

**Alma Mater Studiorum – Università degli studi di Bologna**

SCUOLA DI DOTTORATO IN  
SCIENZE E INGEGNERIA DELL'INFORMAZIONE

DOTTORATO DI RICERCA IN

**Ingegneria delle Macchine e dei Sistemi Energetici**

XXII Ciclo

Area 09 – Ingegneria industriale e dell'informazione,  
SSD ING–IND/08 Macchine a fluido

**Sviluppo di algoritmi di RCP per la stima della  
coppia indicata erogata da un motore a  
combustione interna.**

**Ing. Matteo Rinaldi**

Coordinatore Dottorato

**Prof. Ing. Davide Moro**

Relatore

**Prof. Ing. Davide Moro**

Esame finale anno 2010



*... a Chiara, mia stella polare ...*



*Non cercare di diventare un uomo di successo,  
ma piuttosto un uomo di valore.*

*Albert Einstein*



# **INDICE**

|   |            |
|---|------------|
| <b>INTRODUZIONE</b>   | <b>9</b>   |
| <b>1 MISURA DELLA VELOCITÀ Istantanea DEL MOTORE</b>  | <b>13</b>  |
| <b>2 ALGORITMO DI STIMA COPPIA BASATO SULLA MISURA DELLA VELOCITÀ Istantanea DEL MOTORE</b> | <b>19</b>  |
| 2.1 Studio del modello teorico  | 19         |
| 2.2 Identificazione della funzione risposta in frequenza                                    | 23         |
| 2.2.1 Vettura con volano a singola massa  | 27         |
| 2.2.2 Vettura con volano a doppia massa   | 37         |
| 2.3 Determinazione della relazione CP0 - CP4  | 50         |
| 2.4 Presentazione dei risultati   | 58         |
| 2.5 Conclusioni.  | 60         |
| <b>3 CALCOLO DELLE GRANDEZZE INDICATING IN RT</b>   | <b>63</b>  |
| 3.1 I requisiti del sistema   | 63         |
| 3.2 Hardware e software   | 65         |
| 3.3 Struttura dell'algoritmo di calcolo   | 71         |
| 3.4 Compiti affidati alla scheda FPGA   | 73         |
| 3.4.1 Il loop di aggiornamento delle variabili  | 74         |
| 3.4.2 Monitoraggio della posizione angolare   | 75         |
| 3.4.3 L'acquisizione dei segnali di pressione   | 77         |
| 3.4.4 Calcolo delle grandezze indicating  | 79         |
| 3.4.5 Comunicazione con il RT VI  | 101        |
| 3.5 L'algoritmo RT  | 102        |
| 3.6 L'interfaccia Host  | 105        |
| <b>4 VALIDAZIONE DELL'ALGORITMO</b>   | <b>111</b> |
| 4.1 Robustezza al variare del regime di rotazione   | 112        |

|  |            |
|--|------------|
| <b>5 CONCLUSIONI</b>                                     | <b>119</b> |
| <b>5.1 Confronto tra i due metodi</b>                    | <b>119</b> |
| <b>5.2 Considerazioni sull'analisi della combustione</b> | <b>120</b> |
| <b>Bibliografia</b>                                      | <b>125</b> |



## **INTRODUZIONE**

Il controllo della combustione è uno dei fattori chiave per ottenere le migliori prestazioni motoristiche abbinate alle più basse emissioni inquinanti, sia per motori diesel che benzina, sia in previsione degli HCCI. Un algoritmo in grado di stimare, per esempio, la coppia media indicata cilindro per cilindro potrebbe essere facilmente utilizzato, all'interno delle strategie di controllo, per effettuare il bilanciamento dei cilindri stessi, oppure per controllare la dispersione ciclica della combustione, nonché per effettuare la diagnosi di avvenuto misfire. Uno strumento in grado di stimare la posizione angolare in cui è stato bruciato il cinquanta per cento della massa di combustibile iniettata (MFB50), piuttosto che il calore rilasciato totale o il picco della potenza termica generata, può essere impiegato per ottimizzare l'anticipo di accensione (motori ad accensione comandata) o il pattern di iniezioni (motori ad accensione per compressione), oppure per valutare il grado di detonazione e la fase della combustione.

I moderni sistemi di gestione motore sono basati sul controllo della coppia erogata dal propulsore e necessitano di un sensore (virtuale o reale) per confrontare il valore misurato con quello obiettivo. Esistono diverse tipologie di algoritmi che consentono di ottenere questo feedback. Tuttora vengono interpolate mappe implementate in centralina, che, in funzione di alcuni parametri di funzionamento, quali per esempio carico e regime per un motore a benzina, forniscono una indicazione piuttosto approssimativa della coppia erogata. Tale sistema si verifica alquanto inaffidabile a lungo termine per la deriva caratteristica dei sensori e per il cambiamento prestazionale del motore.

Altri sistemi di stima di coppia si basano sulla misura di grandezze motoristiche provenienti da sensori applicati appositamente sul propulsore, quali accelerometri, sensori di pressione in camera di combustione, bobine a correnti di ionizzazione. Tuttavia, all'oggi solo il calcolo della coppia effettuata dalla misura della pressione in camera di combustione fornisce buoni risultati: l'aspetto negativo è legato al costo aggiuntivo di un sensore per ogni cilindro e dalla sua affidabilità limitata nel tempo. Altri algoritmi tentano di calcolare il valor medio della coppia indicata dalla misura della velocità del motore, basando la valutazione su correlazioni statistiche o stocastiche con vari parametri motoristici. Essi richiedono numerosi test e, in alcuni casi, forniscono risultati soddisfacenti solo in condizioni di funzionamento stazionario. Altri studi invece hanno riguardato lo sviluppo di procedure basate su osservatori di stato lineari, non lineari e filtri di Kalman che richiedono in ingresso molti parametri motoristici. Un'altra metodologia, chiamata Support Vector Machine, è costituita da un metodo di osservazione autoapprendente impiegato per le classificazioni e regressioni lineari.

Infine esistono algoritmi che tentano di stimare il valor medio della coppia indicata dall'analisi della fluttuazione della velocità istantanea dell'albero motore, misurata direttamente dal sensore di ruota fonica presente sulla vettura di primo equipaggiamento. Infatti, le fluttuazioni della velocità sono strettamente legate al valore di coppia erogata, come è possibile vedere in figura 1, dove vengono riportate sul ciclo motore gli andamenti delle due grandezze considerate, a stesso regime di rotazione ma a differenti carichi, relativi ad un propulsore 4 cilindri in linea diesel common rail.

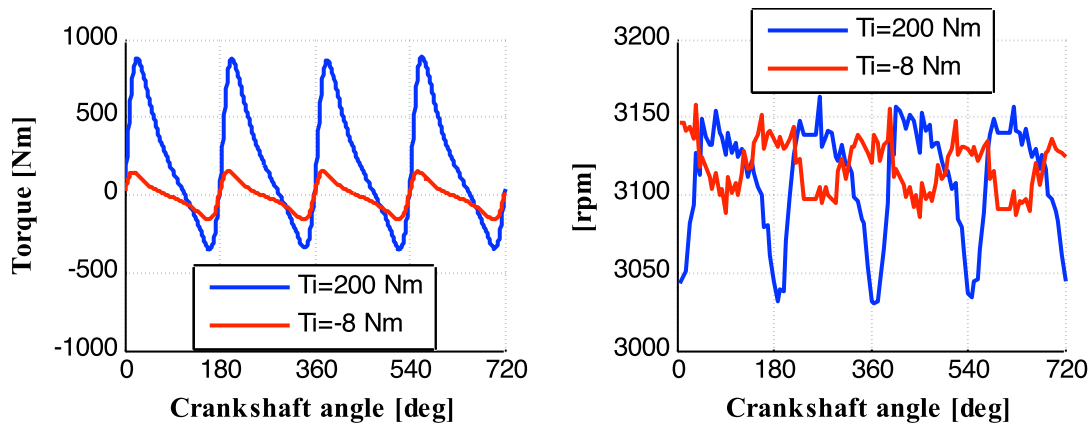


Figura 1. Andamento della coppia e della velocità di rotazione del motore per due cicli a stesso regime (3100 rpm) ma a differenti carichi.

Nell'attività di dottorato è stato messo a punto un algoritmo di stima della coppia media indicata sul ciclo e del cinquanta per cento della massa di combustibile bruciata (MFB50) basato sull'analisi delle fluttuazioni della velocità istantanea dell'albero motore. Si è dimostrato, per via analitica, l'esistenza di una funzione risposta in frequenza ( $F(j\omega)$ ) rappresentativa del modello torsionale motore-driveline, che lega tra loro le componenti armoniche della velocità di rotazione del motore e le fluttuazioni della coppia indicata. A seguito dei risultati raggiunti, è stato sviluppato un secondo algoritmo di stima coppia basato sull'analisi del segnale di pressione in camera di combustione: tale algoritmo può essere impiegato, con costi aggiuntivi, in luogo del precedente, o, limitandosi al monitoraggio di uno solo dei cilindri, può coadiuvare il precedente per l'implementazione di strategia adattative nel tempo.



# 1 MISURA DELLA VELOCITÀ ISTANTANEA DEL MOTORE

La misura della velocità viene effettuata misurando il tempo impiegato per percorrere uno spazio angolare pari a quello compreso tra due denti successivi della ruota fonica, che nel caso in esame è di sei gradi (fonica a sessanta denti meno due). Il sensore a riluttanza variabile fornisce in uscita un segnale sinusoidale su cui viene operato uno zero-crossing. Successivamente, per ricavare l'ampiezza dell'armonica di interesse, è necessario calcolare lo spettro del segnale. Fissato con  $n$  il numero dei denti della ruota fonica, con ORD l'ordine dell'ampiezza di interesse, si può definire il numero campioni di velocità che sono analizzati all'interno del periodo di una oscillazione motore:

$$Z = \frac{n}{ORD} \quad (1)$$

che, per il teorema di Nyquist, deve essere maggiore di 2. Indicando con  $\hat{\omega}_c$  il campione acquisito (con  $c=0,1,\dots,Z-1$ ), l'ampiezza della oscillazione di interesse può essere rappresentata, per l'ordine considerato, con i coefficienti di Fourier:

$$a_{ORD} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{c=0}^{Z-1} \left[ \omega_c \cdot \sin\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right]$$

$$b_{ORD} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{c=0}^{Z-1} \left[ \omega_c \cdot \cos\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right]$$

$$\omega_{ORD} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{a_{ORD}^2 + b_{ORD}^2} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left( \sum_{c=0}^{Z-1} \left[ \omega_c \cdot \sin\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right] \right)^2 + \left( \sum_{c=0}^{Z-1} \left[ \omega_c \cdot \cos\left(\frac{2\pi c}{Z}\right) \right] \right)^2} \quad (2)$$

Tuttavia, l'oscillazione così calcolata è solo una stima della reale  $\Omega_{ORD}$ , in quanto il rilevamento della velocità del motore dai denti della ruota fonica non può fornirne una descrizione completa, ma riporta solo un valor medio che è inferiore rispetto a quello reale.

Volendo rilevare l'ampiezza di un'oscillazione di ordine ORD e ampiezza  $\omega_{ORD}$  in un punto motore a velocità di rotazione media  $\omega_{mean}$  con una ruota ad  $n$  denti, si assiste ad una riduzione dell'ampiezza rilevata rispetto a quella reale.

La velocità di rotazione reale può essere espressa come:

$$\omega = \omega_{mean} + \omega_{ORD} \cdot \cos(\theta - \phi) \quad (3)$$

Il calcolo del tempo dente effettuato nell'intorno dell'angolo  $\phi$  fornisce il seguente risultato:

$$\Delta t = \int_{\phi - \Delta\theta/2}^{\phi + \Delta\theta/2} \frac{d\theta}{\omega_{mean} + \omega_{ORD} \cdot \cos(\theta - \phi)} \quad (4)$$

La velocità che può essere calcolata dal tempo dente determinato vale:

$$\hat{\omega} = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (5)$$

La stima dell'ampiezza pertanto può essere determinata calcolando:

$$\hat{\omega}_{ORD} = \hat{\omega} - \omega_{mean} \quad (6)$$

Il fattore di riduzione dell'ampiezza rilevata rispetto all'ampiezza di oscillazione reale del segnale risulta pari a:

$$k = \frac{\hat{\omega}_{ORD}}{\omega_{ORD}} = \frac{\frac{ORD \cdot \pi \cdot \sqrt{\omega_{mean}^2 - \omega_{ORD}^2}}{2 \cdot n \cdot \arctan\left(\frac{\omega_{mean} - \omega_{ORD}}{\sqrt{\omega_{mean}^2 - \omega_{ORD}^2}} \cdot \tan\left(\frac{ORD \cdot \pi}{2 \cdot n}\right)\right)} - \omega_{mean}}{\omega_{ORD}} = k(ORD, n, \omega_{mean}, \omega_{ORD}) \quad (7)$$

Fissata la ruota fonica, e quindi il suo numero di denti, per determinare l'ampiezza della oscillazione è necessario:

- Misurare  $\omega_{ORD}$  dalle rilevazioni effettuate con la ruota dentata (2)
- Valutare il coefficiente di riduzione  $k(ORD, n, \omega_{mean}, \omega_{ORD})$  secondo la (7)

E' ora possibile calcolare l'ampiezza reale della oscillazione tramite la relazione:

$$\omega_{ORD} = \frac{\hat{\omega}_{ORD}}{k} \quad (8)$$

Se il valore  $k$  risultasse poco sensibile alle variazioni di  $\omega_{ORD}$  e  $\omega_{mean}$ , non sarebbe necessario un processo iterativo per la sua valutazione.

Le figure 2 mostrano il valore del coefficiente di riduzione per l'ordine 2,  $n=8$ ,  $\omega_{mean}$  compreso tra 500 a 6000 rpm e  $\omega_{ORD}$  tra 50 a 400 rpm.

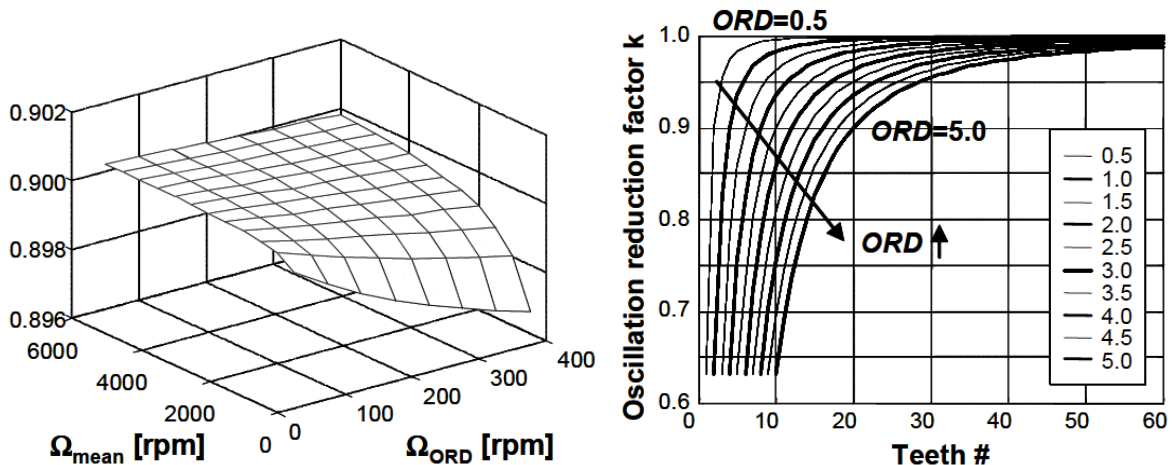


Figura 2. Andamento del fattore  $k$  in funzione della velocità media  $\omega_{mean}$ , della sua ampiezza  $\omega_{ORD}$  e del numero di denti  $n$ .

Nel caso considerato, è possibile considerare  $k=0.9$  costante, introducendo un errore massimo dello 0.4%.

Il valore di  $k$  può essere perciò considerato indipendente da  $\omega_{mean}$  e da  $\omega_{ORD}$  per i valori considerati e che sono normalmente quelli di interesse per un motore a combustione interna. Pertanto  $k$  può essere considerato funzione unicamente dell'ordine dell'oscillazione e del numero di denti della ruota utilizzata per la rilevazione della velocità di rotazione.

I diagrammi seguenti riportano proprio la dipendenza di  $k$  dal numero di denti della ruota per diversi ordini motore.



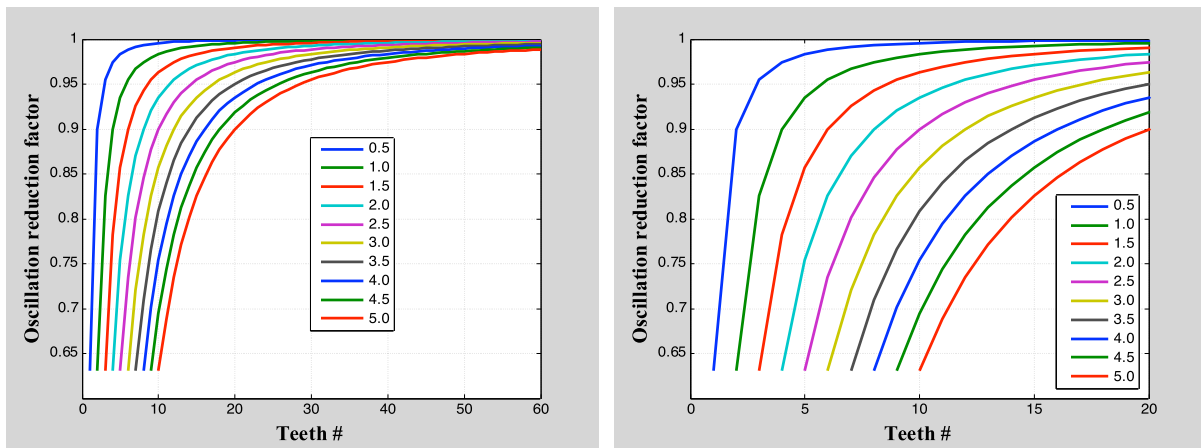


Figura 3. Dipendenza di  $k$  dal numero di denti della ruota fonica per diversi ordini motore.

Per il caso analizzato (ruota fonica a 60-2 denti, velocità massima di 6000 rpm e ordine 2 di interesse), il fattore di riduzione  $k$  risulta molto vicino ad 1, quindi l'errore massimo introdotto sulla misura della velocità risulta piccolo (0.4%). Questa considerazione permette di trascurare il valore  $K$  nella ricostruzione dell'ampiezza della velocità.



## **2 ALGORITMO DI STIMA COPPIA BASATO SULLA MISURA DELLA VELOCITÀ ISTANTANEA DEL MOTORE**

### **2.1 Studio del modello teorico**

Nell'identificare l'esistenza di una relazione tra l'armonica della velocità motore e l'armonica della coppia indicata, inizialmente è stata considerata la configurazione del motore accoppiato ad un freno a correnti parassite. L'idea infatti era di eseguire le valutazioni su un sistema semplice, per poi estendere le conclusioni al sistema motore - driveline, sul quale l'algoritmo dovrebbe operare una volta validato per l'installazione su vettura.

Per lo studio della correlazione tra l'armonica della velocità motore e quella della coppia indicata è stato necessario realizzare un modello torsionale del sistema motore - freno a correnti parassite. In tabella 1 sono riportate le caratteristiche del propulsore ad accensione per compressione in analisi.

|                           |   |
|---------------------------|---|
| Cilindrata                | 1248 cc                                 |
| Architettura              | L4, sovralimentato con turbocompressore |
| Sistema di iniezione      | Diesel multijet                         |
| Alesaggio                 | 69.6                                    |
| Corsa                     | 82                                      |
| Rapporto di compressione  | 17.6                                    |
| Numero di valvole         | 4 per cilindro                          |
| Potenza max               | 66 kW a 4000 rpm                        |
| Coppia max                | 200 Nm a 1750 rpm                       |
| Ordine di combustione     | 1-3-4-2                                 |
| Numero denti ruota fonica | 116                                     |

*Tabella 1. Caratteristiche del propulsore*

In figura 4 è riportato al CAD il layout del sistema.

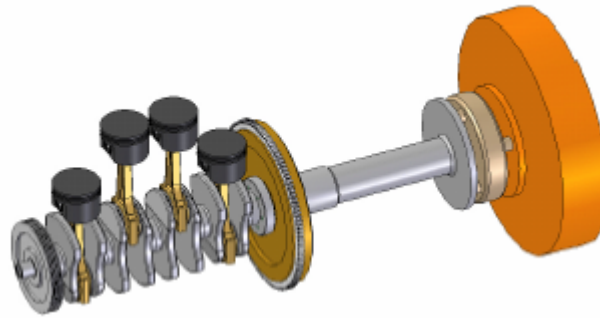


Figura 4. Il layout al CAD del sistema

In figura 5 è stato rappresentato lo schema del modello torsionale, con le inerzie, le rigidità e gli smorzamenti dei vari elementi che caratterizzano il complessivo. Partendo da sinistra si incontra, rispettivamente, la distribuzione, le inerzia equivalenti dei vari cilindri, il volano e l'inerzia del freno.

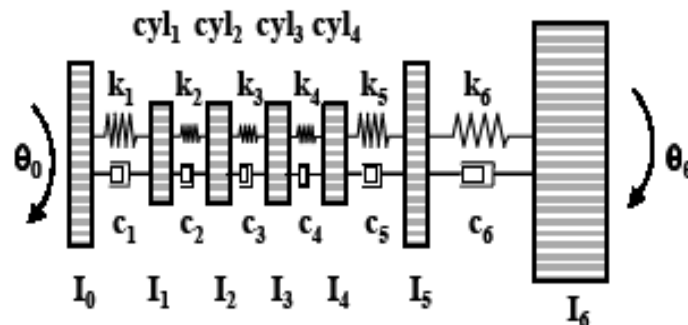


Figura 5. Schema del modello torsionale

Tramite i disegni al CAD, è possibile determinare le inerzie e le rigidità delle varie parti del sistema, con l'eccezione dell'inerzia della distribuzione e del freno, della rigidità del collegamento tra distribuzione e cilindro 1 e quella del collegamento tra il volano e il carico esterno. Sono inoltre del tutto sconosciuti gli smorzamenti. Tutti i parametri non noti sono ricavabili tramite prove sperimentali, in particolare facendo compiere al sistema delle accelerate e decelerate graduali a farfalla costante. Imponendo poi al modello costruito lo stesso comportamento torsionale rilevato sul sistema

reale, è poi possibile identificare tutti i parametri. Il sistema che così si ottiene può essere rappresentato, in forma matriciale, nella seguente espressione:

$$[I] \cdot \{\ddot{\theta}\} + [c] \cdot \{\dot{\theta}\} + [k] \cdot \{\theta\} = \{T\} \quad (9)$$

Con il vettore T si indica la coppia applicata a ciascuna inerzia: nel caso del manovellismo di spinta, la coppia applicata è data dalla differenza tra la coppia indicata e le coppie reciprocating, generate dalle masse in moto alterno del meccanismo stesso (pistone, tenute elastiche, spinotto e un terzo della massa della biella):

$$T = T_{ind,m}(\theta_m) - T_{r,m}(\theta_m) \quad (10)$$

L'inerzia dovuta a tali masse ha una variazione non lineare rispetto alla posizione angolare dell'albero motore e viene considerata dipendente da esso. In questo modo è possibile considerare costante l'inerzia equivalente del complesso albero motore - biella - manovella.

Annullando il termine relativo agli smorzamenti e quello relativo alle coppie applicate, è possibile determinare tutte le frequenze naturali proprie del sistema. Dato che l'ordine di interesse è il secondo e che il motore non supera i 4500 rpm, non interessano tutte le frequenze naturali al di sopra dei 150 Hz (associata all'ordine 2), per cui nell'intervallo rientra solo la prima, che è stata valutata a circa 120 Hz. In questo modo il modello può essere semplificato utilizzando due sole inerzie, una rigidità e un solo smorzamento (fig. 6).

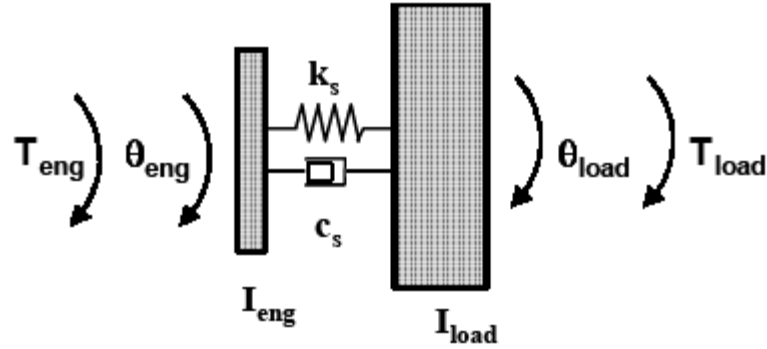


Figura 6. Il modello semplificato

Il sistema da risolvere quindi diventa quindi del tipo:

$$\begin{cases} I_{eng} \ddot{\theta}_{eng} = T_{eng} - k_s (\theta_{eng} - \theta_{load}) - c_s (\dot{\theta}_{eng} - \dot{\theta}_{load}) \\ I_{load} \ddot{\theta}_{load} = T_{load} - k_s (\theta_{load} - \theta_{eng}) - c_s (\dot{\theta}_{load} - \dot{\theta}_{eng}) \end{cases} \quad (11)$$

Passando nel dominio delle frequenze, e sapendo che la frequenza  $\omega = i\Omega/2 = \text{ORD} \cdot \Omega$  (i è il numero della armonica sul ciclo motore), per l'ordine 2 è possibile esprimere l'oscillazione della coppia in funzione dell'oscillazione della velocità motore:

$$T_{e,4}(j\bar{\omega}_4) = j\bar{\omega}_4 \cdot \frac{I_{eng} \cdot I_{load} \cdot \bar{\omega}_4 - (I_{eng} + I_{load}) \cdot (j\bar{\omega}_4 \cdot c_s + k_s)}{I_{load} \cdot \bar{\omega}_4^2 - j \cdot c_s \cdot \bar{\omega}_4 - k_s} \cdot \dot{\theta}_{eng,4}(j\bar{\omega}_4)$$

$$T_{eng,4}(j\bar{\omega}_4) = F(j\bar{\omega}_4) \cdot \dot{\theta}_{eng,4}(j\bar{\omega}_4) \quad (12)$$

dove 4 è l'armonica sul ciclo motore. Per ottenere però il valore della quarta armonica della coppia indicata, occorre sommare l'espressione della stessa componente delle coppie reciprocating. Indicando con  $M_{eq}$  le masse

in moto alterno, con  $r$  il raggio di manovella e con  $f(\theta_{eng})$  la funzione manovellismo di spinta, risulta:

$$T_{rec}(\theta_{eng}) = M_{eq} \cdot f(\theta_{eng}) \cdot \left[ f(\theta_{eng}) \cdot \ddot{\theta}_{eng} + \frac{df}{d\theta_{eng}}(\theta_{eng}) \cdot \dot{\theta}_{eng}^2 \right] \quad (13)$$

La quarta armonica delle coppie reciprocating vale:

$$T_{rec,4} = \frac{M_{eq} \cdot r^2}{2} \cdot \dot{\theta}_{eng}^2 \cdot e^{-j\frac{\pi}{2}} \quad (14)$$

Combinando le equazioni 3 e 4, si ottiene l'espressione della quarta componente armonica della coppia indicata, pari a:

$$T_{ind,4}(j\bar{\omega}_4) = F(j\bar{\omega}_4) \cdot \dot{\theta}_{eng,4}(j\bar{\omega}_4) + \frac{M_{eq} \cdot r^2}{2} \cdot \dot{\theta}_{eng}^2 \cdot e^{-j\frac{\pi}{2}} \quad (15)$$

dove con  $F(j\bar{\omega}_4)$  si è indicata la funzione di risposta in frequenza del sistema, che permette quindi di poter ricavare la componente armonica della coppia indicata partendo dal segnale di velocità.

## 2.2 Identificazione della funzione risposta in frequenza

Lo stesso approccio può essere applicato a un sistema caratterizzato da motore e driveline (cambio + differenziale), confermando anche in questo caso l'esistenza di una funzione risposta in frequenza che consenta di ottenere l'armonica della coppia indicata a partire da quella della velocità

motore: tale funzione sarà differente dalla precedente in quanto cambiano le inerzie, le rigidzze e gli smorzamenti del modello torsionale.

Nell'analisi di quest'ultima configurazione, ai fini di realizzare una applicazione in tempo reale utilizzabile on-board, il valore della funzione di risposta in frequenza è stato determinato sperimentalmente, in quanto non erano disponibili le caratteristiche degli elementi che costituiscono il modello motore driveline. L'idea è quella di campionare i segnali di pressione in camera di combustione, cilindro per cilindro, al fine di ottenere l'andamento della coppia indicata sul ciclo motore attraverso la nota equazione:

$$T_{ind,z}(\theta_z) = A_p \cdot r \cdot p_z(\theta_z) \cdot f(\theta_z) \quad (16)$$

Dove  $A_p$  è l'area del pistone,  $r$  è il raggio di manovella,  $p_z(\theta_z)$  è la pressione indicata misurata in camera di combustione in funzione della posizione angolare, e  $f(\theta_z)$  è la funzione del manovellismo di spinta, tutto riferito al generico cilindro  $z$ . Dall'andamento della coppia indicata sul ciclo motore, attraverso la trasformata di Fourier, è possibile ottenere i relativi contenuti armonici sul ciclo.

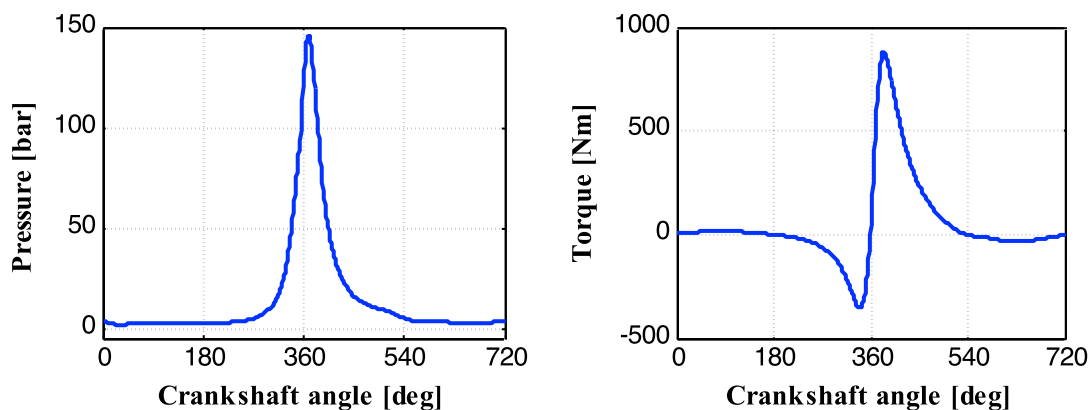


Figura 7. Andamento della pressione in camera di combustione e della coppia indicata per un motore diesel common rail con architettura L4, a 3100 rpm e 200 Nm di coppia media indicata.



L'andamento della coppia indicata può essere visto come uno sviluppo in serie di funzioni seno e coseno, cioè uno sviluppo in serie di Fourier. L'algoritmo di calcolo della FFT, applicato alla coppia indicata di ciascun cilindro, permette di valutare l'ampiezza della sue componenti armoniche, come mostrato in figura 8.

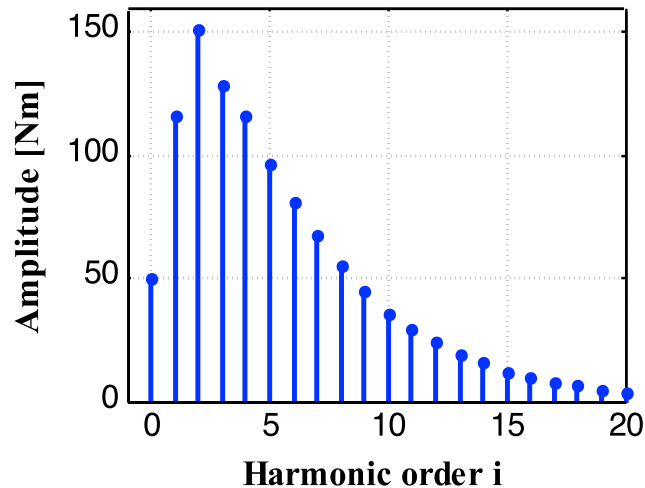


Figura 8. Ampiezze delle armoniche della coppia indicata erogata dal singolo cilindro in figura 7

Riferendosi invece alla coppia indicata erogata da tutti i cilindri in un ciclo per il motore in esame (4 cilindri in linea), il suo andamento presenta un numero di pulsazioni sul ciclo pari ad il numero di cilindri (fig. 9): tale caratteristica viene evidenziata anche dal risultato ottenuto con la trasformata di Fourier, che presenta l'ampiezza massima in corrispondenza della armonica 4 sul ciclo motore (fig. 10).

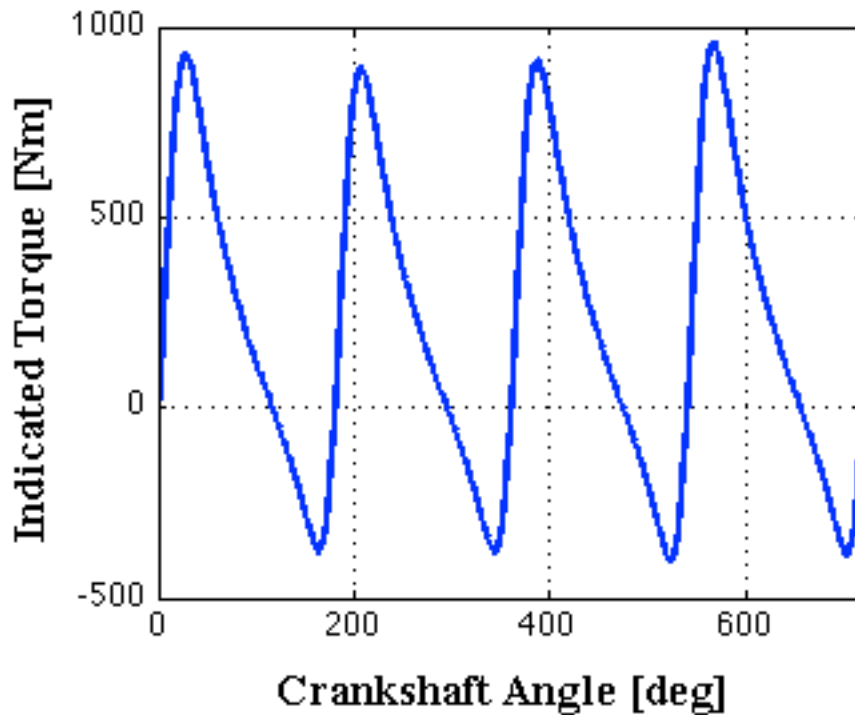


Figura 9. Andamento della coppia indicata sul ciclo motore

La funzione risposta in frequenza può essere calcolata per una qualsiasi armonica motore, ma dato che l'obiettivo è determinare una relazione per determinare la coppia indicata, la stima sarà tanto migliore per quelle armoniche maggiormente eccitate dalla combustione (4, 8, 12 e così via).

