

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

In

SPERIMENTAZIONE E CALIBRAZIONE DI MOTORI A COMBUSTIONE
INTERNA M

**Implementazione e calibrazione di un modello di pressione massima in
camera di combustione basato sulla misura della corrente di
ionizzazione**

CANDIDATO
Giovanni Galasso

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Nicolò Cavina

CORRELATORI
Chiar.mo Prof. Davide Moro
Chiar.mo Prof. Enrico Corti
Ing. Massimo Barichello
Ing. Ruggero Cevolani
Ing. Marco Cappa

Anno Accademico 2016/2017

Sessione III

Indice

Introduzione.....	7
Capitolo 1. Il ciclo di pressione.....	9
1.1 Le fasi del ciclo di pressione.....	9
1.1.1 Aspirazione.....	10
1.1.2 Compressione.....	10
1.1.3 Espansione.....	11
1.1.4 Scarico.....	11
1.2 Grandezze di maggior incidenza sul ciclo di pressione.....	11
1.2.1 Coefficiente di riempimento.....	12
1.2.2 Velocità di rotazione dell'albero motore.....	13
1.2.3 MFB50.....	14
Bibliografia.....	20
Capitolo 2. Correnti di ionizzazione.....	21
2.1 Tecnologia dei sensori a corrente di ionizzazione.....	21
2.2 Segnale correnti di ionizzazione.....	22
2.3 Modello si MFB50.....	23
2.3.1 Struttura del modello.....	24
2.3.2 Attività sperimentale.....	25
2.3.3 Rielaborazione dati sperimentali.....	25
2.3.4 Modello AThPeak-MFB50.....	29
Bibliografia.....	30
Capitolo3. Modello PMAX.....	31
3.1 Struttura del modello.....	31
3.2 Attività sperimentale.....	33

3.4	Rielaborazione dati sperimentali.....	35
3.4.1	Rielaborazione segnali di pressione.....	36
3.5	Calibrazione del modello.....	37
3.5.1	Interpolazione delle curve di PMAX-MFB50.....	37
3.5.2	Normalizzazione curve PMAX-MFB50.....	38
3.5.3	Ottimizzazione punti noti PMAX(0).....	39
3.5.4	Determinazione mappa PMAX(0).....	40
3.6	Risultati.....	41
	Bibliografia.....	45
	Capitolo 4. Attività di validazione del modello.....	47
4.1	Confronto map-based/superficie.....	47
4.2	Simulazione.....	49
4.2.1	Simulazione in condizioni stazionarie.....	51
4.2.2	Simulazione in condizioni transitorie.....	53
	Conclusioni.....	57
	Ringraziamenti.....	59

Introduzione

L'obiettivo dell'attività svolta presso il dipartimento di Sperimentazione Motopropulsori di Ferrari S.p.a. è sviluppare un modello in grado di stimare la pressione massima sviluppata dal motore, partendo dalla corrente di ionizzazione misurata in camera di combustione. Tale richiesta nasce dalla volontà di conoscere le condizioni in cui si trova il pistone durante il funzionamento in vettura, al fine di studiare il reale limite di detonazione.

Oggigiorno, infatti, il limite di detonazione viene imposto attraverso convenzioni ingegneristiche. Queste convenzioni comportano limiti sull'anticipo di accensione che risultano troppo stringenti, andando così a perdere i vantaggi che una combustione ad alto anticipo di accensione produce, ovvero:

1. Aumento dell'efficienza di combustione con conseguente diminuzione del consumo specifico
2. Aumento delle prestazioni
3. Diminuzione delle temperature allo scarico.

L'elaborato spiega i passaggi che hanno caratterizzato il processo di implementazione e calibrazione del modello di pressione massima. Nel primo capitolo vengono spiegati gli effetti delle principali grandezze motore sulla pressione massima, approfondendo quelli relativi alle tre grandezze scelte come input del modello: velocità di rotazione dell'albero motore, coefficiente di riempimento e **MFB50** (50% mass fraction burnt).

Il secondo capitolo spiega l'attività, svolta a monte, di implementazione di un modello in grado di identificare l'**MFB50** a partire dalla corrente di ionizzazione misurata in camera di combustione. Nel terzo capitolo invece viene spiegato l'intero procedimento di calibrazione del modello di **PMAX**: dall'attività al banco prova fino ad arrivare al modello completamente calibrato. Infine il quarto capitolo mostra tutti i risultati ottenuti a valle dell'attività di validazione del modello, caratterizzata da una prima fase di confronto con un secondo modello sviluppato presso l'Università di Bologna e una seconda fase in cui è stato simulato il funzionamento di un motore controllato sulla base delle informazioni in uscita dal modello di **PMAX**.

Capitolo 1. Il ciclo di pressione

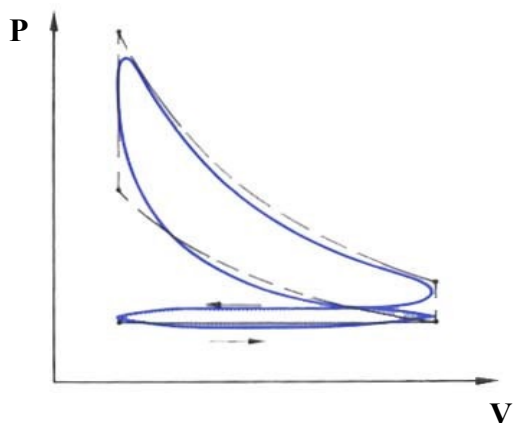
Il motore a combustione interna è una macchina motrice in grado di trasformare l'energia chimica in energia meccanica. La coppia erogata all'albero motore viene generata attraverso il ciclo termodinamico a cui partecipa la miscela composta da aria e combustibile. Tale ciclo caratterizza il tipo di motore che può essere ad accensione comandata, o ad accensione per compressione. Nel seguente elaborato è stato preso in esame solamente il motore ad accensione comandata.

1.1 Le fasi del ciclo di pressione

Il ciclo termico del motore quattro tempi ad accensione comandata è composto da quattro fasi distinte:

1. Aspirazione
2. Compressione
3. Espansione
4. Scarico.

Durante queste fasi la grandezza di maggior interesse ai fini della produzione del lavoro è la pressione. Infatti, attraverso l'analisi della pressione al variare del volume del cilindro, è possibile calcolare il lavoro prodotto dal motore. Il grafico in *Figura 1.1* mostra il diagramma di indicatore del motore. Integrando la curva di pressione sul volume è possibile calcolare il lavoro prodotto dal ciclo.



L'area sottesa dalla curva superiore rappresenta il lavoro indicato a cui bisogna sottrarre il lavoro di pompaggio, area sottesa dalla curva inferiore, il lavoro assorbito dagli ausiliari, il lavoro dissipato a causa degli attriti, al fine di calcolare il lavoro utile prodotto dal ciclo.

Figura 1.1 – Diagramma di indicatore

1.1.1 Aspirazione

La fase di aspirazione è responsabile dell'alimentazione del motore. Durante tale fase si aprono le valvole di aspirazione del cilindro e il pistone esegue una corsa dal punto morto superiore, **PMS**, al punto morto inferiore, **PMI**. In questo modo si genera una depressione nel cilindro che richiama l'aria dal collettore di aspirazione. Al termine dell'aspirazione si chiudono le valvole intrappolando all'interno del cilindro un volume di aria pari alla cilindrata. Tale volume si trova a pressione leggermente inferiore alla pressione di collettore.

L'aspirazione caratterizza il motore sia attraverso il tipo di gas aspirato che attraverso la pressione massima di fine aspirazione. Infatti si definiscono ad iniezione diretta tutti i motori che iniettano il combustibile direttamente nel cilindro e che, per questo motivo, aspirano solamente aria. Invece vengono definiti ad iniezione indiretta i motori che iniettano il combustibile prima della fase di aspirazione, tali motori aspirano la miscela aria-combustibile.

Dal punto di vista della pressione di fine aspirazione i motori si dividono in sovralimentati e aspirati. I sovralimentati presentano un gruppo turbocompressore che comprime l'aria nel passaggio da ambiente esterno a collettore di aspirazione, mentre gli aspirati hanno i collettori che prelevano aria direttamente dall'ambiente esterno. I primi permettono di regolare la pressione di collettore sulla base del funzionamento del compressore, mentre i secondi hanno un limite di pressione nel collettore pari alla pressione atmosferica.

1.1.2 Compressione

Una volta chiuse le valvole e terminata la fase di aspirazione, il pistone inizia la corsa di compressione. In questa fase la miscela racchiusa all'interno del cilindro viene compressa dal pistone comportando un aumento di pressione che segue la legge della trasformazione politropica

$$P * V^n = costante \quad (1.1)$$

dove con **n** si identifica l'esponente caratteristico della trasformazione politropica.

1.1.3 Espansione

Al termine della fase di compressione la candela scocca la scintilla che innalza la temperatura, attivando, in questo modo, la reazione di combustione. La miscela inizia a rilasciare energia sotto forma di calore, causando un aumento progressivo di temperatura e pressione fino al raggiungimento di un massimo. Da quest'istante in avanti la pressione riprende a seguire la legge della politropica.

L'espansione è la fase utile del ciclo, infatti la presenza della combustione permette di sviluppare una quantità di energia superiore a quella assorbita dalla miscela durante la fase di compressione.

