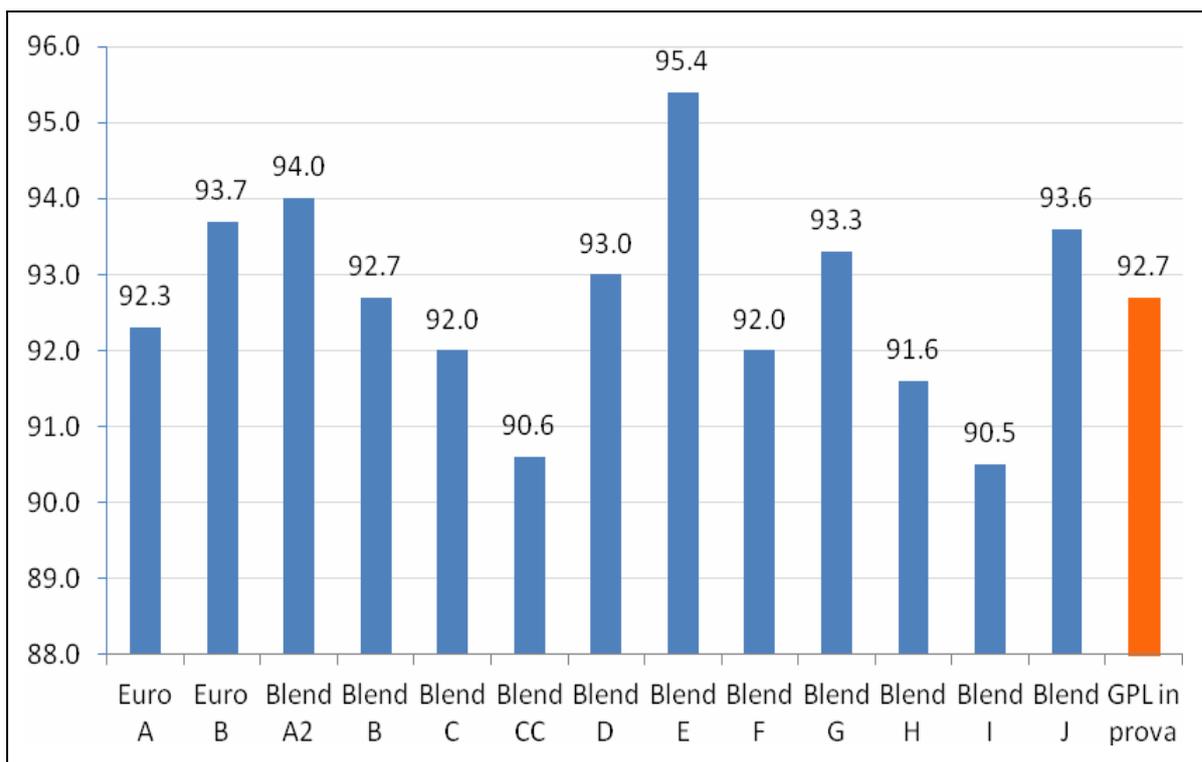


Figura 4.5 – Numero di ottano delle tipologie di GPL illustrate in dettaglio nella tabella 4.3 (in blu) confrontate con quello del gas oggetto della campagna sperimentale (in arancione a destra), avente composizione riportata in tabella 4.2.

In fine, è utile precisare che, in base alle precedenti considerazioni sulle caratteristiche medie del GPL commerciale, nel caso di impiego di un GPL con composizione differente da quella riportata in tabella 4.2, la procedura di interpolazione lineare rimane ancora valida e permette una stima semplice e conservativa del numero di ottano di miscele di benzina e GPL.

4.3 - Conclusioni

La resistenza alla detonazione è una delle caratteristiche più importanti che deve possedere un combustibile (o una miscela di combustibili) da impiegare in un motore alternativo ad accensione comandata, poiché, come già spiegato in dettaglio nel capitolo 2, tale proprietà ha notevole influenza sulla efficienza e sulle emissioni inquinanti del motore. Di conseguenza, la determinazione della resistenza alla detonazione di miscele di benzina e GPL, risulta essere necessaria per lo sviluppo della strategia di alimentazione *double fuel*, come ad esempio l'applicazione della stessa in un motore sovralimentato.

Alla luce della carenza di informazioni riscontrata in letteratura in merito alla combustione simultanea di benzina e GPL, è stato necessario procedere con la realizzazione di una

specifica campagna sperimentale. Questa ha avuto come obiettivo quello di quantificare, attraverso la misura del numero di ottano, l'incremento di resistenza alla detonazione che è possibile ottenere aggiungendo GPL ad una miscela di aria e benzina, in cui globalmente si vi è un rapporto stechiometrico tra l'aria (comburente) e i due combustibili. Le prove sono state condotte su un motore CFR, che è stato dotato di un particolare sistema di iniezione a controllo elettronico, in grado di alimentare il motore con miscele di benzina e GPL ed eseguire le prove di misura del numero di ottano secondo lo standard ASTM D2700. Durante la campagna sperimentale sono state testate varie miscele di benzina e GPL al variare della percentuale in massa di GPL. I risultati ottenuti hanno dimostrato che:

- l'aggiunta di GPL alla benzina aumenta significativamente la resistenza alla detonazione dell'intera miscela ma tale effetto non è direttamente proporzionale alla percentuale in massa di GPL nella miscela. In particolare, partendo da un campione di benzina pura, l'incremento di resistenza alla detonazione tende a ridursi all'aumentare della percentuale di gas. Questo comportamento è stato spiegato nel precedente paragrafo tenendo conto sia della resistenza alla detonazione della benzina e del GPL, sia della particolare procedura (prescritta dallo standard ASTM) seguita per la valutazione numero di ottano della miscela.
- I risultati sperimentali possono essere rappresentati con una relazione quadratica che esprime il numero di ottano della miscela di benzina e GPL in funzione della frazione in massa del combustibile gassoso.
- Questa equazione può essere utile per realizzare modelli di previsione della detonazione, specifici per miscele di benzina e GPL, che normalmente sono impiegati nelle simulazioni termodinamiche per l'ottimizzazione della fase di combustione dei motori ad accensione comandata.
- Il numero di ottano della miscela di benzina e GPL può essere determinato anche, in modo semplice dal punto di vista computazionale, per mezzo di una interpolazione lineare, basata sul numero di ottano dei due combustibili puri e sulla frazione in massa di combustibile gassoso. Tale metodo è, come mostrato dal confronto con i risultati sperimentali, consente una stima sempre conservativa della resistenza alla detonazione della miscela poiché i valori del numero di ottano così determinati sono sempre inferiori rispetto a quelli misurati, con un errore massimo piuttosto ridotto e pari a circa 2 MON.

- Il metodo lineare inoltre, sebbene sia meno preciso, è sempre conservativo e può essere applicato in sicurezza per varie composizioni di GPL. Nonostante infatti il GPL usato nella campagna sperimentale abbia un valore di resistenza alla detonazione simile al valore medio riscontrabile in un vasto campione di vari GPL disponibili in commercio, il metodo lineare ha una validità qualitativa superiore a quella di una specifica legge quadratica, la cui precisione diminuisce all'aumentare della differenza di composizione tra un generico GPL e quello utilizzato nelle prove per determinare i coefficienti della relazione quadratica.

Infine, sulla base dei risultati ottenuti si prevede di condurre le seguenti attività:

- una campagna sperimentale per misurare il numero di ottano delle miscele di benzina e GPL in base al metodo *Research*, che non poteva essere determinato durante le prove già eseguite a causa di alcune modifiche all'apparato sperimentale che non possono essere realizzate in tempo reale durante un'unica campagna sperimentale.
- Lo sviluppo, sulla base delle conoscenze acquisite, di un modello matematico di previsione della detonazione specifico per la combustione simultanea di benzina e GPL.
- L'applicazione della strategia di alimentazione *double fuel*, con miscele di benzina e GPL, su un motore ad accensione comandata dotato di impianto di sovralimentazione.

Tabella 4.5 - Tabella riassuntiva delle principali condizioni di funzionamento del motore e dei risultati ottenuti durante le prove con miscele di benzina e GPL.

Tipo prova	Combustibile	N. sessione	Intensità di detonaz.	N.O. comb.	Portata gas [kg/h]	Portata benz. [kg/h]	Anticipo accens. [°]	λ medio	Rapp. di compr.	% in massa di gas	N.O. finale
Taratura	Rif. 84 MON	Unica	50	84	0	0.000	21.0	-	6.20		
100 % benzina	Benzina	Prima	50	-	0	0.746	20.6	1.03	6.34	0.0	84.1
	Rif. A	Prima	27	85.3	0	0.000	20.6	0.90	6.34		
	Rif. B	Prima	62	83.3	0	0.000	20.6	0.92	6.34		
	Benzina	Seconda	48	-	0	0.746	20.6	1.01	6.34		
	Rif. B	Seconda	63	83.3	0	0.000	20.6	0.89	6.34		
	Rif. A	Seconda	27	85.3	0	0.000	20.6	0.94	6.34		
DF 20 % GPL	DF 20 % GPL	Prima	50	-	0.148	0.630	19.9	1.02	6.59	19.0	86.6
	Rif. A	Prima	18	88.6	0	0.000	19.9	0.93	6.59		
	Rif. B	Prima	54	86.6	0	0.000	19.9	0.94	6.59		
	DF 20 % GPL	Seconda	44	-	0.148	0.630	19.9	1.03	6.59		
	Rif. B	Seconda	40	86.6	0	0.000	19.9	0.95	6.59		
	Rif. A	Seconda	10	88.6	0	0.000	19.9	0.90	6.59		
Taratura	Rif. 90 MON	Unica	50	90	0	0.000	19.4	-	6.76		
DF 40 % GPL	DF 40 % GPL	Prima	52	-	0.311	0.483	19.5	0.98	6.72	39.2	89.4
	Rif. A	Prima	44	89.9	0	0.000	19.5	0.95	6.72		
	Rif. B	Prima	78	87.9	0	0.000	19.5	0.91	6.72		
	DF 40 % GPL	Seconda	52	-	0.311	0.483	19.5	0.98	6.72		
	Rif. B	Seconda	78	87.9	0	0.000	19.5	0.90	6.72		
	Rif. A	Seconda	44	89.9	0	0.000	19.5	0.98	6.72		
Taratura	Rif. 92 MON	Unica	50	92	0	0.000	16.6	0.98	6.98		
DF 60 % GPL	DF 60 % GPL	Prima	52	-	0.434	0.296	18.7	0.97	7.05	59.5	90.7
	Rif. A	Prima	30	92.1	0	0.000	18.7	0.95	7.05		
	Rif. B	Prima	62	90.1	0	0.000	18.7	0.91	7.05		
	DF 60 % GPL	Seconda	50	-	0.434	0.296	18.7	0.97	7.05		
	Rif. B	Seconda	58	90.1	0	0.000	18.7	0.94	7.05		
	Rif. A	Seconda	28	92.1	0	0.000	18.7	0.96	7.05		
DF 80 % GPL	DF 80 % GPL	Prima	52	-	0.585	0.149	18.3	0.96	7.20	79.7	92.0
	Rif. A	Prima	26	94	0	0.000	18.3	1.00	7.20		
	Rif. B	Prima	53	92	0	0.000	18.3	1.00	7.20		
	DF 80 % GPL	Seconda	52	-	0.585	0.149	18.3	0.96	7.20		
	Rif. B	Seconda	52	92	0	0.000	18.3	1.00	7.20		
	Rif. A	Seconda	26	94	0	0.000	18.3	1.00	7.20		
Taratura	Rif. 94 MON	Unica	50	94	0	0.000	18.3	-	7.22		
DF 100 % GPL	DF 100 % GPL	Prima	53	-	0.718	0.000	18.2	0.95	7.28	100.0	92.7
	Rif. A	Prima	30	94	0	0.000	18.2	0.96	7.28		
	Rif. B	Prima	65	92	0	0.000	18.2	0.97	7.28		
	DF 100 % GPL	Seconda	52	-	0.718	0.000	18.2	0.94	7.28		
	Rif. B	Seconda	63	92	0	0.000	18.2	0.98	7.28		
	Rif. A	Seconda	30	94	0	0.000	18.2	0.97	7.28		

Capitolo 5

La resistenza alla detonazione di miscele di benzina e gas naturale.

5.1 - Metodo e condizioni di prova.

Facendo seguito a quanto già illustrato nel precedente capitolo (4), il presente capitolo descrive i metodi di prova ed i risultati ottenuti nella campagna sperimentale condotta per la determinazione della resistenza alla autoaccensione di miscele di benzina e gas naturale.

La campagna sperimentale ha avuto l'obiettivo di misurare il numero di ottano di una miscela di benzina e gas naturale in funzione della sua composizione, ovvero in base alla percentuale in massa¹ di gas naturale, secondo lo standard ASTM D2700 ed utilizzando l'apparato sperimentale descritto nel capitolo 3.

Le condizioni operative di funzionamento del motore CFR durante le prove sono le stesse di quelle impiegate per le miscele di benzina e GPL, descritte sinteticamente nella tabella 4.1 del capitolo 4.

La procedura di prova è simile a quella adottata nella precedente campagna sperimentale, descritta nel capitolo 4, pertanto nel presente capitolo sono descritte soltanto le particolari variazioni nel metodo di misura che è necessario adottare per i combustibili caratterizzati da elevata resistenza alla detonazione, come ad esempio il gas naturale, che ha un numero di ottano generalmente superiore a 110 MON.

Come già spiegato nel precedente capitolo, il risultato di una prova di misura del numero di ottano di un combustibile è strettamente dipendente dalle caratteristiche del motore CFR.

¹ Percentuale in massa (del gas): rapporto tra la massa di combustibile gassoso (GPL o gas naturale) e la massa totale di combustibili, pari alla somma della massa di benzina e di combustibile gassoso.

Pertanto prima di avviare la campagna sperimentale, considerando le prove preliminari già eseguite nella precedente campagna sperimentale, è stato necessario condurre soltanto un test comparativo di misura del numero di ottano del gas naturale, per verificare la corretta capacità di misura del CFR, modificato con l'aggiunta del sistema di iniezione per combustibile gassoso, nel caso particolare di combustibile ad elevata resistenza alla detonazione.

Il test è stato effettuato utilizzando lo stesso gas naturale impiegato per la campagna sperimentale, la cui composizione è riportata nella tabella 5.1. La verifica del sistema è stata ottenuta, con successo, confrontando il valore di numero di ottano del gas naturale ottenuto sperimentalmente con il motore CFR, pari a 122.1 MON, con quello in base a quanto prescritto dalla norma UNI EN ISO 15403-1:2008, pari a 122.6 MON. Questa norma, che specifica le proprietà del gas naturale da utilizzare in campo automobilistico, consente di determinare la resistenza alla detonazione del gas sulla base della sua composizione, utilizzando la formula empirica proposta da Kubesh et. al., di seguito riportata:

$$MON = -406.14 + 508.04 \cdot \frac{H}{C} - 173.55 \cdot \left(\frac{H}{C}\right)^2 + 20.17 \cdot \left(\frac{H}{C}\right)^3 \quad (5.1)$$

L'equazione 5.1, ottenuta empiricamente analizzando varie composizioni di gas naturale, fornisce il numero di ottano in funzione del rapporto H/C (reattivo), definito come il rapporto tra il numero di atomi di idrogeno ed il numero di atomi di carbonio relativi alle sole molecole dei componenti della miscela costituenti il gas naturale che partecipano al processo di combustione. In base quindi a tale definizione sono esclusi dal calcolo del rapporto H/C gli atomi di carbonio della CO₂.

Tabella 5.1 - Composizione del gas naturale utilizzato nella campagna sperimentale. Valori forniti dalla AMG Energia s.p.a. che gestisce la rete di distribuzione a Palermo.

Componenti	% in volume
Metano - CH ₄	85.79
Etano - C ₂ H ₆	7.86
Propano - C ₃ H ₈	1.61
N-butano - C ₄ H ₁₀	0.19
Isobutano - C ₄ H ₁₀	0.28
Butilene - C ₄ H ₈	0.05
Isopentano - C ₅ H ₁₂	0.06
N-pentano - C ₅ H ₁₂	0.06
Anidride carbonica - CO ₂	1.04
Azoto - N ₂	2.96
Elio - He	0.09
Proprietà della miscela	
Numero di ottano misurato sperimentalmente con il motore CFR	122.1
Numero di ottano calcolato	122.6
Rapporto H/C relative alle molecole che partecipano alla combustione	3.76
Potere calorifico inferiore [MJ/kg]	46.0
Rapporto aria combustibile stechiometrico	16.9

Come già accennato nel capitolo 2, il gas naturale è una miscela di vari combustibili la cui composizione dipende dal giacimento di estrazione. Come si vede dalla tabella 5.1, i principali componenti sono il metano, presente di solito con percentuale in volume superiore all'80 %, l'etano il propano, altri idrocarburi più pesanti e gas inerti quali anidride carbonica e azoto. I vari componenti hanno valori di resistenza alla detonazione differenti e pertanto il numero di ottano dell'intera miscela dipende dalla sua composizione. In particolare il metano ha una resistenza alla detonazione estremamente elevata, pari a 140 MON, e risulta notevolmente superiore rispetto quella degli altri idrocarburi. Pertanto si ha che la presenza di questi all'interno della miscela a scapito del metano tende a diminuire il numero di ottano del gas naturale. Vari studi hanno inoltre dimostrato che sia l'anidride carbonica sia l'azoto (ma con minore effetto rispetto al primo come osservato da Brecq et al. [5]), nonostante siano gas inerti, producono un leggero incremento della resistenza alla detonazione, poiché, agendo come diluenti e per via del loro calore specifico elevato (rispetto agli altri idrocarburi), assorbono parte del calore di combustione limitando (leggermente) la temperatura del gas all'interno del cilindro.

La composizione del gas naturale, riportata in tabella 5.1, è fornita dalla AMG Energia s.p.a. che gestisce la rete di distribuzione a Palermo. I dati sono stati ottenuti (dal fornitore) mediante analisi gas cromatografia su campioni di gas naturale prelevati a Mazara del Vallo, presso il punto di arrivo in Sicilia del gasdotto proveniente dalla Tunisia, come descritto nel capitolo 2. Le altre proprietà della miscela sono invece calcolate sulla base della composizione. In particolare, il rapporto H/C del gas naturale utilizzato nelle prove è stato determinato sulla base della frazione molare di ciascun componente, mentre, per quanto riguarda la benzina, è stato assunto dalla letteratura un valore di riferimento pari a 1.85. Di conseguenza, il rapporto totale H/C di ogni miscela di benzina e gas naturale è stato determinato sulla base delle portate dei due tipi di combustibile.

La differenza di 0.5 MON, riscontrata tra il valore misurato sperimentalmente e quello calcolato con la formula empirica, è del tutto ammissibile in quanto inferiore alla deviazione standard della riproducibilità della misura del numero di ottano con il motore CFR, che varia da 0.4 a 0.7 MON nell'intervallo compreso tra 100 e 120 MON.

Secondo quanto previsto dalla norma ASTM D2700, la resistenza alla detonazione di un combustibile è determinato confrontando la sua intensità di detonazione, in particolari condizioni di funzionamento del motore CFR, con quelle di particolari combustibili riferimento, il cui numero di ottano è noto per definizione in base alla loro composizione: il numero di ottano del combustibile testato è quindi determinato mediante un procedimento di interpolazione (vedi capitolo 3).

Come nella precedente campagna sperimentale, le miscele di benzina e gas naturale sono state testate impiegando i due sistemi di alimentazione ad iniezione a controllo elettronico. Per i combustibili di riferimento (PRF) è stato utilizzato il sistema di alimentazione originale a carburatore, che risulta essere più comodo per cambiare rapidamente tipologia di miscela PRF durante l'esecuzione delle prove.

Per misurare la resistenza alla detonazione di combustibili il cui numero di ottano è superiore 100 MON la procedura standard ASTM prevede l'impiego di particolari PRF realizzate a partire da un campione di isoottano cui viene aggiunta una determinata quantità di piombo tetraetile (TEL). Il grafico di figura 5.1 mostra la relazione non lineare tra il numero di ottano e la quantità di piombo tetraetile aggiunta a 400 ml di isoottano.

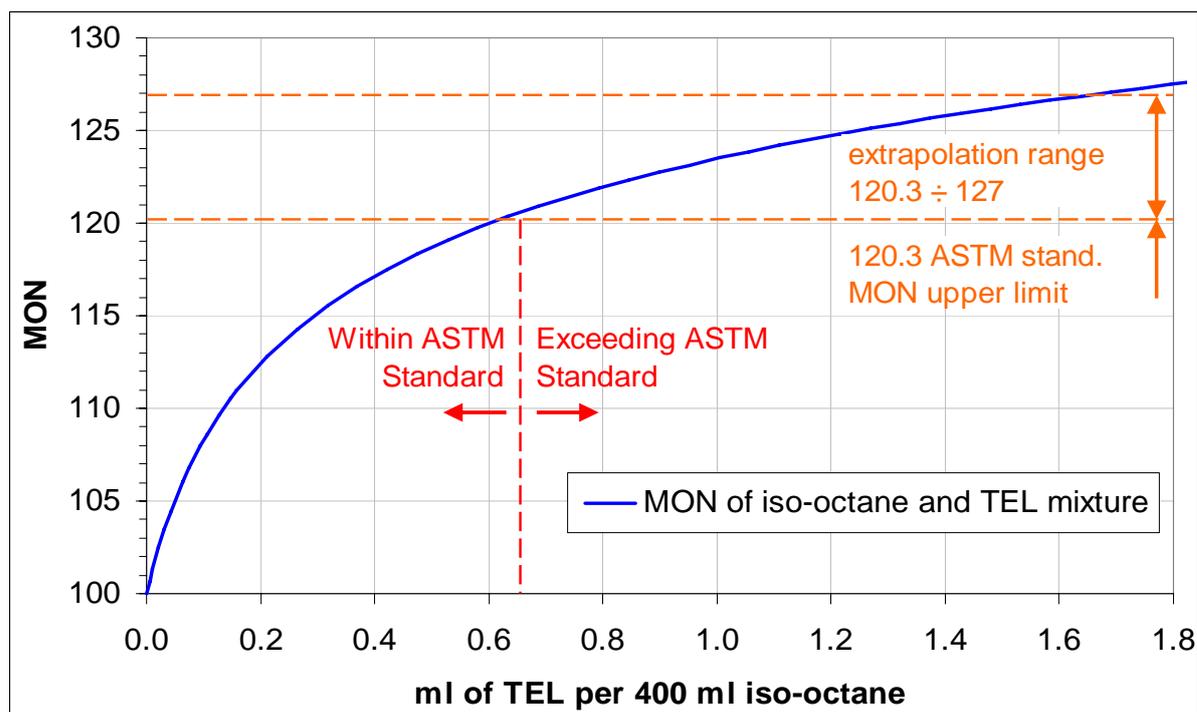


Figura 5.1 - Relazione non lineare tra il numero di ottano e la quantità di piombo tetraetile aggiunta a 400 ml di isoottano. Nella parte a destra del diagramma sono mostrati i valori utilizzati con il “metodo di estrapolazione” proposto da Kubesh et al..

Durante la campagna sperimentale, per dosare con cura le piccole quantità di piombo tetraetile, è stata utilizzata una siringa di precisione in vetro (figura 5.2) con intervallo di misura compreso tra 0 e 0.05 ml.



Figura 5.2 - Siringa di precisione con intervallo di misura compreso tra 0-0.05ml usata per il piombo tetraetile.

La procedura standard ASTM stabilisce tuttavia un limite massimo alla concentrazione di piombo tetraetile, pari a 0.634 ml di TEL in 400 ml isoottano, cui corrisponde di conseguenza un limite di misura previsto dalla norma pari a 120.3 MON. Tuttavia, utilizzando il “metodo di estrapolazione” proposto da Kubesh et al. nell’ambito del loro vasto studio sul gas naturale e largamente impiegato da altri ricercatori, è possibile estendere il limite di misura del motore CFR fino ad un valore massimo di 127 MON, mantenendo una accettabile precisione di

misura. In pratica, tale metodo consente di valutare la resistenza alla detonazione di un gas naturale avente al massimo il 90 % in volume di metano (equazione 5.1).

Come già esposto nel precedente capitolo in merito all'altra campagna sperimentale, il numero di ottano di ciascuna miscela di benzina e gas naturale è stato ottenuto come valore medio di tre misurazioni successive che hanno soddisfatto le necessarie condizioni di stabilità e ripetibilità prescritte nella procedura standard ASTM. Per realizzare tali condizioni, in cui l'intensità di detonazione deve assumere valori stabili nel tempo, è necessario alimentare il motore CFR per almeno 15 minuti in condizioni stazionarie, impiegando consistenti quantità dei vari combustibili (inclusi quelli di riferimento). Pertanto gli elevati costi connessi a questa particolare metodologia di prova possono essere contenuti solo attraverso una opportuna e scrupolosa pianificazione delle prove sperimentali.

5.2 - Risultati sperimentali.

I risultati sperimentali ottenuti sulle miscele di benzina e gas naturale (tabella 5.3) confermano, analogamente a quanto avvenuto per le miscele di benzina e GPL, che l'aggiunta di gas naturale alla miscela di aria e benzina produce un significativo incremento della resistenza alla autoaccensione; anche con il gas naturale è stato anche rilevato che l'incremento di resistenza alla autoaccensione non è direttamente proporzionale alla quantità di combustibile gassoso aggiunto, come è possibile notare dal grafico di figura 5.3 che illustra i risultati delle prove. In particolare, al contrario di quanto osservato con miscele di benzina e GPL, partendo da un campione di sola benzina, l'incremento della resistenza alla autoaccensione è più pronunciato in corrispondenza delle percentuali più elevate di gas naturale, maggiori del 50%.

Nel grafico di figura 5.3 sono mostrati i valori del numero di ottano delle miscele di benzina e gas naturale in funzione della relativa frazione in massa di combustibile gassoso (x_{NG}), che varia da 0 %, cioè benzina pura, al 100 %, che si riferisce invece ad un campione di solo gas. Occorre rilevare che, analogamente a quanto già detto nel capitolo 4, non essendo disponibili informazioni sulla densità dei vapori di benzina, non è stato possibile rappresentare i risultati ottenuti anche in funzione della composizione volumetrica della miscela.

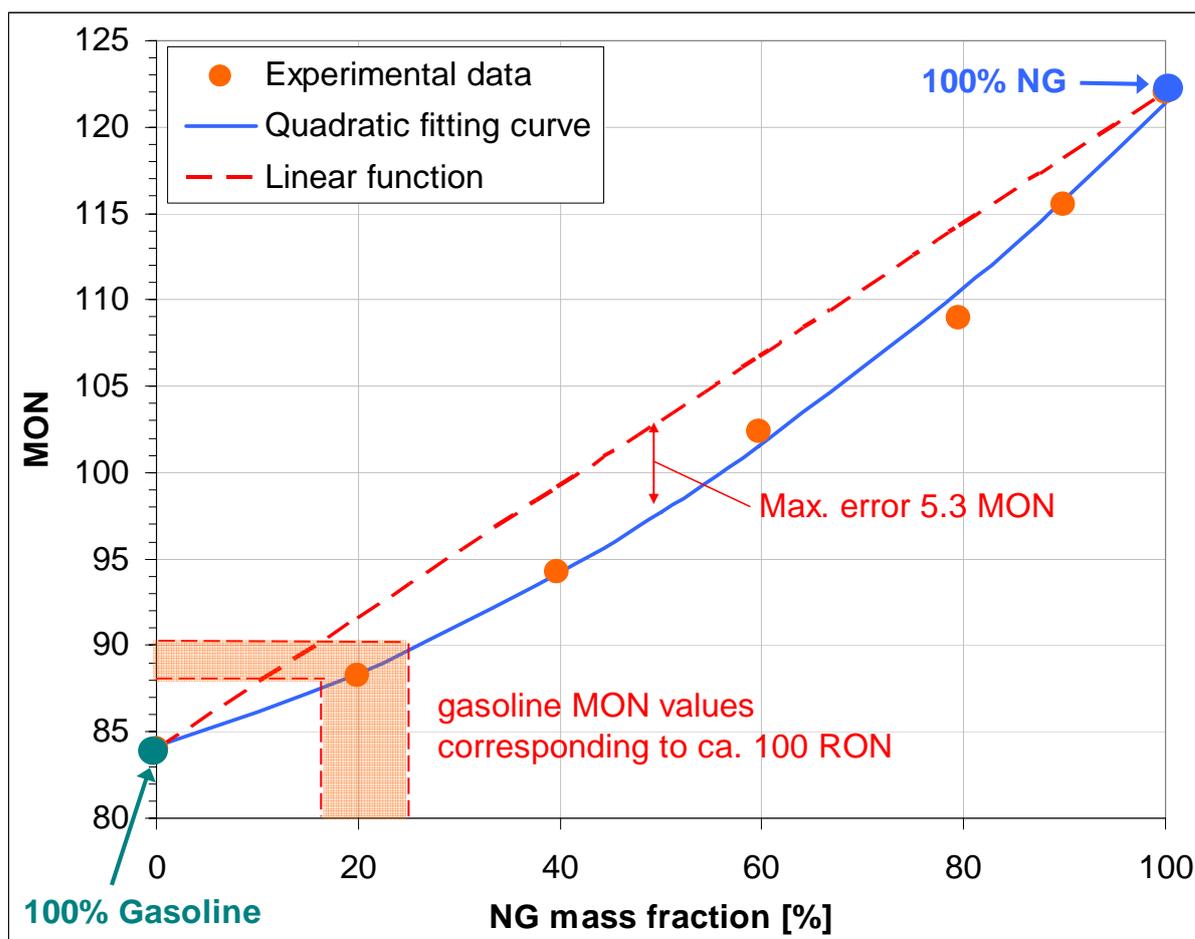


Figura 5.3 – Numero di ottano MON in funzione della percentuale in massa di gas naturale.