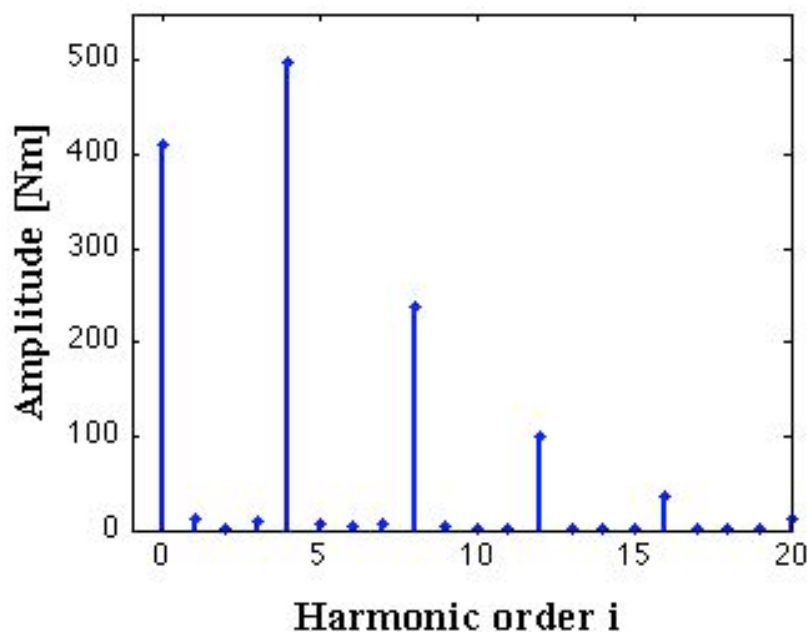


Figura 10. Ampiezze delle armoniche della coppia indicata erogata sul ciclo motore.

Allo stesso modo è possibile misurata la velocità istantanea del motore e i suoi contenuti armonici, attraverso l'acquisizione del segnale proveniente dal sensore affacciato alla ruota fonica del motore, già presente di serie sul propulsore.

### 2.2.1 Vettura con volano a singola massa

Sono condotte una serie di prove sperimentali volte all'acquisizione di parametri utili alla determinazione della relazione. Queste hanno previsto l'allestimento di una vettura di prova (Fiat Grande Punto 1.3 Multijet 90 CV con cambio a 6 rapporti e volano a singola massa) su banco a rulli, sulla quale venivano acquisiti i segnali di pressione in camera di combustione e il segnale di ruota fonica tramite hardware Wavebook a 100 kHz in simultaneous sampling con risoluzione 16 bit. Le grandezze motoristiche di interesse, acquisite invece a 100 Hz dalla centralina Magneti Marelli, sono state salvate su file attraverso l'hardware Helios, in grado di interfacciarsi con la centralina stessa. I test sono stati condotti sia in stazionario che in rampa di velocità, quindi con accelerazioni e decelerazioni sia lente che veloci al fine di investigare al meglio tutto il campo di funzionamento e sono state condotte simulazioni di guidato su cui validare il modello.

|         | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1700 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | rpm |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| prima   | 1    | 2    |      | 3    |      | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |     |
| seconda | 10   | 11   |      | 12   |      | 13   | 14   | 15   | 16   | 17   | 18   |     |
| terza   | 19   | 20   |      | 21   |      | 22   | 23   | 24   | 25   | 26   | 27   |     |
| quarta  |      |      | 28   | 29   |      | 30   | 31   | 32   | 33   |      |      |     |
| quinta  |      |      |      |      | 34   | 35   | 36   | 37   |      |      |      |     |
| sesta   |      |      |      |      |      | 38   | 39   |      |      |      |      |     |
| marcia  |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |     |

Tabella 2. Le prove eseguite in stazionario

|         | accelerazione | decelerazione | fast | type |
|---------|---------------|---------------|------|------|
| prima   | 86            | 87            | 88   |      |
| seconda | 89            | 90            | 91   |      |
| terza   | 92            | 93            | 94   |      |
| quarta  | 95            | 96            | 97   |      |
| quinta  |               |               | 98   |      |
| sesta   |               |               | 99   |      |
| marcia  |               |               |      |      |

Tabella 3. Prove eseguite in rampa di velocità

L'identificazione della funzione risposta in frequenza viene ottenuta partendo dalle grandezze misurate, utilizzando un procedimento inverso rispetto a quello che sarà implementato nel controllo motore. La validazione dell'algoritmo prevede l'applicazione di tale funzione al segnale di velocità e il confronto della coppia indicata stimata con quella misurata a partire dai segnali di pressione.

Per identificare la funzione risposta in frequenza vi sono due strade alternative:

- Metodo diretto: calcolo della  $F(j\omega)$  con l'equazione 15.
- Metodo alle differenze: si confrontano due cicli a stesso regime ma con coppie indicate erogate diverse.

Il primo metodo è applicabile sia alle prove in stazionario che a quelle in rampa, ma presenta diversi inconvenienti.

La funzione risposta in frequenza viene determinata dalla relazione

$$F(j\omega) = \frac{\sum (T_{ind,z,n} - M_{eq} \cdot T_{r,z,n})}{\dot{\theta}_{eng,n}} \quad (17)$$

$M_{eq}$  ha due contributi principali, la massa del pistone e la parte della biella considerata in moto alterno, identificata in genere con un terzo della massa complessiva della stessa. Dato che essa non è conosciuta con precisione, non è possibile ottenere la funzione risposta in frequenza. Inoltre, nelle condizioni di funzionamento in cui le armoniche della coppia indicata e quelle reciprocating si equivalgono, l'ampiezza dell'armonica della velocità motore diverta prossima a zero. In questi casi la funzione risposta in frequenza  $F(j\omega)$  assume la forma indeterminata  $0/0$ , non consentendo di mappare la funzione in tutto il campo di funzionamento.

$$F(j\omega) = \frac{T_{ind,n} - T_{r,n}}{\omega_n} = \frac{0}{0} \quad (18)$$

La seconda metodologia supera i problemi del primo approccio confrontando due cicli motore a stesso regime, ma con coppie medie indicate diverse. Infatti, per questi cicli, chiamati 1 e 2, risulta:

$$\begin{cases} T_{ind,n}^{(1)} - T_{r,n}^{(1)} = F(j\omega) \cdot \omega_{e,n}^{(1)} \\ T_{ind,n}^{(2)} - T_{r,n}^{(2)} = F(j\omega) \cdot \omega_{e,n}^{(2)} \end{cases} \quad (19)$$

ma, essendo i due cicli a stesso regime e valendo le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} T_{r,n}^{(1)} &= T_{ind,n}^{(1)} - F(j\omega) \cdot \omega_{e,n}^{(1)} = K \cdot \bar{\omega}^2 \\ T_{r,n}^{(2)} &= T_{ind,n}^{(2)} - F(j\omega) \cdot \omega_{e,n}^{(2)} = K \cdot \bar{\omega}^2 \end{aligned} \quad (20)$$

allora:

$$T_{r,n}^{(1)} = T_{r,n}^{(2)} \quad (21)$$

Combinando il sistema 19 con l'equazione 21, si ottiene pertanto:

$$F(j\omega) = \frac{T_{ind,n}^{(1)} - T_{ind,n}^{(2)}}{\omega_{e,n}^{(1)} - \omega_{e,n}^{(2)}} \quad (22)$$

Per poter disporre in tutto il range di funzionamento delle condizioni necessarie per l'applicazione del metodo alle differenze, sono state analizzate le rampe veloci, che prevedono una o più accelerazioni seguite da decelerazioni, per una durata complessiva di ciascuna prova di 30 secondi. Nelle rampe nel segnale di velocità è presente anche l'informazione del trend, dovuto al transitorio, che deve essere eliminata prima del calcolo della quarta armonica (fig. 11).

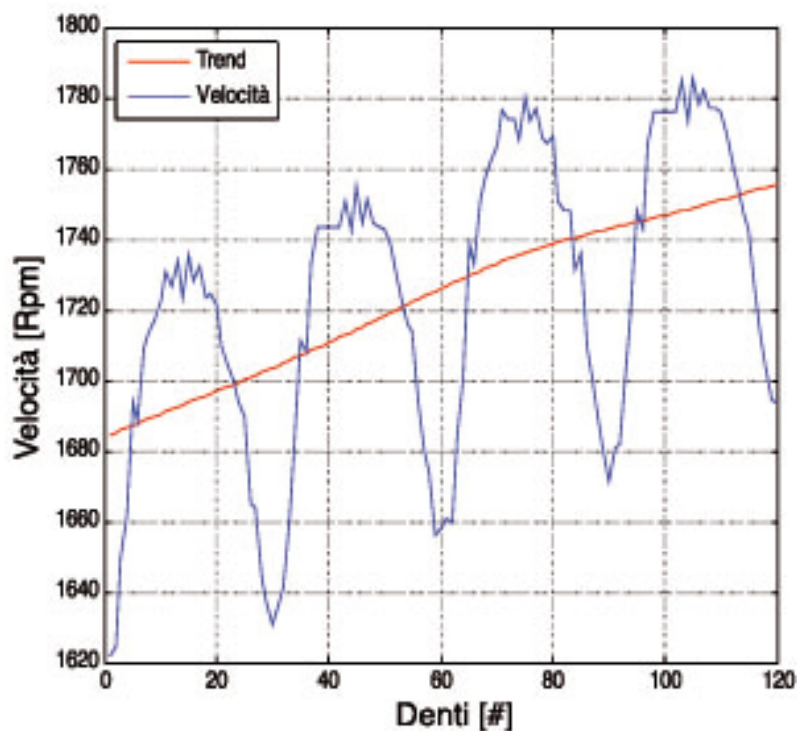


Figura 11. Calcolo del trend di velocità all'interno di un ciclo motore.

Le acquisizioni su base tempo sono state ricampionate su base angolo, per ottenere matrici che, ciclo per ciclo, riportano i valori della coppia indicata in funzione della posizione angolare. Un'altra matrice contiene i valore di velocità, dente per dente (ogni sei gradi). Prima di eseguire l'operazione di ricampionamento, occorre tenere in considerazione il ritardo del sensore di ruota fonica, per attribuire il campione di pressione alla giusta posizione angolare. Il recupero della componente media del segnale di pressione non influenza invece il calcolo del valor medio della coppia indicata sul ciclo motore, in quanto si tratta di calcolare il valore di un integrale lungo una linea chiusa, ma influenza invece la valutazione delle componenti armoniche. Il metodo impiegato è stato il *Pressure Referencing* ove fosse disponibile l'informazione della pressione del collettore di aspirazione, altrimenti è stato utilizzato il metodo della politropica (PIRP), che è stato messo a punto proprio nelle prove in cui era disponibile la pressione del collettore di aspirazione.

Le coppie di punti scelte in fase di compressione a valvole chiuse si trovano a 100° e 50° prima del PMS attivo, l'esponente della politropica è stato fissato a 1,28. Per ciascuna coppia di punti si è determinata la  $P_{off}$  e se ne è fatta una media per ciascun ciclo.

$$(P_1 + P_{off}) \cdot V_1^n = (P_2 + P_{off}) \cdot V_2^n \quad (23)$$

In figura 12 è riportato il confronto tra una curva di pressione in cui ne è stata recuperata la componente media con la pressione di sovralimentazione, e la stessa in cui tale valore è stato ricostruito con il metodo della politropica.

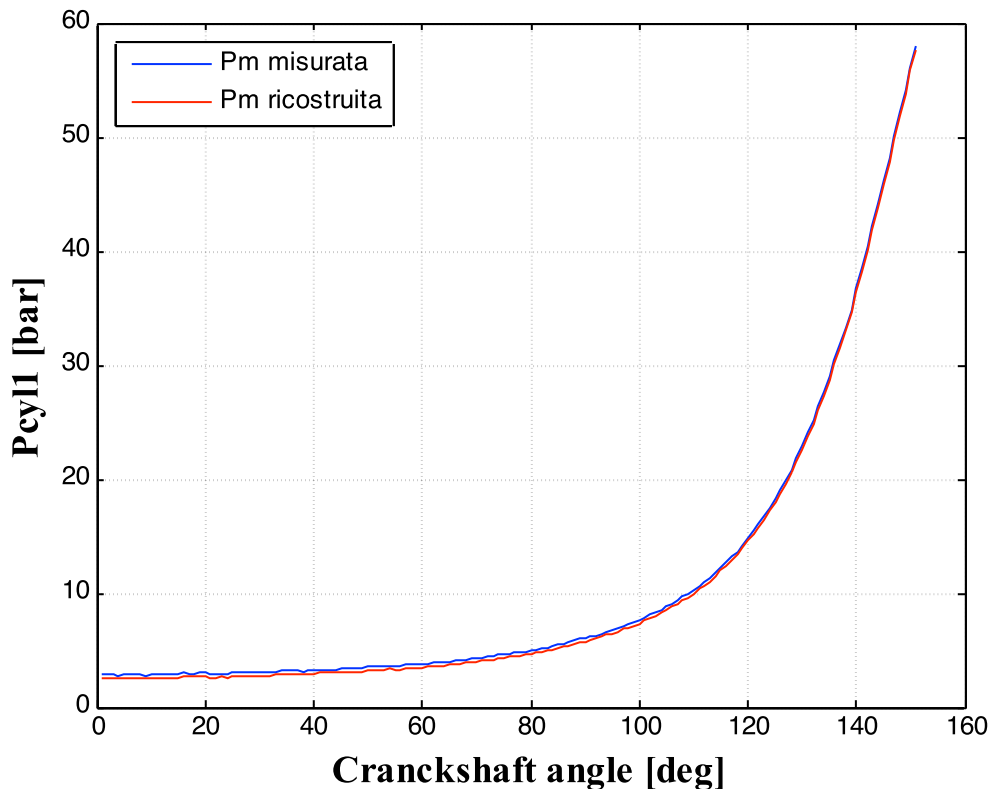


Figura 12. Valutazione dell'efficienza dei coefficienti utilizzati per il PIRP

La funzione risposta in frequenza è stata calcolata per l'ordine motore 2 (armonica 4 sul ciclo). Sono invece state trascurate le armoniche superiori (8, 12 e multiple) in quanto più si sale con le frequenze, minore è l'informazione contenuta nell'ampiezza, pertanto è maggiore l'errore che si può commettere. Per simulare quanto più possibile l'algoritmo che dovrà essere implementato in centralina, si è realizzata una mappa che fornisce il valore assoluto e la fase della  $F(j\bar{\omega}_4)$  in funzione della frequenza, per un totale di 27 punti. In seguito è stato implementato un processo iterativo di ottimizzazione che ha, come obiettivo, quello di minimizzare lo scarto quadratico medio tra il valore dell'armonica 4 calcolata dai segnali di pressione e quella stimata dal segnale di velocità. La  $F(j\bar{\omega}_4)$  unica per tutte le marce che ne risulta è riportata in figura 13.



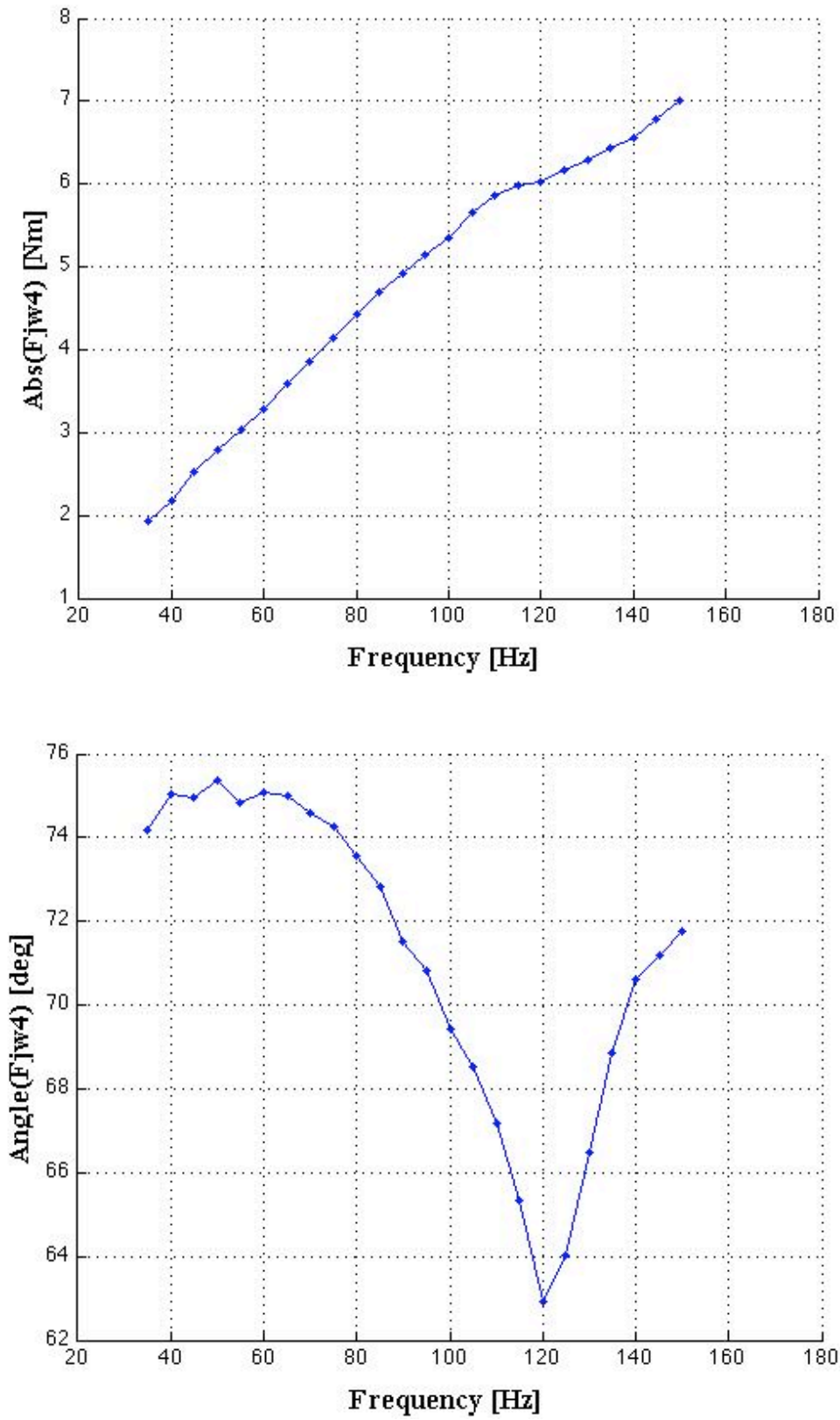


Figura 13. Ampiezza e fase della funzione risposta in frequenza  $F(j\omega)$ .

I risultati ottenuti, in termini di RMS (scarto quadratico medio), sulla CP4 (quarta armonica della coppia indicata), sono di 4,30 Nm sul valore assoluto e di  $0,63^\circ$  sulla fase (fig. 14).

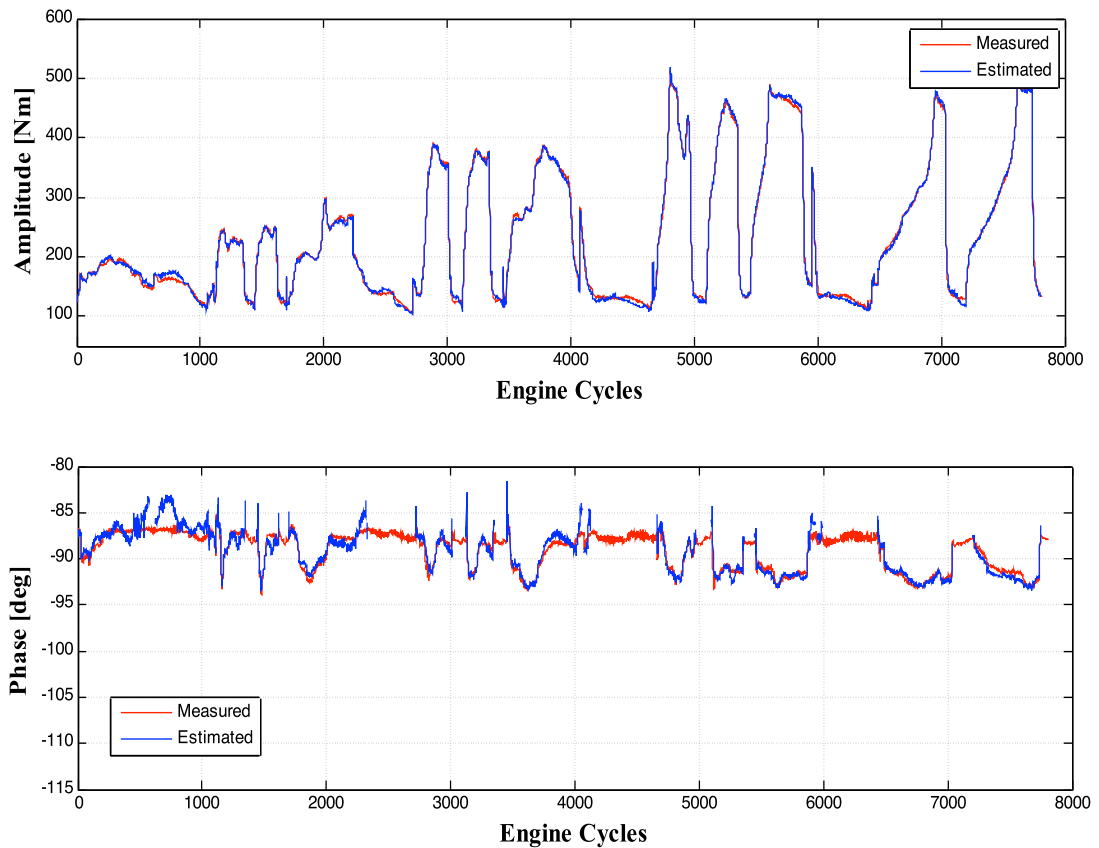


Figura 14. Valutazione dell'accuratezza nella ricostruzione della armonica 4 della coppia indicata.

Un altro ordine che potrebbe contenere informazioni per la ricostruzione della coppia indicata è il quarto (armonica 8), che esplora un campo di frequenze più ampio (doppio rispetto all'ordine 2) e con una ampiezza ridotta (circa la metà). La  $F(j\bar{\omega}_8)$  risultante dovrà quindi sovrapporsi alla  $F(j\bar{\omega}_4)$  nel campo di interesse comune (fig. 15). Questo risulta verificato solo se tra i segnali utilizzati per il calcolo della funzione risposta in frequenza non c'è alcun sfasamento. In caso contrario, al momento del calcolo delle trasformate, si introduce uno sfasamento sugli ordini superiori allo zero più

grande di quello iniziale, e variabile a seconda del grado dell'ordine, con conseguente sfasamento tra le  $F(j\bar{\omega})$  di ordini diversi.

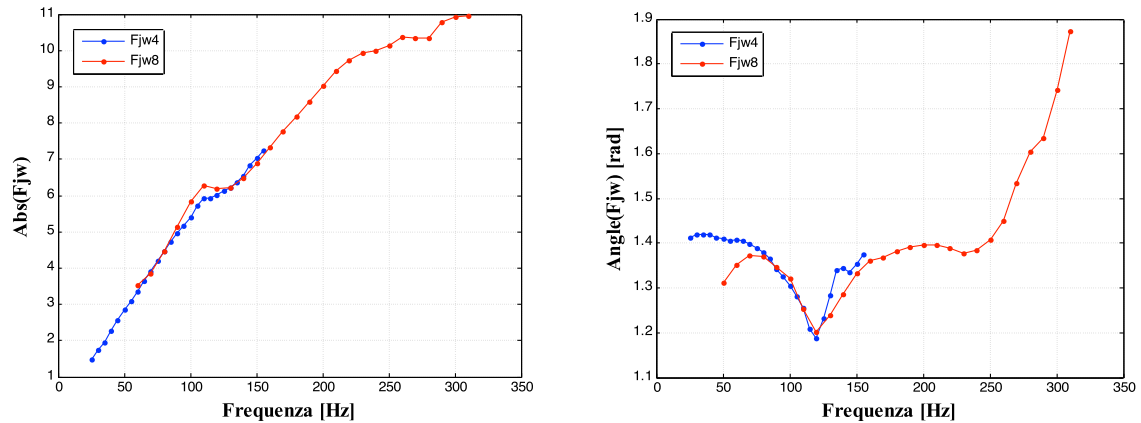
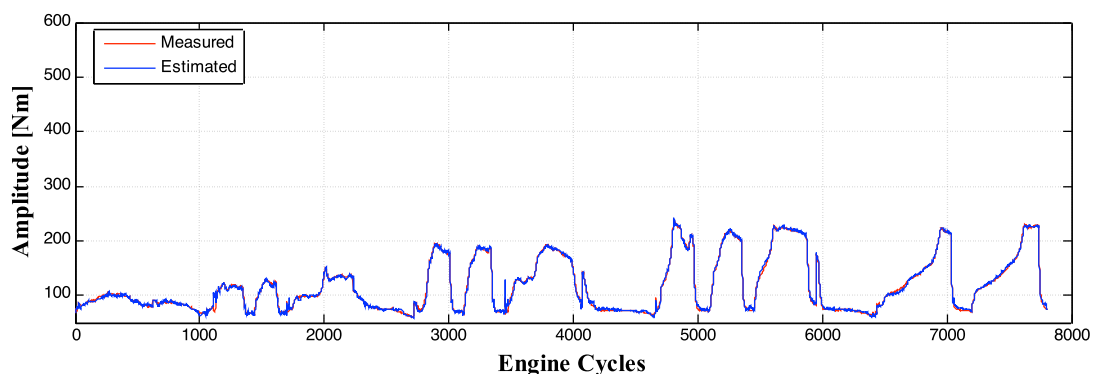


Figura 15. Confronto della  $F(j\omega)$  per gli ordini 2 e 4.

Nella ricostruzione della CP8 è necessario considerare l'errore in termini di RMS (2,97 Nm sull'ampiezza e  $1,08^\circ$  sulla fase) in relazione al fondoscala (circa 200 Nm), per poterlo poi confrontare con i risultati ottenuti con l'armonica 4. In questo modo, risulta migliore la ricostruzione del valore assoluto dell'armonica della coppia partendo dall'ordine 2 (errore del 0,86% contro 1,45%).



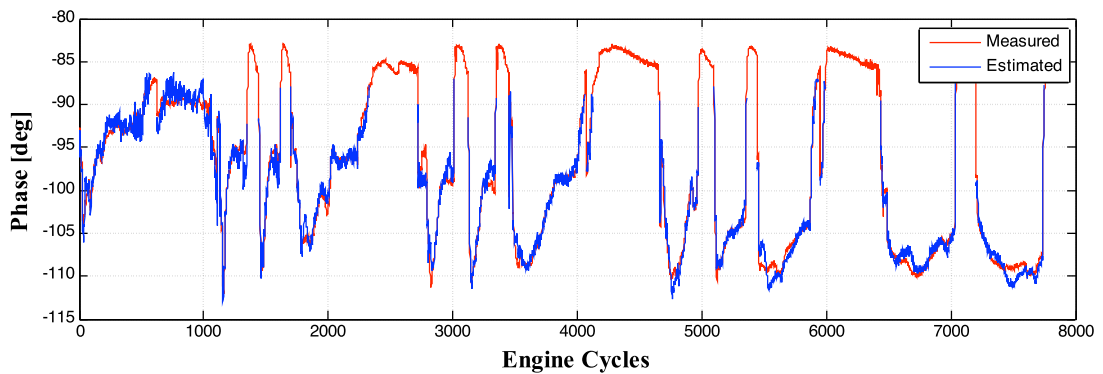


Figura 16. Valutazione dell'accuratezza nella ricostruzione della armonica 8 della coppia indicata.

Un'ulteriore soluzione che è stata presa in considerazione è stata il calcolo di una funzione risposta in frequenza marcia per marcia. In figura 3.11 sono riportati gli andamenti delle funzioni risposta in frequenza ottenute per l'ordine 2.

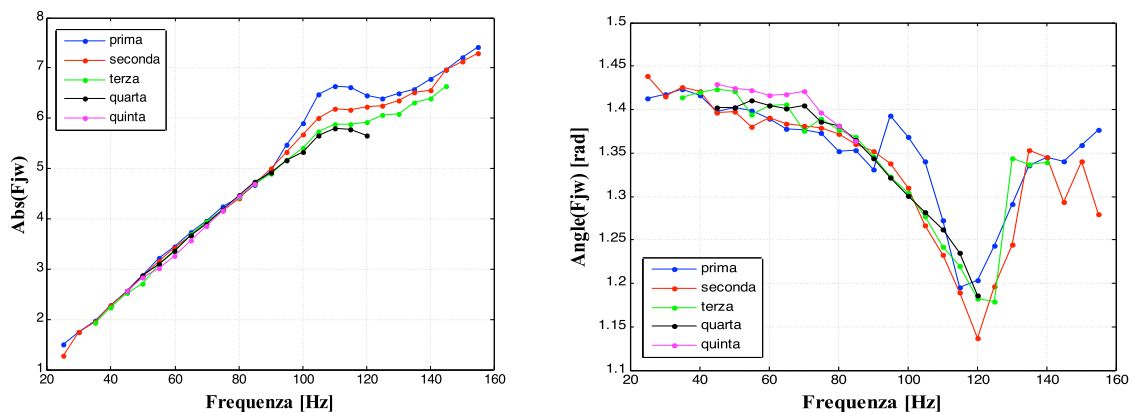


Figura 17. La  $F(j\omega)$  differenziata marcia per marcia.

Dalla figura 17 è possibile notare come l'andamento sembra essere comune a tutte le marce, anche se si intuisce un piccolo sfasamento funzione del rapporto inserito. I risultati della ricostruzione della coppia ottenuti con l'utilizzo delle funzioni differenziate sono migliori che nel caso precedente, e sono riportati in tabella 4.

| <b>Marcia</b>  | <b>Rms Angle(CP4) [Nm]</b> | <b>Rms Angle(CP4) [deg]</b> |
|----------------|----------------------------|-----------------------------|
| <b>Prima</b>   | <b>3.56</b>                | <b>0.65</b>                 |
| <b>Seconda</b> | <b>3.43</b>                | <b>0.53</b>                 |
| <b>Terza</b>   | <b>4.25</b>                | <b>0.56</b>                 |
| <b>Quarta</b>  | <b>4.12</b>                | <b>0.38</b>                 |
| <b>Quinta</b>  | <b>1.68</b>                | <b>0.15</b>                 |

Tabella 4. Valori di RMS ottenuti con funzione differenziata

Gli andamenti di figura 17 non sembrano giustificare, almeno al momento, l'impiego di una funzione risposta in frequenza differenziata per ciascuna marcia: i risultati sono migliori, ma questo è imputabile al procedimento di ottimizzazione che minimizza lo scarto quadratico medio sulla stima dell'ampiezza della coppia indicata, che elabora un numero minore di cicli motore, distorcendo maggiormente la  $F(j\omega)$ .

### 2.2.2 Vettura con volano a doppia massa

Una nuova campagna di test è stata condotta al fine di validare la robustezza dell'algoritmo all'invecchiamento della vettura. Essa è stata condotta presso le sale prove di Magneti Marelli che ha messo a disposizione una Fiat Grande Punto 1300 Multijet sperimentale (motore diesel common rail di ultima generazione) su banco a rulli, dotata di un allestimento in linea con le normative antinquinamento Euro 5. In particolare, le differenze con il modello precedente riguardavano:

- centralina con sistema di controllo in configurazione Euro 5 anziché Euro 4
- dispositivo per EGR esterno (Exhaust Gas Recirculation)
- nuovo cambio manuale a 6 velocità dotato di volano a doppia massa

L'impiego della nuova centralina è reso necessario per il controllo dei nuovi dispositivi installati e per l'implementazione di nuove strategie di controllo come quella della valvola EGR, introdotta per ricircolare in camera di combustione gas di scarico (gas inerti) al fine di abbassare la temperatura di combustione e limitare quindi la produzione di NOx.

Il volano a doppia massa è stato invece introdotto per eliminare un inconveniente che su alcuni modelli si verificava all'avviamento. Infatti una delle frequenze di risonanza del sistema veniva eccitata proprio durante la fase di avviamento del motore, e le oscillazioni generate sull'albero motore mandavano in crisi il sistema di controllo che cominciava ad attuare in maniera non fasata con l'attuale posizione dell'albero motore. Il volano a doppia massa ha modificato il modello torsionale motore - driveline, cambiando le frequenze di risonanza del sistema.

Per validare l'algoritmo, i test sono stati svolti nella medesima modalità (stazionari, rampe veloci e rampe lente) e con la stessa strumentazione. L'unica variazione ha riguardato la quantità dei punti motore monitorati in stazionario, che sono stati infittiti con l'intenzione di indagare meglio la zona in cui la funzione risposta in frequenza ( $F(j\omega)$ ) presentava un flesso, rappresentativo della frequenza di risonanza del sistema.

|        | 1000   | 1200   | 1400   | 1600   | 1700   | 2000   | 2250 | 2500   | 2750 | 3000   | 3200 | 3500   | 4000   | 4500   | Rpm |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|------|--------|------|--------|------|--------|--------|--------|-----|
| Prima  | Yellow | Yellow |        | Yellow |        | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Yellow | Yellow |     |
| sec.   | Yellow | Yellow |        | Yellow |        | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Yellow | Yellow |     |
| terza  | Yellow | Yellow |        | Yellow |        | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Yellow | Yellow |     |
| quarta |        |        | Yellow | Yellow |        | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Red    | Red    |     |
| quinta |        |        |        |        | Yellow | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Red    | Red    |        |     |
| sesta  |        |        |        |        |        | Yellow | Red  | Yellow | Red  | Red    | Red  | Red    |        |        |     |
| marcia |        |        |        |        |        |        |      |        |      |        |      |        |        |        |     |

Tabella 5. Schema riassuntivo delle prove eseguite in stazionario.

Alla centralina di controllo prototipale della vettura è invece stato affidato il compito di memorizzare tutte le grandezze motoristiche di interesse che potevano essere campionate a frequenze più basse (100-200 Hz, o su base trigger angolare). Tali acquisizioni sono poi state sincronizzate con le precedenti a più alta frequenza in quanto alcune (la velocità motore) veniva acquisite da entrambi gli strumenti.

