

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA
E ARCHITETTURA

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe LM-33

Sede di Forlì

TESI DI LAUREA
IN MACCHINE LM

**SVILUPPO ED ANALISI DI UN SISTEMA DUAL-FUEL
DIESEL/BENZINA PER COMBUSTIONI DI TIPO RCCI**

CANDIDATO

Zarco Bianchi

RELATORE

Prof. Ing. Ponti Fabrizio

CORRELATORE

Ing. Fedele Domenico

Anno accademico 2013/2014
Terza sessione

Sommario

1.	Introduzione	1
1.1	Cenni sui motori endotermici alternativi	1
1.2	Grandezze caratteristiche	4
1.3	Il motore utilizzato	7
2.	Dual-Fuel	12
2.1	Analisi della combustione diesel tradizionale e delle emissioni inquinanti.....	12
2.2	Storia e stato dell'arte sulle combustioni LTC	15
2.3	Sistema benzina	18
2.4	Sistema di acquisizione e controllo.....	24
2.4.1	LabVIEW	25
2.4.2	CompactRIO	31
2.4.3	OBI (On Board Indicating)	34
3.	Stima dell'MFB50	36
3.1	Metodo tradizionale.....	36
3.2	Algoritmo di stima dell'MFB50	43
3.2.1	Misura della velocità e determinazione della relativa armonica	43
3.2.2	Verifica dei punti morti superiori	45
3.2.3	Modello torsionale del sistema motore-driveline	46
3.2.4	Stima della coppia indicata	51
3.2.5	Stima dell'MFB50.....	53
4.	Risultati sperimentali.....	58
4.1	Regolazione dei parametri benzina	59
4.2	Mappe EGR-SOI.....	65
4.2.1	Effetto sul ROHR e sulla pressione in camera	66
4.2.2	Effetto sulle prestazioni e sulle emissioni.....	69
4.2.3	Effetto della pressione di iniezione	76
4.2.4	Effetto del rapporto benzina/diesel	85
4.3	Risultati della stima dell'MFB50	92
5.	Conclusioni e sviluppi futuri	99
6.	Bibliografia	101

1. Introduzione

1.1 Cenni sui motori endotermici alternativi

I motori endotermici alternativi sono definiti come macchine motrici (nelle quali è il fluido di lavoro a cedere parte della sua energia agli organi della macchina, e non il contrario) in grado di trasformare, al loro interno, l'energia termica liberata con una combustione, in energia meccanica rotazionale, tramite il movimento alternativo dei pistoni, collegati all'albero motore con un meccanismo biella-manovella.



Figura 1 - Manovellismo di spinta

Essi si possono classificare in quattro grandi categorie, in base alle caratteristiche che li contraddistinguono:

- Modalità di accensione
 - Motori ad accensione comandata
 - Motori ad accensione per compressione
- Durata del ciclo
 - Motori a 2 tempi
 - Motori a 4 tempi

Nei motori a quattro tempi, ciascuna rotazione dell'albero a camme (le quali muovono le valvole, che scandiscono i cicli) è composta da due rotazioni dell'albero a gomiti (che muovono i pistoni, i quali scandiscono le fasi). Si hanno

perciò quattro fasi: aspirazione, compressione, espansione e scarico (Figura 2). Due delle quattro fasi sono quindi dedicate allo scarico dei gas combusti e all'aspirazione della carica fresca: in questo modo si riesce a realizzare un buon ricambio del fluido.

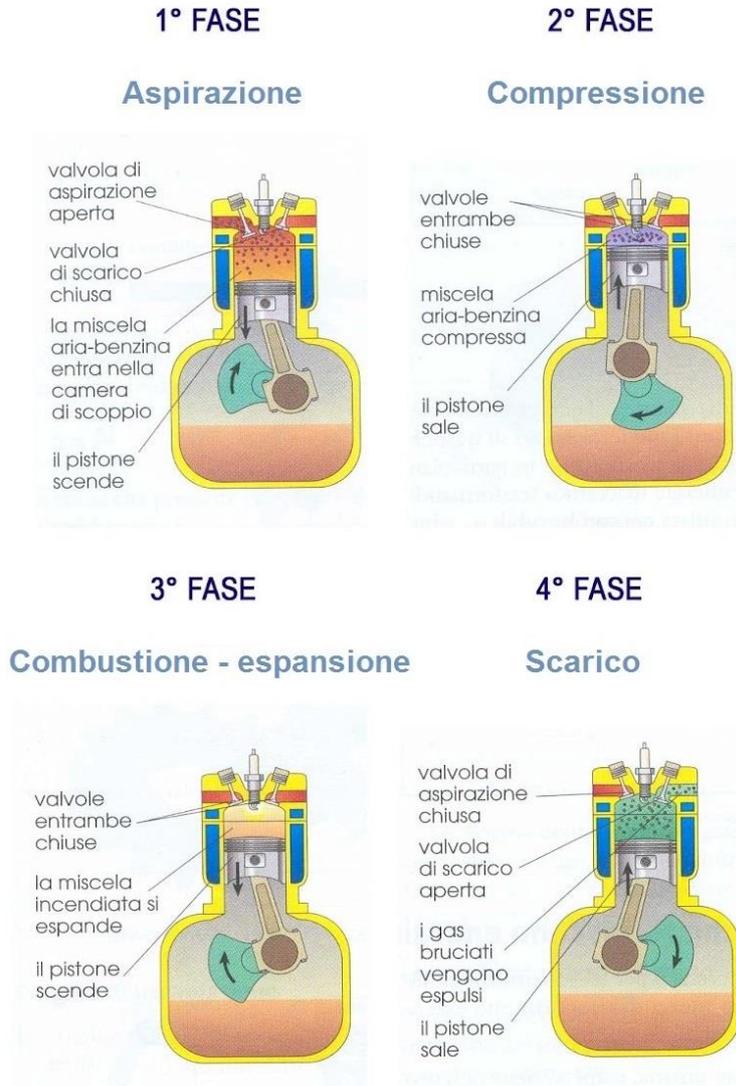


Figura 2 - Fasi di un motore a 4 tempi

Nei motori a due tempi, invece, ad una rotazione dell'albero a camme corrisponde una sola rotazione dell'albero a gomiti, sacrificando ampiamente le fasi di aspirazione e di scarico, che avvengono in modo molto rapido quando il pistone si trova al punto morto inferiore, attraverso un apposito impianto di ricambio del fluido. La rigenerazione della carica fresca risulta però molto meno soddisfacente, ma di contro c'è però il vantaggio che le fasi a cui sono

effettivamente legate le prestazioni (compressione ed espansione) si susseguono ininterrottamente.

Nei motori ad accensione comandata, l'accensione della miscela aria-combustibile avviene soltanto in seguito ad un comando esterno, usualmente rappresentato dallo scoccare di una scintilla, ad opera di una o più candele. La combustione risulta molto rapida, idealmente a volume costante (ciclo Otto). In quelli ad accensione per compressione, al contrario, l'inizio della combustione avviene spontaneamente, dato che il combustibile è in grado di auto-accendersi a contatto con l'aria comburente portata ad alta temperatura dalla precedente fase di compressione. La combustione risulta più lenta e graduale, idealmente a pressione costante (ciclo Diesel).

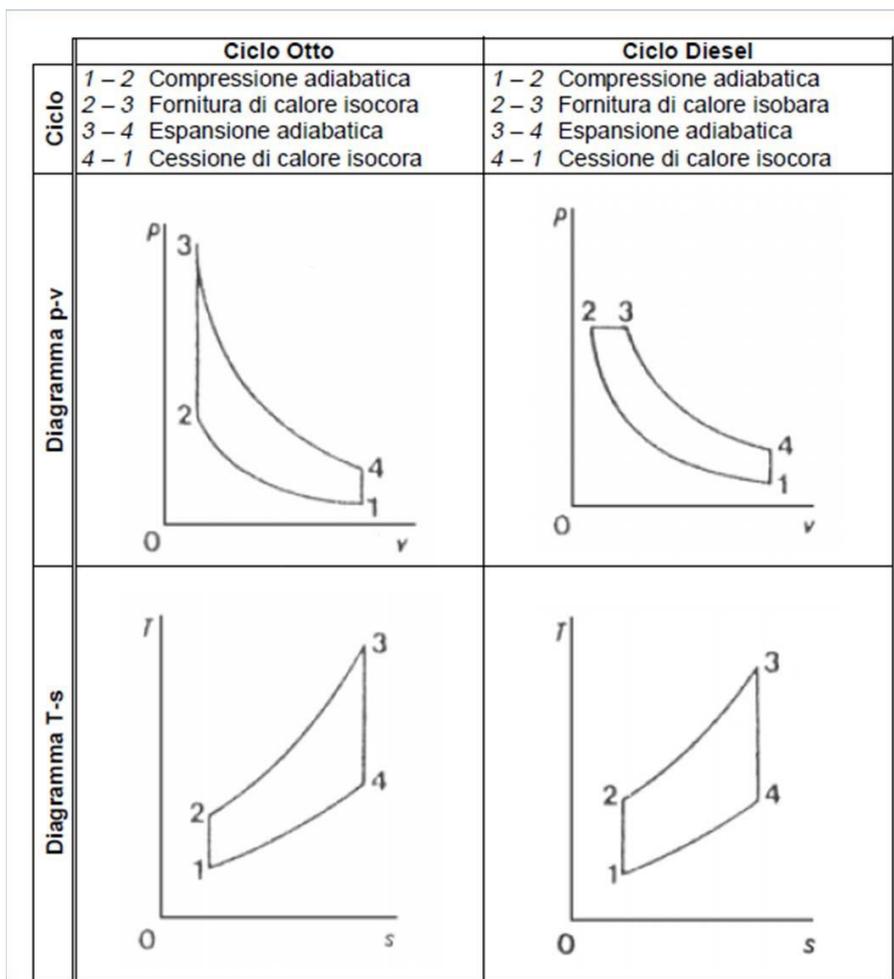


Figura 3 – Diagrammi ideali T-s e p-v dei cicli Otto e Diesel

1.2 Grandezze caratteristiche

In questo paragrafo sono descritte le più importanti grandezze che caratterizzano un motore, utili nel proseguo del presente lavoro.

Parametri geometrici e cinematici:

- Alesaggio (D): diametro interno del cilindro.
- Corsa (c): distanza percorsa dal pistone nel suo moto alternativo tra le sue due posizioni estreme: il punto morto superiore (PMS – punto nel quale il pistone si trova nella posizione più vicina alla testata) ed il punto morto inferiore (PMI – punto nel quale il pistone si trova nella posizione più lontana dalla testata). La corsa equivale a due volte il raggio di manovella.
- Cilindrata unitaria (V_u): volume spazzato dal pistone nel suo moto alternativo tra il PMS ed il PMI. Si può quindi calcolare come $V_u = \pi \frac{D}{4} c$. Usualmente, con il termine cilindrata si indica quella totale, ovvero $V_t = V_u z$ (dove con z si è indicato il numero di cilindri).
- Rapporto di compressione (r): rapporto tra il massimo volume disponibile fra il cielo del pistone e la testata, ed il suo minimo. Si può quindi calcolare come $r = \frac{(V+V_c)}{V_c}$, dove V_c è il volume della camera di combustione.
- Velocità di rotazione dell'albero motore (ω o n): velocità angolare dell'albero a gomiti, espressa nel sistema internazionale in rad/s , anche se nella pratica si usano i $giri/min$. La relazione che permette di passare da una unità di misura all'altra è $\omega = 2\pi n$.
- Angolo di manovella (ϑ): parametro indicante la posizione angolare dell'albero a gomiti, prendendo come posizione iniziale ($\vartheta = 0$) quella al PMS.
- Volume istantaneo (V): volume occupato dal fluido per ogni posizione dell'angolo di manovella.

$$V = V_u \left\{ \frac{1}{r-1} + \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \vartheta - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \vartheta} \right] \right\}$$

dove con λ si è indicato il rapporto tra il raggio di manovella e la lunghezza della biella.

Se nel motore si installano dei sensori, a partire da quelli di pressione in camera di combustione e di ruota fonica (che permette di conoscere istante per istante

l'angolo di manovella), si possono ricavare una serie di parametri aggiuntivi, detti indicati (a causa del fatto che i primi dispositivi utilizzati per il loro rilievo erano chiamati "indicatori"), i quali risultano quindi legati direttamente alle prestazioni.

- Lavoro indicato (L_i): è il lavoro ceduto dal fluido al pistone, calcolato in un ciclo come $L_i = \oint p dV$.

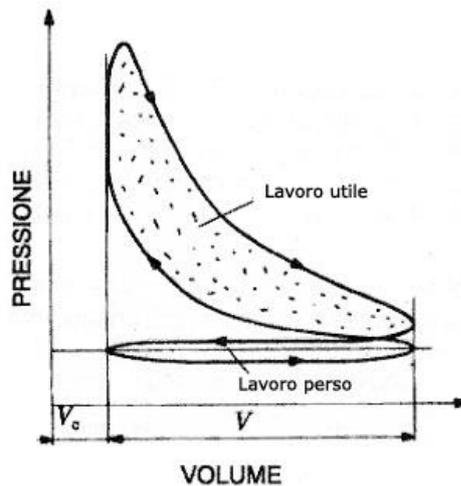


Figura 4 - ciclo indicato

Come si può notare dalla Figura 4, il lavoro totale è dato dalla somma di un lavoro utile (positivo - percorso in senso orario), e di un lavoro perso (negativo - percorso in senso antiorario), chiamato anche lavoro di pompaggio (perché è il lavoro richiesto per il ricambio del fluido). Nel caso in cui il motore sia sovralimentato, allora anche quest'ultimo è positivo, in quanto generalmente la pressione di scarico è inferiore a quella di mandata del compressore.

- Potenza indicata (P_i): lavoro trasferito dal fluido al pistone nell'unità di tempo ($P_i = dL_i/dt$).
- Pressione media indicata (p_{mi}): lavoro indicato per unità di cilindrata ($p_{mi} = \frac{L_i}{V_u} = \frac{1}{V_u} \oint p dV$).

Si ricava questo parametro per poter confrontare motori con diverse cilindrata. La si chiama pressione impropriamente, dato che non rappresenta una pressione vera e propria, ma ne ha comunque le stesse dimensioni $\left[\frac{N \cdot m}{m^3} = \frac{N}{m^2} = Pa \right]$.

- Coppia indicata (T_i): momento torcente applicato all'albero motore, ad opera della forza esercitata dalla pressione dei gas sul cielo del pistone,

ad una distanza dall'albero pari al raggio di manovella.
Tra coppia e potenza vale la relazione $P_i = \omega T_i$.

Coppia e potenza variano con la velocità di rotazione secondo il grafico seguente:

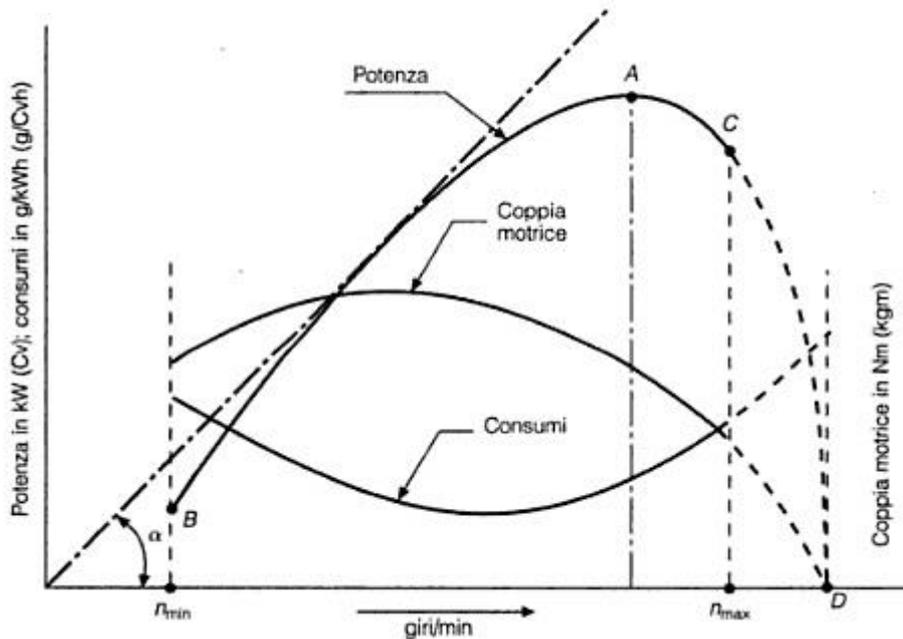


Figura 5 - Curve caratteristiche

Come si vede in figura, la potenza aumenta con il numero di giri, fino al punto contrassegnato dalla lettera A, per poi diminuire fino a zero, nel punto D. Si può notare inoltre che il regime di coppia massima è notevolmente inferiore a quello di potenza massima. Infatti, a questa velocità di rotazione, l'area del ciclo indicato è massima, come sono massimi anche la PMI e il prodotto del rendimento volumetrico (misura del grado di riempimento di fluido nel motore) per il rendimento termico (rendimento del ciclo termodinamico, pari al lavoro meccanico compiuto nel ciclo rispetto alla quantità di calore fornito). Oltrepassato questo punto, la curva di coppia decresce, mentre la potenza continua ad aumentare. Questo è dovuto al fatto che, anche se la massa di fluido attiva utilizzata per ogni ciclo diminuisce, aumenta il numero di cicli nell'unità di tempo, e quindi in totale la massa introdotta aumenta. Arrivati al punto A, anche la potenza inizia a decrescere, in quanto viene raggiunto un regime oltre il quale la massa di fluido attivo di ogni ciclo si riduce più rapidamente di quanto aumenti il numero di cicli nell'unità di tempo.

Le grandezze indicate sopraelencate, riferite alle reali prestazioni del motore, differiscono da quelle effettive, riferite alle prestazioni in assenza di attriti degli organi in movimento, tramite un fattore che prende il nome di rendimento meccanico, il quale varia con il regime. Pertanto, il punto di massima coppia effettiva si ha quando è raggiunto il massimo del prodotto tra i rendimenti volumetrico, termico ed organico, e analogamente quello di massima potenza effettiva.

Nel corso del presente lavoro si farà riferimento soprattutto ai parametri indicati, essendo quelli relativi al netto delle perdite meccaniche.

1.3 Il motore utilizzato

Fino ad ora si è parlato del funzionamento e delle grandezze che caratterizzano un generico motore; in questo paragrafo viene invece preso in considerazione il motore utilizzato per la redazione del presente lavoro, e descritto nelle sue parti principali.

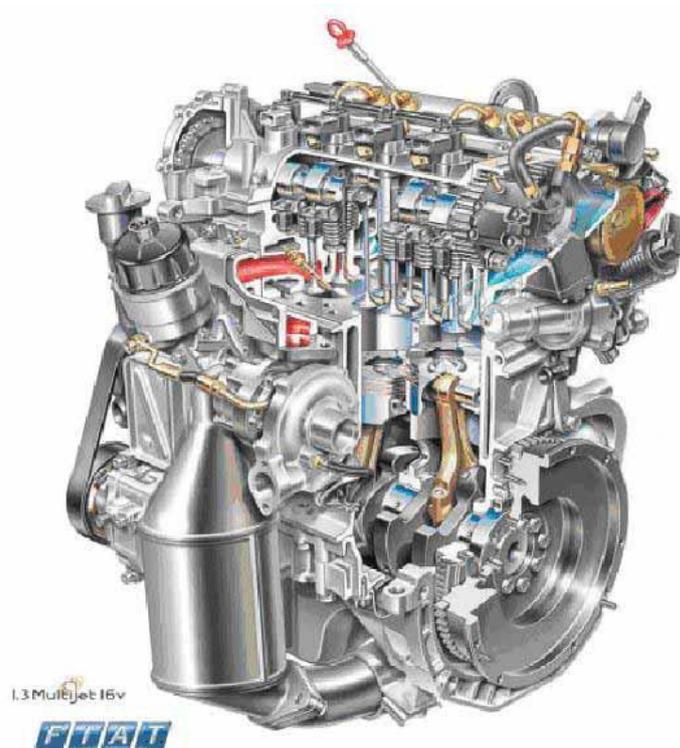


Figura 6 – Disegno del motore diesel utilizzato

In tabella ne sono indicate le caratteristiche tecniche:

Cilindrata totale:	1248 cm ³
Architettura:	4 cilindri in linea Accensione per compressione Turbocompresso
Sistema di iniezione	Common Rail
Alesaggio	69.6 mm
Corsa	82 mm
Biella	131.33 mm
Rapporto di compressione	17.6
Numero di valvole	4 per cilindro
Regime di minimo	850 giri/min
Potenza massima	66 KW @ 4000 giri/min
Coppia massima	200 Nm @ 1750 giri/min
Peso	130 Kg

Tabella 1 - Caratteristiche tecniche del motore utilizzato

Si tratta di un motore diesel di piccola cilindrata, frutto della collaborazione tra Fiat e General Motors. Il common-rail è di seconda generazione, si possono raggiungere pressioni di iniezione massime di 1600 bar, e la pompa ad alta pressione, rispetto alla prima generazione, richiede un quantitativo di potenza inferiore per l'azionamento. Il sistema di iniezione è multi-jet, ovvero inietta la quantità totale di combustibile in un ciclo frazionata in più dosi all'interno del ciclo stesso, ciascuna delle quali con un proprio anticipo/ritardo rispetto al PMS, e con tempi differenti di apertura dell'iniettore. In questo modo è possibile ottenere una combustione più lenta e graduale, un miglioramento delle prestazioni, in particolare ai bassi regimi, e contemporaneamente una diminuzione delle emissioni acustiche e inquinanti.

Per ottenere una potenza di 66 KW da una cilindrata di soli 1.3 L, è presente il gruppo di sovralimentazione. Essa consiste nell'aumentare la massa di carica fresca che il motore aspira ad ogni ciclo, attraverso l'impiego di un compressore, il quale ne aumenta la densità nel collettore di aspirazione, rispetto a quella dell'ambiente circostante. Il compressore, nel caso in esame, è trascinato da una turbina calettata sullo stesso albero.

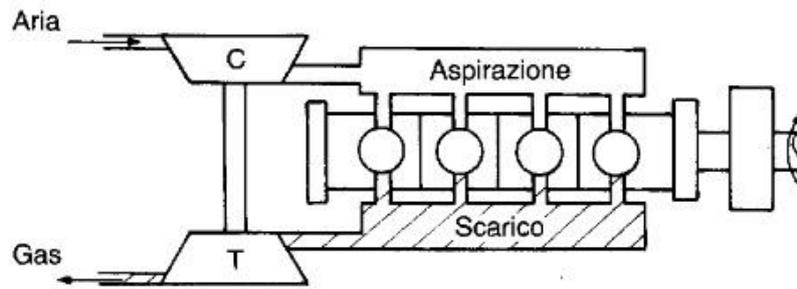


Figura 7 - Sovralimentazione a gas di scarico

La sovralimentazione è una pratica adottata soprattutto nei motori diesel, in quanto in quelli a benzina provoca un elevato rischio di detonazione. Essa procura inoltre elevate sollecitazioni meccaniche, che possono comunque essere contenute da un irrobustimento della struttura, aumentandone di conseguenza il peso. Di contro, il peso per unità di potenza diminuisce, a causa del maggior incremento di quest'ultima rispetto a quello del peso stesso. Si ha poi un miglioramento in termini di rendimento, con consumi specifici inferiori, specialmente per quanto riguarda i motori diesel, e nel caso in cui il compressore sia trascinato da una turbina azionata dai gas di scarico (Figura 7). Quest'ultima aiuta inoltre la regolarizzazione delle onde di pressione nei collettori. Infine, la combustione risulta più graduale e con un ritardo di accensione inferiore.

Il gruppo di sovralimentazione in generale aumenta il tempo di risposta nei transitori (effetto noto come turbo-lag): questo ritardo viene eliminato se si utilizza una turbina a geometria variabile (VGT - Variable Geometry Turbine).

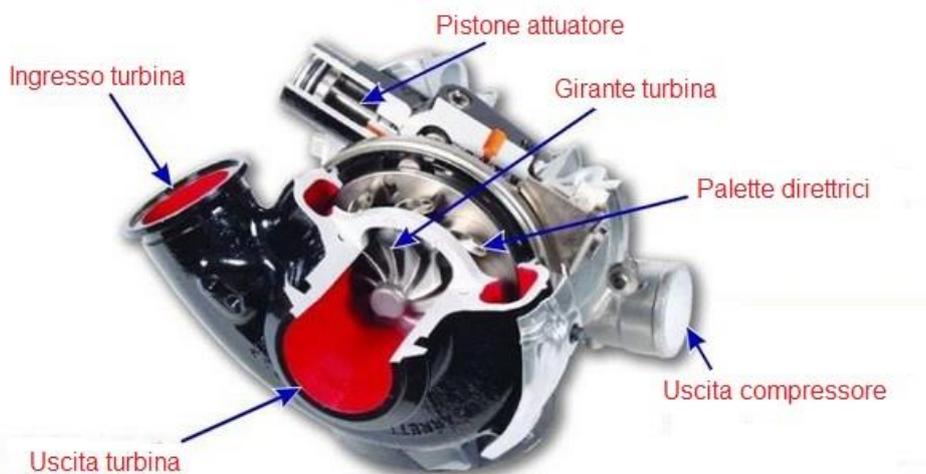


Figura 8 - Gruppo turbocompressore a geometria variabile

La regolazione del turbocompressore è necessaria affinché la pressione di alimentazione rimanga praticamente costante in un range quanto più ampio possibile di numero di giri del motore. La geometria variabile delle turbine ne regola continuamente la potenza. La VGT infatti è circondata da palette mobili il cui movimento, controllato dalla centralina elettronica, determina la variazione dell'angolo d'incidenza dei gas di scarico con le palette della girante motrice stessa. In funzione del regime di rotazione, queste vengono chiuse o aperte per favorire la velocità o la portata a seconda dei regimi stessi. A un ridotto numero di giri del motore corrisponde anche una pressione inferiore del gas, pertanto le palette direttrici vengono regolate in modo da restringere la sezione nel turbocompressore, inducendo così un aumento della pressione del gas. Quando invece gli elevati regimi del motore comportano anche un aumento della pressione dei gas di scarico, la sezione del condotto di alimentazione viene aumentata, regolando la posizione delle palette direttrici. Ciò porta ad una maggiore flessibilità e adattabilità di comportamento rispetto al "turbo" a chiocciola fissa: una turbina a geometria variabile consente di ottenere la stessa inerzia (bassa) di una turbina di piccole dimensioni e la portata d'aria (quindi potenza) di una turbina di maggiori dimensioni.

Nell'immagine seguente viene mostrato uno schema del motore, rappresentativo delle parti più importanti relative al passaggio del fluido operatore.

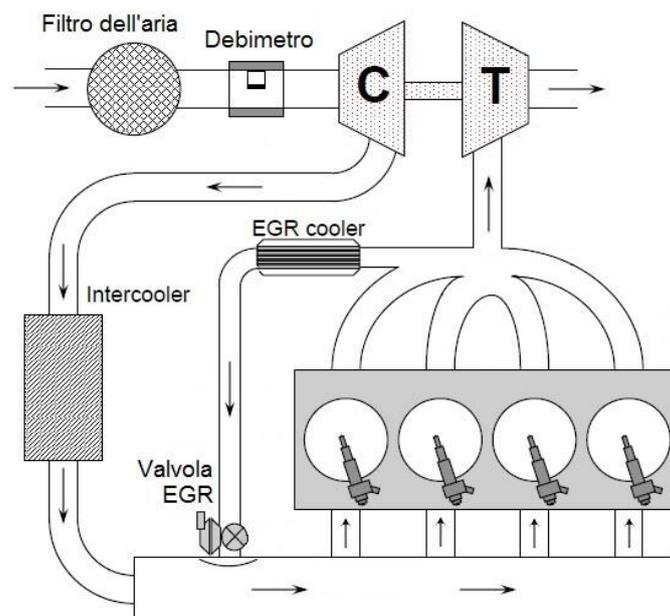


Figura 9 - Schema del motore utilizzato

Osservando la Figura 9, si nota come una parte dei gas di scarico non vadano ad espandersi in turbina, ma vengano fatti ricircolare reimmettendoli nel condotto d'aspirazione, appena prima dell'ingresso nei cilindri. Questa pratica è nota come ricircolo dei gas esausti (EGR - Exhaust Gas Recirculation). Questo sistema è composto dall'EGR cooler e dalla valvola EGR, ed ha il fine di ridurre parte delle emissioni inquinanti presenti nei gas combusti, in particolar modo gli ossidi di azoto (NO_x - vedere paragrafo 2.1). Anche se l'azoto è considerato un gas inerte alle normali condizioni ambientali, a temperature e pressioni elevate, come quelle presenti in camera di combustione, può reagire con l'ossigeno formando monossido (NO) e biossido di azoto (NO_2). Questi sono sostanze altamente tossiche, che devono rientrare nei limiti sempre più stringenti delle normative europee riguardo le emissioni inquinanti. Data la posizione sempre aperta della valvola a farfalla che caratterizza i motori diesel, la combustione ai carichi medio-bassi avviene con un grande eccesso d'aria, con una miscela che risulta quindi molto magra. Attivando l'EGR, si diluisce l'azoto presente nell'ambiente esterno, e si introduce anidride carbonica, gas inerte ai fini combustione. In questo modo si riduce la temperatura di combustione e la formazione degli ossidi di azoto, ma si riduce anche la quantità di combustibile bruciato. Questo porta ad un incremento delle emissioni di particolato, le quali aumentano proporzionalmente all'apertura della valvola EGR. La massima quantità di aria combusta ricircolata che i motori diesel possono tollerare, prima che subentri la mancata combustione (misfire), è circa il 40%. Ulteriori svantaggi del sistema di ricircolo del gas esausti, sono che si sporca facilmente, diminuisce la stabilità della combustione, aggiunge contaminanti abrasivi ed incrementa l'acidità dell'olio motore, che a sua volta riduce la vita operativa del propulsore stesso.

Per abbattere entrambe le emissioni, è stato proposto di adottare una nuova tecnica, che prende il nome di dual-fuel perché utilizza una miscela composta da due combustibili differenti (quali diesel e benzina nel caso in esame).

2. Dual-Fuel

Il motore a combustione interna è divenuto, nel corso del tempo, un meccanismo per la conversione di energia di valore inestimabile per la società. La capacità del motore endotermico alternativo di fornire potenza in maniera valida, affidabile ed economica, per applicazioni stazionarie e mobili, ne ha portato ad una grande produzione di massa.

Tuttavia, a causa dell'elevata diffusione raggiunta, le emissioni inquinanti e il consumo di carburante sono divenuti di grande interesse politico, economico e sociale. In particolare, la ricerca è in prima linea per lo sviluppo di tecniche in grado di ridurre l'effetto serra, le emissioni inquinanti e il consumo di carburante.

Prima di tutto, però, è necessario capire in che modo avviene la combustione, nel caso specifico di un motore diesel, in quanto il tipo di motore utilizzato per il presente lavoro, analizzando le varie fasi che si susseguono durante l'intero processo.

2.1 Analisi della combustione diesel tradizionale e delle emissioni inquinanti

Nella figura sottostante vengono mostrate le zone di interesse durante le fasi di iniezione e combustione.