Anche in questo caso, prima di procedere con una discussione più dettagliata dei risultati sperimentali, è necessario puntualizzare quanto segue:

1. in una miscela omogenea di combustibili differenti sottoposti alla stessa pressione e temperatura, il primo ad incorrere nella autoaccensione è quello caratterizzato da una minore resistenza alla detonazione (quindi, minore numero di ottano);
2. in un test standard di misura del numero di ottano, a parità di temperatura e pressione iniziale della miscela aspirata dal motore, il rapporto di compressione è regolato al fine ottenere sempre determinata intensità di detonazione standard.

Pertanto, sulla base dei risultati mostrati in figura 5.3, si nota che la miscela aria benzina beneficia dell'aggiunta di gas naturale ed in modo più significativo rispetto al caso del GPL. La notevole differenza di numero di ottano tra benzina (84.1 MON) e gas naturale (122.1 MON), consente al gas di assorbire l'energia (in particolare il calore della combustione) rilasciata dalla autoaccensione di molecole di benzina attenuando (o, in certi casi, addirittura arrestando) globalmente il fenomeno della autoaccensione. In tali condizioni quindi, poiché

gli effetti della autoaccensione della benzina sono ridotti, l'intensità di detonazione tende a diminuire.

Tuttavia, come precisato al precedente punto 2, durante un test di misura standard del numero di ottano, il rapporto di compressione del motore è regolato, fino ad un valore cui corrisponde, nonostante la presenza di gas naturale, l'intensità di detonazione standard prevista dalla norma. Questo spiega perché l'aumento della quantità di gas aggiunto alla benzina comporta un incremento del rapporto di compressione del motore, i cui valori sono riportati in figura 5.4 in funzione della concentrazione di gas naturale. In generale, più è elevato il rapporto di compressione (del motore CFR) necessario ad ottenere l'intensità di detonazione standard, maggiore sarà il numero di ottano del combustibile (o della miscela di combustibili) in esame.

Inoltre, grazie alla elevata resistenza alla detonazione del gas naturale ed alla notevole differenza rispetto alla benzina (ed anche al GPL), al contrario di quanto si ottiene nelle miscele di benzina e GPL, la diminuzione della percentuale di benzina, con la conseguente riduzione di energia rilasciata dalla autoaccensione delle molecole di benzina in seno alla miscela (che sono le prime ad autoaccendersi, in base a quanto detto al punto 1), implica un crescente incremento dei valori di rapporto di compressione da adottare per ottenere l'intensità di detonazione standard. Ciò determina l'andamento della curva "MON - percentuale in massa di gas naturale" (passante per i punti sperimentali) che, al contrario di quanto visto in figura 4.3 per le miscele di benzina e GPL, ha la concavità verso l'alto.

Il grafico di figura 5.4 mostra l'aumento di numero di ottano ottenuto, a partire dal campione di benzina pura, corrispondente ad ogni incremento del 20 % della percentuale in massa di gas naturale ed i valori dei rapporti di compressione utilizzati per ogni miscela.

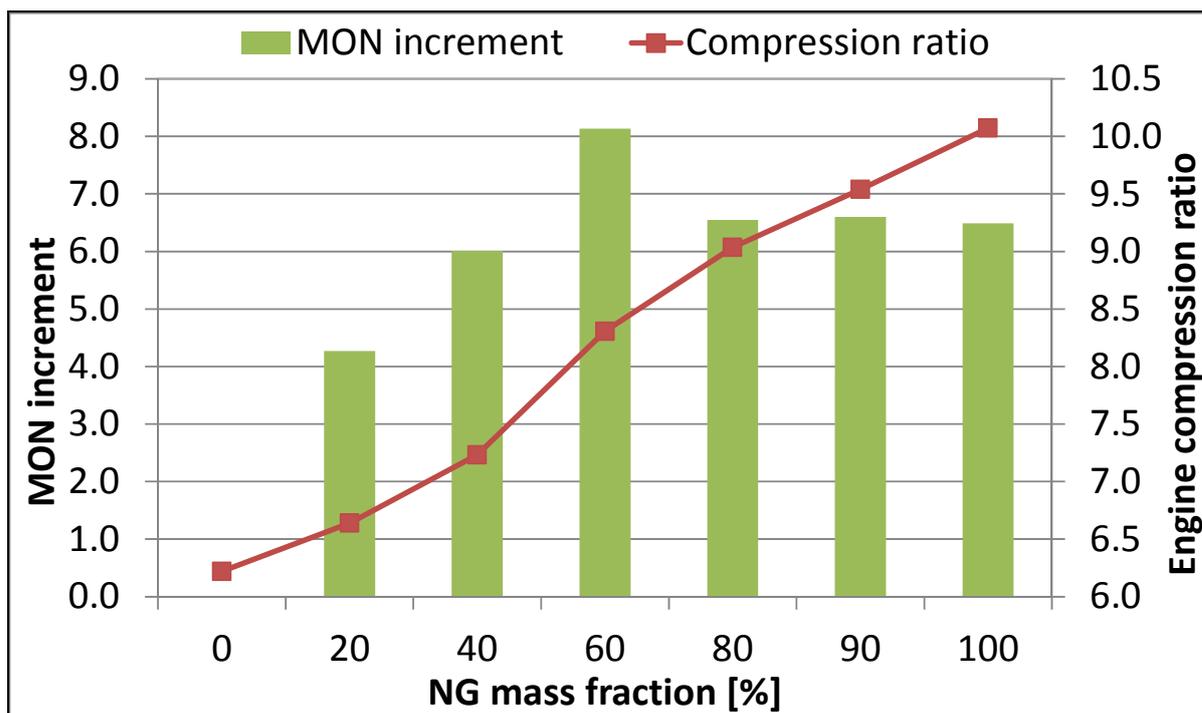


Figura 5.4 – Aumento del numero di ottano MON corrispondente a ciascun incremento del 20% della frazione in massa di gas naturale (grafico a barre) e rapporto di compressione del motore CFR nelle corrispondenti condizioni di funzionamento durante le prove (linea rossa).

Dall'analisi dell'insieme dei dati sperimentali è possibile ricavare una legge polinomiale (equazione 5.2) per esprimere il numero di ottano delle miscele di benzina e gas naturale in funzione della frazione in massa del gas:

$$MON = 84.1 + \frac{22.57}{100} \cdot x_{NG} + \frac{33.09}{10^5} \cdot x_{NG}^2 + \frac{11.74}{10^6} \cdot x_{NG}^3 \quad (5.2)$$

Questa equazione, rappresentata nel grafico di figura 5.3 da una linea continua blu, può essere utile per realizzare particolari sub-modelli di previsione della detonazione, da utilizzare in modelli, più o meno complessi, di simulazioni termodinamiche del funzionamento di un motore ad accensione comandata alimentato, mediante la strategia *double fuel*, con miscele di benzina e gas naturale.

Sulla base della equazione polinomiale (5.2), è possibile stimare che, con una frazione in massa di gas naturale compresa tra 0% e 20 %, si ottiene un incremento del numero di ottano della miscela che varia da 84.1 MON (100% benzina) a 88.3 MON. A tale riguardo è importante considerare che, partendo dalla normale benzina commerciale, gli stessi risultati possono essere ottenuti solo con particolari additivi o aumentando la quantità di componenti ossigenati, cosa che implica un inevitabile incremento del costo del

combustibile. Utilizzando il GPL invece per ottenere lo stesso incremento di resistenza alla detonazione è necessario variare la percentuale di combustibile gassoso in un intervallo un po' più ampio, fino al 30%.

Con una frazione in massa di gas naturale compresa tra il 20 % ed il 25 % la miscela raggiunge un numero di ottano rispettivamente pari a 88 e 90 MON: tali valori corrispondono alla elevata resistenza alla autoaccensione della migliore benzina reperibile presso la normale rete di distribuzione, commercialmente indicata attraverso il numero di ottano calcolato secondo il metodo *Research*, pari a 100 RON (capitolo 2).

Con una percentuale in massa di gas compresa tra il 50 % ed il 60 % si ottiene la stessa resistenza alla detonazione dell'isooctano puro cui è assegnato, in base allo standard ASTM, il valore di 100 MON. Come già accennato, con percentuali di gas maggiori del 60 % gli incrementi del numero di ottano sono sempre cospicui e sempre superiori a quelli ottenuti con il GPL (figura 4.4 e 5.4); infine, la misura del numero di ottano del campione costituito dal 100 % di gas naturale ha fornito un valore molto elevato pari a 122.1 MON, in linea, come già detto, con quello calcolabile, mediante l'equazione 5.1, in base alla composizione del gas naturale (tabella 5.1).

Nel grafico di figura 5.3 è inoltre riportata una linea retta, tratteggiata in rosso, che congiunge il numero di ottano del campione di benzina pura (84.1 MON) ed il valore relativo al 100% di gas naturale (122.1 MON): analizzando i dati è possibile ricavare due importanti considerazioni:

1. i valori del numero di ottano delle varie miscele di benzina e gas naturale previsti da questa funzione lineare semplice risultano sempre superiori rispetto a quelli misurati sperimentalmente;
2. la massima differenza tra i valori misurati e quelli della funzione lineare non è trascurabile, con un valore massimo di 5.3 MON in corrispondenza del 50 % di percentuale in massa di gas naturale nella miscela di combustibili.

Di conseguenza, alla luce di tali valutazioni ed al contrario di quanto osservato con i dati delle miscele di benzina e GPL, risulta che l'interpolazione lineare basata sui valori di numero di ottano dei due combustibili puri non può essere considerato un metodo appropriato per la stima del numero di ottano di una miscela di benzina e gas naturale.

Nell'ipotesi (o in una simulazione) di impiego della miscela in un motore a combustione interna, la reale resistenza alla detonazione sarebbe inferiore rispetto a quella stimata ed in

base alla quale probabilmente sarebbero ottimizzati i parametri operativi del motore (rapporto di compressione, anticipo di accensione etc...), comportando quindi un funzionamento in condizioni di detonazione.

Infatti, in un normale motore ad accensione comandata, una variazione della resistenza alla detonazione del combustibile pari 4 MON implicherebbe, a parità di tutti gli altri parametri di funzionamento, il passaggio da una condizione di assenza di fenomeni di autoaccensione ad una di intensa detonazione.

Come già accennato nel capitolo precedente, la precisione della funzione polinomiale (equazione 5.2) nella stima del numero di ottano di una miscela di benzina e gas naturale dipende dalla eventuale differenza di composizione tra il gas considerato caso per caso e quello impiegato nella campagna sperimentale (tabella 5.1), da cui dipendono di fatto i coefficienti dell'equazione 5.2. Tuttavia è da precisare che il gas naturale utilizzato nelle prove può essere inteso come esempio rappresentativo della composizione media (quindi rappresentativo anche della resistenza alla detonazione media) riscontrabile tra le varie composizioni di gas naturale presenti in vari paesi.

Alcune di queste, reperibili in letteratura, sono riportate a titolo di esempio nella tabella 5.2, mentre il grafico di figura 5.5 rappresenta i valori del numero di ottano di ciascuna di esse confrontandoli con quello relativo al gas naturale (ultima barra a destra, colore arancione) utilizzato nella campagna sperimentale. Il grafico in figura 5.6 illustra invece la variazione della composizione e delle proprietà del gas naturale fornito attraverso la rete di distribuzione della AMG Energia s.p.a. dalla fine di settembre 2011 all'inizio di aprile 2013.

Tabella 5.2 - Composizione di varie composizioni di gas naturale.

Blend	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Methane (%)	100	95.0	90.1	85.0	88.3	84.2	84.2	82.1	75.0	82.5	88.9	92.5
Ethane (%)	–	3.0	6.0	6.5	7.8	8.5	8.6	14.0	–	–	–	3.5
Propane (%)	–	0.5	0.7	3.0	1.2	3.7	3.7	1.2	25.0	17.5	11.1	1.0
Butane (%)	–	0.5	0.8	1.0	0.3	–	–	–	–	–	–	0.5
CO ₂ (%)	–	0.2	0.7	1.0	1.8	1.0	1.0	0.7	–	–	–	1.0
Nitrogen (%)	–	0.8	1.7	3.5	0.6	2.5	2.5	2.0	–	–	–	1.5
H/C Reactive	4.0	3.89	3.82	3.72	3.80	3.72	3.72	3.71	3.33	3.48	3.64	3.87

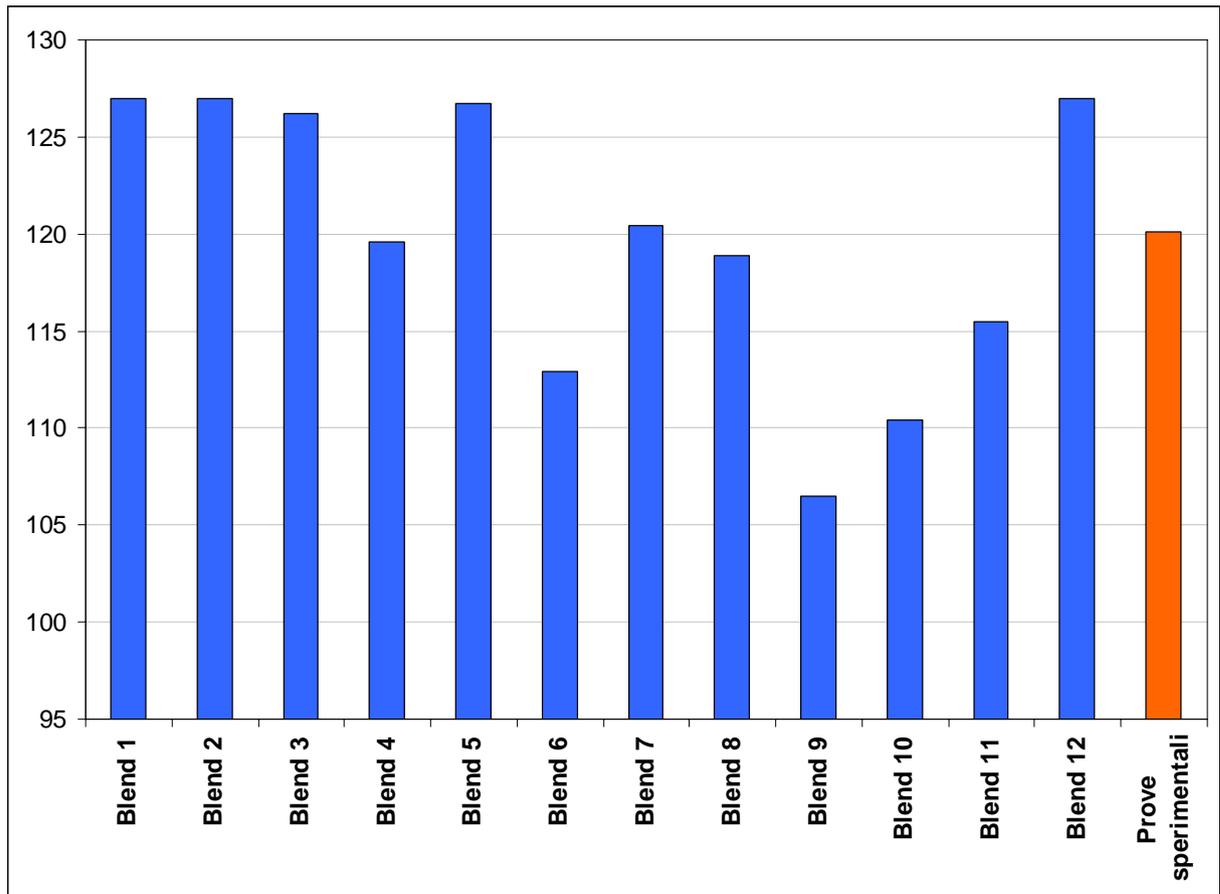


Figura 5.5 – Numeri di ottano relativi alle varie composizioni di gas naturale riportate in dettaglio nella tabella 5.2 (in blu) confrontate con quello del gas oggetto della campagna sperimentale (in arancione a destra), avente composizione riportata in tabella 5.1.

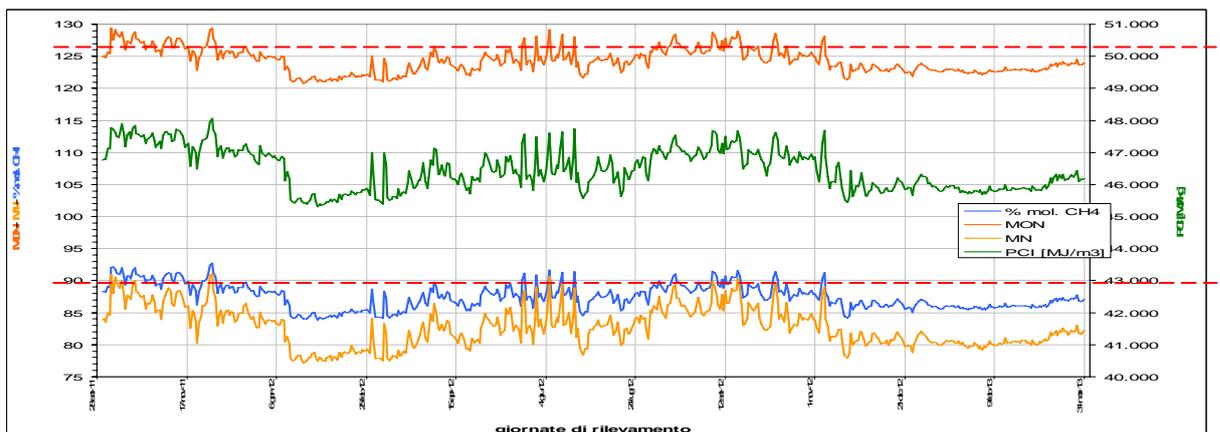


Figura 5.6 – Variazione della composizione e delle proprietà del gas naturale fornito attraverso la rete di distribuzione della AMG Energia s.p.a. dalla fine di settembre 2011 all’inizio di aprile 2013 (dati forniti da AMG Energia s.p.a.).

Infine, il diagramma di figura 5.7 mostra, in funzione del rapporto H/C delle miscele di benzina e gas naturale, sia i valori del numero di ottano misurati (curva blu) sia quelli calcolati in base all’equazione 5.1 (curva rossa). Il campione di benzina pura tuttavia non può

essere rappresentato poiché la formula 5.1 è valida solo per combustibili con rapporto H/C superiore a 2.5 (simili pertanto al gas naturale); la benzina invece, come già accennato, è caratterizzata generalmente da un valore del rapporto H/C pari a circa 1.85.

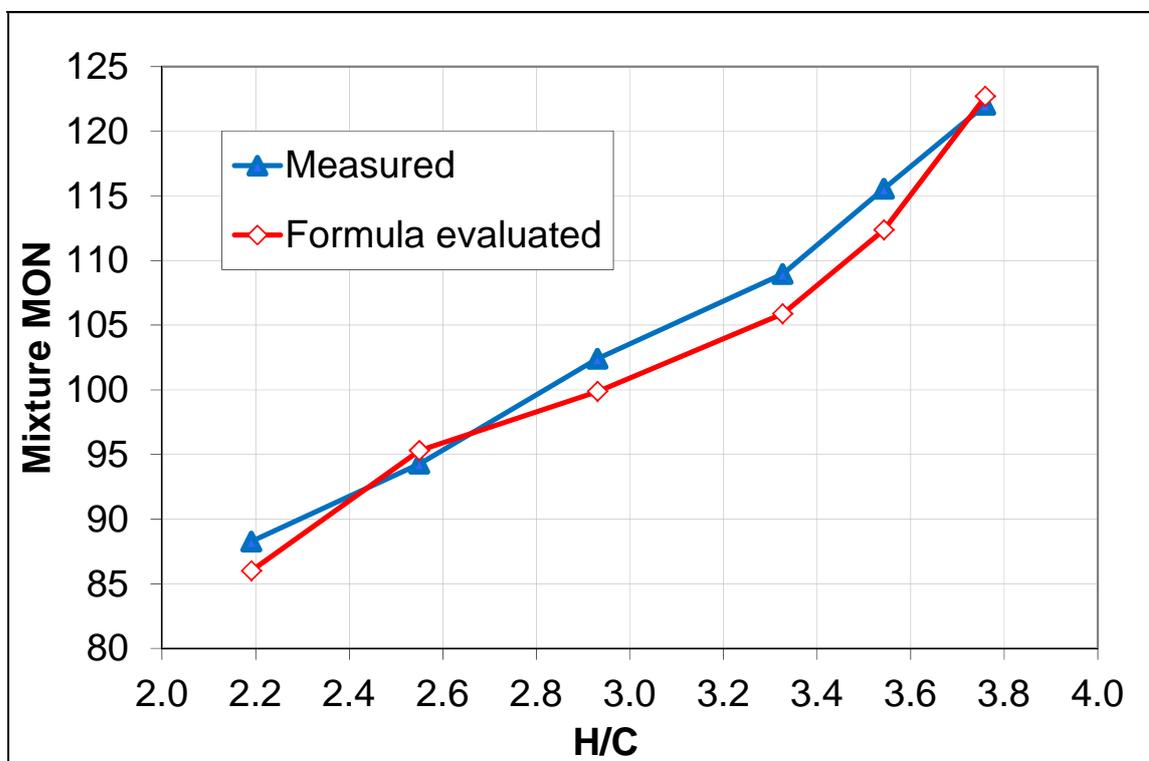


Figura 5.7 – Rappresentazione dei valori del numero di ottano misurato (curva blu) e calcolato in base all’equazione 5.1 (curva rossa) in funzione del rapporto H/C delle miscele di benzina e gas naturale.

Analizzando il grafico di figura 5.7, si può notare che i risultati ottenuti dall’equazione 5.1 approssimano bene quelli ricavati sperimentalmente: in particolare, i valori calcolati dalla formula risultano leggermente inferiori rispetto a quelli sperimentali, con una differenza massima di circa 3 MON. Pertanto, considerando inoltre che, come dichiarato dagli autori del lavoro sperimentale da cui tale formula è stata ricavata, la precisione dell’equazione 5.1 è pari a circa ± 2 MON, si può dedurre che la validità di tale formula può essere estesa in prima approssimazione anche alle miscele di benzina e gas naturale. Ciò costituisce un risultato importante poiché, nell’ipotesi di dover utilizzare un gas naturale con una composizione diversa da quella riportata in tabella 5.1, l’equazione 5.1 consente di ottenere facilmente una stima conservativa (poiché i valori forniti dalla formula sono leggermente inferiori quelli misurati) del numero di ottano della miscela di benzina e gas naturale, sulla base del rapporto globale H/C della miscela considerata.

5.3 - Conclusioni

La prove con miscele di benzina e gas naturale completano, insieme a quelle svolte con miscele di benzina e GPL, la campagna sperimentale realizzata, con l'obiettivo di determinare la resistenza alla detonazione di miscele di benzina e gas, GPL o gas naturale che sono i combustibili gassosi maggiormente impiegati nel settore motoristico. La resistenza alla detonazione, quantificabile attraverso il numero di ottano, è, come già spiegato precedentemente (capitolo 2 e 4) una delle più importanti poiché può avere effetti significativi sull'efficienza del motore e sulle emissioni inquinanti (capitolo 2). La carenza di informazioni in merito reperibili in letteratura ha determinato la necessità di procedere per via sperimentale, in modo simile a quanto illustrato nel capitolo 4, misurando il numero di ottano di varie miscele di benzina e gas naturale al variare della percentuale in massa di gas. I risultati ottenuti hanno dimostrato che:

- l'aggiunta di gas naturale alla benzina aumenta significativamente la resistenza alla detonazione dell'intera miscela ma tale effetto non è direttamente proporzionale alla percentuale in massa di gas nella miscela. In particolare, partendo da un campione di benzina pura, l'incremento di resistenza alla detonazione tende ad aumentare al crescere della percentuale di gas.
- I risultati sperimentali possono essere rappresentati con una relazione polinomiale di terzo grado che esprime il numero di ottano della miscela di benzina e gas naturale in funzione della frazione in massa del combustibile gassoso. Questa equazione può essere utile per realizzare modelli di previsione della detonazione, specifici per miscele di benzina e gas naturale, da impiegare nelle simulazioni termodinamiche per l'ottimizzazione della fase di combustione dei motori ad accensione comandata.
- Il gas naturale utilizzato nelle prove ha una composizione che, sulla base dati reperibili in letteratura, può essere assunta come rappresentativa della media delle varie tipologie di gas presenti in vari paesi. Di conseguenza, considerando anche l'assenza di lavori simili in letteratura, l'equazione polinomiale, rigorosamente valida per il gas utilizzato nelle prove, può essere utilizzata per una stima qualitativa del numero di ottano di miscele di benzina e gas naturale con differente composizione (rispetto a quella di tabella 5.1).
- Tuttavia, a differenza di quanto osservato con il GPL, non è possibile utilizzare l'interpolazione lineare basata sul numero di ottano dei due combustibili puri (capitolo 4), poiché questa fornirebbe una stima non conservativa della resistenza alla

detonazione della miscela di benzina e gas naturale con errori significativi, nell'ordine dei 5 MON.

- L'analisi dei dati dimostra che è possibile utilizzare l'equazione 5.1 [x], per ottenere una stima conservativa, con un errore massimo di circa 3 MON, del numero di ottano di una generica miscela di benzina e gas naturale, sulla base del solo rapporto globale H/C della miscela. Pertanto a differenza della funzione polinomiale, l'equazione 5.1 ha un valore di carattere generale e consente di superare il limite di validità connesso alla eventuale differenza (in composizione) di un generico gas naturale rispetto a quello usato nelle prove.

Infine, sulla base dei risultati ottenuti, analogamente a quanto già accennato nel precedente capitolo 4, e tenendo in considerazione le differenze rispetto alle miscele di benzina e GPL, si prevede di condurre le seguenti attività di sviluppo:

- una campagna sperimentale per misurare il numero di ottano delle miscele di benzina e gas naturale in base al metodo *Research*.
- Lo sviluppo, sulla base delle conoscenze acquisite, di un modello matematico di previsione della detonazione specifico per la combustione simultanea di benzina e gas naturale.
- L'applicazione della strategia di alimentazione *double fuel*, con miscele di benzina e gas naturale, su un motore ad accensione comandata dotato di impianto di sovralimentazione.
- L'applicazione della combustione *double fuel* con miscele di benzina e gas naturale in un motore ad autoaccensione controllata, come illustrato nel successivo capitolo 6.

Tabella 5.3 - Tabella riassuntiva delle principali condizioni di funzionamento del motore e dei risultati ottenuti durante le prove con miscele di benzina e gas naturale.