La sostituzione del cambio con un nuovo volano introduce una variazione nella driveline e quindi nel modello torsionale del sistema: pertanto è lecito aspettarsi una variazione anche nell'andamento della funzione risposta in frequenza. Essa è stata determinata sperimentalmente, come ampiamente descritto nel paragrafo precedente, considereranno sempre l'armonica 4, in quanto la 8 ha mostrato un contenuto in ampiezza più piccolo rispetto al fondoscala e maggiormente confondibile con il rumore di fondo.

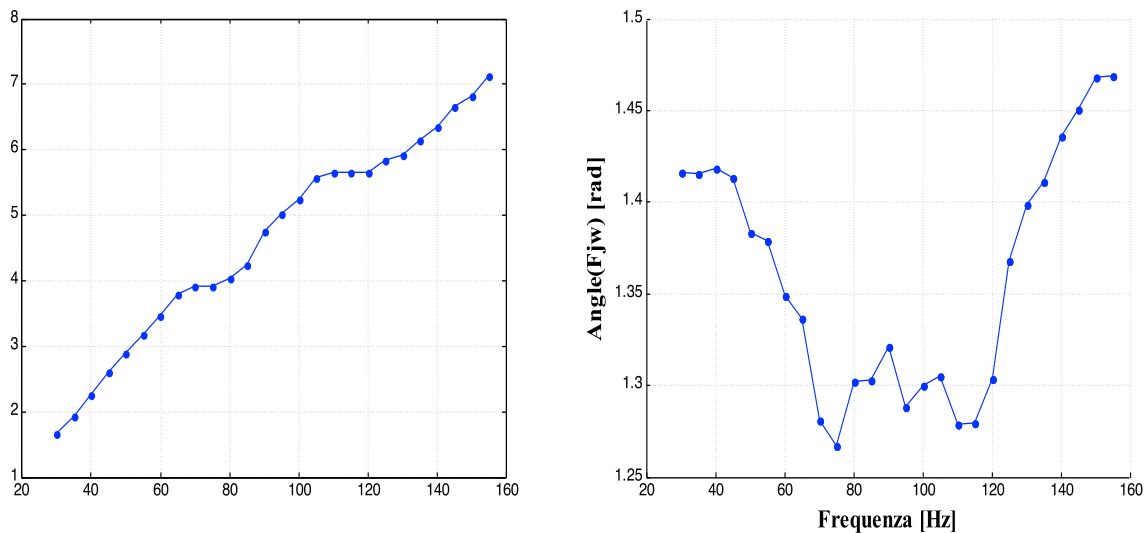


Figura 18. Andamento della  $F(j\omega)$  per l'armonica 4

A questo punto risulta immediato sovrapporre l'andamento della funzione risposta in frequenza appena ottenuta per l'armonica 4 con quella ricavata dai test precedenti (fig. 19).

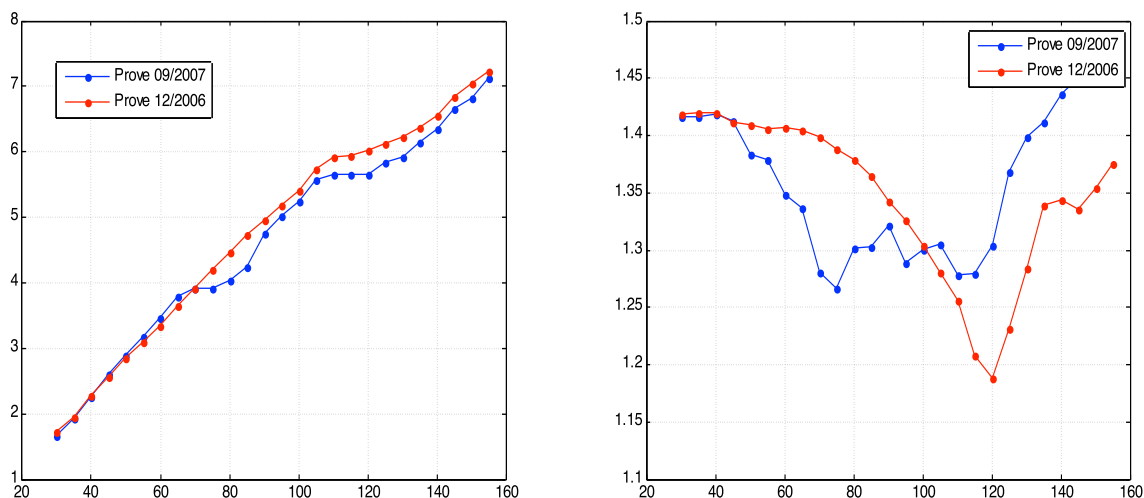


Figura 19. Andamento delle  $F(j\omega)$  sovrapposte per l'armonica 4

Dal confronto risulta evidente che le due funzioni risposta in frequenza sono sensibilmente diverse. Analizzando il valore assoluto dell'ampiezza, la  $F(j\omega)$  ottenuta dai primi test (in rosso) mostra un andamento piuttosto lineare, con un solo flesso in corrispondenza della frequenza di risonanza propria del sistema motore-driveline a circa 120 Hz, cioè 3600 rpm. L'andamento del valore assoluto dell'ampiezza della funzione risposta in frequenza riferita al nuovo allestimento è lineare e ben si sovrappone a quello della vecchia funzione fino a una frequenza di 75 Hz, dove si presenta un primo flesso, e quindi una prima frequenza di risonanza. Tale andamento riprende poi lineare fino a 115 Hz, dove è presente una seconda risonanza propria del sistema, per poi ridiventare lineare nuovamente. Dalla prima risonanza in poi, il valore assoluto della nuova  $F(j\omega)$  sta sempre al di sotto della vecchia. Studiando invece il grafico relativo alla fase della funzione risposta in frequenza, ad eccezione del primo tratto, i due andamenti sono nettamente diversi, con quello della vecchia  $F(j\omega)$  che conferma la presenza di una sola frequenza di risonanza a 120 Hz, mentre la nuova mostra le due frequenze di risonanza.

La funzione risposta in frequenza  $F(j\omega)$  descrive il modello costituito da motore - driveline, per cui, se essi sono differenti come nel caso dei due test,



di conseguenza cambiano il comportamento dinamico e le funzioni che lo descrivono. Dopo una indagine più approfondita sui modelli utilizzati per i test, è emerso che nella driveline era cambiato solo il gruppo frizione - volano.

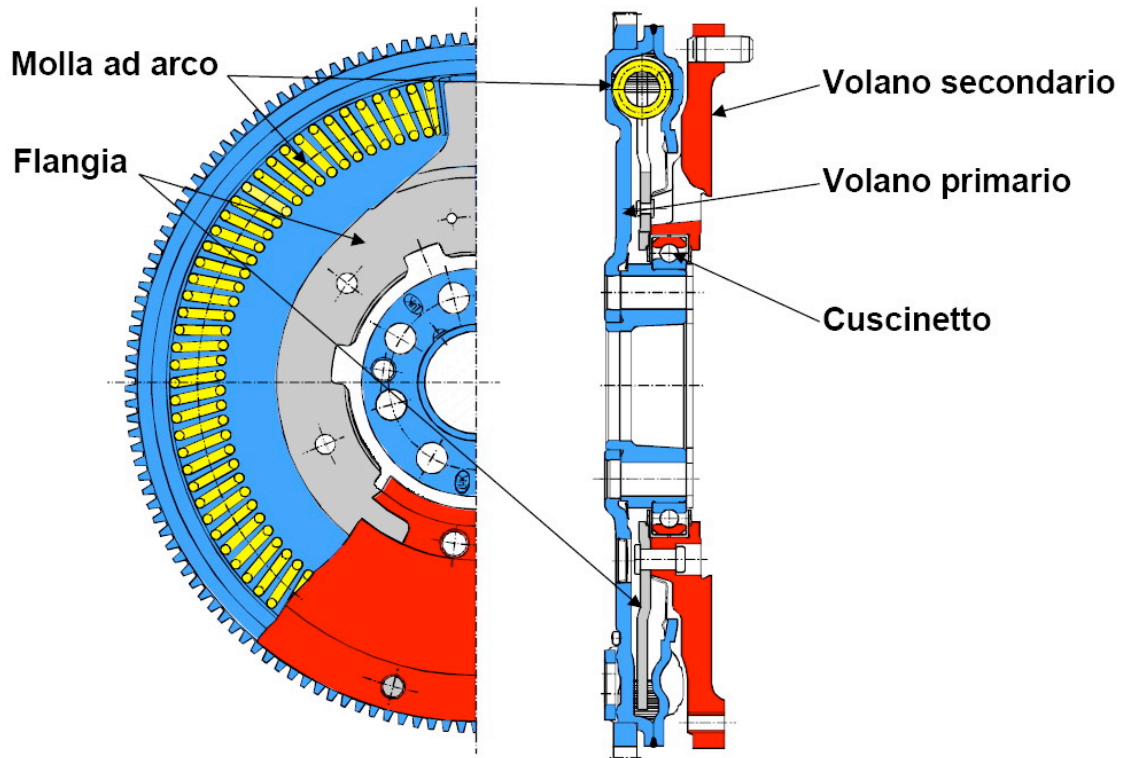


Figura 20. Particolare costruttivo del volano a doppia massa.

Il volano a doppia massa (fig. 20) è costituito da due dischi metallici concentrici liberi di scorrere l'uno sull'altro grazie ad un apposito cuscinetto su cui sono entrambi accoppiati per interferenza. I dischi sono meccanicamente collegati tra loro da due molle concentriche e disposte lungo la circonferenza degli stessi, e da un giunto elastico che limita l'ampiezza delle oscillazioni. Le due molle concentriche hanno lunghezza e costante elastica diversa, per cui, a seconda del carico applicato (e quindi della rotazione relativa delle due parti del volano), ne viene impegnata solo una, o entrambe, realizzando in questo modo una differente rigidità del sistema complessivo. La rigidità risultante viene pertanto rappresentata nell'immagine seguente.

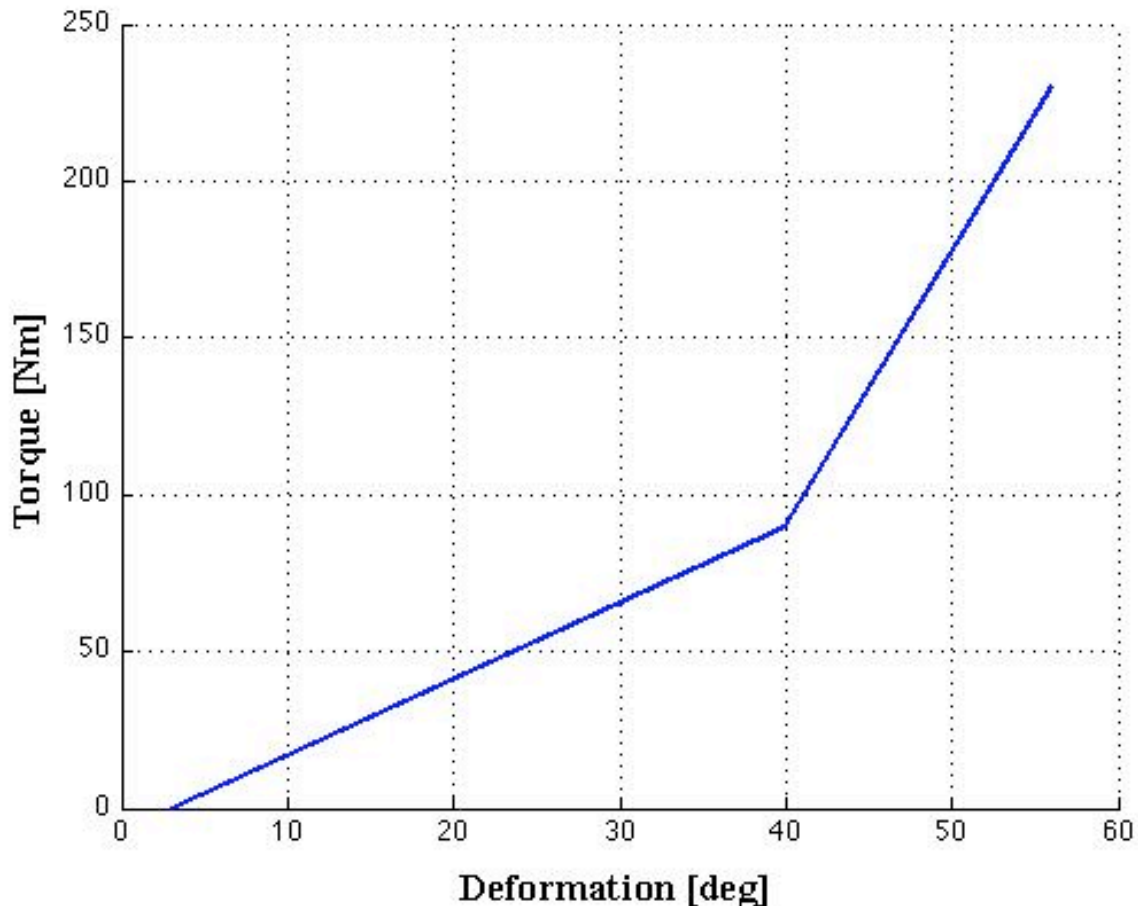


Figura 21. Curva caratteristica della rigidità del volano doppia massa.

Il modello motore, di conseguenza, non risulta più essere lineare, in quanto, in funzione della coppia applicata al cambio, che è data  $T_i - T_r$ , è dotato di una diversa rigidità. Esso può essere definito lineari a tratti, con un punto di discontinuità in corrispondenza dei 90 Nm applicati.

La funzione risposta in frequenza ottenuta partendo dai dati sperimentali è in realtà composta da due differenti funzioni, di cui una descrive il modello con la rigidità minore del volano a doppia massa, l'altra con la rigidità maggiore, in funzione del carico applicato. Per mettere in luce quanto le due funzioni risposta in frequenza possano essere differenti tra loro, si è cercato di ottenerle dai dati sperimentali separando i cicli motore in funzione della coppia che viene applicata al volano (come soglia si è considerato 90 Nm).

$$T_{volano} = T_{ind} - J \frac{d\omega}{dt} \quad (24)$$

Utilizzando questo approccio si commette consapevolmente un piccolo errore, in quanto l'andamento della coppia lungo il ciclo motore è fluttuante, e non costante come l'approccio ipotizza.

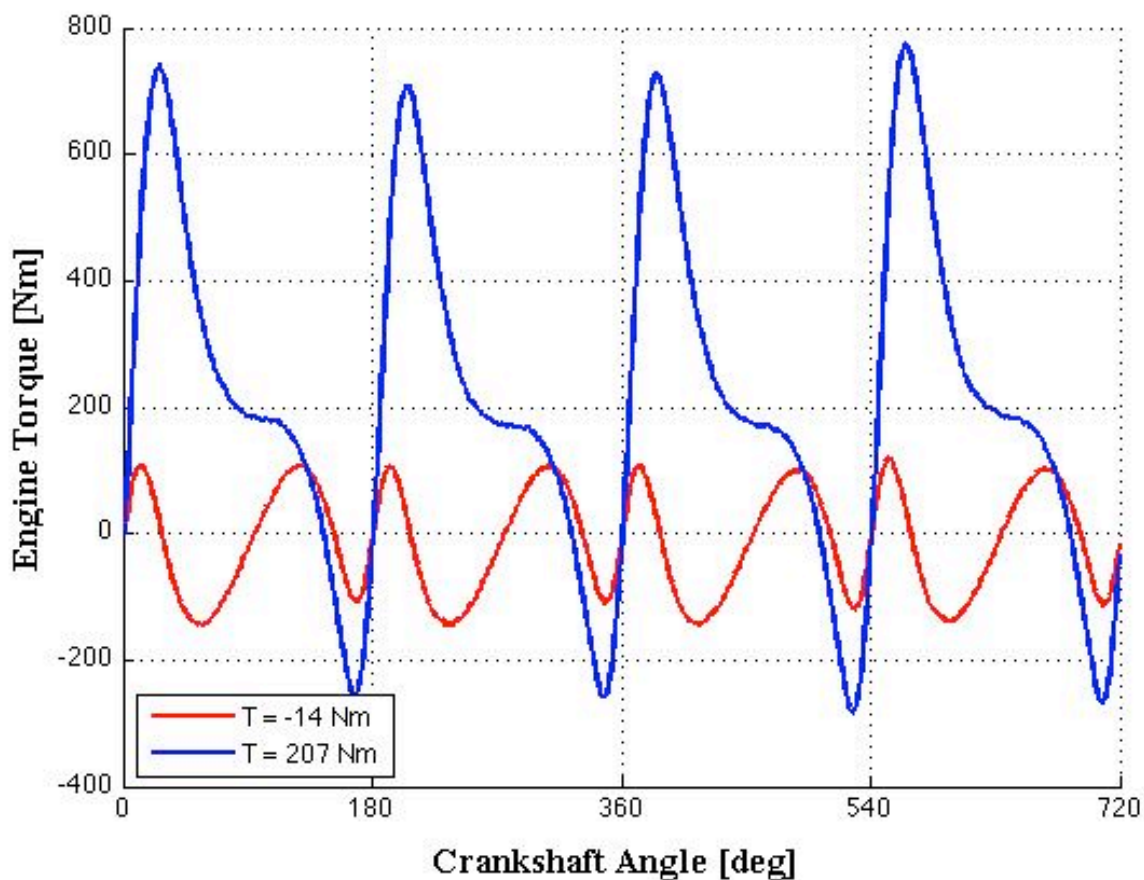


Figura 22. Andamento della coppia indicata a 3100 rpm in due cicli motore con differenti condizioni di carico.

Nel ciclo con -14 Nm di coppia media applicata all'albero motore, l'oscillazione istantanea della coppia applicata al volano sul ciclo è compresa tra  $\pm 90$  Nm, per cui la seconda molla del volano non viene impegnata e il modello motore-driveline rimane lineare. Nel caso di un ciclo motore ad alto

carico invece, la fluttuazione di coppia che interessa il volano attraversa l'intervallo  $\pm 90$  Nm per entrare poi in quello oltre i 90 e -90 Nm, impegnando anche la seconda molla. In tali cicli perciò sia la prima che la seconda funzione risposta in frequenza daranno contributo, in quanto cambia il modello torsionale. Per cui identificando la funzione risposta in frequenza ad alta coppia con questi cicli, in realtà si commette un errore dato dal fatto che mi approssima un modello torsionale non lineare con una funzione  $F(j\omega)$  lineare.

Identificando le due funzioni risposta in frequenza in questo modo, gli andamenti ottenuti sono riportati in figura 23 rispetto a quello della funzione unica identificata inizialmente. La differenza che emerge in corrispondenza della seconda risonanza e da imputare al tipo e al numero di cicli considerati nella procedura di ottenimento di tali funzioni.

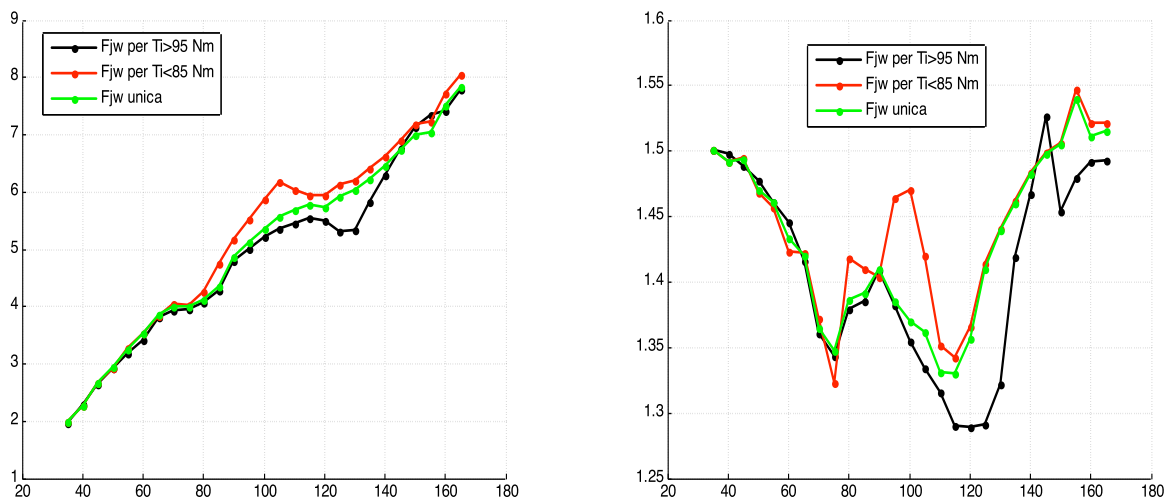
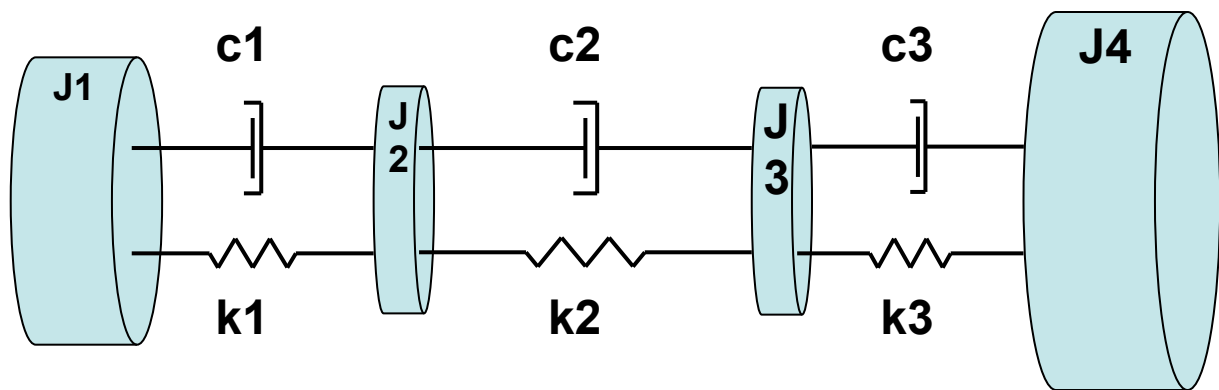


Figura 23. Andamento della  $F(j\omega)$  unica, "High Load" e "Low Load".

Come era lecito aspettarsi, sia per l'ampiezza che per la fase, la  $F(j\omega)$  unica si colloca in mezz'aria rispetto a quella dei cicli ad alta coppia e quelli a bassa coppia. Il fatto che in certi punti sia più vicina all'una che all'altra dipende dal numero di cicli analizzati.

Al fine di avallare ulteriormente l'analisi sopra riportata, si è realizzato un modello a parametri concentrati del sistema motore-driveline, che è stato riportato nel diagramma sottostante. L'obiettivo è quello di ricavare la funzione risposta in frequenza dal modello torsionale stesso, e non sperimentalmente come in precedenza, in modo da avere un riscontro fisico del comportamento dinamico dello stesso.

Alcuni parametri del modello sono noti (inerzia veicolo, inerzia motore, rigidità motore), altri sono stati identificati con i dati sperimentali a disposizione e sono stati lasciati liberi di variare entro limiti plausibili.



**J1 = inerzia motore**

**J3 = inerzia seconda massa volante + driveline**

**k1 = rigidità motore**

**k3 = rigidità driveline**

**c2 = smorzamento volante**

**J2 = inerzia prima massa volante**

**J4 = inerzia ruote e veicolo**

**k2 = rigidità volante doppia massa**

**c1 = smorzamento motore**

**c3 = smorzamento driveline**

Figura 24. Modello torsionale semplice del sistema motore-driveline.

Il primo passo è stato quello di confrontarsi con la funzione unica, quella determinata sperimentalmente senza distinzione tra i cicli motore. Grazie al modello torsionale è possibile determinare immediatamente le risonanze del sistema e i suoi modi di vibrare (fig. 25): esse risultano essere in realtà tre, 9.47, 74.42 e 115.87 Hz.

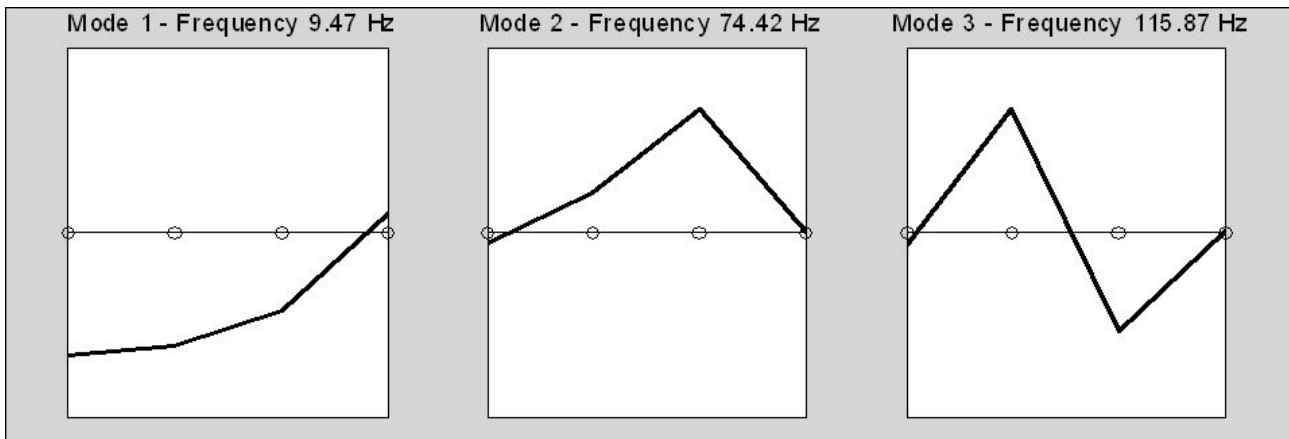


Figura 25. Schema dei modi di vibrare del sistema.

Nella funzione ottenuta dalle prove sperimentali la prima risonanza non era visibile, in quanto, per l'armonica 4, la frequenza corrisponde ad un regime di circa 284 rpm a cui non erano stati effettuati test e per il quale si transita per pochi secondi in fase di avviamento. La seconda e la terza, invece, corrispondono a quelle emerse dai dati sperimentali.

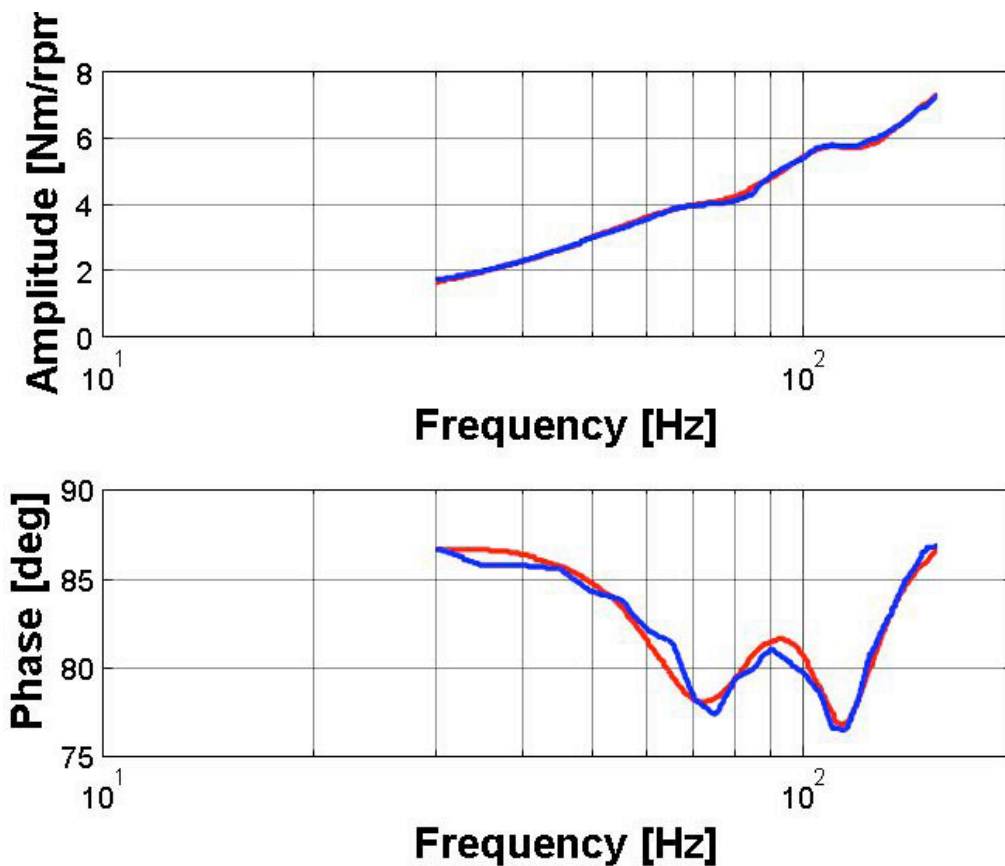


Figura 26. Andamento della  $F(j\omega)$  unica determinata con il modello torsionale.

L'andamento della funzione unica ricavata dal modello (fig. 26 in rosso) rispecchia, sia per ampiezza che fase, quello determinato sperimentalmente (fig. 26 in blu).

La metodologia conferma anche la validità sia della funzione "Low Load" (fig. 27), che potrebbe anche essere identificata dall'applicazione on-board dai cicli in cut-off del motore, sia della funzione definita "High Load" (fig. 28), calcolate per l'armonica quattro.

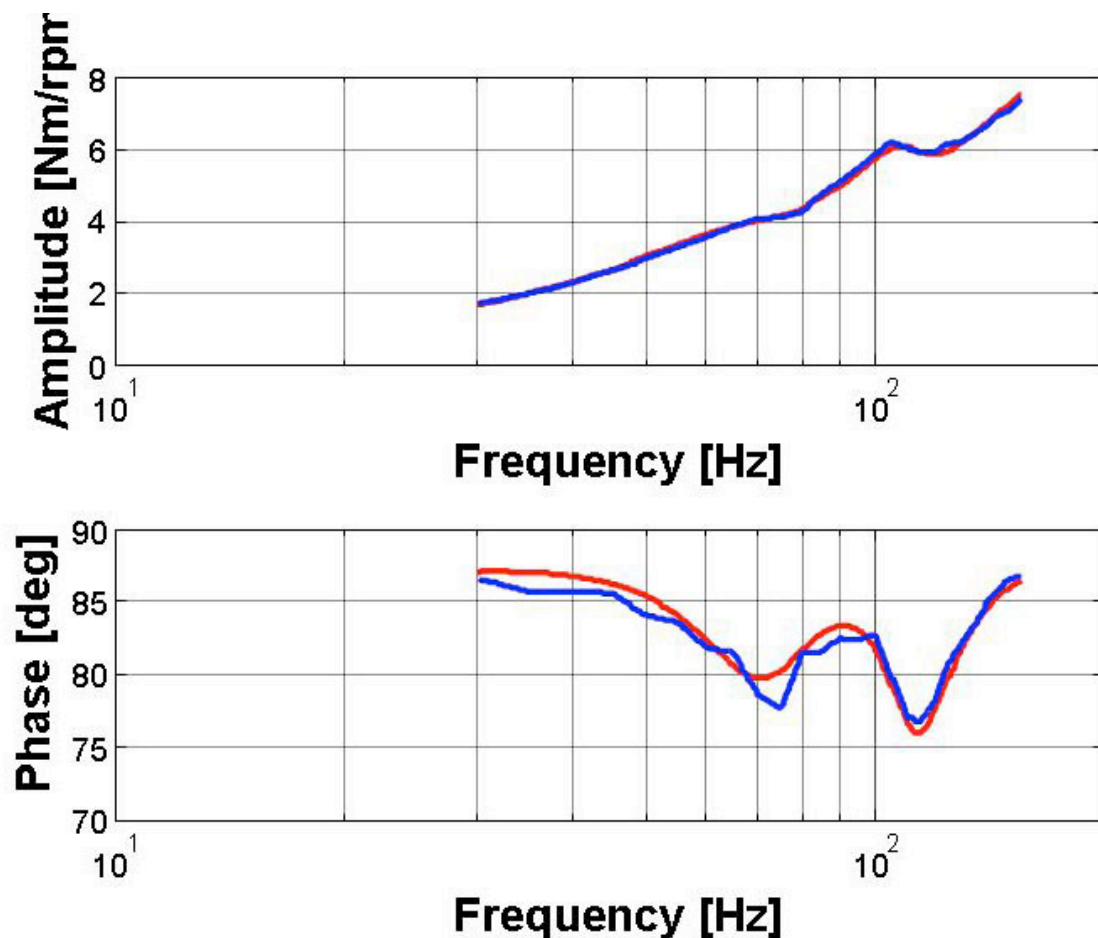


Figura 27. Andamento della  $F(j\omega)$  LL determinata con il modello torsionale.

Il modello analitico descrive lo stesso comportamento dinamico del sistema dedotto dai dati sperimentali e rappresenta il medesimo andamento sia della funzione risposta in frequenza unica, che di quelle ottenute considerando la non linearità del sistema motore-driveline introdotta dalla struttura del volano a doppia massa. Il risultato ottenuto sperimentalmente è

da considerare molto positivo tenendo conto della mancata conoscenza di alcuni parametri e della semplicità del modello torsionale.

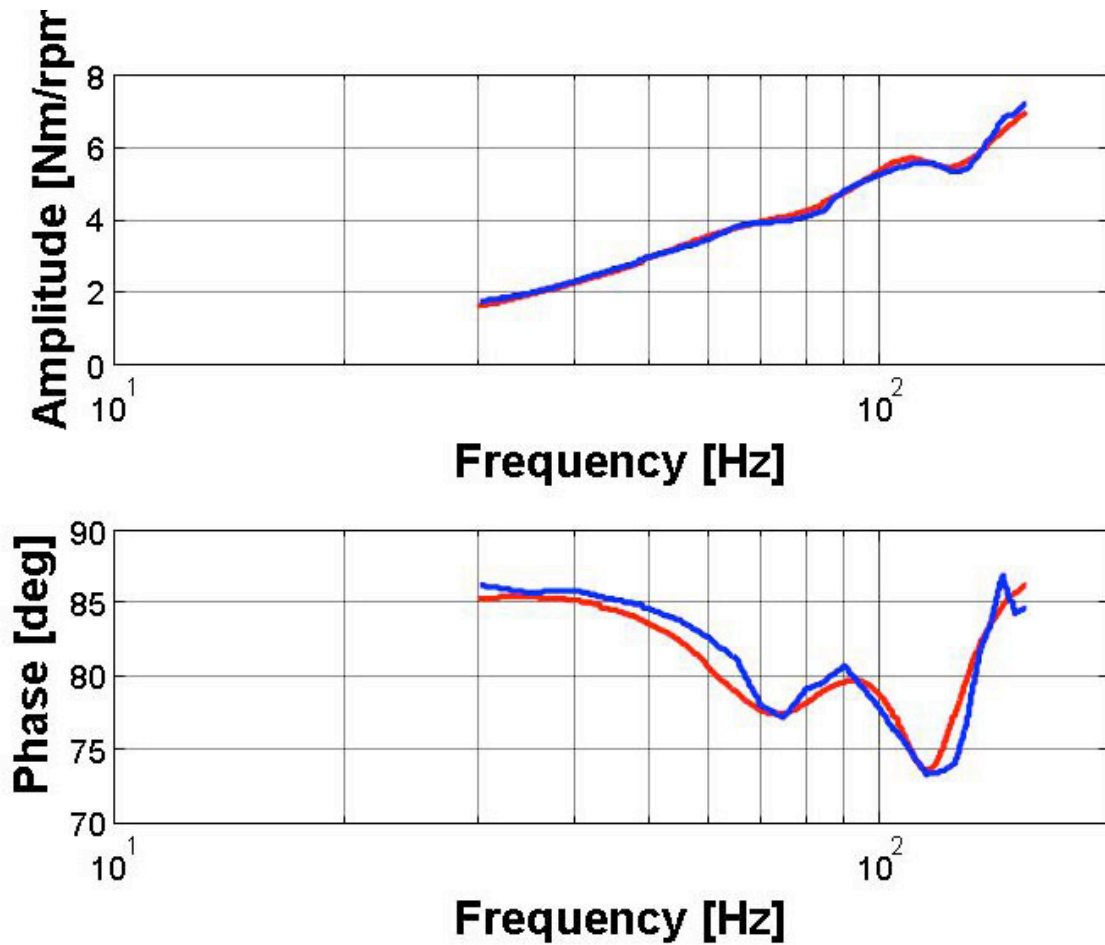


Figura 28. Andamento della  $F(j\omega)$  HL determinata con il modello torsionale.