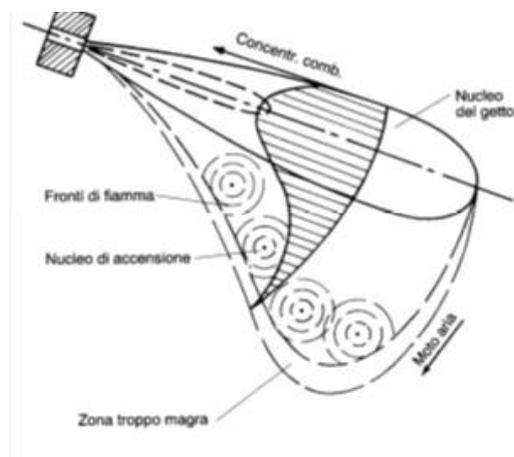


Figura 10 - Zone di interesse nel processo di iniezione/combustione

In Figura 10 si può notare come la concentrazione di combustibile sia sempre più piccola, man mano che ci si allontana dal nucleo del getto. Verso le zone esterne, dove il rapporto di equivalenza risulta più favorevole, si formano dei nuclei di accensione, dai quali parte la combustione, che è di tipo premiscelato, in quanto si può ritenere la miscela circa omogenea e mediamente magra. Quindi l'ossidazione è pressoché completa, con emissioni praticamente nulle. In realtà si potrebbero formare NO_x, in quanto le temperature locali raggiunte sono comunque elevate, soprattutto agli alti carichi. Le zone esterne, invece, sono caratterizzate dall'aver una miscela troppo magra per la formazione di nuclei di autoaccensione, oppure per la sostentazione del fronte di fiamma. Pertanto, questa zona non contribuisce al processo di combustione, e, proprio per questo, è causa della presenza di idrocarburi incombusti allo scarico. Se il fronte di fiamma non può andare verso l'esterno, per i motivi appena descritti, allora è obbligato ad andare verso il getto. Man mano che ci si avvicina ad esso, le gocce di combustibile in sospensione sono sempre più grandi. Inizialmente, tali gocce hanno una dimensione tale da riuscire ad evaporare prima dell'arrivo del fronte di fiamma, generando le condizioni per il proseguimento della combustione premiscelata. Successivamente, dove le dimensioni sono maggiori, non si ha una vaporizzazione completa, ma solo parziale. In questo caso, le gocce si trovano ad essere circondate da gas in combustione, il cui calore via via vaporizza la goccia stessa, completando (o meno) l'ossidazione. Si parla così di combustione diffusiva, in quanto si ha una diffusione dei vapori di combustibile verso la fiamma. Ai carichi parziali anche questo tipo di combustione risulta completa, grazie alla grande presenza di ossigeno rispetto al combustibile iniettato. A pieno carico invece il rapporto di equivalenza diminuisce, e non si riesce ad ottenere una perfetta ossidazione. Si generano così i prodotti dell'ossidazione parziale: monossido di carbonio, idrocarburi incombusti, particelle carboniose, ecc... Inoltre si ha comunque la formazione degli ossidi di azoto, a causa delle elevate temperature locali raggiunte. Infine, l'ultima parte di combustibile iniettato è composto da gocce ancora più grandi, perché è immesso in camera di combustione sotto l'azione di pressioni inferiori, rispetto a quelle della fase centrale dell'iniezione. In aggiunta alla fase precedente, qui si ha carenza di ossigeno, quindi si hanno ulteriori emissioni di CO, HC e particolato.

Nella figura successiva vengono mostrate le zone di formazione di particolato ed NO_x in un diagramma che ha lungo l'asse delle ascisse il rapporto di equivalenza, e lungo l'asse delle ordinate la temperatura.

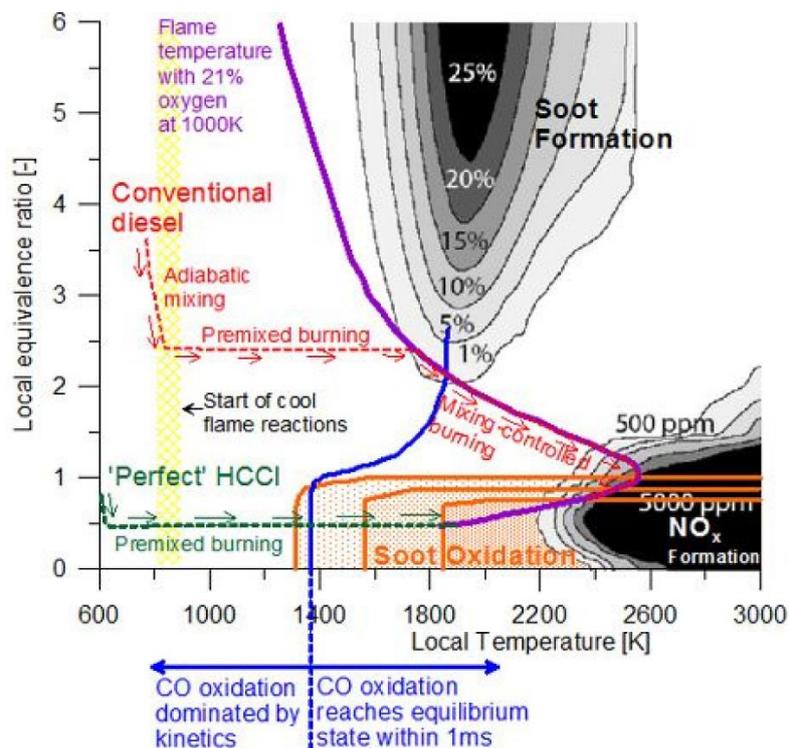


Figura 11 - Zone di formazione di particolato ed NOx in un diagramma ϕ -T

Come si può notare in Figura 11, la linea “Conventional diesel” tocca sia la zona di formazione di ossidi di azoto (NOx), sia quella di particolato (soot). La combustione premiscelata si verifica per valori del rapporto di equivalenza locale compresi tra 2 e 3, arrivando a toccare una temperatura di 1800 K (ovvero circa 1500°C), e generando particolato.

La combustione diffusiva invece si verifica appena dopo quella premiscelata, ad un rapporto di equivalenza locale prossimo al valore stechiometrico, generando alte temperature (2200°C), e provocando di conseguenza la formazione degli ossidi di azoto (NOx).

Lo sviluppo dei sistemi di controllo per motori a combustione interna è fortemente influenzato dalle normative anti-inquinamento sempre più stringenti, che richiedono una significativa riduzione sia delle emissioni inquinanti allo scarico, sia dei consumi.

In tabella vengono riportate le normative anti-inquinamento a partire da EURO 1, fino ad arrivare a quella in vigore attualmente, la EURO 6.

Stage	Date	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM	PN
		g/km					
Compression Ignition (Diesel)							
Euro 1	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	0.14 (0.18)	-
Euro 2, IDI	1996.01	1.0	-	0.7	-	0.08	-
Euro 2, DI	1996.01	1.0	-	0.9	-	0.10	-
Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05	-
Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025	-
Euro 5a	2009.09b	0.50	-	0.23	0.18	0.005	-
Euro 5b	2011.09c	0.50	-	0.23	0.18	0.005	6.0×10 ¹¹
Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005	6.0×10 ¹¹

Tabella 2 - Normative anti-inquinamento da EURO1 a EURO6

Si nota in generale una diminuzione di tutti gli inquinanti, ma in particolare un forte decremento degli NOx nel passaggio da EURO5 a EURO6, e inoltre una limitazione sul numero di particelle emesse.

2.2 Storia e stato dell'arte sulle combustioni LTC

L'aumento del costo dei carburanti e la focalizzazione sulla riduzione dei gas serra, hanno portato al bisogno di un incremento dell'efficienza dei motori a combustione interna. Questo bisogno ha portato ad un'attenzione crescente sul motore diesel, a causa della sua maggiore efficienza rispetto a quella del motore benzina. Inoltre, le normative correnti e future, impongono standard sempre più stringenti sulle emissioni e sull'efficienza dei carburanti. Queste domande richiedono lo sviluppo di motori tecnologicamente avanzati, che possono simultaneamente rendere alte efficienze e basse emissioni. Molte strategie di combustione sono state investigate per soddisfare le richieste future di motori diesel puliti ed efficienti.

Anche se diverse soluzioni sono state studiate, la maggior parte di esse possono essere raggruppate in quelle che sono oggi note con il nome di strategie di combustione a bassa temperatura (LTC - Low Temperature Combustion). Basse temperature di combustione determinano una riduzione degli NOx, a causa dell'alta energia di attivazione (e quindi calore) richiesta per la formazione delle molecole NO ed NO2. Inoltre, basse temperature di combustione derivano da

ritardi di accensione elevati, cioè da intervalli di tempo maggiori prima dell'inizio della combustione, i quali permettono un miglior miscelamento tra aria e combustibile; in questo modo le regioni ricche vengono ridotte e la formazione di particolato è inibita.

Molti ricercatori hanno mostrato che strategie LTC, come ad esempio la Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI), sono molto promettenti per la riduzione simultanea di ossidi di azoto e particolato.

La HCCI è stata oggetto di ricerche e sperimentazioni per molti anni, e fu inizialmente studiata nei motori a quattro tempi. Con questa strategia, la combustione ha mostrato di possedere caratteristiche superiori in termini di efficienza termica, dovute ad una perdita minore di calore rilasciato ed una durata inferiore della combustione. La miscela magra, unita alle basse temperature raggiunte, porta ad emissioni di NOx e di soot vicine allo zero. Sebbene la combustione HCCI appare termodinamicamente attrattiva, è interamente controllata dalla cinetica chimica; ciò significa che la temperatura, la pressione, il rapporto di equivalenza e la reattività del carburante (ovvero il numero di ottano), sono legati al momento in cui avviene l'accensione. Questo fatto rappresenta una sfida sulla controllabilità, perché non c'è un mezzo diretto per controllare ciclo dopo ciclo il timing della combustione, quando il combustibile è completamente premiscelato. Comunque, iniettando il carburante durante il periodo di incrocio negativo delle valvole (intervallo di rotazione dell'albero motore, misurato in gradi di angolo di manovella, tra la fase di scarico e quella di aspirazione, durante il quale le valvole di aspirazione e di scarico rimangono aperte simultaneamente), si sono notati risultati promettenti come mezzo di controllo del timing della combustione HCCI. Questi risultati sono stati limitati al funzionamento a basso carico, e richiedono costosi sistemi a variatori di fase (dispositivi che consentono di modificare l'angolo di incrocio delle valvole durante il funzionamento del motore). Inoltre, il processo di combustione HCCI è molto rapido, e porta ad eccessivi tassi di aumento della pressione (PRR – Pressure Rise Rate) e possibili danni al motore.

Infine, è stato dimostrato sperimentalmente che il miglior combustibile, per le strategie di tipo HCCI, deve avere delle qualità di autoaccensione che si collocano tra il diesel e la benzina, variando con le condizioni operative. Per esempio, a 16 bar di PMI, il combustibile più adatto ha un numero di ottano pari a 81; invece a 2 bar di PMI, è richiesto un numero di cetano pari a 45 (che corrisponde al diesel

tradizionale) per realizzare una combustione stabile. Quindi, esplorare miscele di carburanti differenti, per specifiche condizioni operative, può produrre benefici.

Si è così arrivati alle combustioni tramite accensione per compressione mediante controllo della reattività (RCCI - Reactivity Controlled Compression Ignition). In questa strategia, un combustibile a bassa reattività, come la benzina, è premiscelata per mezzo di un'iniezione di tipo PFI (Port Fuel Injection), ovvero a monte delle valvole di aspirazione, e un carburante ad alta reattività, come il diesel, è iniettato direttamente (DI - Direct Injection) in camera di combustione. Questo processo di miscelazione sviluppa una stratificazione di reattività all'interno della camera stessa, producendo una combustione robusta e un tasso di aumento della pressione inferiore rispetto alla strategia HCCI.

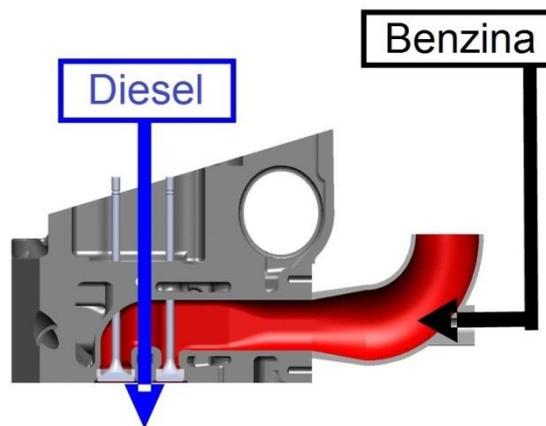


Figura 12 - Configurazione diesel + benzina

Usando degli strumenti di diagnosi ottica, è stato dimostrato che la RCCI è una combustione controllata chimicamente, in modo simile alla HCCI. L'iniezione diretta avviene sufficientemente in anticipo, nella fase di compressione, in modo che il picco del rapporto di equivalenza, all'inizio della combustione, rimanga molto basso ($< 0,5$). Questo risulta in eventi sub-sequenziali di autoaccensioni, le quali partono dalle zone a più alta reattività, progredendo verso quelle a reattività via via inferiore. Inoltre, è stato dimostrato che la propagazione della fiamma non ha effetti rilevanti durante il processo di combustione, a causa della miscela molto magra.

La maggior parte delle ricerche sulle combustioni RCCI condotte fino ad oggi, hanno adottato un'iniezione PFI di benzina e una DI di diesel. In una strategia di combustione che utilizza due carburanti differenti, ci sono però alcuni svantaggi, come ad esempio la necessità di avere due serbatoi. Considerando che il concetto di RCCI richiede solamente la presenza di una stratificazione di

reattività all'interno della camera di combustione, è stato proposto di iniettare a monte della valvola di aspirazione un carburante a bassa reattività, e direttamente in camera lo stesso carburante, ma con l'aggiunta di una piccola percentuale di un additivo che ne aumenta il numero di cetano, in modo da ottenere un carburante ad alta reattività. Con questo approccio, il veicolo richiede un solo serbatoio (per il combustibile meno reattivo), con il complemento di un altro per l'additivo, di dimensioni molto più ridotte.

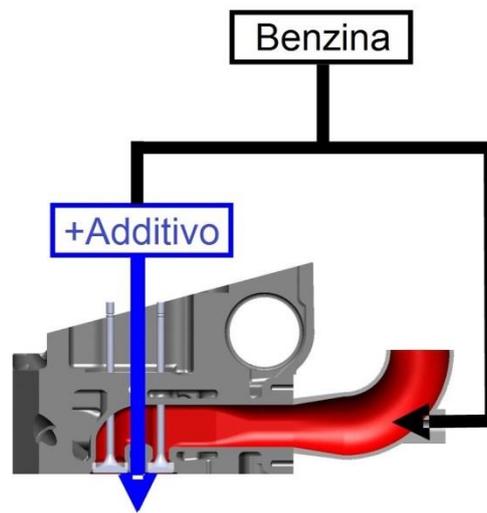


Figura 13 - Configurazione benzina + additivo

Rispetto al caso benzina + additivo, in quello benzina + diesel si sono riscontrate emissioni inferiori di idrocarburi incombusti, monossido di carbonio, anidride carbonica e ossidi di azoto, e valori comparabili di particolato. Per questo motivo, si è scelto di adottare la strategia RCCI dual-fuel, anziché la single-fuel additivata.

2.3 Sistema benzina

Oltre alla parte diesel, presente di fabbrica nel motore, si è quindi introdotta quella relativa alla benzina.

Di seguito viene mostrato il sistema motore dual-fuel nel suo complesso.

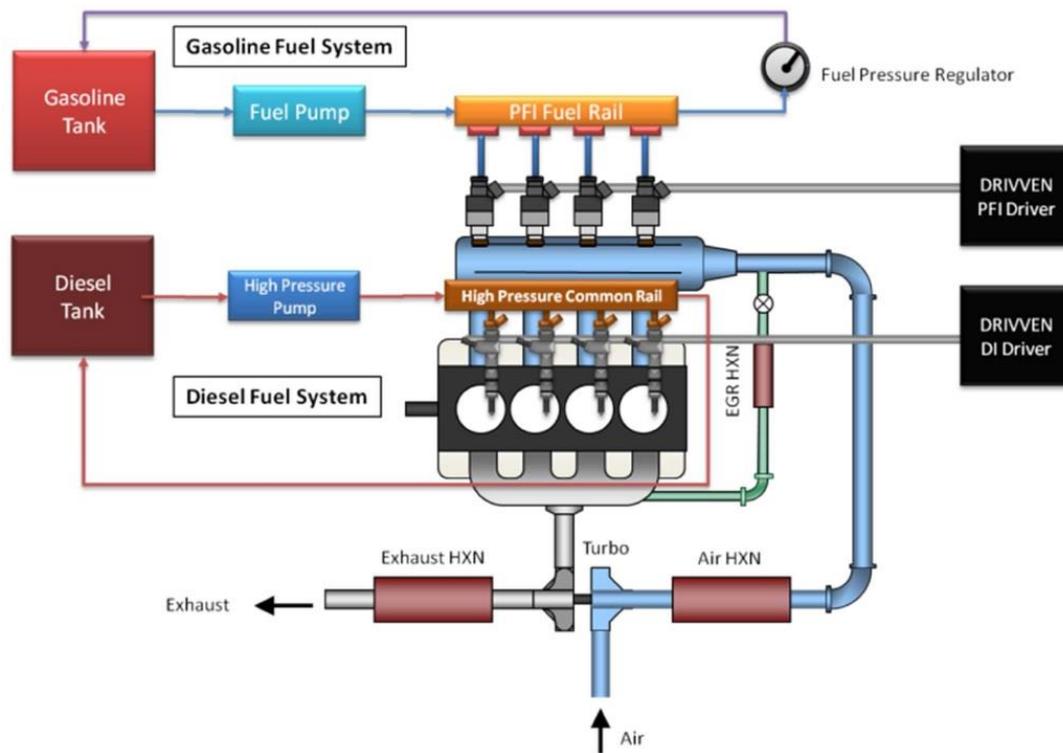


Figura 14 - Sistema dual-fuel

Si è quindi reso necessario un cambiamento sostanziale, sia dal punto di vista hardware, ma anche da quello software, del motore diesel in dotazione. In particolare sono state effettuate le seguenti modifiche:

- Modificazione del collettore d'aspirazione, per consentire l'alloggio dei 4 iniettori benzina, uno per ogni cilindro
- Aggiunta del serbatoio benzina
- Aggiunta della pompa benzina, per mettere la benzina in pressione prima dell'iniezione
- Aggiunta di un sensore di pressione, per monitorare la pressione della benzina
- Aggiunta del regolatore di pressione, per controllare la pressione della benzina
- Aggiunta di una nuova centralina elettronica, per comandare gli iniettori PFI
- Aggiunta un'ulteriore bilancia, oltre a quella del diesel, per misurare il consumo di benzina

Riguardo al sistema di messa in pressione della benzina, si è adottata una pompa in grado di aumentarne la pressione fino a 4.5 bar, e un sensore di pressione che

fornisce in uscita un segnale in tensione, che vale 2 V a pressione ambiente (circa 1 bar), e 5 V a 4.5 bar. Supponendo un andamento di tipo lineare, ovvero se si opera nella zona di linearità del sensore, la caratteristica che lo rappresenta è:

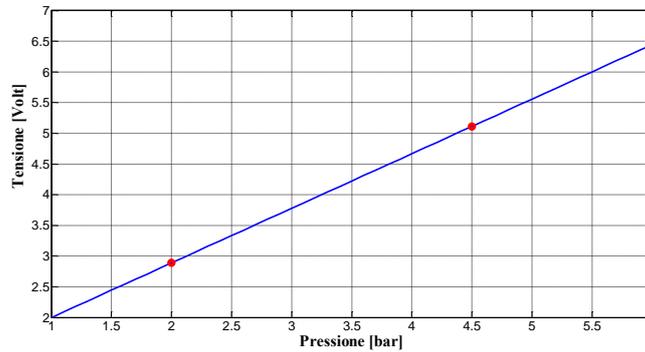


Figura 15 - Caratteristica del sensore di pressione della benzina

Questo grafico, in fase di test della pompa benzina, ha permesso di accorgersi che la pressione alla quale si sarebbe mandato il carburante nel rail, era molto inferiore a quella nominale. In particolare, l'indicatore segnava 2.8 V contro i 5 nominali, corrispondenti alle pressioni di 2 e 4.5 bar rispettivamente. Quindi si sarebbe iniettata benzina a bassa pressione, con tutte le conseguenze negative del caso: errore di dosatura, bassa polverizzazione, scarsa diffusione e poca penetrazione, con l'effetto di ristagno nel collettore d'aspirazione.

Causa di ciò, era la potenza non sufficiente messa a disposizione dall'alimentatore della pompa. Si è provveduto così a collegare la stessa alla batteria del motore, la quale alimenta anche la scheda NI 9474 del CompactRIO, ovvero quella deputata al comando degli iniettori (vedere capitolo 2.4.2). Si è verificato infine che, anche con la pompa alimentata a batteria, tutto funzionasse correttamente.

Per quanto riguarda il primo punto, invece, sono stati realizzati dei passa-parete, ovvero dei dispositivi che permettono agli iniettori di immettere carburante dall'esterno all'interno del collettore d'aspirazione, mantenendoli ben saldi alla struttura.

Di seguito viene mostrata una foto scattata in officina che ritrae il collettore d'aspirazione, comprensivo dei quattro iniettori PFI collegati tra loro con il rail benzina.



Figura 16 - Collettore d'aspirazione con gli iniettori

Notare che ciascun passa-parete è stato posizionato dirimpetto ad ogni cilindro, in modo che ogni iniettore immetta la maggior parte del combustibile all'interno del cilindro corrispondente. Ovviamente, dato che l'iniezione di benzina avviene nel collettore d'aspirazione, parte di essa sarà trasportata dal flusso d'aria fresca, che nella figura scorre da sinistra verso destra. Quindi, a parità di carburante introdotto da ciascun iniettore, e in assenza di un'equilibratura manuale della PMI di ciascun cilindro (attraverso la variazione di anticipi e tempi di apertura degli iniettori stessi), si avrà uno squilibrio sempre maggiore man mano che ci si sposta nella direzione del flusso della carica.

Prima di posizionare gli iniettori direttamente sul motore, se ne è testato uno in laboratorio, per verificare che si aprisse nei tempi prestabiliti. La figura seguente mostra la configurazione adottata per la simulazione:

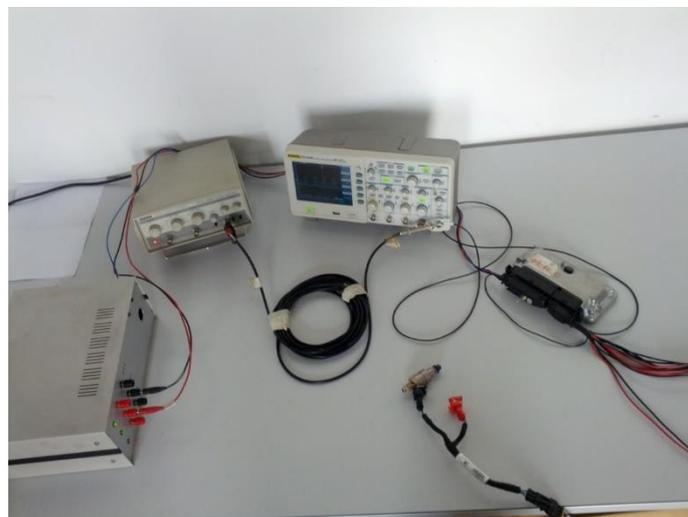


Figura 17 - Layout del sistema di simulazione di iniezione con il generatore di onde

In Figura 16 si vede come il segnale TTL, emesso dal generatore di onde, vada direttamente all'oscilloscopio, per visualizzarne il contenuto, ed al clock dell'iniettore (cavo con connettore BNC), il quale, attraverso la centralina, comanda l'apertura e la chiusura dell'iniettore stesso.

Questa simulazione ha permesso di constatare che la centralina è di tipo low-side, ovvero mantiene gli iniettori chiusi con segnale alto (12 Volt), e li apre con segnale basso (essa riconosce come livello zero una tensione in ingresso inferiore a 5 Volt).

Una volta appurato il corretto funzionamento della centralina e dell'iniettore, si è fatto un passo in avanti, andando a simulare il comando dell'iniezione con lo strumento al quale ne sarà affidato il compito in sala prove: il CompactRIO.

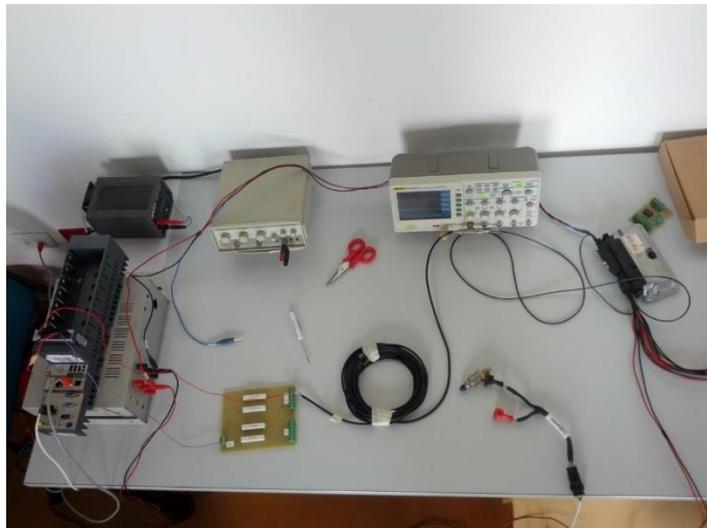


Figura 18 - Layout del sistema di simulazione di iniezione con il CRIO

Con il CRIO, programmato nella sola parte FPGA tramite LabVIEW (vedere capitolo 2.4), ed equipaggiato con l'unica scheda NI 9474 (che non è nient'altro che un'uscita digitale di potenza, in grado di fornire in output un segnale 0-X Volt TTL, dove X indica il valore del polo positivo impiegato per alimentare la scheda), si genera un'onda quadra.

Questo segnale, che è simile a quello emesso dal generatore di Figura 17, passa attraverso un circuito elettrico, composto semplicemente da 4 resistenze di pull-down (una per ogni iniettore). Questo tipo di resistenze sono necessarie perché, in assenza di esse, il CompactRIO fornirebbe in uscita un segnale TTL 0-12 V oppure 5-12 V, rispettivamente in assenza ed in presenza del carico. Ma il clock

dell'iniettore accetta solamente segnali TTL 0-12V, quindi, per abbassare la V_{min} da 5 a 0 V, va inserita la resistenza di pull-down.

Tali resistenze sono state dimensionate per far sì che non circoli una corrente troppo elevata da surriscaldarle. Di seguito viene mostrato lo schema elettrico del circuito stampato, riferito ad una singola resistenza.

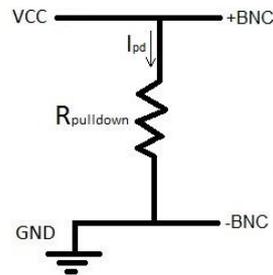


Figura 19 - Schema elettrico del circuito stampato

Dato che la tensione massima ai capi della resistenza vale 12V, e avendo a disposizione una serie di resistenze con potenza ammissibile pari a 10W, deve valere:

$$V_{pd}I_{pd} = V_{pd} \frac{V_{pd}}{R_{pd}} = \frac{V_{pd}^2}{R_{pd}} = \frac{V_{CC}^2}{R_{pd}} \leq P_{amm}$$

Dalla quale si ricava che

$$R_{pd} \geq \frac{V_{CC}^2}{P_{amm}} = \frac{12^2}{10} = \frac{144}{10} = 14,4 \Omega$$

Per non surriscaldare troppo le resistenze e per evitare di portarle al limite di potenza assorbita, si è scelto di utilizzare un valore di molto superiore ai 14,4 Ω ottenuti analiticamente. In particolare, si sono adottate resistenze da 300 Ω , le quali garantiscono una potenza assorbita minima e pari a $V_{CC}^2/R_{pd} = 0,48 W$, ovvero circa il 5% di quella ammissibile, senza intaccare il corretto funzionamento degli iniettori.

Eseguite tutte le operazioni sopraelencate, relative alle modifiche hardware rese necessarie per il funzionamento del motore diesel come propulsore dual-fuel, si è passati alle modifiche del software di controllo dello stesso.

complesse, quali ad esempio quelle relative all'iniezione di combustibile, si è utilizzata la scheda FPGA, che non è nient'altro che un chip riconfigurabile di silicio ad alte prestazioni, sul quale vengono programmate (sempre in LabVIEW e con un linguaggio ad alto livello) le funzioni più importanti. Il modulo Real-Time invece gira su un computer esterno, su cui è possibile comunicare tramite LabVIEW Real Time, e gli spetta l'onere di calcolo e di esecuzione dei programmi realizzati in LabVIEW stesso.

Complessivamente il sistema di controllo è quindi strutturato in due blocchi indipendenti: da un lato l'elaboratore Real Time (chassis, controller e scheda di I/O), e dall'altro una Human Machine Interface, che comunicano tra loro attraverso una connessione ethernet a 100 MBps, e in cui il funzionamento del primo prescinde dalla presenza del secondo (pertanto un eventuale malfunzionamento del dispositivo di interfaccia non ha conseguenze sul controllore). L'utente ha a disposizione una Graphical User Interface che fornisce l'accesso ai controlli necessari alla gestione del motore e permette di memorizzare su HD tutti i dati di funzionamento, per effettuare eventualmente un'elaborazione off-line.

2.4.1 LabVIEW

LabVIEW (abbreviazione di Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) è l'ambiente di sviluppo integrato per il linguaggio di programmazione di National Instruments, denominato *linguaggio G* (graphic language), in quanto si basa su una programmazione grafica ad oggetti. La differenza sostanziale tra tale linguaggio e quelli tradizionali, sta nel fatto che l'ordine di esecuzione delle istruzioni che costituiscono il codice del programma non è determinato dall'ordine in cui le istruzioni sono scritte all'interno del codice stesso. Infatti, nel linguaggio G, l'ordine di esecuzione è stabilito dal flusso di dati, e non dalla sequenza del codice, ovvero ciascuna operazione viene svolta non appena sono disponibili i corrispondenti dati in ingresso. Ciò permette di eseguire più operazioni in parallelo, e proprio questa è una caratteristica distintiva di LabVIEW, permettendo di realizzare elaborati programmi di analisi o di controllo.

I programmi realizzati con LabVIEW prendono il nome di *strumenti virtuali* (Virtual Instrument - VI), in quanto riproducono sia nell'aspetto, sia nel modo di

interagire con essi, strumenti reali quali multimetri, oscilloscopi, ecc... Ciascun VI è composto da un *block diagram*, che contiene il codice vero e proprio, e da un *front panel*, che costituisce l'interfaccia utente. Nel pannello frontale sono presenti controlli e indicatori. I controlli sono le manopole, i pulsanti, i selettori e altri dispositivi di input. Gli indicatori sono i grafici, i LED e altri display. Se ad un VI si aggiunge almeno un connettore, può essere impiegato all'interno di un altro VI, diventando così un subVI (come d'altronde è possibile richiamare una sub-routine nei linguaggi di programmazione tradizionali).

SubVI creati dall'utente e funzioni (matematiche, statistiche, logiche, ecc...) insite nel software stesso, sono collegati tra loro con linee differenti a seconda dell'informazione trasportata (numero, booleano, stringa, array, ecc...). In questo modo, l'apprendimento e la scrittura dei programmi da parte dell'utente risulta notevolmente semplificata.

Può accadere che alcuni oggetti non siano raggiungibili direttamente attraverso i normali collegamenti. Esiste perciò la possibilità di rendere disponibili delle variabili locali, ovvero delle variabili che consentono di compiere operazioni di lettura o scrittura in un qualunque punto del diagramma a blocchi. Se invece un'informazione deve essere condivisa da due o più strumenti virtuali, in contemporanea esecuzione, si fa uso delle variabili globali.