Tipo prova	Combustibile	N. sessione	Intensità di detonaz.	N.O. comb.	Portata gas [kg/h]	Portata benz. [kg/h]	Anticipo accens. [°]	λ medio	Rapp. di compr.	% in massa di gas	N.O. finale
Taratura	Rif. 85 MON	Unica	50	85	0.003	0.000	21.7	1.039	6.27		
100 % benzina	Benzina	Prima	50	-	0.003	0.788	20.9	0.999	6.22	0.00	84.0
	Rif. A	Prima	36	85	0.003	0.000	20.9	0.920	6.22		
	Rif. B	Prima	64	83	0.003	0.000	20.9	0.899	6.22		
	Benzina	Seconda	49	-	0.007	0.788	20.9	0.998	6.22		
	Rif. B	Seconda	63	83	0.007	0.000	20.9	0.906	6.22		
	Rif. A	Seconda	35	85	0.007	0.000	20.9	0.935	6.22		
DF 20 % NG	DF 20 % NG	Prima	50	-	0.16	0.645	19.8	1.001	6.64	19.85	88.3
	Rif. A	Prima	24	90	0.037	0.000	19.8	0.931	6.64		
	Rif. B	Prima	53	88	0.008	0.000	19.8	0.930	6.64		
	DF 20 % NG	Seconda	49	-	0.159	0.643	19.8	1.001	6.64		
	Rif. B	Seconda	54	88	0.036	0.000	19.8	0.932	6.64		
	Rif. A	Seconda	24	90	0.035	0.000	19.7	0.951	6.64		
Taratura	Rif. 92 MON	Unica	50	92	0.002	0.000	18.6	-	6.99		
DF 40 % NG	DF 40 % NG	Prima	50	-	0.309	0.465	18.3	1.001	7.23	39.73	94.3
	Rif. A	Prima	42	95	0.001	0.000	18.3	0.992	7.23		
	Rif. B	Prima	65	93	0.001	0.000	18.3	0.999	7.23		
	DF 40 % NG	Seconda	46	-	0.306	0.468	18.3	0.996	7.23		
	Rif. B	Seconda	63	93	0.004	0.000	18.3	0.992	7.23		
	Rif. A	Seconda	36	95	0.003	0.000	18.3	0.976	7.23		
Taratura	Rif. 100 MON	Unica	50	100	0.003	0.000	16.6	1.014	8.08		
DF 60 % NG	DF 60 % NG	Prima	49	-	0.444	0.297	16.2	1.000	8.31	59.76	102.4
	Rif. A	Prima	48	102.5	0.004	0.000	16.2	1.022	8.31		
	Rif. B	Prima	67	101.3	0.003	0.000	16.2	1.018	8.31		
	DF 60 % NG	Seconda	47	-	0.441	0.299	16.2	1.002	8.31		
	Rif. B	Seconda	67	101.3	0.002	0.000	16.2	1.029	8.31		
	Rif. A	Seconda	45	102.5	0.005	0.000	16.2	0.998	8.31		
Taratura	Rif. 109 MON	Unica	50	109	0.002	0.000	15.3	1.014	8.98		
DF 80 % NG	DF 80 % NG	Prima	51	-	0.569	0.147	15.2	1.000	9.04	79.53	109.0
	Rif. A	Prima	33	110.5	0.002	0.000	15.2	1.024	9.04		
	Rif. B	Prima	58	108	0.002	0.000	15.2	1.017	9.04		
	DF 80 % NG	Seconda	47	-	0.573	0.147	15.2	1.000	9.04		
	Rif. B	Seconda	60	108	0.003	0.000	15.2	1.039	9.04		
	Rif. A	Seconda	33	110.5	0.004	0.000	15.2	1.010	9.04		
Taratura	Rif. 116 MON	Unica	52	116	0.001	0.000	14.4	1.016	9.62		
DF 90 % NG	DF 90 % NG	Prima	49	-	0.633	0.071	14.5	1.001	9.54	89.90	115.6
	Rif. A	Prima	40	116.6	0.002	0.000	14.5	1.027	9.54		
	Rif. B	Prima	62	114.3	0.002	0.000	14.5	1.038	9.54		
	DF 90 % NG	Seconda	46	-	0.631	0.071	14.5	1.000	9.54		
	Rif. B	Seconda	56	114.3	0.002	0.000	14.5	1.048	9.54		
	Rif. A	Seconda	36	116.6	0.002	0.000	14.5	1.041	9.54		
Taratura	Rif. 120 MON	Unica	52	120.3	0.002	0.000	13.9	1.068	10.07		
DF 100 % NG	DF 100 % NG	Prima	24	-	0.676	0.000	13.9	1.050	10.07	100.00	122.1
	Rif. B1	Prima	68	119.3	0.002	0.000	13.9	1.031	10.07		
	Rif. B2	Prima	52	120.3	0.002	0.000	13.9	1.068	10.07		

Capitolo 6

La combustione HCCI con miscele di benzina e gas naturale.

6.1 - Introduzione.

La combustione HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) è un particolare tipo di combustione che si basa sulla autoaccensione spontanea (e globale) di una miscela omogenea di aria e combustibile. Con tale processo, che può essere realizzato sia su motori a due tempi sia a quattro tempi, è possibile ottenere un incremento di efficienza del motore ed una riduzione delle emissioni inquinanti, grazie alla durata particolarmente ridotta della fase di combustione che si realizza inoltre con temperature inferiori a quelle caratteristiche delle altre tipologie di combustione. La combustione HCCI combina le migliori caratteristiche dell'accensione comandata e dell'accensione per compressione. Infatti, analogamente a quanto avviene in un motore ad accensione comandata, il motore è alimentato con una miscela omogenea realizzata nel condotto di aspirazione o, nel caso di iniezione diretta, iniettando il combustibile nel cilindro in fase di aspirazione. Successivamente la miscela viene compressa dallo stantuffo e, in prossimità del punto morto superiore, analogamente quanto avviene nel motore diesel, raggiunte determinate condizioni termodinamiche (pressione e temperatura), l'innesco della combustione avviene per effetto della autoaccensione. A differenza però del motore ad accensione comandata, l'autoaccensione si sviluppa contemporaneamente nell'intera miscela determinando così una durata molto ridotta della combustione, poiché questa non dipende più né dalla velocità di propagazione del fronte di fiamma, come nel caso di accensione comandata né dal processo di iniezione (singolo o multiplo) come nel motore diesel. Come già spiegato nel capitolo 2, a parità di calore fornito ad ogni ciclo, al diminuire della durata della combustione corrisponde un incremento dell'efficienza di questa.

Tuttavia, all'aumentare del carico del motore, cioè al crescere della pressione e temperatura massima nel cilindro, il processo di combustione diventa eccessivamente rapido e tale da causare fenomeno della detonazione che comporta una eccessiva rumorosità di funzionamento e, a seconda dell'intensità del fenomeno, il danneggiamento del motore. Pertanto, per evitare la detonazione è necessario limitare il campo di funzionamento di un motore HCCI a valori di massimo carico inferiori a quelli tipici dei motori ad accensione comandata o per compressione. A tale scopo, come nel motore Diesel, la combustione HCCI è realizzata con miscele caratterizzate da un rapporto aria combustibile superiore a quello stechiometrico e la regolazione del motore può essere ottenuta (entro certi limiti) variando tale rapporto, cioè regolando la quantità di combustibile (cioè la quantità di energia) introdotta in ogni ciclo. Tale tipologia di regolazione è più vantaggiosa in termini di efficienza rispetto a quella per laminazione (all'aspirazione), usualmente utilizzata nei motori ad accensione comandata.

Inoltre, in un motore HCCI, grazie all'autoaccensione, la miscela brucia in modo simultaneo e omogeneo all'interno della camera di combustione: pertanto, a differenza di quanto avviene in un motore ad accensione comandata o per compressione (figura 6.1), le reazioni chimiche di ossidazione non avvengono in aree o zone limitate in cui si sviluppano elevate temperature. Ciò comporta, grazie anche al carico ridotto (quindi alla ridotta quantità di calore introdotta ad ogni ciclo), una significativa riduzione della produzione di ossidi di azoto NOx e di particolato.

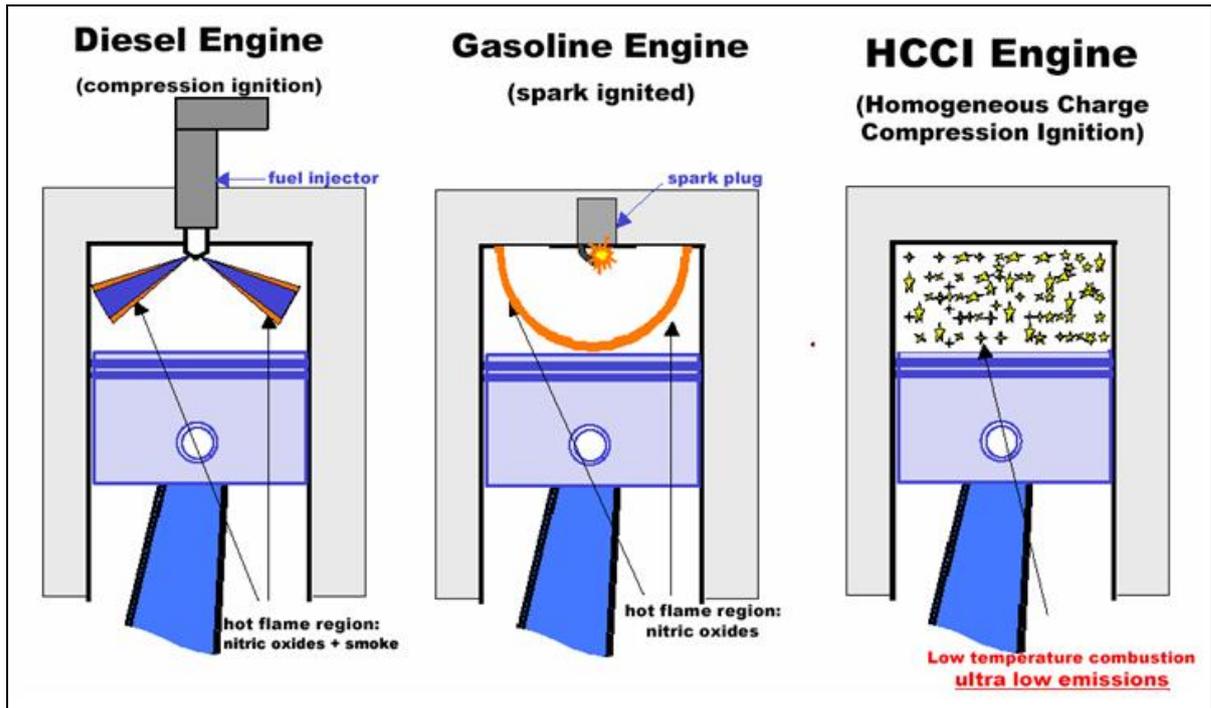


Figura 6.1 – Confronto tra varie modalità di combustione, da sinistra verso destra: motore ad accensione per compressione (Diesel), ad accensione comandata, HCCI.

Per contro invece, la temperatura di combustione non elevata comporta un incremento degli idrocarburi incombusti e determina un limite inferiore del carico del motore, al di sotto del quale, per valori troppo elevati del rapporto aria combustibile, le condizioni di pressione e temperatura all'interno del motore sono tali da non consentire più l'autoaccensione della miscela.

Alla luce di quanto esposto, il motore HCCI, nonostante consenta di ottenere una elevata efficienza ed una riduzione degli NOx e del particolato, risulta penalizzato da un campo di funzionamento molto limitato, dalla detonazione ai carichi elevati e dal limite di accendibilità ai carichi ridotti. Negli ultimi anni sono state proposte molteplici soluzioni per estendere il campo di funzionamento ma nessuna di queste da sola si è dimostrata essere perfettamente risolutiva. Molte ricerche sono state condotte al fine di trovare un combustibile o una miscela di combustibili le cui caratteristiche (tra cui la resistenza alla autoaccensione) possano permettere un valido impiego in termini di efficienza, di riduzione delle emissioni inquinanti, garantendo nello stesso tempo un ampio intervallo di funzionamento. In letteratura sono presenti numerosi lavori sperimentali effettuati per testare la compatibilità di vari combustibili, sia liquidi (dalla benzina al gasolio) sia gassosi (dal gas naturale all'idrogeno) per l'impiego nei motori HCCI.

Tra le tante ipotesi proposte, una attualmente oggetto di varie ricerche consiste nell'alimentare il motore HCCI con un combustibile cui viene aggiunto un additivo in quantità variabili al fine di adeguare la resistenza alla autoaccensione (della miscela così costituita) alle esigenze di funzionamento, ossia alle condizioni di carico, del motore. In particolare le caratteristiche chimico fisiche della miscela di combustibili dovrebbero essere tali da garantire, in un ampio intervallo di condizioni di funzionamento, la formazione di una miscela omogenea con l'aria, una fasatura ottimale dell'innesco della combustione, per ottenere elevati valori di efficienza della combustione (capitolo 2), ed una elevata resistenza alla autoaccensione per evitare l'insorgere della detonazione.

La strategia di alimentazione *double fuel* rappresenta una possibile soluzione per realizzare in modo semplice una miscela di combustibili con caratteristiche adeguate al motore HCCI. Infatti, come dimostrato nelle precedente campagna sperimentale, l'alimentazione *double fuel* consente di alimentare un motore con miscele di benzina e gas naturale caratterizzate da una ampia variazione del numero di ottano in funzione del contenuto di combustibile gassoso.

Analogamente a quanto detto in merito alla determinazione del numero di ottano delle miscele di benzina e gas, la carenza di informazioni reperibili in letteratura circa la possibilità di impiego di miscele di benzina e gas in un motore HCCI, ha reso necessario la realizzazione di una apposita campagna sperimentale. Il presente capitolo descrive quindi la metodologia di prova ed i risultati ottenuti.

6.2 - Apparato sperimentale.

La sperimentazione della combustione HCCI con miscele di benzina e gas naturale è stata condotta utilizzando lo stesso apparato sperimentale impiegato per la determinazione del numero di ottano di miscele di benzina e gas, descritto in dettaglio nel capitolo 3. Il motore CRF, grazie alla sua particolare robustezza costruttiva ed al sistema di variazione continua del rapporto di compressione, costituisce una apparecchiatura di prova molto affidabile e flessibile poiché consente di realizzare, grazie anche agli strumenti di misura e ed al sistema di controllo ed acquisizione dati, numerose condizioni di funzionamento. Tuttavia per sperimentare la combustione HCCI è stato necessario apportate alcune modifiche ed integrazioni di seguito descritte.

Come già accennato, nel funzionamento in modalità HCCI il motore è alimentato con miscele povere, ovvero con rapporto aria e combustibile superiore a quello stechiometrico e maggiore del limite di misura della sonda UEGO utilizzata nelle precedenti prove sperimentali. Pertanto il motore è stato dotato di un misuratore di portata di aria volumetrica di tipo Venturi (figura 6.2), costruito appositamente per realizzarlo per il motore CFR e la cui caratteristica di funzionamento (figura 6.3) è stata preventivamente determinata in modo sperimentale.

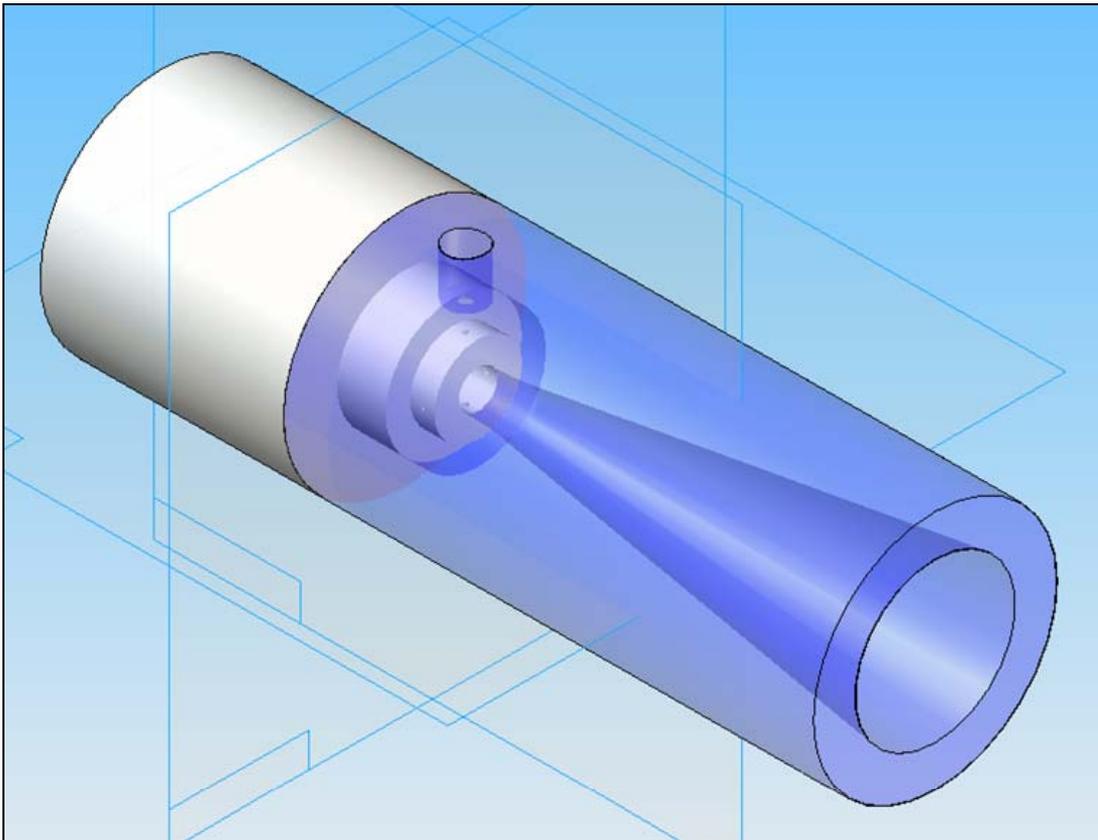


Figura 6.2 – Rendering del misuratore di portata di aria volumetrica di tipo Venturi, installato nel condotto di aspirazione del motore CFR.

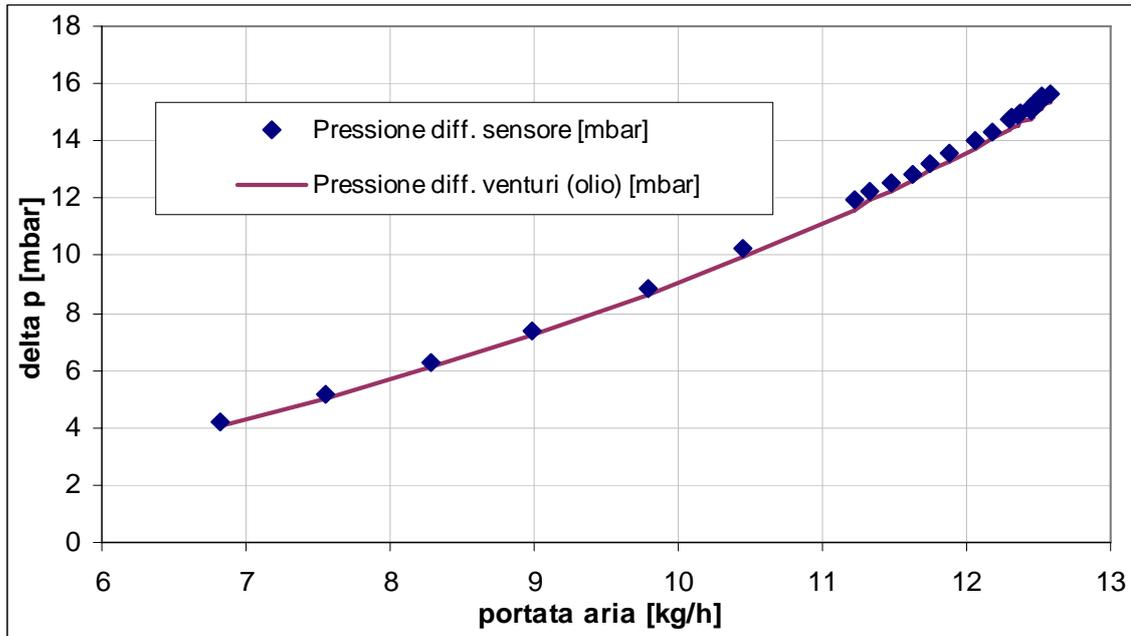


Figura 6.3 – Caratteristica di funzionamento del misuratore di portata ad effetto Venturi.

La portata di aria volumetrica è ricavata in base alla differenza di pressione tra l'ambiente di aspirazione e quello di gola del Venturi, misurata con uno sensore di pressione differenziale. La porta di aria massica aspirata dal motore è determinata moltiplicando la portata volumetrica per la densità dell'aria aspirata dal motore, ricavata dalla misura della pressione e della temperatura nell'ambiente di prova. Sulla base della misura della portata d'aria aspirata dal motore e delle portate dei combustibili è quindi possibile determinare in tempo reale la dosatura della miscela di alimentazione in tutte le possibili condizioni di funzionamento del motore.

Inoltre, durante le prove di funzionamento in modalità HCCI, è stato installato nella testa del motore un sensore di pressione di tipo piezoelettrico Brüel & Kjær al posto del sensore di detonazione (figura 6.4).

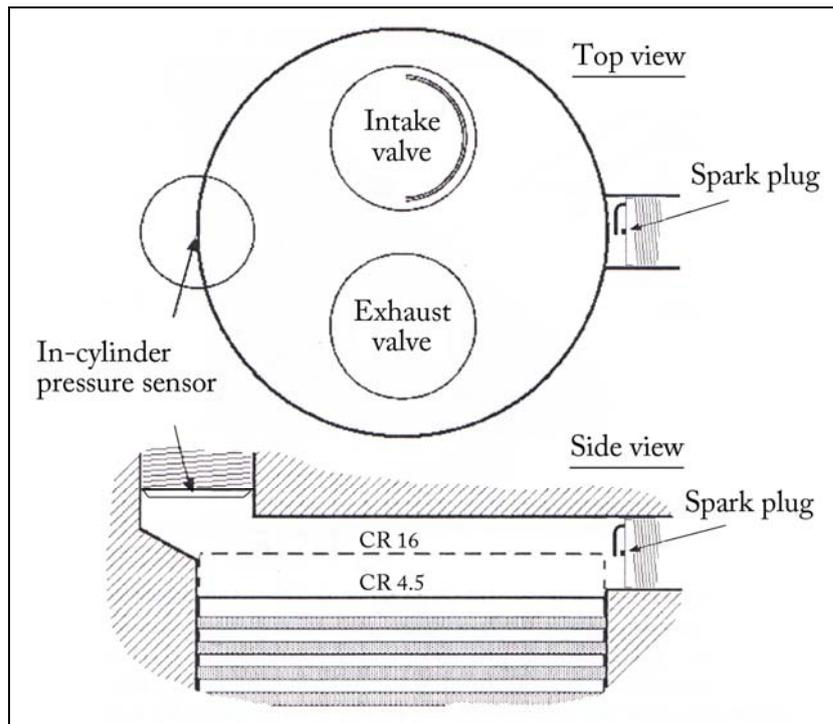


Figura 6.4 – Posizione del sensore di pressione all'interno della camera di combustione del motore CFR.

La misura della pressione all'interno del cilindro è utile sia per studiare il processo di combustione sia per rilevare eventuali fenomeni di detonazione. Tuttavia per realizzare entrambi gli scopi è necessario impiegare due sistemi di acquisizione differenti. Per studiare il processo di combustione si utilizza il sistema di acquisizione ed elaborazione dati illustrato in dettaglio nel capitolo 3, che acquisisce il segnale del sensore di pressione effettuando un campionamento in corrispondenza di ciascun grado di rotazione dell'albero. Come già detto, tale sistema utilizza come *trigger* e *scan clock* gli impulsi generati da encoder ottico incrementale (figura 3.7), direttamente collegato all'albero motore, che fornisce 360 impulsi ad ogni giro ed è direttamente collegato all'albero motore. In particolare, è bene specificare che per calcolare in modo preciso alcune grandezze fisiche utili per valutare le prestazioni e l'efficienza del motore, come ad esempio la pressione media indicata (PMI), è necessario associare ad ogni valore della pressione misurata il corrispondente valore del volume occupato dalla miscela (o dai gas combusti) all'interno del cilindro. Lo stesso sistema è inoltre impiegato per la gestione del motore (inclusi i due apparati di iniezione) e per l'acquisizione e l'elaborazione dei segnali provenienti dai vari strumenti di misura.

Tuttavia con il campionamento del segnale di pressione all'interno della camera di combustione effettuato ad ogni grado di manovella non è possibile rilevare un eventuale

fenomeno di detonazione, che produce oscillazioni anomale della pressione caratterizzate (per il motore CFR) da una frequenza di circa 6 kHz ed ampiezza più o meno grande in funzione della intensità del fenomeno (figura 6.5 e figura 6.6).

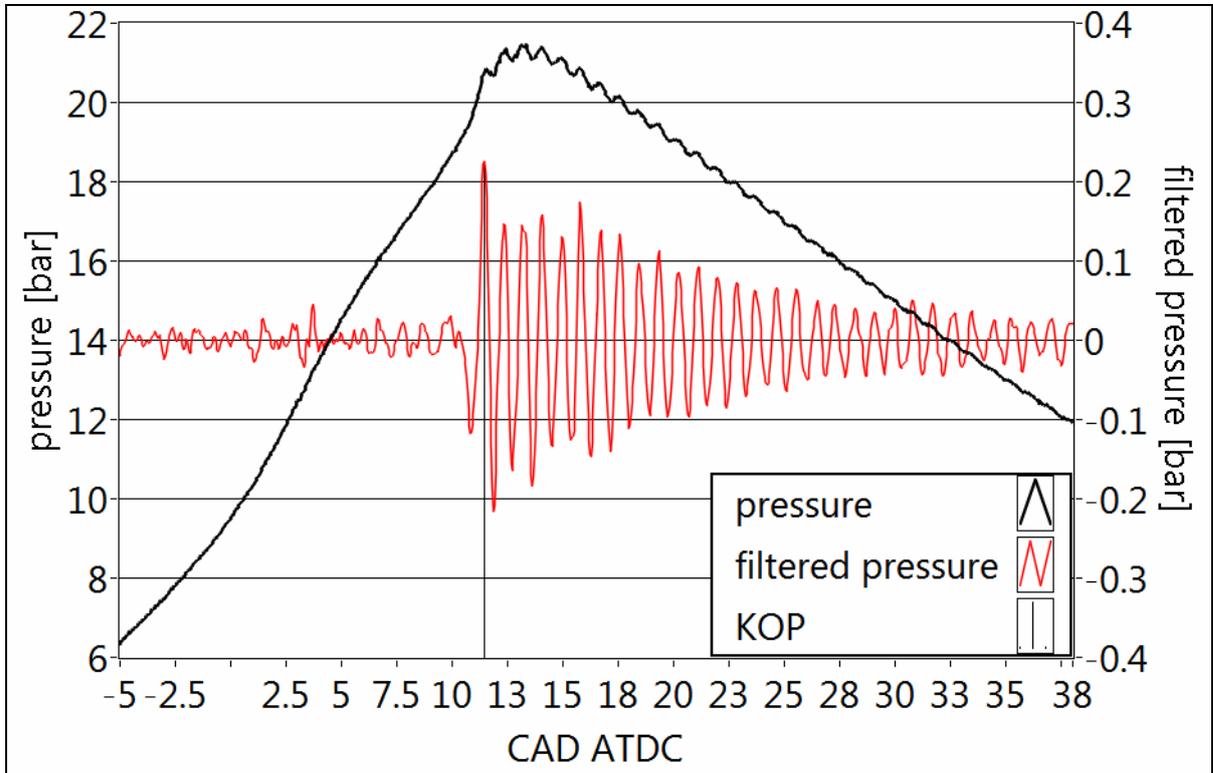


Figura 6.5 – Andamento della pressione in camera di combustione (linea nera) del motore CFR nel caso di detonazione. In rosso, il segnale di pressione filtrato.

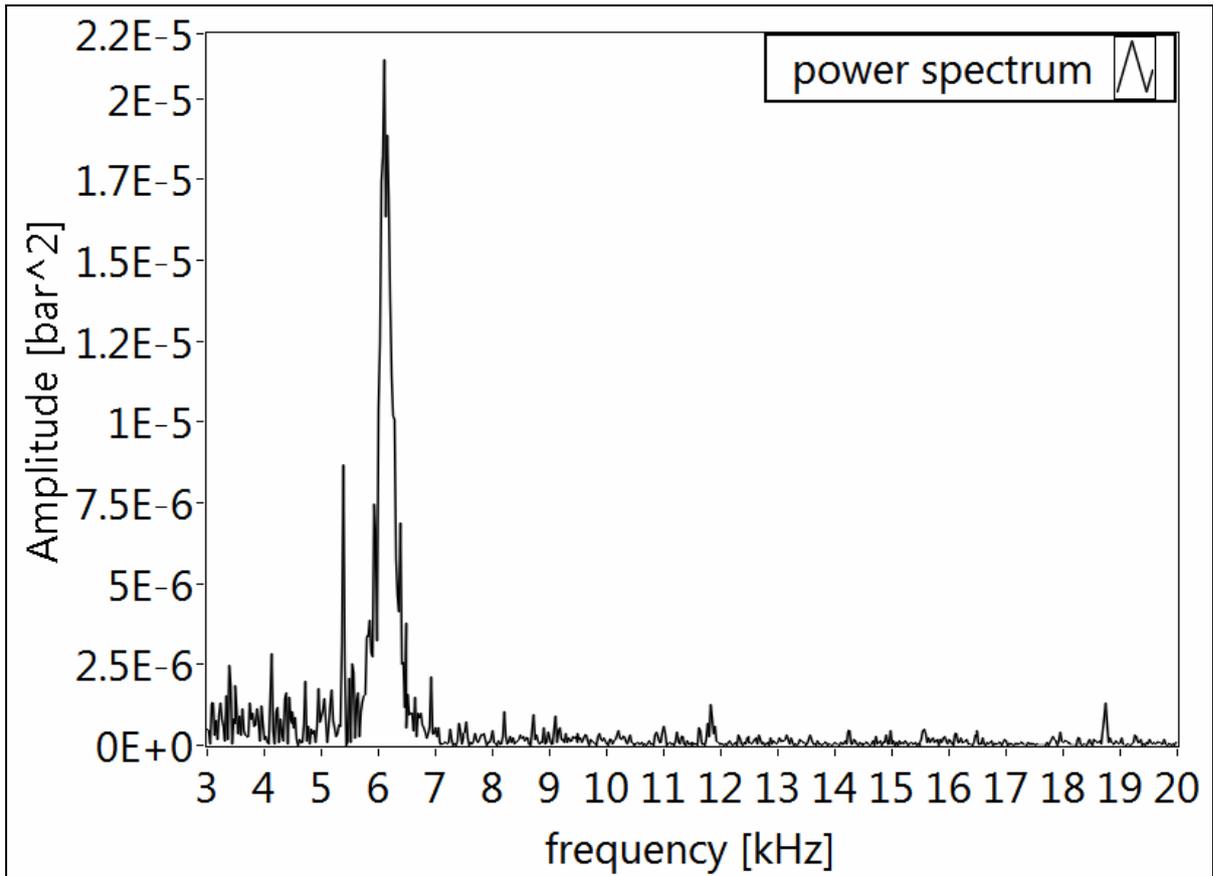


Figura 6.6 – Analisi in frequenza, tramite FFT, del segnale di pressione in camera di combustione del motore CFR nel caso di detonazione. Si nota che nel motore CFR la frequenza tipica delle oscillazioni di pressione dovute alla detonazione è pari a circa 6 kHz.