Al fine di validare tali considerazioni, all'armonica quattro di velocità è stata applicata la funzione risposta in frequenza corrispondente (High Load o Low Load). I risultati sono poi stati confrontati con quelli ottenuti dall'applicazione della funzione unica.



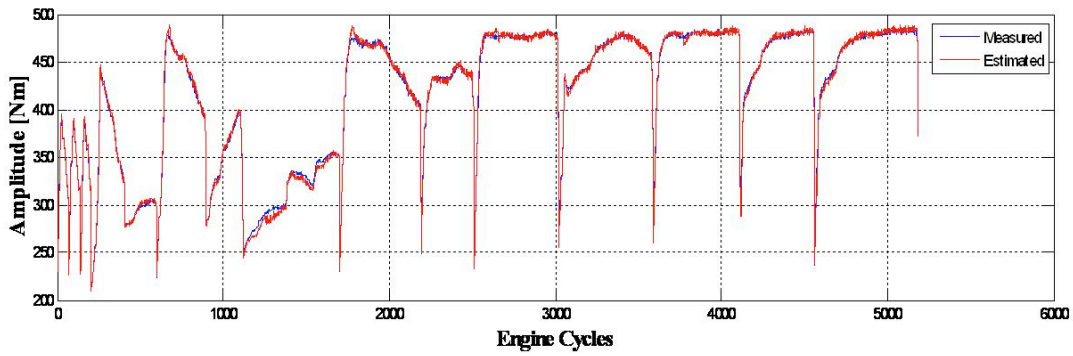


Figura 29. Stima dell'ampiezza dell'armonica 4 della coppia indicata per cicli ad alto carico.

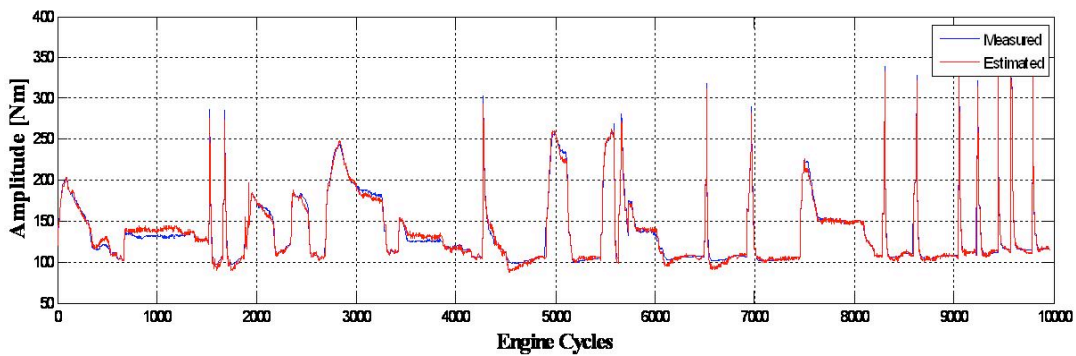


Figura 30. Stima dell'ampiezza dell'armonica 4 della coppia indicata per cicli a basso carico.

La tabella 6 mostra come l'errore, in termini di RMS (Root Mean Square Value), valutato sulla stima dell'ampiezza dell'ordine 2 della coppia indicata, cali nel caso di impiego delle  $F(j\omega)$  differenziate per il carico applicato all'albero.

|                  | <b>F(j<math>\omega</math>) unica</b> | <b>F(j<math>\omega</math>) HL</b> | <b>F(j<math>\omega</math>) LL</b> |
|------------------|--------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| <b>RMS [Nm]</b>  | 5,41                                 | 3,26                              | 4,15                              |
| <b>RMS [deg]</b> | 1,06                                 | 0,55                              | 1,22                              |

Tabella 6. Schema riassuntivo delle prove eseguite in stazionario.

## 2.3 Determinazione della relazione CP0 - CP4

Grazie ai nuovi dati acquisiti nella campagna sperimentale, si è approfondito il terzo passo della procedura attraverso l'analisi della relazione esistente tra l'armonica della coppia indicata  $T_{ind,i}$  e il suo valor medio  $T_{ind,0}$  sul ciclo motore. Al fine di applicare l'algoritmo a un propulsore di generica architettura, è fondamentale verificare che sia possibile calcolare il valore della coppia media indicata dalle sue armoniche indipendentemente da quale sia l'ordine di quest'ultima. Questo significa che la relazione tra la coppia media indicata e le sue armoniche deve essere calcolata e verificata per ogni componente.

Per identificare la relazione tra  $|T_{ind,i}|$  e  $|T_{ind,0}|$ , la pressione del cilindro è stata divisa in due componenti:

- motoring cylinder pressure  $p_{mot,z}$  : è la pressione interna del cilindro per un ciclo motore senza combustione;
- combustion cylinder pressure  $p_{comb,z}$  : è la differenza tra la pressione indicata e la pressione motoring nel cilindro.

Inoltre, la pressione motoring è costituita da due componenti, la prima è la pressione motoring del ciclo a valvole aperte (fase di aspirazione e scarico)  $p_{mot,1,z}$ , la seconda rappresenta la pressione motoring in quella parte del ciclo a valvole chiuse  $p_{mot,2,z}$ . In questo modo, la pressione interna del cilindro può essere divisa in tre differenti componenti (fig. 14):

$$P_{ind,z} = P_{mot1,z} + P_{mot2,z} + P_{comb,z} \quad (24)$$

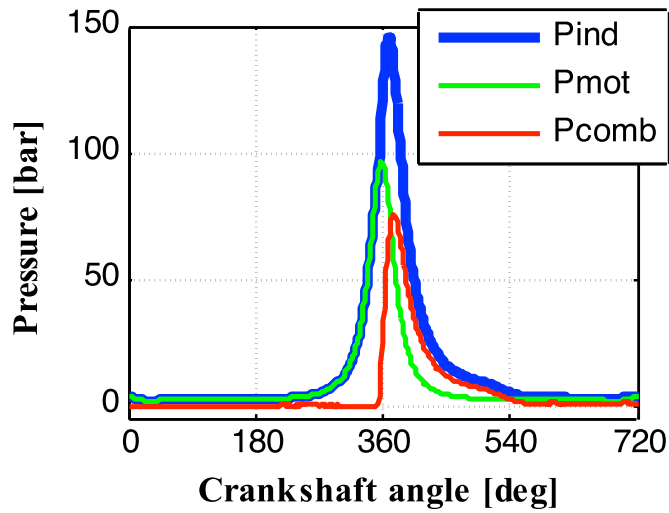


Figura 31. Andamento della pressione nel cilindro a 3100 rpm e 200 Nm di coppia indicata.

Le stesse componenti possono essere identificate allo stesso modo anche per la coppia indicata e per le sue armoniche.

$$T_{ind,0,z} = T_{mot1,0,z} + T_{mot2,0,z} + T_{comb,0,z} \tag{25}$$

$$T_{ind,i,z} = T_{mot1,i,z} + T_{mot2,i,z} + T_{comb,i,z} \tag{26}$$

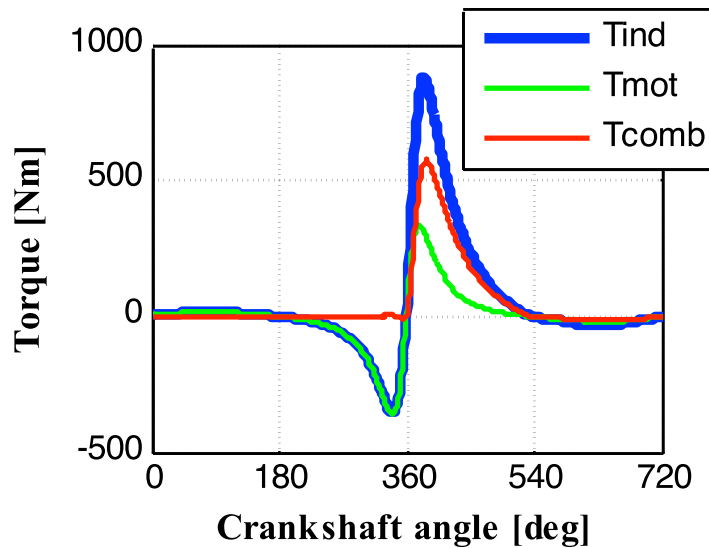


Figura 32. Andamento della coppia di un cilindro in un ciclo motore a 3100 rpm e 200 Nm di coppia indicata.

La figura 32 mostra che la coppia motoring a valvole chiuse ha un valore medio approssimativamente nullo e quindi la  $T_{mot2,0,z}$  può essere annullata. La combinazione delle precedenti equazioni permette di ottenere la relazione tra  $T_{ind,i}$  e  $T_{ind,0}$ :

$$\frac{|T_{ind,i}|}{|T_{ind,0}|} = \frac{|T_{mot1,i} + T_{mot2,i} + T_{comb,i}|}{|T_{mot1,0} + T_{comb,0}|} \quad (27)$$

Per determinare la relazione espressa dalla precedente relazione è stata calcolata trasformata di Fourier della coppia indicata cilindro per cilindro e ciclo per ciclo, per gli ordini fondamentali. Per un motore a 4 cilindri in linea con combustioni equispaziate, tale rapporto è stato calcolato per le prime dodici armoniche.

In un motore ad accensione per compressione senza farfalla, il controllo del carico viene realizzato variando la quantità di combustibile iniettata direttamente nella camera di combustione, dove il rapporto aria-combustibile rimane globalmente magro: la pressione di combustione dipende essenzialmente dalla massa di combustibile iniettata. La pressione motoring, invece, dipende principalmente dal riempimento della camera, legato alla pressione nel collettore di aspirazione. Nel motore in esame, essa può essere considerata uguale alla pressione di sovralimentazione. Per questa ragione nella equazione 27 è presente una dipendenza dalla massa di aria aspirata. Dato che l'obiettivo dell'algoritmo è di analizzare il fenomeno della combustione, si è pensato di depurare la coppia indicata dalla componente motoring e analizzare la relazione tra la  $i$ -esima armonica della coppia di combustione  $|T_{comb,i}|$  e il suo valor medio  $|T_{comb,0}|$ .

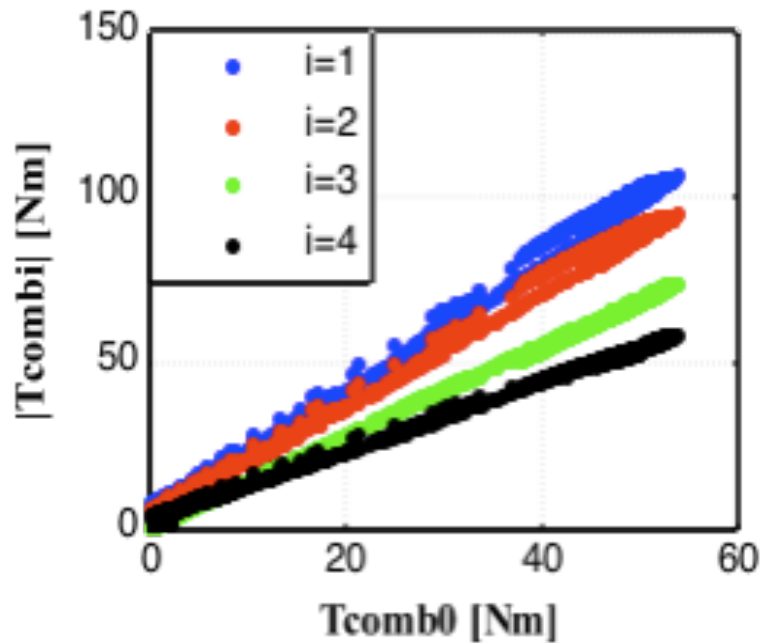


Figura 33. Rappresentazione della relazione tra l'armonica della coppia di combustione e il suo valor medio.

La figura 33 mostra che esiste una relazione lineare tra la  $i$ -esima armonica della coppia di combustione ed il suo valor medio. La tabella successiva riporta l'indice statistico di correlazione (eq. 28) calcolato tra le armoniche della coppia di combustione ed il suo valor medio: tanto più l'indice di correlazione è vicino ad uno, tanto più esiste una relazione lineare tra le grandezze considerate. La correlazione più forte sembra esserci tra il valor medio e l'armonica 4, come era già ipotizzato nel capitolo precedente.

$$R = \frac{\sum_{k=1}^n (x_k - \bar{x})(y_k - \bar{y})}{\sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (x_k - \bar{x})^2}{n}} \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (y_k - \bar{y})^2}{n}}} \quad (28)$$

| Harmonic order | R      |
|----------------|--------|
| 1              | 0.9989 |
| 2              | 0.9985 |
| 3              | 0.9998 |
| 4              | 0.9990 |
| 5              | 0.9988 |
| 6              | 0.9986 |
| 7              | 0.9979 |
| 8              | 0.9979 |
| 9              | 0.9971 |
| 10             | 0.9955 |
| 11             | 0.9962 |
| 12             | 0.9953 |

Tabella 7. Indice di correlazione tra le armoniche della coppia di combustione e il suo valor medio.

La finalità dell’algoritmo rimane comunque quella di stimare il valor medio della coppia indicata, per cui, una volta ottenuto il valor medio della coppia di combustione, è necessario aggiungere il termine relativo al valor medio della coppia indicata  $IT_{mot1,0l}$ . La rappresentazione dei vari passi dell’algoritmo definito viene riportata nel successivo diagramma a blocchi.

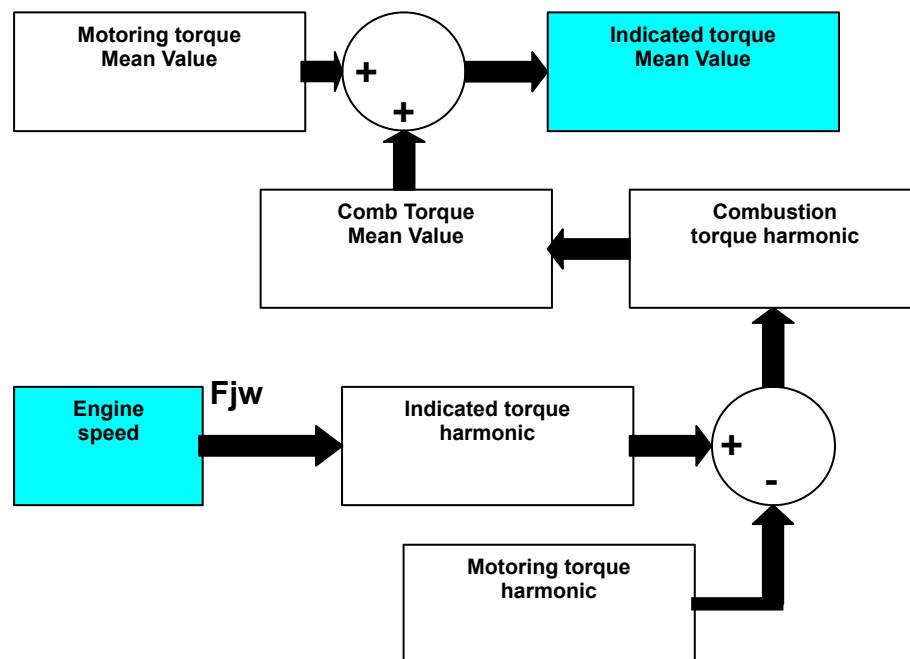


Figura 34. Schema a blocchi della procedura di stima coppia.

L'algoritmo risulta in questo modo costituito da un primo step in cui dall'armonica della velocità di rotazione si ottiene l'armonica della coppia di combustione (modello torsionale), un secondo in cui da quest'ultima si passa al suo valor medio (relazione lineare), ed infine un terzo che, grazie a un ulteriore modello che stima la coppia motoring media, determina il valor medio della coppia indicata. Come già menzionato, l'ampiezza delle armoniche della coppia motoring dipende dal riempimento del motore, legato alla pressione del collettore di aspirazione, e quindi, nel caso di un motore sovralimentato, dalla pressione di sovralimentazione (fig. 35).

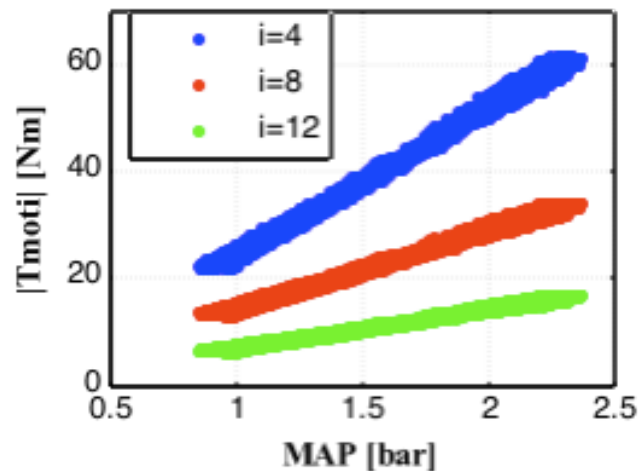


Figura 35. Ampiezza dell'armonica della coppia motoring funzione della pressione del collettore di aspirazione.

È importante anche considerare la fase dell'armonica della coppia motoring, che sembra essere indipendente sia dalla pressione di sovralimentazione che dal regime di rotazione, una volta scelto l'ordine dell'armonica (fig. 36).

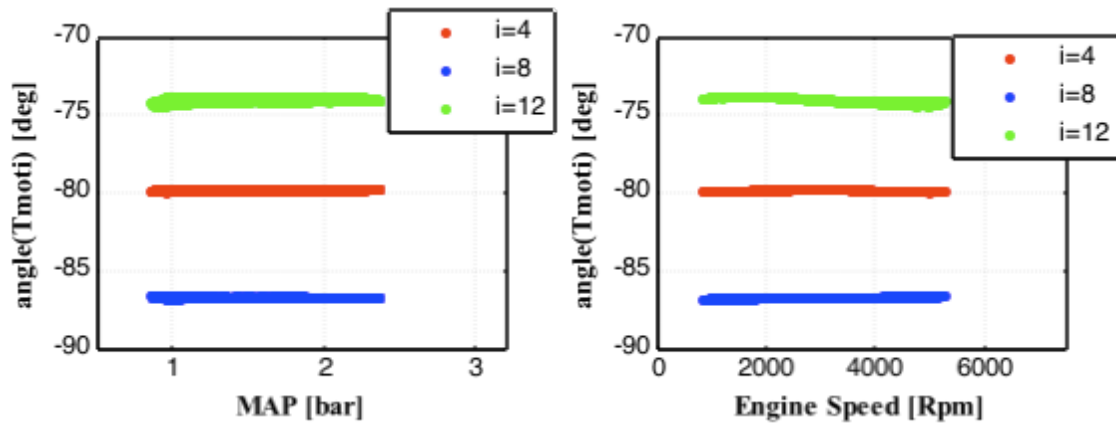


Figura 36 Fase dell'armonica della coppia motoring come funzione di Map e rpm.

La stessa considerazione può essere applicata al valor medio della coppia motoring, con la differenza che in questo caso non è richiesta la valutazione della fase.

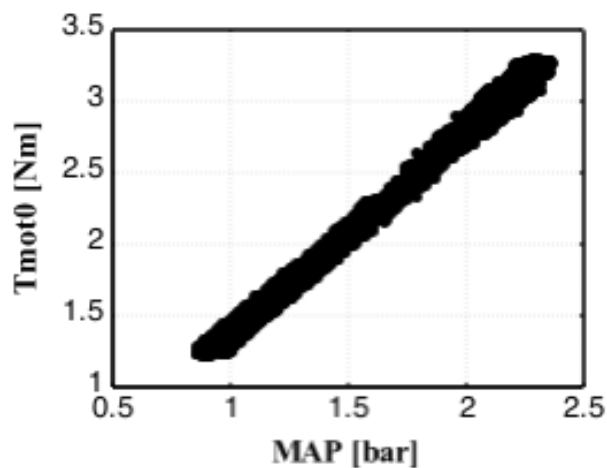


Figura 37. Valor medio della coppia motoring in funzione del Map.

Una ulteriore analisi è stata condotta al fine di determinare una relazione più semplice che consentisse di ottenere il valor medio della coppia indicata dal valore della sua componente armonica quattro.

In particolare, per quanto dimostrato in precedenza, si è cercata una relazione lineare con l'armonica 4 e la pressione collettore, determinando i coefficienti del polinomio attraverso un procedimento di regressione lineare sulla base dei dati sperimentali campionati in tutti i test.



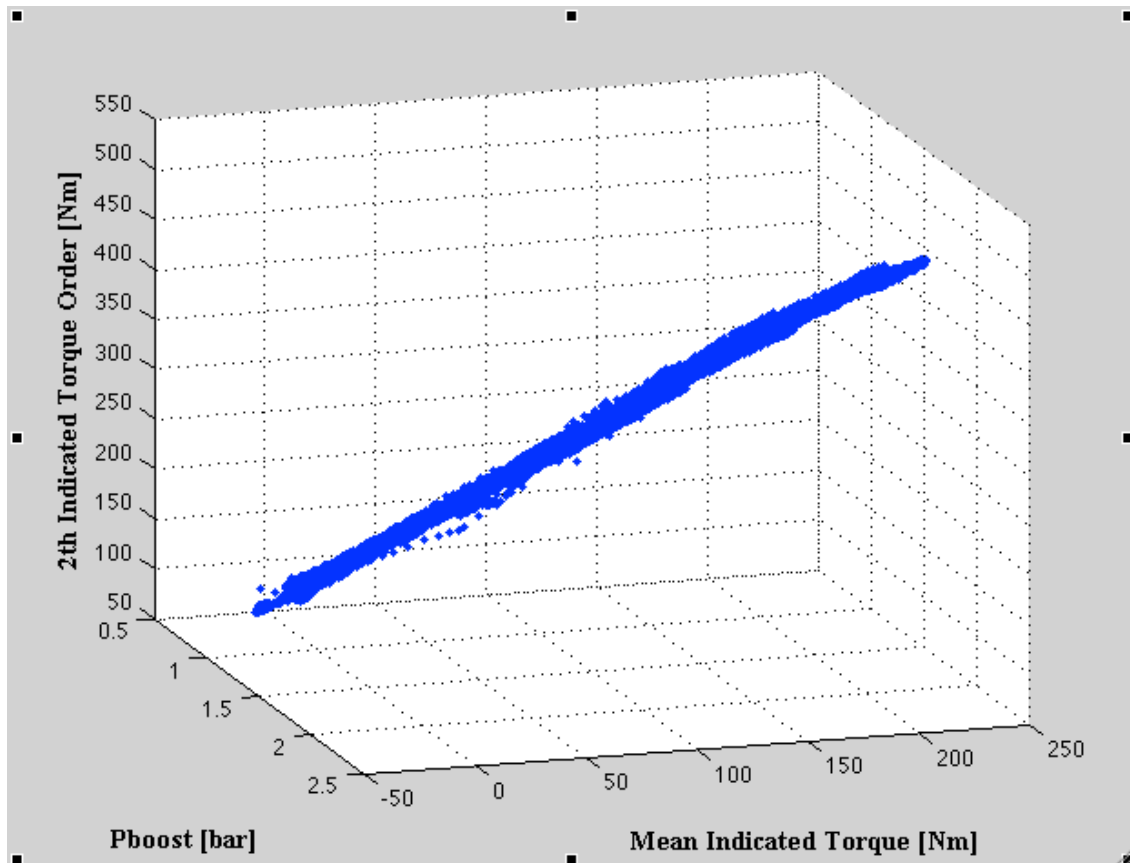


Figura 38. Valor medio della coppia motoring in funzione del Map.

Tutti i punti rappresentati in figura 38 stanno, con buona approssimazione su di un piano in funzione della pressione di sovralimentazione e dell'armonica della coppia indicata.

$$T_{ind,0} = c_1 \cdot T_{ind,4} + c_2 \cdot P_{boost} + k \quad (29)$$

La relazione (29) risulta di più facile implementazione in centralina, in quanto con una sola relazione di due coefficienti si ottiene direttamente la stima della coppia indicata.

## 2.4 Presentazione dei risultati

Per validare l'algoritmo, esso è stato applicato sia ai dati sperimentali da cui è stato ottenuto, sia a dati relativi a simulazioni di guidato, sia urbano che extraurbano, condotte con vettura su banco a rulli con diversi tester, cercando di investigare tutto il campo operativo. La stima della coppia indicata viene eseguita ciclo per ciclo e, per valutare l'accuratezza, si è calcolato lo scarto quadratico medio (RMSE) tra il valor medio calcolato dai segnali di pressione campionati in camera di combustione e il valore stimato. Come già detto, considerando gli alti ordini motore, l'ampiezza dell'armonica della coppia indicata si riduce e il rapporto rumore-segnale aumenta, con il conseguente decadimento dell'accuratezza dell'algoritmo. Per l'architettura del motore a disposizione per i test, l'armonica maggiormente eccitata dalla combustione risulta essere la quarta, per cui su questa si ottengono i migliori risultati.

Nel caso della vettura con volano a singola massa si è applicata la  $F(j\omega)$  unica per tutte le marce all'armonica quattro della velocità di rotazione per ottenere la corrispondente armonica quattro della coppia indicata. I risultati di tale stima sono già stati mostrati nel paragrafo relativo al modello torsionale. Il valore medio della coppia indicata è stato ottenuto sia passando attraverso la coppia di combustione (fig. 34), sia attraverso la relazione ottenuta dalla regressione lineare (eq. 29).

|                 | <b>Tind0=f(Tcomb)</b> | <b>Tind0=f(Tind4,Pb)</b> |
|-----------------|-----------------------|--------------------------|
| <b>RMS [Nm]</b> | 4,43                  | 4,68                     |

Tabella 8. RMSE in Nm sulla ricostruzione del valor medio della coppia indicata per vettura con volano a singola massa.

Entrambi gli algoritmi rispettano i requisiti di accuratezza richiesti (tab. 8), ma considerando anche il carico computazionale si è optato per l'implementazione in centralina del procedimento con la relazione CP0-CP4 lineare.

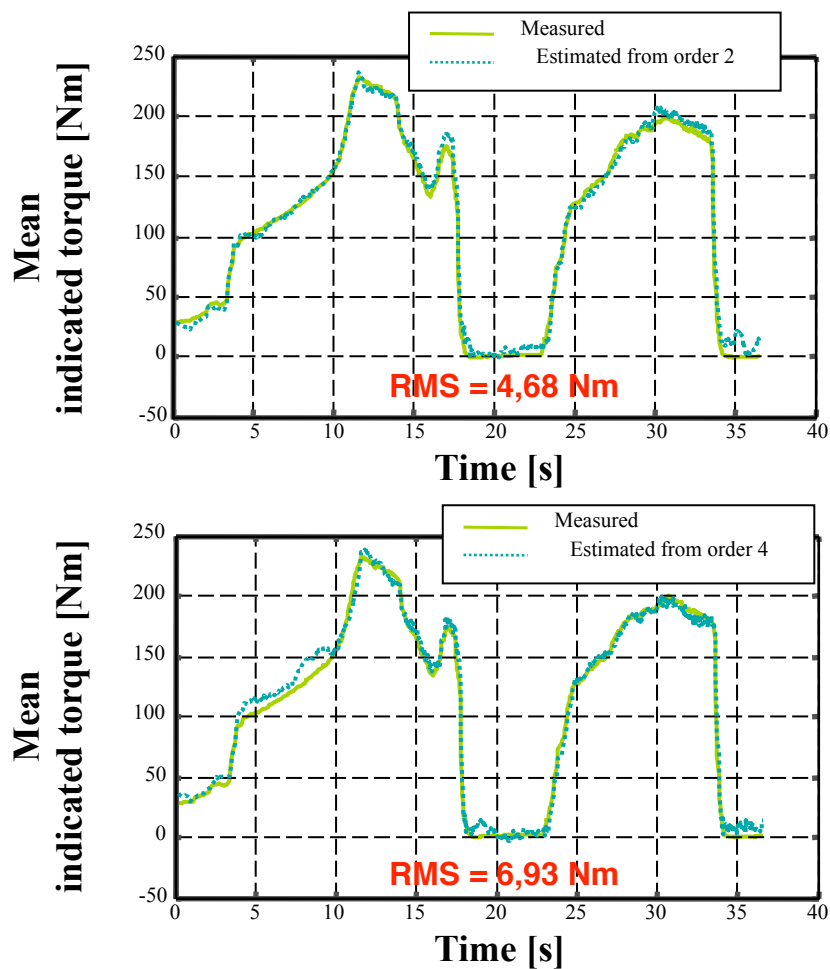


Figura 39. Stima della coppia media indicata per un motore diesel con volano a singola massa, partendo dall'analisi dell'ordine 2 e 4 in un test di guidato.

Nel caso della vettura con volano a doppia massa si doveva scegliere, innanzi tutto, quale funzione risposta in frequenza impiegare: considerando l'accuratezza nella stima della CP4 e considerando la semplicità, si è implementata la  $F(j\omega)$  unica. Infatti l'impiego della High Torque e Low Torque

avrebbe comportato l'utilizzo di un procedimento iterativo, in quanto a priori non è conosciuta la coppia applicata all'albero, e quindi non è possibile discriminare quale della due funzioni debba essere applicata alla velocità motore al primo passo. Sarebbe necessario infatti eseguire una prima valutazione della coppia indicata erogata applicando la  $F(j\omega)$  unica all'armonica 4 della velocità istantanea del motore, dopodiché in funzione del valore determinato verrebbe applicata la  $F(j\omega)$  HT o LT, o una composizione lineare delle due. La differenza in termini di stima dell'armonica 4 della coppia indicata non giustifica l'onere computazionale aggiuntivo del processo iterativo.

|                 | <b>Tind0=f(Tcomb)</b> | <b>Tind0=f(Tind4,Pb)</b> |
|-----------------|-----------------------|--------------------------|
| <b>RMS [Nm]</b> | 6,90                  | 7,01                     |

Tabella 9. RMSE in Nm sulla ricostruzione del valor medio della coppia indicata per vettura con volano a doppia massa.

L'algoritmo in questo caso, indipendentemente dalla relazione CP0-CP4, non rispetta i requisiti richiesti in termini di RMS: questo è imputabile all'approssimazione di un sistema non lineare con un sistema lineare.

## 2.5 Conclusioni.

L'algoritmo di stima della coppia indicata basato sull'analisi della velocità istantanea dell'albero motore si è mostrato adeguato alle richieste di accuratezza nel caso del volano a singola massa, mentre non rispetta i requisiti nel caso di vettura dotata di volano a doppia massa.

Le successive campagne sperimentali sono state condotte sempre sulla vetture dotate del nuovo cambio, in quanto la produzione non prevedeva nell'immediato il ritorno alla vecchia configurazione di driveline. L'analisi dei

dati ha evidenziato un cambiamento nel tempo della funzione di risposta in frequenza, dovuto alla deriva della rigidità e dello smorzamento del volano a doppia massa, oggetto a forte usura per stessa ammissione della casa produttrice.

Per questa ragione si è considerata la possibilità di implementare di un sistema di identificazione della funzione di trasferimento, o quantomeno di correzione della funzione stessa, basato sull'analisi in tempo reale del segnale di pressione in camera di combustione, anche di uno solo dei cilindri del motore.

Infatti le case automobilistiche, al fine di rispettare le future normative antinquinamento Euro 6, stanno prevedendo l'impiego on board di sensori di pressione in camera di combustione: alcune aziende hanno già sviluppato sensori adatti all'impiego su vetture di serie.

Naturalmente questa prospettiva aumenterebbe considerevolmente le potenzialità del sistema di controllo motore, in quanto si potrebbe passare gradualmente ad un controllo basato sull'analisi del segnale di pressione in camera di combustione.

Inoltre, sempre in prospettiva futura, su alcuni allestimenti si sta considerando l'ipotesi di non impiegare più il cambio dotato di volano a doppia massa: questo significherebbe riportarsi alla condizione dei primi test su vettura su banco a rulli, in cui l'accuratezza dell'algoritmo rispettava le richieste.



## **3 CALCOLO DELLE GRANDEZZE INDICATING IN RT**

Il lavoro è stato a questo punto incentrato sulla realizzazione di uno strumento di calcolo delle grandezze indicating in tempo reale per un motore a combustione interna, sullo studio della quantità e qualità delle informazioni ottenibili, e della risorse di calcolo richieste al fine di valutarne la compatibilità con l'implementazione on-board.

### **3.1 I requisiti del sistema**

La catena di misura per il calcolo delle grandezze indicating deve essere pensata in funzione di una sua applicazione on-board: deve essere quindi compatibile con gli strumenti già presenti in vettura e con le risorse di calcolo della ECU. L'obiettivo è di ottenere le informazioni per un solo cilindro, coadiuvando lo strumento di stima coppia basato sull'analisi delle fluttuazioni di velocità motore, cercando per quanto possibile di contenere i costi di installazione, voce molto importante nella definizione del progetto di una vettura di serie. E' comunque evidente che, una volta definito il layout per un singolo cilindro, l'estensione dell'analisi a tutti i cilindri del motore sarebbe immediata, per cui si è pensato di sviluppare direttamente lo strumento per il monitoraggio completo del motore, per poi effettuare in un secondo momento il downgrade ad un solo cilindro.