Un utilizzo frequente delle variabili locali è quello associato alla condivisione di informazioni dentro e fuori le strutture di controllo. Esse non sono nient'altro che dei costrutti grafici che eseguono, in una modalità che dipende dal tipo di struttura, la porzione di diagramma a blocchi inclusa entro il bordo che le delimita. Oltre alle classiche funzioni presenti anche nei linguaggi di programmazione tradizionali, come ad esempio i cicli *For*, *While* e la struttura *Case*, è possibile in LabVIEW utilizzare delle strutture a tempo, chiamate *Timed Structures*, le quali permettono di stabilire una gerarchia nell'esecuzione dei vari blocchi del programma, oppure di sincronizzarne l'avviamento, ecc...

Grazie alla grafica a blocchi, combinando tra loro strutture, funzioni di acquisizione, analisi ed esposizione dati, VI e subVI, è possibile realizzare programmi anche molto complessi, senza però perdere di vista il quadro generale.

2.4.1.1 Modulo Real-Time

La maggior parte delle applicazioni LabVIEW girano su sistemi operativi come Windows o Mac OS. Anche se le potenze di calcolo oggi raggiunte dai normali computer portatili sono molto elevate, alcune applicazioni richiedono delle prestazioni che essi non sono in grado di garantire. Un sistema real-time consiste di componenti hardware e software. Le componenti software includono LabVIEW, l'RT Engine e i VI generati da LabVIEW stesso. Tra le componenti hardware invece ci sono il computer Host e l'RT Target. Il computer Host non è nient'altro che un computer sul quale si sviluppano gli strumenti virtuali per il sistema real-time. Tali virtual instruments vengono eseguiti sull'RT Target dall'RT Engine. Ciò permette di alleggerire il processore dal compito di visualizzare e aggiornare l'interfaccia, consentendo di aver a disposizione più risorse di calcolo. In campo RT è possibile inoltre attribuire diverse priorità a ciascun VI a seconda della criticità temporale, cioè dell'intervallo di tempo entro i quali le applicazioni devono essere eseguite. In questo modo il processore, nel caso in cui siano richieste risorse maggiori rispetto a quelle disponibili, dà precedenza ai VI definiti ad alta priorità, e quindi più critici.

L'interfaccia con l'utente avviene in generale attraverso il Front Panel Communication Protocol, protocollo di comunicazione con il quale LabVIEW e l'RT Engine eseguono parti differenti dello stesso VI. In particolare, come mostra la Figura 21, LabVIEW visualizza sul computer Host il pannello frontale, mentre l'RT Engine esegue il codice del block diagram.

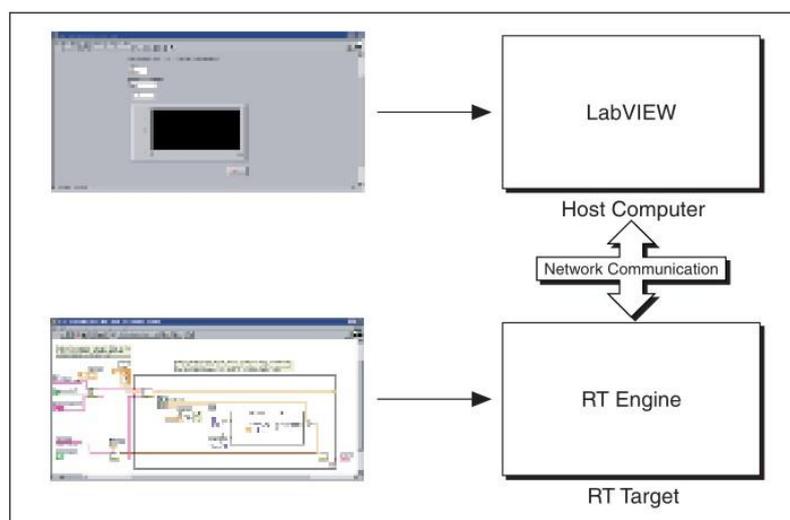


Figura 21 - Front Panel Communication Protocol

Dual-Fuel

Per quanto riguarda l'RCP dual-fuel, oggetto del presente lavoro, non si fa uso della parte host, ma si utilizza direttamente il modulo real-time. La figura successiva ne mostra uno screenshot:

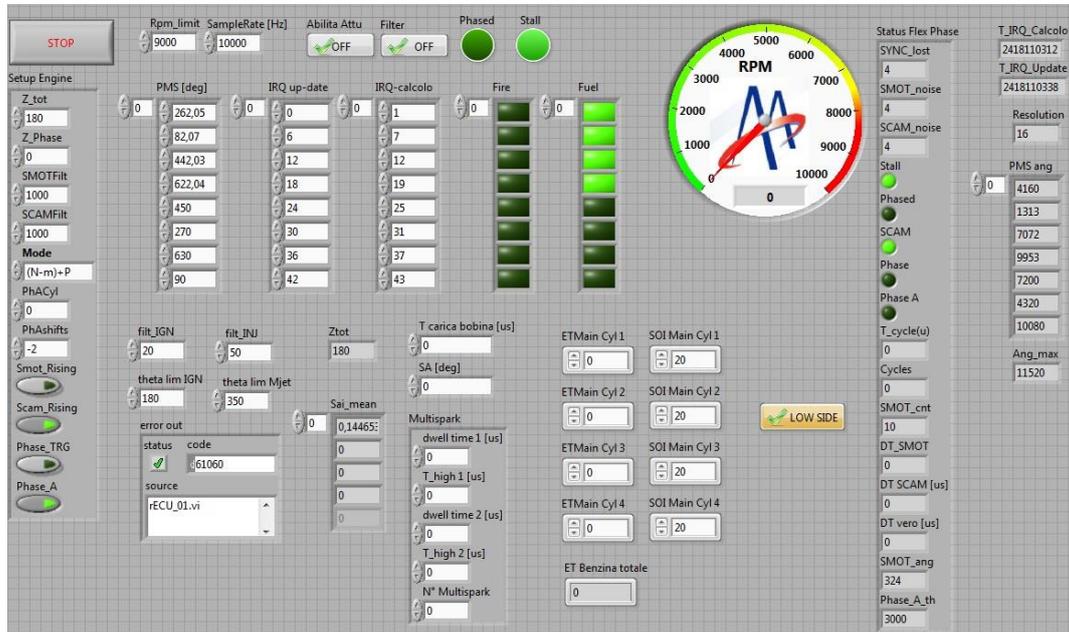


Figura 22 - Pannello frontale del modulo real-time dell'RCP dual-fuel

Le parti principali che costituiscono il pannello frontale sono:

- Tachimetro: con un'interfaccia simile a quella installata sulle automobili, è di rapida visione per tenere sempre sotto controllo la velocità di rotazione;
- Pulsante Low-Side: permette di selezionare il tipo di centralina utilizzata; in questo modo è possibile operare sia con centraline low-side, come nel caso in figura, oppure high-side;
- Pulsante Stop: arresta l'esecuzione del virtual instrument;
- Indicatore Stall: acceso se il sistema non vede transizioni dente, cioè quando la coppia applicata dal freno è maggiore di quella fornita dal motore (quindi in sostanza se il motore è fermo);
- Indicatore Phased: acceso se il sistema è fasato col motore, ovvero se è nota la posizione angolare dell'albero a gomiti;
- Fire: otto pulsanti, uno per ogni possibile cilindro presente, che se premuti, anche singolarmente, abilitano il comando di accensione della miscela, attraverso la scarica elettrica generata dalla candela;

- Fuel: come per il punto precedente, questi pulsanti abilitano il comando di iniezione;
- Pulsante Abilita Attu: se premuto, abilita le attuazioni (anche se Fuel o Fire sono accesi, se questo è spento le attuazioni sono disabilitate, e viceversa);
- ET-Main: tempo di eccitazione (Excitation Time) degli iniettori benzina in microsecondi; più è alto questo valore, più gli iniettori stanno aperti per un tempo maggiore, e più combustibile si inietta (a parità di pressione nel rail, se non si considerano le onde di pressione);
- SOI-Main: posizione di inizio iniezione benzina, espressa in termini angolari “before bottom dead center” (BBDC), ovvero prima del punto morto inferiore;
- ET Benzina totale: indicatore del tempo totale di eccitazione degli iniettori, calcolato come somma dei quattro ET-Main sovrastanti;
- Z_tot: numero di denti della ruota fonica (nel caso in esame, 180);
- Z_Phase: valore al quale viene inizializzato il contatore dei denti (ad esempio, se Z_Phase=0, il numero dei denti va da 0 a 179);
- PMS: valori delle posizioni angolari relative ai punti morti superiori di ogni cilindro;
- Mode: configurazione del blocco di fasatura in funzione del tipo di input; si può selezionare tra N-M+P (fonica tradizionale con cava e segnale di fase), Enc (encoder a cui si aggiunge trigger di giro e segnale analogico per la fase), Race (ruota dentata senza cava e segnale di fase);
- Phase_A: se abilitata, è possibile usare uno dei quattro canali acquisiti come segnale analogico di fase
- PhACyl: canale che possiede la transizione al di fuori della cava, parametro ininfluenza se si adotta la fasatura di tipo Race;
- Phase_TRG: consente di utilizzare come segnale di fase o il segnale scam grezzo (ovvero quello proveniente dall’albero di trasmissione, assente nella configurazione adottata), oppure lo stesso segnale ma filtrato, onde evitare false transizioni;

Inoltre ci sono numerosi altri indicatori, quali il contatore di numero di cicli e quello delle false transizioni del segnale della ruota fonica e dell’albero di trasmissione, e diversi controlli aggiuntivi, come i valori dei filtri applicati ai segnali e il tempo di carica bobina (se si opera con motori ad accensione comandata).

Per poter generare delle attuazioni fasate con il ciclo motore è necessario identificare la posizione angolare dell'albero motore. La ruota fonica è una 180-2, ha cioè 180 denti, due dei quali sono stati coperti per creare una cava che funge da riferimento. La fase virtuale è il segnale di pressione proveniente da uno dei 4 cilindri (nel caso in esame il cilindro 1, dato che è quello in cui è alloggiato il più preciso e accurato sensore di pressione).

Come visto in Figura 22, in Labview è possibile associare ad ogni cilindro il proprio punto morto superiore, in termini angolari. Quindi, quando ciascun pistone raggiunge il suo PMS, il software se ne accorge, ne valuta la posizione angolare (conoscendo il tipo di ruota fonica e il numero di denti trascorsi), la confronta con quella immessa manualmente e, se è abbastanza vicina, adotta il valore digitato ed il sistema risulta fasato (in particolare, appena la si raggiunge, si è nella fase di espansione del cilindro scelto). La fasatura avviene ad ogni ciclo, e può capitare a volte che venga persa (l'indicatore Phased si spegne): in questi casi le attuazioni non vengono eseguite, e si aspetta il ciclo successivo per una nuova fasatura.

La fasatura è un'operazione complessa che ha bisogno di un'alta precisione, e non è possibile eseguirla con un processore di un normale PC. Per questo si fa uso dell'FPGA.

2.4.1.2 Modulo FPGA

I Field Programmable Gate Array, solitamente abbreviati in FPGA, sono circuiti integrati digitali la cui funzionalità è programmabile via software. Si tratta infatti di dispositivi programmati direttamente dall'utente finale, consentendo la diminuzione dei tempi di progettazione, di verifica mediante simulazioni e di prova sul campo dell'applicazione. Il grande vantaggio è che permettono di apportare eventuali modifiche, o correggere errori, semplicemente riprogrammando il dispositivo in qualsiasi momento. Grazie all'implementazione in hardware dell'algoritmo, l'utente è certo che l'esecuzione del programma avvenga entro tempi prestabiliti. L'FPGA lavora ad una frequenza massima di 40 MHz, e risulta possibile implementare sistemi di controllo analogico multi loop PID con velocità oltre i 100 kS/s e sistemi digitali multi-loop a velocità di oltre 1 MS/s.

Ciò è possibile in quanto il dispositivo è limitato però al calcolo intero a 64 bit, quindi non è possibile implementare VI complessi. Inoltre il sistema permette di

caricare e far girare solo un VI alla volta (il successivo VI sovrascrive il precedente). La realizzazione del VI per FPGA non è molto differente rispetto a un VI di LabVIEW in ambiente Windows, l'unica eccezione consiste nel dover compilare tale VI nel linguaggio FPGA (binario) e poi caricarlo nella sua memoria. Questo processo può però richiedere anche alcune ore e deve essere eseguito ogni volta che si modifica il flusso di dati all'interno del VI. Come per il modulo Real-Time, anche per quello FPGA non è presente nessuna interfaccia che permetta controllarne lo stato di funzionamento. Analogamente a quanto visto nel paragrafo relativo al Real-time, dove l'interfaccia avveniva per mezzo del Front Panel Communication Protocol, in questo caso si utilizza l'Interactive Front Panel Communication, che allo stesso modo permette al PC Host di visualizzare la finestra del front panel, e all'FPGA target di eseguire il block diagram.

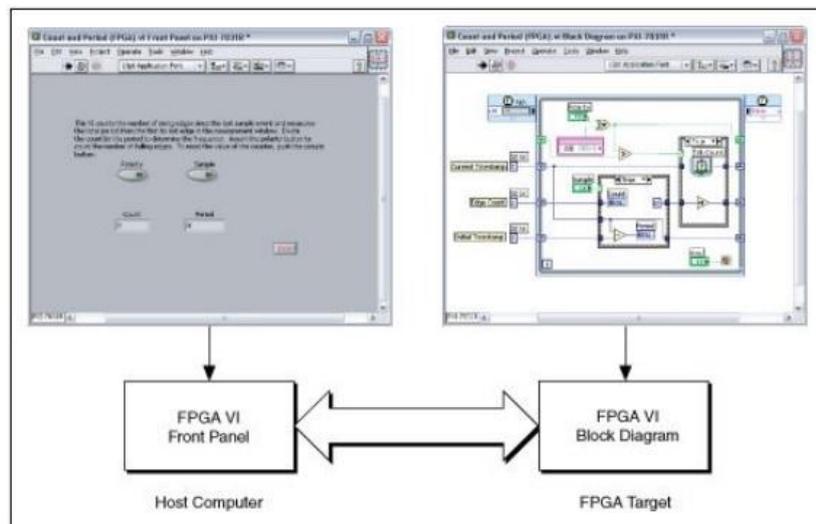


Figura 23 - Interactive Front Panel Communication

La scheda FPGA e il controller Real Time si trovano in un unico chassis: il CompactRIO.

2.4.2 CompactRIO

Per acquisire i dati provenienti dai sensori e per eseguire e modificare le attuazioni, il tutto in real-time (col quale si intende operare con jitter limitato, cioè con una piccola differenza tra la frequenza a cui voglio andare – quella con cui variano le grandezze di interesse - e quella a cui vado realmente), è necessario un dispositivo che si interpone tra il sistema di controllo (pc host), e il

sistema controllato (motore). Questo dispositivo possiede un processore dedicato in grado di effettuare loop di calcolo a frequenza molto elevata, e schede di input/output sia analogiche che digitali. Esso si interfaccia con unità esterne (computer, centraline, ...) attraverso protocolli di comunicazione standard (seriale, CAN, ...).

Il dispositivo utilizzato per le attività riguardanti il controllo avanzato e l'acquisizione dati in real-time è il CompactRIO, prodotto da National Instruments.

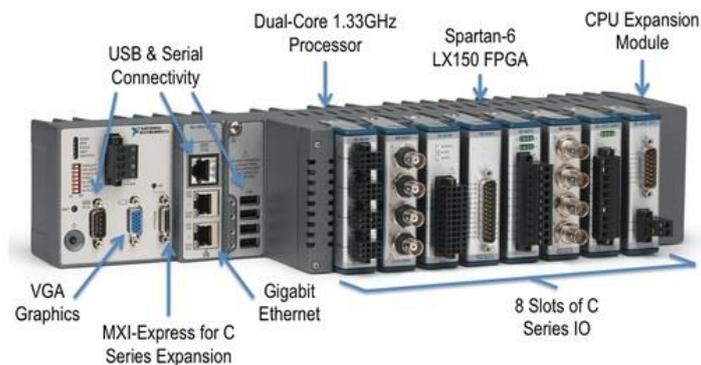


Figura 24 - CompactRIO

Il CompactRIO appartiene alla categoria dei "Programmable Automation Controller" (PAC), sistemi in grado di combinare affidabilità e robustezza con prestazioni e flessibilità, grazie alla presenza di 3 milioni di porte logiche programmabili. Con esso si possono integrare hardware commerciali e moduli per realizzare velocemente sistemi personalizzati. Combina un processore Real-Time, un chip Fpga ad alte prestazioni e moduli di I/O connessi con il chip Fpga stesso, mentre quest'ultimo è connesso al processore Real-Time attraverso un bus PCI ad alta velocità. Il processore RT è utilizzabile per l'esecuzione dei VI, mentre con l'Fpga è possibile comunicare con i moduli I/O installati.

CompactRIO può essere programmato con LabVIEW, in particolare con i toolbox aggiuntivi dei moduli Real-Time ed Fpga: LabVIEW offre meccanismi integrati per il trasferimento dati dai moduli I/O al chip Fpga e dal chip Fpga al processore Real-Time per analisi, elaborazioni, data-logging o comunicazioni via rete verso un computer Host.

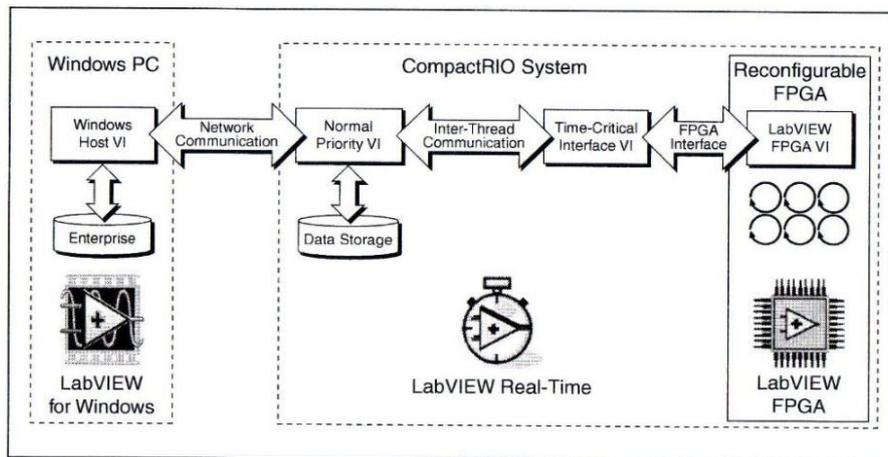


Figura 25 - CompactRIO & LabVIEW

La configurazione per il sistema dual-fuel prevede l'utilizzo dei seguenti moduli I/O:

- NI 9401



Modulo di input digitale bidirezionale a 8 canali, a 100 ns. È possibile configurare la direzione delle linee digitali su NI 9401 per input o output in base al nibble (a 4 bit). NI 9401 permette tre configurazioni: otto ingressi digitali e otto uscite digitali, oppure quattro ingressi digitali e quattro uscite digitali.

- NI 9215



Include quattro canali di ingresso analogico a campionamento simultaneo a 100 kSample/secondo con una risoluzione pari a 16 bit.

- NI 9474



Modulo di output digitale di potenza ad alta velocità a 8 canali. Ogni canale è compatibile con i segnali da 5 a 30 V, e dispone di un LED che ne indica lo stato.

La foto successiva mostra il CompactRIO con i tre moduli descritti ed il circuito di condizionamento del clock degli iniettori (si faccia riferimento alla Figura 19 e alla relativa spiegazione delle resistenze di pulldown).

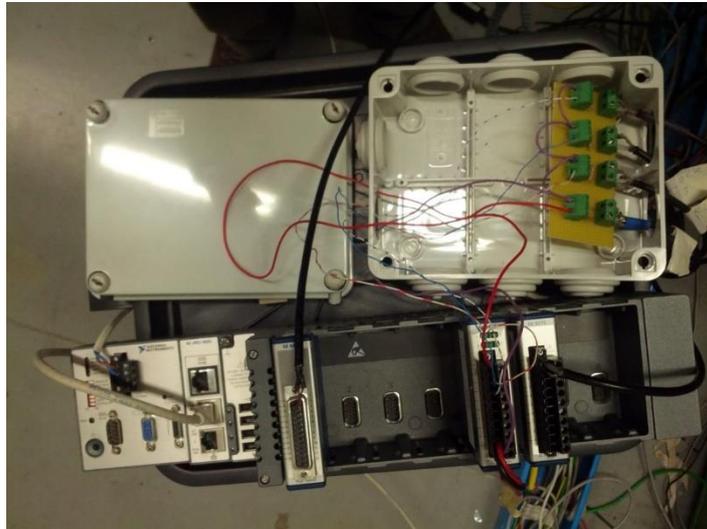


Figura 26 - CompactRIO con moduli e circuito di condizionamento del clock degli iniettori

Nello slot 1 (il primo a sinistra) arriva il segnale di smot, ovvero i tempi dente. Lo slot 5 è riservato alla scheda che fornisce il clock agli iniettori, mentre nello slot 6 arriva il segnale di pressione del cilindro 1, necessario per le operazioni di fasatura descritte in precedenza (vedere capitolo 2.4.1.1).

Il CompactRIO serve sostanzialmente per generare attuazioni fasate, mentre per l'acquisizione dei dati si fa riferimento ad un altro componente di Figura 20: OBI.

2.4.3 OBI (On Board Indicating)

Il pacchetto OBI è un sistema hardware/software ideato per l'acquisizione e il calcolo dei parametri motoristici che caratterizzano il funzionamento e le prestazioni di un motore e per il salvataggio di tali dati in formati facilmente accessibili per le successive fasi di post analisi. Le due caratteristiche principali di OBI sono le ridotte dimensioni e la capacità di compiere calcoli sulla combustione in tempo reale. Inoltre, OBI è dotato di un sistema di comunicazione LAN che permette di interfacciarsi con un PC-host e di un sistema di comunicazione CAN tramite cui è possibile comunicare con qualsiasi dispositivo in grado di interpretare il protocollo implementato in OBI.



Figura 27 - OBI

I dati che acquisisce e che fornisce in real-time sono:

- Pressione Media Indicata
- Pressione massima e relativa posizione angolare
- MFB50
- MAPO
- RPM (OBI è compatibile con ruote foniche standard ed encoder)
- Temperatura del sistema
- Numero di cicli

Essi sono salvati sotto forma di file *.bin, convertibili con tool specifici (come ad esempio HeatItOff) ed importabili in software compatibili (nel nostro caso Matlab) per essere analizzati ed elaborati offline.

Un'analisi offline, eseguita appunto con i dati acquisiti da OBI, è stata la stima della posizione angolare in cui risulta bruciato il 50% della massa di combustibile complessivamente iniettata in un ciclo (MFB50 – Mass Fraction Burned), a partire non dalla legge del calore netto rilasciato, ma dalle fluttuazioni della velocità di rotazione dell'albero a gomiti.

3. Stima dell'MFB50

Facendo riferimento al capitolo 2.1, queste ultime possono essere ridotte attraverso l'utilizzo di strategie in catena chiusa che prendono in considerazione numerosi parametri motoristici, alcuni dei quali vengono direttamente misurati a bordo veicolo, mentre altri vengono stimati.

Particolare importanza assume la conoscenza di due grandezze, ricavabili direttamente dall'andamento della pressione in camera di combustione: la coppia indicata e l'MFB50.

3.1 Metodo tradizionale

Il metodo classico per il calcolo dell'MFB50 si fonda sulla legge del rilascio di calore.

Essa deriva dal bilancio energetico fatto in camera di combustione, presa come volume di controllo e considerata come un sistema aperto (ovvero si ha scambio di massa con l'esterno).

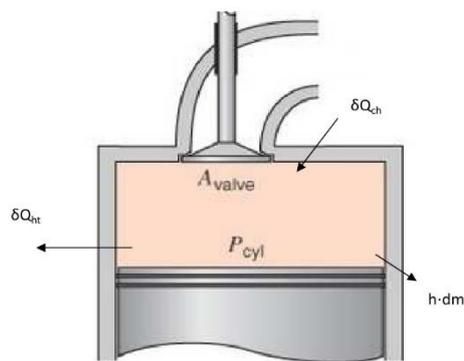


Figura 28 - Modello di sistema aperto della camera di combustione

Se si fanno le seguenti ipotesi semplificative:

- si considera il contenuto gassoso della camera di combustione mediamente omogeneo e come gas perfetto
- si trascura il fatto che la combustione è in atto

allora si può scrivere il primo principio della termodinamica come:

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta Q_{ht} + \delta L + \sum_i h_i \cdot dm_i \quad (3.1)$$

dove

- δQ_{ch} è il calore liberato dal processo di combustione
- dU_s è la variazione di energia interna del volume di controllo
- δQ_{ht} è il calore scambiato con le pareti del cilindro
- δL è il lavoro compiuto dal gas sul pistone
- $h_i \cdot dm_i$ è la variazione di entalpia dovuta alla massa dm_i che entra/esce dal volume di controllo (ad esempio perdite attraverso le fasce elastiche, iniezione di combustibile, ecc...)

Dall'ipotesi di gas perfetto, l'energia interna dipende solo dalla temperatura (la quale è sì un valore puntuale, ma con le ipotesi fatte si può considerare una temperatura globale come media di quelle locali):

$$U_s(T) = m \cdot c_v(T) \cdot T \quad (3.2)$$

dove c_v è il calore specifico isocoro.

Differenziando in dT , si ricava:

$$dU_s(T) = m \cdot c_v(T) \cdot dT + u(T) \cdot dm \quad (3.3)$$

dove $u = c_v \cdot T$ è l'energia specifica, e dm è il flusso di massa attraverso la superficie di contorno.

Il lavoro raccolto dal pistone, durante la fase di espansione, vale:

$$\delta L = p \cdot dV \quad (3.4)$$

Ora, sostituendo le equazioni (3.3) e (3.4) all'interno della (3.1), si ottiene:

$$\delta Q_{ch} = m \cdot c_v(T) \cdot dT + u(T) \cdot dm + \delta Q_{ht} + p \cdot dV + \sum_i h_i \cdot dm_i \quad (3.5)$$

Trascurando il contributo entalpico del combustibile iniettato, la variazione totale di massa risulta pertanto pari alla massa uscente dal sistema, dovuta agli interstizi presenti tra pistone e cilindro.

Se si indica con dm_{cr} tale quantità (che è pari a dm_i in quanto della sommatoria rimane solo il termine della massa uscente, ed è anche uguale a $-dm$ perché l'energia interna diminuisce a causa dello stesso motivo), e con h' la relativa entalpia, si arriva a scrivere:

$$\delta Q_{ch} = m \cdot c_v(T) \cdot dT + \delta Q_{ht} + p \cdot dV + (h'(T) - u(T)) \cdot dm_{cr} \quad (3.6)$$

Con il segno di addizione prima dell'ultimo termine a secondo membro, un dm_{cr} positivo indica che la massa è uscente dal sistema, mentre se è negativo significa che è entrante. Per quanto riguarda l'entalpia corrispondente, essa va valutata alle condizioni in cui si trova inizialmente la massa dm_{cr} : se si ha un flusso uscente, h' va calcolata all'interno del volume di controllo, se invece il flusso è entrante, va calcolata agli interstizi. L'equazione (3.6) esprime il calore totale rilasciato durante il processo di combustione, e ne mostra la modalità con cui viene sviluppata l'energia chimica.

Il parametro a cui si fa riferimento, però, non è il calore lordo, ovvero comprensivo delle perdite di calore con le pareti, ma quello netto, che non tiene conto degli scambi termici.

$$\delta Q_n = \delta Q_{ch} - \delta Q_{ht} - (h' - u) \cdot dm_{cr} = m \cdot c_v(T) \cdot dT + p \cdot dV \quad (3.7)$$

La temperatura può essere scritta in funzione della pressione, dalla legge dei gas perfetti:

$$T = \frac{p}{\rho R} = \frac{pV}{mR} \quad (3.8)$$

dove m è la massa all'interno del volume di controllo (nota dal sensore della portata d'aria in ingresso nel collettore d'aspirazione, diversa da ciclo a ciclo, ma costante in ciascuno di essi), ed $R = c_p - c_v$ la costante specifica dei gas, assunta pari a $287 \text{ J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$.

Differenziando:

$$dT = \frac{1}{mR} (pdV + Vdp) \quad (3.9)$$

Sostituendo la (3.9) nella (3.7):

$$\delta Q_n = \left(\frac{c_v(T)}{R} + 1 \right) pdV + \frac{c_v(T)}{R} Vdp \quad (3.10)$$

Il calore specifico a volume costante c_v dipende dalla temperatura T , che è stimata dalla (3.8). Esso risulta determinato dal seguente modello:

$$\begin{cases} c_p(T) = 1403,06 - 360,72 \cdot \left(\frac{10^3}{T} \right) + 108,24 \cdot \left(\frac{10^3}{T} \right)^2 - 10,79 \cdot \left(\frac{10^3}{T} \right)^3 \\ c_v(T) = c_p(T) - R \end{cases}$$

Ricordando che $\gamma = c_p/c_v$, si ricava l'espressione finale del calore netto rilasciato:

$$\delta Q_n = \frac{\gamma(T)}{\gamma(T) - 1} p dV + \frac{1}{\gamma(T) - 1} V dp \quad (3.11)$$

Se si dividono entrambi i membri per la rotazione infinitesima dell'albero a gomiti, si ottiene il rilascio di calore netto (Rate of Heat Release - ROHR) rispetto all'angolo di manovella:

$$\frac{dQ_n}{d\vartheta} = \frac{\gamma(T)}{\gamma(T) - 1} p \frac{dV}{d\vartheta} + \frac{1}{\gamma(T) - 1} V \frac{dp}{d\vartheta} \quad (3.12)$$

Il range angolare di interesse di quest'ultima equazione va da qualche decina di gradi prima del punto morto superiore attivo, a qualche decina di gradi dopo.

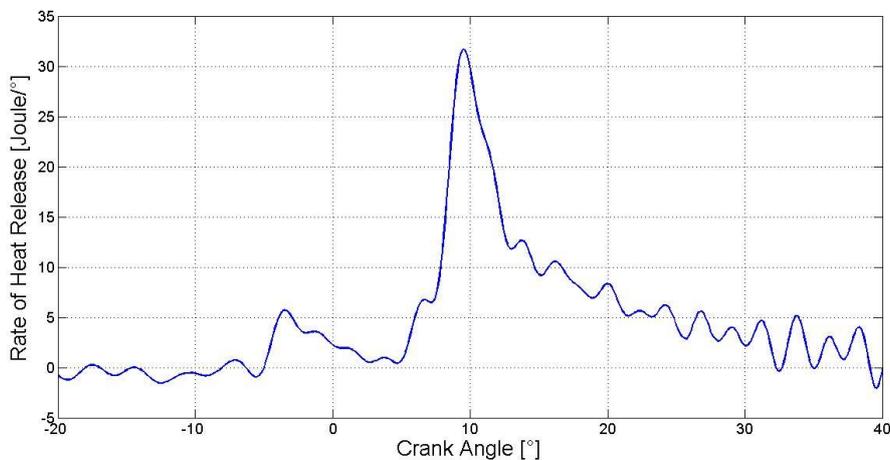


Figura 29 - Rilascio di calore netto

Da questo andamento si vedono chiaramente dei picchi di ROHR, che corrispondono agli incrementi repentini di temperatura in camera di combustione, causati dalle iniezioni effettuate (in figura sono presenti due picchi, in quanto la strategia adottata era di due iniezioni per ciclo, in particolare erano state abilitate la pre e la main).