Pertanto, per rilevare eventuali fenomeni di detonazione durante le prove, è stato necessario utilizzare un secondo sistema di acquisizione ed elaborazione dati, indipendente dal primo. Tale sistema acquisisce (contemporaneamente al primo) il segnale elettrico del sensore di pressione con una propria frequenza di campionamento pari a 200 kHz, utilizzando il solo segnale di *trigger* dell'encoder per avviare il processo di acquisizione ad ogni giro dell'albero motore.

Per realizzare il secondo apparato di misura è stato utilizzato, analogamente al primo (capitolo 3), un personal computer dotato di una scheda di acquisizione dati National Instruments DAQCard 6062E connessa ad un connettore National Instruments BNC 2120 (figura 3.12), che riceve i segnali elettrici del sensore di pressione nel cilindro e dell'encoder. Il sistema di acquisizione funziona grazie ad un software (VI) specifico per il rilievo e l'analisi della detonazione, sviluppato in ambiente LabVIEW presso il laboratorio di motori (figura 6.7).

Figura 6.7 – Front panel del software (VI) impiegato per il rilievo e l’analisi della detonazione.

Infine, per ottenere un quadro completo delle caratteristiche di funzionamento del motore alimentato con miscele di benzina e gas naturale in modalità HCCI, è stata effettuata l’analisi delle emissioni inquinanti utilizzando un analizzatore dei gas di scarico Motorscan 8020 (figura 6.8).

Lo strumento, collegato al condotto di scarico del motore, preleva una piccola portata di gas misurando in essa il contenuto di CO, CO₂ e O₂ in percentuale in volume e le quantità di idrocarburi incombusti (HC) ed ossidi di azoto NO_x in parti per milione (ppm).

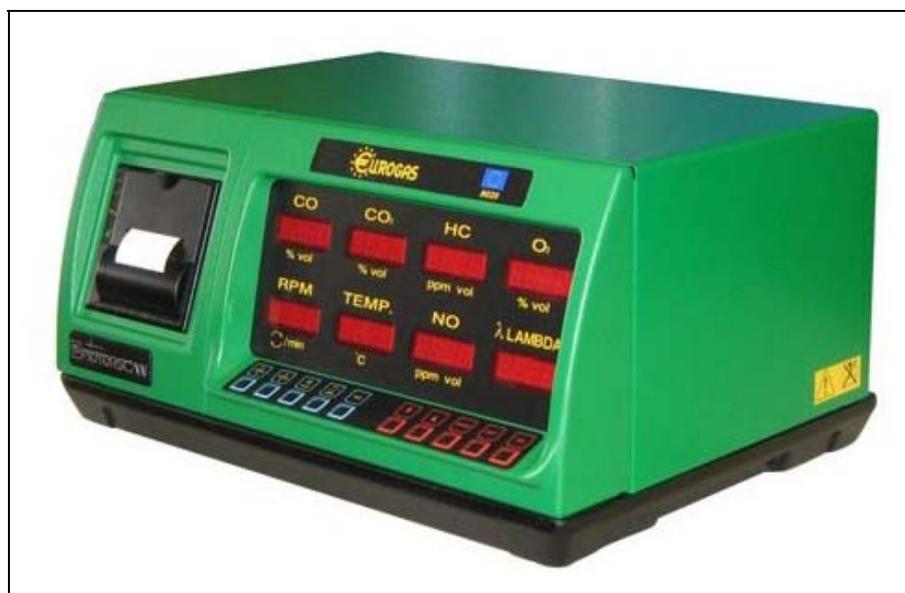


Figura 6.8 - Analizzatore dei gas di scarico Motorscan 8020.

La figura 6.8 mostra una vista d’insieme dell’apparato sperimentale nella configurazione adottata durante la sperimentazione della combustione HCCI con miscele di benzina e gas naturale. In primo piano a sinistra c’è il computer del sistema di acquisizione dati per il rilievo della detonazione, al centro il computer utilizzato per la gestione del motore e per l’acquisizione ed elaborazione dati provenienti dai vari strumenti di misura. In secondo piano si intravede al centro il motore CFR ed a destra l’analizzatore dei gas di scarico.

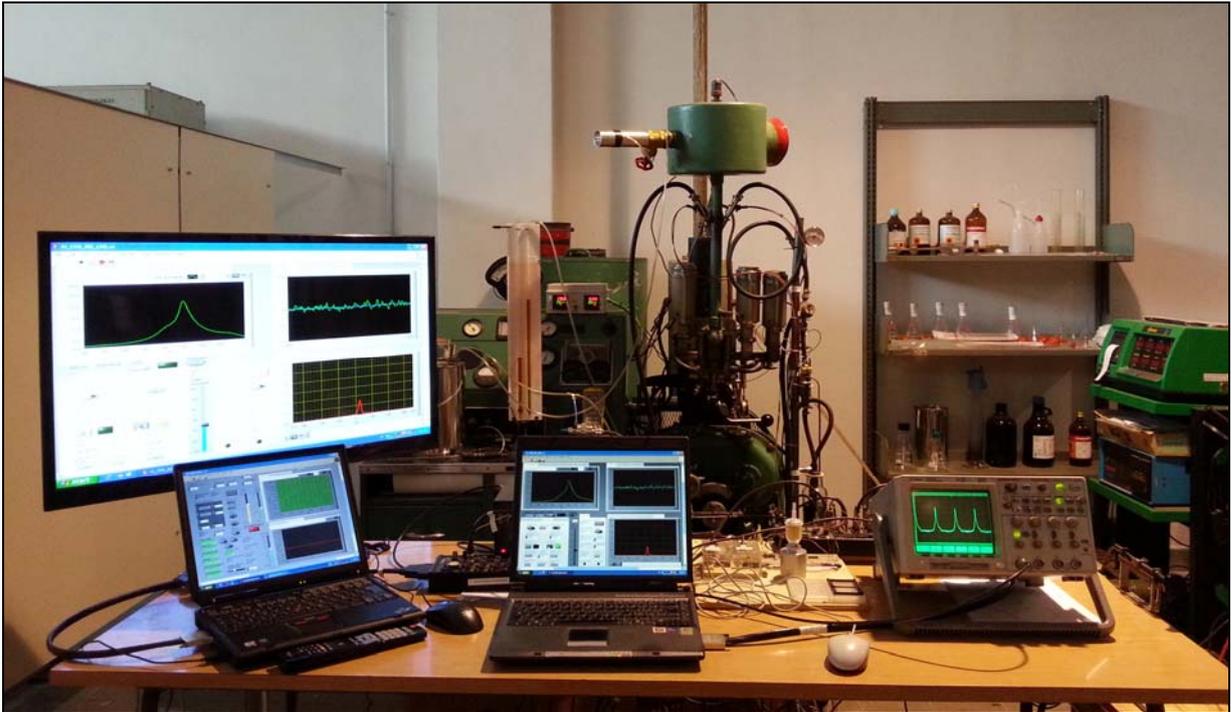


Figura 6.9 – Vista d’insieme dell’apparato sperimentale nella configurazione adottata durante la campagna di prove per lo studio della combustione HCCI con miscele di benzina e gas naturale.

6.3 - Metodo e condizioni di prova.

L’obiettivo della campagna sperimentale è stato quello di studiare l’applicazione della strategia di alimentazione *double fuel* per realizzare la combustione HCCI. Le prove sono state condotte con il fine di valutare l’efficienza, la stabilità di funzionamento e l’emissione di sostanza inquinanti legate alla combustione per autoaccensione spontanea di miscele di benzina e gas naturale, al variare della percentuale in massa del combustibile gassoso.

Tabella 6.1 – Condizioni di funzionamento del motore CFR nelle prove in modalità HCCI.

Velocità del motore	900 [giri/minuto]
Temperatura dell’aria nel condotto di aspirazione del motore	40 [°C]
Temperatura della miscela di aria e combustibile	150 [°C]
Temperatura del liquido di raffreddamento del motore	100 [°C]
Rapporto di compressione volumetrico del motore	16 (massimo valore per il CFR)
Regolazione del carico del motore	in base al rapporto aria combustibili della miscela

Tutte le prove sono state svolte utilizzando il motore CFR, descritto in dettaglio nel capitolo 3, nelle condizioni di funzionamento descritte nella tabella 6.1: i parametri motoristici più importanti da cui dipende l'autoaccensione sono il rapporto di compressione e la temperatura iniziale della miscela. Per le prove con miscele di benzina e gas naturale è stato scelto di impiegare un rapporto di compressione pari a 16, che è il massimo valore realizzabile in un normale motore CFR, e di imporre una temperatura di 150 °C per la miscela di aria e combustibili aspirata dal motore. Tali valori sono stati scelti poiché, in base ai risultati di alcune prove preliminari e tenuto conto dei limiti dell'apparato sperimentale, risultano quelli cui corrisponde il più ampio intervallo di funzionamento del motore CFR in modalità HCCI.

Ciascuna prova è stata eseguita acquisendo, per cento cicli motore consecutivi, i valori di tutti i principali parametri e grandezze fisiche che caratterizzano e descrivono il funzionamento del motore, con particolare riguardo per il processo di combustione. Tra questi quelli più importanti sono: la pressione all'interno del cilindro, le portate di combustibili e la portata di aria aspirata. In base a questi è possibile infatti calcolare ulteriori parametri utili per lo studio e la valutazione del funzionamento del motore: la pressione media indicata PMI, che è definita come il rapporto tra il lavoro al ciclo (scambiato tra fluido e macchina) e la cilindrata del motore, la sua deviazione standard e l'efficienza (indicata) del motore. Questa ultima è definita come il rapporto tra la coppia motrice indicata, calcolata a partire dalla PMI, ed il calore introdotto in ogni ciclo, calcolato come la somma del prodotto della portata di ciascun combustibile per il relativo potere calorifico inferiore.

Durante il funzionamento in autoaccensione, analogamente a quanto avviene nel motore Diesel, la regolazione del carico del motore avviene per variazione della massa di combustibile introdotta ad ogni ciclo, a parità di pressione di aspirazione nel condotto di aspirazione. Di conseguenza il carico del motore in modalità HCCI dipende in modo significativo dalla dosatura della miscela, cioè dal rapporto tra la massa di aria e quella complessiva di combustibile (somma della massa di benzina e gas naturale). Durante le prove la dosatura è stata considerata, come spesso accade in ambito motoristico, attraverso il parametro "lambda", di seguito descritto nella equazione 6.1:

$$\lambda = \frac{\alpha_{Measured}}{\alpha_{Stoichiometric}} = \frac{\dot{m}_{Air} / (\dot{m}_{NG} + \dot{m}_{Gasoline})}{14.7 \cdot (1 - x_{NG}) + 16.9 \cdot x_{NG}} \quad (6.1)$$

in cui:

\dot{m}_{Air} , \dot{m}_{NG} , $\dot{m}_{Gasoline}$ sono rispettivamente le portate massiche di aria aspirata dal motore, gas naturale e benzina; $\alpha_{Measured}$ è il rapporto tra la massa di aria e quella complessiva di combustibile presenti nella miscela aspirata dal motore; $\alpha_{Stoichiometric}$ è il rapporto tra la massa di aria e quella complessiva di combustibile in condizioni stechiometriche;

Come già detto nel precedente paragrafo, la misura pressione in camera di combustione è stata inoltre utilizzata per monitorare in tempo reale l'eventuale insorgere del fenomeno della detonazione, valutandone anche l'intensità; in particolare, in caso di incipiente detonazione, il carico motore veniva ridotto diminuendo la quantità di combustibile iniettato complessivamente in ogni ciclo, cioè aumentando il valore del parametro lambda della miscela.

Le miscele di benzina e gas naturale sono state realizzate utilizzando i due sistemi di iniezione che consentono di iniettare nel condotto di aspirazione del motore le opportune quantità di ciascun combustibile. In ciascuna delle prove, modulando manualmente i tempi di iniezione dei due combustibili è stato possibile variare sia la dosatura della miscela, cioè il carico del motore, sia la composizione, cioè la percentuale di combustibile gassoso. Con questa strategia è stato pertanto possibile sperimentare varie condizioni operative per definire, per fissato rapporto di compressione (16) e temperatura della miscela (150 °C), il campo di funzionamento del motore alimentato con miscele di benzina e gas naturale in modalità HCCI. La procedura sperimentale adottata è stata quella di alimentare il motore variando la percentuale in massa di gas dal 20 % all'80 % con incrementi del 10 %. Per ciascuna percentuale di gas, il carico motore, ovvero il rapporto tra massa di aria e massa complessiva di combustibili nella miscela, è stato variato per ottenere tre particolari condizioni di funzionamento definite come:

- il carico minimo al di sotto del quale le condizioni di pressione e temperatura che si realizzano nel cilindro non consentono di realizzare l'autoaccensione della miscela di benzina e gas naturale;
- il carico massimo che è possibile imporre al motore in condizioni di autoaccensione senza che si sviluppi la detonazione;
- il carico motore in cui si verificano fenomeni di detonazione di modesta intensità.

I risultati sperimentali così ottenuti sono stati inoltre comparati, in termini di valori di carico ammissibili (senza detonazione), stabilità della combustione, efficienza di funzionamento ed

emissioni inquinati, con quelli ricavati facendo funzionare il motore CFR sia con benzina pura, sia con solo gas naturale, con la tradizionale combustione ad accensione comandata.

In queste prove il carico del motore è stato regolato, come usualmente avviene nei motori ad accensione comandata, variando la pressione nel condotto di aspirazione del motore, da 1 bar a 0.6 bar, cui corrisponde il minimo carico, mediante una valvola di laminazione.

Il motore è stato alimentato solo con miscele stechiometriche, sia nel funzionamento a benzina ($\alpha_{Stoichiometric} = 14.7$) sia in quello a gas naturale ($\alpha_{Stoichiometric} = 16.9$), e per ciascun combustibile è stato adottato un opportuno rapporto di compressione, rispettivamente pari a 6 e 7.

Tali valori sono stati scelti (mediante prove preliminari) poiché, tenendo conto del differente numero di ottano tra i due combustibili, consentono di realizzare, in ciascuna delle condizioni di prova, una combustione con fasatura ottimale (capitolo 2), senza incorrere in fenomeni di detonazione. Il criterio seguito per la regolazione dell'anticipo di accensione è stato quello di cercare sperimentalmente il valore in base al quale la pressione in camera di combustione raggiunge il picco massimo a 15 ± 1 gradi di rotazione dell'albero motore dopo il punto morto superiore. La tabella 6.2 riporta tutte le principali condizioni di funzionamento del motore impiegate durante le prove (comparative) con combustioni ad accensione comandata.

Tabella 6.2 – Condizioni di funzionamento del motore CFR durante le prove con combustione ad accensione comandata.

Velocità del motore	900 [giri/minuto]
Temperatura dell'aria nel condotto di aspirazione del motore	30 [°C]
Temperatura della miscela di aria e combustibile	52 [°C]
Temperatura del liquido di raffreddamento del motore	100 [°C]
Rapporto di compressione volumetrico del motore	6 con alimentazione a benzina 7 con alimentazione a gas naturale
Regolazione del carico del motore, per variazione della pressione nel condotto di aspirazione del motore	Da 0.6 bar (carico minimo) a 1 bar (carico massimo) per entrambi i combustibili
Dosatura della miscela aria combustibile	Valori sempre stechiometrici $\alpha_{Stoichiometric} = 14.7$ per benzina $\alpha_{Stoichiometric} = 16.9$ per gas naturale
Anticipo di accensione	Regolato per mantenere il picco di pressione a 15 ± 1 gradi di rotazione dell'albero motore dopo il punto morto superiore

Infine, come già accennato nel precedente paragrafo, in ognuna delle prove eseguite sono state misurate le emissioni inquinanti (CO, CO₂, O₂, HC e NO_x), registrando i valori medi riferiti a cento cicli motore consecutivi. Tutte le prove sono state eseguite utilizzando benzina commerciale (85 MON – 95 RON) e gas naturale di composizione simile a quella riportata in tabella 5.1.

6.4 - Risultati sperimentali.

I risultati sperimentali dimostrano che è possibile impiegare l'autoaccensione spontanea di miscele di benzina e gas naturale in motore stazionario, come il CFR, entro un certo campo di funzionamento caratterizzato dall'assenza di fenomeni di detonazione, da elevati valori di efficienza e ridotte emissioni inquinanti, soprattutto NO_x. Inoltre è bene precisare che alimentando il motore singolarmente con uno dei due combustibili non è possibile ottenere una combustione per autoaccensione priva di detonazione. L'analisi dei dati rivela anche che il campo di funzionamento in autoaccensione (senza detonazione) è abbastanza limitato e strettamente dipendente dalla percentuale in massa di gas naturale e dal carico del motore,

ovvero dalla dosatura della miscela (rapporto tra la massa di aria e quella complessiva di combustibile).

Tali considerazioni sono facilmente deducibili osservando il grafico di figura 6.10 ed il successivo in figura 6.11. Il primo mostra, per ciascuna prova, i valori del rapporto tra la massa di aria e quella complessiva di combustibile in termini di lambda (equazione 6.1), al variare della percentuale di gas nella miscela.

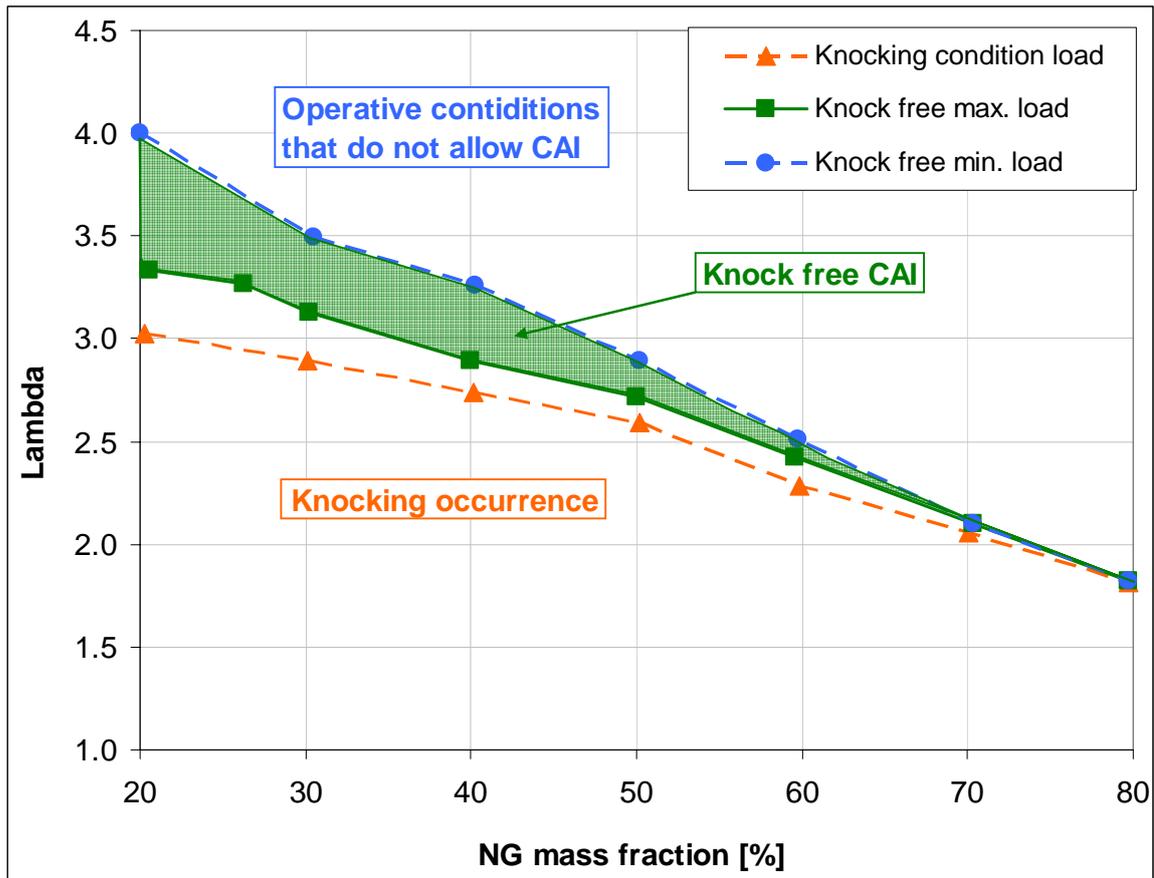


Figura 6.10 – Dosatura della miscela espressa rappresentata dai valori del parametro lambda in funzione della percentuale in massa di gas naturale.

Il grafico di figura 6.11 mostra invece, per ciascuna prova, i valori del carico imposto al motore mediante i valori medi (su cento cicli) della pressione media effettiva (PMI), al variare della percentuale di gas nella miscela. Data la stretta relazione che sussiste in condizioni di funzionamento in autoaccensione tra carico motore e dosatura della miscela, si ha che il grafico di figura 6.10 di fatto rappresenta in modo differente le stesse informazioni contenute nel grafico di figura 6.11.

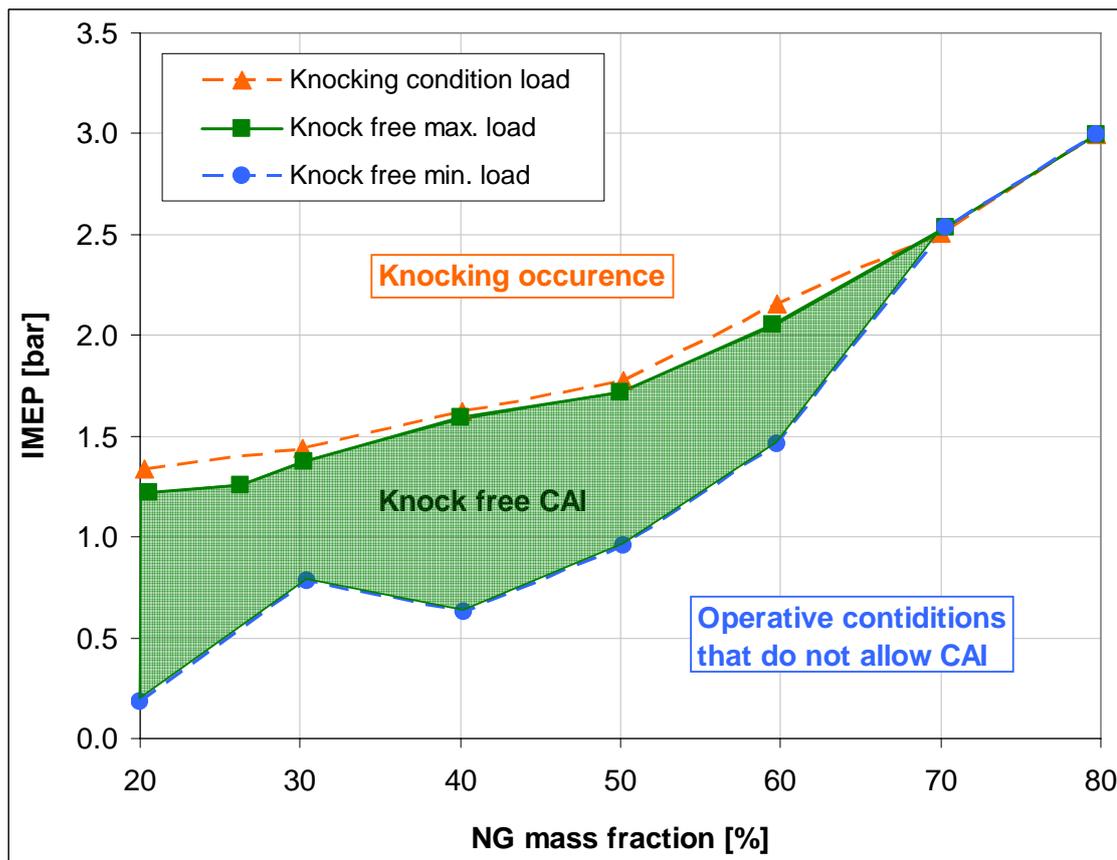


Figura 6.11 - IMEP values measured in CAI combustion of NG-gasoline mixtures as function of the NG mass fraction.

In entrambi, così come negli altri di seguito riportati, sono presenti tre curve che si riferiscono alle tre condizioni di carico motore sperimentate per ogni percentuale di gas delle miscele di benzina e gas naturale: carico minimo necessario per l'autoaccensione (curva blu), il carico massimo senza detonazione (curva verde), carico in condizioni di leggera detonazione (curva arancione).

Nei due grafici la curva blu e quella verde definiscono il campo di funzionamento del motore mediante combustione per autoaccensione di miscele di benzina e gas naturale (area evidenziata in verde). Osservando entrambi i grafici si nota che tale area dipende sensibilmente dalla percentuale di gas presente nella miscela: in particolare, all'aumentare della percentuale di combustibile gassoso il campo di funzionamento del motore si restringe significativamente. Inoltre per aumentare il carico massimo del carico motore (PMI in figura 6.10), senza incorrere nella detonazione, è necessario incrementare il contenuto di gas nella miscela.

Considerando il grafico di figura 6.10, dal 20 % all'80 % di gas, in condizioni di massimo carico senza detonazione, il valore di PMI passa da 1.22 bar a 3 bar, ma è tuttavia importante

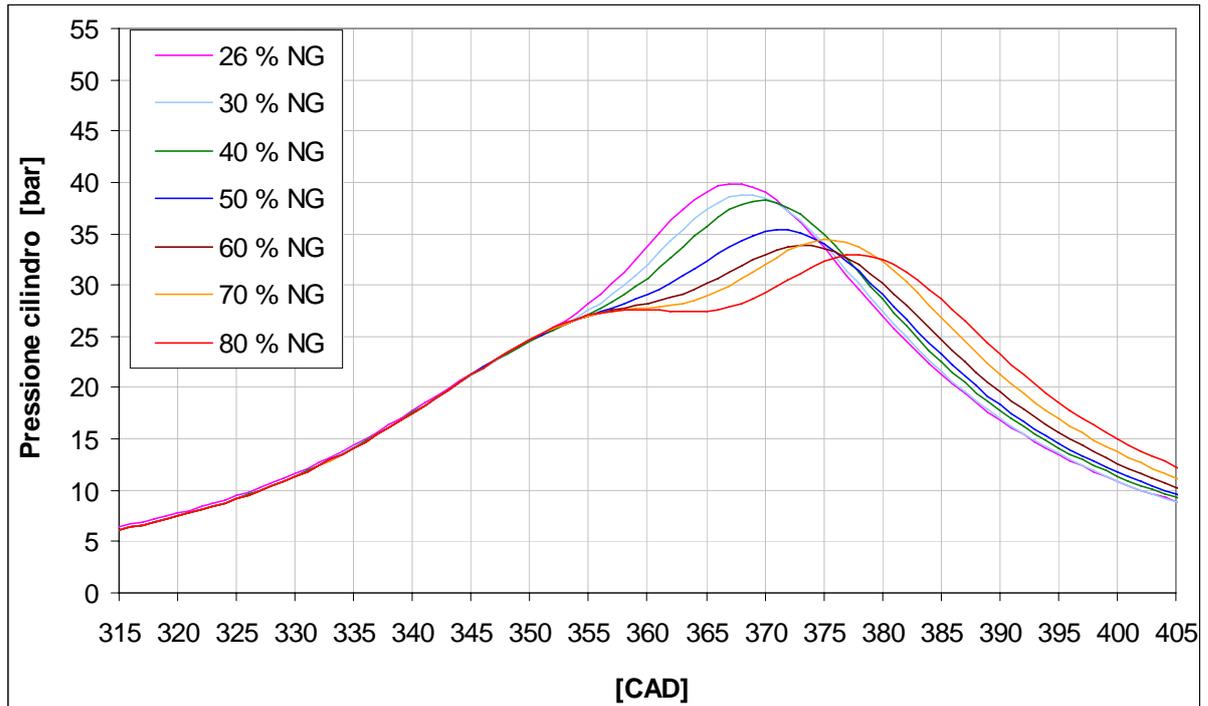
evidenziare che al di sopra del 60 % di gas, il campo di esistenza dell'autoaccensione si riduce a singoli punti di funzionamento per ciascuna percentuale di gas. Ciò implica che tali condizioni sono in pratica difficilmente sfruttabili poiché una minima variazione del carico o della dosatura potrebbe innescare la detonazione o lo spegnimento del motore. Considerando ancora la curva verde, si nota anche che per percentuali superiori al 50 % l'aumento del massimo carico realizzabile senza detonazione risulta un po' più consistente al crescere della percentuale di gas.