1.1.4 Scarico

La fase di scarico inizia quando il pistone si trova in prossimità del **PMI** di fine espansione. All'apertura delle valvole la pressione in camera è ancora relativamente elevata e i prodotti della combustione iniziano a fuoriuscire spontaneamente verso il collettore di scarico. Una volta scesa la pressione nel cilindro, il pistone inizia a guidare il moto dei gas esausti preparando, così, il cilindro ad accogliere miscela fresca per il ciclo successivo

Nel caso di motori sovralimentati, i gas, una volta usciti dal cilindro, subiscono una seconda espansione che genera l'energia utile ad alimentare il compressore.

1.2 Grandezze di maggior incidenza sul ciclo di pressione

Le grandezze che incidono maggiormente sul ciclo di pressione si dividono in due famiglie. La prima racchiude tutte le grandezze di natura fluidodinamica, mentre la seconda quelle di natura chimica. Le grandezze di natura fluidodinamica incidono sul moto della miscela e sulla massa che viene racchiusa nel cilindro. Le grandezze di natura chimica, invece, interessano strettamente il processo di combustione.

Le grandezze che influenzano maggiormente la fluidodinamica della miscela sono il coefficiente di riempimento del cilindro e la velocità di rotazione dell'albero motore. Esse

producono effetti anche sulla combustione sviluppata nel cilindro, ma tali effetti sono riconducibili al moto della carica.

Dal punto di vista chimico le grandezze di maggiore interesse sono l'anticipo di accensione e il rapporto di miscela, λ . L'anticipo di accensione è l'istante angolare, prima del **PMS** di fine compressione, a cui viene scoccata la scintilla. Il λ è il rapporto di massa comburente-combustibile diviso il rapporto di massa comburente-combustibile stechiometrico. Gli effetti prodotti da queste due grandezze sulla combustione sono dipendenti tra loro e possono essere identificati al variare dell'**MFB50**. Questo perché anticipo e λ determinano rispettivamente l'inizio e la velocità della combustione. Quindi la stessa fase di combustione può essere ottenuta variando in maniere differentemente le due grandezze. L'effetto sulla combustione determinato da un determinato valore di fase è il medesimo qualsiasi sia la coppia di valori **anticipo- λ** attuata, per questo motivo studiare l'andamento della pressione al variare dell'**MFB50** permette di considerare tutte le coppie **anticipo- λ** attuabili.

1.2.1 Il coefficiente di riempimento

Il coefficiente di riempimento del cilindro si calcola attraverso l'espressione

$$rl = \frac{m_r}{m_t} \quad (1.2)$$

Il numeratore, m_r , è la massa realmente intrappolata nel cilindro. Mentre il denominatore m_t , è la massa che il motore aspirerebbe se l'aria nel cilindro fosse alla pressione e alla temperatura di riferimento. La pressione e la temperatura scelte come riferimento possono essere quelle di collettore oppure quelle relative all'ambiente esterno. Nel primo caso l'**rl** prende il nome di coefficiente di riempimento relativo, mentre, nel secondo, coefficiente di riempimento assoluto. Il presente elaborato prende in considerazione solamente il coefficiente di riempimento assoluto.

La massa intrappolata per ciclo incide sulla pressione sviluppata nel cilindro. Infatti un elevato **rl** implica una maggiore pressione media di ciclo. La *Figura 1.2* mostra due cicli a **rl** differenti. La curva blu, segnale di pressione di un ciclo a 180 di **rl**, ha tutte e quattro le fasi di ciclo a pressione superiore rispetto alla curva rossa, **rl** pari a 120. L'effetto su aspirazione e compressione è dovuto semplicemente all'aumento di massa intrappolata a

pari volume, mentre l'espansione presenta un picco nettamente superiore perché aumenta la massa di combustibile iniettabile e di conseguenza l'energia rilasciata.

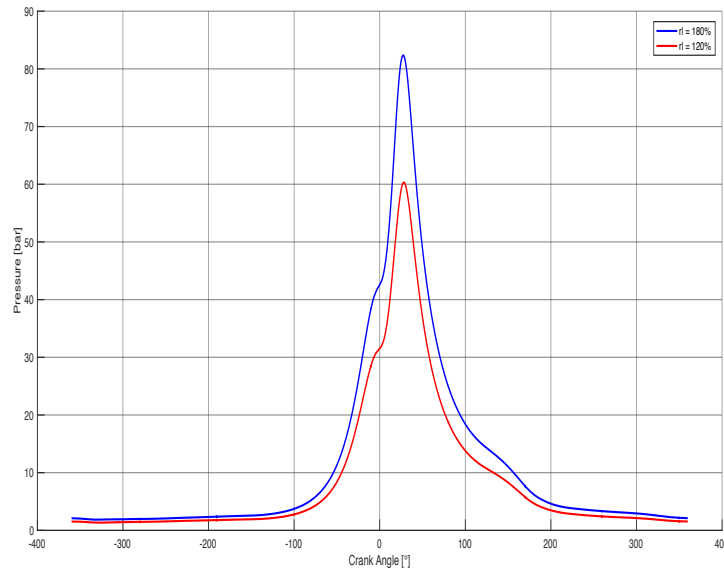


Figure 1.2 – Segnale pressione in camera per due cicli a ri differenti

L' ri è sempre noto durante il funzionamento del motore. In centralina, infatti, è presente un modello che permette di stimare il coefficiente di riempimento nota la pressione del collettore di aspirazione e la velocità di rotazione dell'albero. Tale modello viene calibrato in fase di sviluppo motore e permette di conoscere la massa realmente aspirata per ogni ciclo.

1.2.2 Velocità di rotazione dell'albero motore

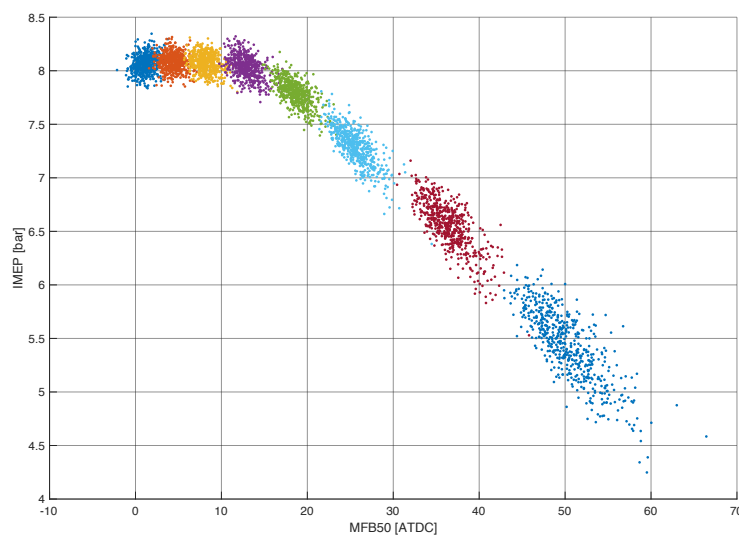
La velocità di rotazione dell'albero motore incide sul moto della carica entrante nel cilindro. All'aumentare dei giri motore, infatti, aumenta la turbolenza nel cilindro favorendo così la stabilità della combustione. Infatti all'aumentare del moto di tumble, moto turbolento ad asse perpendicolare rispetto a quella del cilindro, aumenta la velocità di combustione producendo un effetto migliorativo sull'efficienza. In questo modo

aumenta la pressione massima sviluppata all'interno del cilindro a parità di aria intrappolata, anticipo e λ .

Durante il funzionamento del motore, la velocità e la posizione angolare vengono sempre tracciate grazie all'utilizzo di sensori induttivi o di sensori ad effetto Hall.

1.2.3 MFB50

L'**MFB50** per definizione è l'angolo di manovella a cui è bruciato il 50% del combustibile. Questa grandezza indica la fase della combustione sviluppata in camera. Come si vede in *Figura 1.3* al diminuire dell'**MFB50** aumenta il lavoro prodotto dal ciclo qui identificato attraverso l'**IMEP**, definita come il lavoro del ciclo termodinamico indicato per unità di cilindrata.



*Figura 1.3 – Andamento della pressione media indicata, **IMEP**, al variare dell'**MFB50***

Il fenomeno mostrato in *Figura 1.3* è dovuto all'aumento di efficienza prodotto da una fase di combustione più spostata verso la compressione. Infatti in tali condizioni viene liberata più energia a parità di combustibile iniettato nel cilindro. Il punto ottimo di efficienza si ha per un valore di **MFB50** compreso tra 8 e 10 °ATDC (gradi dopo il punto morto di fine compressione).

Al diminuire di **MFB50**, la combustione si sposta verso la compressione. In questo modo la miscela inizia a liberare calore, quindi ad aumentare la propria temperatura e la propria pressione, mentre il pistone sta ancora eseguendo la corsa di compressione. Il verificarsi di questo fenomeno è ottimo dal punto di vista della reazione, perché aiuta la miscela a raggiungere le condizioni di accendibilità. Infatti la presenza di combustibile e comburente all'interno di un volume predefinito non è condizione sufficiente affinché avvenga la combustione. Essa richiede che i due reagenti stiano tra di loro a rapporto stechiometrico, siano ben miscelati e che si trovino a una temperatura superiore alla temperatura di attivazione della reazione. Una volta prodotta la scintilla, la miscela immediatamente adiacente alla candela supera la temperatura di attivazione, dando il via alla reazione di combustione. Dalla zona adiacente alla candela si libera, in tal modo, un fronte di fiamma che propaga la reazione in tutto il volume in cui è presente la miscela. Se durante la propagazione del fronte di fiamma il pistone continuasse a comprimere i reagenti, essi aumenterebbero la propria temperatura e la combustione risulterebbe più omogenea in tutto il volume, provocando un aumento dell'energia prodotta. Al contrario se il fronte di fiamma iniziasse la propria propagazione durante la fase di espansione, esso incontrerebbe gas sempre più freddi che farebbero sempre più fatica a partecipare alla reazione. Nel primo caso però aumenta il lavoro di compressione che, per anticipi di accensione molto elevati, incide sensibilmente sul lavoro prodotto.