Se poi se ne fa la somma cumulativa, si ottiene il rilascio di calore netto cumulato:

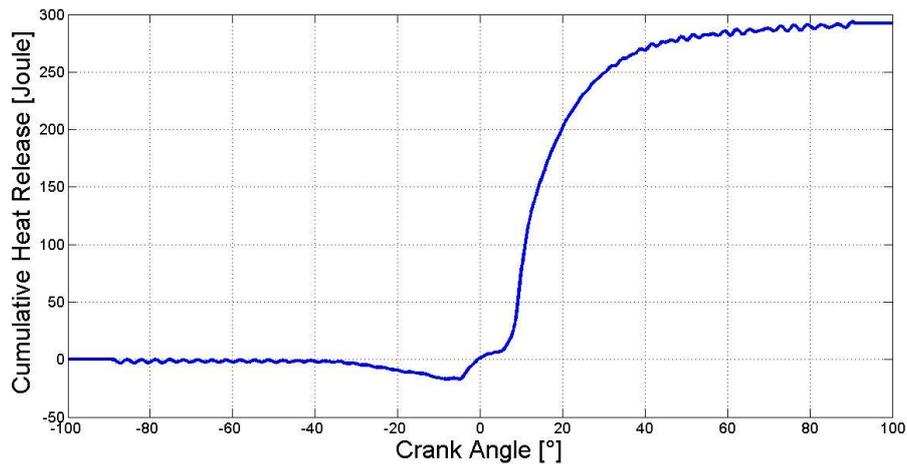


Figura 30 – Rilascio di calore netto cumulato

Da questa curva si nota un piccolo decremento, arrivando a valori negativi prima del brusco aumento di calore: questo è dovuto agli scambi termici con la parete, che nel mondo reale non sono nulli.

Se la si normalizza tra 0 ed 1, e si prende il valore delle ascisse che interseca la curva ottenuta a metà dell'ordinata, si ricava il valore di MFB50:

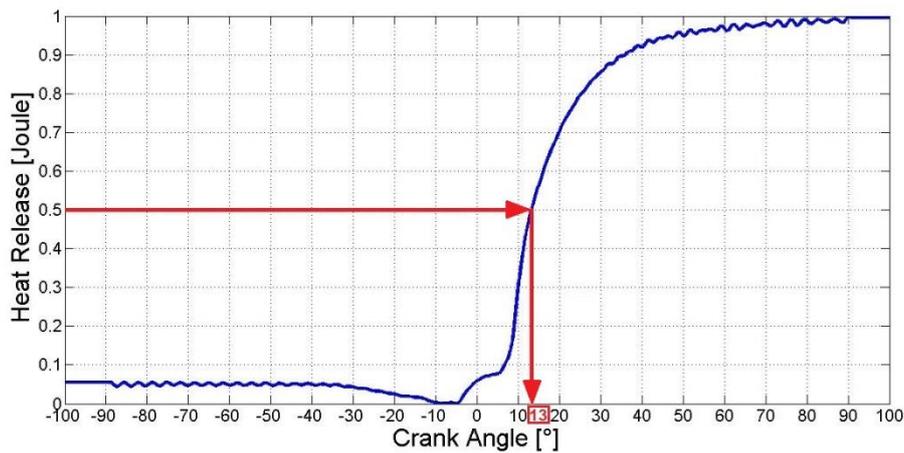


Figura 31 - MFB50

La posizione dell'MFB50 è anche usata come grandezza obiettivo nelle strategie più avanzate di controllo motore, ovvero si cerca di posizionare tale parametro in modo da ottenere le prestazioni desiderate. Altri valori tipici della percentuale di massa bruciata sono il 5% e il 90%, che rappresentano convenzionalmente l'inizio e la fine della combustione: in questo modo si ricava anche la durata della combustione in termini angolari (MFB90-MFB5).

Infine, per quanto riguarda la coppia (in inglese, torque) indicata, essa può essere calcolata dalla relazione:

$$T_{ind} = p \cdot f \cdot A \cdot r \quad (3.13)$$

dove

- p è la pressione
- f è la funzione del manovellismo di spinta
- A è l'area del pistone
- r è il raggio di manovella

La coppia indicata ha un andamento sul ciclo del tipo rappresentato nella figura sottostante:

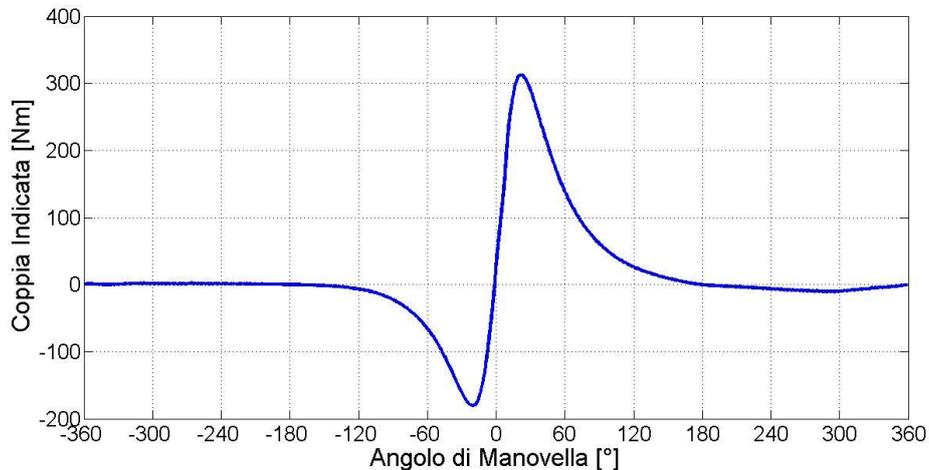


Figura 32 - Coppia indicata sul ciclo

Entrambe le grandezze (MFB50 e coppia indicata) possono essere quindi direttamente calcolate a partire dalla misura di pressione in camera di combustione. Tuttavia, la misura di pressione a bordo veicolo risulta particolarmente critica sia per problemi di costo che per limiti sull'affidabilità della misura nel tempo. Anche se recentemente parte dei problemi relativi all'affidabilità della misura sono stati superati grazie allo sviluppo di sensori di pressione piezo-resistivi per applicazioni on-board, l'elevato costo dei sensori costituisce ancora un grosso ostacolo alla diffusione di serie (ad esempio, il sensore di pressione del cilindro 1, che è il più preciso ed accurato in dotazione, ha un costo che si aggira intorno ai 3000 €). I sistemi di controllo per moderne automobili, spesso contengono già algoritmi per stimare a bordo veicolo la coppia erogata dal motore. Tuttavia questi algoritmi presentano ancora grossi

limiti, essendo prevalentemente basati su mappe che, in funzione di alcuni parametri di funzionamento del motore, quali il carico e il regime, forniscono una indicazione approssimativa della coppia erogata. Un sistema di questo tipo si dimostra piuttosto inaffidabile sul lungo periodo per la deriva caratteristica dei sensori e per il cambiamento in termini prestazionali del motore. Altri sistemi di stima di coppia si basano sulla misura di grandezze motoristiche provenienti da sensori applicati appositamente sul propulsore, e pur essendo più affidabili nel tempo rispetto ai precedenti, richiedono un aumento del costo di produzione, dovuto sostanzialmente al costo dei sensori aggiuntivi. Per quanto riguarda la valutazione del baricentro della combustione (MFB50), i sistemi di controllo presenti sulle vetture di serie normalmente non dispongono di strategie per la sua valutazione a bordo veicolo. Tuttavia, questa grandezza risulta di fondamentale importanza nei moderni sistemi di controllo della combustione in catena chiusa, dato che fornisce informazioni sia sul posizionamento della combustione all'interno del ciclo, sia sul tipo di combustione che ha luogo in camera.

Per questo motivo, si è adottata una metodologia di stima basata sulle informazioni prelevate dai sensori già presenti on-board, ovvero senza necessitare di costi aggiuntivi. In particolare, risulta fondamentale la conoscenza della velocità istantanea del motore, nota dalla ruota fonica montata sull'albero a gomiti.

3.2 Algoritmo di stima dell'MFB50

L'algoritmo di stima dell'MFB50 che è presentato in questo capitolo può essere schematizzato come segue:

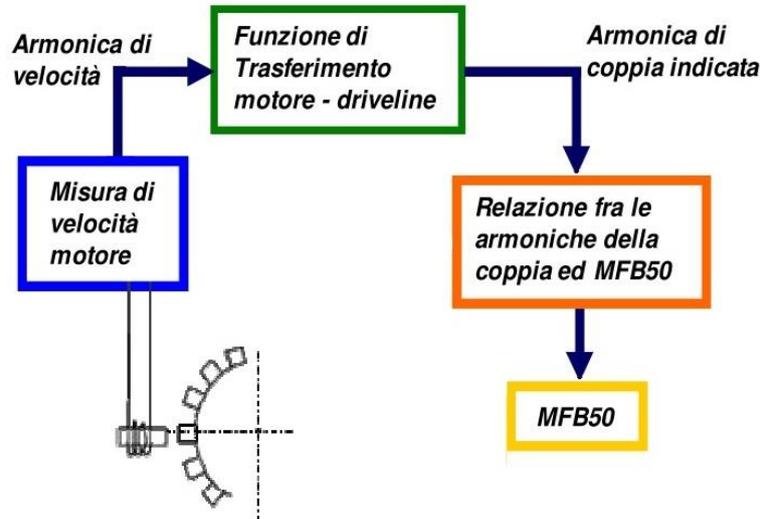


Figura 33 - Schema dell'algoritmo di stima dell'MFB50

Innanzitutto viene misurata la velocità istantanea del motore dalla ruota fonica. Poi si passa dal dominio del tempo al dominio della frequenza, e si prende in considerazione una determinata componente armonica di velocità. In seguito, attraverso la funzione di trasferimento motore-driveline ricavata da un modello torsionale, è possibile stimare la corrispondente componente armonica di coppia indicata. Infine, dalla fase di quest'ultima, si riesce ad ottenere una stima dell'MFB50.

3.2.1 Misura della velocità e determinazione della relativa armonica

La misura della velocità viene effettuata dalla ruota fonica, che non è nient'altro che un disco con un certo numero di denti equi-spaziati, e con una cava che funge da riferimento. Questi denti, passando vicino ad un sensore magnetico, restituiscono un segnale in tensione proporzionale al campo magnetico avvertito dal sensore stesso. Questo segnale viene campionato e OBI restituisce direttamente sia i valori dei tempi assoluti riguardanti i vari campioni acquisiti,

sia i valori dei tempi dente, cioè la durata temporale del passaggio del dente della ruota fonica davanti al sensore.

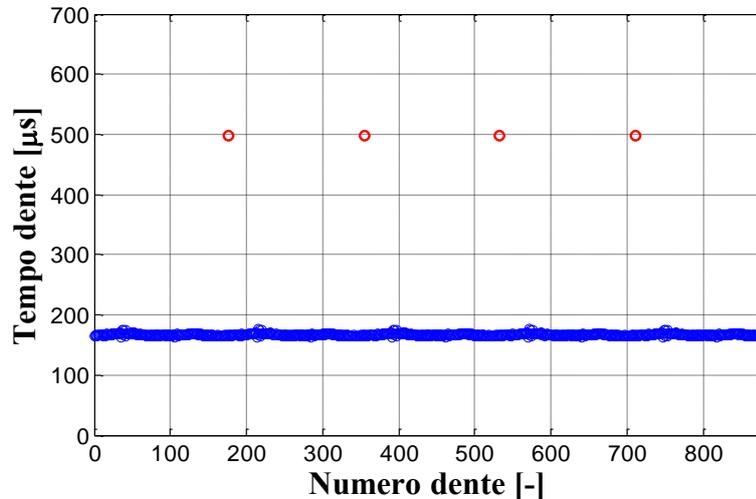


Figura 34 - Tempi dente

Come si nota dalla Figura 34, ci sono 4 discontinuità: la prima si trova al 177-esimo dente, la seconda al 355-esimo, la terza al 533-esimo, e l'ultima al 711-esimo. Questi quattro picchi sono riferiti alla posizione della cava nel corso di un ciclo, e si trovano a 178 denti di distanza l'uno dall'altro in quanto la ruota fonica utilizzata è una 180-2.

L'armonica di interesse dipende dall'architettura del motore. Per convenzione si parla di armonica se ci si basa sul ciclo, mentre si parla di ordine se ci si basa sulla singola rotazione. Dato che il motore adottato ha 4 cilindri in linea, con combustioni equi-spaziate, l'armonica che ha modulo maggiore è la quarta, dato che ci sono quattro combustioni ad intervalli regolari per ciclo, mentre l'ordine è il secondo. Nel proseguo del presente lavoro si farà sempre riferimento alle armoniche, piuttosto che all'ordine.

Come si vede dalla Figura 34, le acquisizioni sono effettuate in base tempo, mentre per operare la trasformata di Fourier della velocità sul ciclo, devono essere convertite in base angolo: bisogna quindi eseguire una sincronizzazione dei dati da time-based ad angle-based.

3.2.2 Verifica dei punti morti superiori

Per essere certi della corretta sincronizzazione, è necessario fare una verifica, onde evitare errori nelle analisi che seguono. Essa consiste nel ricavare i punti morti superiori di ogni cilindro dall'andamento della pressione in camera di combustione.

Per determinare i PMS a partire dalle curve di pressione, occorre praticare innanzitutto un'acquisizione in trascinato (detta anche *cutoff*): essa consta in una rampa in discesa, in cui è nulla la quantità di combustibile iniettato. Questo si traduce in un'assenza di combustione, con conseguente decremento della velocità di rotazione, ciclo dopo ciclo.

Non essendoci il gasolio che brucia, la pressione non è influenzata nient'altro che dall'andamento del volume riempito dall'aria aspirata. Quando il pistone si trova al PMS, il volume occupato è minimo (pari a quello della camera di combustione), l'aria è compressa al massimo e quindi la pressione assume il più alto valore possibile.

La figura seguente mostra gli andamenti della pressione in una condizione di carico (blu) e di una in trascinato (rosso):

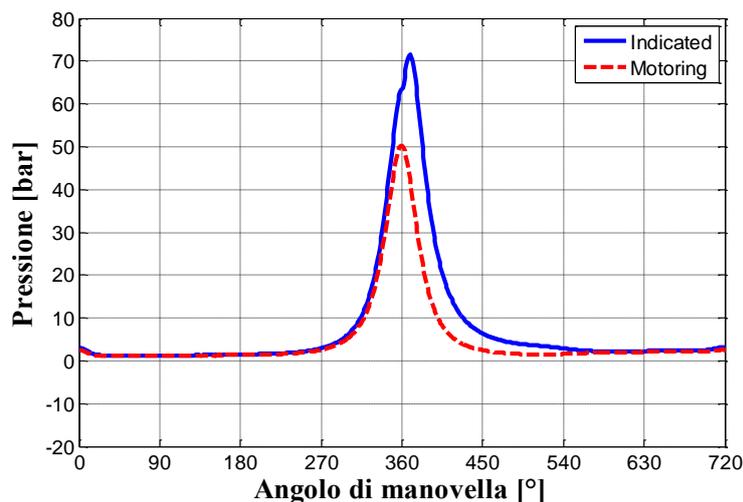


Figura 35 - Pressione in presenza o assenza di combustibile iniettato

Esaminando i picchi di pressione di ciascun cilindro in ogni ciclo, si ottiene un grafico in funzione della velocità di rotazione.

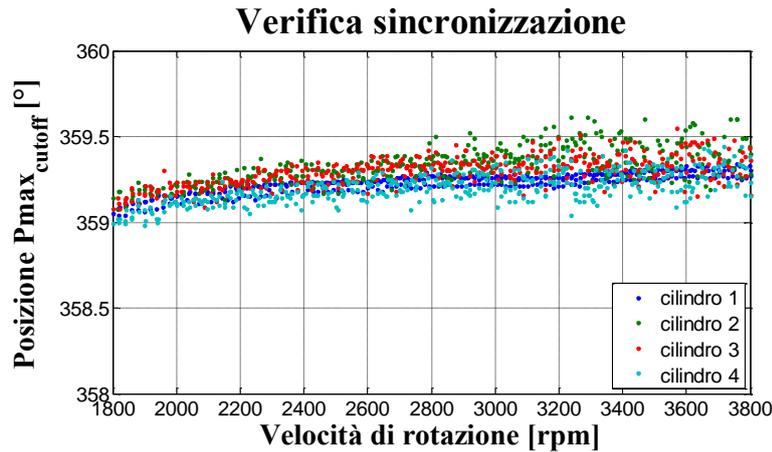


Figura 36 - Verifica della sincronizzazione

Come si può notare, i picchi variano con la velocità di rotazione (con un andamento lineare, anche se i dati sono soggetti a forte dispersione), e sono in anticipo rispetto al valore corretto (360°) di qualche decimo di grado. Tale anticipo prende il nome di *loss-angle*, e tiene conto sia dell'incertezza angolare nel calettamento della ruota fonica (errore angolare costante), sia del ritardo proprio dei sensori (errore temporale costante).

3.2.3 Modello torsionale del sistema motore-driveline

Il modello torsionale che viene analizzato in questo capitolo è il cuore di tutto l'algoritmo. Esso infatti consente di ricavare la funzione di trasferimento che lega l'armonica di velocità di rotazione all'armonica di coppia indicata. Il sistema motore-driveline, dove con driveline si intende l'insieme dei componenti del veicolo che trasmettono la potenza dal motore (escluso) alle ruote, può essere schematizzato con un modello a parametri concentrati, come mostrato in figura:

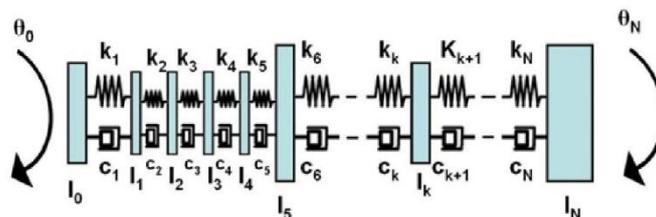


Figura 37 - Modello torsionale a parametri concentrati del sistema motore-driveline

Le equazioni dinamiche che lo descrivono sono:

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\vartheta}_0 + C_1(\dot{\vartheta}_0 - \dot{\vartheta}_1) + K_1(\vartheta_0 - \vartheta_1) = T_0 \\ I_1 \ddot{\vartheta}_1 + C_1(\dot{\vartheta}_1 - \dot{\vartheta}_0) + C_2(\dot{\vartheta}_1 - \dot{\vartheta}_2) + K_1(\vartheta_1 - \vartheta_0) + K_2(\vartheta_1 - \vartheta_2) = T_1 \\ \vdots \\ I_k \ddot{\vartheta}_k + C_k(\dot{\vartheta}_k - \dot{\vartheta}_{k-1}) + C_{k+1}(\dot{\vartheta}_k - \dot{\vartheta}_{k+1}) + K_k(\vartheta_k - \vartheta_{k-1}) + K_{k+1}(\vartheta_k - \vartheta_{k+1}) = T_k \\ \vdots \\ I_{N-1} \ddot{\vartheta}_{N-1} + C_{N-1}(\dot{\vartheta}_{N-1} - \dot{\vartheta}_{N-2}) + C_N(\dot{\vartheta}_{N-1} - \dot{\vartheta}_N) + K_{N-1}(\vartheta_{N-1} - \vartheta_{N-2}) + K_N(\vartheta_{N-1} - \vartheta_N) = T_{N-1} \\ I_N \ddot{\vartheta}_N + C_N(\dot{\vartheta}_N - \dot{\vartheta}_{N-1}) + K_N(\vartheta_N - \vartheta_{N-1}) = T_N \end{cases}$$

E, usando la notazione matriciale:

$$[I]\{\ddot{\vartheta}\} + [C]\{\dot{\vartheta}\} + [K]\{\vartheta\} = \{T\} \quad (3.14)$$

Se si applica la trasformata di Fourier, con lo scopo di scrivere il sistema di equazioni nel dominio della frequenza, si ottiene:

$$\begin{cases} -\omega^2 I_0 \vartheta_0 + j\omega C_1(\vartheta_0 - \vartheta_1) + K_1(\vartheta_0 - \vartheta_1) = T_0 \\ -\omega^2 I_1 \vartheta_1 + j\omega C_1(\vartheta_1 - \vartheta_0) + j\omega C_2(\vartheta_1 - \vartheta_2) + K_1(\vartheta_1 - \vartheta_0) + K_2(\vartheta_1 - \vartheta_2) = T_1 \\ \vdots \\ -\omega^2 I_k \vartheta_k + j\omega C_k(\vartheta_k - \vartheta_{k-1}) + j\omega C_{k+1}(\vartheta_k - \vartheta_{k+1}) + K_k(\vartheta_k - \vartheta_{k-1}) + K_{k+1}(\vartheta_k - \vartheta_{k+1}) = T_k \\ \vdots \\ -\omega^2 I_{N-1} \vartheta_{N-1} + j\omega C_{N-1}(\vartheta_{N-1} - \vartheta_{N-2}) + j\omega C_N(\vartheta_{N-1} - \vartheta_N) + K_{N-1}(\vartheta_{N-1} - \vartheta_{N-2}) + K_N(\vartheta_{N-1} - \vartheta_N) = T_{N-1} \\ -\omega^2 I_N \vartheta_N + j\omega C_N(\vartheta_N - \vartheta_{N-1}) + K_N(\vartheta_N - \vartheta_{N-1}) = T_N \end{cases}$$

E, sempre applicando la notazione matriciale:

$$[-\omega^2 [I] + j\omega [C] + [K]]\{\vartheta_i\} = \{T_i\} \quad (3.15)$$

dove il pedice i indica la componente armonica di interesse.

Riscrivendo la (3.15) in termini di coppia e velocità è possibile esprimere la i -esima armonica della velocità di rotazione del motore nel modo seguente:

$$\dot{\vartheta}_{eng,i} = \sum_{k=1}^N \frac{1}{\omega F_{eng,k}(j\omega)} T_{k,i} \quad (3.16)$$

dove $F_{eng,k}(j\omega)$ è l'espressione matematica rappresentativa della relazione tra la i -esima componente armonica della velocità di rotazione del motore e la corrispondente componente armonica di coppia applicata alla k -esima inerzia del modello.

Dato che i contenuti in frequenza di tutte le coppie applicate alle inerzie del modello, inclusa la coppia resistente, sono trascurabili in quanto hanno una variazione molto lenta nel tempo, eccetto la coppia applicata al motore stesso, l'equazione (3.16) può essere notevolmente semplificata:

$$\dot{\vartheta}_{eng,i} = \frac{1}{\omega F_{eng}(j\omega)} T_{eng,i} \quad (3.17)$$

L'espressione matematica di questa equazione dipende dalla complessità del modello scelto per descrivere il comportamento del sistema. In ogni caso, risulta sempre possibile ricavare una relazione tra le fluttuazioni di velocità e di coppia, attraverso la pre-determinazione della funzione di trasferimento, che dipende solo dalla configurazione del sistema motore-driveline in esame.

Per la determinazione della funzione di riferimento, si è proceduto tramite rilievi sperimentali. Innanzitutto la (3.17) può essere scritta evidenziando la funzione di risposta in frequenza:

$$F_{eng}(j\omega) = \frac{T_{eng,i}}{\omega \dot{\vartheta}_{eng,i}} \quad (3.18)$$

La fluttuazione della velocità $\dot{\vartheta}_{eng,i}$ è facilmente ricavabile dalla misura effettuata con la ruota fonica e applicando la trasformata di Fourier una volta sincronizzati i dati da base tempo a base angolo, mentre la coppia applicata al motore T_{eng} può essere ricavata dalla differenza tra coppia indicata e coppia di inerzia alterna:

$$T_{eng} = T_{ind} - T_r \quad (3.19)$$

La coppia indicata erogata dall' m -esimo cilindro si calcola come:

$$T_{ind,m}(\vartheta_m) = A r p_m(\vartheta_m) f(\vartheta_m) \quad (3.20)$$

dove

- A è l'area del cielo del pistone
- r è il raggio di manovella
- p è la pressione all'interno del cilindro
- ϑ è la posizione angolare dell'albero a gomiti
- $f(\vartheta) = \sin(\vartheta - \vartheta_{TDC}) + \frac{\lambda \sin(2(\vartheta - \vartheta_{TDC}))}{2\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2(\vartheta - \vartheta_{TDC})}}$ è la funzione del manovellismo di spinta

Mentre la coppia di inerzia alterna, sempre relativa all' m -esimo cilindro:

$$T_{r,m}(\vartheta_m) = M_{eq} r^2 f(\vartheta_m) \left[f(\vartheta_m) \ddot{\vartheta}_m + \frac{df(\vartheta_m)}{d\vartheta_m} \dot{\vartheta}_m^2 \right] \quad (3.21)$$

dove M_{eq} è la somma delle masse in moto alterno (pistone, anelli di tenuta, spinotto e 1/3 della biella).

Supponendo di essere a velocità di rotazione costante,

$$\dot{\vartheta}_m = \text{cost.} \quad \rightarrow \quad \ddot{\vartheta}_m = 0$$

la (3.21) diventa:

$$T_{r,m}(\vartheta_m) = M_{eq} r^2 f(\vartheta_m) \frac{df(\vartheta_m)}{d\vartheta_m} \dot{\vartheta}_m^2 \quad (3.22)$$

La coppia T_{eng} applicata al motore si può scrivere dunque come:

$$T_{eng} = \sum_{m=1}^N \left\{ A r p_m(\vartheta_m) f(\vartheta_m) + M_{eq} r^2 f(\vartheta_m) \frac{df(\vartheta_m)}{d\vartheta_m} \dot{\vartheta}_m^2 \right\} \quad (3.23)$$

Va detto che la relazione (3.19) è valida non solo per la coppia vera e propria, ma anche per quanto riguarda le sue componenti armoniche. Analogamente quindi vale:

$$T_{eng,i} = T_{ind,i} - T_{r,i} \quad (3.24)$$

Sostituendo la (3.24) nella (3.18), si arriva dunque a scrivere:

$$F_{eng}(j\omega) = \frac{T_{ind,i} - T_{r,i}}{\omega \dot{\vartheta}_{eng,i}} \quad (3.25)$$

Il problema nell'utilizzo di questa equazione per la determinazione della funzione di trasferimento, risiede nella valutazione della somma delle masse in moto alterno, in quanto M_{eq} non sempre è nota o comunque ricavabile dai singoli addendi che la costituiscono. Inoltre, come si può notare dalle due figure che seguono, dove si annulla il numeratore si annulla anche il denominatore, sia con una rampa in salita che con una in discesa, dando origine in entrambi i casi ad una forma indeterminata del tipo 0/0.

Si sono eseguite delle prove in rampa (accelerazioni/decelerazioni) in quanto permettono di esplorare tutto il campo di funzionamento del motore in tempi brevi (sono sufficienti una decina di secondi di acquisizione). Le acquisizioni sono state fatte per rampe che vanno da 2000 a 4000 rpm, a diverso carico, seguite da un andamento in trascinato.

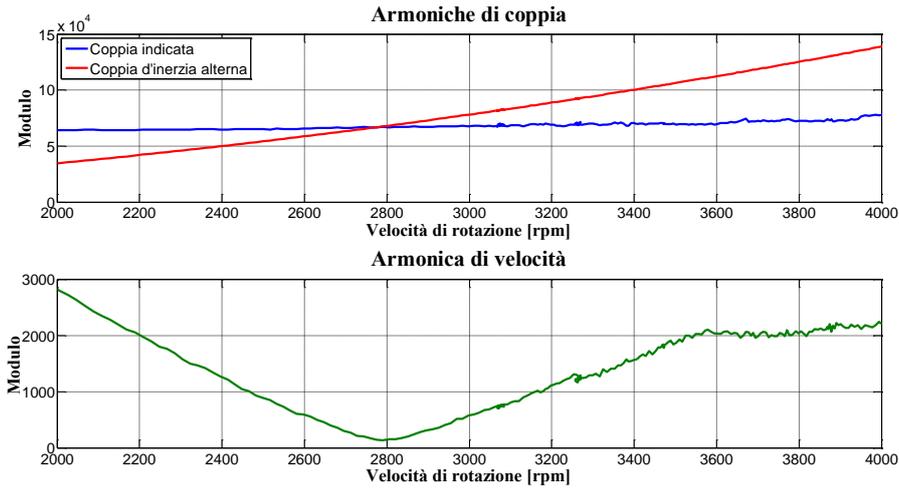


Figura 38 - Armoniche di coppia e di velocità in una rampa in salita

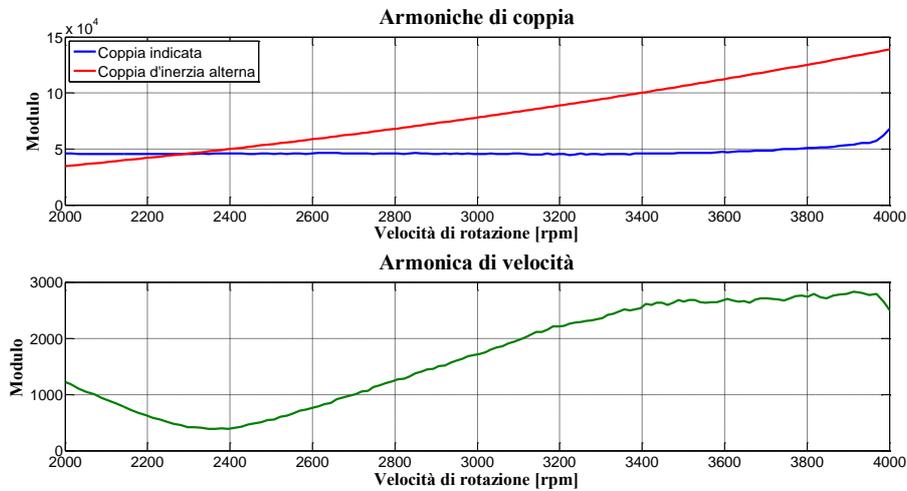


Figura 39 – Armoniche di coppia e di velocità in una rampa in discesa

Questo problema può essere risolto scrivendo la (3.25) per un test effettuato in trascinato (cutoff), ovvero senza iniezione di combustibile:

$$F_{eng}(j\omega) = \frac{T_{ind_cutoff,i} - T_{r,i}}{\omega \dot{\vartheta}_{eng_cutoff,i}} \quad (3.26)$$

Combinando tra loro le equazioni (3.25) e (3.26), si ricava infine l'espressione della funzione di trasferimento ricercata:

$$F_{eng}(j\omega) = \frac{T_{ind,i} - T_{ind_cutoff,i}}{\omega(\dot{\vartheta}_{eng,i} - \dot{\vartheta}_{eng_cutoff,i})} \quad (3.27)$$

Quindi, attraverso la sola misura della velocità di rotazione $\dot{\vartheta}$ e della pressione all'interno del cilindro (per ricavare T_{ind}), è possibile giungere alla funzione di risposta armonica eseguendo due test: uno in presenza di combustione ed uno in trascinato.

La funzione di trasferimento così ottenuta, se si considera il modulo, ha un andamento quasi lineare con la velocità di rotazione, mentre è circa costante per quanto riguarda la fase.

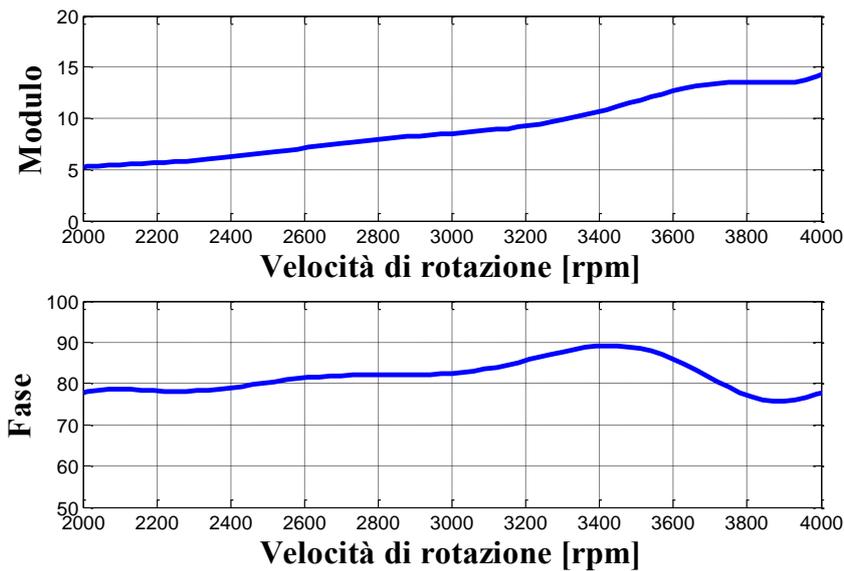


Figura 40 - Modulo e fase della funzione di trasferimento

Una volta ricavata la funzione di trasferimento, è possibile ricavare una stima della coppia indicata.