I sensori piezoelettrici impiegati per il rilevamento dei segnali di pressione fanno parte di strumentazione da laboratorio, con costi molto elevati, ma all'oggi il mercato dei componenti per auto sta mettendo in produzione sensori di pressione con sistemi di trattamento del segnale

integrato ad un costo decisamente concorrenziale, con accuratezza compatibile con le esigenze richieste e durata prossima ai 100000 km.

L'analisi delle grandezze indicating richiede il campionamento ad alta frequenza sia dei segnali di pressione in camera di combustione, sia della posizione angolare dell'albero motore. In fase di sviluppo dei propulsori, solitamente si applica sul motore installato al banco prova un encoder con una risoluzione di 1 grado o superiore (fino a 0.1 gradi, oltre viene solamente eseguita un'interpolazione delle tacche fisicamente presenti sullo strumento) e il campionamento dei segnali di pressione avviene su base angolare. In questo modo si hanno già i campioni di pressione riferiti a una determinata posizione angolare: risulta pertanto immediato il calcolo delle grandezze indicating, che appunto sono su base angolo. L'encoder, tuttavia, è uno strumento molto costoso e delicato nel suo montaggio, tollera minimi disallineamenti nell'accoppiamento, ha una vita limitata, deve lavorare in un ambiente pulito, pertanto non si addice all'installazione su vettura.

Si è quindi pensato di utilizzare la stessa ruota fonica presente sulla vettura, e di campionare su base tempo la pressione in camera di combustione: per alte velocità di rotazione (l'obiettivo è 20000 rpm) significa campionare in *simultaneous sampling* ad almeno 100 KHz con una risoluzione minima di 14 bit tra  $\pm 10$  volt. Tale sistema richiede una conversione da base tempo a base angolo dei campioni di pressione, interpolando quindi la posizione angolare tra due denti della ruota fonica. La posizione angolare deve essere campionata ad alte frequenze per ridurre al minimo lo sfasamento tra i campioni di pressione e il rispettivo riferimento angolare: queste possono essere raggiunte solamente da schede digitali, per cui sarà richiesta anche la realizzazione di un circuito di trattamento dei segnali di fonica e fase dove necessario.



Il cervello del sistema deve possedere una potenza di calcolo tale da eseguire la valutazione della PMI e del rilascio del calore netto in tempo reale ciclo motore per ciclo motore.

In ottica di prototipazione, l'algoritmo così ideato potrebbe essere facilmente integrabile con un sistema di controllo banco: questo faciliterebbe la mappatura del motore in fase di sviluppo. Un algoritmo di controllo banco implementato su cRIO e sviluppato in ambiente LabView è già impiegato per il controllo della cella in sala prova motore nei laboratori di Bologna: l'obiettivo sarebbe anche quello di integrare sulla stessa piattaforma lo strumento indicating.

### 3.2 Hardware e software

Nella ricerca del software e dell'hardware adatti per la prototipazione del sistema si è fatta particolare attenzione ad aspetti quali la sua flessibilità e la potenza di calcolo. Inoltre, la compatibilità con il software utilizzato può far risparmiare molto tempo nello sviluppo dell'applicazione, limitando l'impiego di risorse per la scrittura del protocollo di comunicazione tra software e periferiche.



Figura 40. Il CompactRio in versione a 4 slot.

Per queste ragioni si è puntato su un particolare hardware fornito da National Instruments, il Compact-RIO (cRIO, fig. 40), piattaforma compatta (284 x 88.1 x 58.9 mm) alimentata in corrente continua tra 9 e 30 Volt, quindi facilmente impiegabile per applicazioni on-board. Il cRIO è costituito da un parte a basso livello dotata di chip FPGA (Field Programmable Gate Array) e alloggiata nel backlane: su di essa vengono installati tutti i moduli di input e output analogico e digitali, quindi tutta l'acquisizione e la generazione dei segnali passa attraverso questa scheda. Il cervello del sistema è costituito invece dal controller: esso è dotato di un motore Real Time in grado di dialogare con la scheda FPGA tramite linee bus (figura 41).

I chip FPGA sfruttano per la loro programmazione la tecnologia RIO (Reconfigurable I/O). Essi sono costituiti da una serie di celle e di gate che, opportunamente settati, consentono di eseguire operazioni semplici ma in tempi molto brevi.

Per lo sviluppo dell'applicazione si è scelto un cRIO dotato dei seguenti componenti:

- Controller 9012 con processore da 400 MHz
- FPGA 9104 nel backlane da 3 Mgate
- Modulo 9401 con 8 I/O digitali a 10 MHz
- Modulo 9215 con 4 AI a 16 bit, 100 kHz in simultaneous sampling
- Modulo 9263 con 4 AO a 16 bit, 250 kHz sul singolo canale.

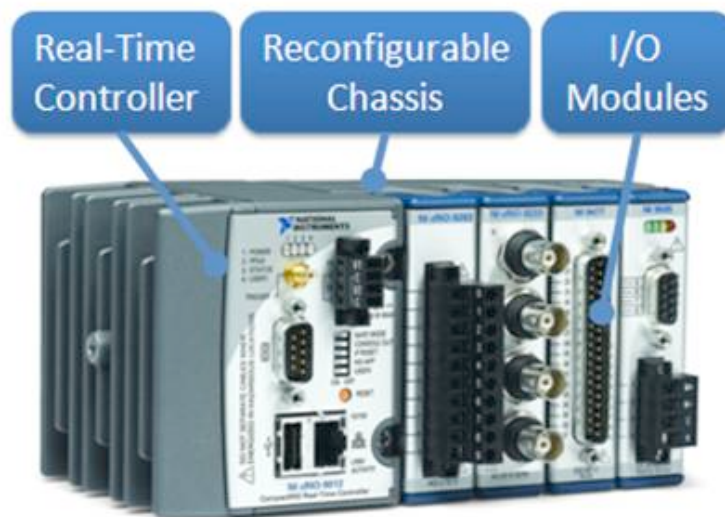


Figura 41. Il layout del CompactRIO.

Il controller 9012 è dotato di un sistema operativo real time, il PharLap, che è in grado di eseguire in automatico degli applicativi realizzati dall'utente all'avvio del sistema. Il cervello del sistema può scambiare dati periferiche o con computer definiti "Host" attraverso una porta USB, una seriale e una porta Ethernet. Esso permette di eseguire loop di calcolo con variabili a virgola mobile (DBL) con frequenza massima di 1kHz, garantendo determinismo temporale e consentendo di impostare diversi gradi di priorità tra un loop di calcolo e l'altro.

La scheda FPGA invece può compiere una iterazione di calcolo con frequenza fino a 40 MHz, con la limitazione dell'uso di variabili intere con o senza segno al massimo di 64 bit. Inoltre la complessità delle operazioni algebriche implementabili diminuisce rispetto l'ambiente RT.

Il software adottato per l'implementazione del sistema è LabView 8.6.1, fornito dalla stessa National Instruments, per ottenere la massima compatibilità tra hardware e software. Questa scelta ha evitato di dover scrivere il protocollo di comunicazione per i componenti hardware e le periferiche, in quanto già sviluppato da National e fornito nelle librerie del programma.

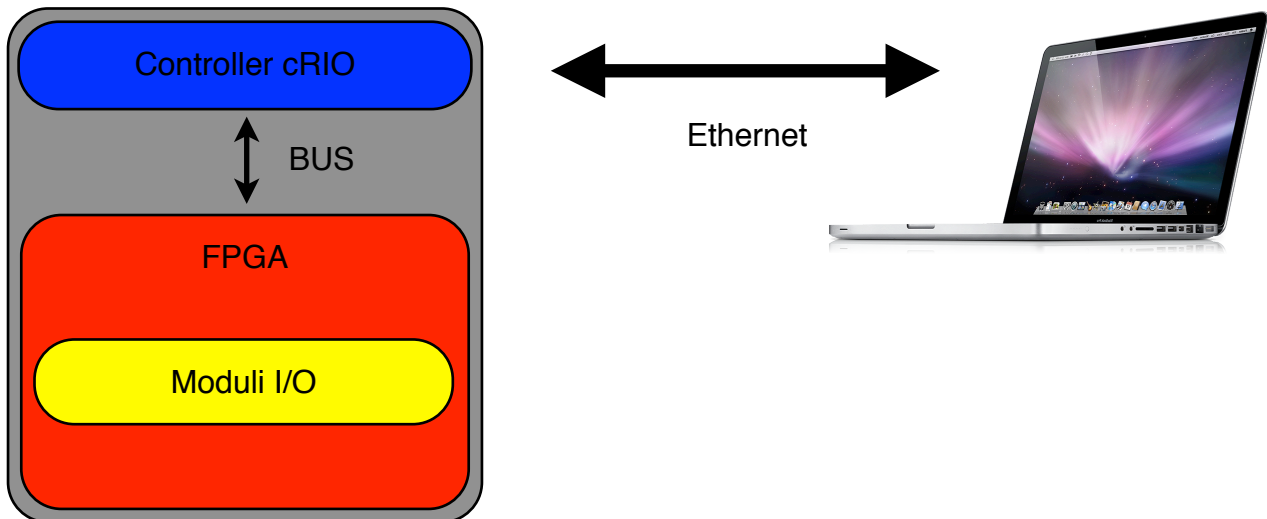


Figura 42. Schema della comunicazione tra cRIO e computer Host.

LabView è un linguaggio di programmazione grafico che comprende tre moduli diversi (Labview for Windows, Labview Real-Time Module, Labview FPGA Module) i quali si differenziano tra loro per il supporto hardware a cui è destinata l'applicazione da realizzare (PC, Controller Real Time, Scheda FPGA). I programmi realizzati con Labview sono detti *Virtual Instrument (VI)* in quanto nell'aspetto fisico e nel modo di interagire riproducono strumenti reali come oscilloscopi e potenziometri mentre si tratta di oggetti virtuali. L'interfaccia con l'utente di ogni VI è il *Front Panel* in cui sono posizionati controlli e indicatori che rappresentano rispettivamente gli input e gli output interattivi del VI. I controlli sono manopole, pulsanti, interruttori, comandi scorrevoli, caselle numeriche o di testo e altri meccanismi di introduzione di dati, mentre gli indicatori sono grafici, LEDs, tabelle e altri componenti che consentano di visualizzare gli output acquisiti o generati dal *Block Diagram*. Quest'ultima parte è il corpo centrale di un VI in quanto contiene il codice matematico, sotto forma di diagramma a blocchi, che gestisce gli oggetti presenti nel pannello di controllo. Nella realizzazione del codice si possono utilizzare, oltre ai capisaldi della programmazione classica come i cicli *while*, *for* e la struttura *case*, gli elementi messi a disposizione dalle librerie di

Labview come le strutture temporizzate (*Timed Structures*) che permettono di stabilire una priorità tra le varie parti del programma o funzioni già implementate, le cosiddette *Buit-in functions*, per l'acquisizione, l'analisi e l'esposizione di dati; inoltre si possono creare o aggiungere VI (*SubVI*) all'interno di altri aventi la funzione di subroutine, determinando così una precisa scala gerarchica all'interno del programma. Infine il diagramma a blocchi si completa con i fili (*wire*) che collegano gli oggetti presenti e che determinano il flusso dei dati tra gli input e gli output del VI: questi assumono un colore e uno spessore diversi in base al tipo di variabile che trasportano ( numero, stringa di testo, matrice, booleano, ecc...).

Alcune peculiarità della versione 8.6.1 di Labview rispetto alle precedenti sono:

- la struttura MathScrip Node ;
- la struttura Event Structure;
- le Shared Variables;

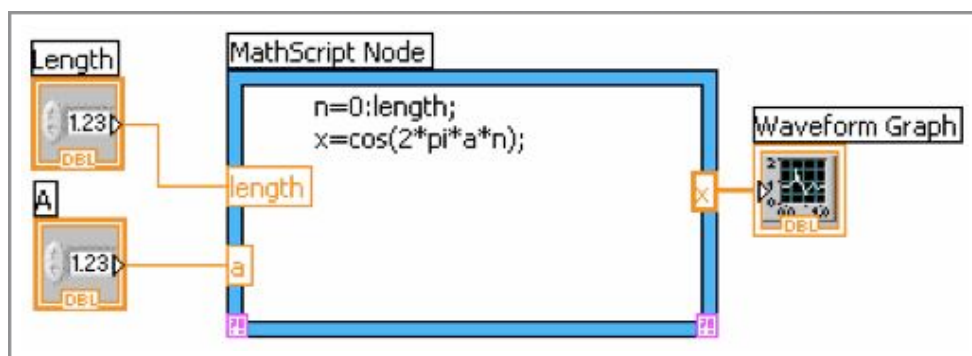


Figura 43. Esempio di utilizzo della struttura MathScript Node.

La struttura *MathScript Node* , come si può notare dalla figura 43, permette di eseguire files scritti in codice Matlab, semplicemente copiando all'interno della finestra le righe di codice.

Sulla parte sinistra delle cornice sono visualizzate le variabili di ingresso del programma, mentre sulla destra quelle di uscita rispettivamente rappresentate con normali controlli ed indicatori di Labview. Un'ulteriore

integrazione tra i due linguaggi di programmazione viene dalla *MathScript Window* ossia una finestra che riprende gli ambienti di lavoro Matlab nella quale è possibile scrivere e testare gli algoritmi degli M-Files. In definitiva il *MathScript Node* mette l'utente in condizione di poter utilizzare funzioni già sviluppate con Matlab e di scegliere all'interno di un unico VI, quale linguaggio, grafico o testuale, utilizzare nello sviluppo di un'applicazione o di una sua parte.

La struttura *Event* presente nella libreria di Labview consente di realizzare il codice presente al suo interno qualora si verifichi un evento come la pressione di un tasto del mouse o della tastiera o il cambiamento del valore di una variabile.

Esistono due tipi di eventi, quelli notificati all'utente solo dopo che Labview ha eseguito il blocco di codice ad essi relativo e quelli per cui Labview chiede consenso all'utente prima di procedere. Per rendere più efficiente, invece, l'interscambio di dati all'interno di un progetto, nell'ultima versione di Labview sono state introdotte le *Shared Variables*, ossia variabili che possono essere lette o scritte in tempo reale tra VI di ambienti differenti (FPGA, RT o Windows) direttamente tramite bus o rete.

Come detto in precedenza la parte software integrante della nostra piattaforma National Instrument è *Labview Real-Time Module*. Esso è un modulo particolare che combina la modalità di programmazione grafica ed intuitiva che distingue Labview al potere di un sistema operativo real time (RTOS) come *Ardenne Phar Lap Embedded Tool Suite* (ETS) offrendo all'utente la possibilità di costruire applicazioni deterministiche. In particolare i VI vengono realizzati con Labview su un computer Host dotato di un sistema operativo tradizionale (come Windows XP) potendo scegliere all'interno della libreria componenti aggiuntivi tipici dell'interfaccia real time, come temporizzatori con risoluzione maggiore ( $\mu\text{sec}$ ) per le varie strutture o le Real

Time FIFO per la trasmissione di dati tra i VI secondo la logica *first input - first output*. Al momento dell'esecuzione de VI, viene eseguito il download dei file sul supporto hardware dotato di motore real time sul quale sarà presente una versione di Labview, definita RT Engine, che ne permetterà l'esecuzione.

Labview FPGA Module invece è lo strumento con cui è possibile progettare e sviluppare rapidamente algoritmi su chip FPGA disponendo, ancora una volta, della versatilità di un linguaggio grafico. Infatti, una volta creato il VI con Labview in ambiente FPGA, questo viene compilato, cioè tradotto in un linguaggio (*bitfile*) comprensibile dalla scheda. All'avvio della applicazione tale file viene caricato sull'apposita scheda hardware per stabilire la configurazione degli elementi logici del chip che esegue i calcoli del VI stesso. Questo software risulta particolarmente adatto ad applicazioni che richiedono una gestione dei dati automatizzata, temporizzazioni spinte (nsec.) e sincronizzazione tra varie attività che sfruttano le risorse FPGA.

Rispetto a Labview for Windows o Labview Real-Time Module le librerie ed il potere di calcolo del modulo FPGA sono notevolmente ridotti in quanto sono consentite solo operazioni con numeri interi al massimo di 64 bit. Inoltre la scarsa disponibilità di RAM e di elementi logici programmabili sulla scheda obbligano a realizzare VI poco complessi e ridotti all'essenziale per ottimizzare le risorse disponibili.

### **3.3 Struttura dell'algoritmo di calcolo**

Data la struttura messa a disposizione dal software Labview e dall'hardware impiegato, è stato prima pensato un layout di massima dell'algoritmo di calcolo. Le operazioni da eseguire sono riportate nell'elenco sottostante:

- Acquisizione dei segnali di pressione a 100 kHz
- Acquisizione della posizione angolare dell'albero motore
- Assegnazione della posizione angolare a ciascun campione di pressione
- Generazione di allarmi in uscita (analogici e digitali)
- Calcolo delle grandezze indicanti ciclo per ciclo, cilindro per cilindro
- Rappresentazione dei segnali di pressione (funzione oscilloscopio)
- Valutazione statistica delle grandezze calcolate
- Rappresentazione grafica dei risultati
- Possibilità di variare parametri di configurazione del sistema
- Salvataggio su file delle grandezze campionate per eventuale post-processing
- Salvataggio su file dei risultati calcolati
- Integrazione con sistema di controllo banco

L'utilizzo della piattaforma cRIO impone che tutta la parte di generazione fisica e di acquisizione dei segnali avvenga in ambiente FPGA. Ad essa è stato pertanto affidato il compito di campionare i segnali di pressione ad alta frequenza, le grandezze per il controllo banco (Rpm, THR, temperature e pressioni varie) a bassa frequenza (100 Hz), la generazione degli output per allarmi e il controllo banco (riferimento giri e posizione farfalla verso il freno). La scheda FPGA si presta ad operazioni molto semplici, che possono essere eseguite in tempi brevissimi, quindi si è pensato di affidarle anche il monitoraggio della posizione dell'albero motore e l'assegnazione della posizione angolare a ciascun campione di pressione.

Il controller Real Time ha un potere di calcolo superiore abbinato ad un determinismo temporale meno spinto che sul FPGA, infatti è in grado di eseguire calcoli con numeri decimali. Pertanto tutte le operazioni di



interpolazione, di calcolo su base ciclo motore e di controllo del banco basato sull'utilizzo di operatori PID sono stati implementati in questo ambiente di programmazione. La comunicazione con il FPGA avviene attraverso linee bus.

La visualizzazione delle grandezze, dei grafici e il calcolo delle grandezze su base statistica, che costituiscono operazioni a bassa priorità e non in tempo reale, sono state affidate al computer Host, che comunica con il cRIO tramite rete Ethernet. Naturalmente questo ambiente deve consentire la configurazione delle parti a basso livello del sistema, nonché il salvataggio di tutte le informazioni ricevute su base ciclo, per quelle indicating, e su base tempo, per quelle banco.

### **3.4 Compiti affidati alla scheda FPGA**

La scheda FPGA, come detto in precedenza, è in grado di eseguire solo operazioni tra numeri interi, al massimo a 64 bit, in tempi molto stretti. Anche la divisione, che riporta un risultato troncato per difetto all'intero più vicino, impiega molte risorse (gate), quindi è meglio demandarla alla parte RT o magari eseguire delle divisioni per potenze di 2, implementabili come semplici spostamenti a destra di bit (per esempio, spostare tutti i bit a destra di tre posizioni, corrisponde a dividere per  $2^3$ ).

Nelle operazioni, per tener conto di una precisione dell'ordine dei decimali, vengono utilizzati dei fattori di scala (sempre potenze di due), che vengono poi recuperati al momento del calcolo delle grandezze effettive.

Il VI (fig. 44) è stato pensato per consentire un parallelismo tra i loop di aggiornamento, monitoraggio posizione angolare, generazione e acquisizione segnali, calcolo, comunicazione e gestione banco .

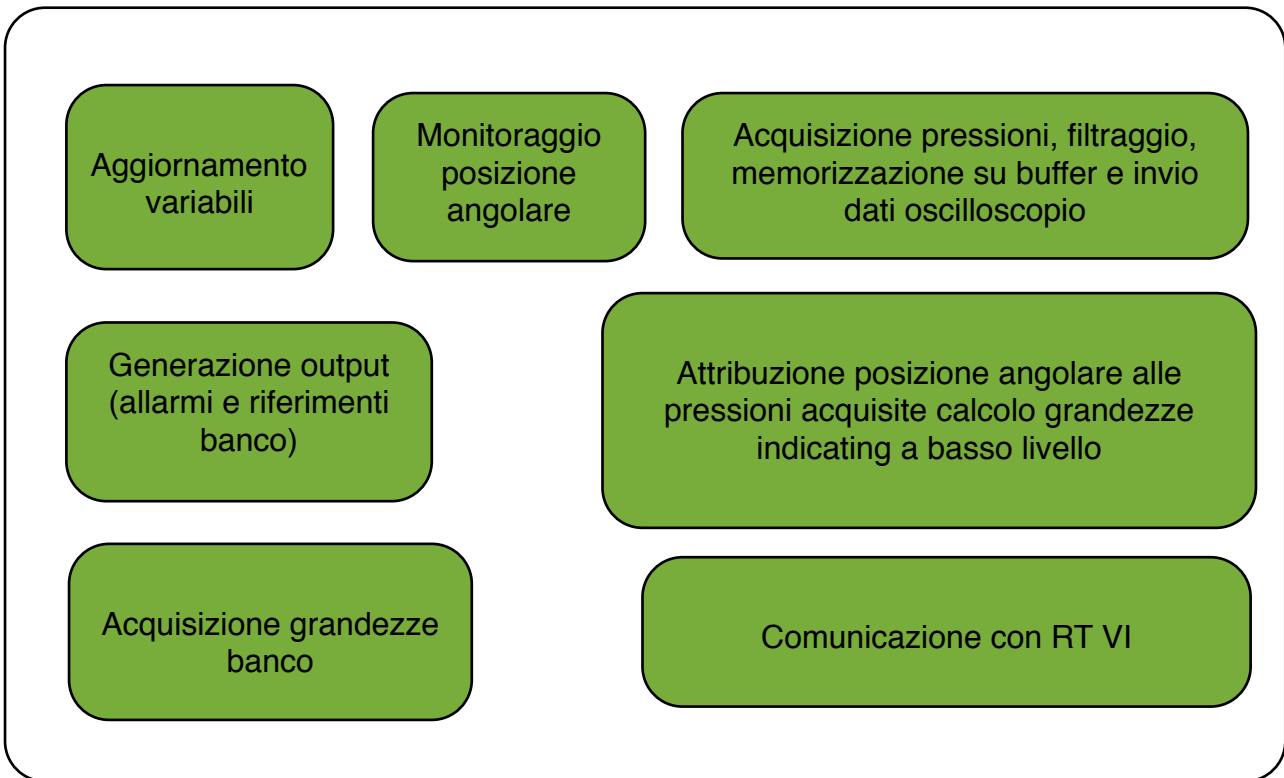


Figura 44. Lo schema a blocchi del Block Diagram del FPGA vi.

Di quest'ultima, in quanto già sviluppata separatamente e solo inserita in questo contesto senza alcune modifiche, si demanda la descrizione.

### 3.4.1 Il loop di aggiornamento delle variabili

Le variabili globali di LabView possono essere scritte o lette da più vi appartenenti allo stesso ambiente di lavoro (Windows, RT o FPGA), ma non ci può essere accesso da vi di un differente ambiente di lavoro. Quindi, quando il VI principale della parte RT deve aggiornare il valore di alcuni controlli (quali per esempio, i coefficienti del filtro, la frequenza di campionamento, i parametri di fasatura etc.), deve poter scrivere su controlli del FPGA che poi agiscono a loro volta sulle variabili globali. Dato che l'operazione è a bassa priorità, queste operazioni sono state raggruppate in un while loop a bassa frequenza (1 kHz).

### 3.4.2 Monitoraggio della posizione angolare

Per poter attribuire a ciascun campione di pressione la relativa posizione angolare, il *tool* necessita dei segnali di posizione, quali quelli provenienti da ruota fonica (*SMOT*) e sensore di fase (*SCAM*). Incrociando questi due segnali e conoscendo alcuni altri parametri geometrici e le caratteristiche dei sensori, è possibile riconoscere i denti *SMOT* in transito e definirne con una certa precisione la posizione angolare dell'albero motore. Per semplicità, tra un dente e l'altro si ipotizza che la velocità angolare del motore rimanga costante.

Si tratta di un'approssimazione tanto più lecita quanto più numerosi sono i denti di ruota fonica: è più probabile che la velocità rimanga costante su un arco angolare di  $1^\circ$  (ruota a 360 denti), piuttosto che su un arco di  $45^\circ$  (ruota a 8 denti). In ogni caso, fintanto che il sistema non è *fasato*, non è in grado di fornire risultati attendibili. Per *fasato*, si intende la condizione in cui il sistema ha:

- riconosciuto la cava *SMOT* e identificata la transizione del segnale di fase
- inizializzato il contatore *SMOT*, tenendo conto della cava/transizione di fase.

Generalmente, con ruote foniche a 60-2 denti, si associa un *PMS* attivo ( $0^\circ$  dell'angolo di manovella) alla combinazione cava *SMOT* e segnale *SCAM* alto. Il *PMS* passivo dello stesso cilindro ( $360^\circ$ ) vedrà invece cava *SMOT* e segnale *SCAM* basso. Per ruote foniche senza cava o per encoder, invece, si

dispone di un segnale di fase che in realtà fornisce un riferimento di ciclo, presentando una transizione nei pressi del *PMS* attivo per un certo cilindro.

Pertanto, l'algoritmo di fasatura, una volta regimato, è in grado di discernere il passaggio dei denti di ruota fonica e assegnarne la relativa posizione angolare.

Il campionamento della posizione angolare del motore deve essere effettuato ad alta frequenza (nel caso in esame si utilizzano porte digitali campionate a 10 Mhz), in quanto un'alta risoluzione temporale permette di stimare meglio i ritardi tra *Smot* e campioni di pressione.

Nell'algoritmo sono stati implementati i quadri segnali di fasatura più comuni:

- $(N-M)+P$ : ruota fonica a  $N-M$  denti (quindi con presenza di cava) con sensore di fase disponibile;
- *Race*: ruota fonica a  $N$  denti con sensore di fase che fornisce un trigger tra due denti ben precisi (sistema impiegato solitamente su motori con distribuzione ad ingranaggi);
- *Encoder a 720 tacche*. Se il numero dei riferimenti è maggiore, il sistema li decima per riportare la risoluzione ad 1 tacca per grado.

Se la ruota fonica presenta una cava (mancanza di uno o più denti), l'algoritmo di fasatura è stato pensato in modo da poter estrapolare quelli mancanti ed eventualmente quelli deformati dalla presenza stessa della cava. Nel caso in cui la ruota sia dotata di pochi denti, potrebbe essere necessario tenere conto anche del trend di velocità tra un dente e il successivo per ridurre l'errore sulla attribuzione della posizione angolare dei campioni di pressione.

### **3.4.3 L'acquisizione dei segnali di pressione**

I segnali di pressione sono campionati in simultaneous sampling e in differenziale all'interno di un ciclo while temporizzato a 100 kHz. In linea con l'acquisizione vengono fatte una serie di operazioni campione per campione, in modo tale da poter poi immagazzinare i dati in un buffer pronti per essere elaborati (fig. 45).

Prima di tutto, la lettura della pressione viene corretta con i fattori di calibrazioni delle schede, per poi passare all'interno di due vi di filtraggio. I filtri implementati operano in continuo su tutti i campioni acquisiti, in modo tale da essere esenti da effetti di bordo e non richiedere una finestra di pre-filtraggio. I filtri sono mono-direzionali del secondo ordine, dove classe (Bessel, Butterworth, Chebichev o ellittico), tipologia (passa basso, alto o banda), frequenza di taglio, guadagno e ripple possono essere impostati nella parte host, che si occupa di calcolare i coefficienti corrispondenti, i ritardi introdotti dal tipo di filtro e di trasmetterli alla parte dell'applicazione a basso livello.

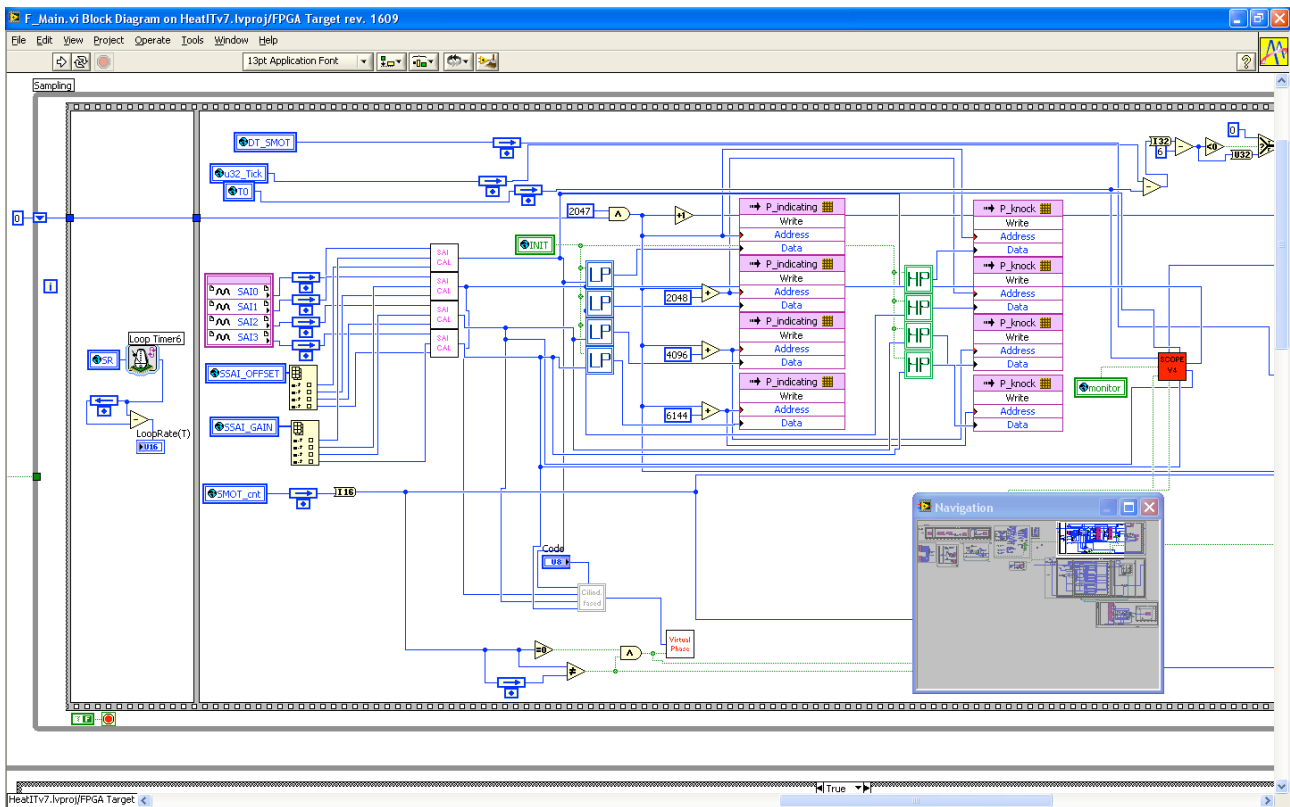


Figura 45. Il loop di acquisizione dei segnali di pressione.

Di norma sono impostati un filtro passa basso per il calcolo delle grandezze quali PMI, MFB50 e rilascio calore, mentre uno passa alto per il calcolo degli indici di detonazione, quali MAPO e Integrale. Il valore delle frequenze di taglio dei filtri possono essere determinate analizzando off-line un'acquisizione relativa a una condizione di funzionamento detonante del motore, e valutando le frequenze eccitate dalla detonazione. Il filtro passa-basso deve tagliare le frequenze eccitate dalla chiusura valvole (tipicamente in motori da competizione) e dalla detonazione: le frequenze di quest'ultima invece devono essere preservate da quello passa-alto. Tipicamente per l'analisi della combustione si cerca di mantenere un contenuto in frequenza fino alla trentesima armonica, mentre per l'analisi del knock si considerano le frequenze di risonanza della camera di combustione che sono spostate più in alto.

A scelta, uno dei canali di pressione filtrato passa basso può essere impiegato in luogo del segnale di fase per fasare l'applicazione con la

corrente posizione angolare dell'albero motore. Successivamente, i campioni di pressione vengono allocati in blocchetti di memoria del FPGA con un indirizzo di locazione progressivo, che viene azzerato all'inizio di ciascun ciclo motore. Analogamente per ciascun dente, in altri blocchetti di memoria vengono memorizzati il numero del primo campione di pressione acquisito e il suo tempo di ritardo dal passaggio del dente: servirà per l'attribuzione della corretta posizione angolare a ciascun campione di pressione. Infine, i campioni di pressione vengono impacchettati insieme all'ultimo riferimento angolare identificato, al tempo di ritardo e al riferimento ciclo e spediti, attraverso una FIFO DMA, all'ambiente RT. I dati trasmessi su questa linea saranno poi rappresentati nel diagramma della funzione oscilloscopio.

Una FIFO DMA è una struttura per la trasmissione di dati unidirezionale tra FPGA e RT (o viceversa) che opera secondo la logica first input, first output.

### **3.4.4 Calcolo delle grandezze indicating**

Il Loop di calcolo si occupa, in primo luogo, di attribuire l'etichetta angolare a ciascun campione di pressione.

Note le caratteristiche geometriche del motore, non è difficile definire il volume spazzato dai pistoni nei singoli cilindri. Avendo a che fare con grandezze discrete è necessario scegliere, tenendo conto delle esigenze computazionali, un passo angolare di riferimento, da considerare come massima risoluzione: si è scelto di definire un vettore volume con precisione  $0.05^\circ$  (ovvero  $1/20$  di grado). In questo modo, un ciclo motore vedrà un vettore volumi composto da 14400 elementi ( $14400 = 720^\circ / 0.05^\circ$ ), in cui i primi 7200 sono evidentemente uguali ai successivi. In realtà è sufficiente definire una sola corsa del pistone ( $180^\circ$ , ovvero 3600 elementi,  $3600 =$

180° / 0.05°), visto che l'andamento della funzione volume non può che essere simmetrico. In definitiva il vettore avrà 3600 elementi: il primo corrispondente alla posizione 0°, il secondo alla posizione 0.05° e così via fino a 179.95°. L'indice del vettore rappresenta la posizione angolare espressa in ventesimi di grado rispetto al *PMS*.

Si tratta di una scelta molto importante, visto che andrà ad influenzare pesantemente la precisione dell'algoritmo e anche, come si vedrà in seguito, il minimo regime motore ammissibile.