La *Figura 1.4* mostra chiaramente l'effetto dell'anticipo di accensione sulla pressione in camera. Il grafico mostra come cambia l'andamento della pressione in camera al variare di **MFB50**.

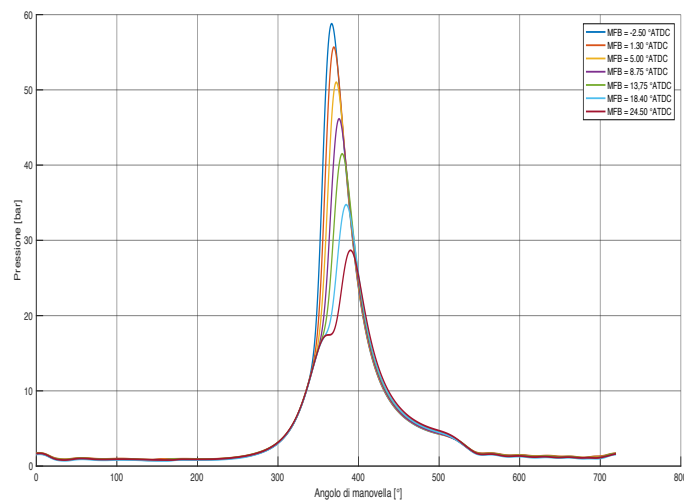


Figura 1.4 – Segnali di pressione in camera al variare di MFB50

Per **MFB50** bassi (nel caso in figura il valore minimo è pari a $-2.50 \text{ }^\circ\text{ATDC}$) il segnale di pressione cambia repentinamente pendenza nell'istante angolare in cui viene prodotta la scintilla. In questo modo si raggiungono valori di pressione molto elevati prima che la miscela raggiunga un livello di espansione tale da invertire l'andamento della pressione stessa. Al contrario si vede che una combustione ritardata produce un gradiente di pressione inferiore che non permette di generare pressioni importanti. Man mano che la combustione viene ritardata si riesce a distinguere sempre più chiaramente il picco di pressione dovuto alla compressione da quello dovuto alla combustione. Fino a raggiungere lo stato in cui la combustione è talmente spostata verso l'espansione che la miscela non riesce a raggiungere le condizioni di accendibilità neanche grazie all'ausilio della scintilla.

Un altro aspetto interessante che si può evincere dalla *Figura 1.4* riguarda il valore per cui si ha il valore massimo di **PMAX** sviluppata in camera. Come detto in precedenza il massimo lavoro si ha per **MFB50** pari a $8 \text{ }^\circ\text{ATDC}$, questo potrebbe indurre a dire che, essendo il lavoro pari al prodotto tra la pressione e la variazione di volume, il punto di massimo del lavoro coincida con il punto di massimo della **PMAX**. Questo, invece, non è vero. La pressione massima in camera continua ad aumentare anche per **MFB50** minori di $8 \text{ }^\circ\text{ATDC}$. Questo perché la sovrapposizione degli effetti di combustione e compressione produce un aumento di **PMAX** ma comporta un lavoro di compressione maggiore. La *Figura 1.5* mostra il fenomeno appena descritto. Come si vede dalla curva in figura, la **PMAX** aumenta fino a raggiungere un massimo. Dopo il massimo la curva inizia a decrescere perché la combustione risulta talmente anticipata da non permettere al pistone di compiere una compressione completa. Invece per valori di **MFB50** molto elevati la miscela non riesce ad accendersi e la pressione massima rimane quella sviluppata a fine compressione.

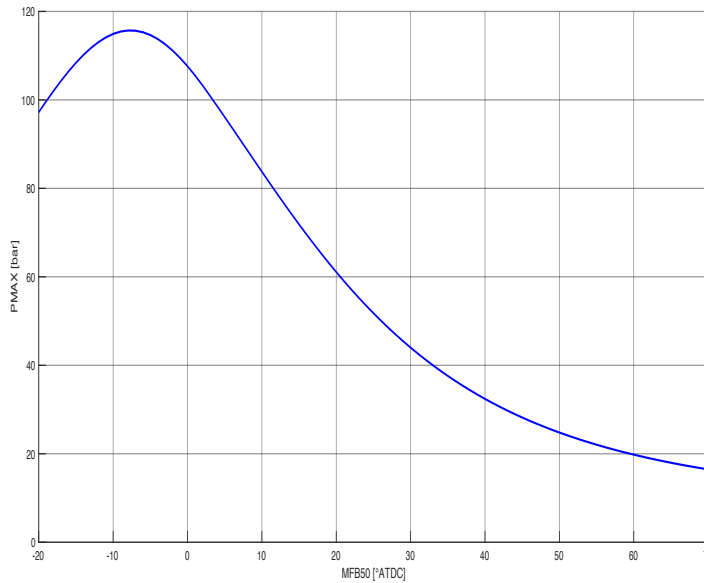


Figura 1.5 – Andamento **P_{MAX}** al variare di **MFB50**

In fase di analisi dei dati sperimentali acquisiti al banco, **MFB50** viene calcolato partendo dalla definizione di calore lordo sviluppato in camera:

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta Q_{ht} + dL + h dm \quad (1.3)$$

dove:

- dQ_{ch} = calore lordo liberato durante la combustione
- dU_s = variazione di energia interna del sistema aperto considerato
- δQ_{ht} = calore scambiato con le pareti
- dL = lavoro compiuto dai gas sul pistone
- $h dm$ = entalpia associata alle perdite di gas attraverso le fasce elastiche.

Nell'ipotesi che il gas sia perfetto e che la temperatura sia uniforme in tutto il volume l'energia interna risulta pari a:

$$U_s = m * u(T) \quad (1.4)$$

il cui differenziale diventa:

$$dU_s = m * c_v * dT + u * dm \quad (1.5)$$

Sostituendo l'espressione (1.5) nella (1.6):

$$\delta Q_{ch} = m * c_v * dT + \delta Q_{ht} + dL + (h - u) dm \quad (1.6)$$

Il rilascio netto di calore viene definito dall'espressione:

$$\delta Q_n = \delta Q_{ch} - \delta Q_{ht} - (h - u)dm \quad (1.7)$$

Sostituendo la (1.6) all'interno della (1.7) si arriva all'espressione:

$$\delta Q_n = m * c_v * dT + dL \quad (1.8)$$

Ipotizzando di essere nelle condizioni di gas perfetto vale la relazione:

$$dT = \frac{1}{m_R} (p dV + V dp) \quad (1.9)$$

Sostituendo nella (1.8) la (1.9) insieme all'espressione del lavoro $dL = p dV$, il calore netto diventa:

$$\delta Q_n = \left(\frac{c_v}{R}\right) V dp + \left(\frac{c_v}{R} + 1\right) p dp \quad (1.10)$$

Introducendo nell'espressione (1.10) la relazione di Mayer, $R = c_p - c_v$, e il coefficiente $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ si arriva all'espressione del **ROHR** – *rate of heat release*:

$$ROHR = \frac{\delta Q_n}{\delta \theta} = \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} \quad (1.11)$$

Analizzando l'espressione (1.11) si evince che noto l'andamento della pressione e del volume durante il ciclo è possibile calcolare il calore netto sviluppato per unità di angolo. La *Figura 1.6* mostra come varia il **ROHR** al variare dell'andamento della pressione.