Osservando invece il grafico di figura 6.10, è possibile notare che la combustione in autoaccensione di miscele di benzina e gas naturale è realizzata con valori molto elevati del rapporto aria combustibile corrispondenti a valori di lambda che variano da 1.8 a 4 (curva blu del minimo carico). Questi valori sono infatti notevolmente superiori a quelli che usualmente caratterizzano il funzionamento di un motore ad accensione comandata, che variano in genere tra 0.8, in condizioni di dosatura ricca a pieno carico (capitolo 2), e 1.1.

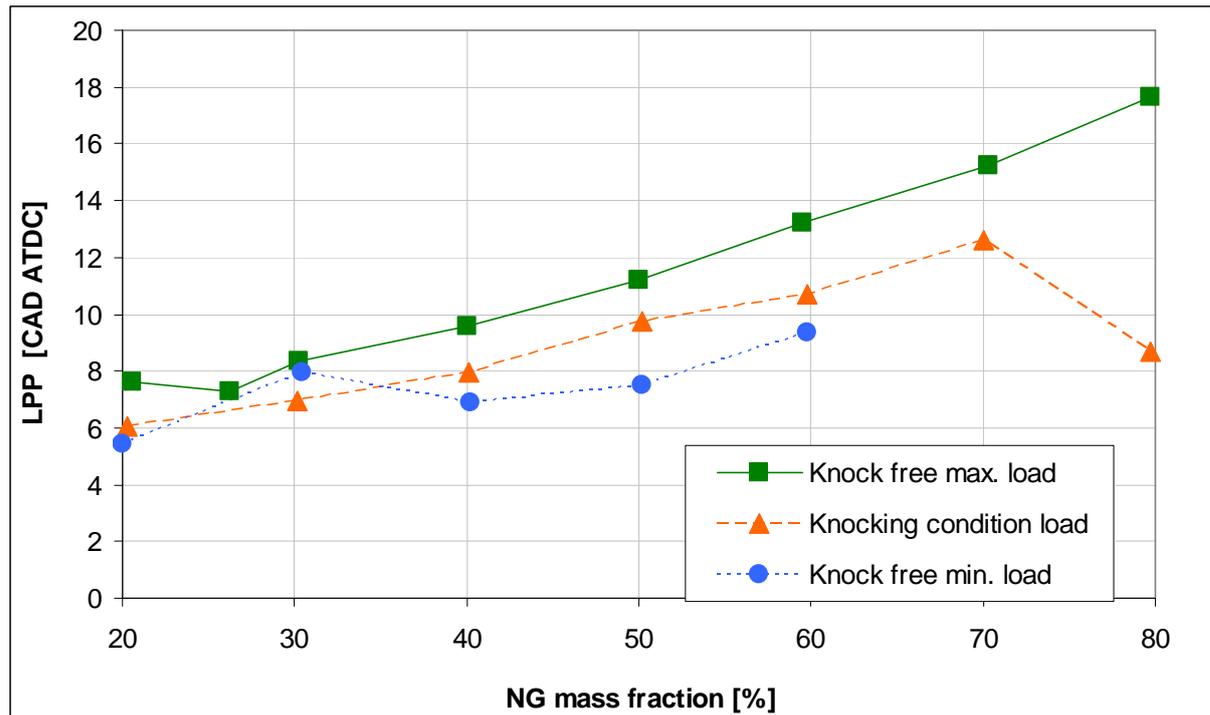
Inoltre, analogamente a quanto osservato per la PMI (figura 6.10), considerando la curva verde (di figura 6.10) si nota che dal 20 all'80 % di gas i valori di lambda decrescono variando rispettivamente da 3.34 a 1.83. Pertanto con una miscela avente il 20 % di gas lambda può variare da 3.34 a 4 ma al crescere della percentuale di gas nella miscela l'intervallo di variazione si riduce drasticamente. Infatti, analogamente a quanto già osservato con i valori di PMI, con percentuali di gas superiori al 60 %, l'area relativa alle condizioni di funzionamento in autoaccensione si restringe fino a costituire, dal 70 % all'80 %, dei singoli punti di funzionamento instabili.

Nella combustione per autoaccensione spontanea di una miscela omogenea di aria e combustibili (benzina e gas naturale), a differenza della combustione ad accensione comandata o di quella per compressione, l'innescò della combustione e quindi la fasatura più o meno ottimale della stessa dipendono dal rapporto di compressione, dalla pressione e temperatura iniziale della miscela ma anche dalla sua resistenza alla autoaccensione. Osservando la figura 6.12 e la successiva figura 6.13, è possibile notare che, a parità di temperatura iniziale della miscela (150 °C) e di rapporto di compressione (16), al variare della percentuale di gas presente nella miscela si modifica la posizione del picco di pressione (*LPP, location of peak of preassure*) in camera di combustione. In particolare, è degno di nota che all'aumentare della percentuale di gas si osserva una concordanza tra l'incremento del carico motore, osservabile in termini di PMI nel grafico 6.11, e l'incremento del ritardo

nell'innesco della combustione, osservabile guardando in figura 6.12 lo spostamento del picco di pressione al variare della percentuale di gas. Tale fenomeno è mostrato in modo più esplicito nel grafico di figura 6.13, attraverso il parametro LPP (*location of peak of pressure*) che rappresenta la posizione del picco di pressione in camera di combustione espressa in gradi di rotazione dell'albero motore dopo che lo stantuffo ha raggiunto il punto morto superiore.



6.12 – Andamento della pressione misurata all'interno del cilindro a cavallo della fase di combustione al variare della gradi di rotazione dell'albero motore. Il valore di 360° corrisponde alla posizione dello stantuffo nel punto morto superiore. Ogni curva si riferisce ad una differente percentuale di gas presente nella miscela.



6.13 – Posizione del picco di pressione (LPP, *location of peak of preassure*) in camera di combustione espressa in gradi di rotazione dell'albero motore dopo che lo stantuffo ha raggiunto il punto morto superiore. I valori sono rappresentati al variare della percentuale di gas nella miscela.

Al crescere del carico motore (in termini di PMI nel grafico 6.11), aumenta la quantità di calore fornita ad ogni ciclo e quindi la temperatura media all'interno della camera di combustione. Di conseguenza le condizioni termodinamiche cui è soggetta la miscela durante la fase di compressione risultano più severe. pertanto,

Nel funzionamento in autoaccensione, a parità di altri fattori, ciò dovrebbe determinare un innesco della combustione anticipato (quindi minore LPP) rispetto a quello relativo ad una condizione di inferiore carico di funzionamento del motore. Ciò come, precedentemente detto non si verifica in questo caso, poiché, al crescere della percentuale di gas, il conseguente incremento del numero di ottano della miscela (capitolo 5) ha un effetto preponderante rispetto quello connesso con l'aumento del carico del motore, che implica condizioni termodinamiche più severe all'interno della camera di combustione.

Attraverso i precedenti grafici è stato possibile descrivere il campo di funzionamento in autoaccensione senza detonazione osservando alcuni parametri al variare della percentuale di gas nella miscela. Per proseguire con l'analisi dei risultati sperimentali, considerando quindi l'efficienza del motore e le emissioni inquinanti, si ritiene più utile rappresentare i dati relativi al funzionamento in autoaccensione insieme a quelli delle prove con combustione ad

accensione comandata, assunti quindi come termine di confronto e di riferimento. Per fare ciò nei seguenti grafici, i dati sono rappresentati in funzione del carico motore espresso in termini di PMI. Pertanto oltre alle curve blu, verdi e arancione sono presenti la curva viola, relativa al funzionamento a benzina e quella azzurra relativa al funzionamento a gas naturale, per entrambe le condizioni il metodo di prova è stato già descritto nel precedente paragrafo.

Il grafico di figura 6.14 rappresenta, per ognuna delle prove eseguite, i valori di efficienza (indicata) in funzione della PMI. Dall'analisi dei dati si nota che il campo di funzionamento del motore con combustione ad accensione comandata è più esteso di quello relativo alla combustione per autoaccensione: nel primo caso infatti si ha un carico massimo di 6.0 bar di PMI (con benzina) ed un valore minimo di PMI pari a 2.5 bar mentre con la autoaccensione, considerando la curva verde, l'intervallo di funzionamento varia da 3.0 bar a 1.2 bar di PMI.

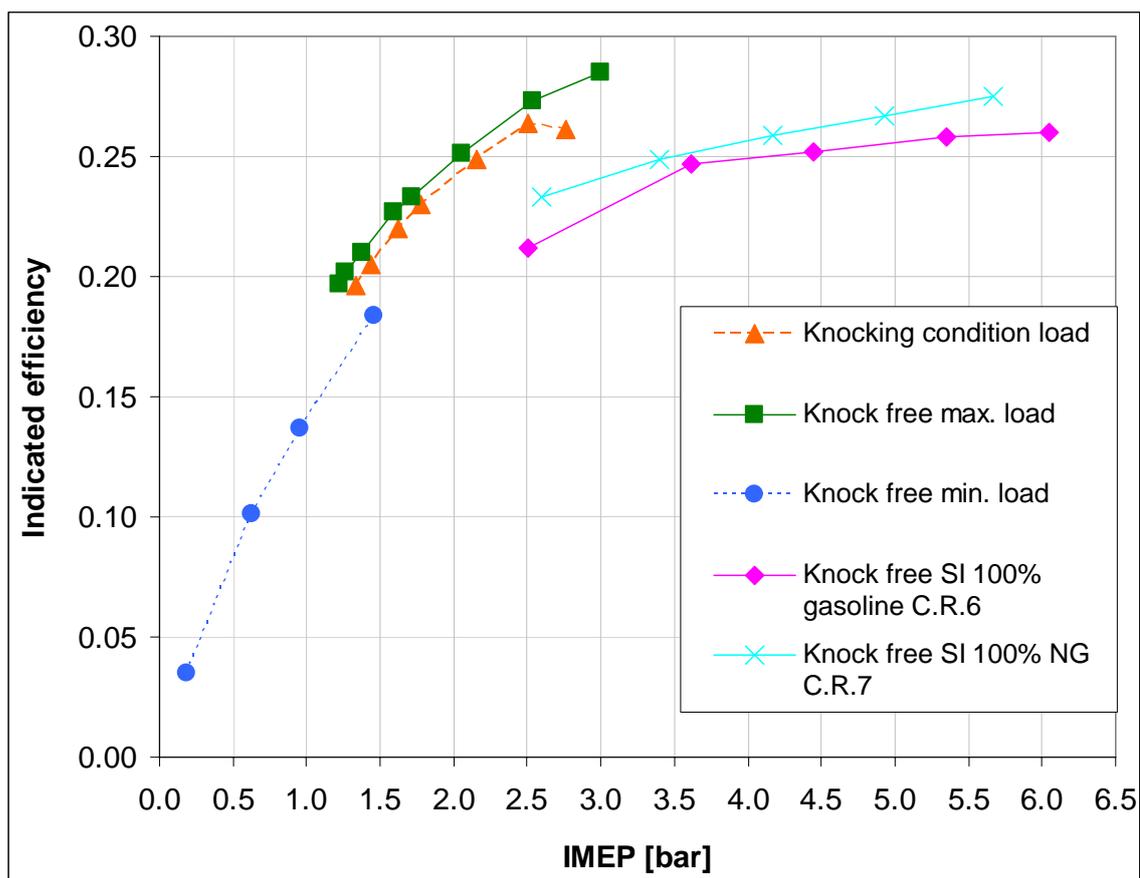


Figura 6.14 - Valori di efficienza (indicata) in funzione della PMI.

Con la combustione ad accensione comandata è possibile ottenere i valori massimi di PMI ma la regolazione del carico è limitata ad un carico minimo di 2.5 bar di PMI mentre con l'autoaccensione è possibile regolare il motore fino ad un carico minimo pari a circa 1.2 bar

di PMI. Osservando la figura 6.14 si nota quindi che esiste un limitato campo di funzionamento del motore, compreso tra 2.5 e 3.0 bar di PMI, in cui è possibile realizzare entrambe le modalità di combustione. In questo intervallo l'impiego della combustione in autoaccensione risulta più vantaggioso in termini di efficienza rispetto alla combustione ad accensione comandata: infatti a parità di carico motore, con 2.5 bar di PMI, l'autoaccensione consente di ottenere una efficienza (indicata) pari a 0.27 che risulta sensibilmente superiore ai valori ottenuti con la combustione tradizionale rispettivamente uguali a 0.21, con alimentazione a benzina e 0.23 con il gas naturale. Nella condizione di massimo carico in autoaccensione, con 3.0 bar di PMI, l'efficienza aumenta fino ad un valore di 0.29, che inoltre è quello massimo ottenuto in tutta la campagna sperimentale.

Osservando ancora le curve di figura 6.14, si nota che per entrambe le modalità di combustione l'efficienza aumenta al crescere del carico motore. Per quanto riguarda la combustione ad accensione comandata, con l'alimentazione a gas risulta l'efficienza risulta sempre più elevata rispetto all'alimentazione a benzina per via del maggiore rapporto di compressione che è possibile impiegare grazie al numero di ottano particolarmente elevato del gas naturale (capitolo 5). Inoltre il combustibile gassoso (per sua natura) forma con l'aria una miscela più omogenea e ciò, soprattutto in condizioni di forte regolazione, determina un migliore processo di combustione. Nel caso della benzina infatti, con una pressione nel collettore (MAP) di 0.6 bar, corrispondente al minimo carico motore, il processo di combustione risente notevolmente della imperfetta miscelazione di aria e benzina, la combustione diventa molto irregolare e l'efficienza di funzionamento si riduce al valore minimo di 0.21. Per tale motivo, nel motore CFR, il valore di 0.6 bar di MAP costituisce il limite inferiore della classica regolazione per laminazione all'aspirazione.

Nel caso di combustione per autoaccensione, la riduzione del carico motore comporta una variazione molto significativa della efficienza indicata: considerando la curva delle condizioni di massimo carico senza detonazione, si ha che da 1.2 a 3.0 bar di PMI l'efficienza varia da 0.20 a 0.29. Inoltre, considerando la curva del funzionamento con carico minimo, i valori di efficienza risultano talmente bassi da escludere le relative condizioni di funzionamento da una ipotesi di impiego pratico. Ciò di conseguenza implica una ulteriore riduzione del campo di funzionamento del motore in autoaccensione. Infine, osservando la curva arancione, si nota che un eventuale funzionamento in condizioni di leggera detonazione non comporta nessun vantaggio. L'autoaccensione risulta quindi molto vantaggiosa in condizioni di ridotto

carico motore, tra 1.5 e 3.0 bar di PMI, in cui, rispetto alla combustione ad accensione comandata, consente di ottenere una efficienza superiore (o uguale) ed una piccola estensione del campo di regolazione del motore.

La stabilità di funzionamento del motore è stata valutata in termini di deviazione standard della PMI ed è stata calcolata in base ai valori (di PMI) relativi a cento cicli motore consecutivi. I valori di deviazione standard della PMI sono rappresentati in figura 6.15 al variare della PMI, per ognuna delle prove della campagna sperimentale.

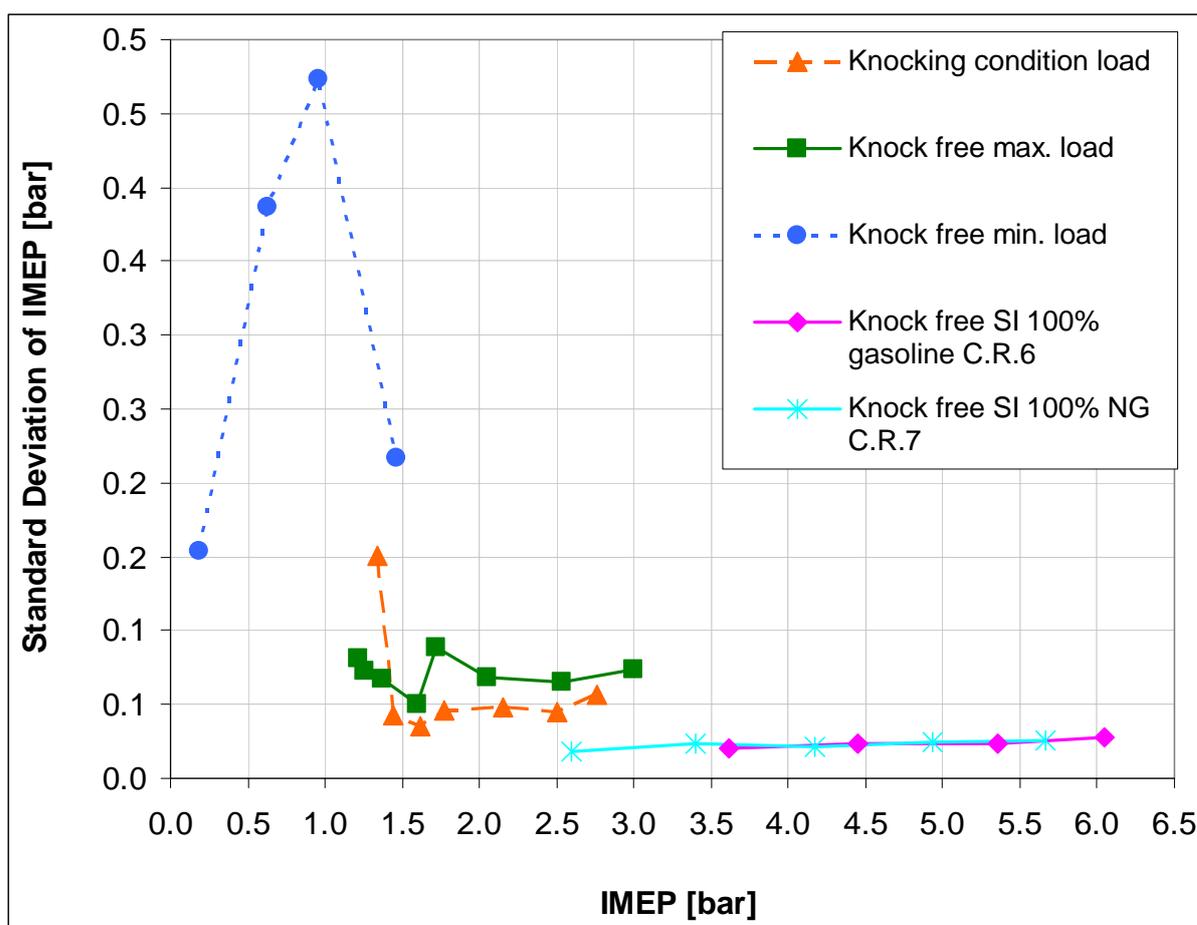


Figura 6.15 – Deviazione standard della PMI al variare della PMI, per ognuna delle prove della campagna sperimentale.

Dalla analisi dei dati, considerando le condizioni di massimo carico in autoaccensione, risulta che la stabilità di funzionamento del motore peggiora leggermente rispetto ai due casi di alimentazione a benzina e a gas con combustione tradizionale. Questi ultimi presentano valori estremamente simili e costanti al variare della PMI, ad eccezione del valore relativo al caso di massima regolazione (MAP 0.6 bar) con alimentazione a benzina, che è stato escluso dal grafico di figura 6.15, per via del valore eccessivamente elevato di deviazione standard di PMI pari a 0.9 bar. In condizioni di forte regolazione, la miscelazione non ottimale tra aria e

benzina ed altri fattori possono causare un peggioramento significativo del processo di combustione o addirittura la mancata accensione della miscela in un certo numero di cicli motore.

L'analisi della campagna sperimentale si completa infine con l'esame dei dati relativi alle misure delle emissioni inquinanti. Nel grafico di figura 6.16 i valori di monossido di carbonio (CO) sono rappresentati in funzione del carico del motore espresso in termini di PMI. Le emissioni di CO relative alle prove con combustione tradizionale, sia a benzina sia a metano, sono superiori rispetto a quelle misurate durante le prove in combustione in autoaccensione poiché nel primo caso sono maggiori le quantità di combustibile impiegato, per via del funzionamento con dosature stechiometriche della miscela, cui corrispondono anche livelli di carico motore più elevati. Con la autoaccensione la combustione avviene con largo eccesso di aria, ovvero con valori di λ elevati come mostrato in figura 6.10, e di conseguenza la notevole presenza di ossigeno contrasta la formazione di CO.

In particolare, osservando i dati relativi al funzionamento in autoaccensione in condizioni di massimo carico senza detonazione, si nota che l'emissione di CO diminuisce all'aumentare del carico. Tale fenomeno è dovuto al fatto che l'incremento della temperatura in camera di combustione, determinato dall'aumento del carico motore, rende più veloci le reazioni chimiche e maggiori quantità di CO, in presenza di eccesso di ossigeno, si ossidano trasformandosi in CO_2 . In condizioni di carico minimo, la temperatura in camera combustione meno elevata comporta una reazione di ossidazione incompleta, dando luogo ad una notevole emissione di quantità di CO.

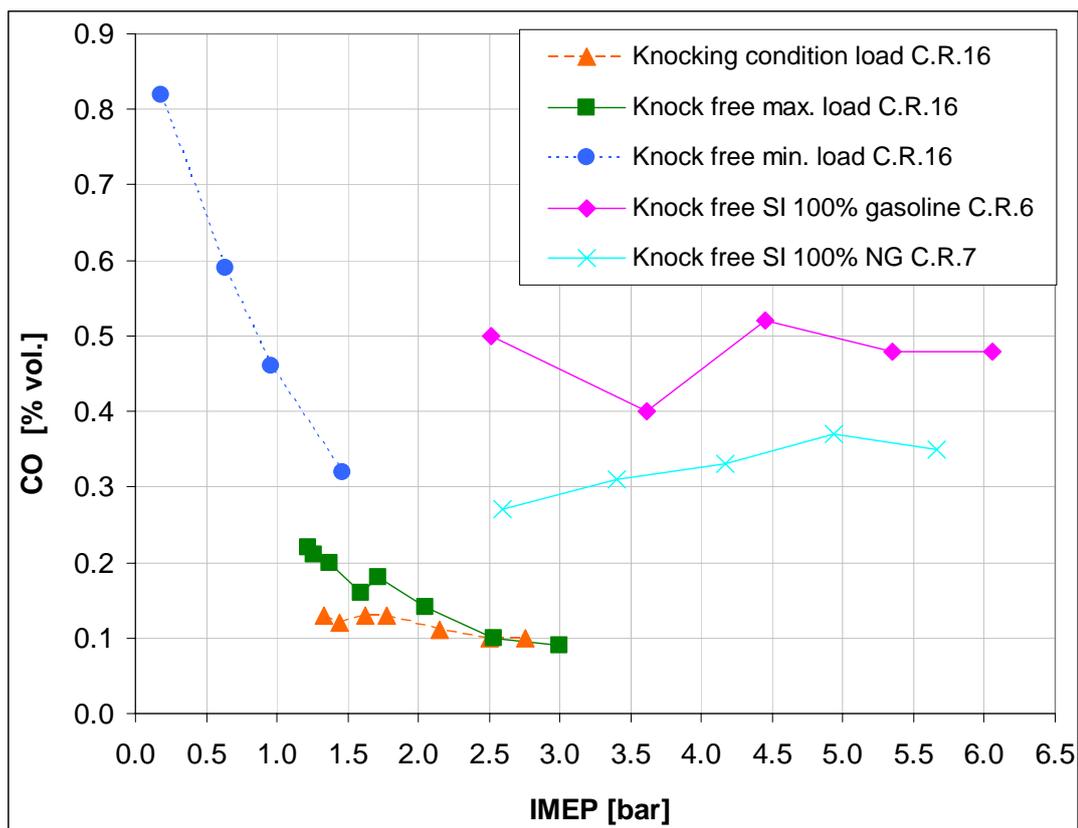


Figura 6.16 – Emissioni di CO [% vol.] in funzione della PMI [bar].

Considerazioni simili possono essere fatte sulla base delle emissioni di anidride carbonica, rappresentate in figura 6.17. Anche in questo caso le emissioni di CO_2 relative alle prove con combustione tradizionale, sia a benzina sia a metano, sono superiori rispetto a quelle misurate durante le prove in combustione in autoaccensione. Ciò è dovuto alla maggiore quantità di combustibile utilizzata nel funzionamento con dosatura stechiometrica. Le emissioni di CO_2 relative al solo gas naturale sono inferiori a quelle della benzina per via del maggiore rapporto H/C che caratterizza il combustibile gassoso (capitolo 2 e capitolo 5); inoltre in entrambi i casi si nota che le emissioni di anidride carbonica sono quasi indipendenti dalle condizioni di carico del motore.

Nel funzionamento in autoaccensione invece la quantità di anidride carbonica varia sensibilmente con il carico poiché l'aumentare di questo è ottenuto mediante un incremento della massa complessiva di combustibile presente nella miscela, come mostrato in figura 6.10 mediante il parametro lambda. Inoltre, per quanto già detto precedentemente, all'aumentare del carico, per effetto della conseguente maggiore temperatura in camera di combustione, vi è un incremento di CO_2 dovuto alla maggiore ossidoriduzione della anidride carbonica.

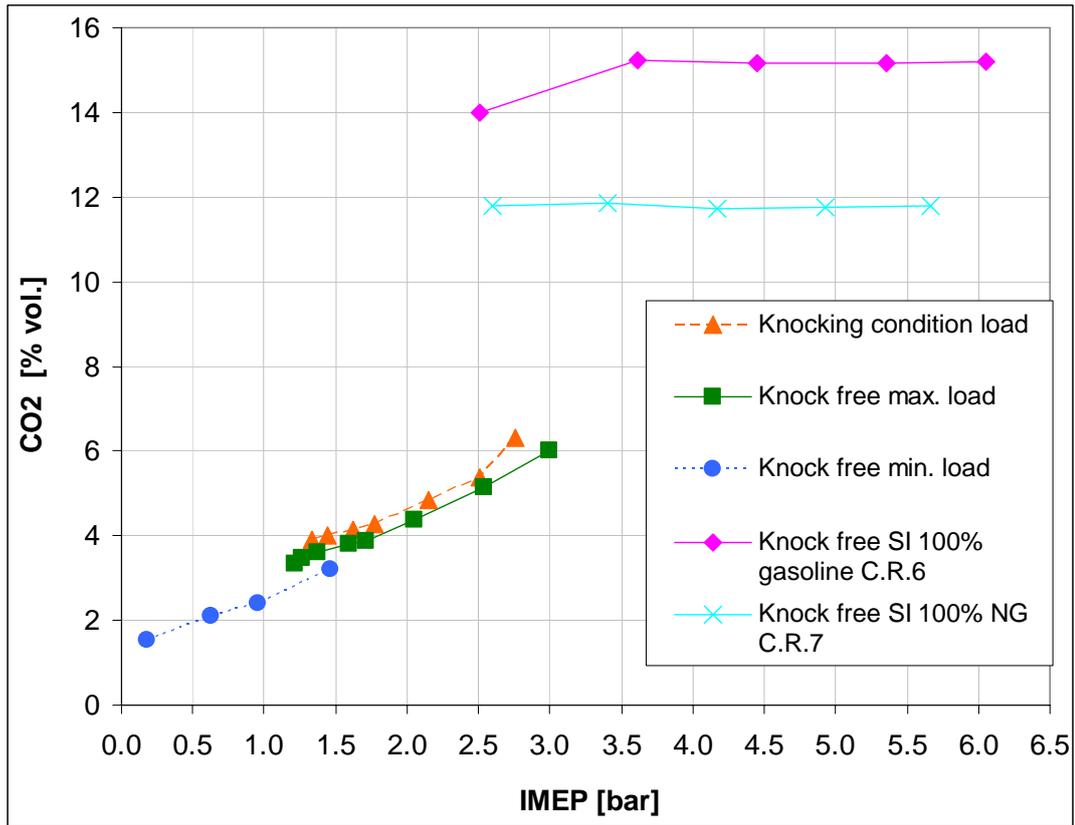


Figura 6.17 – Emissioni di CO₂ [% vol.] in funzione della PMI [bar].