Ogni cilindro deve essere fasato nei confronti del proprio *PMS* attivo, la cui posizione angolare è un parametro definito geometricamente. Tale posizione, definita a partire dall'angolo 0° di manovella, potrebbe anche essere riferita al 1° o al 2° dente di ruota fonica (sempre a partire dalla posizione di 0°, dipende dal *modus operandi* delle case motoristiche e dalla tipologia del segnale *SMOT*). Ad esempio si consideri un motore con 4 cilindri che compongono una V di 90°:

| Cilindro [#] | PMS [deg] |
|--------------|-----------|
| 1            | 360°      |
| 2            | 720°      |
| 3            | 270°      |
| 4            | 630°      |

Tabella 10. Fasatura di un motore V4 a 90°.

Volendo riferire tali posizioni al primo dente di ruota fonica, occorre sapere che questo transita, ad esempio, a 21,45° dopo lo 0 dell'angolo di manovella. Allora, a partire dal primo dente della ruota fonica, i *PMS* diventano:



| Cilindro [#] | PMS [deg] |
|--------------|-----------|
| 1            | 337.55°   |
| 2            | 697.55°   |
| 3            | 247.55°   |
| 4            | 607.55°   |

Tabella 11. Fasatura precedente sfasata dell'offset di 21.45°.

Poi è semplice trasformare la posizione angolare del *PMS* in un indice rappresentativo dei ventesimi di grado, semplicemente dividendo per 0.05 e saturando il risultato a 14400. Va detto che per ogni cilindro occorre riferirsi sempre al proprio *PMS*, praticando un offset opportuno su *SMOT* e posizioni angolari espresse in ventesimi di grado (ad esempio, allo scopo di leggere gli elementi del vettore volume).

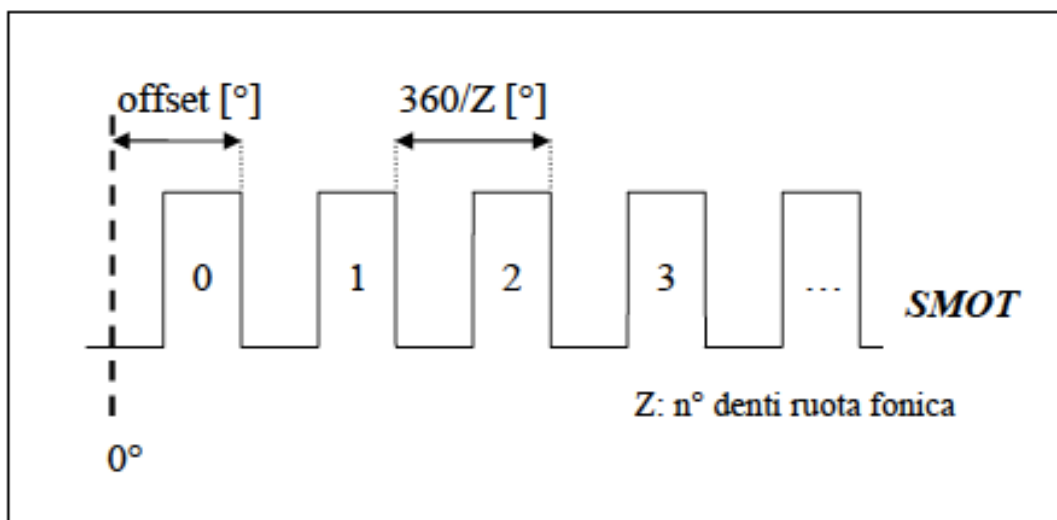


Figura 46. Schema rappresentativo della definizione della posizione angolare.

Dovendo lavorare in ambiente *FPGA*, dove non è possibile mettere in opera operazioni aritmetiche più che elementari, si è costretti ad utilizzare un algoritmo piuttosto rudimentale. L'idea è quella di interpolare linearmente le posizioni angolari dei campioni acquisiti durante il periodo di tempo che intercorre fra il transito di due denti *SMOT* consecutivi (fig. 46). L'ipotesi di base è ovviamente quella di considerare costante il regime del motore in questo intervallo, trascurando le naturali fluttuazioni di velocità che invece si verificano. In base al numero dei campioni di pressione acquisiti in tale intervallo, si suddivide in parti uguali l'arco angolare sotteso fra due denti di ruota fonica e si associa ad ogni campione la relativa posizione.

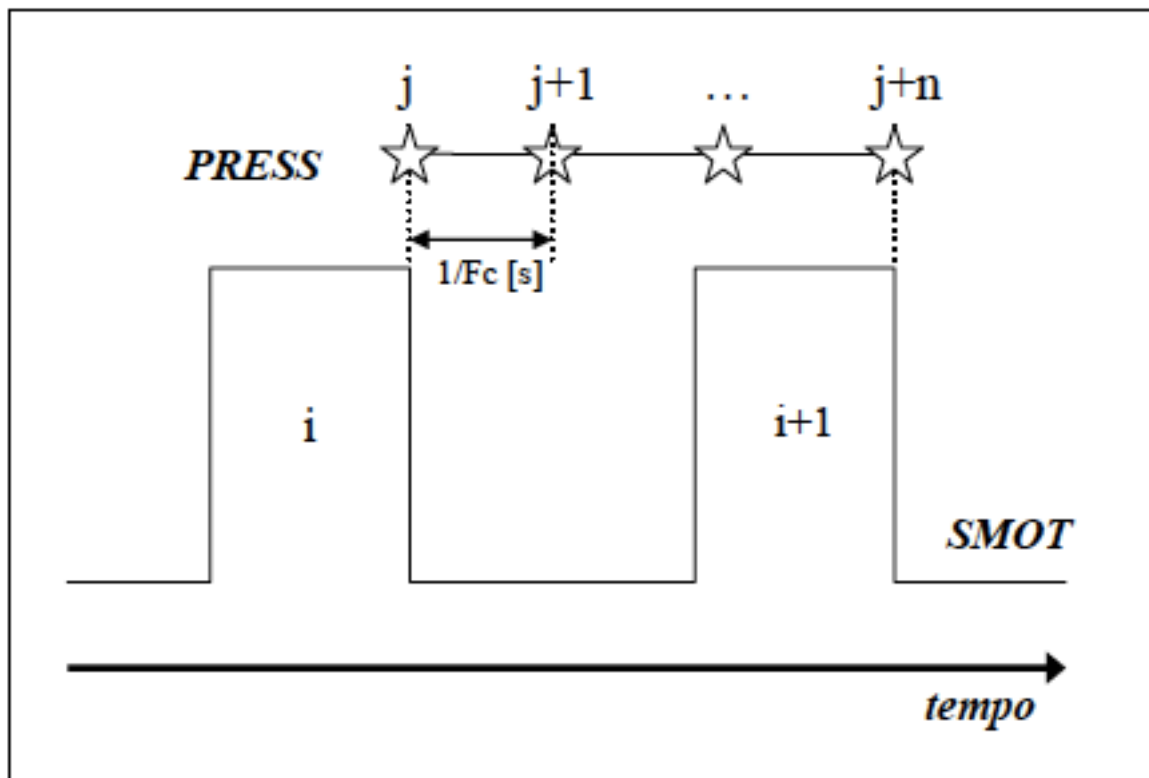


Figura 47. Attribuzione della posizione angolare ai campioni di pressione.

In sostanza, sapendo che nell'arco angolare, di ampiezza data dal rapporto  $360^\circ/Z$  (dove  $Z$  è il numero di denti della ruota *SMOT*), sono stati acquisiti  $n$  campioni di pressione, si avrà che la posizione del generico campione  $k$ , espressa in ventesimi di grado, è data da:

$$\left\{ \begin{array}{l} Pos_k = Pos_{smot_i} + \left[ k \frac{360^\circ}{Z \cdot n \cdot 0.05^\circ} \right] \\ Pos_{smot_i} = \left[ \frac{i \cdot \frac{360^\circ}{Z} + offset_{PMS-smot}^\circ}{0.05^\circ} \right] \\ k \in [0, n[ \\ i \in [0, Z[ \end{array} \right. \quad (29)$$

Noto tale indice è semplice risalire sia al volume corrispondente, sia alla relativa posizione angolare: nel primo caso è sufficiente leggere nella 1D-LUT del volume l'elemento all'indirizzo corretto; nel secondo basta ricorrere ad una moltiplicazione per  $0.05^\circ$ .

Tutte le posizioni angolari sono definite in riferimento al PMS attivo di ogni cilindro, dove questo è stato espresso a sua volta in funzione del dente Smot più vicino e dell'offset con il suo segno. Con il valore di  $Pos_k$  si accede all'indice del vettore volume, quindi questo deve essere un numero intero e positivo: nel caso sia un numero con virgola, è necessario approssimare all'intero più vicino.

Definito l'algoritmo di assegnazione della posizione angolare, rimane da recuperare lo sfasamento angolare introdotto da:

- Ritardo tra il passaggio del dente Smot e il primo campione di pressione
- Ritardo del sensore Smot
- Ritardo introdotto da eventuali filtri software o hardware.

Il primo fattore da tenere a mente è legato alla procedura di assegnazione campioni: come si evince dalla equazione interpolante 29, al primo campione di pressione compreso fra i denti *SMOT* *i* e *i+1*, viene assegnata la posizione angolare relativa allo *SMOT* *i*. Questo corrisponde al vero se e solo se il transito di tale dente e l'acquisizione del suddetto campione di pressione sono esattamente contemporanei. Se questo non si verificasse, ovvero se fra il passaggio del dente e l'acquisizione del primo campione successivo trascorresse un certo intervallo di tempo (ovviamente inferiore al *rate* di acquisizione pressioni) la assegnazione delle posizioni ne risulterebbe pesantemente falsata. Ponendosi nella situazione peggiore, ovvero con un ritardo di 9.99  $\mu$ s, a 1000 rpm si avrebbe un errore angolare di circa 0.06°, mentre a 20000 rpm sarebbe di addirittura 1.20°, quantità per nulla trascurabile, tanto più che è possibile recuperarla facilmente. È infatti sufficiente conoscere i tempi di passaggio del dente e di acquisizione della pressione (fig. 48) per calcolare il  $\Delta t$ , e tradurlo in ventesimi di grado tramite una semplice proporzione con il tempo dente (altra grandezza che si ha a disposizione). Ovvero:

$$Ritardo_{Smot-P} = \frac{\left(T_{P_j} - T_{Smot_i}\right) \cdot \frac{360^\circ}{Z \cdot 0.05^\circ}}{\Delta T_{Smot(i,i-1)}} \quad (30)$$

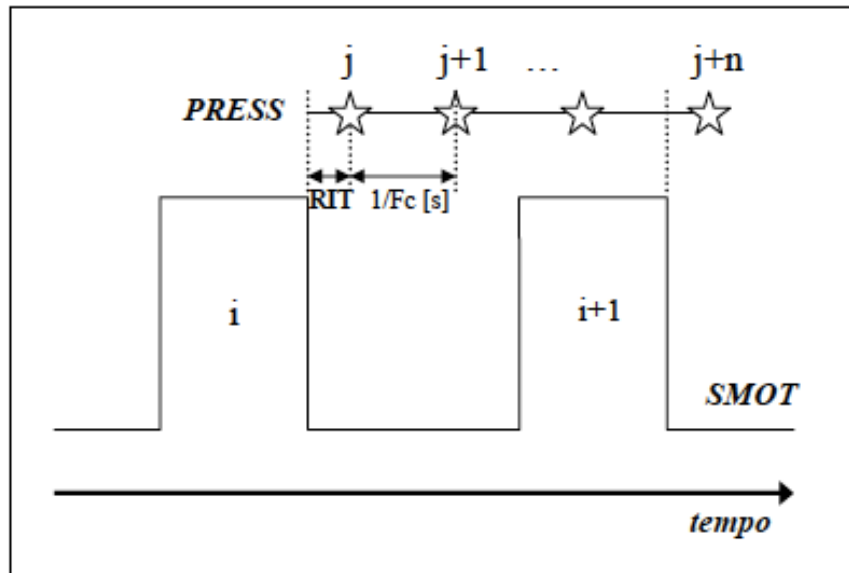


Figura 48. Compensazione del ritardo di campionamento.

La compensazione viene applicata a tutti i campioni di pressione compresi tra lo  $SMOT_i$  e lo  $SMOT_{i+1}$ .

Per quanto riguarda la caratteristica del sensore di posizione ci sono due aspetti differenti da considerare:

- L'anticipo con cui il segnale SMOT diventa alto, rispetto alla posizione teorica (offset)
- Il ritardo caratteristico del sensore nel rispondere (gain)

Il primo aspetto vede una responsabilità condivisa fra la forma dei denti della ruota fonica e il funzionamento del sensore: infatti lo *SMOT* viene riconosciuto appieno non al centro del dente stesso, ma con un certo anticipo angolare, corrispondente a circa metà dello spessore del dente, ovvero quando il bordo superiore del dente inizia ad affacciarsi al sensore. Questo è un parametro di offset (dell'ordine di grandezza di  $1^\circ$ ), riconoscibile sperimentalmente e costante col regime motore. Il secondo aspetto invece viene solitamente notificato dal costruttore dello strumento, ma può anche essere verificato sul campo: si tratta di un ritardo temporale costante col

regime (ordine di grandezza:  $20 \div 80 \mu\text{s}$ ), che come effetto introduce un errore sulla posizione angolare crescente con la velocità.

Il primo contributo, generalmente negativo, sposta “in avanti” la curva di pressione (ovvero verso angoli di manovella maggiori), il secondo contributo, invece, opera nel senso opposto. In figura 49 si nota la variazione angolare con cui viene rilevato il transito di un dente *SMOT* al crescere del regime di rotazione del motore.

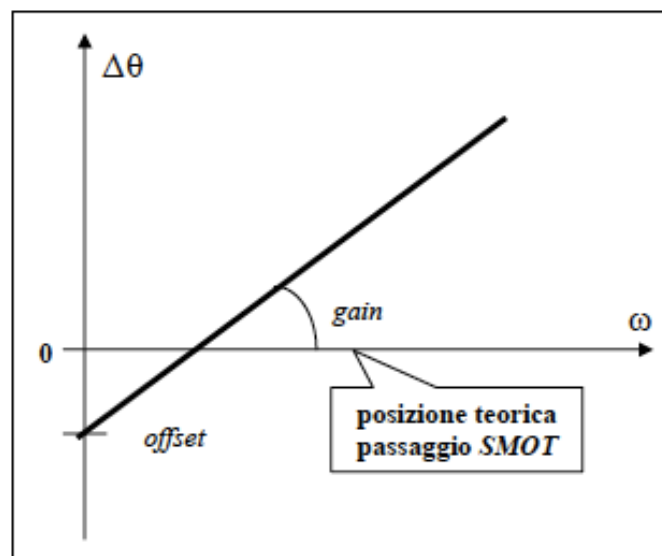


Figura 49. Offset angolare in funzione della velocità di rotazione del motore.

Nel trattamento dei segnali di pressione, generalmente vengono impiegati filtri software e hardware per eliminare le componenti armoniche di non interesse.

I filtri hardware vengono di norma impiegati per evitare il fenomeno dell'aliasing sulle frequenze di non interesse. Infatti, se per l'analisi della combustione interessano frequenze al di sotto dei 50 kHz, per il teorema di Nyquist è necessario campionare almeno a 100 kHz, realizzando però dell'aliasing su tutte le frequenze superiori a 50 kHz. Una volta che i dati acquisiti sono affetti da aliasing, non è più possibile eliminare le componenti in frequenza soggette a tale problema con filtri software in quanto il segnale a più alta frequenza viene interpretato come se fosse un segnale a bassa

frequenza. In questo caso solitamente si impiega un filtro hardware passa basso con frequenza di taglio proprio a 50 kHz.

Nella valutazione di grandezze quali PMI, rilascio calore e MFB50 vengono applicati filtri passa-basso per eliminare le componenti ad alta frequenza; nel caso l'obiettivo sia calcolare in indice di detonazione (Mapo o uno Integrale), si utilizza un filtro passa-alto o passa-banda per eliminare le componenti a più bassa frequenza. In ogni caso, questi dispositivi introducono un ritardo del segnale di pressione rispetto al segnale smot, quindi di segno opposto rispetto a quelli visti prima.

Anche in questo caso il ritardo è una costante temporale, che dà luogo ad un errore angolare proporzionale al regime. Il recupero dell'anticipo angolare viene effettuato mediante un offset, mentre il ritardo del sensore *SMOT* e del filtro P vengono composti e convertiti in base angolo conoscendo la velocità del motore.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 Pos_k = Pos_{Smot_i} + \left[ k \frac{360^\circ}{Z \cdot n \cdot 0.05^\circ} \right] + RIT_{(Smot-P)} - offset_{sens} + RIT_{(sens, filt)} \\
 Pos_{Smot_i} = \left[ \frac{i \frac{360^\circ}{Z} + offset_{PMS-Smot}^\circ}{0.05^\circ} \right] \\
 Offset_{sens} = \left[ \frac{Offset_{sens}^\circ}{0.05^\circ} \right] \\
 RIT_{(sens, filt)} = \left[ \frac{\omega(Rit_{sens}^{sec} - Rit_{filt}^{sec})}{0.05^\circ} \right] \\
 RIT_{(Smot-P)} = \frac{(T_{P_j} - T_{Smot_i}) \frac{360^\circ}{Z \cdot 0.05^\circ}}{\Delta T_{Smot(i,j-1)}} \\
 K \in [0, n[ \\
 i \in [0, Z[
 \end{array} \right. \quad (31)$$

La definizione di un vettore volume di 14400 elementi implica intrinsecamente un limite inferiore sulla velocità motore a cui può essere effettuata l'analisi. Infatti, campionando a 100 kHz, ad una velocità al di sotto di 833 rpm si avrebbero più campioni di pressione associati allo stesso valore di volume. Inoltre, campionando alla stessa frequenza e disponendo di una ruota a sessanta denti, a 16666 rpm si manifesterebbe un altro caso particolare, cioè a un dente non avremmo associato alcun campione di pressione. A 33333 rpm si avrebbe il passaggio di due denti senza aver ancora acquisito alcun campione di pressione: di queste particolari condizioni si è tenuto conto nella procedura di attribuzione delle posizioni angolari.

Essendo obbligati all'utilizzo dei numeri interi occorre considerare attentamente le operazioni da implementare, tenendo presente il pericolo di effettuare troncamenti o approssimazioni eccessive. Un problema ulteriore è dato dalla necessità di utilizzare l'operatore di divisione intera in ambiente *FPGA*, cosa che impiega molte risorse.

Per questa ragione, ogni volta che la procedura viene lanciata, si è scelto di reinizializzare il blocco di memoria che ospita il risultato della divisione intera fra l'arco angolare compreso fra due denti SMOT e il numero di campioni di pressioni acquisiti in tale spazio. In questo modo, noto il tipo di ruota fonica in uso, si avrà sempre il vettore corrispondente, senza la necessità di utilizzare un fattore correttivo e con la massima precisione concessa dal fattore di scala  $2^x$ . La posizione di ogni campione sarà dunque data dalla formula interpolante vista nei paragrafi precedenti: l'ultima operazione da fare è l'eliminazione mediante *bitshift* del fattore di scala (equivalente alla divisione per  $2^x$ ). Si noti che un intervento di questo tipo va a troncamento il risultato, comportando un possibile errore per difetto (l'effetto è quello di avere una curva di pressioni spostata all'indietro): si consideri comunque che l'errore massimo introdotto da tale procedura è di  $0.05^\circ$  in



difetto e che non possono esserci propagazioni dell'errore ai campioni successivi, visto che le posizioni vengono calcolate mediante moltiplicazioni e non con somme cumulate. È importante che l'operazione di *bitshift* verso sinistra venga effettuata per ultima, per evitare un'ulteriore introduzione di errore. In questo modo si riesce a replicare correttamente un processo di arrotondamento all'intero più vicino anche in *FPGA*, fermo restando che la precisione dipende comunque dall'entità del fattore correttivo  $2^x$ : quanto più è alto, quanti più decimali si vanno a considerare e di conseguenza quanto più è basso l'errore che si commette. Questo parametro è però superiormente limitato dal formato delle variabili in memoria: quanto più è alto, quanto maggiore sarà l'ingombro in termini di RAM.

In questo blocco vengono eseguiti, a basso livello e con gli opportuni fattori di scala, in calcolo delle principali grandezze indicanti, ciclo per ciclo e cilindro per cilindro.

Nei motori ad accensione comandata la combustione viene innescata dallo scoccare di una scintilla, provocata da un opportuno arco elettrico fra gli elettrodi della candela, posta nella testa del cilindro. Una buona combustione deve essere in grado di fornire all'albero motore il lavoro netto massimo ottenibile senza che intervengano fenomeni dissipativi che portino al danneggiamento del motore.

Come è noto, il lavoro compiuto da un fluido in un cilindro è pari all'integrale della pressione esercitata dallo stesso nei confronti di una parete mobile (il cielo del pistone), in funzione della variazione di volume occupato, valutato sull'intero ciclo motore (eq. 32).

$$L_i = \oint P \cdot \delta V \quad (32)$$

Il pedice  $i$  sta ad indicare che si tratta di una grandezza “indicata”, ovvero disponibile al cielo del pistone: nel trasferimento all’albero motore andranno stornati i fenomeni dissipativi (attriti) e i contributi dovuti al trascinarsi degli organi ausiliari. Il volume spazzato dal pistone (eq. 33), come facilmente deducibile dalle relazioni del manovellismo, dipende essenzialmente dalla geometria del cilindro, e vale:

$$V = \frac{\pi d^2 s}{4s(r_c - 1)} + \frac{\pi d^2}{4} \left( l^2 + r - r \cos(\vartheta) - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\vartheta)} \right) \quad (33)$$

Dove si intende:

- $d$ : alesaggio [m]
- $s$ : corsa [m]
- $r$ : raggio di manovella [m]
- $l$ : lunghezza di biella [m]
- $r_c$ : rapporto di compressione [-]
- $\theta$ : angolo di manovella [rad]

Come si nota facilmente, il primo addendo rappresenta il volume minimo che si ottiene in corrispondenza di angoli di manovella pari a  $0^\circ$  o  $360^\circ$  (PMS attivo o passivo) e costituisce il volume della camera di combustione. Detto ciò, appare evidente che per ottenere un buon lavoro indicato occorre avere un alto valore di pressione, ma anche un piazzamento favorevole all’interno del ciclo termodinamico. Questo dipende essenzialmente dall’anticipo con cui si effettua l’accensione. Graficamente si individua il lavoro indicato ottenuto in un ciclo motore come l’area sottesa dalla curva di pressione in funzione del volume spazzato (fig. 51). Si distingue un contributo positivo, dovuto alla

combustione (percorso in senso orario), e un contributo negativo, dovuto allo sforzo di riempire e svuotare il cilindro, rispettivamente prima e dopo la combustione (percorso in senso antiorario).

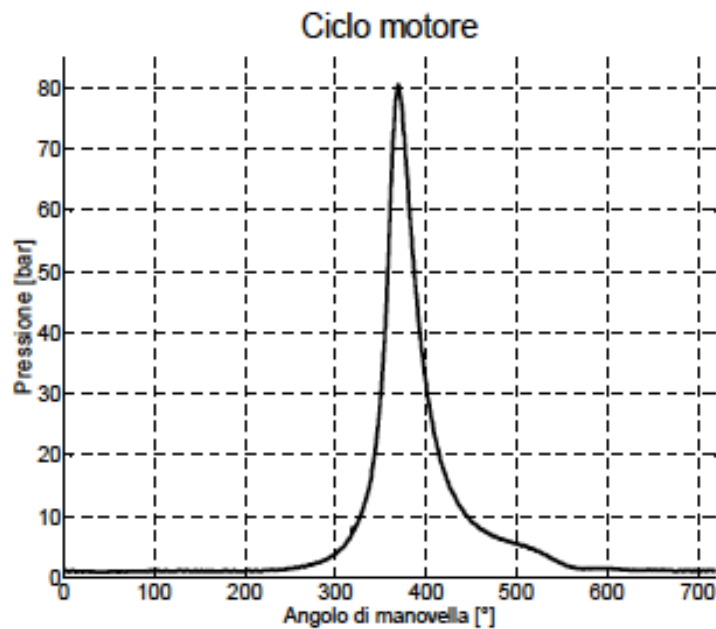


Figura 50. Andamento della pressione in camera di combustione in un ciclo motore.

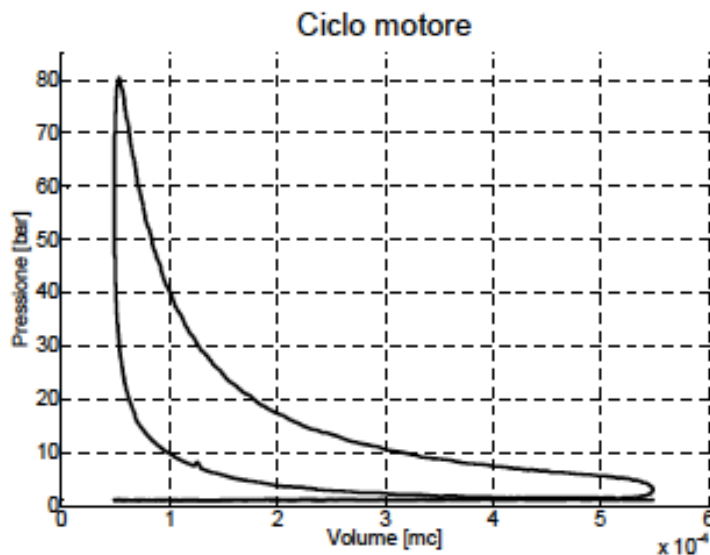


Figura 51. Diagramma di indicatore relativo al precedente ciclo motore.

Si utilizza la pressione media indicata ( $p_{mi}$ , espressa in *bar*, eq. 34), definita come il lavoro indicato rapportato alla cilindrata (ovvero il volume

spazzabile dal pistone), per effettuare raffronti fra motori di geometria e dimensioni diverse.

$$PMI = \frac{L_i}{V_d} = \frac{4L_i}{\pi d^2 s} \quad (34)$$

Per ottenere il valore della PMI cilindro per cilindro e ciclo per ciclo, il calcolo del lavoro indicato  $L_i$  viene eseguito in FPGA, mentre la divisione viene eseguita poi in RT. Riportandosi al caso reale del campo discreto, l'implementazione dell'integrale del  $L_i$  diventa il calcolo della seguente sommatoria:

$$L_i = \sum_i p_i \cdot \partial v_i \quad (35)$$

Dove  $\partial v_i$  è funzione del passo angolare  $\partial \theta_i$  tra il campione di pressione  $i$  e quello  $i-1$ . Un ciclo while calcola il valore del prodotto per ciascun campione di pressione, un blocco di memoria dedicato contiene il valore della sommatoria che viene aggiornato ad ogni iterazione. Al termine del ciclo motore relativo al cilindro in esame, tale valore costituirà il lavoro indicato sul ciclo, a meno del fattore di scala. Questa tecnica evita di impiegare un indicatore per il risultato, e verrà impiegata per il calcolo di tutte le grandezze indicating. In realtà calcolare il lavoro significa calcolare l'area sottesa dal diagramma di indicatore (fig. 51) con dei rettangoli di base  $\partial v$  e altezza  $p$ . Questi non descrivono in maniera corretta tale area, in quanto si commette in fase di compressione un errore per eccesso, e in quella di espansione un errore per difetto. Pertanto si approssima tale area come somma delle aree dei trapezi descritti dall'espressione:

$$L_i = \sum_i \frac{(p_i + p_{i-1}) \cdot (v_i - v_{i-1})}{2} \quad (36)$$

Un altro parametro assai indicativo per comprendere la combustione è il picco di pressione, espresso in bar e corredato dell'indicazione della relativa posizione angolare. Si tratta evidentemente di un'informazione non molto raffinata, ma molto intuitiva. Per esempio, una regola empirica per la calibrazione dell'anticipo suggerisce che il picco di pressione cada circa 16° dopo il PMS.

Ogni campione di pressione analizzato viene confrontato con il precedente per valutare il picco di pressione sul ciclo motore e la relativa posizione angolare (in questo caso l'indice): questi valori vengono memorizzati sempre in blocco di memoria dedicato.

Altre informazioni sull'avanzamento della combustione vengono dall'analisi termodinamica delle trasformazioni che avvengono nel cilindro. Assumendo come sistema fisico il volume di carica contenuto nella camera di combustione e considerandolo, in prima approssimazione, omogeneo in composizione, temperatura e pressione, è possibile applicarvi il primo principio della termodinamica. Si considera il sistema chiuso; le valvole di aspirazione e scarico sono chiuse, ma possono sempre essere presenti trafiletti attraverso le superfici di contorno, dovuto alla tenuta non ideale delle fasce elastiche: si tratta di un contributo che sul piano energetico può essere comunque trascurato.

$$\frac{dQ_b}{d\vartheta} = \frac{dE}{d\vartheta} + \frac{dL}{d\vartheta} + \frac{dQ_r}{d\vartheta} \quad (37)$$

Fisicamente, la combustione dà luogo a tre effetti:

- $\frac{dE}{d\vartheta}$ : la variazione dell'energia interna del sistema, essenzialmente legata alle variazioni di temperatura del gas (o di pressione e volume)
- $\frac{dL}{d\vartheta}$ : la produzione di lavoro
- $\frac{dQ_r}{d\vartheta}$ : lo scambio di calore con le pareti del cilindro

Con l'assunzione (restrittiva) che il fluido sia assimilabile ad un gas perfetto, l'energia interna si esprime come:

$$E = m \cdot c_v \cdot T \quad (38)$$

Perciò, riscrivendo l'espressione si ha:

$$\frac{dQ_b}{d\vartheta} = mc_v \frac{dT}{d\vartheta} + c_v T \frac{dm}{d\vartheta} + p \frac{dV}{d\vartheta} + \frac{dQ_r}{d\vartheta} \quad (39)$$

Avendo trascurato gli apporti di massa, il secondo addendo risulta nullo. Riassumendo in un termine l'apporto energetico dovuto alla combustione e lo scambio di calore con le pareti, e condensando i termini mediante l'ulteriore utilizzo della legge dei gas perfetti, si ottiene:

$$\frac{dQ_{net}}{d\vartheta} = \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{d\vartheta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{d\vartheta} \quad (40)$$

Passando alle grandezze integrali, l'ammontare del calore netto rilasciato durante il ciclo motore sarà dato da:

$$Q_{net} = \oint \frac{dQ_{net}}{d\vartheta} d\vartheta \quad (41)$$

Il calore rilasciato dalla combustione, che è il parametro di nostro interesse, in ottica di controllo della stessa, va calcolato non su base ciclo, ma soltanto nella finestra angolare opportuna, tralasciando i contributi che si ottengono a valvole aperte, ad esempio durante la fase di compressione.

Il calore rilasciato all'angolo  $\theta$  sarà dunque proporzionale alla massa di benzina che è stata bruciata fino a quella posizione.

Con  $MFB(\theta)$  si indica la frazione di massa bruciata all'angolo di manovella  $\theta$ , rispetto alla massa totale iniettata. Questa grandezza, così come lo stesso calore rilasciato, presenta tipicamente un andamento a S, approssimabile con una funzione di tipo esponenziale, nota come *funzione di Wiebe* (fig. 52).

Per monitorare l'andamento della combustione è frequente l'utilizzo di alcuni punti di questa curva, che può essere ottenuta a partire dall'acquisizione di dati sperimentali. In particolare, è comune caratterizzare le varie fasi del processo in base alla durata angolare e alla posizione che occupano nel ciclo motore. Si distinguono vari tratti di tale curva:

- Fase di flame-development: occupa l'arco angolare  $\Delta\theta_d$  fra l'accensione e l'attimo in cui viene bruciata una frazione di combustibile piccola ma misurabile (generalmente:  $MFB=0\div 10\%$ ). Questa fase è essenzialmente influenzata dalle condizioni della miscela (in termini di turbolenza e composizione) nei pressi degli elettrodi della candela.

- Fase di rapid-burning: occupa l'arco angolare  $\Delta\theta_b$  necessario alla combustione della gran parte del combustibile (generalmente:  $MFB=10\div90\%$ ); durante questa fase il fronte di fiamma si propaga nel cilindro con modalità dipendenti dalle condizioni chimiche e fisiche che vi occorrono.
- Fase finale: in cui viene completata la combustione della carica residua.

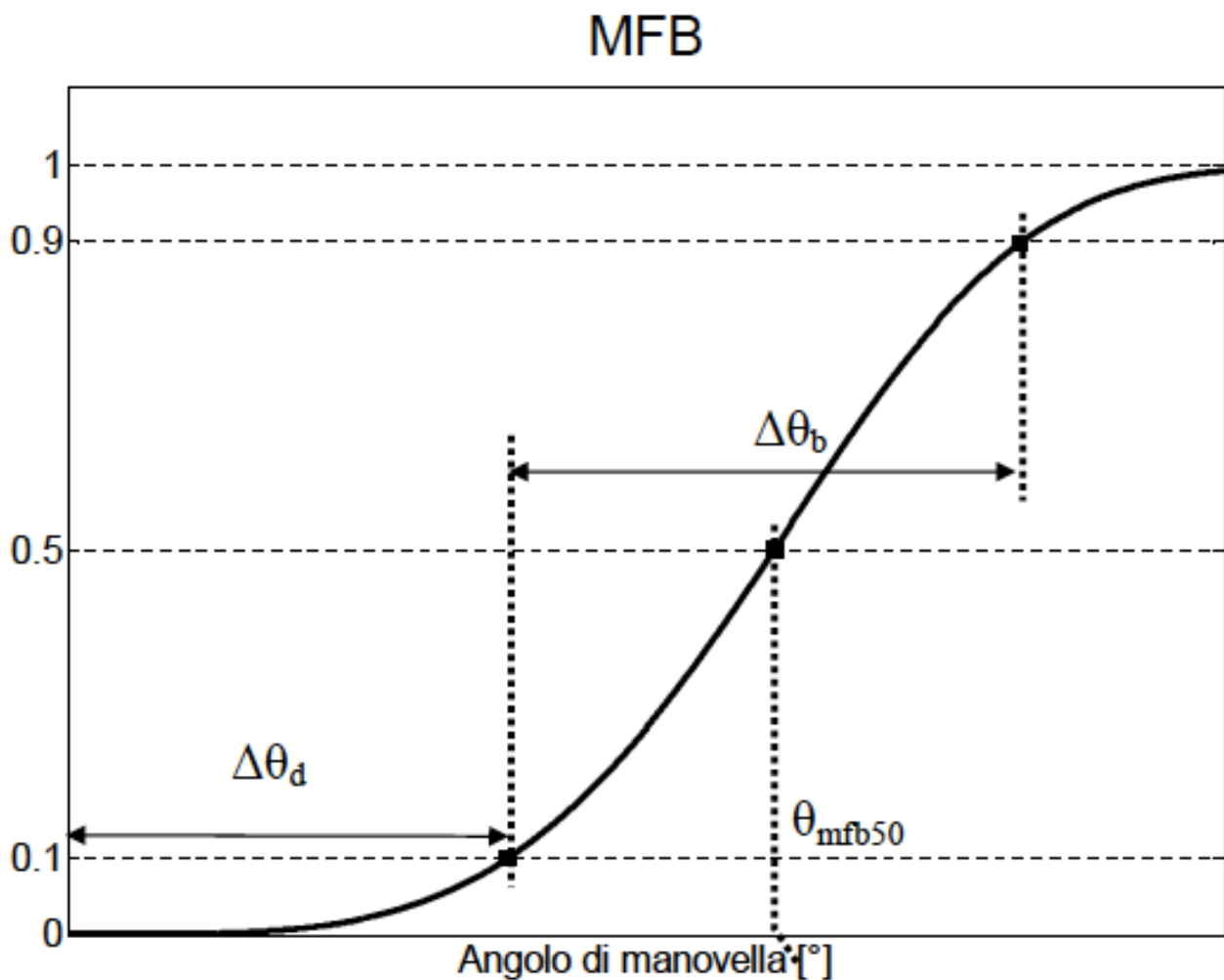


Figura 52. Funzione di Wiebe.