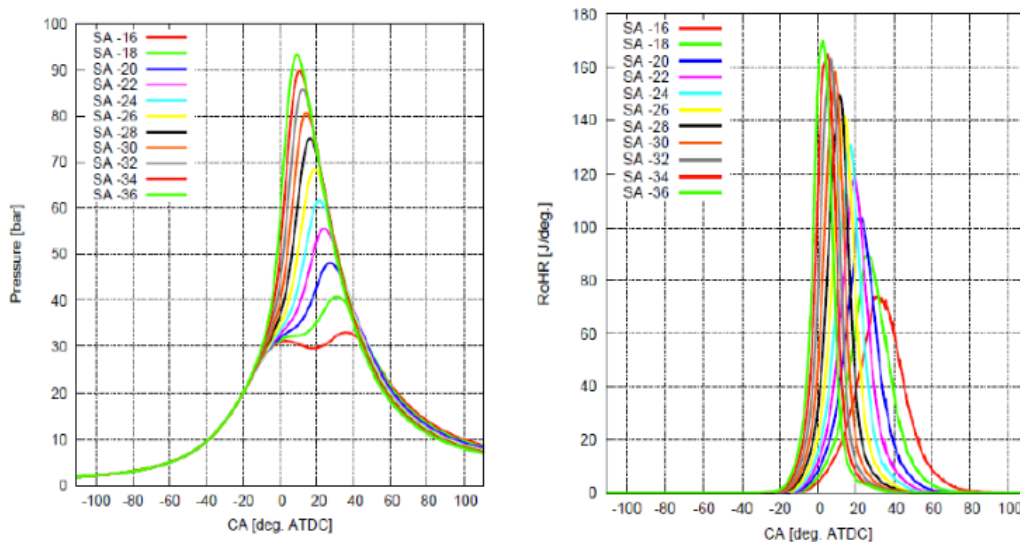
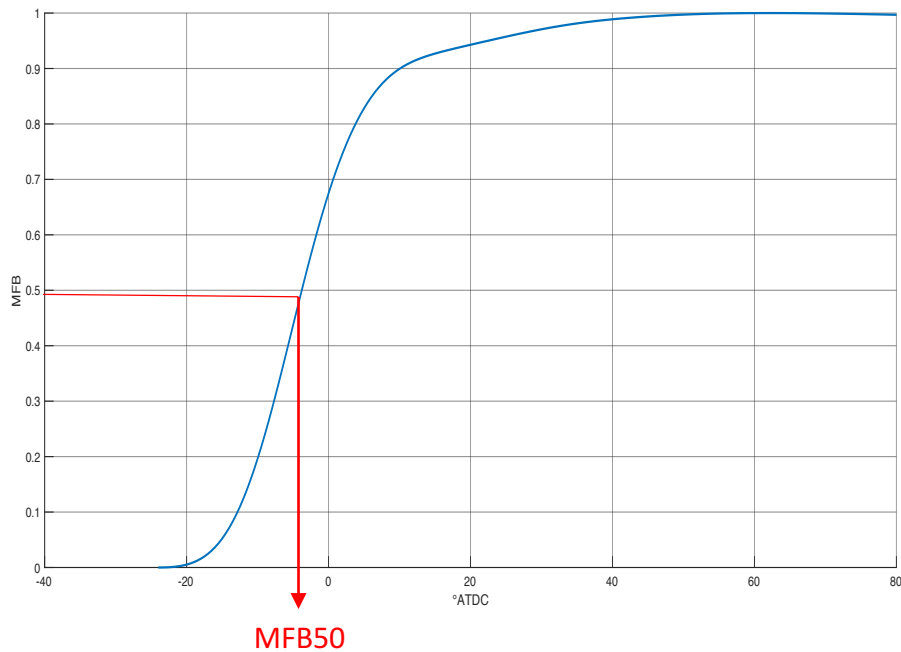


Figura 1.6 – Il grafico a sinistra mostra l'andamento della pressione al variare dell'anticipo, SA. Mentre il grafico a destra mostra l'andamento del ROHR al variare dell'anticipo [4].

Una volta calcolato il **ROHR**, per dato ciclo di pressione, è possibile calcolare il calore netto semplicemente integrando l'espressione (1.11). Infine il calore netto così calcolato viene normalizzato rispetto al proprio massimo, il risultato che si ottiene è la frazione di massa di combustibile bruciata al variare dell'angolo di manovella, **MFB**. Da quest'ultima informazione si trova l'**MFB50** come l'angolo in cui la funzione **MFB** è pari a 0.5.



*Figura 1.7 – Andamento **MFB** al variare dell'angolo di manovella*

L'**MFB50** non è presente tra i dati di centralina. Però, come vedremo nel capitolo seguente, esiste una tecnologia, già utilizzata da Ferrari per altri scopi, utilizzabile per dedurre l'**MFB50** del ciclo.

Bibliografia

- [1] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, Società Editrice Esculapio, 2016
- [2] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Education, 1988.
- [3] G. Minelli, *Motori endotermici alternativi*, Pitagora, 1985.
- [4] Gian Marco Bianchi, “FLUIDODINAMICA DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA”, Università di Bologna, A.A. 2016/2017
- [5] Nicolò Cavina, “PROPULSORI TERMICI E IBRIDI PER AUTOVEICOLI M C.I.”, Università di Bologna, A.A. 2016/2017

Capitolo 2. Correnti di ionizzazione

La rilevazione delle correnti di ionizzazione permette di acquisire informazioni riguardo alla combustione che si sta svolgendo in camera. Infatti le correnti vengono generate dal moto, attraverso un circuito elettrico, delle cariche libere prodotte durante la fase di combustione.

Oggi i sensori a corrente di ionizzazione vengono impiegati da Ferrari per la rilevazione di misfire e cicli detonanti. Una precedente attività di tesi [1], svolta presso Ferrari, ha, però, mostrato come sia possibile ricavare dalla corrente di ionizzazione dei dati ben correlati alla fasatura di combustione, intesa come **MFB50**.

2.1 Tecnologia dei sensori a correnti di ionizzazione

La scintilla generata dalla candela innalza la temperatura della miscela immediatamente adiacente, dando il via alla reazione di combustione. Durante la reazione le particelle dei gas si muovono di moto caotico generando urti che scindono le molecole e liberano, in questo modo, ioni all'interno della camera.

Tali ioni possono essere attratti da un campo elettrico al quale sia applicato una differenza di potenziale. Nella pratica, si utilizza la candela come “generatore” di campo elettrico, applicando agli estremi dei suoi elettrodi una differenza di potenziale positiva, che permette alle cariche di muoversi di moto ordinato attraverso un circuito elettrico situato sul ramo secondario (ramo ad alta tensione) della bobina.

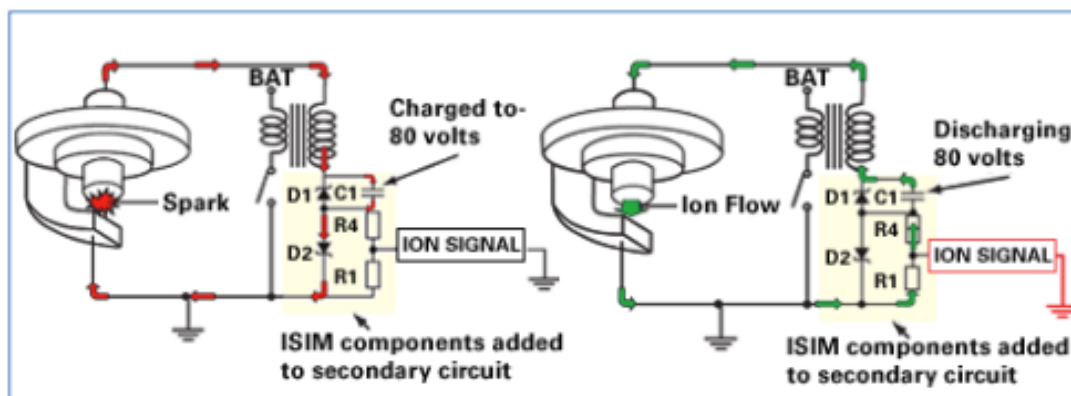


Figura 2.1 – Sistema di misura delle correnti di ionizzazione

La *Figura 2.1* mostra il verso della corrente nel circuito di misura sia durante la fase di rilascio scintilla, immagine di sinistra, che durante la fase di combustione, immagine di destra. Come si evince dalla figura, durante la fase di generazione della scintilla viene caricato un condensatore che libera l'energia durante la fase di combustione. per permettere il passaggio della corrente di ionizzazione. Infine la corrente viene misurata attraverso una resistenza calibrata.

2.2 Segnale correnti di ionizzazione

Il segnale della corrente di ionizzazione misurata in camera è caratterizzato da tre fasi distinte derivanti dal processo di combustione:

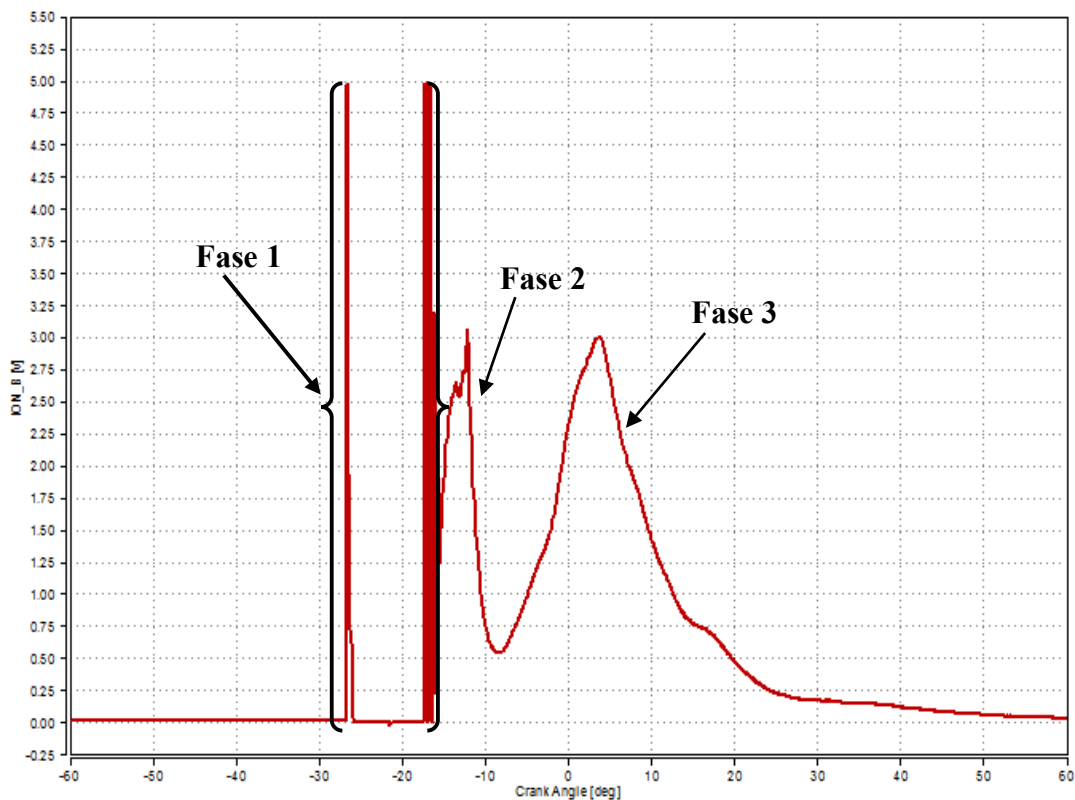


Figura 2.2 – Segnale corrente di ionizzazione misurata in camera di combustione

La **Fase 1** rappresenta la fase di accensione della miscela. Essa presenta un primo rumore sul segnale dovuto all'inizio della fase di caricamento della bobina e termina con un secondo rumore sul segnale che sancisce la fine della fase di accensione della miscela dando il via alla propagazione del fronte di fiamma.