3.2.4 Stima della coppia indicata

Nel capitolo precedente si è visto come sia possibile valutare la funzione di trasferimento del sistema motore-driveline, che lega le fluttuazioni di velocità a quelle di coppia indicata.

Riscrivendo la (3.27) e isolando $T_{ind,i}$, si ottiene:

$$T_{ind,i} = T_{ind_cutoff,i} + F_{eng}(j\omega)\omega(\dot{\vartheta}_{eng,i} - \dot{\vartheta}_{eng_cutoff,i}) \quad (3.28)$$

Quindi nota la $F_{eng}(j\omega)$, che è una caratteristica propria del motore al banco-prova e valutata offline, si può stimare la i -esima componente armonica di coppia indicata per qualsiasi altro caso, attraverso la sola acquisizione del segnale di ruota fonica delle condizione operative ($\dot{\vartheta}_{eng,i}$), e della velocità istantanea e della pressione in camera di combustione per un rilascio effettuato senza iniezione di combustibile (dalle quali si ricavano rispettivamente $\dot{\vartheta}_{eng_cutoff,i}$ e $T_{ind_cutoff,i}$).

La figura seguente mostra il confronto tra la quarta armonica di coppia indicata misurata e quella stimata:

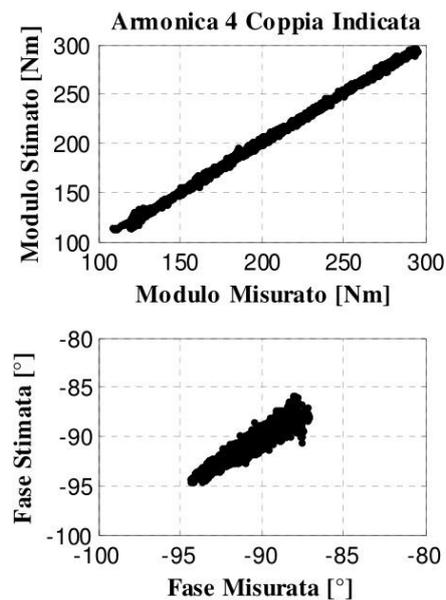


Figura 41 - Confronto tra la coppia indicata misurata e quella stimata

L'armonica di coppia indicata stimata si avvicina molto a quella misurata, infatti sia nel grafico del modulo che in quello della fase, i punti formano una linea di tendenza che si sovrappone alla bisettrice degli assi x ed y.

3.2.5 Stima dell'MFB50

Come per quanto visto nel capitolo precedente, dove la coppia indicata stimata viene confrontata con quella ricavata dalla pressione in camera di combustione attraverso la (3.20), in questo capitolo l'MFB50 stimato farà riferimento a quello ricavato dal procedimento descritto nel capitolo 3.1.

La posizione angolare del baricentro della combustione dipende dalla fase della pressione all'interno del ciclo: più il picco di pressione è in ritardo rispetto al punto morto superiore, e più l'MFB50 si sposta in avanti. Nel presente approccio la pressione però non è un dato noto, ma lo è la coppia indicata, che comunque dipende da essa.

$$T_{ind}(\vartheta) = A r p(\vartheta) f(\vartheta) \quad (3.29)$$

Il problema è che nella formula compare anche la funzione del manovellismo di spinta, che si annulla nel PMS (360°):

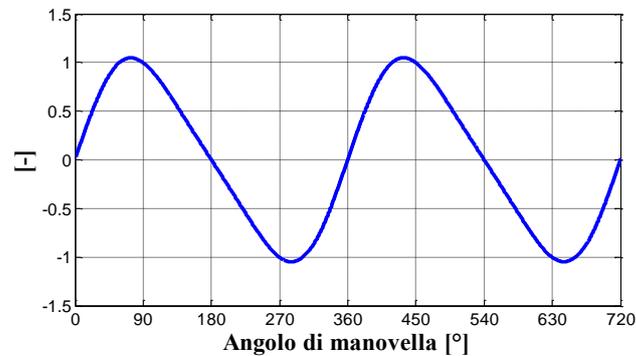


Figura 42 - Funzione del manovellismo di spinta

e che annulla di conseguenza la coppia indicata:

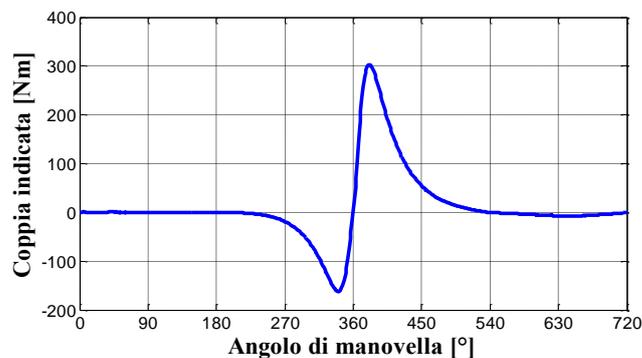


Figura 43 - Coppia indicata

La rilevazione di piccole variazioni della fase della pressione attorno al punto morto superiore è molto complicata, in quanto esse comportano delle variazioni ancora inferiori della fase della coppia indicata. Inoltre la fluttuazione di coppia non dipende solo dal processo di combustione, ma anche dal riempimento del cilindro, che in un motore sovralimentato è funzione della pressione di sovralimentazione, oltre che dal regime come nei motori aspirati. Quest'ultimo effetto può essere eliminato, considerando la pressione in camera come la somma di due contributi: uno dovuto alla sola compressione dei gas per mezzo del pistone, con lo stesso regime e la stessa pressione di sovralimentazione, e l'altro dovuto alla sola presenza della combustione. Queste pressioni vengono chiamate rispettivamente *motoring* e *firing*.

Vale perciò la relazione:

$$P_{indicated} = P_{motoring} + P_{firing} \quad (3.30)$$

e la seguente figura le mostra per chiarire meglio il concetto:

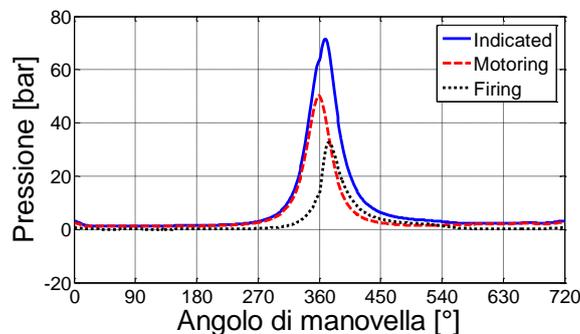


Figura 44 - Scomposizione della pressione indicata in motoring e firing

Se alla pressione indicata corrisponde la coppia indicata, alle pressioni motoring e firing di Figura 44 corrispondono le coppie motoring e firing:

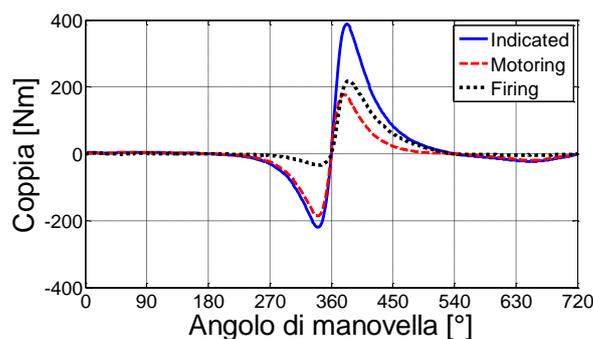


Figura 45 - Scomposizione della coppia indicata in motoring e firing

La coppia motoring equivale alla coppia indicata in condizioni di cutoff, che è stata acquisita durante la prova in rilascio per il calcolo della funzione di trasferimento. Nel caso in cui non venga iniettato il combustibile, la pressione in camera dipende solo dal riempimento del cilindro, che è determinato prevalentemente dai valori di regime e pressione di sovralimentazione. Perciò, facendo il rapporto tra la coppia indicata e la matrice contenente i dati di pressione di sovralimentazione e di velocità di rotazione, si ottengono dei coefficienti per la stima della coppia motoring. Questo concetto è applicabile anche alle fluttuazioni, e le relazioni che si sono ottenute per il modulo e la fase della i -esima armonica della coppia motoring sono:

$$\begin{aligned} \text{abs}(T_{\text{motoring}})[Nm] &= -18.5 + 110.8 \cdot P_{\text{boost}}[\text{bar}] + 3.9 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{\vartheta}_{\text{eng}}[\text{rpm}] \\ \text{angle}(T_{\text{motoring}})[^\circ] &= -90 \end{aligned} \quad (3.31)$$

La coppia firing si ricava semplicemente dalla sottrazione tra la coppia indicata e la coppia motoring.

$$T_{\text{firing}} = T_{\text{indicated}} - T_{\text{motoring}} \quad (3.32)$$

Un'altra considerazione che può essere fatta per la stima dell'influenza della scomposizione della pressione indicata, riguarda il rilascio di calore netto. Sostituendo la (3.30) nella (3.11), si ottiene:

$$\begin{aligned} dQ_n &= \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{\text{indicated}} dV + \frac{1}{\gamma-1} V dp_{\text{indicated}} = \\ &= \frac{\gamma}{\gamma-1} (p_{\text{motoring}} + p_{\text{firing}}) dV + \frac{1}{\gamma-1} V (dp_{\text{motoring}} + dp_{\text{firing}}) = \\ &= \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} p_{\text{motoring}} dV + \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{\text{firing}} dV \right) + \left(\frac{1}{\gamma-1} V dp_{\text{motoring}} + \frac{1}{\gamma-1} V dp_{\text{firing}} \right) = \\ &= \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} p_{\text{motoring}} dV + \frac{1}{\gamma-1} V dp_{\text{motoring}} \right) + \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} p_{\text{firing}} dV + \frac{1}{\gamma-1} V dp_{\text{firing}} \right) = \\ &= dQ_{\text{motoring}} + dQ_{\text{firing}} \end{aligned}$$

La figura seguente rappresenta il rilascio di calore netto in presenza ed in assenza di combustione (cioè rispettivamente quello indicato - dQ_n - e quello in cutoff - dQ_{motoring}).

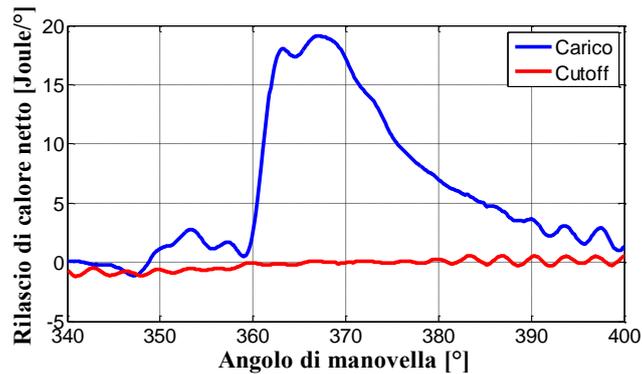


Figura 46 - Rilascio di calore netto in presenza ed in assenza di combustione

Si nota chiaramente che in condizioni di cutoff vale

$$dQ_{motoring} \approx 0$$

da cui

$$dQ_n \approx dQ_{motoring}$$

Quindi, dato che l'MFB50 deriva dalla legge del rilascio di calore netto, ed esso non dipende dalla componente motoring, il baricentro della combustione dipenderà solamente da quella firing.

In definitiva, la correlazione tra MFB50 e coppia indicata è meno forte di quella tra lo stesso e coppia firing; pertanto da qui in avanti si prenderà in esame solo quest'ultima.

La figura seguente mostra l'MFB50 calcolato con il metodo tradizionale, e quello stimato con la procedura descritta in questo capitolo, in funzione del numero di cicli:

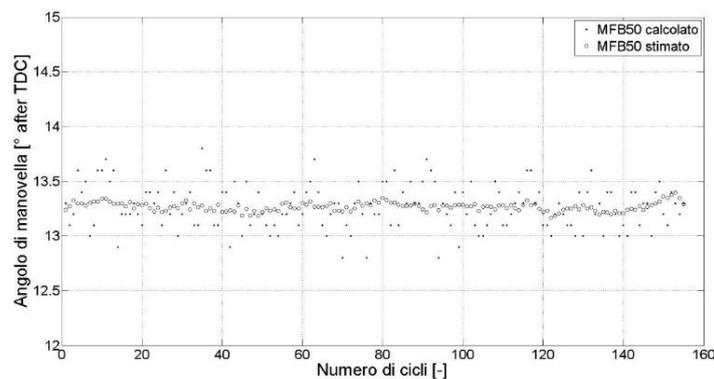


Figura 47 - MFB50 calcolato e stimato in funzione del numero di cicli

Mentre a seguire è raffigurato un confronto diretto tra i due:

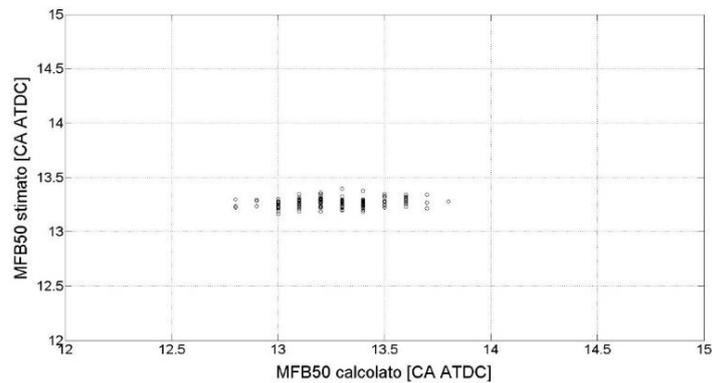


Figura 48 - MFB50 calcolato vs MFB50 stimato

Come si nota dalla Figura 48, la risoluzione del calcolo dell'MFB50 a partire dalle curve di pressione all'interno del cilindro non è molto elevata, dell'ordine del decimo di grado, per non rendere il processo troppo oneroso dal punto di vista computazionale (dato che serve solo da riferimento per valutare la bontà dei risultati ottenuti).

La stima risulta molto buona, come si può notare da Figura 47, con un errore medio (per la prova attuale, in dual-fuel) di soli 0,2 gradi di angolo di manovella, ed uno scarto quadratico medio pari a 0,28°.

Il livello di accuratezza ottenuto sulla valutazione dell'MFB50 (inferiore ad 1°), è sufficientemente elevato da effettuare un controllo della combustione in closed-loop, basato proprio sul valore del baricentro della combustione stimato utilizzando l'algoritmo descritto in questo capitolo. Infatti, quello che accade oggi nelle comuni autovetture, dove a causa dell'elevato costo non sono presenti sensori di pressione, è una stima approssimativa dell'MFB50 attraverso dei valori di mappa. Questo algoritmo invece permette di avere una stima molto più precisa di tale parametro, la cui conoscenza permette di attuare delle strategie di correzione della combustione, chiudendo così l'anello.

4. Risultati sperimentali

Nei precedenti capitoli si è affrontata la progettazione del sistema dual-fuel sul motore diesel (con particolare riferimento all'iniezione), la presentazione del software e dell'hardware utilizzati nella configurazione adottata, e l'analisi dell'algoritmo di stima del baricentro della combustione, fondato sulla rilevazione delle fluttuazioni di velocità come base per la determinazione delle armoniche di coppia e dell'MFB50.

In questo capitolo verranno esposti i risultati ottenuti dalle sperimentazioni effettuate, partendo inizialmente da una regolazione manuale dei parametri relativi alla parte benzina, fino ad arrivare a delle mappe raffiguranti gli andamenti delle grandezze principali.

I parametri sui quali è possibile agire sono molteplici e raggruppabili in due categorie: quelli relativi alla parte benzina sono controllati dall'RCP; quelli propri del motore diesel sono controllati scrivendo il valore nel corrispettivo campo in INCA, che è il software di gestione della centralina, il quale comunica con essa in lettura ed in scrittura attraverso il protocollo CAN.

I parametri controllati da INCA sono:

- SOI delle tre iniezioni diesel: pre, pilot e main [$^{\circ}$ before TDC]
- Portata di diesel iniettato di pilot e pre [mm^3/corsa]
- ET dell'iniezione main [ms]
- Posizione della valvola EGR [%]
- Posizione della VGT [%]
- Portata d'aria aspirata [mg/s]
- Pressione nel common-rail [bar]

Mentre quelli regolati dal front-panel real-time sono:

- SOI dell'iniezione benzina di ciascun cilindro [$^{\circ}$ before BDC]
- ET dell'iniezione benzina [μs]

Data la grande quantità di variabili a disposizione, è opportuno fare delle semplificazioni, almeno nelle fasi iniziali. Per questo motivo, si sono disabilitate le iniezioni pilot e pre del diesel, mantenendo attiva solo la main, e si è proceduto in questo modo alla regolazione delle variabili relative alla parte benzina, ovvero quelle controllate da Labview.

4.1 Regolazione dei parametri benzina

Come prima cosa si è effettuato un tuning manuale dei parametri riguardanti il sotto-sistema benzina, agendo sugli appositi controlli del pannello frontale di Labview real-time (Figura 22). Lo scopo della procedura descritta in questo capitolo è proprio quello di definire un SOI ottimale per ciascun iniettore PFI, in modo tale da ottenere un notevole incremento in termini di pressione media indicata nel cilindro corrispondente.

Ci si è fissati inizialmente in un punto motore single-fuel con un valore di coppia indicata pari a 30 Nm, 2000 rpm, a cui corrisponde un MFB50 di 12° ATDC. Si sono poi bloccati in INCA i parametri restanti, ovvero si sono posti in scrittura quelli che prima erano in lettura.

Si è poi abilitata l'attuazione benzina, eseguendo degli span di SOI per ciascun iniettore PFI, lasciando gli altri disabilitati. In particolare, l'inizio iniezione indagata è quella vicino al punto morto inferiore (informazione nota dallo studio bibliografico svolto nel corso del precedente tirocinio), con valori di SOI di -70, -20, +20, +60, +110 gradi rispetto al PMS dove inizia la fase di aspirazione, ed ET pari a 1600 μ s.

A seguire le figure relative alle quattro prove effettuate:

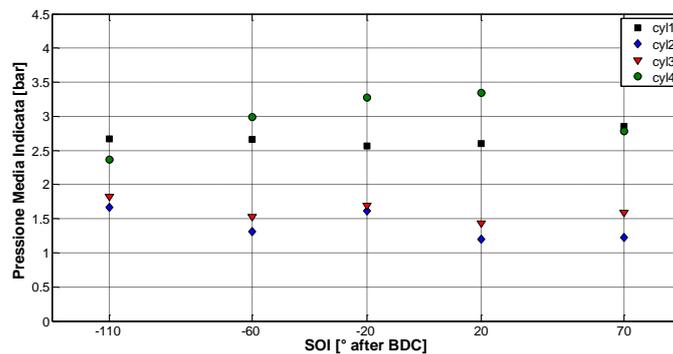


Figura 49 - Effetto del SOI dell'iniettore PFI relativo al cilindro 4 sulla PMI

Risultati sperimentali

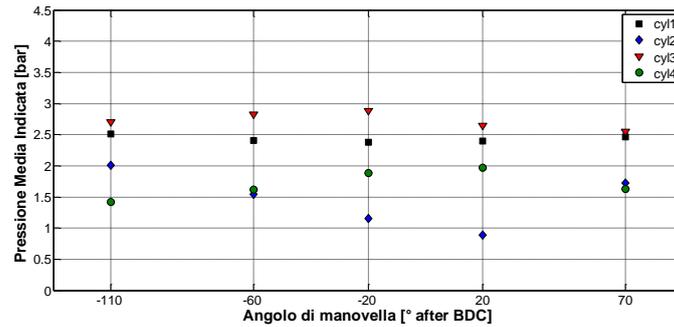


Figura 50 - Effetto del SOI dell'iniettore PFI relativo al cilindro 3 sulla PMI

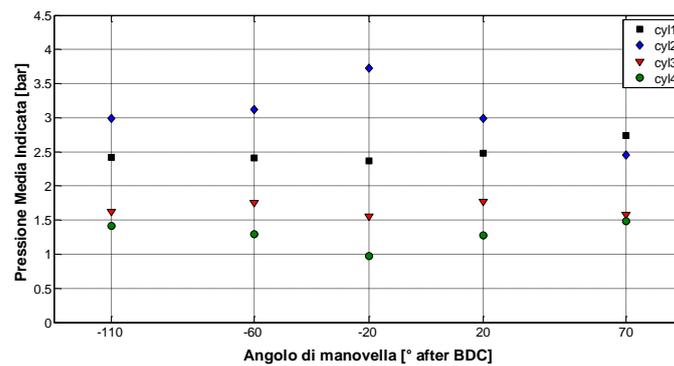


Figura 51 - Effetto del SOI dell'iniettore PFI relativo al cilindro 2 sulla PMI

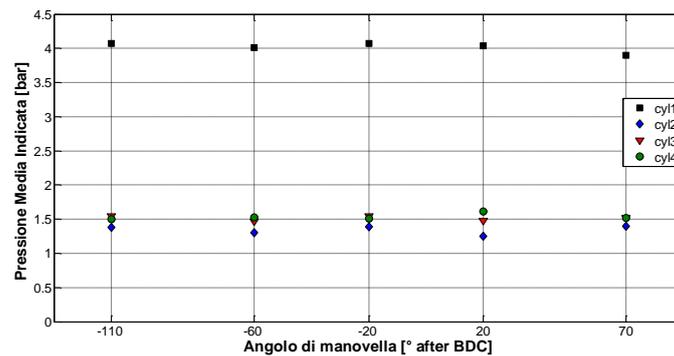


Figura 52 - Effetto del SOI dell'iniettore PFI relativo al cilindro 1 sulla PMI

Dai grafici si può notare che il SOI ottimale che isola il cilindro nel quale è stata abilitata l'attuazione benzina dagli altri, in termini di pressione media indicata, è pari a -20° dopo il punto morto superiore, ovvero 20° prima dello stesso (ragionando come valore da inserire nel front-panel di Labview RT).

Risultati sperimentali

Trovato il valore ottimo del SOI di ogni iniettore PFI che massimizza la PMI nel cilindro corrispondente, si è proceduto con un'equilibratura dei cilindri, in quanto abilitando tutte le attuazioni con lo stesso valore di ET, essi risultano molto squilibrati.

Infatti, con $ET=1600\ \mu s$, si ha:



Figura 53 - Valore di ET di ogni iniettore benzina senza equilibratura

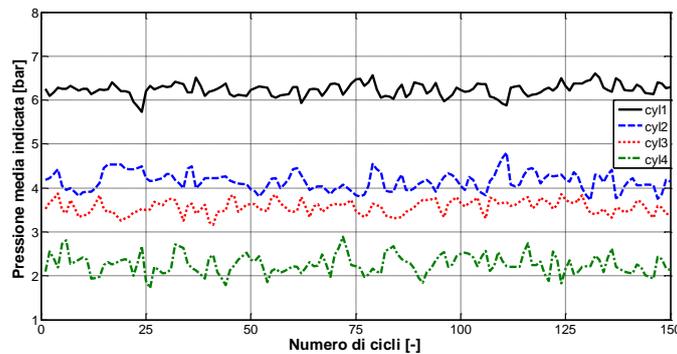


Figura 54 - Squilibratura dei cilindri per $ET=1600\ \mu s$ per ogni iniettore benzina

Pertanto, si è partiti iniettando benzina solo nel cilindro 4, che è il primo in direzione del flusso d'aria nel collettore d'aspirazione, dando un valore di ET di $1700\ \mu s$. Poi si è abilitata l'attuazione anche dell'iniettore PFI relativo al cilindro 3, variando il corrispondente ET per riportare la PMI allo stesso valore del cilindro 4. Lo stesso procedimento si è svolto per i cilindri 2 e 1.

Risultati sperimentali

La Figura 55 rappresenta la fase di equilibratura appena descritta:

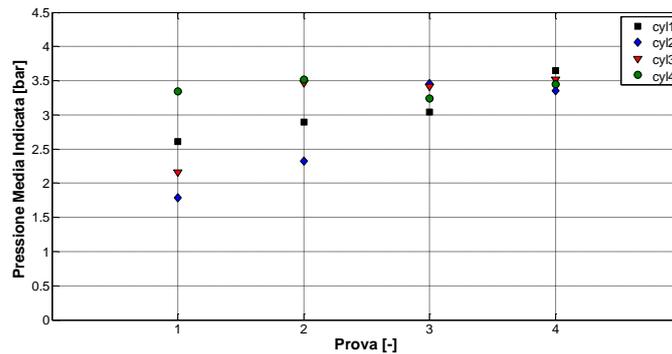


Figura 55 – Equilibratura dei cilindri

Si può notare che ogniqualvolta che si abilita l'attuazione su un iniettore, non aumenta solo la PMI del cilindro corrispondente, ma anche quella dei cilindri successivi. Questo fatto è dovuto all'iniezione propria della benzina, che non avviene direttamente in camera di combustione come per il diesel, ma nel collettore d'aspirazione; in questo modo, parte di essa viene trascinato dal flusso d'aria, andando a finire all'interno dei cilindri seguenti.

In particolare, si sono adottati i seguenti valori:

ET cilindro 1: 1480 μs

ET cilindro 2: 1490 μs

ET cilindro 3: 1500 μs

ET cilindro 4: 1700 μs



Figura 56 - Valore di ET di ogni iniettore benzina con equilibratura

Il risultato della somma dei tempi di eccitamento è 6170 μs .

Risultati sperimentali

Se si sta operando nel range di linearità degli iniettori, portando l'ET totale da 6170 μs a 7000 μs , i cilindri rimangono bilanciati. Si è quindi eseguita questa verifica:

- si è diviso il tempo di eccitazione totale che si vuole raggiungere per la somma degli ET precedenti, ottenendo un coefficiente moltiplicativo maggiore di 1

$$7000/6170 = 1,1345$$

- si è moltiplicato tale coefficiente per l'ET di ogni cilindro, ottenendone i nuovi valori, la cui somma restituisce appunto 7000 μs

ET cilindro 1: 1680 μs

ET cilindro 2: 1690 μs

ET cilindro 3: 1700 μs

ET cilindro 4: 1930 μs

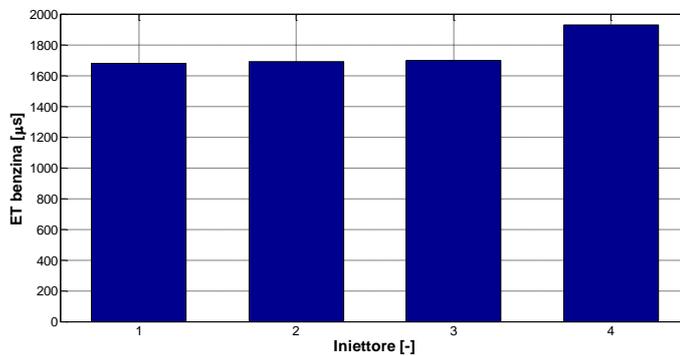


Figura 57 - Valore di ET di ogni iniettore benzina per verifica linearità

In figura sono rappresentati gli andamenti della pressione media indicata di ciascun cilindro:

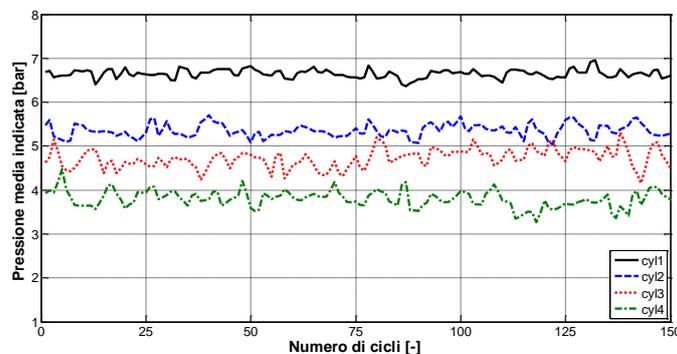


Figura 58 - Pressione media indicata con ET totale benzina pari a 7000 μs

Risultati sperimentali

E' evidente che i cilindri risultano molto squilibrati, con una differenza massima di oltre 3 bar tra il primo e il quarto.

Si è poi rieseguita la stessa procedura, andando a riequilibrare i cilindri:

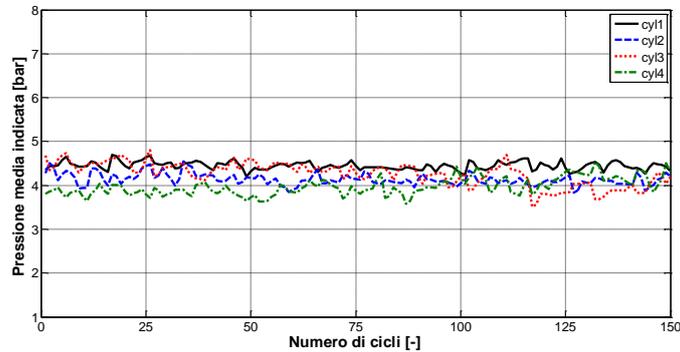


Figura 59 - Equilibratura cilindri con Et totale pari a 7000 μ s

e portando il valore totale del tempo di eccitazione da 7000 μ s a 8000 μ s:

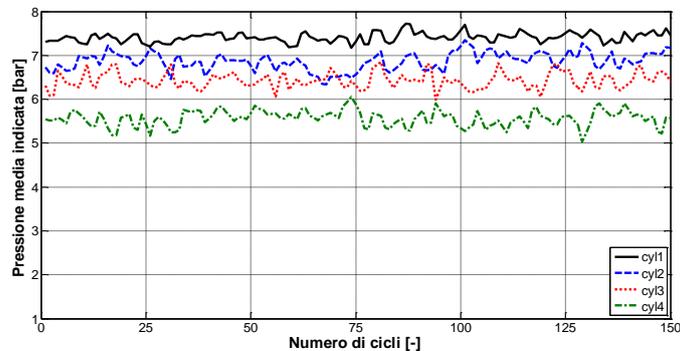


Figura 60 - Squilibratura cilindri con Et totale pari a 8000 μ s

Anche in questo caso gli andamenti della PMI sono analoghi a quelli di Figura 58, seppur meno squilibrati, con una differenza massima di poco più di 2 bar.

Pertanto la zona di linearità di iniezione risulta ancora lontana, e per questo tutte le prove a seguire saranno effettuate con un'equilibratura manuale, cilindro per cilindro, agendo sull'ET benzina di ogni iniettore, mantenendo fisso il SOI a 20° prima del punto morto superiore.

4.2 Mappe EGR-SOI

Nel capitolo 4.1 è stata descritta la procedura di rilevazione del SOI ottimo per quanto riguarda l'iniezione di benzina. In questo capitolo verranno invece variati il SOI diesel e l'apertura della valvola EGR, ottenendo delle mappe raffiguranti gli andamenti delle varie grandezze che saranno prese in esame.

Ovviamente tali mappe avranno dei limiti imposti dai valori di inizio iniezione, la quale non può avvenire né troppo in anticipo, per non generare dei misfire, e né troppo in ritardo, per non iniettare nella fase di espansione, e da quelli di apertura della valvola di ricircolo dei gas esausti, in quanto all'aumentare di essa, si riduce la quantità di ossigeno disponibile alla combustione.