Sarà dunque interessante ricavare i punti relativi al 10 e al 90% di miscela bruciata; un altro punto, assai utile dal punto di vista pratico, è quello corrispondente al 50% di massa bruciata (o di calore rilasciato): *MFB50*.



La curva del calore rilasciato viene calcolata come una sommatoria all'interno della finestra angolare selezionata, viene memorizzata all'interno della memoria del FPGA insieme al suo massimo e al minimo, parametri fondamentali per la ricerca del MFB10, 50 e 90.

Gli ultimi parametri che rimangono da valutare, sulla base del segnale di pressione, sono gli indici di detonazione.

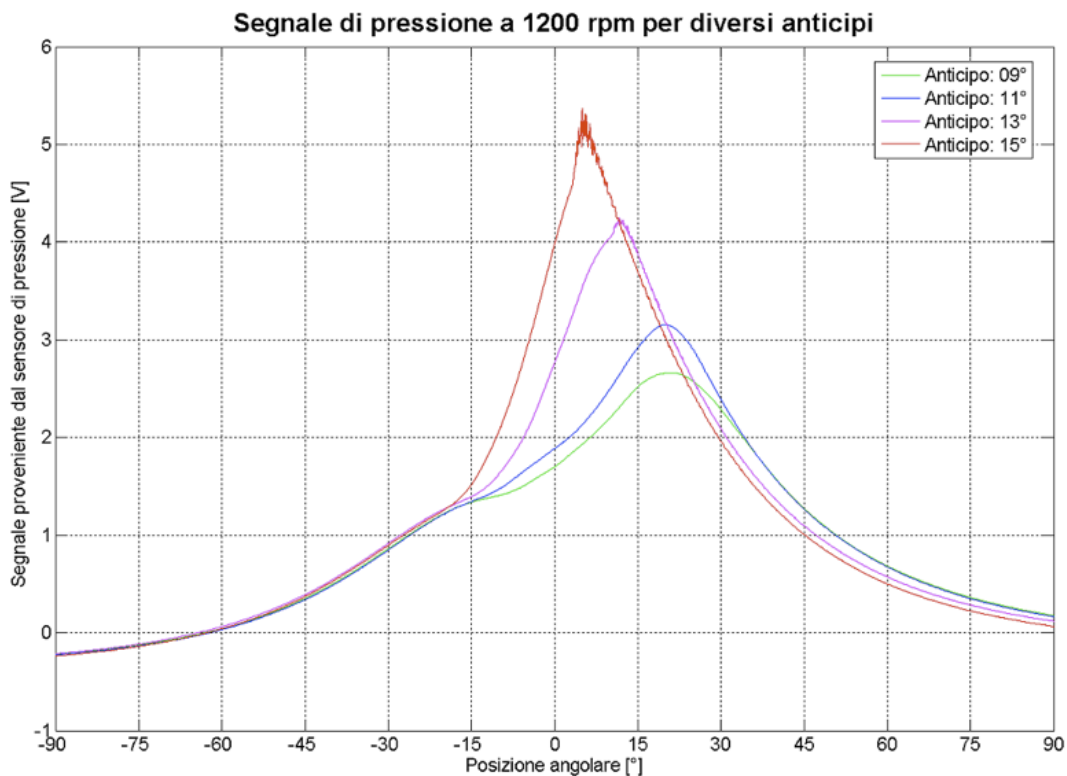


Figura 53. Andamento della pressione in camera in funzione dell'anticipo.

La detonazione è un fenomeno caratteristico dei motori ad accensione comandata e consiste nella autoaccensione del combustibile prima dell'arrivo del fronte di fiamma, innescato dalla candela. Tipicamente essa si manifesta come un rilascio istantaneo di energia, che si traduce in una forte onda di pressione ed incremento di energia rilasciata dal combustibile. L'onda di pressione si propaga all'interno della camera di combustione eccitando

frequenze elevate: l'effetto è ben visibile sul segnale di pressione che mostra oscillazioni ad alta frequenza (fig. 53).

Tale fenomeno, a causa dell'improvviso ed enorme rilascio di energia, è visibile anche sulla curva di rilascio calore, che mostra una crescita più repentina e un picco massimo inferiore al caso di normale combustione (fig. 54).

Gli indici che si sono implementati si basano entrambi sull'analisi del segnale di pressione filtrato passa alto, per eliminare i contributi a bassa frequenza che non sono tipici della detonazione.

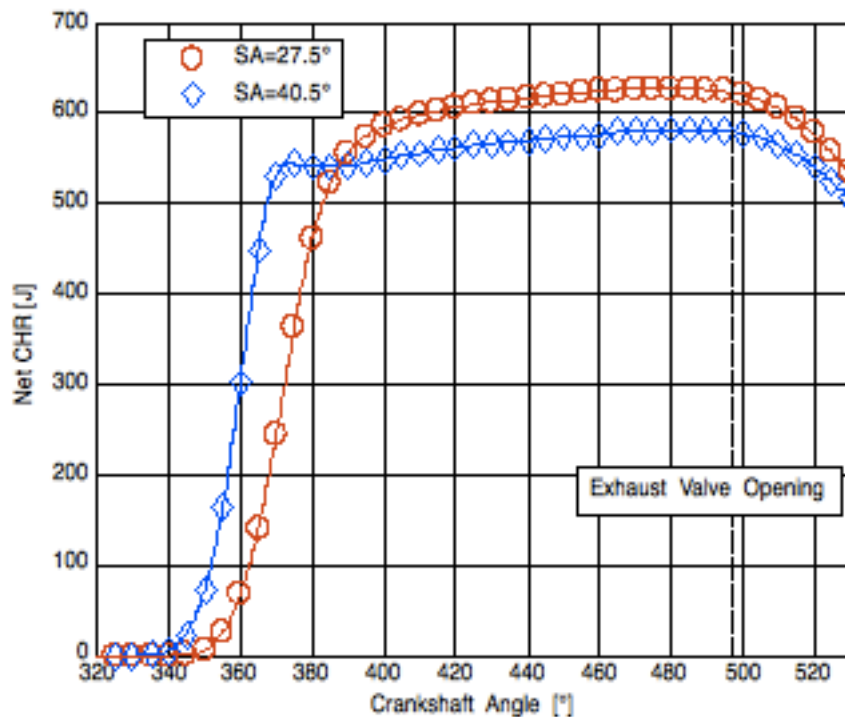
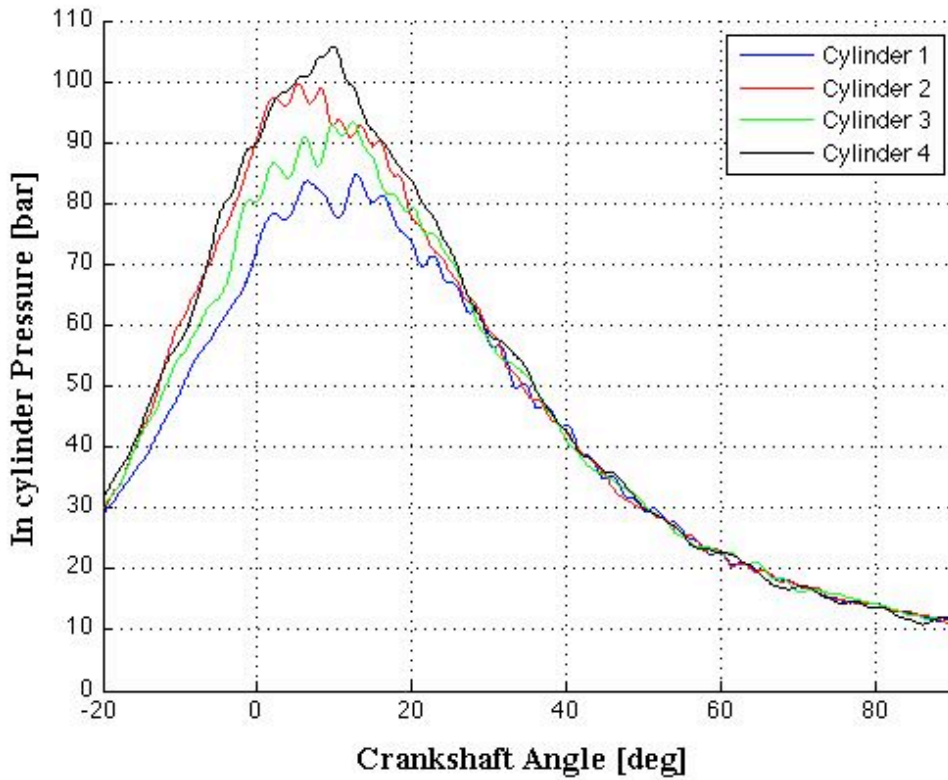


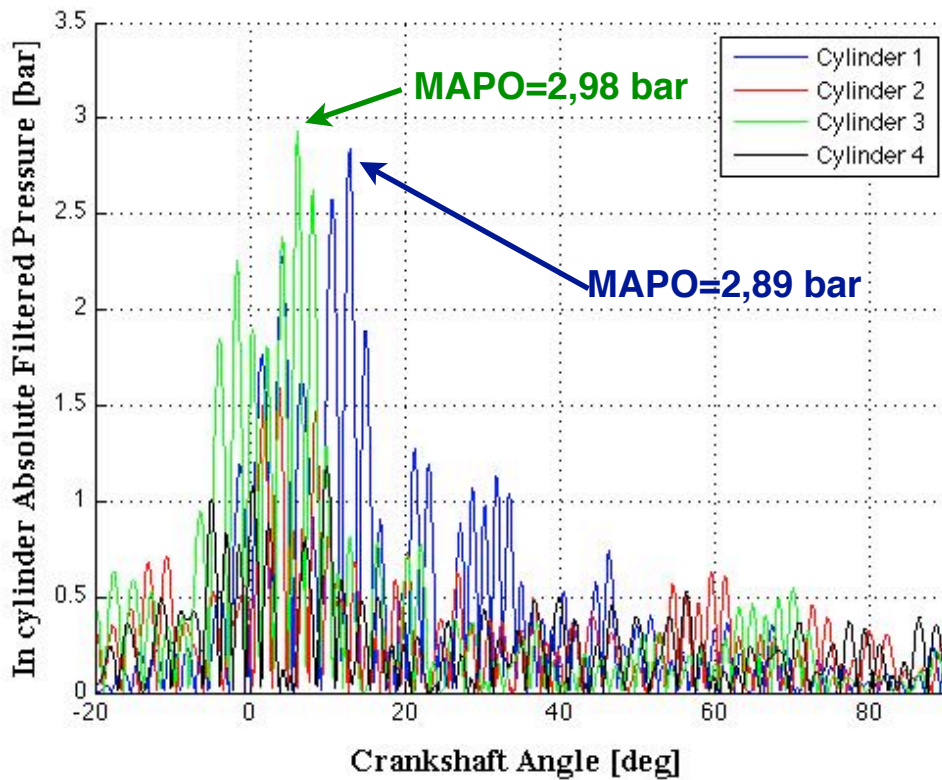
Figura 54. Confronto tra le curve di rilascio del calore di un ciclo non detonante (rosso) e un ciclo detonante (blu).

Il MAPO (Maximum Amplitude of Pressure Oscillation) è l'indice più diffuso sia in ambito industriale che accademico per la valutazione della detonazione: è definito come il massimo del valore assoluto del segnale di pressione filtrato, valutato in una finestra che comprenda la combustione, di solito compresa tra  $-20^\circ$  e  $+90^\circ$  rispetto al PMS (fig. 55).

$$MAPO = \max(|P_{filt}|) \tag{42}$$



(a)



(b)

Figura 55 a e b. Determinazione del Mapo sul segnale di pressione filtrato.

La natura dell'indice impone che il segnale analizzato abbia un ottimo rapporto segnale rumore: in particolare è da evitare la presenza di spike (per esempio dovuti alla scintilla della candela) che non sarebbero totalmente filtrati, inducendo false diagnosi. Il MAPO risulta di facilissima implementazione: si memorizza infatti in un blocco di memoria il massimo del valore assoluto del segnale di pressione filtrato all'interno della finestra considerata.

L'indice integrale, invece, deriva dall'integrazione del valore assoluto del segnale di pressione, calcolata nella finestra angolare interessata dalla combustione. Esso, nel dominio discreto, è definito come una sommatoria:

$$INT = \frac{\sum_{WinStart}^{WinEnd} |P_{filt}|}{N_c} \quad (43)$$

Al variare del regime di rotazione del motore, varia il numero di campioni presenti all'interno della finestra angolare considerata: il valore dell'indice mostrerebbe quindi una dipendenza dal rpm. La normalizzazione sul numero di campioni presenti all'interno della finestra risolve questo problema.

Questo indice mostra una maggiore robustezza al rumore elettromagnetico e dipendenza dal valor medio della ampiezza del segnale. La scelta della finestra inficia però sull'affidabilità del risultato fornito dall'indice.

Si può quindi affermare che in caso di segnali con ottimo rapporto segnale rumore, l'indice da preferirsi è senz'altro il MAPO. L'indice integrale viene maggiormente utilizzato nella valutazioni basate su segnali

accelerometrici, tipicamente molto rumorosi e diffusi nelle applicazioni automotive di serie.

L'implementazione dell'indice integrale, come mostra la formula precedente, non è altro che una sommatoria, che ad ogni passo viene allocata nella memoria dedicata.

### 3.4.5 Comunicazione con il RT VI

Come detto in precedenza, per ogni singolo cilindro l'analisi viene centrata rispetto al suo PMS attivo: in corrispondenza del dente in cui esso termina il ciclo motore viene inviato un interrupt al loop di comunicazione con il RT. In questa parte avviene l'accesso alle memorie in cui sono immagazzinate le grandezze indicanti relative a quel cilindro, e la ricerca del MFB50. Viene calcolato il valore del cinquanta per cento del calore rilasciato in funzione del valore del massimo e del minimo della relativa curva, secondo la relazione:

$$Q_{50\%} = \frac{Q_{\max} + Q_{\min}}{2} \quad (44)$$

Questo viene poi cercato all'interno del vettore della curva di rilascio di calore per determinare l'indice relativo, a cui corrisponderà poi una determinata posizione angolare. In generale tale valore cadrà tra due elementi della curva, per cui si memorizza il valore precedente e successivo, e i relativi indici: l'interpolazione per determinare il valore di MFB50 verrà eseguita in RT.

Tutti i dati calcolati in FPGA vengono inseriti in un unico vettore, in cui il primo elemento è il numero del cilindro a cui si riferiscono i dati, e inseriti nella FIFO DMA Indicating per essere ricevuti ed elaborati dal RT vi.

### 3.5 L'algoritmo RT

Il RT.vi (fig. 56) è il cervello dell'applicazione, infatti ed esso è affidato il compito sia di comunicare con la scheda FPGA, sia di elaborare i dati ricevuti da essa, sia di scambiare informazioni con il PC Host attraverso le linee TCP-IP. Il layout della parte logica è rappresentato in figura 57.

Il frame di inizializzazione si occupa di aprire le linee TCP-IP di comunicazione verso il PC Host, le FIFO RT per il flusso dei dati indicating, dati banco e oscilloscopio, calibra le schede di acquisizione ed infine inizializza ed avvia il FPGA VI. Solo dopo il termine dell'esecuzione di tale frame, allora viene abilitata l'esecuzione di tutte le altre parti dell'applicazione.

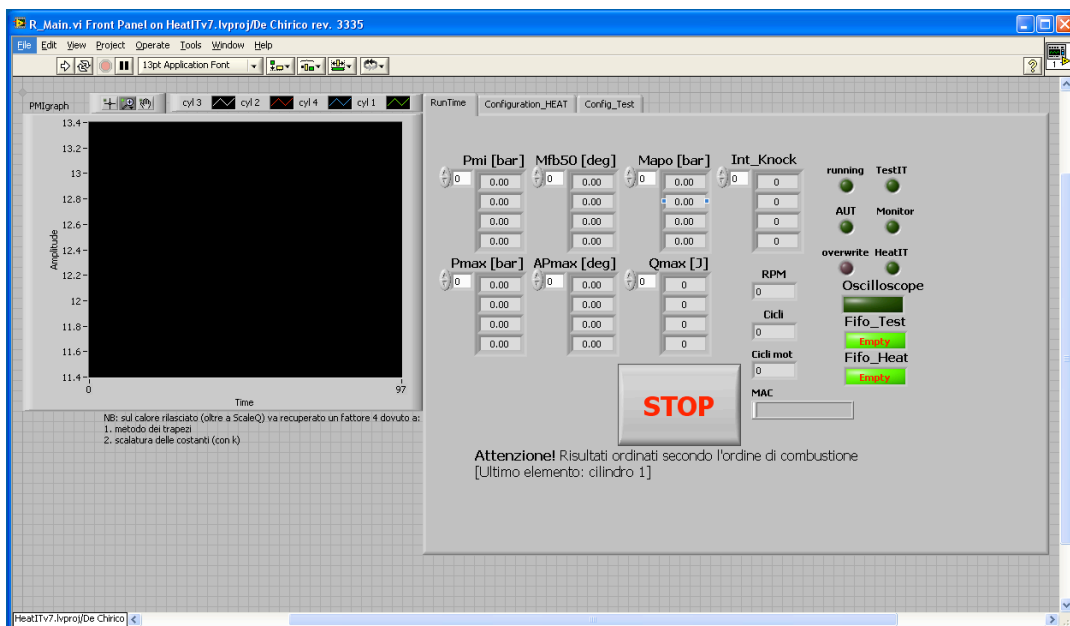


Figura 56. Il Control Panel del RT.vi.

Il loop sottostante si occupa della ricezione dei dati banco e di quelli indicating per inserire i pacchetti nelle rispettive FIFO RT (FIFO Test e FIFO Indicating). L'utilizzo delle FIFO garantisce il mantenimento dell'ordine nel processo e visualizzazione dei dati, senza il rischio di rappresentare in maniera randomica l'evoluzione di una grandezza.

Un'altro loop, analogo al precedente, si occupa di scaricare dalla FIFO DMA i dati relativi ai campioni che sono stati acquisiti a basso livello. Il pacchetto ricevuto viene spedito attraverso la linea ethernet direttamente all'Host, visto che è esso stesso che si occupa della visualizzazione dei dati.

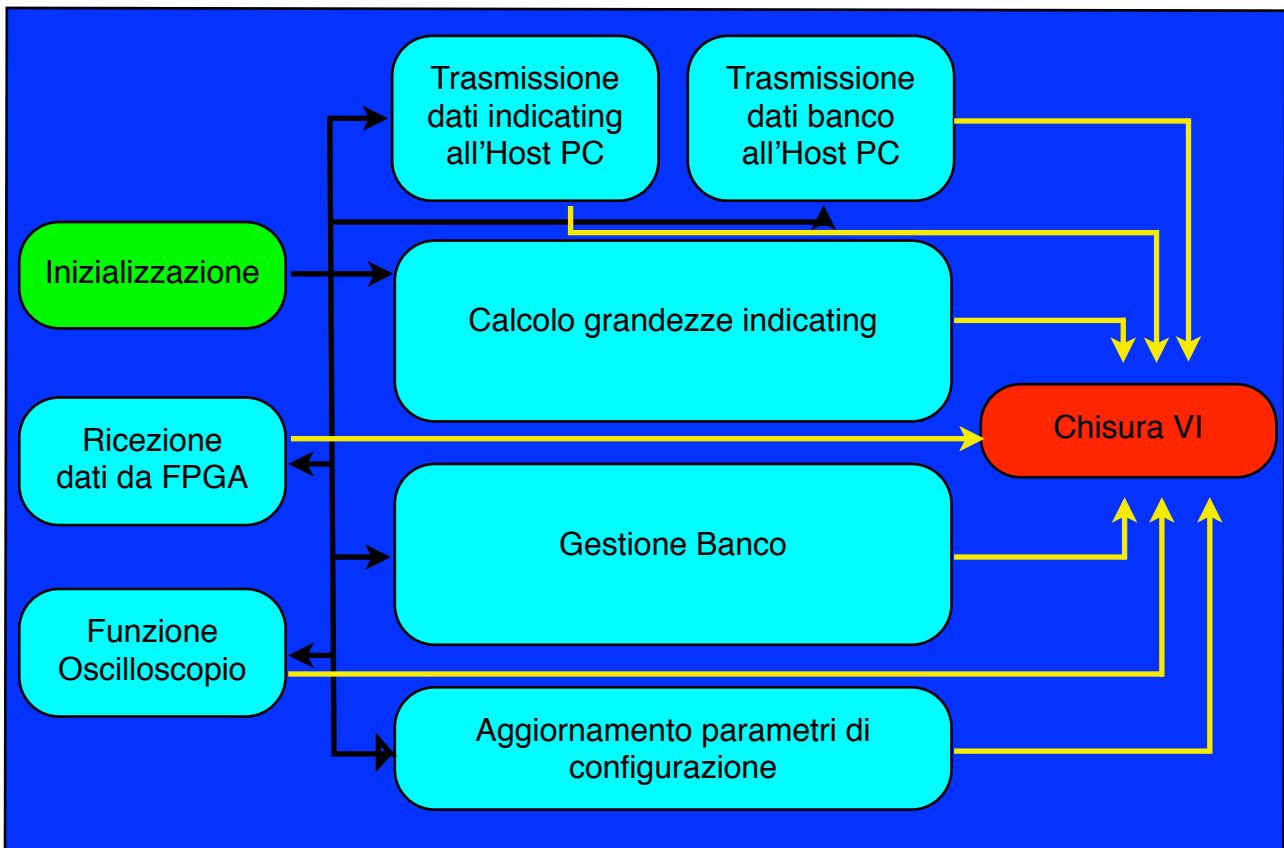


Figura 57. Layout del Block Diagram del RT.vi.

In parallelo alla ricezione dati e in maniera asincrona, è stata implementata l'elaborazione dei dati e l'aggiornamento della configurazioni su FPGA. Come già detto, per la parte di controllo banco si demanderà la

descrizione: si accenna solo al fatto che il VI è in grado di trasmettere tutti i dati acquisiti a bassa frequenza all'host, mentre alla parte FPGA vengono inviati il riferimento rpm e farfalla per la gestione del freno accoppiato al motore, con la possibilità di seguire anche mappe prestabilite, profili specificati dall'utente o caricati da file.

Il loop che aggiorna la configurazione dei parametri lato FPGA ha una priorità e una frequenza di esecuzione molto bassa (0.2 Hz), in quanto si ritiene che dopo una prima fase iniziale in cui si ricerca il giusto setting, non ci siano grosse esigenze di cambiamenti in tempi molto rapidi. Sempre attraverso la linea TCP IP, viene ricevuto il cluster di configurazione dal PC host, che contiene i dati relativi a fasatura, quadro segnali campionati, finestre angolari di analisi, caratteristiche dei filtri, geometria del motore. Se una parte del cluster viene modificata, allora viene abilitato l'aggiornamento della relativa parte in FPGA, compresa la memoria che contiene il volume spazzato del pistone, che cambia qualora si intervenga sui parametri geometrici del motore.

Il loop centrale preleva dalla FIFO Indicating real time i dati impacchettati al momento della ricezione: ogni pacchetto (vettore) è costituito da tutti i dati indicating relativi ad uno stesso ciclo motore. I dati per ogni cilindro sono elaborati in simultaneo, in modo da fornire in uscita una matrice di  $n \times m$ , dove le righe ( $n$ ) costituiscono la tipologia del dato e per colonna ( $m$ ) si trovano i cilindri del motore.

Il dato relativo al lavoro viene corretto con il fattore di scala e diviso per la cilindrata, per ottenere la PMI. Il massimo del rilascio calore, la pressione massima, il Mapo vengono opportunamente scalati, mentre l'indice relativo al picco massimo di pressione vengono tradotti in angolo di manovella, funzione del cilindro considerato. Nello stesso frame avviene l'interpolazione del 50% della massa bruciata, calcolato in funzione del valore del vettore del rilascio



calore calcolato a basso livello, e del vettore delle relative posizioni angolari. Tutti i dati così determinati vengono quindi immessi in un'altra FIFO, che viene letta nel loop che invia all'host il pacchetto dei dati indicating calcolati ciclo motore per ciclo motore.

Tutti i Timed Loop descritti hanno una temporizzazione configurata in funzione della velocità di esecuzione richiesta, basata sul clock del motore RT del cRIO che è di 1 kHz. I loop a frequenza di esecuzione maggiore sono quello relativi alla ricezione dei dati da FPGA e di calcolo, che sono quelli anche a priorità maggiore.

Alla pressione del tasto di stop, il sistema provvede a chiudere le linee TCP IP, le FIFO e il FPGA vi dopo l'uscita da tutti i loop RT.

### **3.6 L'interfaccia Host**

L'interfaccia Host (fig. 58) è stata pensata per consentire all'utente una personalizzazione dell'ambiente di lavoro, con la possibilità di intervenire, attraverso menù a comparsa, su tutti i parametri di configurazione del sistema.

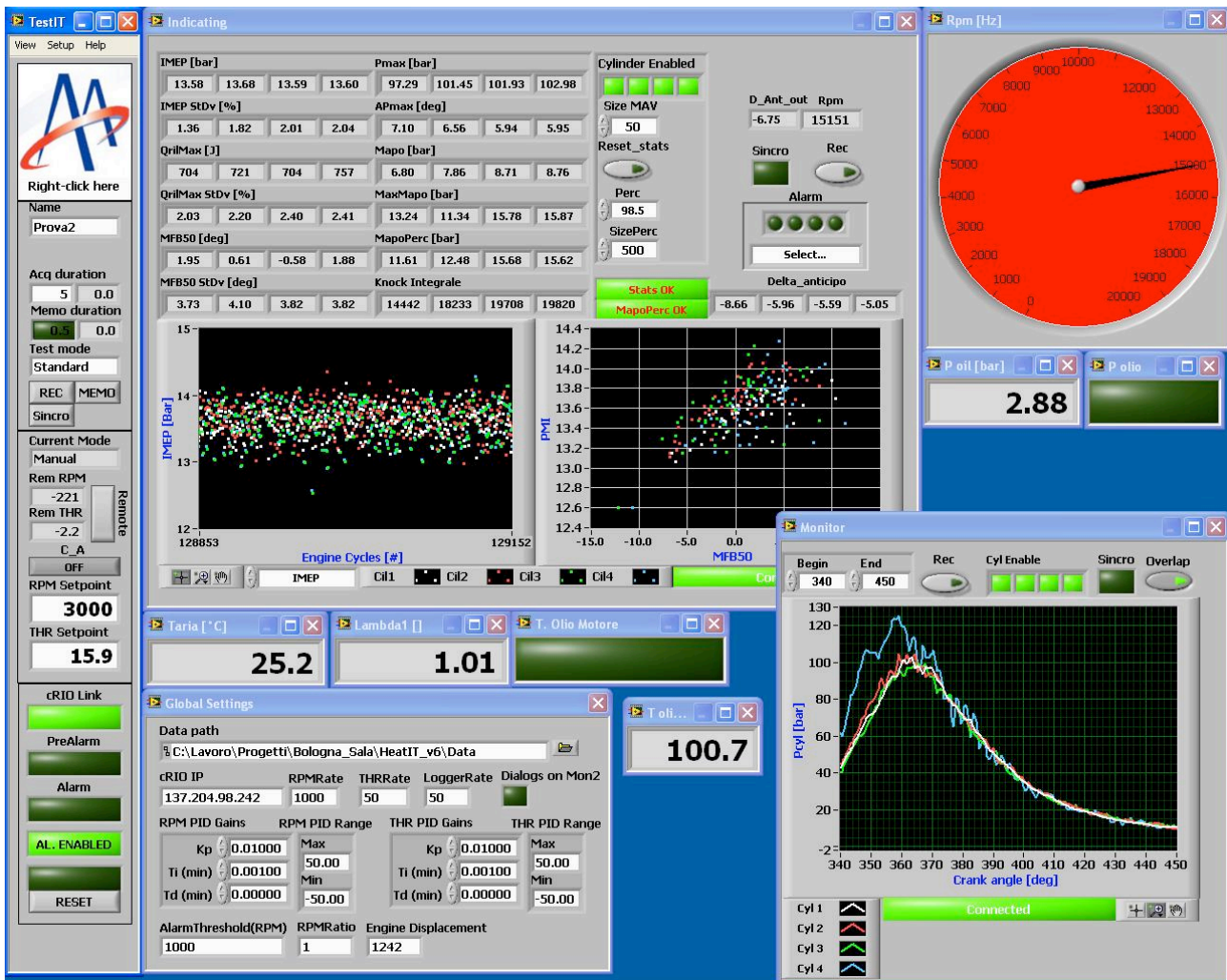


Figura 58. Interfaccia Host.

La finestra principale è dedicata al controllo banco, quindi si trovano controlli per la gestione dei giri motore e della farfalla, l'abilitazione di allarmi, i pulsanti di acquisizione in continuo o puntuali, nonché il tasto di reset della parte a basso livello. Cliccando con il tasto destro su tale interfaccia, è possibile creare degli indicatori digitali, grafici, analogici, a barra oppure led sui quali è possibile rappresentare una delle grandezze acquisite dal sistema o virtuali, cioè calcolate sulla base di esse. In un primo menu, *Setup*, si configurano i parametri di base del software per la comunicazione con la piattaforma remota, la selezione della cartella di destinazione per il salvataggio dei dati, i parametri dei controlli PID di rpm e farfalla, il rapporto di trasmissione tra giri banco e giri motore, soglia giri di abilitazione allarmi.

Dal menù posto nella barra degli strumenti, selezionando gli appositi sottomenu, si configura sia il quadro segnali in ingresso, sia in uscita verso il freno a correnti parassite, con le rispettive caratteristiche volt-grandezza fisica o viceversa, e le relative unità di misura. Come anticipato in precedenza, un editor consente, attraverso linguaggio C, di calcolare un grandezza derivata dalla composizione di quelle acquisite, in modo tale da poterla rappresentare poi con un indicatore. Per esempio, per il calcolo della potenza sviluppata dal motore, è possibile calcolarla a partire dal segnale di velocità e da quello di coppia in ingresso, come:

$$Pot = Coppia \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (45)$$

Che in linguaggio C, viene tradotto in:

$$y = x * 2 * \pi / 60; \quad (46)$$

dove y rappresenta la grandezza in uscita, x quella in ingresso, in corrispondenza della quale deve essere selezionato il canale di coppia appunto. E' inoltre possibile ottenere grandezze virtuali come composizione algebrica di grandezze virtuali già create in precedenza.

Dal menu nella barra delle applicazioni sono presenti due differenti sottomenu, che consentono di configurare mappe o profili di giri e farfalla da far seguire al motore, con l'obiettivo di realizzare cicli e procedure automatizzate. Due ulteriori menu consentono di selezionare le grandezze banco da acquisire o di inserire note relative alla prova in corso che verranno scritte nell'header del file di acquisizione.

Il menu inserito con lo sviluppo dell'applicazione per il calcolo delle grandezze indicating si trova sotto *Setup-Indicating*. La finestra principale mostra una interfaccia di configurazione molto simile a quella che si trova nel RT.vi. All'utente vengono mostrati gli ultimi parametri di configurazione inseriti, con la possibilità di modificarli, qualora sia necessario, ed eventualmente anche scartare le modifiche effettuate. Al termine, selezionando il tanto *Apply*, l'intero cluster di configurazione viene inviato, attraverso la linea TCP-IP, direttamente al RT.vi che aggiorna i controllori del FPGA.vi e i propri.

L'altra finestra della tabulazione contiene invece una parte di configurazione di allarmi sulle grandezze indicating: le mappe relative, funzione del regime, possono essere personalizzate sia per la grandezza monitorata sul ciclo, che sulla stessa mediata su un numero di cicli a piacere, sempre cilindro per cilindro. Tali mappe poi vengono salvate e riproposte all'utente al successivo accesso al pannello di configurazione.

Dal menu *View* si accede ai counters, ovvero ai contatori che forniscono una indicazione delle ore di funzionamento e dei km percorsi, in funzione dei parametri inseriti. Il Data Manager permette di accedere alle acquisizioni eseguite e avere una preview dei dati contenuti all'interno, di esportare i dati in formato Excel o effettuare stampe riassuntive del test.

Sempre in questa sezione si trovano i menu per l'esecuzione delle mappe e dei profili che si erano precedentemente definiti nel menu *Setup*.

La parte riguardante i dati indicating si trova nei sottomenu *Indicating* e *Oscilloscope*.

Nel primo, viene aperta una finestra di popup che riporta tutte le grandezze indicating calcolate nella parte RT, più altre statistiche che vengono invece elaborate direttamente in ambiente Host.

Un grafico nella parte sottostante consente di rappresentare, ciclo per ciclo, cilindro per cilindro, i valori di PMI, MFB50, massimo del rilascio calore, picco di pressione, angolo relativo al picco, indice Mapo ed integrale. Nella parte superiore, si trovano gli indicatori digitali relativi alle stesse grandezze mediate sul numero di cicli motore espresso dalla variabile *Size*. Come parametri aggiuntivi per analisi della combustione, l'host calcola anche le deviazioni standard, il massimo del Mapo e una grandezza chiamata *MapoPerc*, che rappresenta il valore del Mapo al di sotto del quale stanno la percentuale di cicli motore espressa dalla variabile *Perc* (modificabile dall'utente), calcolato sulla base statistica indicata da *SizePerc*. Sulla destra è riportato il selettore della variabile soggetta ad allarme e i relativi indicatori visivi, uno per ciascun cilindro. Nella stessa posizione si trova un indicatore del regime calcolato ciclo per ciclo, e un tasto per registrare tutte le grandezze su base ciclo e per ciascun cilindro. Da sottolineare che gli indicatori delle grandezze calcolate su media mobile hanno un refresh a tempo fissato compatibile con la sensibilità dell'occhi umano: non ha infatti senso impiegare inutilmente risorse per la visualizzazione se i benefici non vengono percepiti.