Al termine della fase di accensione della miscela si distingue un primo picco di corrente, **Fase 2**, esso prende il nome di *picco chimico*. Questa fase è dovuta al passaggio del fronte di fiamma attraverso gli elettrodi del sensore. Infatti all'interno del fronte di fiamma si manifestano reazioni di combustione che generano ioni come prodotto. Una volta che il fronte di fiamma si è allontanato dal sensore l'intensità della corrente diminuisce finché non si entra nella **Fase 3**.

Il massimo di corrente della **Fase 3** viene chiamato *picco termico*, esso è dovuto all'innalzamento della temperatura della miscela che produce la ionizzazione della miscela stessa. Essendo la temperatura del gas strettamente legata alla pressione, idealmente dall'equazione dei gas perfetti $PV = nRT$, il *picco termico* è in grado di fornire informazioni dirette riguardo la pressione sviluppata durante la combustione.

2.3 Modello di MFB50

L'analisi incrociata, tra il segnale di corrente di ionizzazione e il segnale di pressione relativo allo stesso ciclo, mostra come la fase termica segua qualitativamente l'andamento della pressione.

La *Figura 2.3* evidenzia questa relazione. Si nota facilmente come dall'istante di inizio combustione, punto in cui cambia la pendenza del segnale di pressione, in avanti il segnale di corrente di ionizzazione segue l'andamento della pressione. Ciò si riflette sulla posizione del *picco termico* che risulta fasato con il picco di pressione.

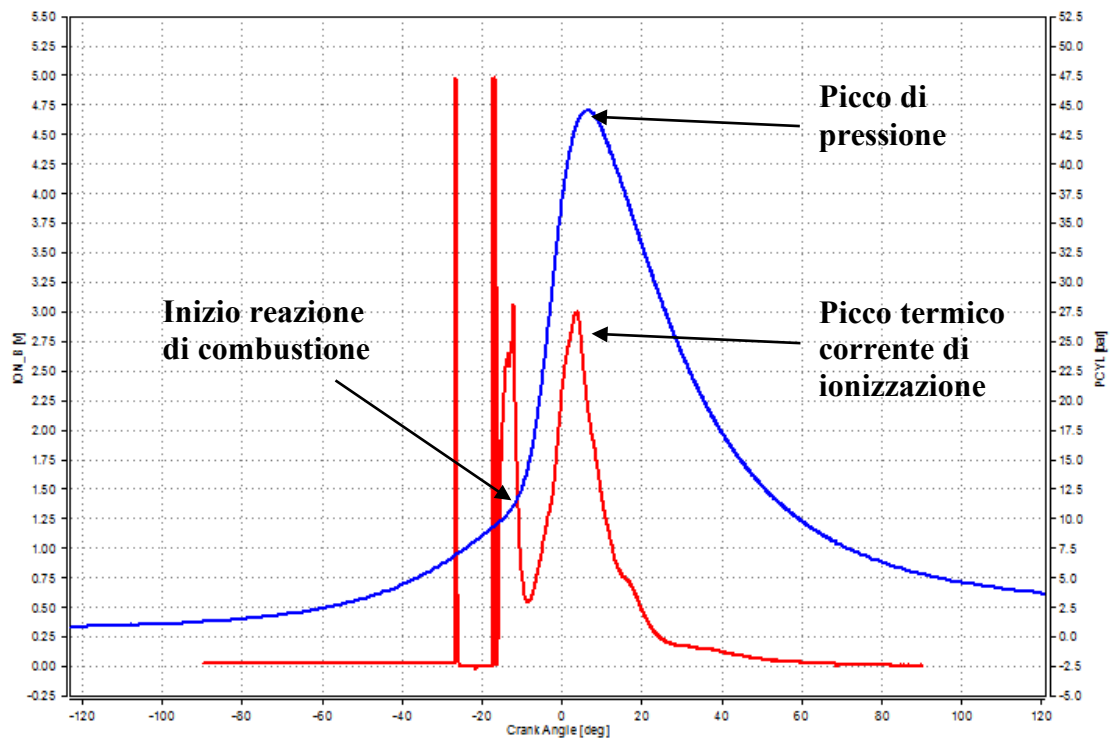


Figura 2.3 – Segnale di pressione in camera e segnale di corrente di ionizzazione relativi allo stesso ciclo motore

Da queste osservazioni è iniziata l'attività svolta negli ultimi anni, in Ferrari, riguardo la verifica di una correlazione tra la posizione del *picco termico* e l'**MFB50** [1]. Partendo dai risultati ottenuti precedentemente, questo paragrafo spiega come calibrare un modello, inseribile in centralina, che permetta di stimare l'**MFB50** partendo dalla posizione angolare del *picco termico*.

2.3.1 Struttura del modello

Come visto precedentemente la fase termica della corrente di ionizzazione dipende strettamente dall'andamento della pressione in camera. Per questo motivo l'attività parte con la ricerca di una correlazione tra posizione del *picco termico*, posizione del picco di pressione e **MFB50**. Se le ultime due grandezze risultassero ben correlate con la prima sarebbe possibile calibrare una funzione in grado di restituire per ogni valore di angolo di *picco termico*, il valore di **MFB50** corrispondente. Permettendo, in questo modo, di stimare la fase di ogni combustione durante il funzionamento del motore.

2.3.2 Attività sperimentale

L'attività sperimentale svolta per acquisire i dati utili alla verifica della correlazione è stata caratterizzata da una spazzolata di anticipo svolta a numero di giri e carico predefiniti. Le attuazioni relative al punto motore scelto sono state fissate ai valori di mappa base senza considerare le variazioni di anticipo, esclusa la posizione farfalla che è stata controllata al fine di produrre lo stesso lavoro al variare dell'anticipo. Nel caso in esame il lavoro è stato identificato attraverso la **BMEP** definita come il lavoro utile per unità di cilindrata prodotto dal ciclo.

Il punto motore scelto per l'attività è il seguente:

- $n_{mot} = 1000 \text{ rpm}$
- **BMEP** = 3 bar.

2.3.3 Rielaborazione dati sperimentali

Una volta acquisiti tutti i dati sperimentali si entra nella fase di rielaborazione. Durante tale fase si parte dai dati grezzi per trovare le grandezze di interesse. Nel caso in esame vengono prelevati tutti i segnali di pressione e corrente di ionizzazione e vengono calcolate le seguenti grandezze:

- **APmax** [$^{\circ}CA$] = posizione angolare del picco di pressione.
- **MFB50** [$^{\circ}CA$] = angolo di manovella al quale è stato bruciato il 50% del combustibile iniettato, questa grandezza viene calcolata partendo dal segnale di pressione come visto nel paragrafo **1.2.3**.
- **AThPeak** [$^{\circ}CA$] = posizione angolare del *picco termico* della corrente di ionizzazione. Per identificare tale grandezza è stato usato un algoritmo in grado di trovare l'**AThPeak** sulla base della forma del segnale di corrente di ionizzazione.

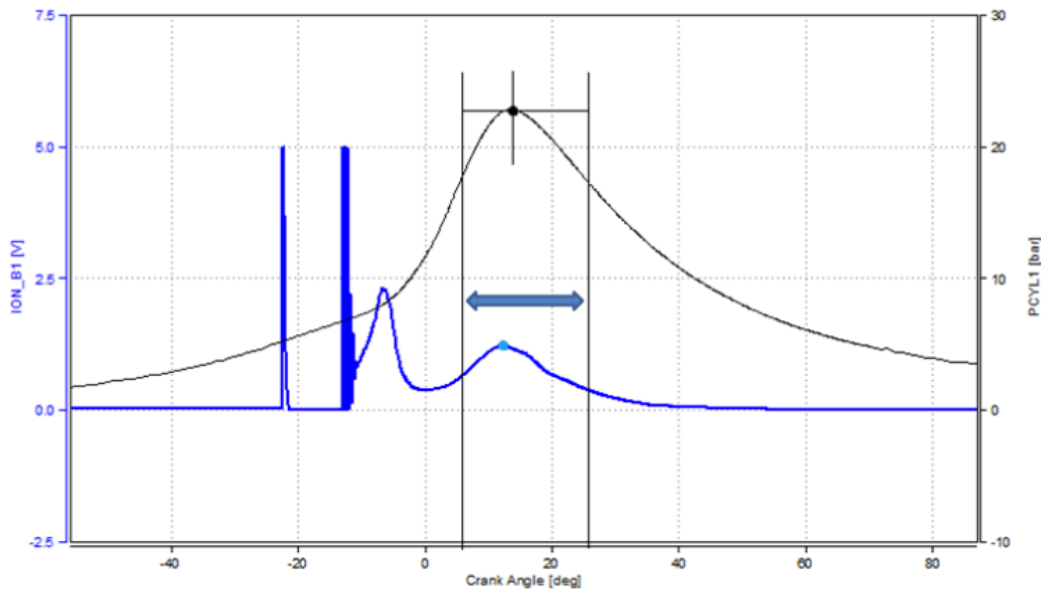


Figura 2.4 – Segnale di corrente di ionizzazione e segnale di pressione relativi allo stesso ciclo motore [1]. Come si vede in figura il **picco termico** risulta fasato con il massimo di pressione

Ottenuti i dati utili richiesti dalla prova è stato studiato l'andamento dell'**ATHPeak** al variare sia dell'**APmax** che di **MFB50**. Partendo da tale andamento viene calcolata la retta di regressione lineare.