Si è fissata così una specifica sulla stabilità della combustione, per escludere tutti quei punti in cui essa risulta molto instabile, ovvero con forte presenza di misfire. L'assenza di combustione si ripercuote direttamente sulla pressione media indicata, a causa della mancanza di lavoro utile prodotto, e quindi ci si è focalizzati su di essa per determinare un indice significativo. In particolare, è stata considerata la covarianza della PMI, che in sostanza è un numero che si riferisce alla distanza dalla media: più tale parametro è alto, e più i valori della IMEP sono dispersi. Quindi, per non investigare punti-motore instabili, per ognuno di essi si è posto il soddisfacimento della disuguaglianza:

$$cov(IMEP) < 3\%$$

Gli altri parametri regolabili da INCA, che avrebbero potuto influenzare la misura, sono stati fissati ai valori di riferimento, come ad esempio la posizione della VGT (88%), la pressione di iniezione diesel e la portata d'aria aspirata. In realtà, per quello che riguarda quest'ultima, è stata sì mantenuta fissa, ma solo per le variazioni di SOI, mentre ad ogni step di EGR si è dovuta adattare manualmente alle condizioni diversificate. In particolare, dato che la portata d'aria in ingresso e la portata dei gas di ricircolo si vanno ad unire prima dell'ingresso nei cilindri, e dato che si possono regolare entrambe in scrittura sulla ECU, nel caso in cui si settino dei valori la cui somma è troppo elevata, si provocherebbero degli errori ai quali la centralina reagisce con la chiusura istantanea della valvola EGR. Quindi, nel corso delle prove effettuate, all'aumentare dell'EGR si è diminuita opportunamente la portata d'aria fresca aspirata.

Le prove sono state eseguite con lo stesso consumo totale, dato dalla somma di quello benzina e quello diesel, pari a 2.1 Kg/h, e alla stessa velocità di rotazione di 2000 giri/min. Inoltre si è fissato il rapporto benzina/diesel a 70/30, ovvero con un consumo di diesel pari a 0.63 Kg/h, e 1.47 Kg/h di benzina. Tale rapporto è stato scelto in base alla ricerca bibliografica effettuata nel corso del tirocinio.

Si sono investigati gli effetti della variazione del rapporto benzina/diesel e della pressione di iniezione diesel (Prail), sulle emissioni (NOx, FSN, CO e HC), sul gradiente di pressione ($dp/d\theta$ – il quale è correlato all'indice di rumore) e sul consumo specifico (BSFC – Brake Specific Fuel Consumption).

4.2.1 Effetto sul ROHR e sulla pressione in camera

Le prime grandezze ad essere osservate sono state il rilascio di calore netto e la pressione all'interno della camera di combustione.

I grafici sono fatti a parità di SOI (20°,25°,30°,35° BTDC) e al variare dell'apertura della valvola EGR (10%, 14%, 18%, 22%, 26%, 30% ove possibile). Per un immediato confronto con la combustione diesel tradizionale (con strategia multi-jet, con pre e main attivate), si è inserito anche l'andamento del riferimento.

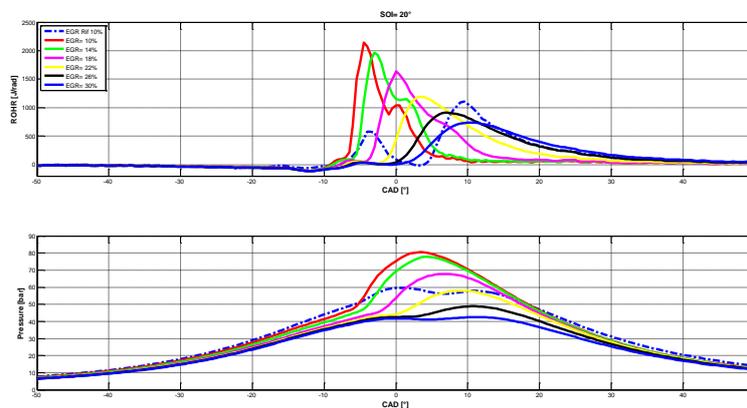


Figura 61 - Effetto sul rilascio di calore e sulla pressione; benzina/diesel=70/30, SOI=20°

Risultati sperimentali

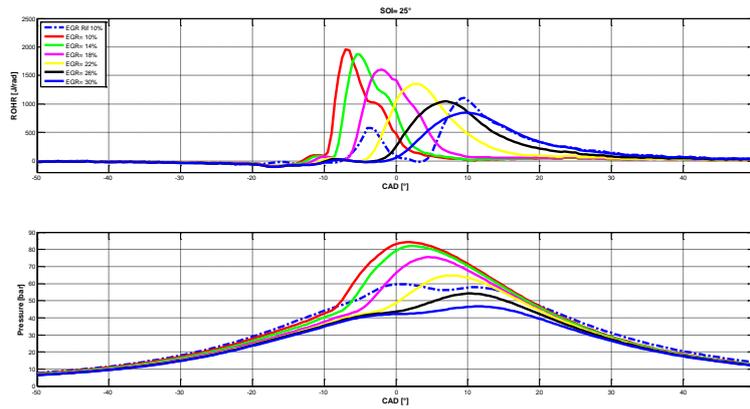


Figura 62 - Effetto sul rilascio di calore e sulla pressione; benzina/diesel=70/30, SOI=25°

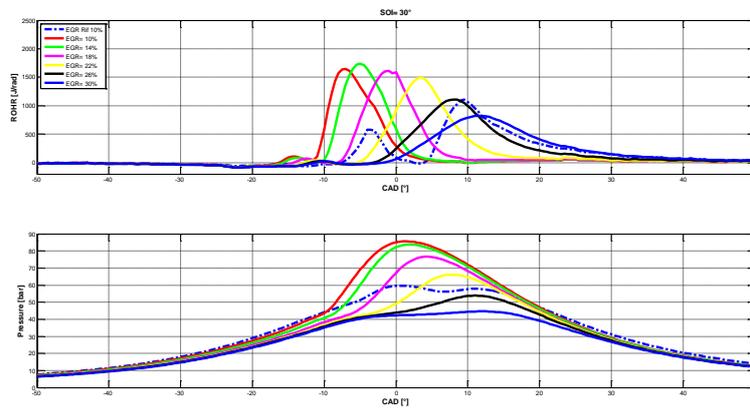


Figura 63 - Effetto sul rilascio di calore e sulla pressione; benzina/diesel=70/30, SOI=30°

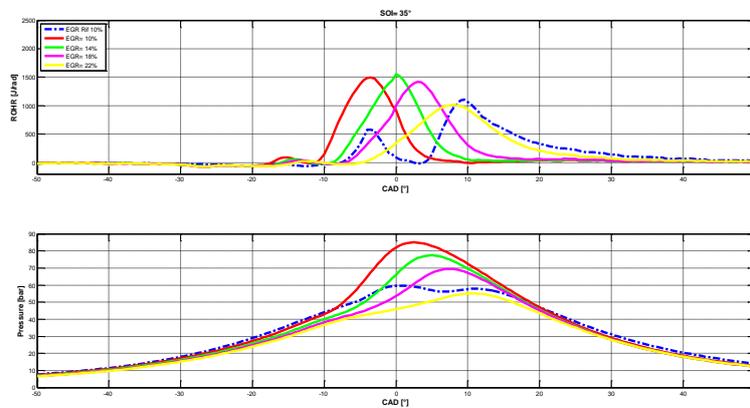


Figura 64 - Effetto sul rilascio di calore e sulla pressione; benzina/diesel=70/30, SOI=35°

Confrontando tra loro le quattro figure, si può notare come all'aumentare del SOI, cioè anticipando sempre più l'iniezione, il picco del rilascio di calore si appiattisca sempre più e si sposti verso sinistra. Questo fatto è particolarmente evidente nei primi tre grafici, mentre nel quarto risulta spostarsi in direzione opposta. Il motivo è da ricercarsi nella metodologia con cui avviene la combustione.

Nei primi tre casi, una volta che si verifica l'accensione della miscela, la quale parte dalle zone a valle del getto, il fronte di fiamma progredisce rapidamente verso di esso. Questo veloce avanzamento indica che la prevalenza del getto ha valori simili di accendibilità. Nell'ultimo caso, l'accensione si verifica nella regione di squish, ovvero lontano dal centro della camera di combustione, e prosegue relativamente piano verso di esso. Infatti, osservando il rilascio di calore di Figura 63 e Figura 64, la combustione non avviene in ritardo, ma è il rateo di salita ad essere inferiore.

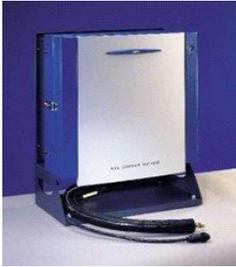
Un'altra cosa a cui prestare attenzione è che in tutte le immagini si nota che, in condizioni dual-fuel, il picco principale di ROHR è preceduto da un altro di entità molto ridotta. Essi prendono il nome, in ordine temporale, di rilascio di calore a bassa temperatura (LTFR – Low Temperature Heat Release) e ad alta temperatura (HTFR – High Temperature Heat Release).

Questo tipo di combustione, notevolmente diversa da quella diesel tradizionale, ha effetti altrettanto differenti sulle prestazioni e sulle emissioni inquinanti.

4.2.2 Effetto sulle prestazioni e sulle emissioni

Le emissioni inquinanti sono state rilevate con due strumenti di misura, entrambi prodotti da AVL:

Smoke-meter:



Misuratore di FSN con:

- fondo scala da 0 a 10 [-]
- risoluzione al centesimo

DiTest gas 1000:



Misuratore di:

- CO [0-15 % vol, ris. 0.01 %]
- CO₂ [0-20 % vol, ris. 0.1 %]
- HC [0-30000 ppm, ris. 1 ppm]
- O₂ [0-25 % vol, ris. 0.01 %]
- NO [0-5000 ppm, ris. 1 ppm]
- Lambda [0-10, ris. 0.001]

Per quanto riguarda la misurazione degli ossidi di azoto, si è utilizzata una sonda NO_x.

Di seguito sono illustrate le mappe EGR-SOI, una per ogni grandezza di interesse. Anche in questo caso è raffigurato in ogni figura il punto di riferimento con combustione diesel tradizionale, rappresentato dalle coordinate EGR=10%, SOI=3.8° BTDC.

La prima grandezza presa in considerazione è la coppia, e quindi la potenza, dato che si opera a velocità di rotazione costante.

Risultati sperimentali

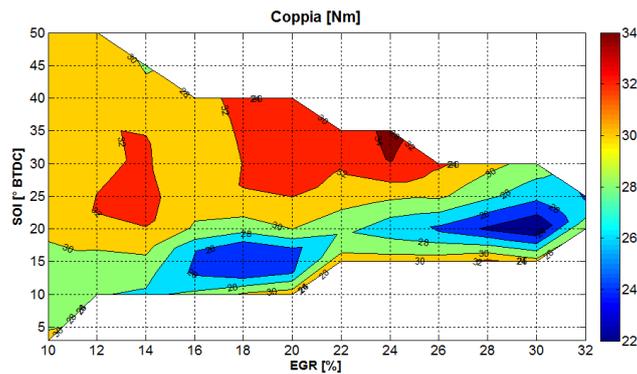


Figura 65 - Coppia indicata in funzione di EGR e SOI

Al riferimento corrisponde un valore di coppia indicata pari a 30 Nm, e dalla Figura 65 risultano buoni quei punti con SOI non troppo ritardato ed EGR non eccessivamente aperta, risultando in prestazioni addirittura maggiori nelle zone di colore rosso.

Il valore di coppia di per sé è un indice poco significativo, in quanto bisogna tenere conto anche della quantità di combustibile bruciata per ottenere tali prestazioni. Perciò si è abbinata la mappa di Figura 65 con quella del consumo specifico, ovvero il consumo (misurato in g/h) rapportato alla potenza prodotta (in KW).

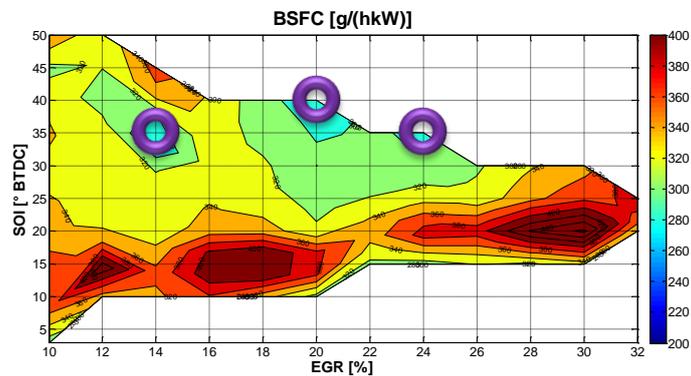


Figura 66 - Consumo specifico in funzione di EGR e SOI

Risultati sperimentali

In Figura 66 si notano tre zone di colore verde chiaro/azzurro, dove il consumo specifico è di entità paragonabile a quello di riferimento, quest'ultimo pari a 309 g/hKW.

Le coordinate su cui indagare risultano:

EGR = 14%; SOI = 35°

EGR = 20%; SOI = 40°

EGR = 24%; SOI = 35°

Perciò si prosegue con l'analisi di ulteriori dati: esaminate finora le prestazioni, ora si prendono in considerazione le emissioni.

I primi inquinanti studiati sono gli ossidi di azoto e il particolato, i quali assumono valori piuttosto elevati nella combustione diesel tradizionale, e pertanto soggetti a severa limitazione dalle normative attuali e future.

Per entrambi vengono mostrate le mappe con gli stessi valori di EGR e di SOI, per un rapido confronto sia tra di essi, ma anche con le prestazioni.

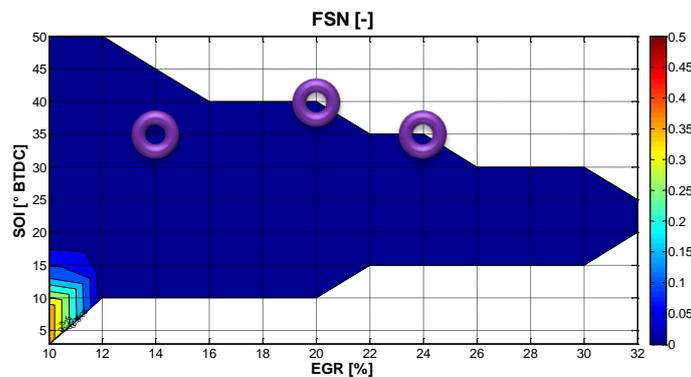


Figura 67 - Particolato in funzione di EGR e SOI

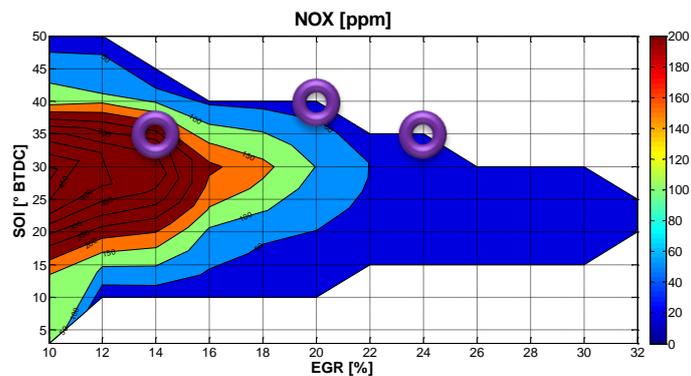


Figura 68 - Ossido di azoto in funzione di EGR e SOI

La Figura 67 mostra un drastico abbattimento del particolato nel passaggio dal funzionamento single-fuel al dual-fuel, con valori quasi ovunque inferiori a 0.1, rispetto ai 0.4 del riferimento.

Diversa è la situazione per gli ossidi di azoto. In questo caso non è la presenza della benzina che fa la differenza, ma piuttosto la temperatura raggiunta in camera. E' noto infatti che la formazione degli NOx è dovuta alle alte temperature raggiunte con la combustione, e il ricircolo dei gas esausti è un modo per abbassarle e ridurre di conseguenza l'emissione di tali sostanze. Pertanto, come è lecito aspettarsi, a parità di SOI si ha una diminuzione degli NOx. Invece, a parità di EGR, l'aumento dell'anticipo di iniezione garantisce un tempo maggiore per il mescolamento della miscela, portando ad una riduzione del rapporto di equivalenza locale: questo produce un abbassamento del picco di temperatura di fiamma e quindi una corrispondente diminuzione di emissioni di NOx.

Ritornando alle coordinate da investigare, la Figura 67 non fornisce alcuna informazione aggiuntiva: rimangono tutte e tre accettabili. La Figura 68 invece proibisce l'andamento ai bassi valori di EGR.

Quindi le coordinate restanti sono:

$$\begin{aligned} \text{EGR} &= 20\%; & \text{SOI} &= 40^\circ \\ \text{EGR} &= 24\%; & \text{SOI} &= 35^\circ \end{aligned}$$

Per trovare il punto di ottimo serve un ulteriore confronto. Finora si sono valutati gli andamenti solo di due dei quattro inquinanti principali, ovvero NOx e FSN. Le mappe seguenti illustrano invece quelli relativi agli idrocarburi incombusti (HC) e agli ossidi di carbonio (COx).

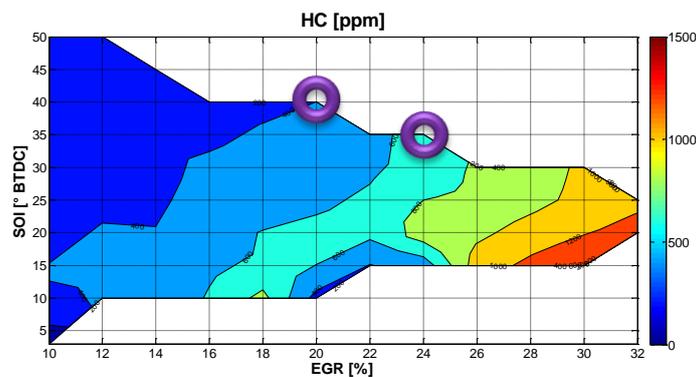


Figura 69 – Idrocarburi incombusti in funzione di EGR e SOI

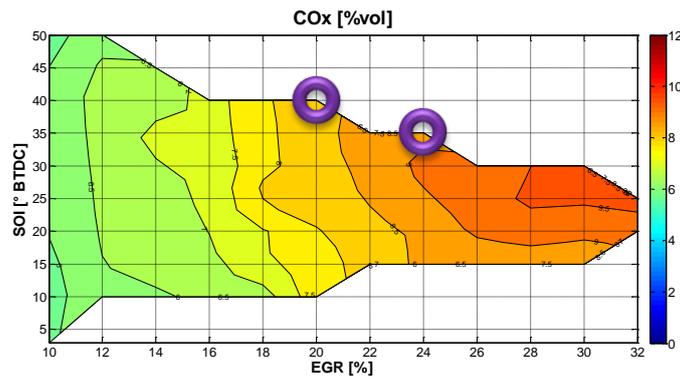


Figura 70 - Ossidi di carbonio in funzione di EGR e SOI

Sia gli idrocarburi incombusti, sia gli ossidi di carbonio, crescono all'aumentare dell'apertura della valvola EGR, sostanzialmente indipendentemente dal momento di inizio iniezione. Osservando le figure del capitolo 4.2.1, passando da una curva di rilascio di calore ad una con un valore di EGR maggiore, si ha anche un'estensione maggiore della coda di ROHR. Questo fenomeno è dovuto alle zone di minor reattività e rapporto di equivalenza nella tazza del pistone, le quali favoriscono la formazione di HC e CO.

In virtù di queste analisi, si può concludere che, il punto di ottimo in grado di rendere un buon compromesso tra riduzione di FSN e NOx, ed incremento di HC e CO, risulta quello a:

$$\text{EGR} = 20\%; \quad \text{SOI} = 40^\circ$$

Nella tabella è esposto un confronto tra il riferimento, ovvero single-fuel, e il punto ottimale in funzionamento dual-fuel.

	Riferimento	Dual-fuel
SOI [° BTDC]	3.8	40
EGR [%]	10	20
BSFC [Kg/h]	309.73	286.85
NOx [ppm]	134.28	26.57
FSN [-]	0.39	0.00
HC [ppm]	35.85	400.70
CO [% vol]	5.92	8.35
Cov(IMEP) [-]	0.86	1.86

Tabella 3 - Confronto prestazioni/consumi tra riferimento e dual-fuel benzina/diesel=70/30

Bisogna aggiungere che è vero che HC e CO sono aumentati rispetto al riferimento, ma il motore in sala prove non è equipaggiato con nessun tipo di

dispositivo di post-trattamento dei gas combusti, per non influenzare le misure in alcun modo.

Dalle analisi effettuate risulta che gli ossidi di azoto hanno subito una diminuzione di più dell'80%, passando da 134.28 ppm a 26.57 ppm: la riduzione selettiva catalitica (SCR - Selective Catalyst Reduction), in grado di abbassare l'emissione di NOx, non è più necessaria in quanto si rientra tranquillamente nei limiti imposti dalla normativa, risparmiando le forti perdite di carico che tale dispositivo produce.

Anche l'FSN, che prima aveva un valore di 0.39, ora è nullo; quindi anche il filtro anti-particolato non è più indispensabile. Questo è un grande vantaggio offerto dalla combustione dual-fuel, in quanto tale filtro ha un costo elevato, necessita di rigenerazione di tanto in tanto e della completa sostituzione ogni 250mila chilometri.

Per quanto riguarda i restanti inquinanti, si fa uso del catalizzatore ossidante. Esso permette di ridurre HC e CO, ed è costituito da un involucro metallico contenente una matrice ceramica con ampio rapporto superficie/volume, in modo da massimizzare la superficie di contatto con il gas (per questo ha una struttura generalmente a nido d'ape), su cui vengono depositati i metalli nobili (platino, palladio, rodio) che rappresentano il materiale catalitico che permette di far avvenire le reazioni desiderate in tempi adeguati:

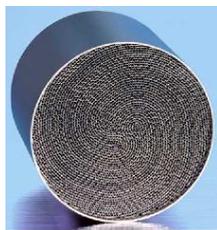
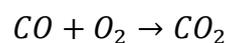
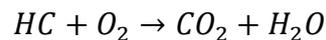


Figura 71 - Catalizzatore ossidante

Questi catalizzatori iniziano a lavorare bene quando raggiungono i 200°C circa, in quanto a queste temperature si favoriscono le reazioni di ossidazione.

Si sono quindi analizzate le temperature a monte della turbina e allo scarico:

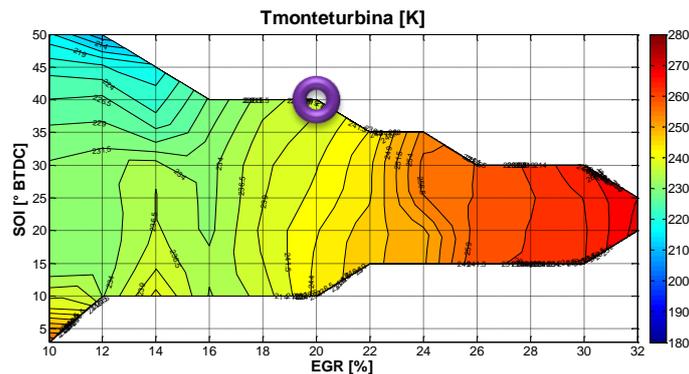


Figura 72 - Temperatura a monte della turbina in funzione di EGR e SOI

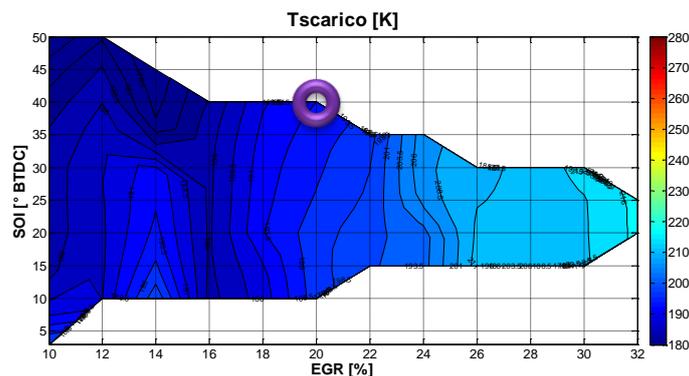


Figura 73 - Temperatura allo scarico in funzione di EGR e SOI

Si può constatare che, nel punto di ottimo, la temperatura raggiunta è in linea con quella necessaria al corretto funzionamento del catalizzatore: in questo modo è possibile abbattere parzialmente anche HC e CO, ottenendo un livello globale di emissioni molto basso e riuscendo a rientrare nei limiti legislativi.

Un ultimo dato preso in considerazione è il rateo di aumento della pressione (PRR - Pressure Rise Rate). La derivata della pressione in camera di combustione, fatta rispetto all'angolo di manovella, oltre ad essere causa della formazione degli ossidi di azoto, è stato dimostrato sperimentalmente che è ben correlata al rumore emesso dal motore. In particolare, maggiore è il picco di PRR, e tanto più elevata sarà la rumorosità prodotta dalla combustione, che è la principale fonte di inquinamento acustico.

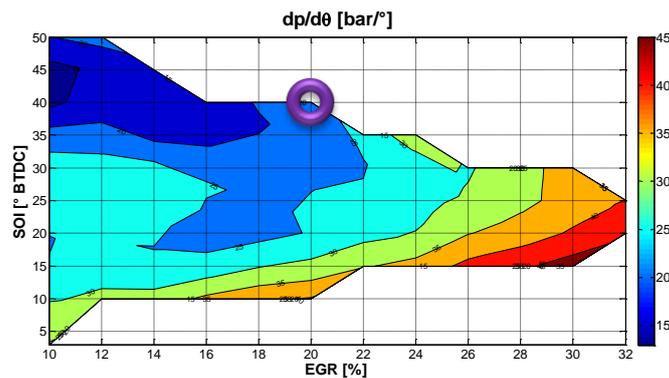


Figura 74 - Gradiente di pressione in funzione di EGR e SOI

Dalla Figura 74 si vede che, nel punto di riferimento, il valore del gradiente di pressione è pari a 35 bar/°, mentre in quello ottimale con funzionamento dual-fuel, vale circa 20 bar/°. Quindi si ha una combustione molto più graduale e silenziosa, rispetto a quella diesel tradizionale.

Con quest'ultima analisi sulla rumorosità può considerarsi conclusa l'indagine degli effetti della combustione di tipo RCCI sulle emissioni e sulle prestazioni, variando solamente EGR e SOI e mantenendo costanti tutti gli altri parametri. Nel capitolo seguente verrà cambiata invece la pressione di iniezione, ottenendo delle mappe analoghe a quelle esposte finora, osservando le conseguenze che tale alterazione comporta.

4.2.3 Effetto della pressione di iniezione

Si studia ora il comportamento del sistema dual-fuel in presenza di differenti pressioni di iniezione. Nelle prove effettuate finora è stata fissata a 600 bar, mentre in questo capitolo verranno studiati i casi a 450 bar ed 800 bar.

In questo caso, si prende direttamente in considerazione il consumo specifico come primo parametro significativo piuttosto che la coppia erogata, per osservare in quali punti andare poi ad investigare sulle emissioni.

Va premesso che i punti esplorati sono diversi rispetto a quelli precedenti, in particolare non si sono indagati quelli con piccola apertura dell'EGR. Infatti, come si è visto in Figura 68, ai bassi valori di EGR gli NO_x raggiungono nella maggior parte dei casi valori di molto superiori a quelli della combustione stock, e laddove

Risultati sperimentali

sono inferiori, la combustione non risulta comunque abbastanza stabile da garantire il corretto funzionamento del motore.

Quindi, per un confronto più pratico tra i grafici a diverse pressioni, sono stati tutti limitati sull'asse delle ascisse a valori compresi tra 18% e 26%, e sono inoltre riportati per utilità anche quelli a 600 bar, anch'essi ugualmente delimitati.

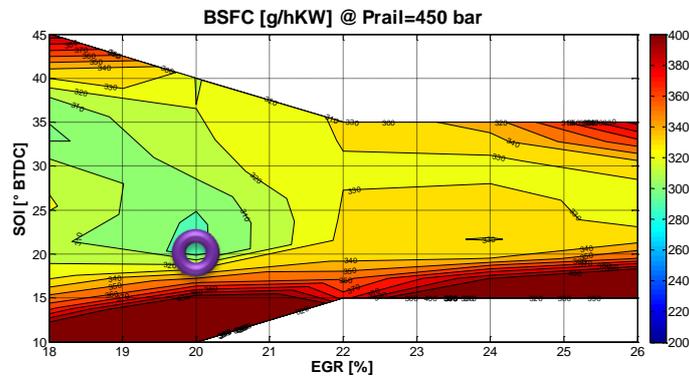


Figura 75 - Consumo specifico con pressione di iniezione pari a 450 bar

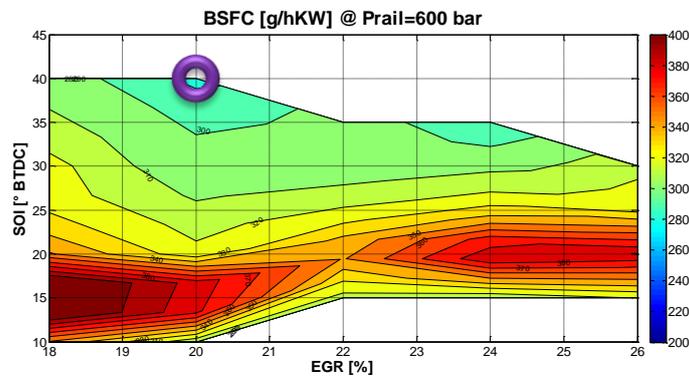


Figura 76 - Consumo specifico con pressione di iniezione pari a 600 bar

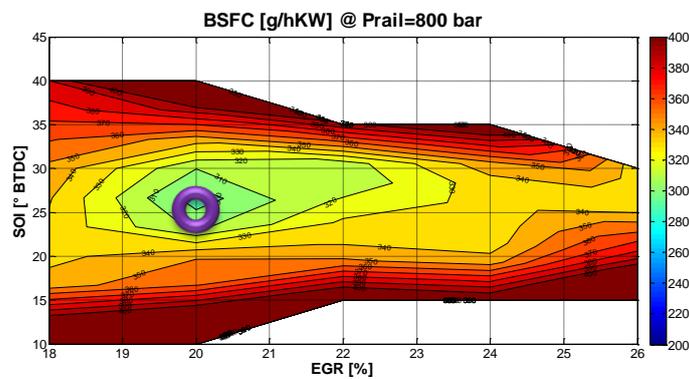


Figura 77 - Consumo specifico con pressione di iniezione pari a 800 bar

Nelle tre figure sopra riportate, l'andamento del consumo specifico varia notevolmente l'una dall'altra. Infatti, mentre nella prima ci sono ampie zone in cui il valore del BSFC è circa lo stesso ovunque, tranne che per SOI poco anticipati, nella seconda si notano chiaramente delle bande orizzontali, con il consumo specifico che diminuisce all'aumentare dell'anticipo di iniezione. Infine, nell'ultima immagine si ha una zona centrale di basso BSFC, il quale però aumenta al variare del SOI.

Pertanto anche i punti su cui investigare le emissioni sono diversi nei tre casi. In particolare, le coordinate dei punti di ottimo, per quello che riguarda il consumo specifico nei casi di pressione di 450 e 800 bar, sono rispettivamente:

$$\begin{aligned} \text{EGR} = 20\%; \quad \text{SOI} = 20^\circ \\ \text{EGR} = 20\%; \quad \text{SOI} = 25^\circ \end{aligned}$$

Si può constatare che il valore di EGR è lo stesso per entrambi i casi. Questo si presume sia dovuto al fatto di operare nelle mappe con gli stessi punti motore, in termini di SOI, EGR ed RPM, essendo variata solamente la pressione di iniezione. Quindi, a parità combustibile introdotto e di rapporto benzina/diesel, la reattività globale della miscela è sempre la stessa, con i medesimi rapporti di equivalenza globali. Perciò, se la quantità di ricircolo dei gas combusti ottimale assume un certo valore in un caso, allora lo acquisisce anche nell'altro.