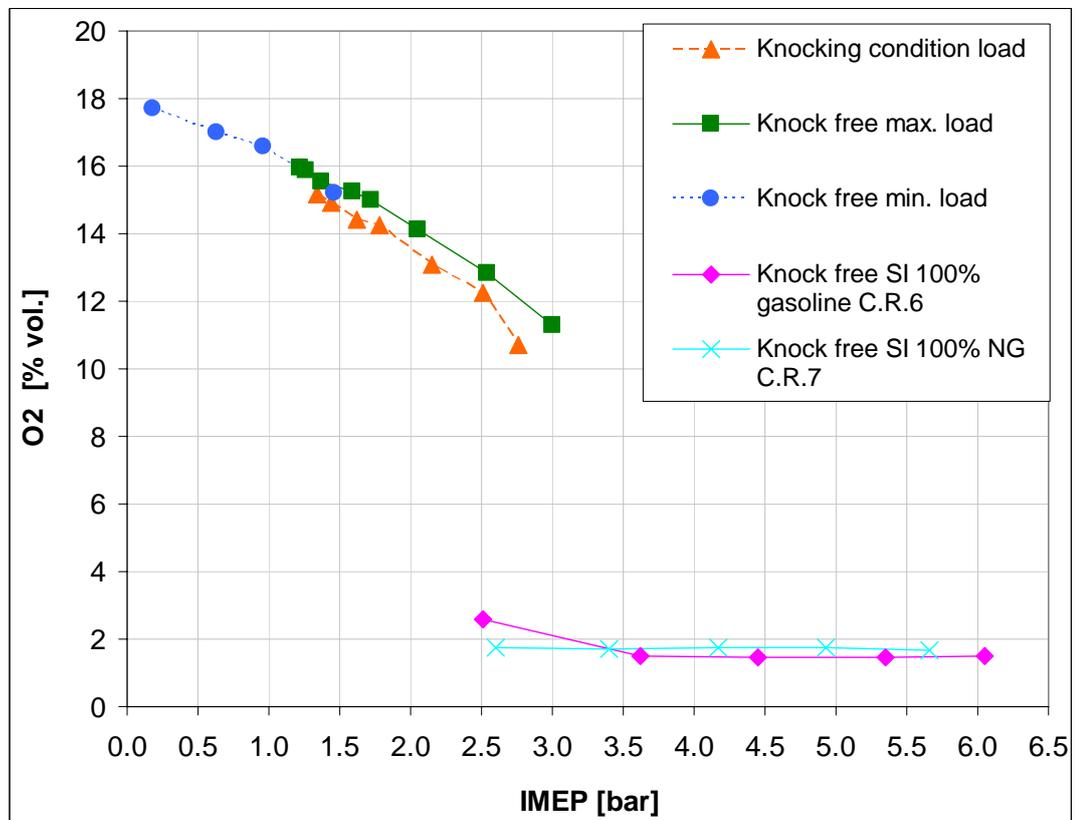


Figura 6.18 – Valori di O₂ [% vol.] presenti nei gas di scarico in funzione della PMI [bar].

Le stesse conclusioni possono inoltre essere dedotte dalla analisi delle quantità O₂ presenti nei gas di scarico, illustrate in figura 6.18 in funzione della PMI [bar]. Dal grafico si nota come la quantità di ossigeno diminuisce in modo congruo con l'incremento del carico del motore, ovvero al diminuire di lambda (figura 6.10).

I risultati più importanti però sono quelli che si ottengono dall'analisi delle quantità degli ossidi di azoto misurati nelle varie prove, rappresentati in figura 6. Nel funzionamento in autoaccensione indipendentemente dal carico del motore le emissioni di NO_x risultano bassissime, poiché pari mediamente a 15 ppm, ed inferiori di tre ordini di grandezza rispetto a quelle rilevate nelle prove con combustione ad accensione comandata. In questo caso la quantità di ossidi di azoto aumenta al crescere del carico motore poiché con esso aumenta la temperatura massima del ciclo motore che la principale causa della formazione di NO_x. Nel funzionamento con autoaccensione la combustione avviene simultaneamente ed in modo omogeneo all'interno della miscela. Ciò comporta l'assenza di zone o aree in cui la combustione si realizza con elevati gradienti di temperatura dando quindi luogo alla formazione di ossi di azoto, come nel caso della combustione ad accensione comandata (con il fronte di propagazione della fiamma) o della combustione ad accensione per compressione (con la regione intorno allo spray di combustibile, figura 6.1). Tuttavia, come dimostrano i alcuni dati relativi alla curva arancione, in caso di funzionamento in autoaccensione con carico troppo elevato, l'elevato gradiente di temperatura connesso alla detonazione determina la formazione di ossidi di azoto.

Infine, per quanto riguarda l'emissione di idrocarburi incombusti, rappresentate dal grafico di figura 6.20, nel funzionamento in autoaccensione le quantità misurate sono sempre superiori a quelle relative al funzionamento con la combustione ad accensione comandata.

Osservando la disposizione delle curve blu, verde ed arancione, si nota che nel funzionamento in autoaccensione la quantità di idrocarburi incombusti dipende sensibilmente dai valori di temperatura all'interno della camera di combustione.

Come spiegato precedentemente, al diminuire del carico la conseguente riduzione della temperatura di combustione determina un incremento della quantità di molecole di combustibile che, soprattutto nelle zone periferiche nel cilindro, non raggiungono le condizioni termodinamiche necessarie all'innesco della reazione di ossidazione. Nel caso di combustione con detonazione (curva arancione), a parità di carico del motore (in termini di PMI) il

Confrontando i risultati relativi alle curve verde ed arancione si nota inoltre che a parità di carico del motore (in termini di PMI), in caso di detonazione la maggiore temperatura di combustione favorisce una combustione più completa che implica minori quantità di idrocarburi incombusti.

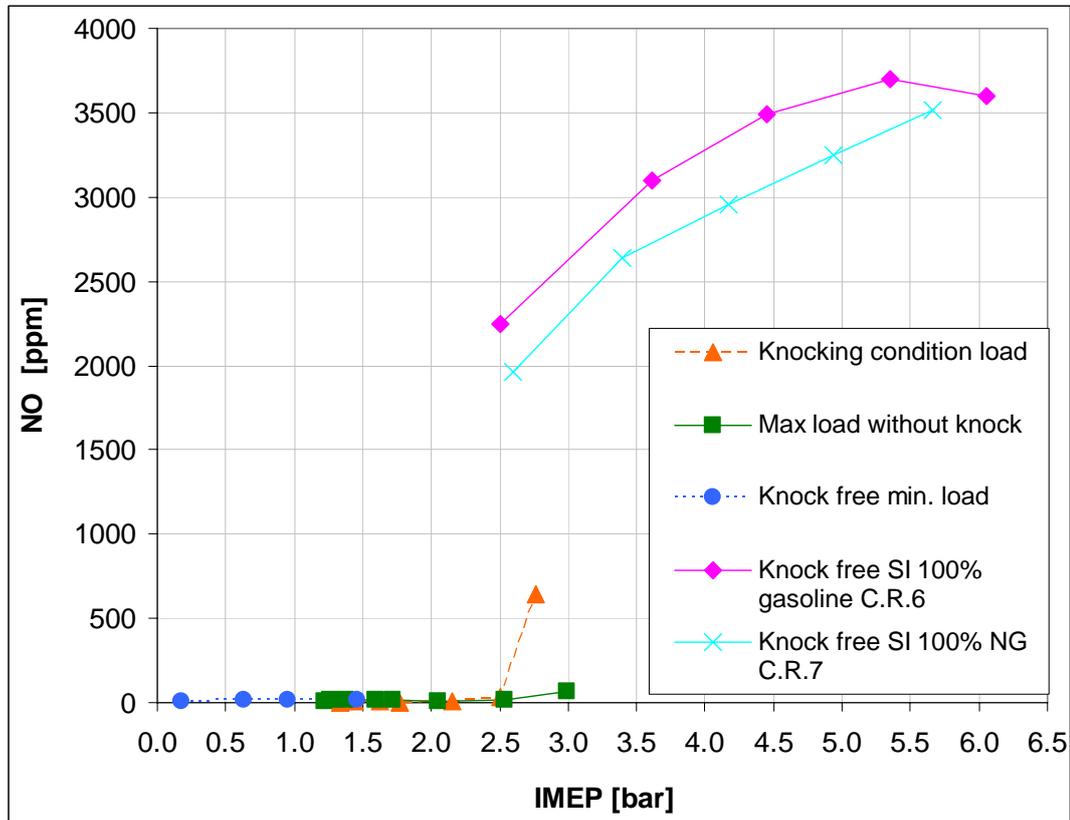


Figura 6.19 – Emissioni di ossidi di azoto [ppm] in funzione della PMI [bar].

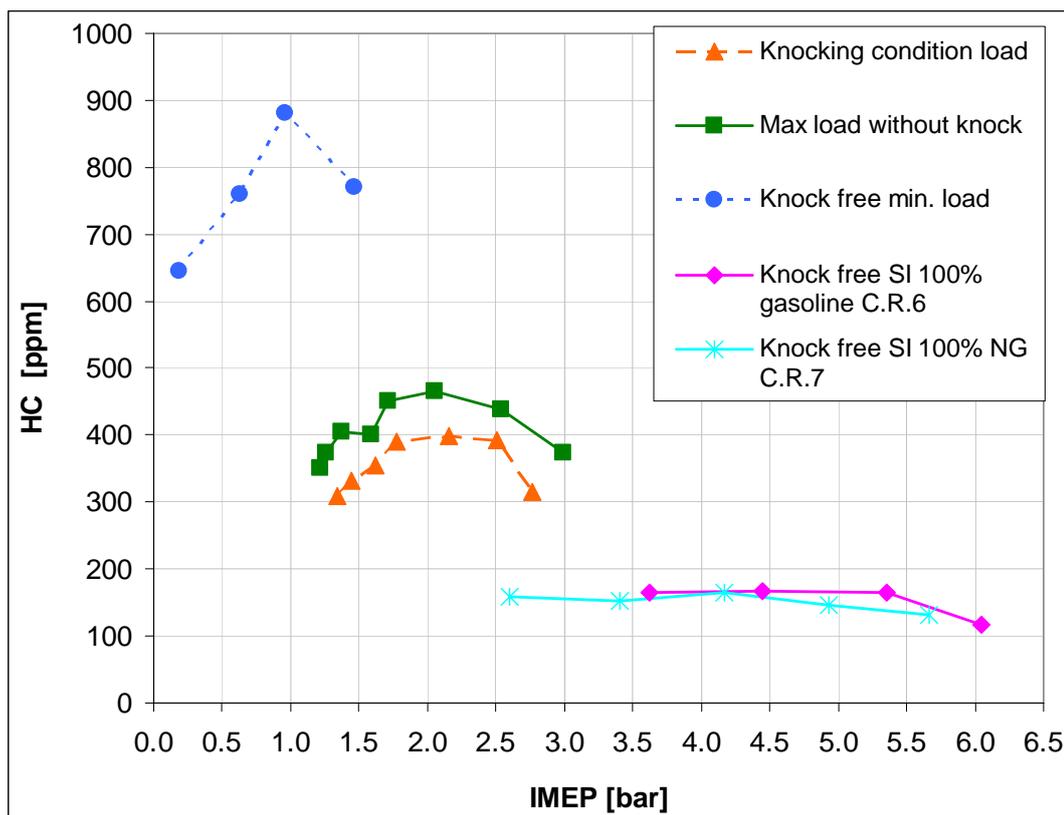


Figura 6.20 – Emissioni di idrocarburi incombusti [ppm] in funzione della PMI [bar].

6.5 - Conclusioni.

Dall'analisi generale dei risultati ottenuti si evince che è possibile utilizzare miscele di gas e benzina per realizzare in un motore alternativo l'autoaccensione spontanea (e globale) di una miscela omogenea di aria e combustibili (combustione HCCI). Considerando l'assenza di riferimenti in letteratura in merito all'impiego di miscele di benzina e gas naturale per realizzare questo particolare processo di combustione, il lavoro svolto, condotto utilizzando un motore CFR, costituisce un primo studio sperimentale che alla luce dei risultati ottenuti necessita ulteriori sviluppi ed approfondimenti.

In assenza di specifici riferimenti il primo obiettivo è stato quello di valutare, attraverso alcune prove preliminari, i valori di temperatura della miscela (150 °C) e rapporto di compressione (16) che assicuravano sperimentare il funzionamento del motore in autoaccensione con una percentuale di gas nella miscela variabile dal 20 % all'80 %.

I risultati sperimentali dimostrano che con la combustione per autoaccensione il campo di funzionamento del motore è abbastanza ristretto: la detonazione limita il carico massimo applicabile dal motore ad un valore poco superiore a quello minimo realizzabile mediante

regolazione per laminazione all'aspirazione, in condizioni di funzionamento con combustioni ad accensione comandata. Inoltre, il campo di funzionamento in autoaccensione è limitato inferiormente dal fatto che al di sotto di certi valori di carico del motore, le condizioni termodinamiche all'interno della camera di combustione non sono più sufficienti a garantire l'autoaccensione della miscela. L'analisi dei dati dimostra inoltre che il campo di funzionamento del motore si riduce all'aumentare della percentuale di gas nella miscela (figura 6.11) e che per realizzare condizioni di carico motore più elevate è necessario ridurre la percentuale di benzina (figura 6.11). Tuttavia confrontando i dati relativi all'autoaccensione con quelli in accensione comandata si evince che esiste un campo di funzionamento in cui è possibile realizzare entrambe le modalità di combustione. In tali condizioni la combustione in autoaccensione risulta notevolmente più vantaggiosa sia in termini di efficienza (0.29 in autoaccensione contro 0.23 con solo gas naturale in accensione comandata figura 6.14) sia per quanto riguarda l'emissione di sostanze inquinanti (da figura 6.16 a 6.19). In particolare i risultati più significati sono quelli relativi alle emissioni di ossidi di azoto i cui valori, nel funzionamento in autoaccensione, sono estremamente ridotti ed inferiori di tre ordini di grandezza rispetto a quelli misurati con combustione ad accensione comandata (figura 6.19). Soltanto considerando le quantità di idrocarburi incombusti (figura 6.20) i valori relativi alla autoaccensione risultano essere poco superiori a quelli ottenuti con la combustione ad accensione comandata.

Pertanto, sulla base dei risultati ottenuti, l'impiego di miscele di benzina e gas naturale potrebbe rappresentare una soluzione efficiente e meno inquinante, per alimentare, mediante combustione HCCI, un motore alternativo stazionario. Questi motori infatti generalmente lavorano in un campo di funzionamento ristretto e l'eventuale riduzione della massima potenza erogabile (connessa all'impiego della combustione HCCI) è più facilmente risolvibile rispetto al caso di motori destinati ad altre applicazioni. A titolo di esempio, miscele di benzina e gas naturale potrebbero essere usate per alimentare un motore HCCI impiegato per ricaricare gli accumulatori di un veicolo elettrico; in questo caso la sua funzione sarebbe quella di ampliare all'occorrenza l'autonomia di marcia del veicolo (*range extender*), lavorando quasi a punto fisso, con elevata efficienza e ridotte emissioni inquinanti.

Negli ultimi anni molti ricercatori hanno concentrato i loro studi sul motore HCCI poiché, considerando le sempre più stringenti norme anti inquinamento, la combustione HCCI

potrebbe diventare, per determinate applicazioni motoristiche, una possibile alternativa al funzionamento tradizionale con combustione ad accensione comandata o ad accensione per compressione (motore Diesel). Un ulteriore sviluppo di questa prima sperimentazione, prevede una indagine più estesa, attualmente in avanzata fase di programmazione, avente l'obiettivo di determinare, al variare del rapporto di compressione e della temperatura della miscela, il complessivo campo di funzionamento del motore alimentato con miscele di benzina e gas naturale in modalità HCCI. I risultati di questa sperimentazione potrebbero essere utili per lo studio di un motore HCCI, che dotato di sistema di variazione del rapporto di compressione, sia caratterizzato da un campo di funzionamento più esteso. Inoltre, sfruttando tale particolare soluzione costruttiva e la possibilità di cambiare la resistenza alla detonazione (ovvero il numero di ottano, capitolo 5) della miscela di benzina e gas naturale, variando la percentuale di gas, si potrebbe variare la modalità di combustione a seconda delle condizioni di funzionamento del motore. In condizioni di carico elevato, riducendo il rapporto di compressione, il motore potrebbe funzionare con combustione ad accensione comandata, mentre, nel caso di carico ridotto, mediante la combustione HCCI, realizzata con rapporto di compressione più elevato, il motore potrebbe funzionare con elevata efficienza e ridotte emissioni inquinanti.

Capitolo 7

Realizzazione di un impianto di sovralimentazione per banco prova motori.

7.1 - Descrizione dell'impianto.

L'ultima parte del progetto di ricerca ha avuto come obiettivo la realizzazione ed il collaudo di un particolare impianto di sovralimentazione per banco prova motori che verrà impiegato per gli ulteriori sviluppi della strategia *double-fuel*, riguardanti la sperimentazione della combustione simultanea di miscele di gas e benzina in un motore sovralimentato.

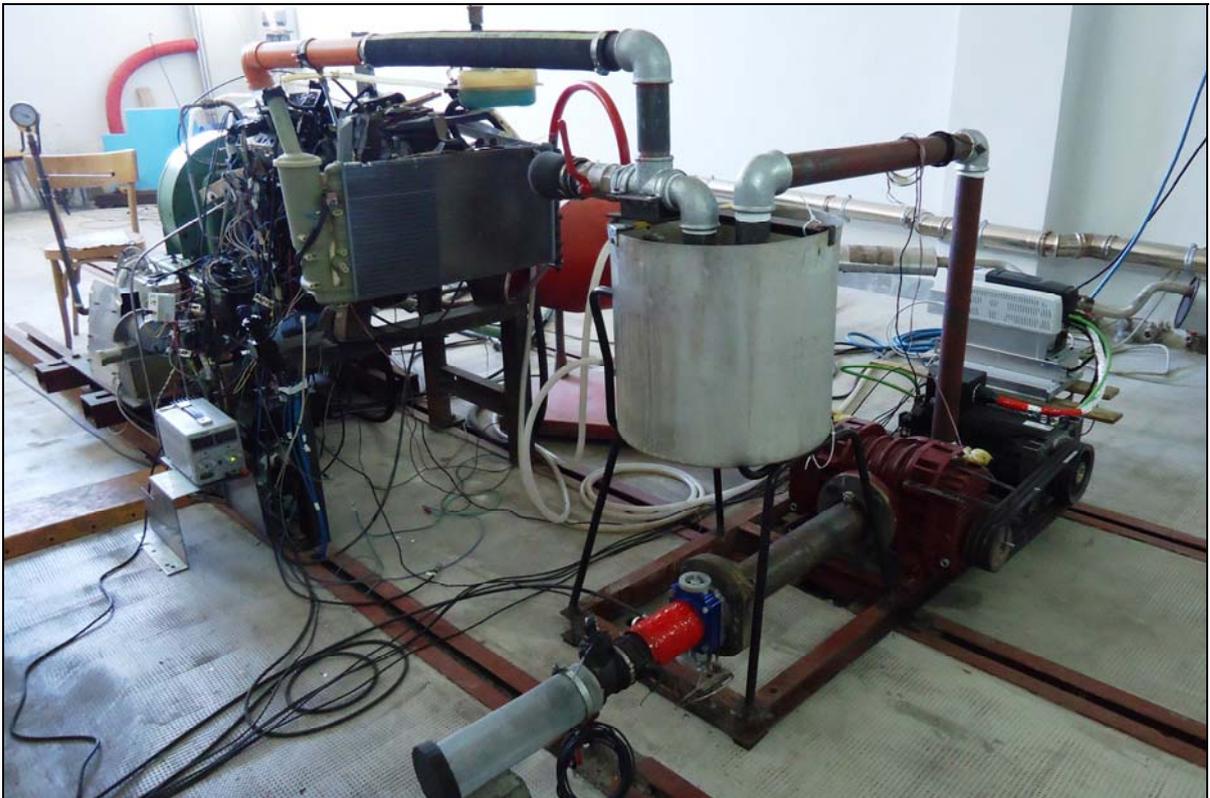


Figura 7.1 - Impianto di sovralimentazione con motore e freno.

Per realizzare l'impianto di sovralimentazione per il banco prova motori è stato necessario mettere a punto ed integrare una complessa catena di sistemi (figura 7.1 e figura 7.2).

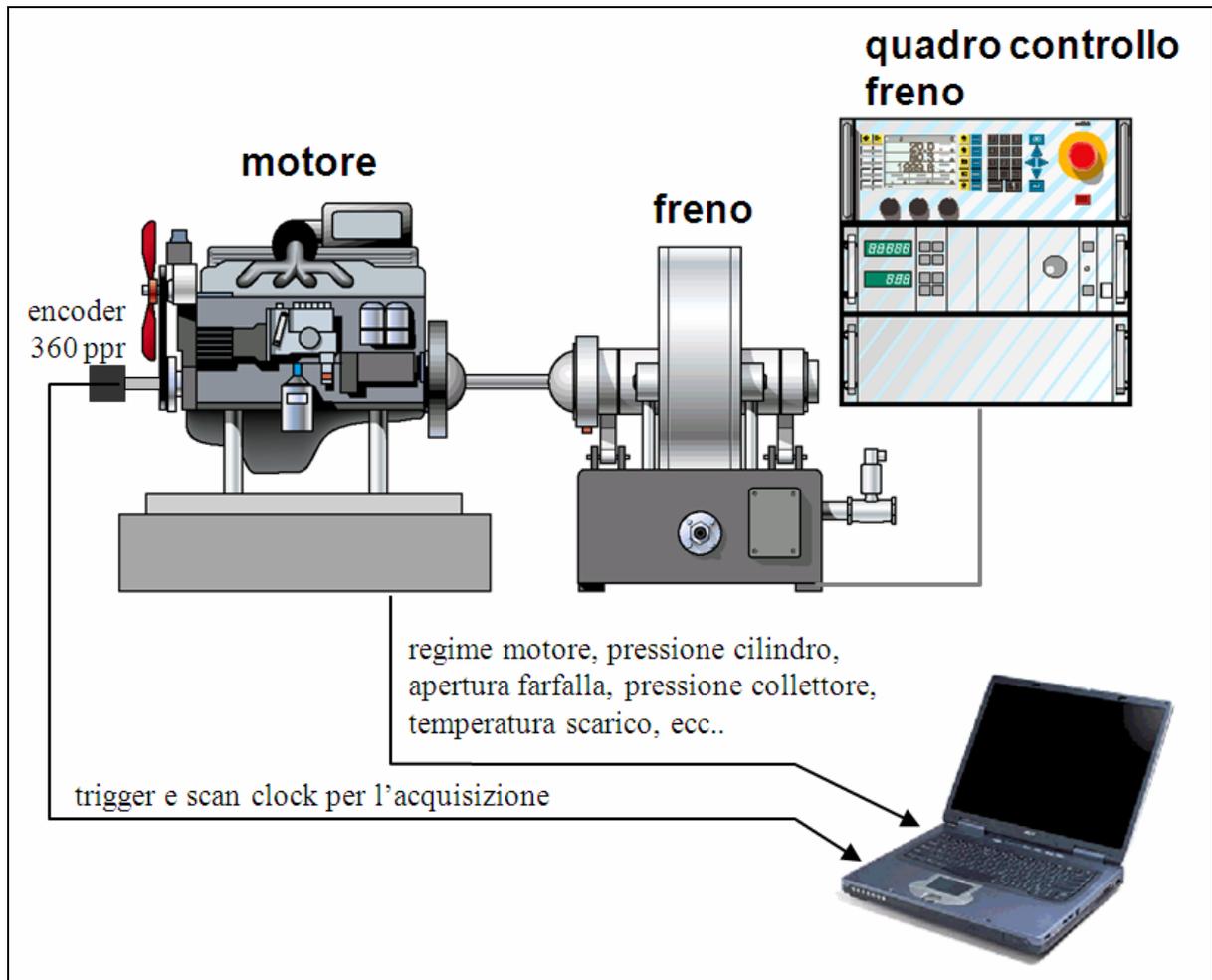


Figura 7.2 - Schema dell'impianto di controllo e gestione motore.

La sovralimentazione è affidata ad un compressore volumetrico trascinato da un motore elettrico controllato da uno specifico sistema di controllo elettronico. Il compressore, unitamente ad un impianto di interrefrigerazione, è posto a monte del propulsore ed è in grado di alimentarlo con una pressione massima di 1.7 bar (assoluti). Un insieme di sensori e sistemi di elaborazione e controllo gestiscono l'alimentazione del motore elettrico e consentono di mantenere, con un elevato grado di precisione, il livello di pressione nel collettore di aspirazione del motore (figura 7.3).

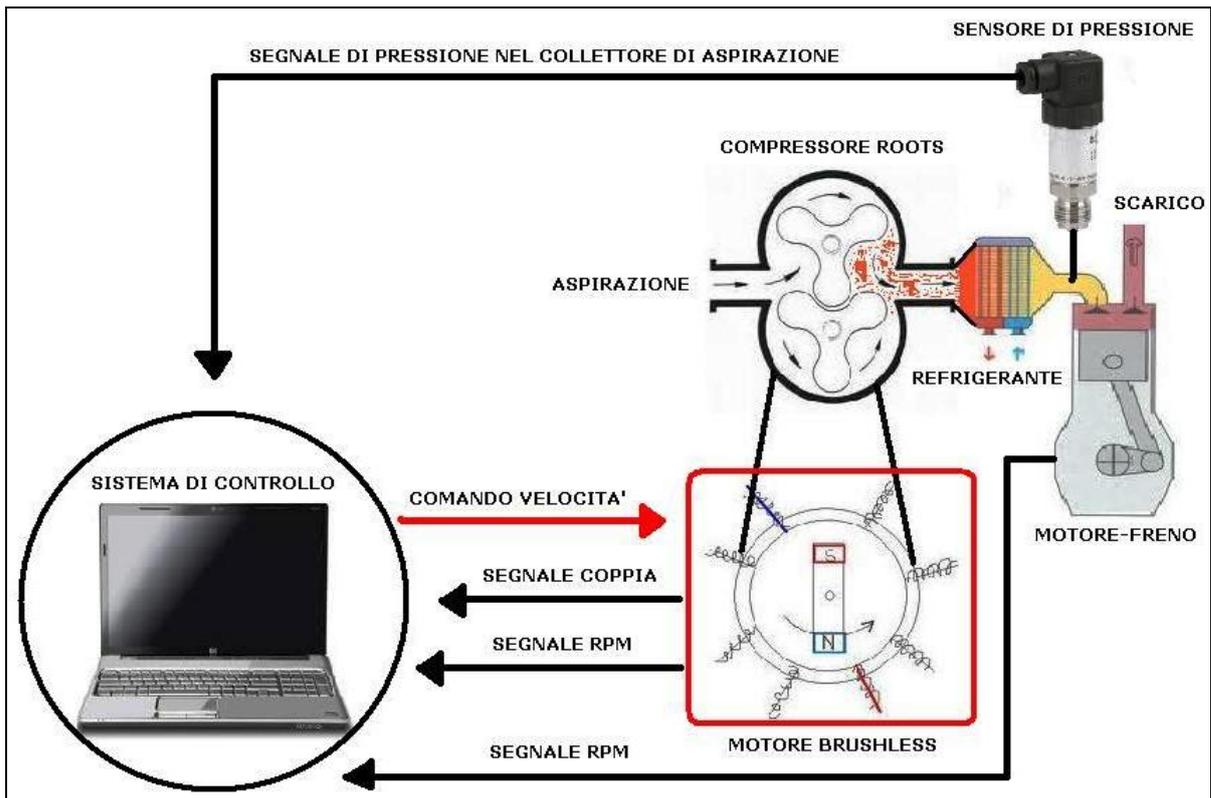


Figura 7.3 - Schema dell'impianto di sovralimentazione.

Il compressore utilizzato nell'impianto è di tipo volumetrico Roots, prodotto dalla Finder Pompe, modello BLW 80-2 (figura 7.4).