La stima della bontà della regressione lineare rispetto ai dati sperimentali viene misurata attraverso il coefficiente di correlazione, R^2 . Esso viene calcolato attraverso la formula:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2}$$

- n = numero di punti
- y_i = valore sperimentale della variabile y relativo al punto x_i
- \hat{y}_i = valore della regressione lineare relativo al punto x_i
- \bar{y}_i = valore medio dei punti sperimentali y relativo al punto x_i .

Il valore di R^2 varia in una scala da 0 a 1, dove 0 significa che le due grandezze non sono correlate, mentre 1 vuol dire che sono perfettamente correlate.

Le due figure mostrano il diagramma di correlazione di **ATHPeak** rispetto a **APmax**, Figura 2.5, e **MFB50**, Figura 2.6, calcolati per il solo cilindro 2 del motore. In ogni diagramma sono presenti i dati sperimentali, la retta di regressione lineare e il valore di R^2 .

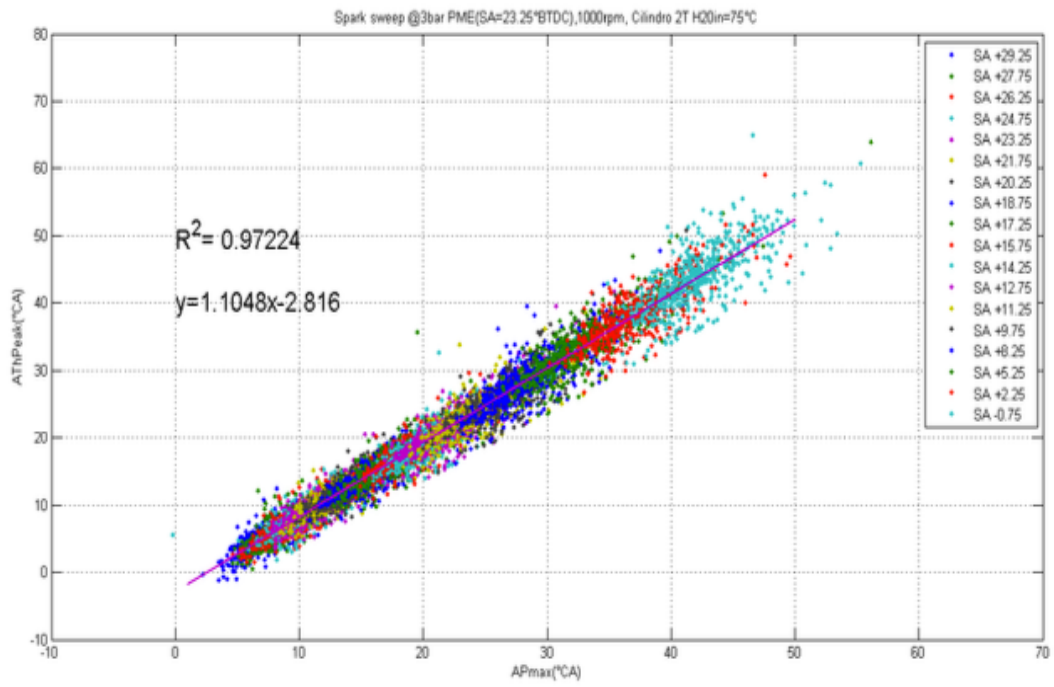


Figura 2.5 – Diagramma di correlazione *AThPeak-APmax* relativo al cilindro 2 [1]

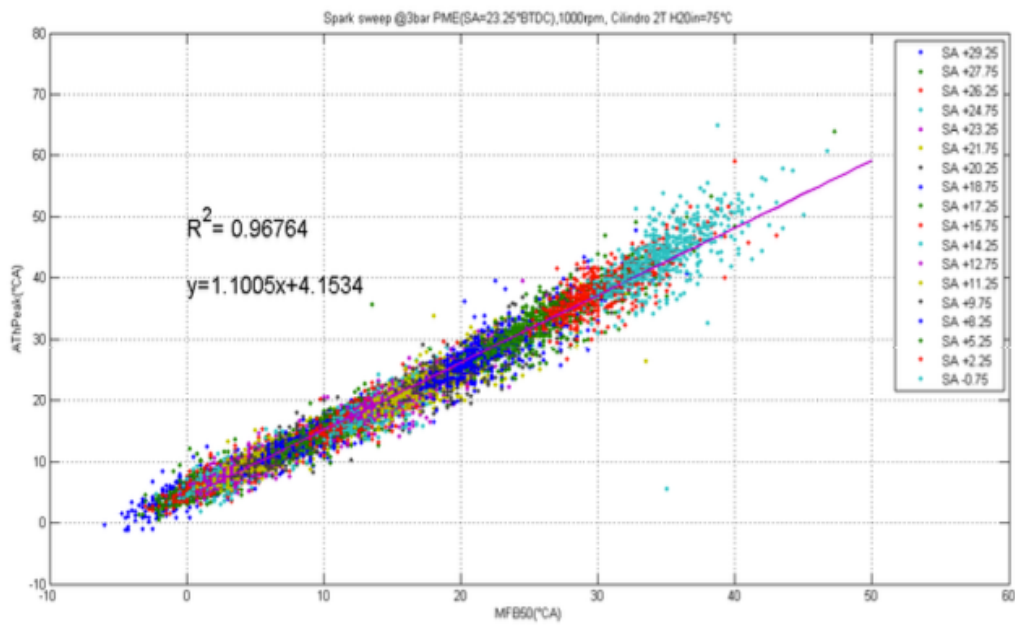


Figura 2.5 – Diagramma di correlazione *AThPeak-MFB50* relativo al cilindro 2 [1]

Come si vede dalle figure **AThPeak** risulta ben correlato sia con **APmax** ($R^2 = 0.972$) che con **MFB50** ($R^2 = 0.967$). Ciò significa che la retta di regressione lineare è in grado di rappresentare fedelmente la funzione **MFB50(AThPeak)**.

Analizzando i dati relativi a tutti i cilindri motore si evince che la correlazione rimane in linea con i risultati ottenuti per un unico cilindro e la retta di regressione lineare non cambia significativamente, *Figura 2.6*. Si ipotizza che i punti che non rispettano la correlazione, zona in basso a destra del grafico, siano viziati da un errore effettuato durante il calcolo dell'**AThPeak**. Infatti tali punti presentano bassi valori di **AThPeak** a fronte di alti valori di **MFB50**, ciò porta a pensare che l'algoritmo di identificazione della forma del segnale di corrente di ionizzazione non sia riuscito a riconoscere il *picco termico* e al suo posto abbia preso un punto appartenente alla fase chimica del segnale.

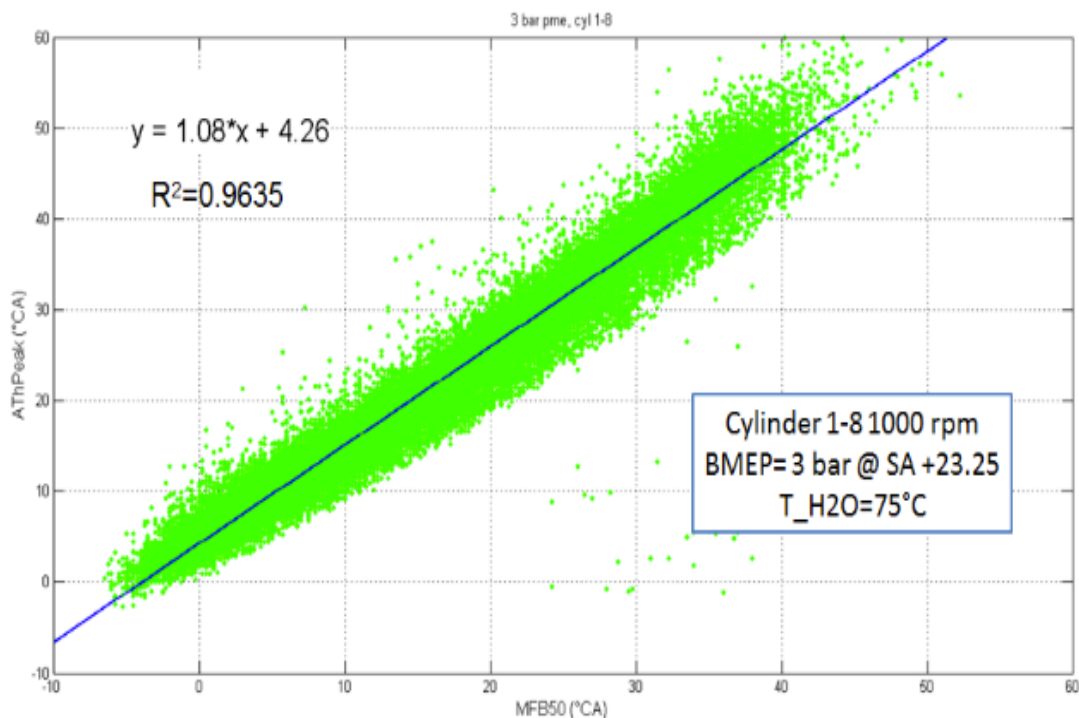


Figura 2.7 – Diagramma di correlazione tra AThPeak e MFB50 per tutti i cilindri motore [1]

2.3.4 Modello AThPeak-MFB50

In conclusione si può affermare che è stata dimostrata la correlazione tra **AThPeak** e **MFB50**. Grazie a questo risultato è possibile calibrare i due parametri che identificano la retta di correlazione lineare, inserendo, in questo modo in centralina, un modello in grado di calcolare **MFB50** per ogni **AThPeak** in ingresso. Grazie a questo modello è possibile stimare la fase di combustione per ogni ciclo motore durante il funzionamento in vettura, usando semplicemente strumentazione già presente di serie sui motori Ferrari.