Un'altra considerazione da fare è che, mentre nel caso a pressione di iniezione pari a 600 bar ci sono più alternative nell'esplorazione di punti di ottimo, anche in termini di emissioni nocive, in quelli a 450 e 800 bar si ha un range molto più ristretto, individuabile appunto con una sola coppia di coordinate per ciascuno.

Nelle pagine a seguire, analogamente al capitolo 4.2.2, verranno presentate le figure relative agli inquinanti, ma a differenza dello stesso, non saranno mostrati gli andamenti delle emissioni di particolato, in quanto nulle ovunque.

Per questa ragione, vengono di seguito riportate direttamente le mappe relative agli ossidi di azoto.

Risultati sperimentali

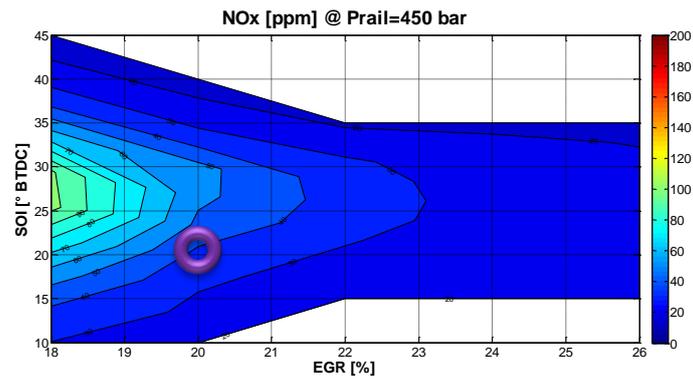


Figura 78 - Ossidi di azoto con pressione di iniezione pari a 450 bar

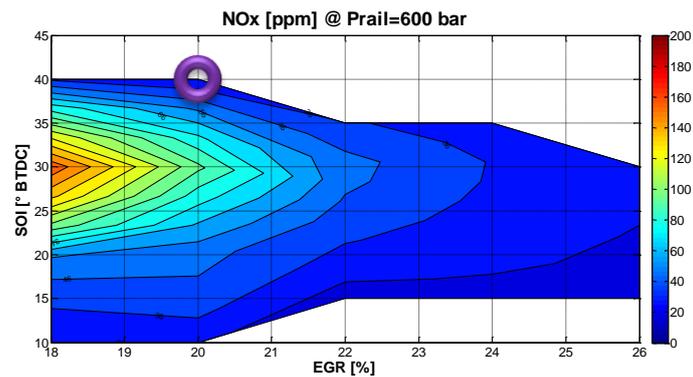


Figura 79 - Ossidi di azoto con pressione di iniezione pari a 600 bar

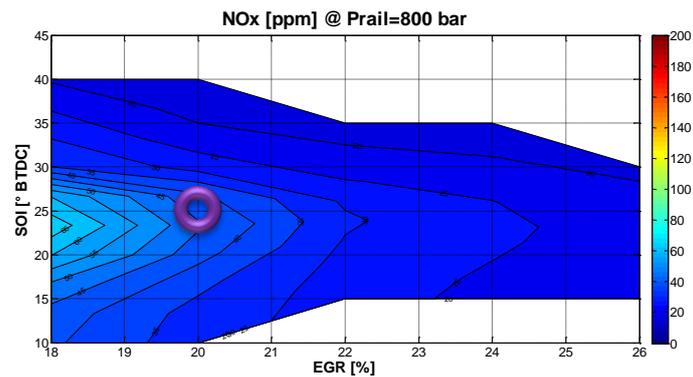


Figura 80 - Ossidi di azoto con pressione di iniezione pari a 800 bar

Gli NOx di Figura 78 e Figura 80 sono inferiori al valore di riferimento in ogni punto esaminato, quindi le due coordinate ricavate dai grafici del consumo specifico restano valide. Va considerato inoltre il fatto di aver trascurato le mappe riguardanti l'FSN, dato che non avrebbero fornito informazioni rilevanti sulla scelta dei punti di ottimo. Quindi le emissioni principali del motore diesel risultano così abbattute.

Risultati sperimentali

Ora viene fatto il confronto sugli idrocarburi incombusti:

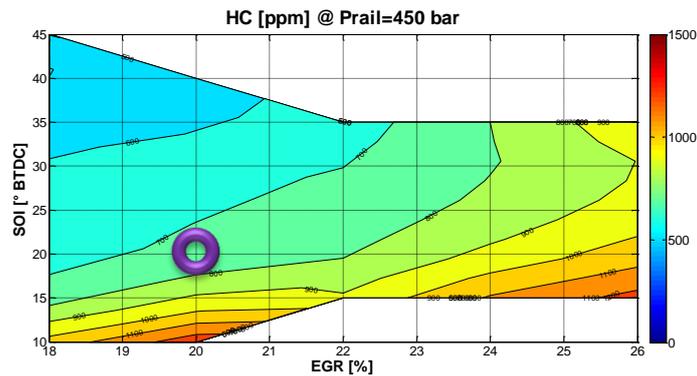


Figura 81 – Idrocarburi incombusti con pressione di iniezione pari a 450 bar

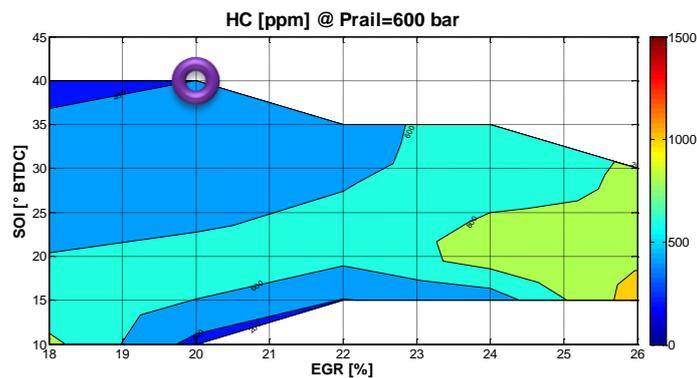


Figura 82 - Idrocarburi incombusti con pressione di iniezione pari a 600 bar

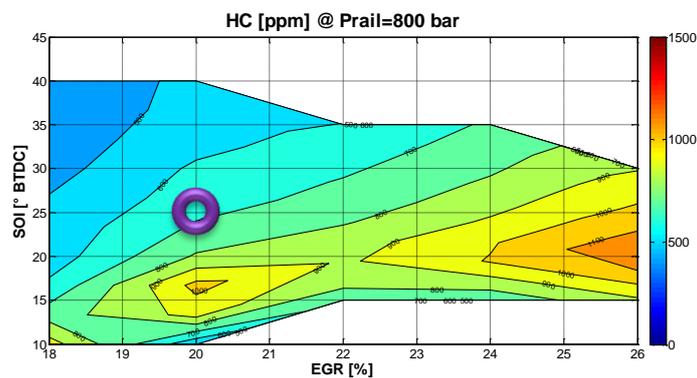


Figura 83 - Idrocarburi incombusti con pressione di iniezione pari a 800 bar

Diversamente dal caso a 600 bar, in quelli a 450 ed 800 bar, prendendo in considerazione i corrispondenti punti di ottimo, si ha un notevole aumento della produzione di HC. Infatti, in Figura 81 si ha un'emissione di circa 700 ppm, mentre in Figura 83 intorno a 600 ppm, valori comunque superiori ai 400 ppm osservati dalle analisi del capitolo 4.2.2.

Risultati sperimentali

Differente invece è il comportamento degli ossidi di carbonio:

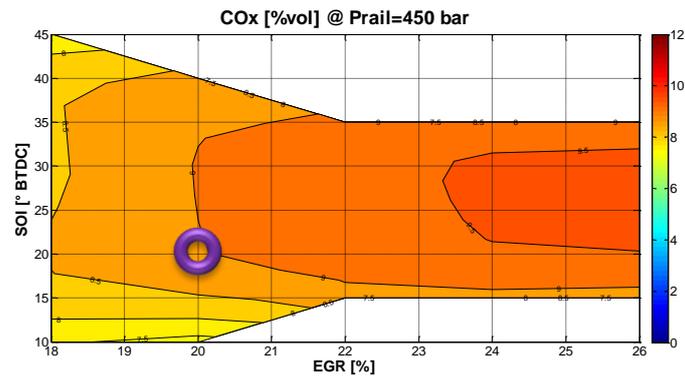


Figura 84 - Ossidi di carbonio con pressione di iniezione pari a 450 bar

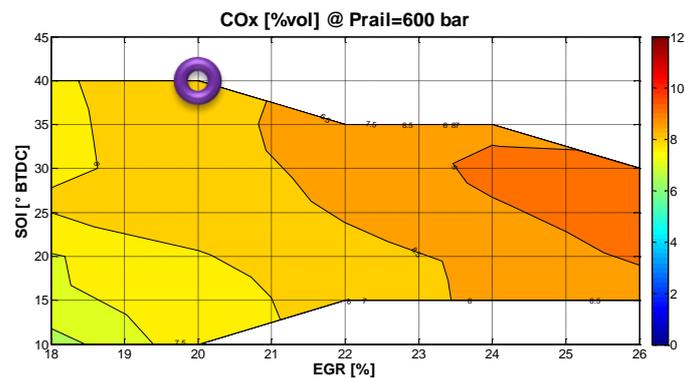


Figura 85 - Ossidi di carbonio con pressione di iniezione pari a 600 bar

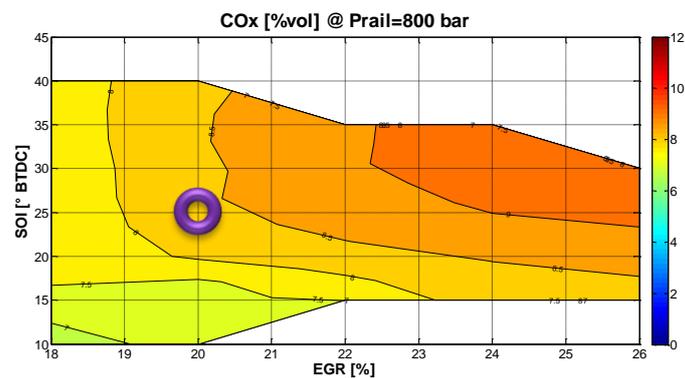


Figura 86 - Ossidi di carbonio con pressione di iniezione pari a 800 bar

In tutti e tre i casi, nei vari punti di ottimo, la produzione di CO si attesta su livelli leggermente superiori all'8%.

Comparando le ultime tre figure, si osserva una diminuzione puntuale della formazione di ossido di carbonio al crescere della pressione di iniezione. Questo

Risultati sperimentali

è dovuto al fatto che, a Prail inferiori, la miscela aria/combustibile presenta zone grasse, rispetto al caso a Prail più elevate, nelle quali la miscela risulta più omogenea e, grazie alla maggiore polverizzazione, non solo globalmente magra, ma anche localmente. Quindi, come è noto dalla teoria, ad uno smagrimento della miscela corrisponde una riduzione dell'emissione di idrocarburi incombusti. Inoltre, per far sì che avvenga l'ossidazione di tali sostanze, sono necessarie temperature sufficientemente elevate, cosa che l'apertura dell'EGR contrasta. Infatti, passando da una figura a quella successiva, i valori più alti di CO tendono a spostarsi verso destra.

Analogamente al caso precedente, per abbattere anche HC e CO, è necessaria la presenza di un catalizzatore ossidante a due vie, il quale, come affermato nel capitolo 4.2.2, lavora tanto meglio più è alta la sua temperatura.

Viene mostrato perciò un confronto tra le temperature a monte della turbina e a valle della stessa, con differenti pressioni di iniezione:

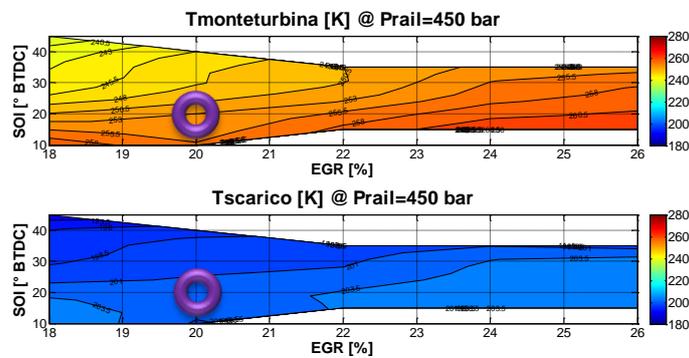


Figura 87 - Temperatura a monte e a valle della turbina con pressione di iniezione pari a 450bar

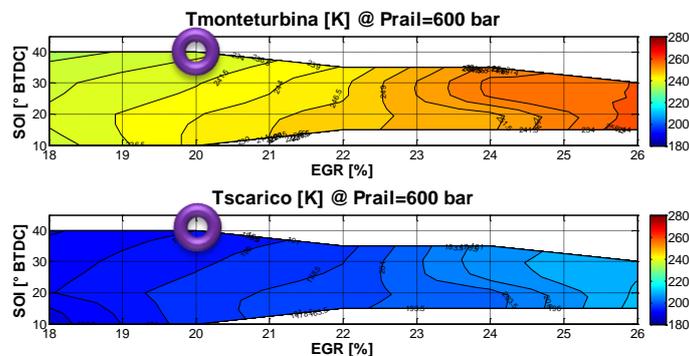


Figura 88 - Temperatura a monte e a valle della turbina con pressione di iniezione pari a 600bar

Risultati sperimentali

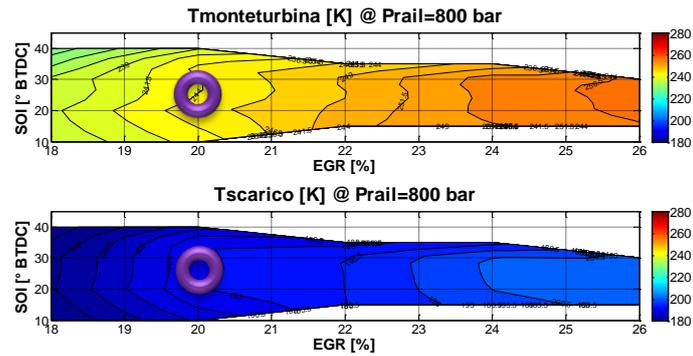


Figura 89 - Temperatura a monte e a valle della turbina con pressione di iniezione pari a 800bar

Quindi, è vero che nel caso a Prail=600 bar si hanno emissioni minori di idrocarburi incombusti, ma è vero anche che la temperatura a monte della VGT è inferiore, inducendo in questo modo l'eventuale catalizzatore a non operare nelle condizioni ottimali.

Infine viene preso in considerazione il gradiente di pressione come fattore relativo all'indice di rumore.

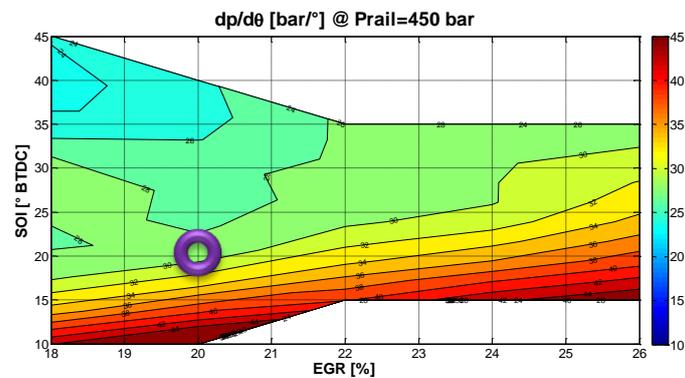


Figura 90 - Gradiente di pressione con pressione di iniezione pari a 450 bar

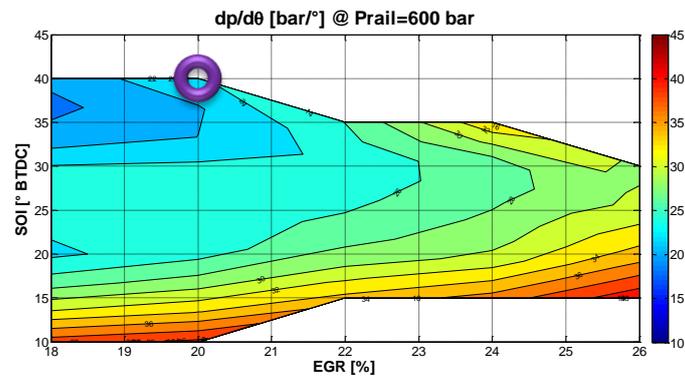


Figura 91 - Gradiente di pressione con pressione di iniezione pari a 600 bar

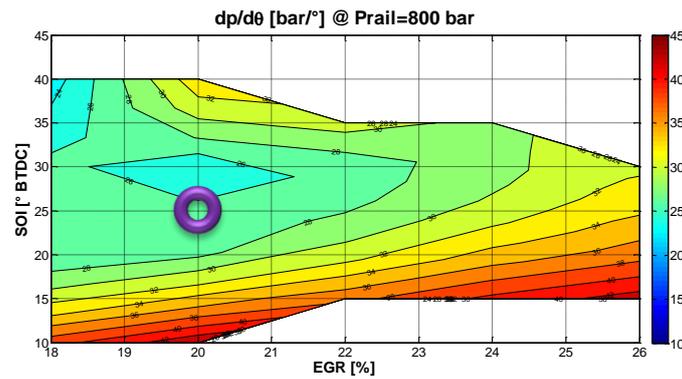


Figura 92 - Gradiente di pressione con pressione di iniezione pari a 800 bar

Le combustioni a 450 e 800 bar risultano avere un gradiente di pressione maggiore, sia osservando il grafico nella sua globalità, sia guardando i soli punti di ottimo. Questo produce un rumore più forte ma, in considerazione delle analisi fatte in termini di consumo specifico e di emissioni inquinanti, non è un fattore di primaria importanza.

In definitiva, i risultati che si sono ottenuti con la combustione RCCI al variare della pressione di iniezione, sono riportati nella seguente tabella riassuntiva, prendendo sempre come riferimento la combustione diesel tradizionale.

	Riferimento	RCCI @ 450 bar	RCCI @ 600 bar	RCCI @ 800 bar
SOI [° BTDC]	3.8	20	40	25
EGR [%]	10	20	20	20
BSFC [Kg/h]	309.73	296.89	286.85	286.92
NOx [ppm]	134.28	37.04	26.57	47.79
FSN [-]	0.39	0.00	0.00	0.00
HC [ppm]	35.85	726.37	400.70	664.48
CO [% vol]	5.92	8.98	8.35	8.47
Cov(IMEP) [-]	0.86	0.53	1.86	0.57

Tabella 4 - Confronto prestazioni/consumi tra riferimento e dual-fuel con diverse Prail

A questo punto, avendo osservato ed analizzato gli effetti della variazione della pressione di iniezione sulle grandezze significative nelle combustioni dual-fuel, si procede con lo studio della variazione del parametro che caratterizza principalmente questo tipo di combustioni, ovvero il rapporto benzina/diesel.

Infatti, tutte le prove effettuate finora sono a rapporto costante, pari a 70/30. Nel capitolo successivo vengono fatte delle acquisizioni a rapporto 55/45, e cioè con circa la stessa quantità di diesel e di benzina, e a 80/20, dove è netta la prevalenza della benzina.

4.2.4 Effetto del rapporto benzina/diesel

In questo capitolo si analizzano gli effetti della variazione del rapporto benzina/diesel, mantenendo però costante il consumo totale a 2.1 Kg/h. Come anticipato, si prendono in considerazione i rapporti 55/45, al quale corrisponde un consumo di 1.16 Kg/h di benzina e 0.94 Kg/h di diesel, e 80/20, cioè 1.68 Kg/h di benzina e 0.42 Kg/h di diesel.

Analogamente al capitolo 4.2.3, si tiene direttamente conto del consumo specifico, tralasciando la mappa relativa ai valori di coppia indicata. Diversamente da esso però, non si prende come riferimento il rapporto tra carburanti finora esaminato, e cioè quello a 70/30, ma si fa un confronto diretto tra i nuovi casi.

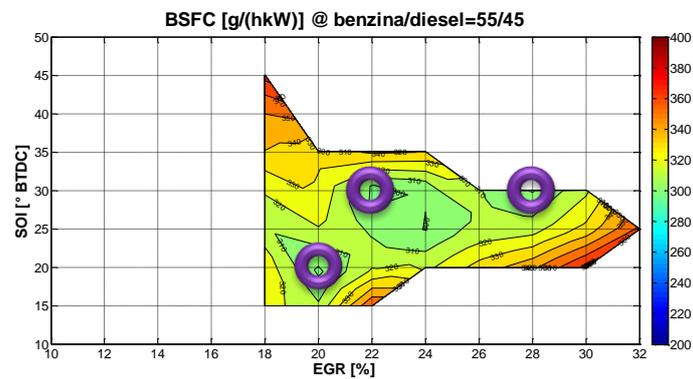


Figura 93 - Consumo specifico con rapporto benzina/diesel=55/45

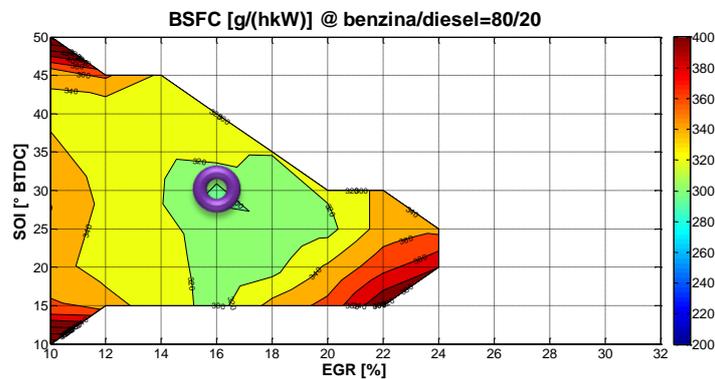


Figura 94 - Consumo specifico con rapporto benzina/diesel=80/20

Bisogna sottolineare innanzitutto che, in Figura 93, non si sono effettuate le prove con valori di EGR inferiori al 18%, per questioni legate al grande

incremento nella produzione di ossidi di azoto, come sperimentato nel capitolo 4.2.2.

Come prima cosa si osserva che il range di esercizio con rapporto inferiore, ovvero dove è più forte la presenza di diesel, è più ampio rispetto a quello in cui prevale nettamente la benzina. Infatti, le curve limite del caso a 80/20, oltre le quali si verificano dei misfire che rendono il funzionamento del motore instabile, si intersecano prima rispetto al caso a 55/45.

Questo è dovuto al fatto che, con alti valori della percentuale di benzina, la miscela propria dei soli combustibili è poco reattiva. Inoltre, all'aumentare dell'apertura della valvola EGR, aumenta la diluizione della miscela stessa, che contribuisce a renderla ancor meno reattiva, provocando precoci misfire.

Ultima considerazione è che il punto di ottimo plausibile, nella condizione 80/20, risulta molto più definito, attestandosi ad EGR=16% e SOI=30°, mentre in quella a 55/45 si possono investigare diverse zone, andando a valutare attentamente anche gli inquinanti e scegliendo infine il punto più opportuno.

Perciò, come nei capitoli precedenti, si passa ora all'analisi delle emissioni nocive, partendo dagli NOx.

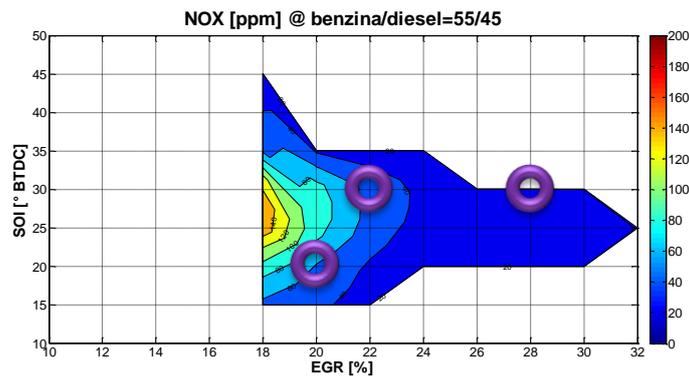


Figura 95 – Ossidi di azoto con rapporto benzina/diesel=55/45

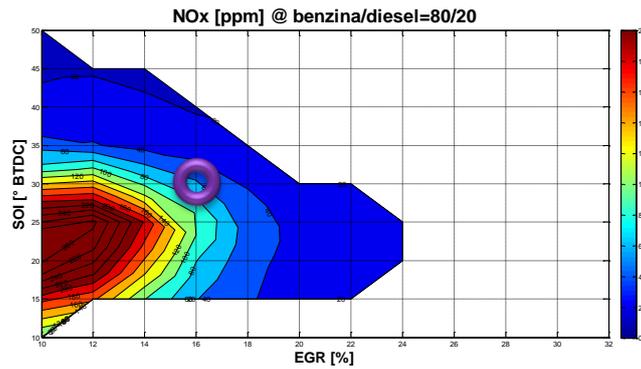


Figura 96 – Ossidi di azoto con rapporto benzina/diesel=80/20

Tutti i punti ottimali plausibili rispettano la condizione per cui è stato realizzato il sistema dual-fuel, ovvero $NOx < NOx_{\text{riferimento}}$. Ovviamente però, più si apre l'EGR, e più tali sostanze decrescono.

Quindi, in definitiva, contrariamente al capitolo 4.2.2, la mappa degli ossidi di azoto non restituisce informazioni essenziali per la determinazione del punto di ottimo del caso 55/45.

Cambiando il punto di vista, ovvero non andando più alla ricerca dei valori di EGR e SOI tali da raggiungere un buon compromesso in termini di emissioni, ma confrontando tra loro le due figure, si nota che, a parità di EGR (ad esempio, 20%), nel caso con più benzina la formazione di NOx è minore. Questo è dovuto alla composizione della miscela, in quanto è il diesel il principale responsabile della formazione degli ossidi di azoto.

Quindi, dato che l'analisi di questi inquinanti non ha fornito indicazioni determinanti per la scelta del punto di ottimo, vengono di seguito osservati gli andamenti degli idrocarburi incombusti:

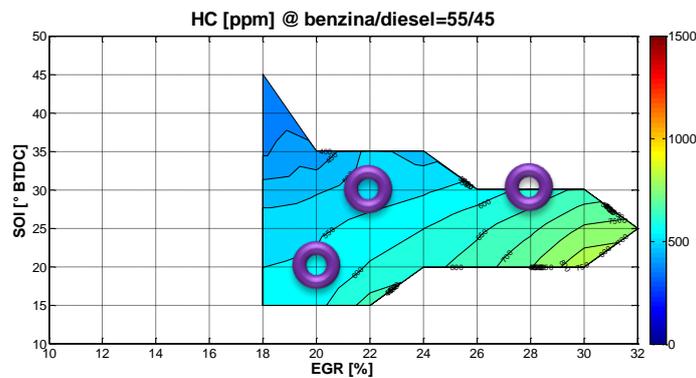


Figura 97 – Idrocarburi incombusti con rapporto benzina/diesel=55/45

Risultati sperimentali

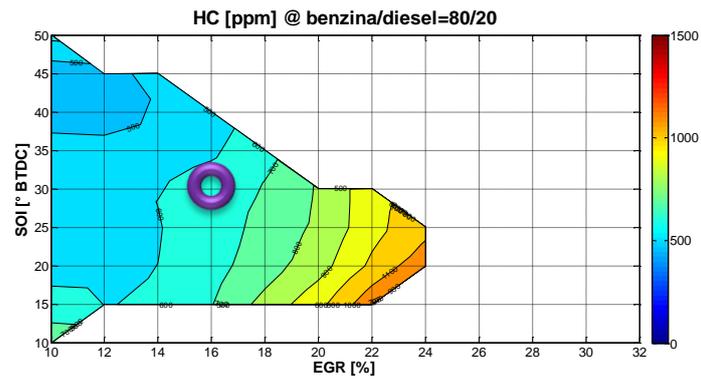


Figura 98 - Idrocarburi incombusti con rapporto benzina/diesel=80/20

e degli ossidi di carbonio:

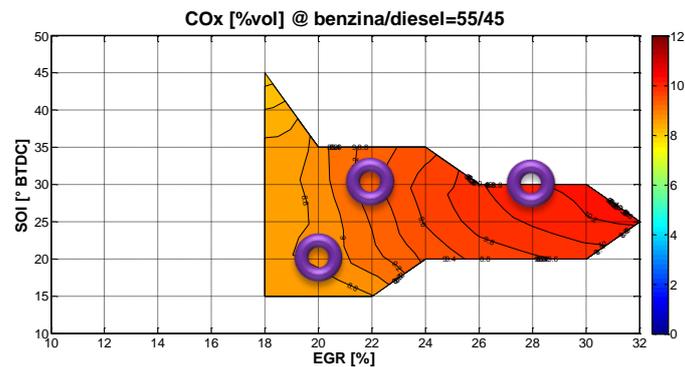


Figura 99 – Ossidi di carbonio con rapporto benzina/diesel=55/45

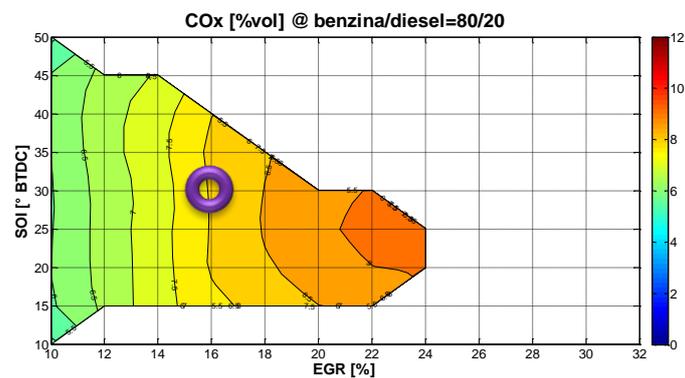


Figura 100- Ossidi di carbonio con rapporto benzina/diesel=80/20

Sia il trend degli HC che quello dei CO sono direttamente proporzionali all'apertura della valvola EGR, contrariamente a quanto accade per gli NO_x, come visto ampiamente nei capitoli precedenti.

Risultati sperimentali

Quindi è bene non scendere esageratamente di EGR per non incrementare in modo eccessivo gli ossidi di azoto, ma neanche salire troppo per provocare una forte produzione di HC e CO.

Pertanto, le coordinate dei punti di ottimo risultano essere, per il caso rispettivamente con rapporto 55/45 e 80/20:

EGR=22%; SOI=30°

EGR=16%; SOI=30°

Nelle figure seguenti sono invece rappresentate le temperature a monte della turbina e allo scarico:

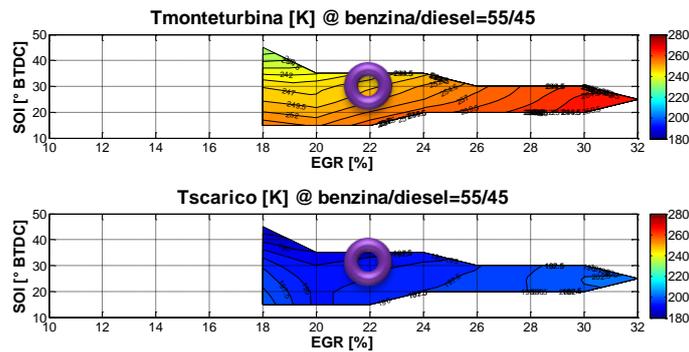


Figura 101 - Temperatura a monte e a valle della turbina con rapporto benzina/diesel=55/45

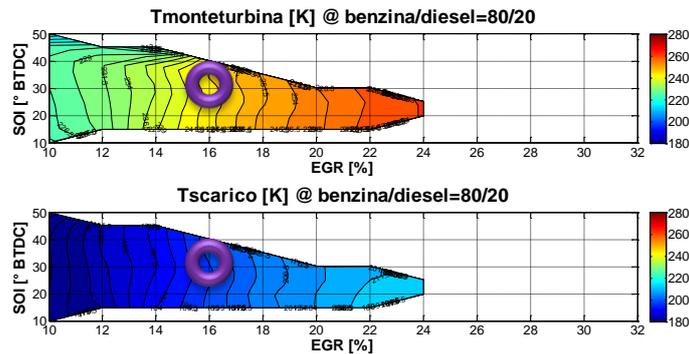


Figura 102 - Temperatura a monte e a valle della turbina con rapporto benzina/diesel=80/20

Come ultima analisi, ma solo a scopo informativo, in quanto non considerata come grandezza di importanza primaria, viene mostrato il gradiente di pressione che, come detto nei capitoli precedenti, è ben correlato all'indice di rumore.