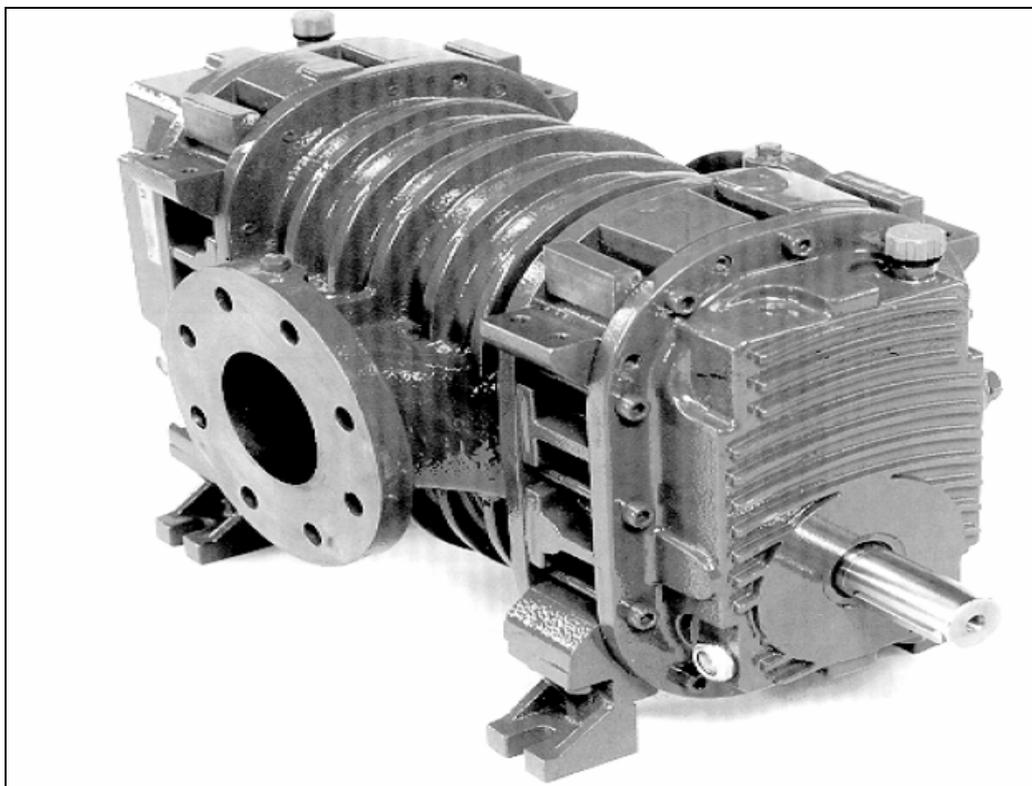


Figura 7.4 - Immagine del compressore Roots, Finder Pompe, serie BLW 80-2.

Il compressore Roots in esame è costituito principalmente da un corpo in ghisa all'interno del quale ruotano, senza attrito reciproco tra di loro e con il corpo, due rotori a tre lobi con profilo coniugato, sincronizzati tramite una coppia di ruote dentate elicoidali (figura 7.5).

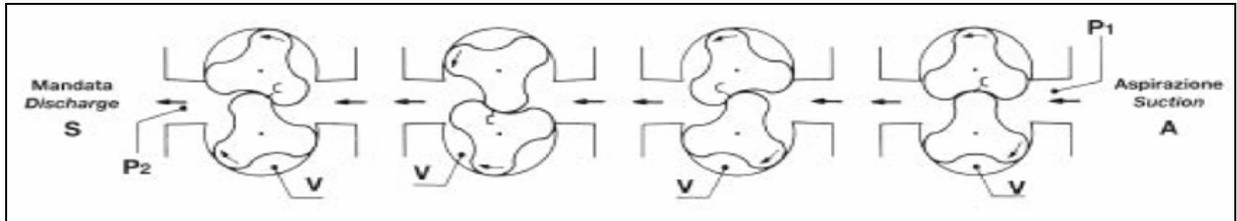


Figura 7.5 - Schema di funzionamento del compressore Roots.

Di seguito sono riportate le caratteristiche della serie di compressori cui appartiene quello impiegato in questa sperimentazione (figura 7.6).

Tipo	Campo di selezione portata aspirata	Pressione differenziale max.	Temperatura max.	Temperatura max. diff.
Type	Suction Capacity	Max. differential pressure	Max. Temperature	Max. diff. temperature
	min/max (m3/h)	m.bar	(C)	(C)
BLW 65-1	50 - 220	900	130	110
BLW 65-1A	70 - 285	900	130	110
BLW 80-2	90 - 475	900	130	110
BLW 80-3	160 - 630	1000	130	110
BLW 100-4	220 - 820	1000	130	110
BLW 100-5	330 - 1100	1000	130	110
BLW 125-8	350 - 1800	1000	130	110
BLW 150-11	500 - 2360	1000	130	110

Figura 7.6 - Tabella riassuntiva delle principali caratteristiche dei compressori appartenenti alla serie BLW. Quello evidenziato è il compressore impiegato nella sperimentazione.

Il compressore è trascinato, attraverso un sistema a cinghie e pulegge da un motore elettrico di tipo brushless. Il motore utilizzato per trascinare il compressore è prodotto dalla Control Techniques, serie Unimotor UM modello 190UMD200 (figura 7.9).

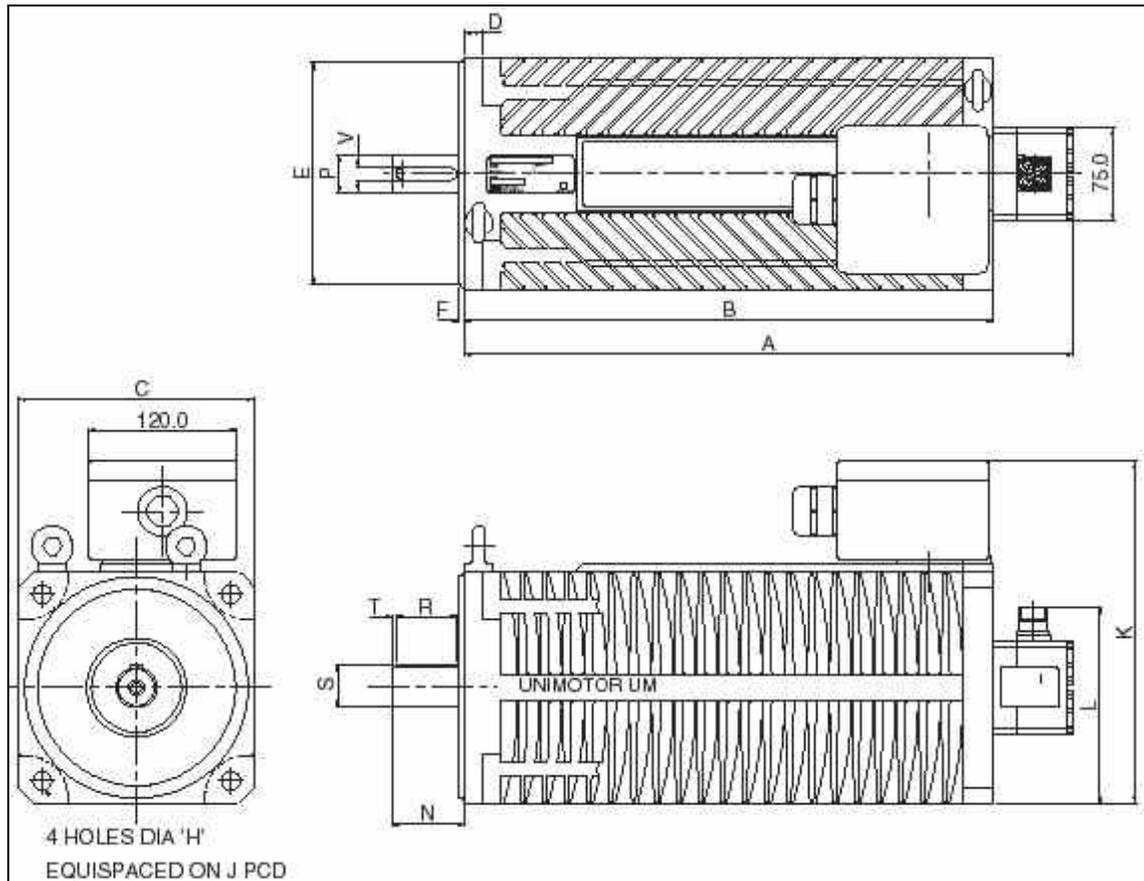


Figura 7.9 - Rappresentazione del servo motore brushless prodotto dalla Control Techniques, serie Unimotor UM, modello 190UMD200 impiegato per azionare il compressore Roots.

Il controllo del motore è stato affidato all'inverter prodotto dalla stessa casa costruttrice, serie Unidrive SP modello UDSP2402 (figura 7.10).



Figura 7.10 - Sistema di controllo prodotto dalla Control Techniques, serie Unidrive SP, modello UDSP2402 impiegato per il controllo del servo-motore brushless che aziona il compressore.

Il motore brushless è un motore elettrico a magneti permanenti. A differenza di un motore a spazzole, non ha bisogno di contatti elettrici striscianti sull'albero motore poiché il rotore non è dotato di circuiti elettrici. Ciò comporta una minore resistenza meccanica ed elimina la possibilità che si formino scintille al crescere della velocità di rotazione. La commutazione della corrente avviene negli avvolgimenti statorici e tutti i parametri di alimentazione quali tensione e intensità della corrente, frequenza e sequenza delle fasi, non avvengono più per via meccanica ma sono gestiti elettronicamente da un sistema esterno al motore che prende il nome di driver o inverter. La gestione elettronica della corrente è ottenuta tramite un banco di transistor di potenza comandati da un microcontrollore che gestisce la commutazione della corrente. Dato che il controllore deve conoscere l'esatta posizione angolare del rotore rispetto allo statore, esso è collegato ad un encoder. In questo tipo di motori i magneti permanenti sono posizionati sul rotore e sono realizzati con speciali materiali che permettono di avere un'inerzia rotorica molto bassa, cosa che consente di avere un controllo del motore estremamente preciso sia in velocità che in accelerazione.

Il driver utilizzato nella sperimentazione mette a disposizione del programmatore una grande quantità di soluzioni per la gestione del motore, con un livello di flessibilità superiore ai normali sistemi di propulsione elettrica alimentati in corrente alternata. È possibile comandare l'Unidrive tramite la tastiera ed il display che ha a bordo oppure, configurazione adottata in questo impianto, può essere comandato e trasmettere i propri dati da remoto. Ciò avviene attraverso cavi dati che trasportano segnali con ampiezza 0-10 V, come nel caso delle uscite analogiche relative a velocità di rotazione e coppia erogata, oppure -10/+10 come nel caso del segnale analogico in ingresso per il comando della velocità di rotazione del motore.

Il driver mette a disposizione diverse logiche per il controllo del motore, quella sfruttata nell'applicazione in questione è il controllo di velocità in loop chiuso. Il driver fa ruotare il motore con la legge oraria che gli viene imposta e ne verifica la correttezza sulla base dei segnali dell'encoder ed adeguando i parametri di alimentazione sulla base dei dati raccolti. Oltre al dispositivo di protezione termico, costituito dalla presenza di fusibili a protezione dell'alimentazione dell'Unidrive, ed alla protezione intrinseca del driver che interrompe l'alimentazione del motore dopo 10 secondi di alimentazione qualora si trovi ad operare oltre la massima potenza di picco.

Il problema più grande incontrato nell'installazione di questo sistema propulsivo all'interno del laboratorio è costituito dai disturbi elettromagnetici che questo sistema emette. Infatti, il driver alimenta il motore con correnti caratterizzate da forti variazioni nel tempo. Ciò induce sui cavi delle apparecchiature un disturbo con un'ampiezza di circa 2.5 V con uno spettro di frequenza che trova i suoi valori più rilevanti su frequenze dell'ordine dei MHz, generando un notevole disturbo elettromagnetico sui sistemi di misura e controllo. Per fortuna il disturbo trova le sue massime ampiezze su valori di frequenza più elevati di quelli che caratterizzano i segnali di interesse all'interno del laboratorio. Il problema è stato risolto attraverso la schermatura di tutti i cavi da e per il driver, sia quelli di alimentazione che quelli vettori di segnale. Per l'alimentazione ed il controllo dell'encoder sono stati utilizzati cavi schermati prodotti dalla casa costruttrice ai quali è stata aggiunta una ulteriore schermatura e sono stati ripiegati in maniera da non poter generare campi elettromagnetici. Per il trasporto dei segnali sono stati usati dei cavi coassiali muniti di connettori di tipo BNC e per evitare che il disturbo potesse arrivare ai sistemi di acquisizione, tutti i cavi sono stati dotati di filtri di tipo RC passa-basso con frequenza di taglio di 8.8 kHz. Questi, realizzati appositamente in laboratorio, sono costituiti da una resistenza ed un condensatore: il circuito sorgente si chiude sulla serie resistenza condensatore mentre il circuito di acquisizione misura la tensione ai capi del condensatore (figura 7.11).

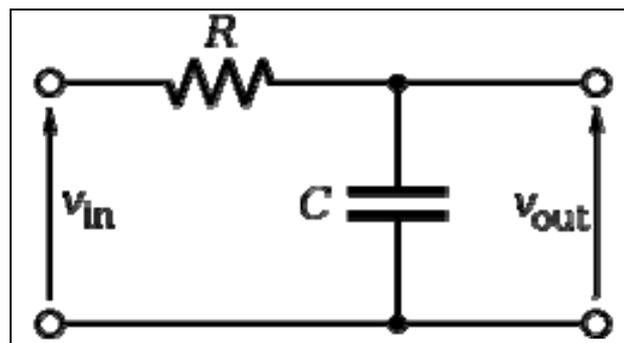


Figura 7.11 - Schema circuitale del filtro passa basso RC.

Alla mandata del compressore è stato installato un intercooler per l'abbattimento e la stabilizzazione della temperatura dell'aria che affluisce al collettore di aspirazione del motore. Lo scambiatore impiegato è di derivazione automobilistica ed in particolare è l'interrefrigeratore di un propulsore Lancia 1600 benzina, turbo sovralimentato (figura 7.12).

Si tratta di uno scambiatore progettato per il funzionamento aria/aria ma nell'impianto di sovralimentazione, non essendo disponibile un flusso d'aria analogo a quello che lambisce la vettura quando è in movimento, è stato impiegato integrandolo in uno scambiatore ad acqua.



Figura 7.12 – Interrefrigeratore impiegato per l'impianto di sovralimentazione.

Infatti, la massa radiante dello scambiatore è stata posta ad operare completamente immersa in acqua al fine di incrementare l'efficienza dello scambio di calore. L'acqua è in continuo ricircolo ed il livello nel serbatoio è mantenuto costante da un sistema di controllo meccanico automatico.

Il motore oggetto della sperimentazione è un FIAT modello F4P *bi-fuel*. E' dotato di doppio sistema di iniezione MPI, "multi point injection", uno per benzina l'altro per gas naturale. Un 4 cilindri in linea con una cilindrata complessiva di 1242 cc (figura 7.13).

Il motore è installato su un banco prova e collegato ad un freno destinato ad assorbirne la potenza ed a misurare la coppia motrice. Pertanto sulla base della misura della velocità di rotazione è possibile calcolare la potenza erogata (figura 7.14).

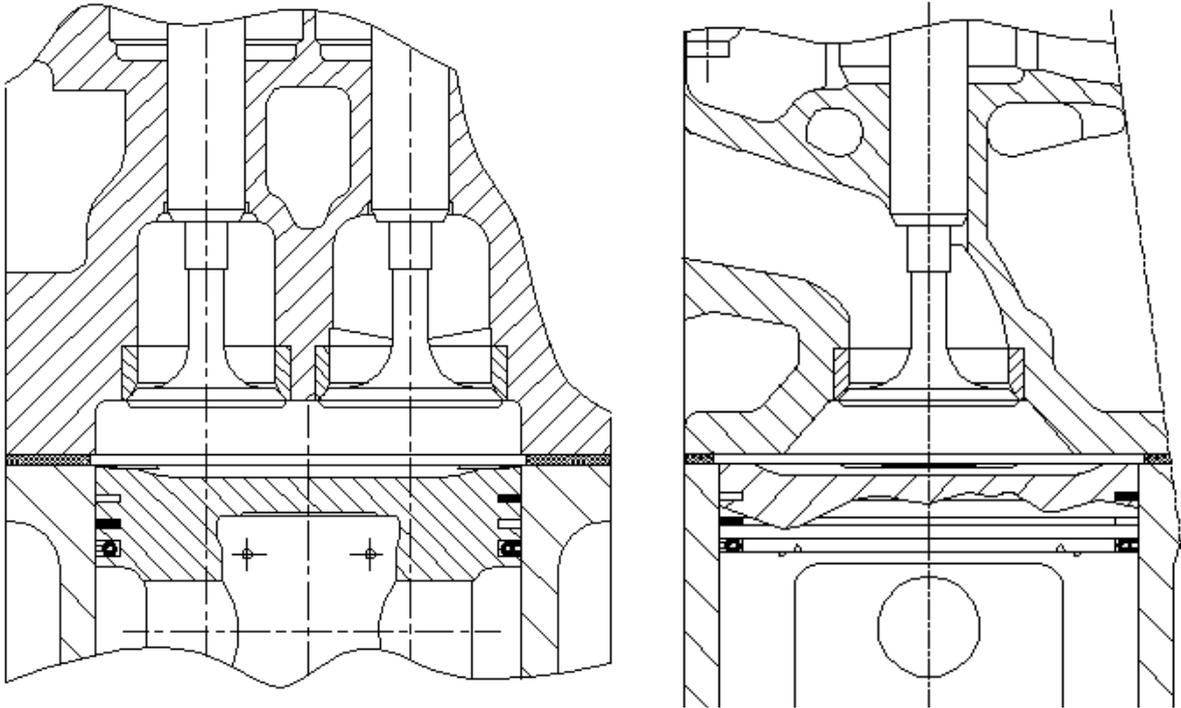


Figura 7.13 - Particolare della camera di combustione, estremamente semplice, del motore Fiat F4P, dotata di due solo valvole in ogni cilindro.



Figura 7.14 - Motore Fiat F4P *bi-fuel*, installato nel banco prova motori.

Il motore può fare affidamento su due sistemi di raffreddamento; quello originale installato sul motore ed un altro, molto più potente, di cui è dotato il laboratorio. Quando una valvola

termostatica percepisce che la temperatura del refrigerante è prossima ai 75 °C mette in parallelo il circuito originale con l'impianto centralizzato. L'impianto centralizzato è formato da un serbatoio principale di raccolta del fluido refrigerante, una pompa di mandata, un filtro, una vasca di raccolta dove si raccoglie il fluido caldo dopo aver raffreddato motore e freno e da dove una pompa lo rimette in pressione e lo manda a cedere il calore in un potente scambiatore ad aria forzata che si trova all'esterno dell'edificio. Una volta raffreddato il refrigerante torna nel serbatoio principale.

I gas di scarico transitano lungo tutta la linea di scarico originale del motore a termine della quale si immettono in una condotta di scarico centralizzata posta in depressione da un turbo ventilatore centrifugo accoppiato ad un motore elettrico asincrono trifase che manda i gas esausti al camino.

7.2 – Sistema di controllo ed acquisizione dati del motore.

Il funzionamento dell'impianto è monitorato e controllato da tre stazioni di controllo; una consente la gestione ed il controllo del motore al banco, un'altra monitora e gestisce l'impianto di sovralimentazione ed infine una terza misura le temperature di maggiore interesse dell'impianto. Tutti i sistemi di controllo sono raggruppati in una postazione di comando (figura 7.15).



Figura 7.15 - Le tre postazioni di controllo.

La stazione di controllo del motore si avvale di diversi sistemi: un computer che gestisce l'acquisizione dati relativi alle principali grandezze fisiche che descrivono il funzionamento del motore. Tali dati vengono elaborati da un algoritmo di calcolo realizzato in un ambiente LabVIEW. Lo stesso computer esegue i software di gestione della centralina di comando del motore. La centralina impiegata (Walbro) è di tipo programmabile ed i software utilizzati sono Wincons, per la gestione dei parametri motore anche durante il funzionamento, e Gentab per la messa a punto delle mappe di dati utilizzati dalla centralina per la gestione del motore. Nella postazione di controllo è presente il quadro di comando del freno dinamometrico, dove è possibile impostare imposta la velocità di rotazione del motore, ed il potenziometro con il quale si regola il grado di apertura della valvola di regolazione del carico del motore (detta valvola a farfalla). Nella stessa postazione è presente l'analizzatore dei gas di scarico (figura 3.15).

Per il controllo e l'analisi del funzionamento del motore durante le prove sperimentali sono impiegati vari sensori, i più importanti dei quali sono di seguito brevemente descritti.

La pressione all'interno del cilindro viene acquisita tramite un sensore di pressione piezoelettrico prodotto dalla AVL ed in particolare il modello GU13X, alloggiato

nell'adattatore a candela AVL ZC32 (figura 7.16) e collegato ad uno specifico amplificatore di carica.

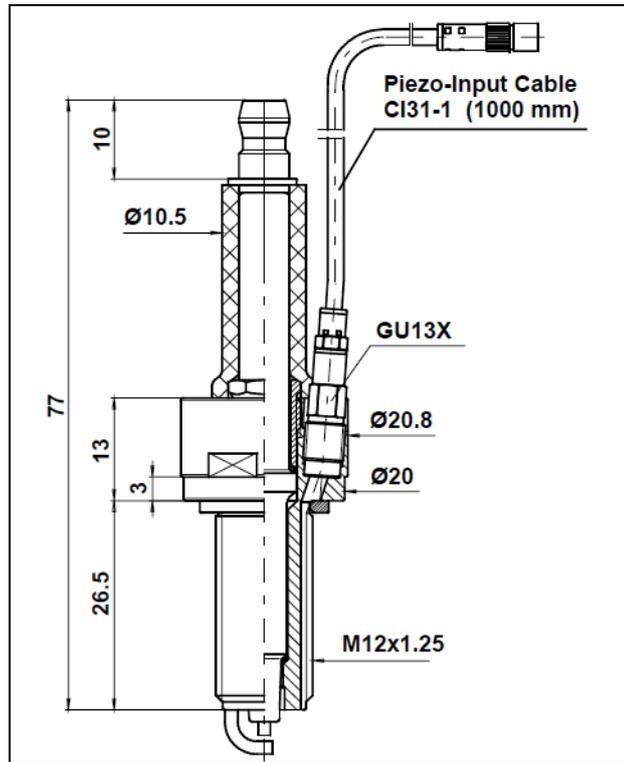


Figura 7.16 - Sensore di pressione AVL modello GU13X, alloggiato nell'adattatore a candela AVL modello ZC32.

Un encoder collegato all'albero motore fornisce un treno di impulsi digitali di tipo digitale (360 impulsi in ogni giro dell'albero motore) che vengono utilizzati come scan clock per l'acquisizione della pressione in camera e della pressione nel collettore di aspirazione più un impulso al giro che fornisce il riferimento per il trigger. In questo modo tutte le grandezze misurate vengono acquisite con una risoluzione di un valore per grado di manovella (Figura 7.17).

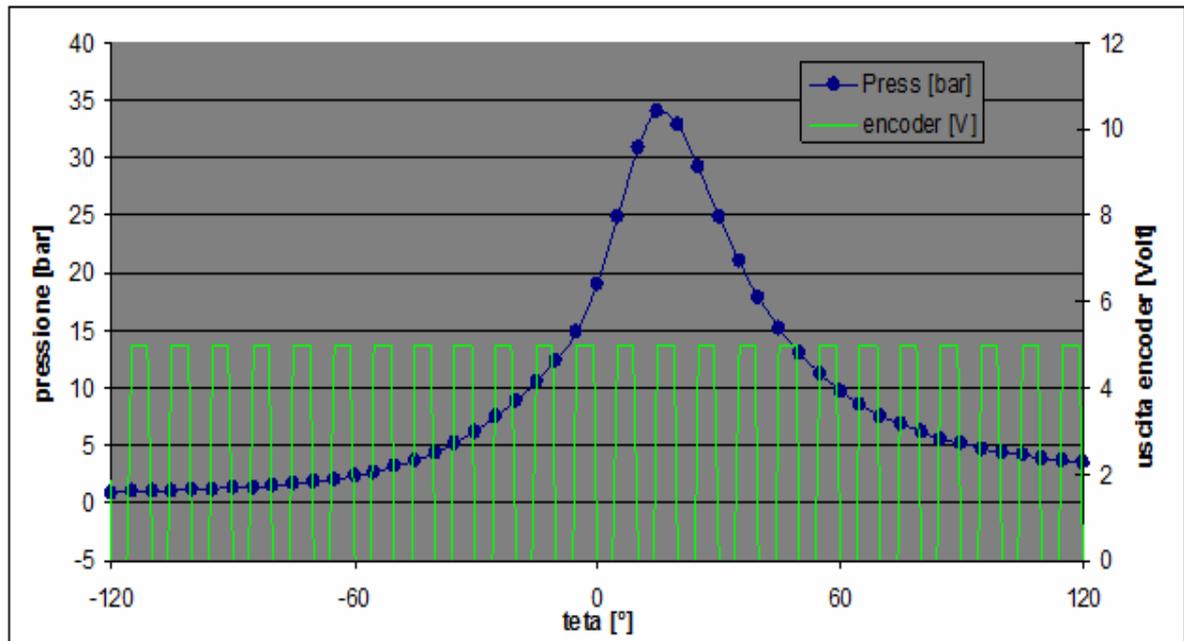


Figura 7.17 - Correlazione tra il treno di impulsi generato dall'encoder ed i valori acquisiti del ciclo pressione.

Il freno impiegato in questa sperimentazione è del tipo a correnti parassite prodotto dalla Schenck. In tale tipologia di freno, la potenza utile applicata dal motore viene interamente trasformata in potenza termica da dissipare attraverso l'impianto refrigerante. Come già detto il freno misura la coppia motrice del motore attraverso una cella di carico il cui valore è anch'esso inviato al computer di acquisizione dati.

Il sistema dispone di due segnali relativi al livello di pressione nel collettore di aspirazione. Uno proviene da un trasduttore di pressione piezoresistivo, il cui segnale viene impiegato sia come parametro nel sistema di monitoraggio del motore Fiat sia come parametro operativo per il sistema di gestione dell'impianto di sovralimentazione. Un altro sensore di pressione è all'interno dell'AFRecorder ed è interfacciato al collettore di aspirazione attraverso un tubicino in gomma. Il segnale proveniente da questo sensore è quello che viene inviato alla centralina di gestione motore Walbro.



Figura 7.18 - AFRecorder 2400 ECM con i suoi sensori: sonda UEGO, pinza amperometrica accensione, pickup regime motore e sensore MAP.

Un particolare misuratore, AFRecorder (figura 7.22), è impiegato per calcolare la dosatura del motore, l'anticipo di accensione, il regime del motore e la pressione nel collettore di aspirazione. Mette insieme i dati e oltre a visualizzarli su un display li comunica al computer in forma digitale attraverso un cavo dati RS-232.

Il parametro lambda, che da informazioni in merito alla dosatura del motore, è misurato attraverso una sonda UEGO (capitolo 3). Tale indice è tanto maggiore quanto più ossigeno si ritrova allo scarico. Sulla base di questo parametro la centralina calcola i giusti tempi di apertura degli iniettori, il suo obiettivo, quando il motore è alimentato a gas, è quello di mantenere λ pari ad uno. Per la misurazione il sistema si affida ad una Sonda NTK UEGO "Universal Exhaust Gas Oxygen", un sensore di ossigeno a banda larga. Questo tipo di sonda non genera un segnale in tensione di tipo on-off come una sonda lambda tradizionale bensì una variazione continua della tensione che fornisce una misura precisa del valore del parametro lambda.

L'anticipo di accensione viene comandato al motore dalla centralina Walbro e viene misurato dall'AFRecorder.

Il consumo di combustibile (espresso in kg/h) viene fornito dal misuratore di portata massica ad effetto Coriolis; Promass 80 della Endress + Hauser (figura 7.19). I valori misurati

vengono sia visualizzati su un display sia inviati al sistema di acquisizione in forma analogica.



Figura 7.19 - Particolare del misuratore di portata Promass 80 della Endress & Hauser.

Il sistema di acquisizione del motore registra inoltre la misura della potenza assorbita dal compressore Roots che calcolata dal sistema di gestione dell'impianto di sovralimentazione (in seguito descritto).

L'analisi dei gas di scarico è affidata all'analizzatore Motorscan 8020 che filtrando i gas all'uscita del motore rileva le quantità delle sostanze presenti (CO, CO₂, HC, O₂ e NO).

I valori misurati dall'analizzatore non sono disponibili in forma digitale e, per essere registrati, devono essere inseriti manualmente all'interno di apposite finestre del software di acquisizione.

Alcuni segnali arrivano al computer già in formato digitale attraverso porta seriale, altri sono disponibili in forma analogica. Questi segnali vengono inviati ad un "bnc connector box" che, essendo collegato direttamente alla scheda di acquisizione (inserita nel computer), ha il compito di gestire i segnali sia in ingresso che in uscita.

La scheda di acquisizione impiegata è una National Instruments DAQ PCI 6133. Ha una risoluzione di 14 bit ed una frequenza di campionamento che arriva fino a 2.5 MHz riuscendo a gestire fino a 8 ingressi analogici.

Tutte queste informazioni vengono gestite da un algoritmo di calcolo o, come in precedenza definito, software di acquisizione che nel linguaggio di programmazione utilizzato viene chiamato con l'acronimo di VI, "virtual instrument". Il VI è un complesso insieme di operatori di calcolo che consente di analizzare in tempo reale i dati acquisiti, visualizzarli su un'interfaccia grafica (*front panel*, figura 7.20) e salvare l'insieme dei dati istantaneamente in file .txt, premendo un semplice tasto, al fine di registrare i valori dei parametri di funzionamento del motore relativi ad un ciclo o ad una serie di cicli motore.