Un grafico riportato a fianco, mostra la relazione esistente tra MFB50 e PMI. Esso riporta la correlazione tra le due grandezze per gli ultimi *n* cicli motore indicati dalla variabile *Size*. Tale correlazione aiuta nella mappatura dell'anticipo iniezione, come verrà spiegato nei capitoli successivi.



## **4 VALIDAZIONE DELL'ALGORITMO**

I test per la validazione dell'algoritmo sono stati condotti in Hardware In the Loop, ovvero sono stati campionati su base angolo (risoluzione di  $0.2^\circ$ ) i segnali di encoder, fase e segnali di pressione in camera di combustione di differenti propulsori e riprodotti grazie all'uso di uno Chassis Industriale NI (PXI 1042), attraverso una scheda di AO (NI 9713) e una scheda FPGA (NI 7831R) per garantire il sincronismo nella generazione di dati. I dati di pressione verranno generati con la risoluzione di campionamento, mentre i riferimenti angolari verranno convertiti nella configurazione di fasatura desiderata (N-M+P, Race o Encoder). L'idea è quella di testare la robustezza del sistema al variare del regime motore, della configurazione di fasatura e di confrontare i risultati ottenuti con quelli calcolati attraverso procedure offline, che analizzano i segnali originali campionati su base angolo disponendo della massima potenza di calcolo e senza limiti di tempo. Infatti campionando su base tempo, se a 3333 rpm un ciclo motore è descritto da 3600 campioni acquisiti a 100 kHz, con la stessa frequenza di campionamento si avranno solamente 600 *samples* a 20000 rpm, quindi aumenta l'imprecisione nella ricostruzione della curva di pressione. La procedura offline esegue invece i calcoli sulla base dei dati campionati su base angolo, in questo modo al variare della velocità disporrà sempre dello stesso numero di campioni per ciascun ciclo motore. In secondo luogo, è possibile verificare la flessibilità dell'algoritmo, verificando il funzionamento in funzione di differenti segnali di posizione angolare, passando da una ruota encoder (360 tacche) a una ruota fonica tradizionale (60-2 denti). Se cala il numero dei denti, e quindi dei riferimenti angolari, si commette un errore maggiore nella conversione dei

dati da base tempo a base angolo per le ipotesi assunte e riportate nel capitolo precedente.

#### 4.1 Robustezza al variare del regime di rotazione

Per validare l'algoritmo al variare del regime motore, è stata isolata l'acquisizione di un singolo ciclo motore, inserito nella memoria della scheda FPGA e riprodotta a differenti frequenze. Questo test è stato condotto su un quadro segnali acquisito da un propulsore Ferrari, con segnale di ruota fonica con encoder a 360 tacche per giro e campioni di pressione con risoluzione di 1 grado.

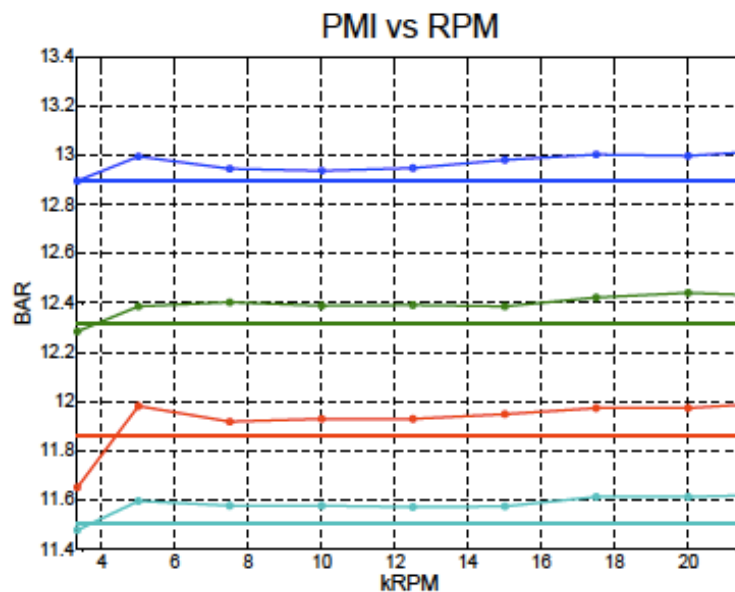


Figura 58. Confronto tra PMI calcolata in tempo reale (.-) e offline su base encoder.

Sono stati riportati solamente i risultati relativi alle prove condotte a partire dai 3333 rpm, regime per cui la frequenza di generazione delle pressioni è pari a quella con cui erano state campionate.

Tolto proprio il punto a tale regime, l'errore medio sulla stima di  $pmi$  è al di sotto del 1%. Si sottolinea che quanto detto è riferito al valore medio di  $pmi$  registrato per ogni prova: il valore puntuale, infatti, esibisce una fluttuazione,



che in questo set di acquisizioni vede un'ampiezza (picco a picco) di al massimo 0.08 bar (fig. 58).

Considerazioni analoghe possono essere condotte sulla posizione del 50% MFB: questa quantità di massa bruciata è stata scelta perché la curva di rilascio, in tale intorno, è particolarmente ripida, dunque si tratta di un punto che risente solo relativamente di oscillazioni di varia natura.

Questa grandezza risente anche del valore utilizzato per il recupero della componente media del segnale di pressione, che viene eliminata dall'amplificatore di carica del sensore applicato in camera di combustione.

I metodi implementati per recuperare la componente media della pressione sono:

- Metodo della politropica
- Pressure referencing

Il metodo della politropica viene impiegato quando i segnali di pressione sono particolarmente puliti: infatti fissando l'esponente della politropica  $n$  che meglio descrive la fase di compressione, e sfruttando la relazione seguente tra opportuni punti, è possibile ricostruire la componente media della pressione:

$$(p_1 + \bar{p}) \cdot V_1^n = (p_2 + \bar{p}) \cdot V_2^n \Rightarrow \bar{p} = \frac{p_1 V_1^n - p_2 V_2^n}{V_2^n - V_1^n} \quad (47)$$

Dove :

- $n=1.32$  per motori a ciclo otto
- $n=1.28$  per motori a ciclo diesel

Il metodo del pressure referencing si basa sul monitoraggio della pressione di aspirazione all'interno del collettore di aspirazione. Viene misurato tale valore in una finestra angolare prima della chiusura della valvola di aspirazione, ne viene calcolata la media ed il valore ottenuto viene utilizzato per il recupero della componente media della pressione all'interno della camera di combustione. Questo metodo è particolarmente consigliato quando i segnali di pressione in camera di combustione sono particolarmente rumorosi, per cui non è possibile utilizzare il primo metodo.

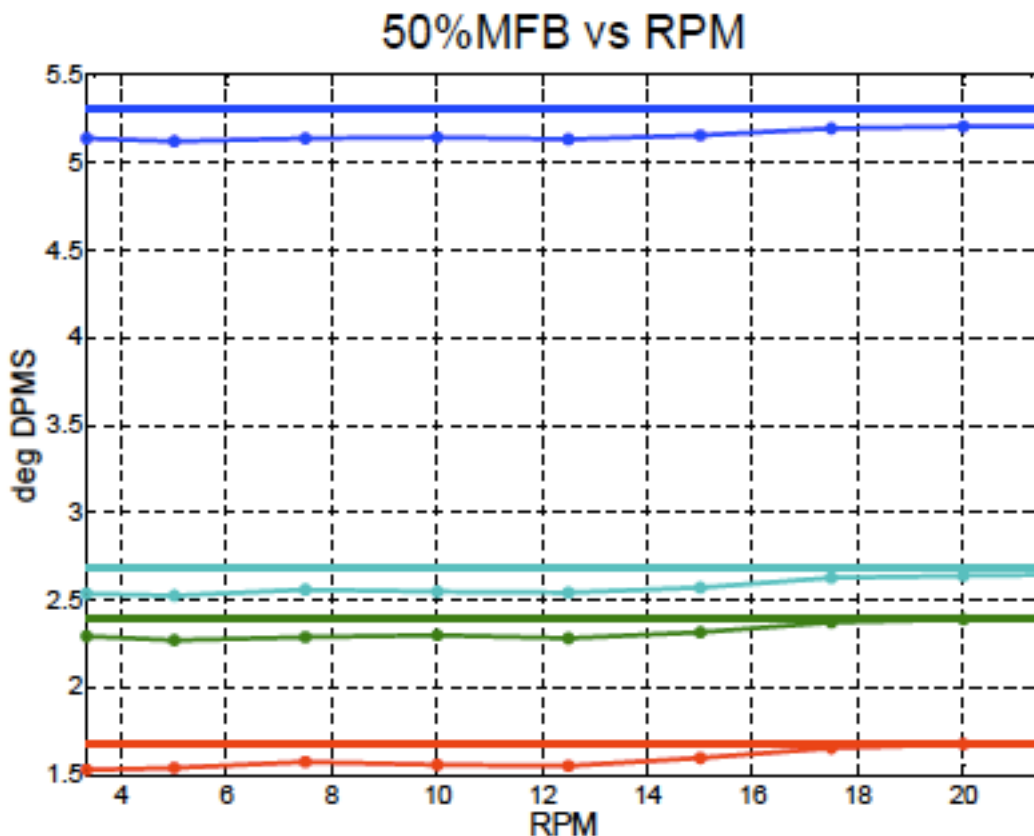


Figura 59. Confronto tra MFB50 calcolata in tempo reale (-) e offline su base encoder.

Ragionando su valori medi: i risultati puntuali presentano oscillazioni di ampiezza fino a  $0.38^\circ$  picco a picco (fig. 59).

Il secondo test è stato condotto sulla base dei dati relativi ad un propulsore tecnologicamente diverso, un motore diesel common rail VM. L'*Hardware In the Loop* è stato costruito in modo tale da descrivere dettagliatamente la zona di funzionamento tipica di un motore di questo tipo, ovvero i regimi più bassi. Pertanto l'unico segnale di pressione a disposizione è stato replicato su tutti i cilindri e interpolato in modo da essere costituiti da 7200 *samples* per ciclo, corrispondenti a una generazione a 100 kHz @ 1667 rpm. Il segnale originale è particolarmente pulito, pertanto ben si presta a testare gli algoritmi di recupero della componente media di pressione, al variare del regime motore.

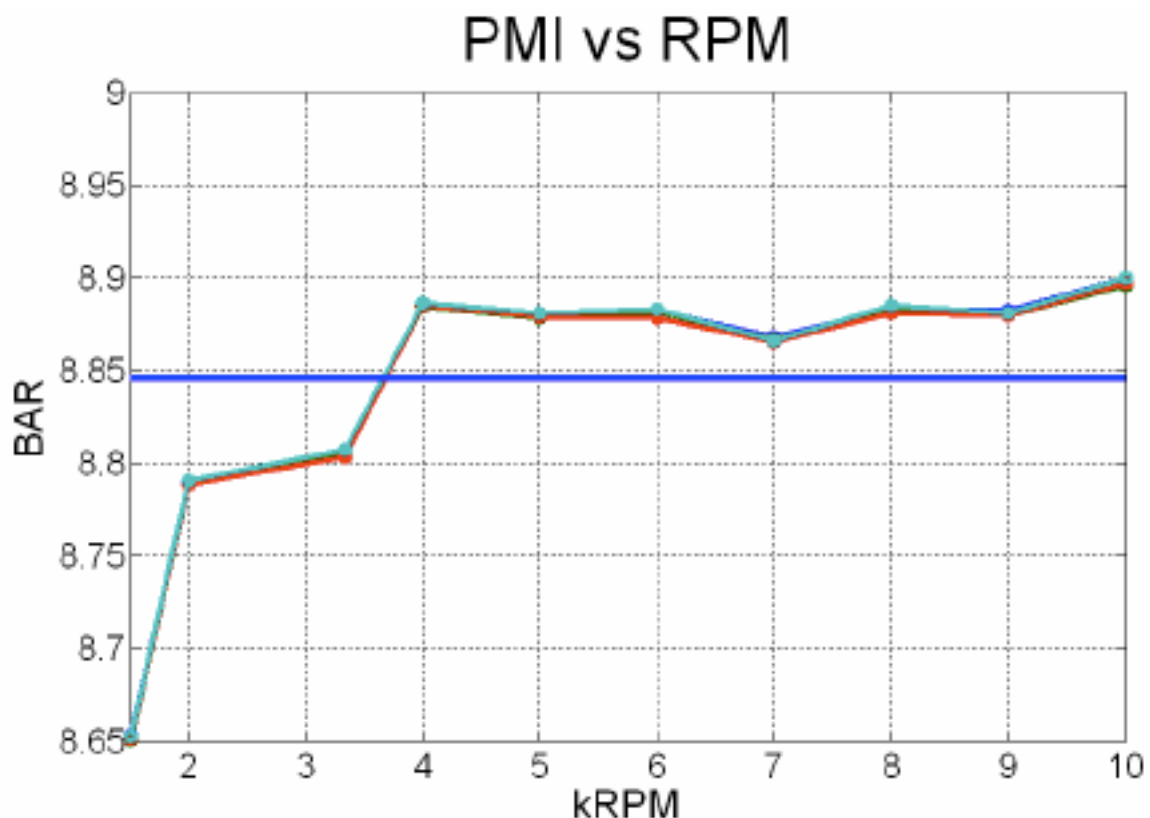


Figura 60. Confronto tra PMI calcolata in tempo reale (-) e offline su base encoder.

Si osserva un errore percentuale generalmente inferiore a  $\pm 1\%$ , grossomodo in linea con il set di prove precedenti, nonostante il posizionamento angolare, in questo test, abbia incertezza sei volte maggiore,

in quanto si è passati da un encoder a 360 tacche per giro ad una ruota fonica a 60-2 denti/giro. Si consideri poi che questo motore ha una *pmi* decisamente inferiore al precedente e che quindi piccoli errori dovuti al rumore elettrico o alla quantizzazione hanno maggiore incidenza percentuale. Infatti, le fluttuazioni hanno ampiezza paragonabile a quella vista nel caso precedente (al massimo 0.08 bar). Il primo regime considerato è di 1500 rpm, ovvero leggermente inferiore a quello in cui la frequenza di generazione dei segnali di pressione è pari alla frequenza di campionamento. Il primo punto di queste curve è dunque poco attendibile.

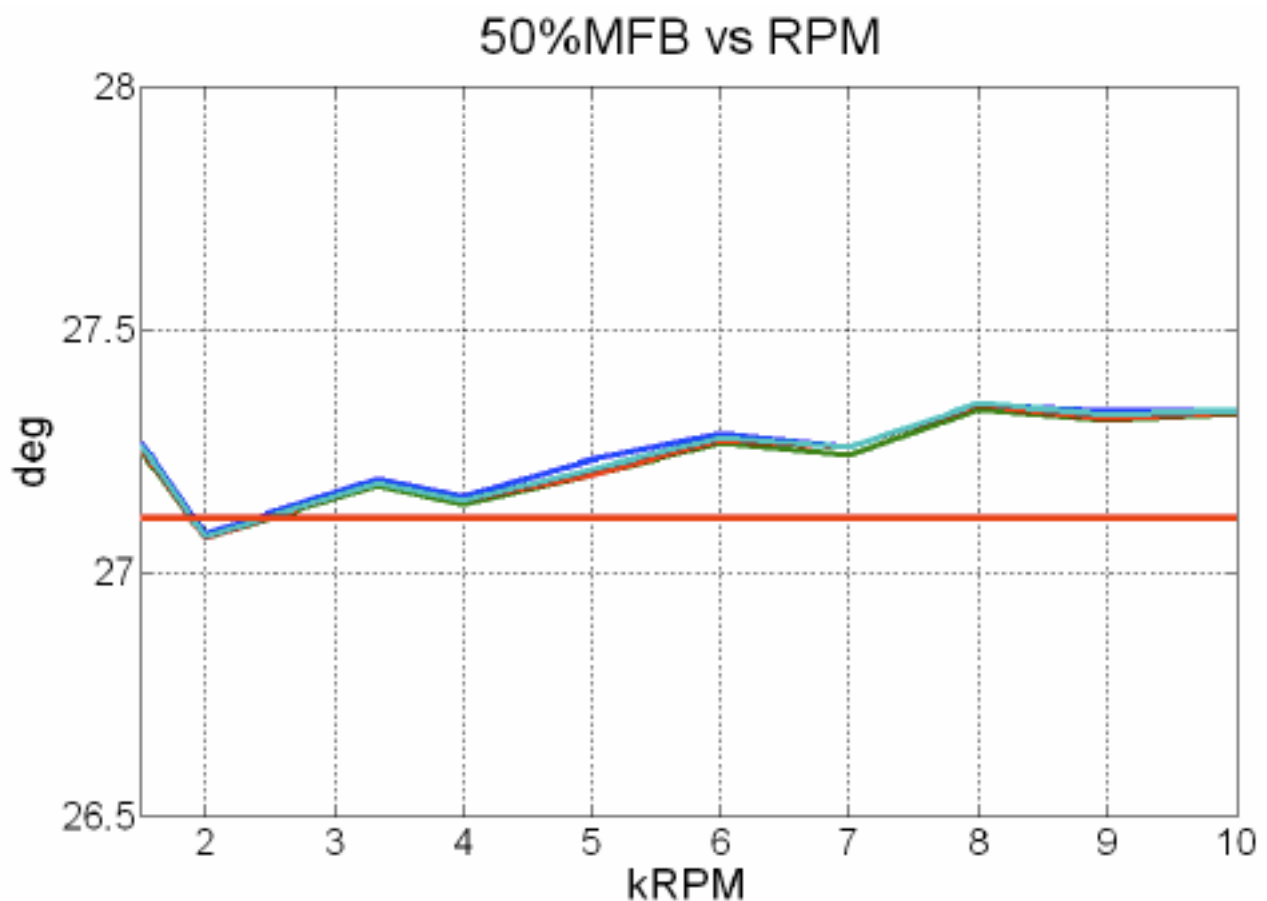


Figura 61. Confronto tra MFB50 calcolata in tempo reale (.-) e offline su base encoder.

Gli errori massimi in valore assoluto non superano gli  $0.25^\circ$ , mentre la fluttuazione del risultato raggiunge un'ampiezza mediamente di  $0.45^\circ$  con punte di errore ad oltre  $0.6^\circ$ , imputabili alla generazione dell'HIL (fig. 61).

In generale si nota un aumento dell'errore al variare del regime motore, dovuto a:

- Al crescere del regime, diminuiscono il numero di campioni a disposizione fra due denti di ruota fonica, aumentando gli errori dovuti alla quantizzazione.
- In questa configurazione si hanno solo 58 riferimenti di posizione al giro, con due denti mancanti e tre da ricostruire, quindi la ricostruzione del riferimento angolare risulta meno accurato che nel caso precedente. In particolare, si è ipotizzato che i denti ricostruiti abbiano stessa durata dell'ultimo dente fisico identificato, non considerando le fluttuazioni proprie del segnale di velocità.
- L'errore è maggiore se i segnali, come in questo caso, sono a bassa risoluzione: una curva di pressione che ha un picco di circa 50 bar, con la caratteristica  $1V = 10\text{bar}$ , tende ad essere visto come un segnale in tensione con picchi di circa 5V, quando il fondoscala della scheda di acquisizione (non modificabile su questa piattaforma) è di 10V e la risoluzione di 16 bit. Quindi al momento dell'acquisizione dei segnali è bene scegliere i guadagni dell'amplificatore di carica in modo tale da avvicinarsi alla risoluzione ottimale: questo aiuta non poco l'algoritmo nella ricerca della massima precisione.



## **5 CONCLUSIONI**

### **5.1 Confronto tra i due metodi**

L'algoritmo sviluppato mostra una precisione, al variare del regime motore e della configurazione della fasatura, superiore ai risultati ottenuti con l'algoritmo basato sull'analisi delle fluttuazioni della velocità istantanea del motore. I risultati mostrano come l'errore sulla PMI, colpo su colpo, sia costantemente al di sotto del decimo di bar. Questi risultati, potenzialmente oggetto di miglioramenti, consentono di calcolare con molta precisione la coppia indicata erogata dal motore. Infatti essa è legata alla PMI attraverso la seguente formula:

$$C = \frac{V \cdot PMI}{\pi \cdot \tau} \quad (48)$$

dove  $C$  è la coppia in Nm,  $V$  è la cilindrata in  $m^3$  del motore,  $PMI$  è espressa in Pascal e  $\tau$  è il numero dei tempi del motore. Un errore di 7 Nm di RMS sulla coppia corrisponde, quindi, ad un errore di 0.69 Nm sulla PMI.

Nel caso analizzato con l'algoritmo di calcolo della coppia indicata dal segnale di pressione, riportando l'errore sulla PMI in termini di coppia, si ottiene uno scarto colpo su colpo di 0.08 Nm.

Pertanto, con i risultati ottenuti, è possibile impiegare l'algoritmo basato sull'analisi del segnale di pressione su uno solo dei cilindri, in modo tale da implementare una strategia adattativa di correzione della funzione di trasferimento  $F(j\omega)$ , ricavandola dai dati sperimentali, così come era stato fatto per la prima determinazione.

In questo modo si realizzerebbe un algoritmo “ibrido”, con una potenziale (nell’ipotesi peggiore) accuratezza di 6 Nm in RMS garantita nel tempo e con il vantaggio di ridurre i costi di prima installazione su vettura, dato l’impiego limitato del numero di sensori di pressione in camera di combustione

Il confronto tra i risultati ottenuti sulla valutazione del MFB50 è più impietoso: si tratta di un errore in RMS di 2 gradi per l’algoritmo basato sull’analisi delle fluttuazioni di velocità, mentre si riduce intorno al mezzo grado massimo colpo su colpo per l’algoritmo che analizza il segnale di pressione. In questo caso, l’analisi del segnale di pressione diventa indispensabile per la corretta valutazione dell’andamento della combustione.

## 5.2 Considerazioni sull’analisi della combustione

Le potenzialità dell’algoritmo hanno consentito di implementare l’analisi della combustione basata sulla valutazione del MFB50 proposta da un lavoro di ricerca condotto all’interno dell’Università di Bologna ().

Esso dimostra come le prestazioni di un motore a combustione interna siano influenzate dalla fase e dalla durata della combustione ( $\vartheta_i$ - $\vartheta_f$ ). Tale processo può essere rappresentato con la funzione di Wiebe (figura 52), che è definita dalla seguente equazione:

$$x_b = 1 - e^{-a \left( \frac{\theta - \theta_i}{\theta_f - \theta_i} \right)^{m+1}} \quad (49)$$

dove  $a$  è legato alla frazione di massa bruciata al termine della combustione ed è costante,  $m$  è legato alla forma della derivata della curva di rilascio del calore ( $dQ/d\vartheta$ ), ed è quindi legata al suo picco,  $\vartheta_i$  e  $\vartheta_f$  rappresentano l’inizio e la fine della combustione.



Il controllo motore dovrebbe poter variare liberamente questi parametri per poter ottenere la miglior prestazione motoristica: essi possono essere sintetizzati in un'unica grandezza, cioè il MFB50. Esso viene sostanzialmente influenzato dall'anticipo di accensione (SA), per cui si può dire che esso modifica indirettamente  $a$ ,  $m$  e la durata della combustione stessa (fig. 62).

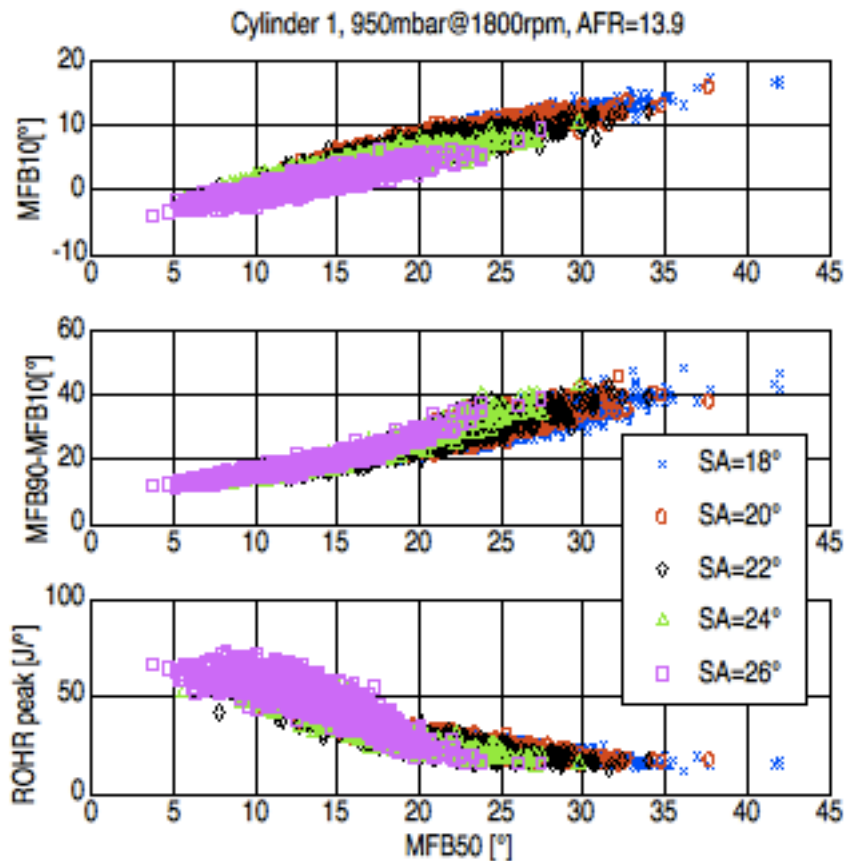


Figura 62. Andamento della combustione a diversi valori di anticipo.

Il valore di anticipo migliore è quello che ottimizza la posizione del  $MFB_{50}$ , e quindi i tre parametri visti in precedenza, in termini di massima PMI, oppure minimi consumi, emissioni inquinanti, rumorosità etc. Nello sviluppo di un propulsore per le competizioni, caso che verrà analizzato, l'obiettivo primario è massimizzare la coppia, quindi la PMI. Tuttavia il SA non è un parametro di controllo deterministico, ovvero per uno stesso valore si possono ottenere diverse fasi di combustione, che però si dispongono lungo

una traccia ben precisa. In altre parole, fissare il valore di SA significa fissare il range di variazione di MFB50 e PMI, che stanno su una stessa curva, formando una parabola.

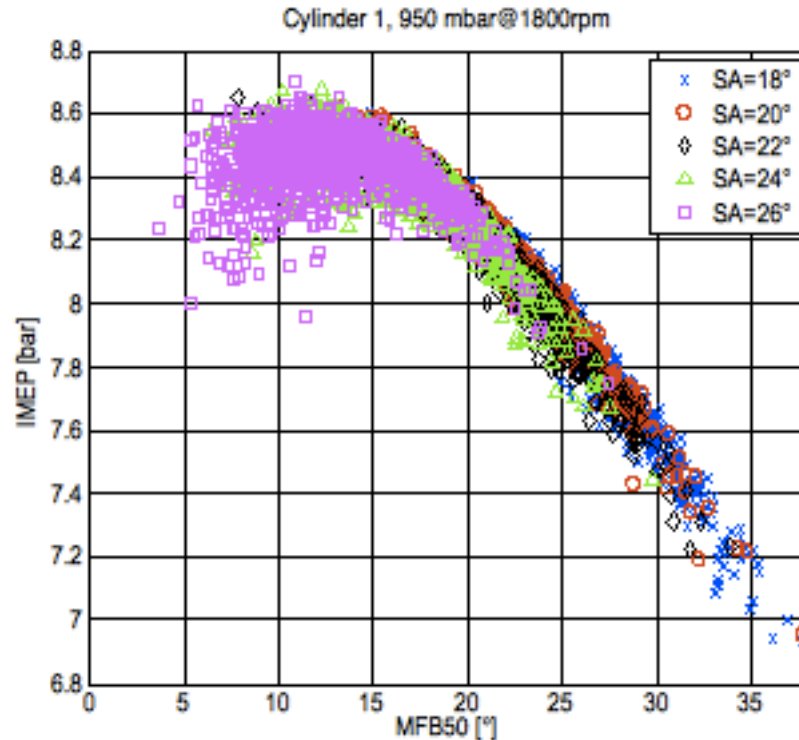


Figura 63. Correlazione MFB50-PMI ad anticipo variabile.

Dalla figura 63 è immediato dedurre che uno dei modi per mappare velocemente l'anticipo di accensione, è quello di monitorare un buffer di cicli motore (50-100 cicli) e rappresentarne l'andamento della PMI in funzione del MFB50. Valutando la differenza tra l'attuale valor medio del MFB50 e l'ascissa del vertice della parabola interpolata, è possibile stimare il  $\Delta$ MFB50, che corrisponde grossomodo all'incremento in gradi dell'anticipo da attuare per ottenere in pochi secondi il massimo valore di PMI. Un controllore basato su questo criterio, dovrebbe nello stesso tempo monitorare un indice di detonazione, per assicurarsi che il punto ideale di anticipo non sia una condizione detonante per il propulsore: in questo caso il controllore dovrebbe ridurre il valore di anticipo attuato.

Se su di un propulsore di serie venissero impiegati sensori di pressione in camera di combustione, sarebbe possibile realizzare, sulla base delle informazioni che si possono ottenere dall'algoritmo, un controllo completo basato sull'analisi in tempo reale della combustione. Tale sistema di controllo sarebbe fondamentale per il controllo dei motori HCCI, tutt'ora in fase di sviluppo per i problemi di controllo della combustione.



## **Bibliografia**

- Iida, K., Akishino, K., Kido, K., IMEP Estimation from Instantaneous Crankshaft Torque Variation, SAE Technical Paper 900617.
- J. J. Moskwa, W. Wang, D. J. Bucheger, A New Methodology for Engine Diagnostics and Control Utilizing "Synthetic" Engine Variables: Theoretical and Experimental Results, DSC-Vol. 64, Proceedings of the ASME, Dynamic Systems and Control Division, ASME 1998.
- Guezenc Y. G., Gyan Ph., A Novel Approach to Real-Time Estimation of the Individual Cylinder Combustion Pressure for S.I. Engine Control, SAE Paper 1999-01-0209.
- Citron, S. J., O'Higgins, J. E., and Chen, L. Y., Cylinder by Cylinder Engine Pressure and Pressure Torque Waveform Determination Utilizing Speed Fluctuation, SAE Paper 890486.
- Ball, J. K., Bowe, M. J., Stone, C. R., McFadden, P. D., Torque Estimation and Misfire Detection using Block Angular Acceleration, SAE Technical Paper 2000-01-0560
- Taraza, D., Statistical Correlation Between the Crankshaft's Speed Variation and engine Performance – Part I: Theoretical Model, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 123, April 2001, pp 428-432.
- Chauvin, J., Corde, G., Moulin, P., Castagné, M., Petit, N., Rouchon, P., Real-Time Combustion Torque Estimation on a Diesel Engine Test Bench Using Time-Varying Kalman Filtering, 43rd IEEE Conference on Decision and Control, December 14-17, 2004, Atlantis, Paradise Island, Bahamas

- Gani, E., Manzie, C., Indicated Torque Reconstruction from Instantaneous Engine Speed in a Six-Cylinder SI Engine Using Support Vector Machines, SAE Paper 2005-01-0030
- Tong, Y., Jian-Qiu Li, Junzhi Zhang, Coordinating Control-Oriented Research on Algorithm of Engine Torque Estimation for Parallel Hybrid Electric Powertrain System, SAE Paper 2004-01-0424
- Hamedovic, H., Raichle, F., Breuninger, J., Fischer, W., Dieterle, W., Klenk, M., Böhme, J. F., IMEP-Estimation and In-Cylinder Pressure Reconstruction for Multicylinder SI-Engine by Combined Processing of Engine Speed and One Cylinder Pressure, SAE Paper 2005-01-0053
- Grunbacher, E., Kefer, P., Del Re, L., Estimation of the Mean Value Engine Torque Using an Extended Kalman Filter, SAE Paper 2005-01-0063
- Jianqiu Li, Yang Minggao, Zhou Ming, Li Xihao, Advanced Torque Estimation and Control Algorithm of Diesel Engines, SAE Paper 2002-01-0198
- Jaine, T., Chamailard, Y., Charlet, A., Higelin, P., High-Frequency Imep Estimation and Filtering for Torque- Based SI Engine Control, SAE Paper 2002-01-1276
- Drakunov, S., Rizzoni, G., Yue-Yun Wang, On-Line Estimation of Indicated Torque in Ic Engines Using Nonlinear Observers, SAE Paper 950840
- Maloney, P. J., Embedded Torque Estimator for Diesel Engine Control Application, SAE Paper 2004-01-1371
- Fam, M., Hendriks, E., A Load Torque Estimator, SAE Paper 2004-01-1372
- Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, 1989, McGraw Hill.

- Ligier, J. L., Baron, E., *Acyclisme et Vibrations*, 2002, Technip.
- Ponti, F., Development of a Torsional Behavior Powertrain Model for Multiple Misfire Detection, Paper ICES2005-1035, ASME ICE 2005 Spring Technical Conference, Chicago, April 2005.
- Ponti, F., Indicated Torque Estimation Using a Torsional Behavior Model of the Engine, SAE Powertrain & Fuel Systems Conference & Exhibition, Paper 2005-01-3761, San Antonio, Texas October 2005.
- Ponti, F., Solieri L., Analysis of the Interactions Between Indicating and Reciprocating Torques for the Development of a Torsional Behavior Model of the Powertrain, Paper ICE2007-1809, ASME ICE 2007 Fall Technical Conference, Charleston, October 2007.
- Ponti, F., Rinaldi, M., Analysis of the relationship between mean indicated torque and its waveform for modern common rail diesel and gasoline engines, Paper ICES 2008-1634, ASME ICES 2008 Spring Technical Conference, Chicago Illinois, April 2008.
- E. Corti, L. Solieri, Rapid Control Prototyping System for Combustion Control, SAE Technical Paper 2005-01-3754
- Corti E., Moro D., Minelli G., Solieri L., Advantages of using FPGA components for innovative control systems implementation on automotive engines, Modena-Motori, High Tech Engines and Cars, 11th International Conference, 2005
- E. Corti, D. Moro, L. Solieri, Real Time Evaluation of IMEP and ROHR-related Parameters, SAE Technical Paper, 2007-24-0068
- Heywood J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Book.
- Corti E., Forte C., A statistical approach to spark advance mapping, Paper ICES 2009-76111, ASME ICES 2009 Spring Technical Conference, Milwaukee, Wisconsin, May 2009.

- Minelli G., Corti E., Moro D., Solieri L., Knock Indexes Normalization Methodologies, SAE Technical Paper, 2006-01-2998.
- Corti E., Moro D., Knock Indexes Thresholds Setting Methodology, SAE Technical Paper, 2007-01-1508.
- Azzoni P. M., 2006, Strumenti e misure per l'ingegneria meccanica, Hoepli Editore.