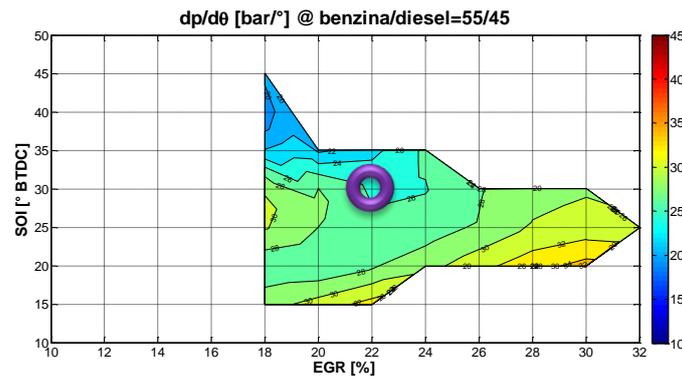


Figura 103 – Gradiente di pressione con rapporto benzina/diesel=55/45

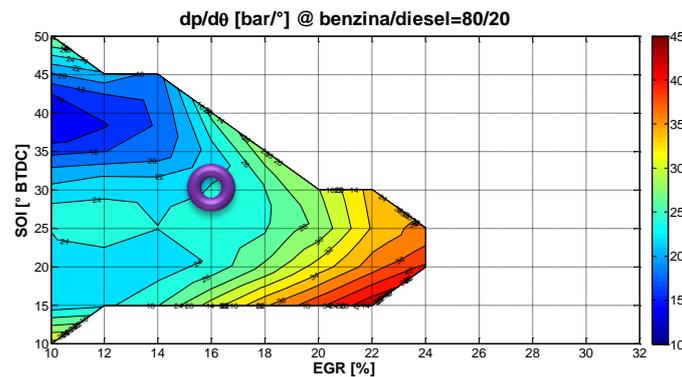


Figura 104 - Gradiente di pressione con rapporto benzina/diesel=80/20

Per entrambe le coordinate ricavate, si ha un massimo gradiente di pressione pari a 25 bar/°, che indica una combustione abbastanza graduale, non troppo violenta (se confrontata con il riferimento, che vale 35 bar/°).

Inoltre, tale parametro cresce all'aumentare dell'apertura della valvola di ricircolo dei gas esausti; mentre, a parità di EGR, la combustione risulta più rumorosa con una quantità di benzina introdotta maggiore.

In definitiva, nella tabella che segue sono riportati, in termini numerici e non più qualitativi, i valori assunti dalle principali grandezze di interesse, nei due casi presi in considerazione in questo capitolo, confrontati con quello a rapporto benzina/diesel pari a 70/30 e con il riferimento, ordinati in base alla percentuale di diesel introdotto.

	Riferimento	RCCI @ 80/20	RCCI @ 70/30	RCCI @ 55/45
SOI [° BTDC]	3.8	30	40	30
EGR [%]	10	16	20	22
BSFC [Kg/h]	309.73	287.27	286.85	293.76
NOx [ppm]	134.28	62.38	26.57	53.79
FSN [-]	0.39	0.02	0.00	0.01
HC [ppm]	35.85	651.00	400.70	517.81
CO [% vol]	5.92	8.04	8.35	9.14
Cov(IMEP) [-]	0.86	0.36	1.86	0.55

Tabella 5 - Confronto tra riferimento e dual-fuel con diversi rapporti benzina/diesel

Lo studio sugli effetti della variazione della reattività di miscela è così conclusa: si è valutato cosa è accaduto ad ogni singolo parametro significativo, come le emissioni e il consumo specifico, e si sono trovati i punti di ottimo di ciascuna condizione operativa investigata, raggiungendo un buon compromesso sostanzialmente tra la diminuzione di FSN ed NOX, e l'aumento di HC e CO, al crescere della percentuale di benzina introdotta.

Nel prossimo capitolo verranno presentati i risultati dell'algoritmo di stima dell'MFB50 applicato a tutti i casi finora esaminati.

4.3 Risultati della stima dell'MFB50

Nel presente capitolo sono mostrati i risultati sperimentali dell'algoritmo di stima dell'MFB50 descritto nel capitolo 3.2.

Per realizzare un controllo ad anello chiuso, dove l'MFB50 viene stimato a partire dalle fluttuazioni della velocità di rotazione, e retroazionato per applicare eventuali correzioni automatiche da centralina, è necessario che l'errore medio, calcolato come differenza tra il baricentro della combustione stimato dall'algoritmo e quello misurato da OBI, non sia troppo elevato. In particolare, nella maggior parte dei punti di funzionamento, deve essere soddisfatta la specifica:

$$\text{mean}(|MFB50_{est} - MFB50_{OBI}|) < 1^\circ$$

Si è scelto di adottare l'errore medio in valore assoluto per questioni di praticità: anziché ritenerlo compreso tra -1° e $+1^\circ$, lo si considera tra 0° e 1° .

Le condizioni operative alle quali è stato applicato l'algoritmo sono tutte quelle esaminate finora, ovvero:

- Benzina/diesel=55/45; Prail=600 bar
- Benzina/diesel=70/30; Prail=450 bar
- Benzina/diesel=70/30; Prail=600 bar
- Benzina/diesel=70/30; Prail=800 bar
- Benzina/diesel=80/20; Prail=600 bar

In ogni condizione operativa, la prima mappa raffigura l'MFB50 calcolato da OBI, ovvero con il metodo tradizionale a partire dalle curve di pressione (vedere capitolo 3.1); la seconda mostra la stima effettuata con l'algoritmo implementato in Matlab; la terza indica l'errore medio assoluto.

Rapporto benzina/diesel=55/45; Prail=600 bar

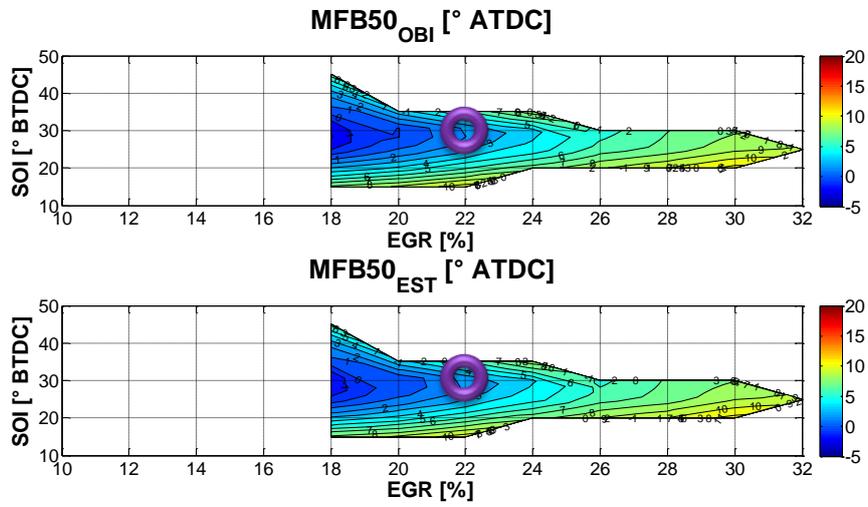


Figura 105 - MFB50 misurato e stimato @ 55/45 & Prail=600 bar

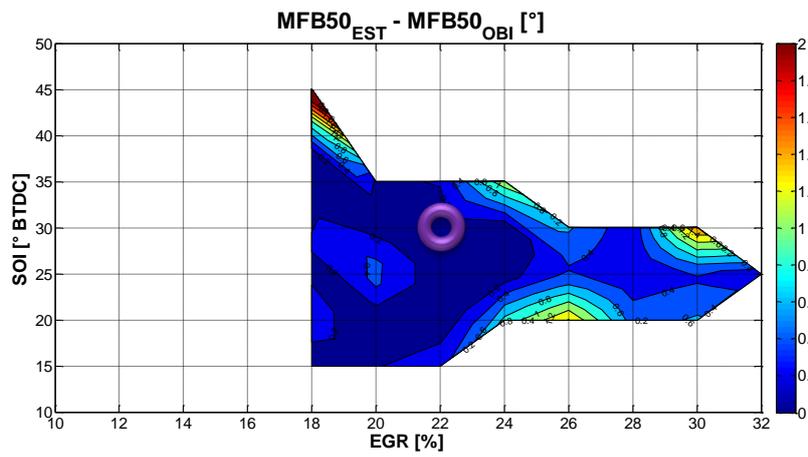


Figura 106 - Errore medio assoluto tra MFB50 stimato e calcolato @ 55/45 & Prail=600 bar

Rapporto benzina/diesel=70/30; Prail=450 bar

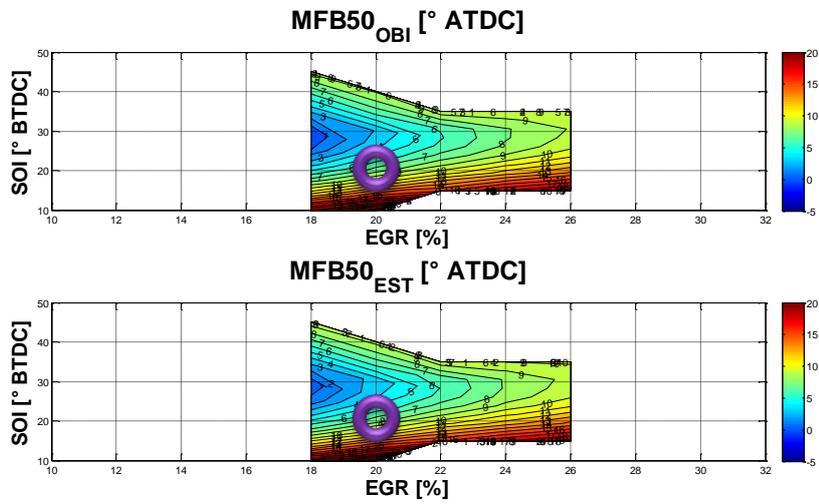


Figura 107 - MFB50 misurato e stimato @ 70/30 & Prail=450 bar

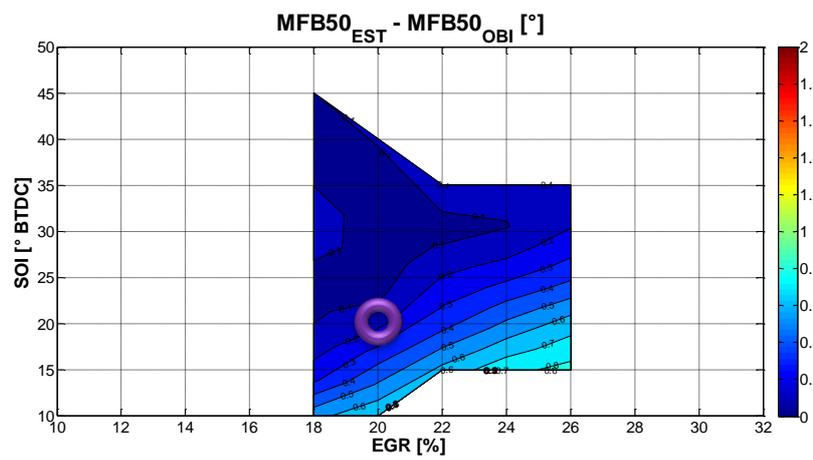


Figura 108 - Errore medio assoluto tra MFB50 stimato e calcolato @ 70/30 & Prail=450 bar

Rapporto benzina/diesel=70/30; Prail=600 bar

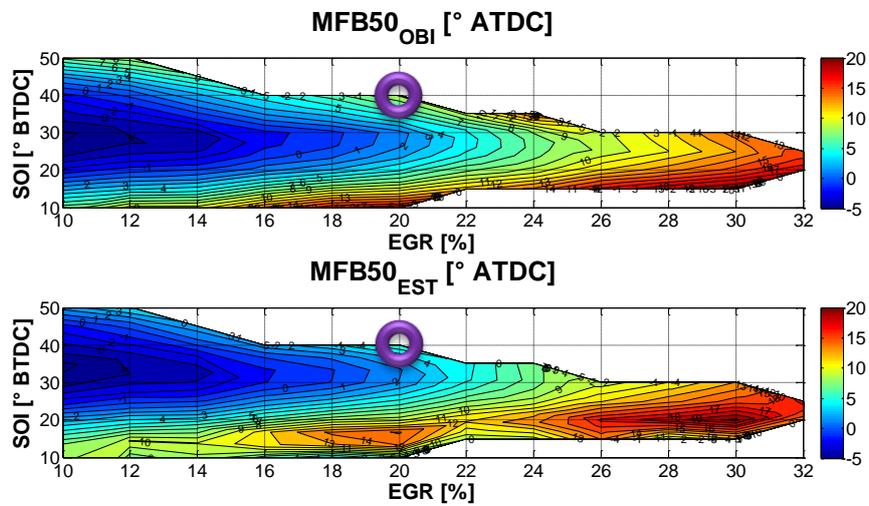


Figura 109 - MFB50 misurato e stimato @ 70/30 & Prail=600 bar

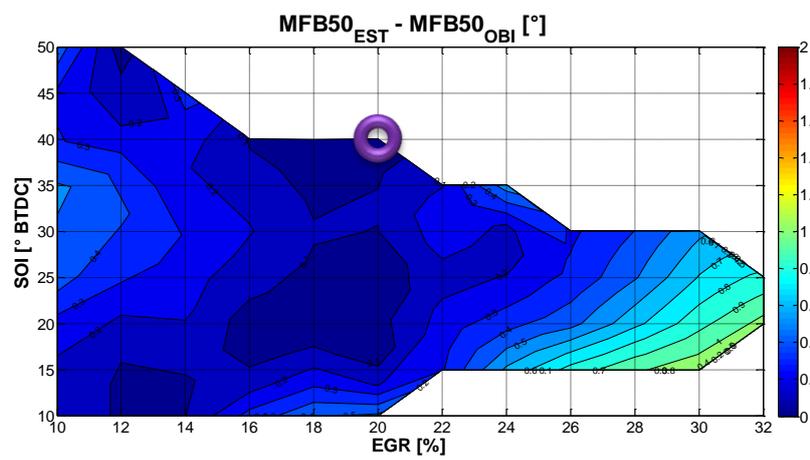


Figura 110 - Errore medio assoluto tra MFB50 stimato e calcolato @ 70/30 & Prail=600 bar

Rapporto benzina/diesel=70/30; Prail=800 bar

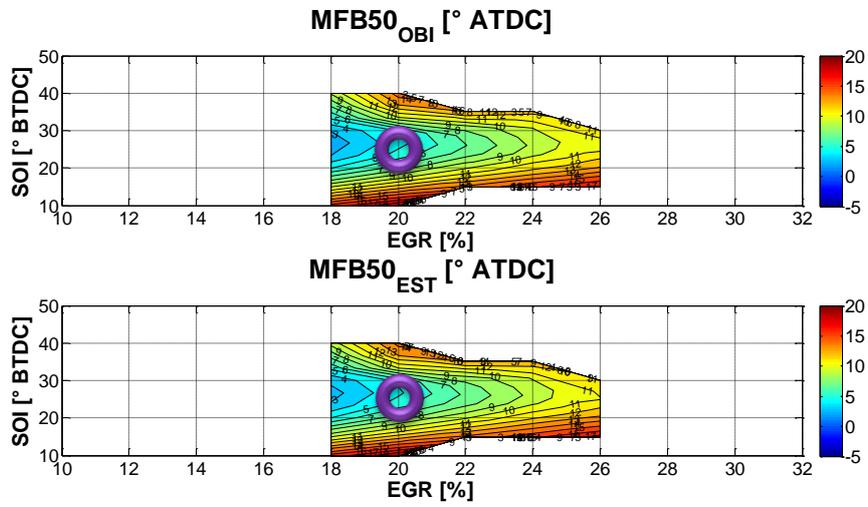


Figura 111 - MFB50 misurato e stimato @ 70/30 & Prail=800 bar

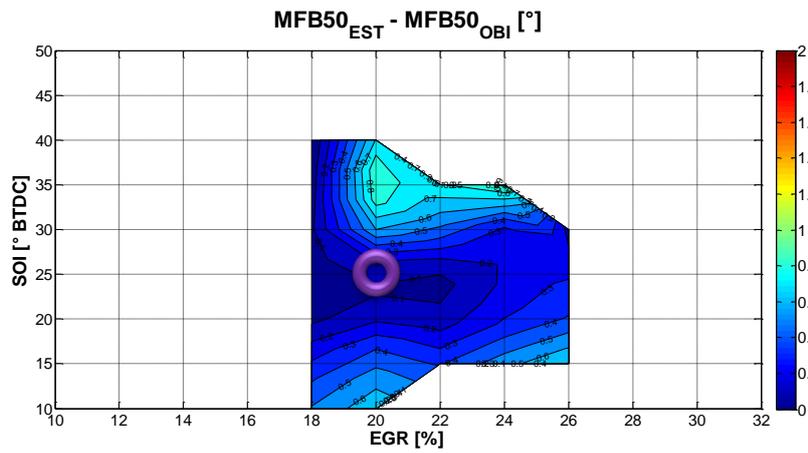


Figura 112 - Errore medio assoluto tra MFB50 stimato e calcolato @ 70/30 & Prail=800 bar

Rapporto benzina/diesel=80/20; Prail=600 bar

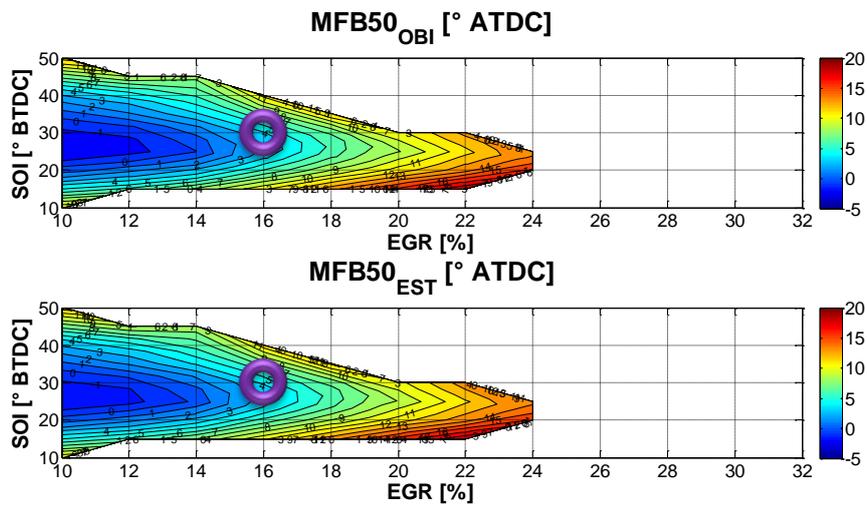


Figura 113 - MFB50 misurato e stimato @ 80/20 & Prail=600 bar

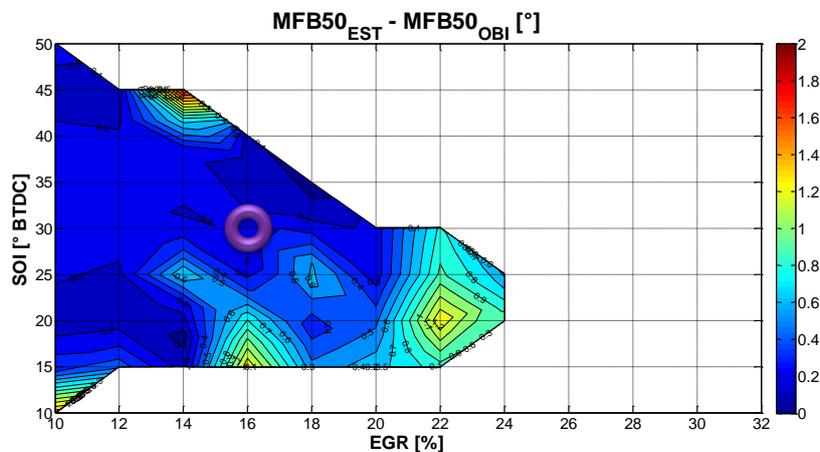


Figura 114 - Errore medio assoluto tra MFB50 stimato e calcolato @ 80/20 & Prail=600 bar

Nella seguente tabella riassuntiva sono elencati alcuni parametri indicanti la bontà dell'algoritmo nei punti di ottimo. Essi riguardano l'analisi statistica degli errori delle grandezze stimate rispetto a quelle misurate, e sono:

- MFB Mean Error: valore della terza mappa di ogni condizione operativa nel punto di ottimo, cioè è l'errore medio in valore assoluto tra l'MFB50 misurato e l'MFB50 stimato dalla coppia firing
- RMS Torque: scarto quadratico medio tra la quarta armonica di coppia firing misurata e la quarta armonica di coppia firing stimata
- RMS MFB50: scarto quadratico medio tra l'MFB50 misurato e l'MFB50 stimato dalla coppia firing

	Caso 55/45 Prail=600bar	Caso 70/30 Prail=450bar	Caso 70/30 Prail=600bar	Caso 70/30 Prail=800bar	Caso 80/20 Prail=600bar
MFB Mean Error [°]	0.25	0.17	0.11	0.60	0.23
RMS MFB50 [°]	0.47734	0.45228	1.1153	0.34116	0.55138
RMS Torque [Nm]	3.4513	3.3177	2.6688	1.8038	1.9788

Tabella 6 - Parametri statistici degli errori delle grandezze stimate rispetto a quelle misurate

Da ogni gruppo di figure si nota che l'applicazione dell'algoritmo è valida anche per il funzionamento in dual-fuel, in quanto era stato sviluppato inizialmente per combustioni diesel tradizionali. Anche in questo caso infatti, indipendentemente dal variare del rapporto benzina/diesel, la stima risulta nel complesso molto buona, in quasi tutte le zone esaminate, con un errore medio che è inferiore a 1°, come richiesto da specifica. In corrispondenza delle curve limite invece la stima si discosta dalla misura di una quantità maggiore, fino ad arrivare in alcuni punti anche a 2° di differenza. In questi ultimi, infatti, si verificano spesso dei misfire, e quindi le fluttuazioni di velocità non sono così regolari e definite come nelle zone in cui la covarianza della pressione media indicata è minore. Così l'algoritmo fatica a determinare il valore delle armoniche di velocità, dato che essa può cambiare notevolmente da ciclo a ciclo, e di conseguenza ne risente anche la stima della coppia, indicata e firing di conseguenza, e quindi dell'MFB50.

Il fatto che è più interessante notare, è che in tutti i punti di ottimo ricavati per ciascuna condizione operativa, l'errore medio in valore assoluto è nettamente inferiore al grado richiesto, attestandosi nella maggior parte dei casi sui 0.2° circa, tranne in quello a rapporto benzina/diesel=70/30 e pressione di iniezione pari a 800 bar, in cui si è vicini alla curva limite superiore del grafico EGR-SOI, e pertanto la combustione risulta più irregolare rispetto alle zone centrali.

Così, avendo valutato anche l'applicabilità dell'algoritmo di stima dell'MFB50 alle combustioni di tipo RCCI, il quale soddisfa la specifica sull'errore medio nella stragrande maggioranza dei casi, arrivando addirittura a scostarsi di solo 1-2 decimi di grado nei punti di ottimo, la trattazione sul sistema dual-fuel è conclusa.

Nel capitolo successivo verranno pertanto espone le conclusioni e i possibili sviluppi futuri.

5. Conclusioni e sviluppi futuri

Col presente lavoro è stato realizzato un sistema dual-fuel su un motore con architettura ad accensione spontanea, basato su combustioni con controllo della reattività della miscela per mezzo della variazione della percentuale di due diversi carburanti, nel caso in esame diesel e benzina.

Si è progettato il sistema di iniezione PFI, e si è descritto il software e l'hardware adottato per il comando delle attuazioni e per il controllo del motore.

E' stato esposto l'algoritmo di stima dell'MFB50, il quale è in grado di stimare la posizione del baricentro della combustione partendo dalla sola misura della velocità di rotazione dell'albero a gomiti, e quindi dal solo sensore di ruota fonica.

Poi sono state fatte numerose prove sperimentali, effettuando delle grandi acquisizioni di dati, e si sono generate delle mappe EGR-SOI.

Degli innumerevoli parametri salvati, si sono presi in considerazione solamente quelli di primaria importanza ai fini dell'utente finale e delle norme europee anti-inquinamento. In particolare, si sono osservati gli andamenti del consumo specifico, del particolato, degli ossidi di azoto, degli idrocarburi incombusti e degli ossidi di carbonio, con l'aggiunta del gradiente di pressione in quanto correlato all'indice di rumore.

Si sono fatte innanzitutto delle comparazioni tra la combustione RCCI e quella diesel tradizionale, vedendo come la prima sia molto più graduale della seconda. Si sono valutati quindi gli effetti dell'introduzione della benzina sul rilascio di calore e sulla pressione, sulle prestazioni e sulle emissioni. Si è poi cambiata la pressione d'iniezione e il rapporto tra i due carburanti, osservando gli effetti prodotti sulle stesse grandezze.

Per ciascuna categoria di prove si sono fatte le opportune valutazioni, si è determinato il punto di ottimo, cercando il miglior compromesso tra la quasi stazionarietà del consumo specifico (rispetto al single-fuel), le diminuzioni di FSN e NOx, e gli aumenti di HC e CO.

Si è applicato l'algoritmo di stima dell'MFB50, e se ne sono osservati i limiti, in base alle specifiche richieste. In particolare, si è osservato un errore medio in valore assoluto nei punti di ottimo pari a qualche decimo di grado. Questo

permette di realizzare un controllo ad anello chiuso, dove l'MFB50 viene stimato e retroazionato, per applicare eventuali correzioni automatiche da centralina.

Ulteriori sviluppi sono:

- Estendere il range di funzionamento in dual-fuel, effettuando delle acquisizioni nei punti che non si è riusciti ad indagare, in modo da non avere solo un trend delle grandezze, ma dei valori reali in un campo operativo maggiore;
- Eseguire delle prove a diverso carico e rapporto benzina/diesel, in modo da associare a ciascun valore del primo il corrispettivo del secondo;
- Abilitare l'iniezione pre, trovandone il SOI o il dual-time ottimale (distanza tra il SOI pre ed il SOI main), tentando di diminuire il rumore prodotto dal motore, tenendo conto anche della ripartizione della quantità di combustibile introdotta nelle due iniezioni;
- Sempre riguardo al rumore, applicare le strategie di riduzione dello stesso, facendo un merge tra il progetto dual-fuel e il combustion-noise;
- Inserire l'algoritmo di stima dell'MFB50 scritto in Simulink, in ambiente Veristand, con il quale è possibile controllare contemporaneamente il motore con Labview, e avere una stima real-time del baricentro della combustione.

6. Bibliografia

- [1]. Fabrizio Ponti, Vittorio Ravaglioli, Davide Moro, Gabriele Serra, *Combustion control using a Model-based MFB50 estimation methodology*, Technical Paper
- [2]. Fabrizio Ponti, Vittorio Ravaglioli, Gabriele Serra, *Optimal Combustion Positioning Methodology Based On MFB50 On-Board Estimation*, ASME ICE 2010 Fall Technical Conference
- [3]. Fabrizio Ponti, *Indicated Torque Estimation Using a Torsional Behavior Model of the Engine*, SAE Technical Paper, 2005-01-3761
- [4]. Fabrizio Ponti, Vittorio Ravaglioli, Davide Moro, Gabriele Serra, *MFB50 on-board estimation methodology for combustion control*, Control Engineering Practice 21 (2013), 1821–1829
- [5]. Fabrizio Ponti, Vittorio Ravaglioli, Davide Moro, Gabriele Serra, *Common Rail Multi-Jet Diesel Engine Combustion Development Investigation for MFB50 On-board Estimation*, SAE Technical Paper, 2010-01-2211
- [6]. Fabrizio Ponti, Vittorio Ravaglioli, Federico Stola, *Torsional Analysis of Different Powertrain Configurations for Torque and Combustion Phase Evaluation*, SAE Technical Paper, 2011-01-1544, doi:10.4271/2011-01-1544
- [7]. Fabrizio Ponti, Vittorio Ravaglioli, Federico Stola, Gabriele Serra, *Instantaneous Engine Speed Measurement and Processing for MFB50 Evaluation*, SAE Technical Paper, 2009-01-2747
- [8]. Vittorio Ravaglioli, *Sviluppo di Metodologie per la Stima in Tempo Reale delle Grandezze Indicate in Motori a Combustione Interna*, Tesi di dottorato, anno 2012
- [9]. Zarco Bianchi, *Progettazione ed implementazione di un sistema di iniezione PFI in un collettore d'aspirazione per motori diesel*, Relazione di tirocinio, settembre 2014
- [10]. Giancarlo Ferrari, *Motori a Combustione Interna*, Editore Il Capitello, 4 maggio 2005
- [11]. Derek Splitter, Reed Hanson, Sage Kokjohn and Rolf Reitz, *Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Heavy-Duty Engine Operation at Mid-and High-Loads with Conventional and Alternative Fuels*, SAE Technical Paper, 2011-01-0363, doi:10.4271/2011-01-0363

- [12]. Kyle Pohlkamp and Rolf Reitz, *Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Single-Cylinder Air-Cooled HSDI Diesel Engine*, SAE Technical Paper, 2012-32-0074, doi:10.4271/2012-32-0074
- [13]. Scott Curran, Vitaly Prikhodko, Kukwon Cho, Charles Sluder, James Parks and Robert Wagner, Sage Kokjohn and Rolf Reitz, *In-Cylinder Fuel Blending of Gasoline/Diesel for Improved Efficiency and Lowest Possible Emissions on a Multi-Cylinder Light-Duty Diesel Engine*, SAE Technical Paper, 2010-01-2206
- [14]. Scott Curran, Reed Hanson and Robert Wagner, Rolf Reitz, *Efficiency and Emissions Mapping of RCCI in a Light-Duty Diesel Engine*, SAE Technical Paper, 2013-01-0289, doi:10.4271/2013-01-0289
- [15]. Sage Kokjohn, Reed Hanson, Derek Splitter, John Kaddatz and Rolf Reitz, *Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines*, SAE Technical Paper, 2011-01-0357, doi:10.4271/2011-01-0357
- [16]. C.A.J. Leermakers, B. Van den Berge, C.C.M. Luijten, L.M.T. Somers and L.P.H. de Goey, B.A. Albrecht, *Gasoline-Diesel Dual Fuel: Effect of Injection Timing and Fuel Balance*, SAE Technical Paper, 2011-01-2437, doi:10.4271/2011-01-2437
- [17]. Jiafeng Sun, Joshua A. Bittle and Timothy J. Jacobs, *Influencing Parameters of Brake Fuel Conversion Efficiency with Diesel / Gasoline Operation in a Medium-Duty Diesel Engine*, SAE Technical Paper, 2013-01-0273, doi:10.4271/2013-01-0273
- [18]. Dae Choi, Hyunsung Jung and Yohan Chi, Shinhyuk Joo, *Diesel/Gasoline Dual Fuel Powered Combustion System based on Diesel Compression Ignition Triggered Ignition Control*, SAE Technical Paper, 2013-01-1718, doi:10.4271/2013-01-1718