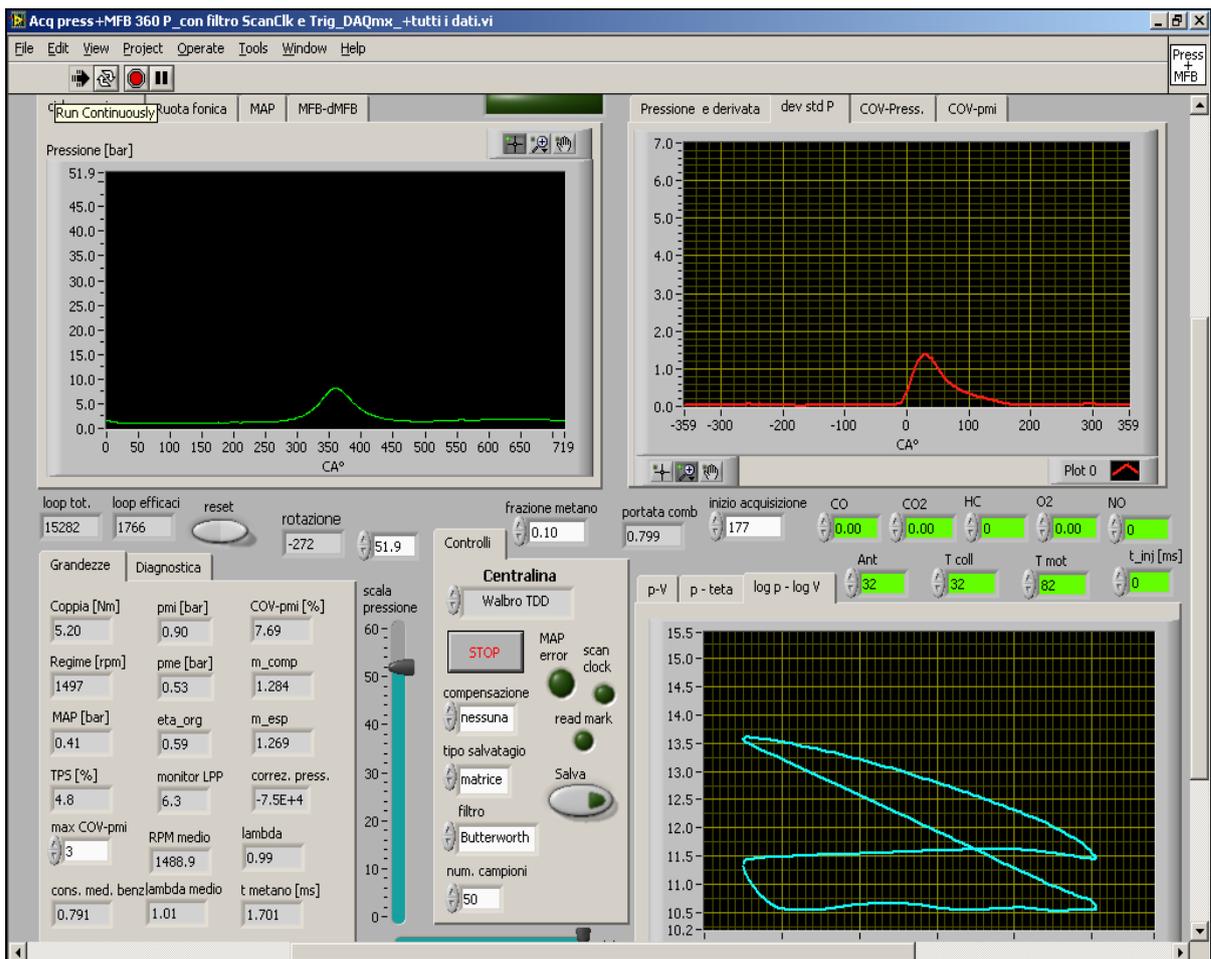


Figura 7.20 – Front panel del VI che gestisce l'acquisizione dei dati relativi al motore.

Per consentire tutto ciò, il programma, ha una struttura molto complessa grazie alla quale è possibile acquisire ed elaborare i dati relativi numerosi parametri di funzionamento del motore.

Di seguito è riportato l'elenco delle principali grandezze fisiche acquisite o calcolate:

- Pressione in camera [Pa] 720 valori
- MAP [Pa] 720 valori
- Regime [gir/min]
- Coppia motrice [Nm]
- TPS [%]
- Anticipo di accensione [°]
- Lambda [adimensionale]
- Correzione MAP 2 [Pa]
- Consumo [kg/h]
- CO [%]
- CO2 [%]
- HC [ppm]
- O2 [%]
- NO [ppm]
- Potenza motore Brushless [kW]

Il motore è equipaggiato con una centralina di sviluppo Walbro TDD. Gentab è il software che consente di sviluppare mappe di dati e caricarle sulla centralina. Attraverso il programma WinCons 2K è possibile regolare molti parametri di gestione del motore ed intervenire in tempo reale controllando i tempi di iniezione e di anticipo di accensione (figura 7.21).

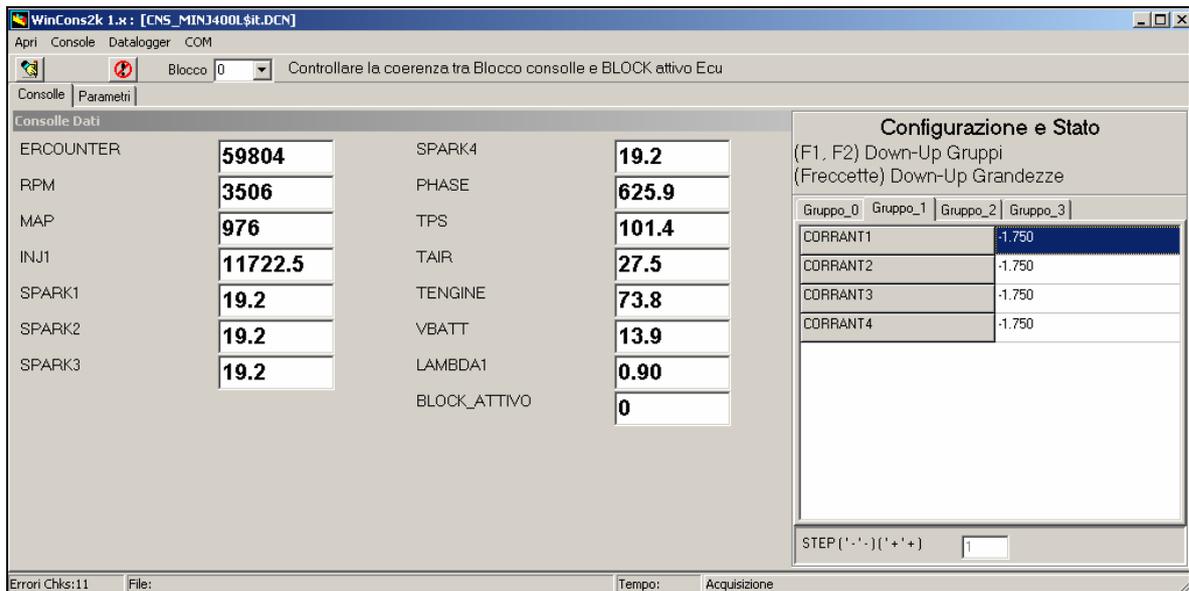


Figura 7.21 - Interfaccia utente del software WinCons.

7.3 – Sistema di controllo ed acquisizione dati dell'impianto di sovralimentazione.

La stazione di controllo dell'impianto di sovralimentazione ha scopo di controllo e comando. L'obiettivo dell'impianto consiste nel ricreare nel collettore di aspirazione del motore un'atmosfera artificiale, stabile e controllata che consenta di eseguire prove con vari livelli di pressione e temperatura.

Per far ciò il sistema si avvale degli input provenienti dal sensore di pressione nel collettore, del numero di giri del motore Fiat, del numero di giri e dalla coppia erogata dal motore brushless ed interviene comandandone la velocità di rotazione. Il sistema è governato da un algoritmo di calcolo realizzato in ambiente LabView che si interfaccia alla apparecchiature con le stesse modalità esposte per la stazione di controllo del motore Fiat. La scheda di acquisizione che equipaggia il notebook impiegato in questa stazione è una National Instruments DAQ CARD 6062 con una frequenza massima di campionamento pari a 500 kS/s in multiplexing suddivisibile su 8 differenti canali ed una risoluzione di 12 bit.

Per poter studiare il comportamento del sistema integrato motore-gruppo di sovralimentazione, il sistema è stato programmato per poter operare seguendo tre diverse logiche di funzionamento:

- loop aperto. In questa modalità è possibile imporre al motore brushless di ruotare alla velocità desiderata, a punto fisso o seguendo una determinata legge.
- Controllo MAP in loop chiuso. In questa modalità è possibile imporre al sistema di mantenere un livello desiderato di pressione all'interno del collettore di aspirazione del motore. L'algoritmo confronta la pressione misurata dal sensore con il valore di set point e sulla base dell'errore riscontrato impone una variazione di velocità al motore brushless positiva o negativa, a seconda che la pressione misurata sia troppo bassa o troppo alta. Questa logica si presta bene alla simulazione dell'utilizzo di un qualsiasi tipo di compressore note che siano le sue caratteristiche.
- Controllo regime in loop chiuso. Questa modalità opera in modo analogo a quella precedente solo che la variabile obiettivo è rappresentata dal rapporto tra la velocità di rotazione del compressore e quella del motore Fiat. Questa logica è stata sviluppata per simulare il funzionamento automobilistico di un sistema equipaggiato con un compressore volumetrico che ruota trascinato dal motore.

Gli algoritmi che controllano il sistema in modalità loop chiuso basano la loro logica di funzionamento su un sistema di controllo di tipo PI "Proporzionale Integrale". È un sistema

in retroazione ampiamente impiegato nell'ambito dei sistemi di controllo. Sulla base dell'errore riscontrato e dell'andamento temporale di tale parametro è in grado di far reagire il sistema con un intervento atto all'annullamento dello stesso. La reazione all'errore, o sensibilità, può essere regolata sia per l'aliquota proporzionale che per quella integrativa, ciò rende questo sistema molto versatile. Si è preferito non avvalersi di un controllore PID "Proporzionale Integrale Derivativo", in quanto, essendo il segnale affetto da rumore caratterizzato da un andamento molto irregolare e da frequenze caratteristiche molto elevate, l'utilizzo del termine differenziale avrebbe portato ad un funzionamento instabile del sistema.

Di seguito è possibile osservare l'interfaccia grafica del sistema di controllo (figura 7.22).



Figura 7.22 - Interfaccia grafica del VI di controllo del sistema di sovralimentazione. È possibile notare come con l'intervento su due switch si possa passare da controllo regime a controllo MAP e da loop chiuso a loop aperto.

7.4 – Sistema di controllo ed acquisizione dati delle temperature.

La stazione di controllo delle temperature ha lo scopo di monitorare le temperature ritenute di maggior interesse per il funzionamento del sistema, inviare segnali di allarme al superamento di prefissati limiti e consentire l'acquisizione dei livelli di temperature per dati punti di funzionamento del sistema (figura 7.23).

Anche questa postazione si basa su un algoritmo digitale realizzato in ambiente LabView e si interfaccia ai sensori di temperatura attraverso un datalogger per termocoppie TC-08 della Pico Technology.

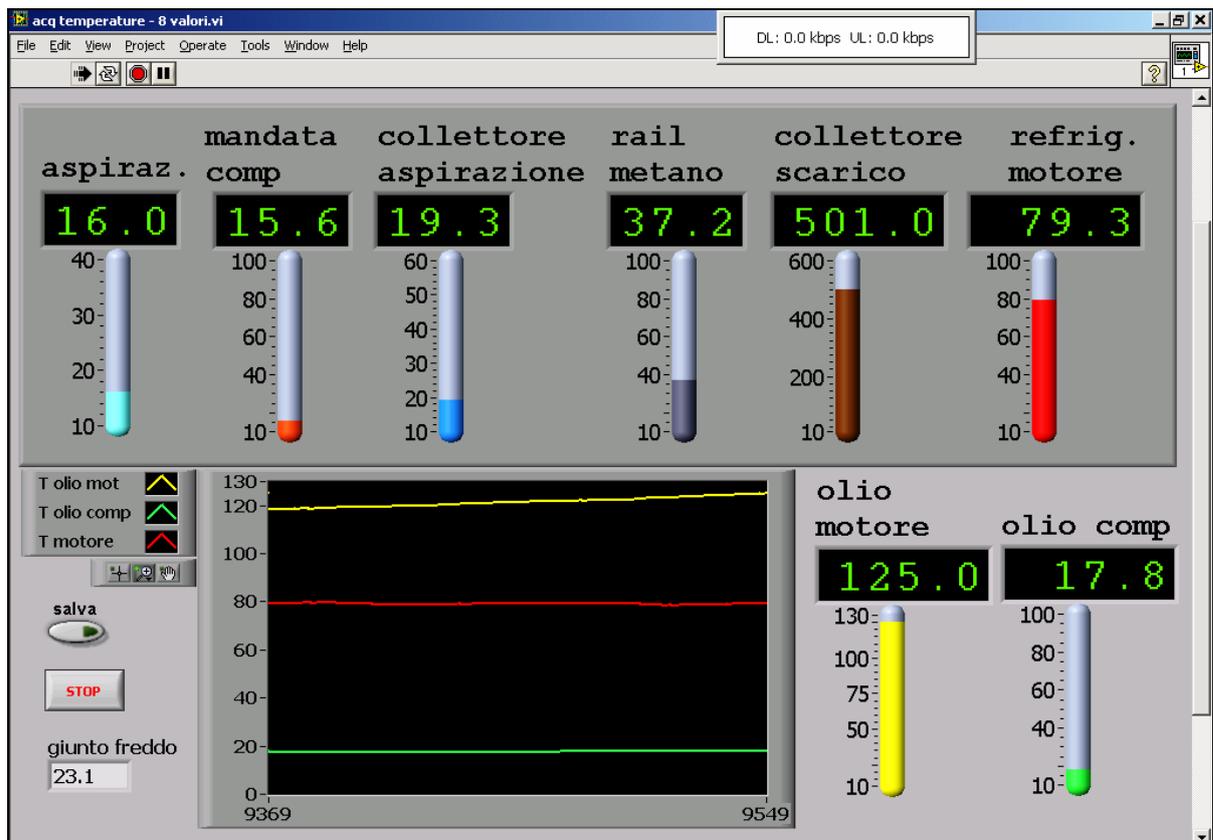


Figura 7.23 – Front panel del VI di acquisizione delle temperature di funzionamento del banco prova motore e del sistema di sovralimentazione.

Questo componente riceve i segnali analogici provenienti dalle termocoppie, li elabora e li converte in informazioni digitali inviandoli al computer attraverso una porta USB.

I sensori utilizzati sono di tipo J e di tipo K e raccolgono informazioni in merito alle seguenti temperature:

- Temperature aria di aspirazione del compressore
- Temperature aria di mandata del compressore
- Temperature aria nel collettore di aspirazione del motore
- Temperatura rail metano

- Temperatura collettore di scarico
- Temperatura refrigerante motore
- Temperatura olio del motore
- Temperatura olio del compressore

Capitolo 8

Conclusioni

Il progetto di ricerca oggetto di questa tesi ha avuto come obiettivo generale lo studio e lo sviluppo della strategia di alimentazione “double fuel” con particolare riguardo alle possibili applicazioni che consentano di ottenere un incremento della efficienza del motore e la riduzione delle emissioni inquinanti. Lo sviluppo del progetto svolto può essere schematizzato in cinque fasi principali, di seguito sintetizzate unitamente ai risultati ottenuti. L’impiego della strategia di alimentazione double fuel in un motore ad accensione comandata consente di ottenere, rispetto al funzionamento a benzina, una cospicua riduzione delle emissioni inquinanti ed un incremento dell’efficienza di funzionamento del motore, senza implicare una riduzione di prestazioni come nel caso dell’impiego di combustibili gassosi. Tali risultati sono essenzialmente dovuti alla elevata resistenza alla detonazione delle miscele di benzina e gas (GPL o gas naturale). Per realizzare ulteriori sviluppi della strategia di alimentazione *double fuel* è stato pertanto necessario determinare l’incremento di resistenza alla detonazione della miscela di benzina e combustibile gassoso in funzione della percentuale di gas. Data l’assenza di informazioni riscontrata in merito in letteratura, è stato necessario procedere con un approccio prettamente sperimentale. Pertanto, la prima parte dello svolgimento del progetto ha avuto come obiettivo la realizzazione di un apparato sperimentale (capitolo 3) per la determinazione della resistenza alla detonazione di combustibili liquidi, gassosi e miscele costituite da entrambe le tipologie di combustibili, attraverso la misura del numero di ottano secondo i metodi *Motor* (ASTM D2700) e *Reaserch* (ASTM D2699). Il nuovo apparato sperimentale, costituito da un motore da laboratorio CFR corredato da numerosi strumenti di misura ed un moderno sistema di controllo ed acquisizione dati, è caratterizzato da una grande flessibilità ed una vasta possibilità di impiego al livello sperimentale.

Sfruttando il motore CFR è stato possibile realizzare due campagne sperimentali per lo studio della resistenza alla detonazione di miscele di benzina e GPL (capitolo 4) e di benzina e gas naturale (capitolo 5). In entrambe le sperimentazioni, la resistenza alla detonazione è stata determinata misurando il numero di ottano delle miscele di benzina e gas al variare della percentuale in massa di combustibile gassoso. I risultati ottenuti hanno dimostrato che l'aggiunta di GPL così come di gas naturale alla benzina aumenta significativamente la resistenza alla detonazione dell'intera miscela. Tale effetto, che risulta essere più consistente con l'impiego del gas naturale per via del suo elevato numero di ottano (122 MON), non è direttamente proporzionale alla percentuale in massa di gas nella miscela.

In ciascuno dei due casi, sulla base dei risultati sperimentali, è stata ricavata una relazione polinomiale (di secondo grado per il GPL e di terzo grado per il gas naturale) che esprime il numero di ottano della miscela di benzina e gas in funzione della frazione in massa del combustibile gassoso. Le due equazioni possono essere utili per realizzare modelli di previsione della detonazione, specifici per miscele di benzina e GPL o benzina e gas naturale, da impiegare nelle simulazioni termodinamiche per l'ottimizzazione della fase di combustione dei motori ad accensione comandata.

Inoltre, dalla analisi dei dati è emerso che per il GPL è possibile utilizzare una funzione più semplice che consiste in una interpolazione lineare basata sul numero di ottano dei due combustibili puri (capitolo 4) e consente di ottenere una stima conservativa della resistenza alla detonazione della miscela di benzina e gas. Anche per il gas naturale è possibile utilizzare una funzione alternativa (equazione 5.1), che consente di ottenere una stima conservativa, con un errore massimo di circa 3 MON, del numero di ottano di una generica miscela di benzina e gas naturale, sulla base del solo rapporto globale H/C della miscela. Tale equazione ha inoltre un valore di carattere generale e consente di superare il limite di validità connesso alla eventuale differenza (in composizione) di un generico gas naturale rispetto a quello usato nelle prove.

Lo sviluppo del progetto di ricerca ha inoltre dimostrato, attraverso una opportuna campagna sperimentale, la possibilità di utilizzo della strategia di alimentazione "double fuel" in un motore funzionante con la particolare modalità di combustione denominata HCCI (capitolo 6), ottenendo (in particolari condizioni di funzionamento, con ridotto carico del motore) un incremento di efficienza ed una cospicua riduzione delle emissioni inquinanti rispetto al funzionamento in accensione comandata, sia con benzina sia con gas naturale.

In particolare, i risultati sperimentali dimostrano che con la combustione per autoaccensione il campo di funzionamento del motore è abbastanza ristretto: la detonazione limita il carico massimo applicabile dal motore ad un valore poco superiore a quello minimo realizzabile mediante regolazione per laminazione all'aspirazione, in condizioni di funzionamento con combustioni ad accensione comandata. Inoltre, il campo di funzionamento in autoaccensione è limitato inferiormente dal fatto che al di sotto di certi valori di carico del motore, le condizioni termodinamiche all'interno della camera di combustione non sono più sufficienti a garantire l'autoaccensione della miscela. L'analisi dei dati dimostra inoltre che il campo di funzionamento del motore si riduce all'aumentare della percentuale di gas nella miscela e che per realizzare condizioni di carico motore più elevate è necessario ridurre la percentuale di benzina. Tuttavia confrontando i dati relativi all'autoaccensione con quelli in accensione comandata si evince che esiste un campo di funzionamento in cui è possibile realizzare entrambe le modalità di combustione. In tali condizioni la combustione in autoaccensione risulta notevolmente più vantaggiosa sia in termini di efficienza (0.29 in autoaccensione contro 0.23 con solo gas naturale in accensione comandata) sia per quanto riguarda l'emissione di sostanze inquinanti. In particolare i risultati più significati sono quelli relativi alle emissioni di ossidi di azoto i cui valori, nel funzionamento in autoaccensione, sono estremamente ridotti ed inferiori di tre ordini di grandezza rispetto a quelli misurati con combustione ad accensione comandata. Considerando l'assenza di riferimenti in letteratura in merito all'impiego di miscele di benzina e gas naturale per realizzare questo particolare processo di combustione, il lavoro svolto costituisce un primo studio sperimentale che alla luce dei risultati ottenuti necessita ulteriori sviluppi ed approfondimenti. L'impiego di miscele di benzina e gas naturale potrebbe rappresentare una soluzione efficiente e meno inquinante, per alimentare, mediante combustione HCCI, un motore alternativo stazionario. Questi motori infatti generalmente lavorano in un campo di funzionamento ristretto e l'eventuale riduzione della massima potenza erogabile (connessa all'impiego della combustione HCCI) è più facilmente risolvibile rispetto al caso di motori destinati ad altre applicazioni. Negli ultimi anni molti ricercatori hanno concentrato i loro studi sul motore HCCI poiché, considerando le sempre più stringenti norme anti inquinamento, la combustione HCCI potrebbe diventare, per determinate applicazioni motoristiche, una possibile alternativa al funzionamento tradizionale con combustione ad accensione comandata o ad accensione per compressione (motore Diesel). Un ulteriore

sviluppo di questa prima sperimentazione, prevede una indagine più estesa, attualmente in avanzata fase di programmazione, avente l'obiettivo di determinare, al variare del rapporto di compressione e della temperatura della miscela, il complessivo campo di funzionamento del motore alimentato con miscele di benzina e gas naturale in modalità HCCI.

Infine, l'ultima parte del progetto di ricerca ha avuto come obiettivo, nonché risultato utile, la realizzazione ed il collaudo di un particolare impianto di sovralimentazione per banco prova motori (capitolo 7) che verrà impiegato per gli ulteriori sviluppi della strategia *double-fuel*, riguardanti la sperimentazione della combustione simultanea di miscele di gas e benzina in un motore sovralimentato.

Bibliografia

1. E. Pipitone, S. Beccari, "Performance improvement of a S.I. CNG bi-fuel engine by means of double-fuel injection", SAE technical paper 2009-24-0058.
2. E. Pipitone, S. Beccari, "Performance and emission improvement of a S.I. engine fuelled by LPG/gasoline mixtures", SAE technical paper 2010-01-0615.
3. Christopher P. Cooney, Yeliana, Jeremy J. Worm, Jeffrey D. Naber, "Combustion Characterization in an Internal Combustion Engine with Ethanol-Gasoline Blended Fuels Varying Compression Ratios and Ignition Timing, Energy & Fuels Volume 23 May 2009.
4. J.E. Anderson, D.M. DiCicco, J.M. Ginder, U. Kramer, T.G. Leone, H.E. Raney-Pablo, T.J. Wallington, "High octane number ethanol-gasoline blends: Quantifying the potential benefits in the United States", Fuel 97 (2012) 585-594, Elsevier.
5. Ghazi A. Karim, "Hydrogen as a spark ignition engine fuel", International Journal of Hydrogen Energy 28 (2003) 569-577, Pergamon, Elsevier.
6. G. A. Karim, I. Wierzbka and Y. Al-Alousi, "Methane-hydrogen mixtures as fuels", Int. J. Hydrogen Energy Vol. 21, No. 7, pp. 625-631. 1996, Copyright © 1996 International Association for Hydrogen Energy, Elsevier Science Ltd, 0360-3199(95)001344.
7. S.O. Bade Shrestha, G.A. Karim, "Hydrogen as an additive to methane for spark ignition engine applications", International Journal of Hydrogen Energy 24 (1999) 577-586, Pergamon, Elsevier.
8. Bauer CG, Forest TW. Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fueled vehicles. Part I: Effect on S.I. engine performance. Int J Hydrogen Energy 2001;26:55-70.
9. Hailin Li, Ghazi A. Karim, "Exhaust emissions from an SI engine operating on gaseous fuel mixtures containing hydrogen", International Journal of Hydrogen Energy 30 (2005) 1491-1499, Elsevier.
10. Sierens R, Rosseel E. Variable composition hydrogen/natural gas mixtures for increased engine efficiency and decreased emissions. J Eng Gas Turbines Power 2000;122:135-40.

11. S. Orhan Akansu, Nafiz Kahraman, Bilge Çeper, "Experimental study on a spark ignition engine fuelled by methane–hydrogen mixtures", *International Journal of Hydrogen Energy* 32 (2007) 4279-4284, Elsevier.
12. Hien Ly, "Effects of Natural Gas Composition Variations on the Operation, Performance and Exhaust Emissions of Natural Gas - Powered Vehicles", *NGV 2002 Conference Paper - Effects of Gas Composition - Aug 2002*.
13. Kubesh, J., King, S., and Liss, W., "Effect of Gas Composition on Octane Number of Natural Gas Fuels," *SAE Technical Paper 922359*, 1992, doi:10.4271/922359.
14. Leikar M, Christoph K, Rankl M, Cartellieri E, Pfeifer U., "Evaluation of anti knocking property of gaseous fuels by means of methane number and its practical application to gas engines", *ASME-72-DGP-4*; 1972.
15. A. A. Attar, G. A. Karim; Dennis N. Assanis, "Knock rating of gaseous fuels", *Journal of engineering for gas turbines and power* Y. 2003, vol. 125, American Society of Mechanical Engineers, ISSN : 0742-4795 CODEN : JETPEZ.
16. Martin Malenshek, Daniel B. Olsen, "Methane number testing of alternative gaseous fuels", *Fuel* 88 (2009) 650-656, Elsevier.
17. UNI EN ISO 15403-1:2008 Natural Gas - Natural Gas For Use As A Compressed Fuel For Vehicles - Part 1: Designation Of The Quality.
18. UNI EN 589:2009 Combustibili per autotrazione - GPL - Requisiti e metodi di prova.
19. Department of Environment and Heritage, Commonwealth of Australia, "Setting National Fuel Quality Standards, Paper 5, Proposed Standards for Liquefied Petroleum Gas", CCP Instant Printing, 2001, ISBN 0 642 54772 6.
20. Kai J. Morganti, Tien Mun Foonga, Michael J. Breara, Gabriel da Silvab, Yi Yanga, Frederick L. Dryerc, "The Research and Motor octane numbers of Liquefied Petroleum Gas (LPG)", *Fuel*, available online 18 February 2013 at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236113000811#>
21. Boldt K. Motor (LP) knock test method development. *SAE Technical Paper 670055*.
<http://dx.doi.org/10.4271/670055>

22. Standard Test Method for Motor Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel, ASTM International D2700.
23. Anton Perdih, Franc Perdih, "Chemical Interpretation of Octane Number", Acta Chim. Slov. 2006, 53, 306-315.
24. E. Pipitone, S. Beccari, "Calibration of a Knock Prediction Model for the Combustion of Gasoline-Natural Gas Mixtures", Paper no. ICEF2009-14057 pp. 191-197, ISBN: 978-0-7918-4363-5.
25. C. Rahmouni, G. Brecq, M. Tazerout, O. Le Corre, "Knock rating of gaseous fuels in a single cylinder spark ignition engine", Fuel 83 (2004) 327-336, Elsevier.
26. Aparna Arunachalam, Daniel B. Olsen, "Experimental evaluation of knock characteristics of producer gas", Biomass and Bioenergy 37 (2012) 169-176, Elsevier.
27. Guillaume Brecq, Jérôme Bellettre, Mohand Tazerout, Thomas Muller, "Knock prevention of CHP engines by addition of N₂ and CO₂ to the natural gas fuel", Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 11, August 2003, Pages 1359–1371, Elsevier.
28. J. B. Heywood, "Internal Combustion Engines Fundamentals", McGraw-Hill automotive technology series, 1988, ISBN 0-07-100499-8.
29. R. Stone, J. K. Ball, "Automotive engineering fundamentals", SAE International, 2004.