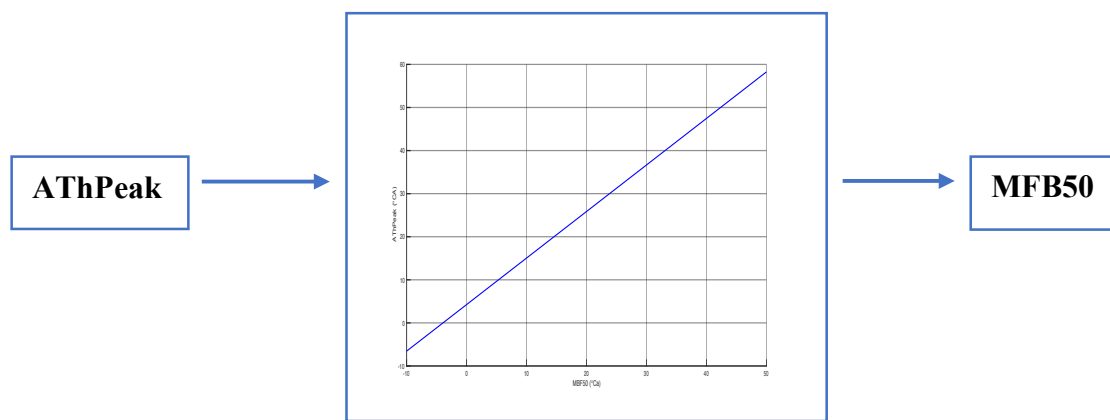


Figura 2.8 –Schema che raffigura la logica dietro al modello di MFB50

Bibliografia

- [1] **Tesi di Laurea di** N. Silvestri. **Relatore:** N. Cavina. **Correlatori:** D.Moro, E. Corti, A. Businaro, L. Calogero, M. Cappa. *Development, Testing and Potential Benefits of a Closed-Loop Combustion Controller on a Turbocharged GDI Engine*, Università di bologna, 2017.
- [2] *Delphi Ionization Current Sensing Ignition Subsystem*, Delphi, August 2005
- [3] N. Cavina, D. Moro, L. Poggio, D. Zecchetti, *Individual Cylinder Combustion Control Based on Real-Time Processing of Ion Current Signals*, SAE Technical Paper 2007-01-1510, 2007

Capitolo 3. **Modello PMAX**

Una volta noti: **rl**, **giri** e **MFB50** si è a conoscenza di tutte le informazioni utili a identificare il ciclo di pressione sviluppato nel cilindro a meno della variabilità ciclica. La combustione, infatti, è un fenomeno di natura probabilistica. Per questo motivo anche a pari aria intrappolata nel cilindro (**rl** e **giri**) e pari fase di combustione (**MFB50**), la **PMAX** risulta variabile.

L'obiettivo del modello è quello di stimare accuratamente la **PMAX** media relativa ad ogni condizione di funzionamento motore, in modo tale da limitare l'errore di misura alla sola dispersione statistica della grandezza.

3.1 **Struttura del modello**

Il riferimento scelto come punto di partenza per la struttura del modello di **PMAX** è il modello che stima la coppia al variare di **giri**, **rl** ed **anticipo**. Quest'ultimo è composto da una curva e due mappe. La curva rappresenta l'andamento della coppia normalizzata rispetto alla coppia massima al variare della distanza angolare tra anticipo attuato e anticipo di coppia massima. Tale andamento non è unico per ogni punto motore **giri-rl** perché varia sia il massimo di coppia che anticipo ottimo (**SA_opt**) a cui si ottiene tale coppia. Per questo motivo la curva è accoppiata con le due mappe che vengono calibrate inserendo rispettivamente: in una il massimo di coppia, nell'altra l'anticipo ottimo al variare di **giri** e **rl**. In questo modo moltiplicando la curva per il proprio massimo e traslandola in modo tale da centrare il punto di massimo della coppia è possibile descrivere tutti i punti motore.

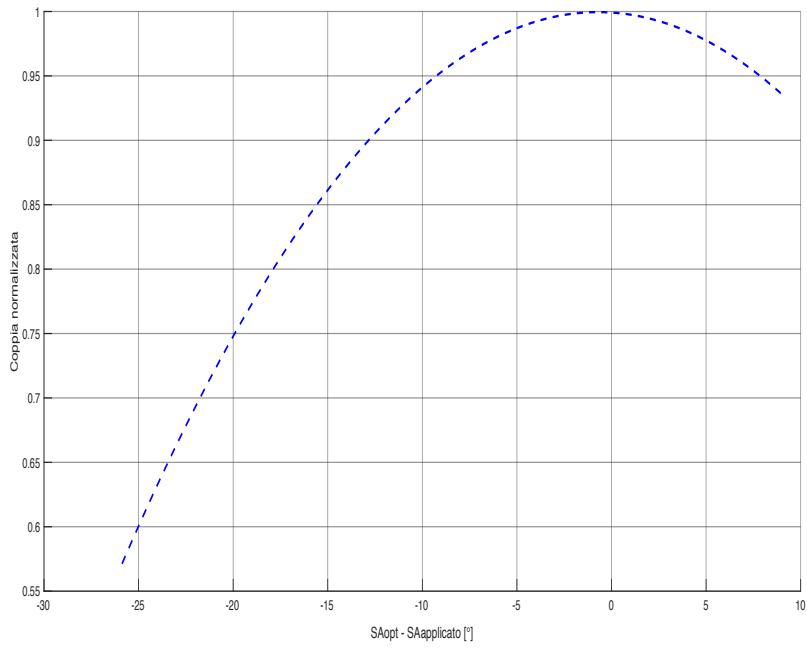


Figura 3.1 – Curva di coppia normalizzata al variare della distanza angolare tra SA_{opt} e $SA_{applicato}$

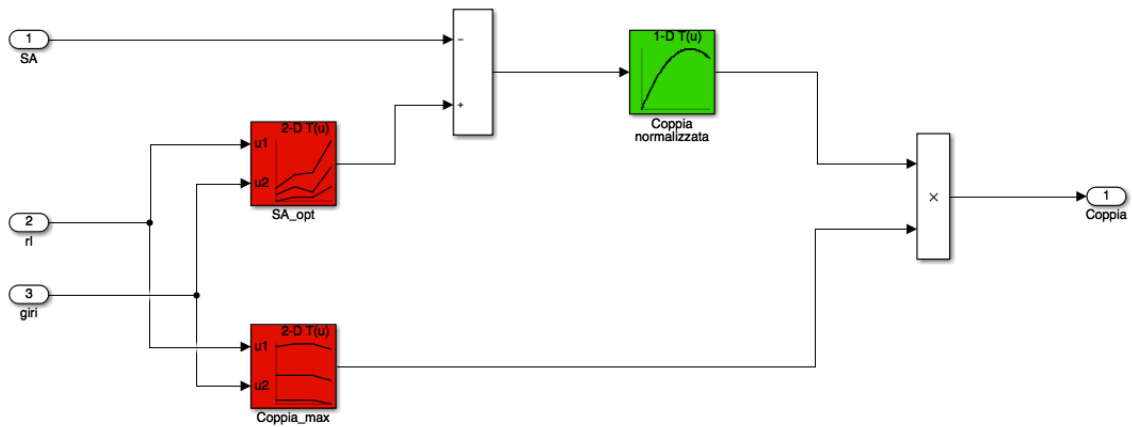
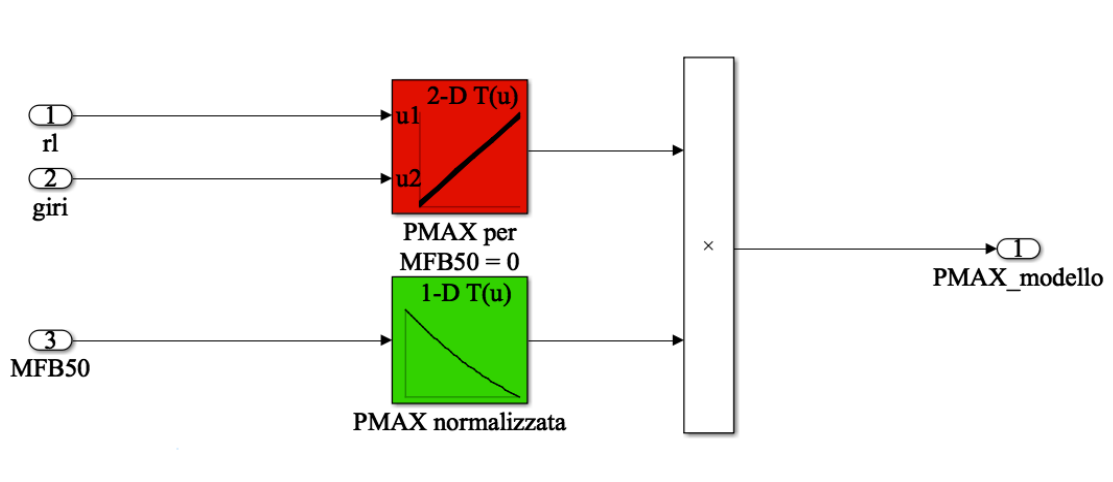


Figura 3.2 – Struttura di calcolo della coppia prodotta durante il ciclo

L'andamento della **PMAX** al variare dell'anticipo è qualitativamente simile a quello della coppia perché sono dipendenti tra di loro. Per questo motivo, partendo dall'analisi del modello di coppia, si è scelto di strutturare il modello di **PMAX** attraverso una curva di **PMAX** normalizzata al variare di **MFB50** e una mappa su base **giri-rl**, *Figura 3.3*. La mappa conterrà i valori di **PMAX** relativi al punto **MFB50** pari a $0^\circ ATDC$ (definiti **PMAX(0)**), tali valori saranno i riferimenti della normalizzazione. Non è stato scelto come riferimento il massimo assoluto della curva **PMAX-MFB50** perché si trova nella zona a **MFB50** negativi, *Figura 1.5*. Tale zona non risulta interessante perché è caratterizzata da bassa efficienza. Invece, prendendo come riferimento il punto a **MFB50** pari a $0^\circ ATDC$, si ha la possibilità di conoscere tutta la zona intorno al punto di massima efficienza di combustione, **MFB50** pari a $8^\circ ATDC$.



*Figura 3.3 – Struttura di calcolo modello **PMAX***

3.2 Attività sperimentale

Al fine di acquisire i dati utili alla fase di calibrazione e validazione del modello è stato svolto un set di prove molto ampio. Il motore al banco prova è stato indagato in tutti i punti **giri-rl** di funzionamento attraverso l'esecuzione di una spazzolata di dieci punti di anticipo su ogni punto motore.

La tabella in *Figura 3.4* mostra, evidenziati in giallo, i punti motore indagati durante la fase sperimentale. Ogni colonna appartiene a un breakpoint di **giri** mentre ogni riga a un breakpoint di **rl** qui riportato in scala percentuale rispetto al massimo.

		Giri [rpm]													
		1200	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7200
RI [%]	42														
	53														
	63														
	73														
	84														
	95														
	100														

Figura 3.4 – Tabella che identifica i punti motore indagati in fase sperimentale

Durante ogni spazzolata di anticipo tutte le attuazioni sono state bloccate ai valori di mappa base appartenenti al punto **giri-rl** in esame.

La strumentazione utilizzata durante le prove è composta da:

- Centralina interfacciabile a un computer esterno in modo tale da poter variare e acquisire le attuazioni di interesse;
- Freno dinamometrico in grado di misurare la coppia e la potenza all'albero motore;
- Sensori di pressione in camera connessi a un sistema di acquisizione apposito;
- Banco prova connesso a un sistema di acquisizione apposito.

Per ogni punto **giri-rl-SA** sono stati acquisiti:

- Dati centralina
- Segnale di pressione
- Dati banco

Ogni acquisizione proveniente dai sensori di pressione è stata effettuata in modo da acquisire 200 cicli per ogni punto **giri-rl-SA**.

L'intera attività sperimentale è stata svolta a banco prova su un motore Ferrari sovralimentato. Tale attività è perfettamente ripetibile su qualsiasi altro motore permettendo di calibrare il modello qualsiasi sia il motore oggetto di studio.

3.4 Rielaborazione dati sperimentali

Il set di dati sperimentali è stato diviso in due sottogruppi. Il primo composto dai dati scelti per la calibrazione del modello, caselle verdi della tabella in *Figura 3.5*. Il secondo composto dai dati scelti per la validazione del modello, caselle rosse della tabella in *Figura 3.5*. L'idea alla base di questa distinzione è orientata a calibrare il modello con il minor numero di punti possibili. Per questo motivo sono stati scelti un punto a bassi regimi e un punto ad alti regimi per ogni breakpoint di **rl**, escluso il breakpoint a **rl** maggiore perché tutti i regimi presi in esame sono molto vicini. In questo modo risulta più semplice l'interpolazione dei dati per ricavare i punti non presenti nel set dati di calibrazione.

		Giri [rpm]																
		1200	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7200			
RI [%]	42																	
	53																	
	63																	
	73																	
	84																	
	95																	
	100																	

Figura 3.5 – Tabella che distingue i punti di calibrazione, caselle verdi, dai punti di validazione, caselle rosse.

3.4.1 Rielaborazione segnali di pressione

Le acquisizioni dei segnali di pressione sono composte da 200 cicli. In fase di post-trattamento le acquisizioni vengono rielaborate in modo tale da ottenere tre tipologie di informazioni:

1. Medie
2. Deviazioni standard
3. Percentili

Tali informazioni permettono di conoscere il comportamento del motore nelle condizioni di funzionamento relative ad ogni acquisizione.

I dati necessari alla calibrazione del modello sono:

- **MFB50** calcolato per ogni ciclo di ogni acquisizione attraverso il metodo riportato nel primo capitolo
- **PMAX** di ogni ciclo di ogni acquisizione
- **MFB50** medio di ogni acquisizione
- **PMAX** media di ogni acquisizione.

I risultati ottenuti, durante la rielaborazione dei segnali di pressione, devono essere allineati ai dati banco e centralina associati in modo da avere tutte le informazioni per ogni punto motore analizzato.

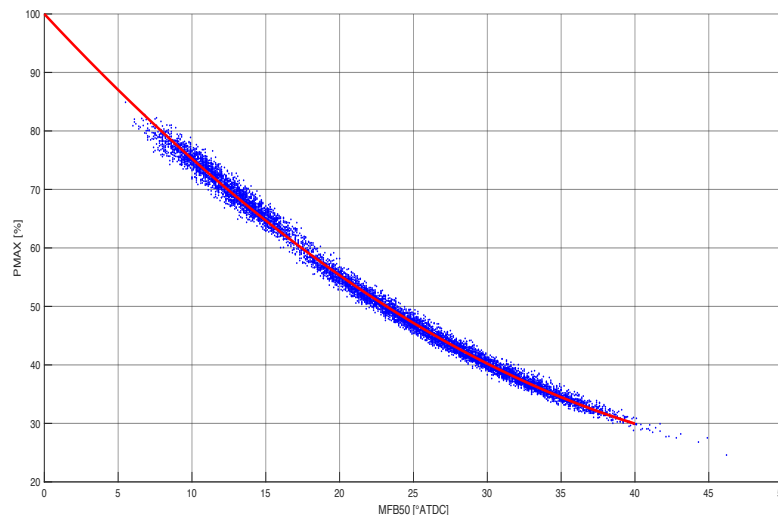
3.5 Calibrazione del modello

Una volta ottenuti i risultati della rielaborazione dei segnali di pressione ed averli allineati con i dati banco e centralina, è possibile iniziare la calibrazione del modello. Le fasi che compongono la calibrazione sono:

1. Interpolazione delle curve **PMAX-MFB50** e calcolo della **PMAX(0)**
2. Normalizzazione delle curve interpolanti rispetto al valore **PMAX(0)**
3. Calcolo della curva media delle normalizzate
4. Correzione dei valori di **PMAX(0)** rispetto alla curva media
5. Calcolo dei punti di mappa non presenti all'interno dei dati di calibrazione.

3.5.1 Interpolazione delle curve **PMAX-MFB50**

Analizzando i dati ciclo-ciclo di **PMAX** e **MFB50** relativi a tutti i cilindri motore, si nota che durante una spazzolata di anticipo la **PMAX** segue l'andamento teorico visto in *Figura 1.5* ma presenta una dispersione dei valori. Per questo motivo i dati sperimentali di **PMAX** sono stati interpolati attraverso un polinomio di secondo grado, in modo da identificare univocamente l'andamento di **PMAX**, *Figura 3.6*.



*Figura 3.6 – Curva **PMAX-MFB50**. I punti in blu sono i dati sperimentali relativi a tutti i cilindri motore, mentre la curva rossa è la curva del secondo ordine interpolante i dati sperimentali. La **PMAX** è su scala percentuale rispetto al valore **PMAX(0)***

Una volta nota le curve interpolanti viene calcolato il valore di **PMAX(0)** per ogni punto motore di calibrazione. L'identificazione di questo valore avviene attraverso la funzione interpolante perché per carichi elevati non è possibile raggiungere livelli di anticipo che portino **MFB50** a 0 °*ATDC* a causa delle intense detonazioni che caratterizzano tale condizione.

I risultati al termine di questa fase sono:

- Curve che descrivono l'andamento **PMAX-MFB50** per ogni punto motore appartenente al set di calibrazione
- Determinazione del valore **PMAX(0)** per ogni punto motore appartenente al set di calibrazione.

3.5.2 Normalizzazione curve PMAX-MFB50

Terminata la fase di interpolazione dei dati sperimentali si passa alla normalizzazione delle curve al fine di identificare il vettore in grado di descrivere, all'interno del modello, l'andamento normalizzato **PMAX-MFB50**.

Le curve normalizzate sono state calcolate dividendo le curve risultanti dallo step precedente per il proprio valore di **PMAX(0)**. I risultati relativi alla normalizzazione dei punti motori del set di calibrazione sono mostrati in *Figura 3.7*.

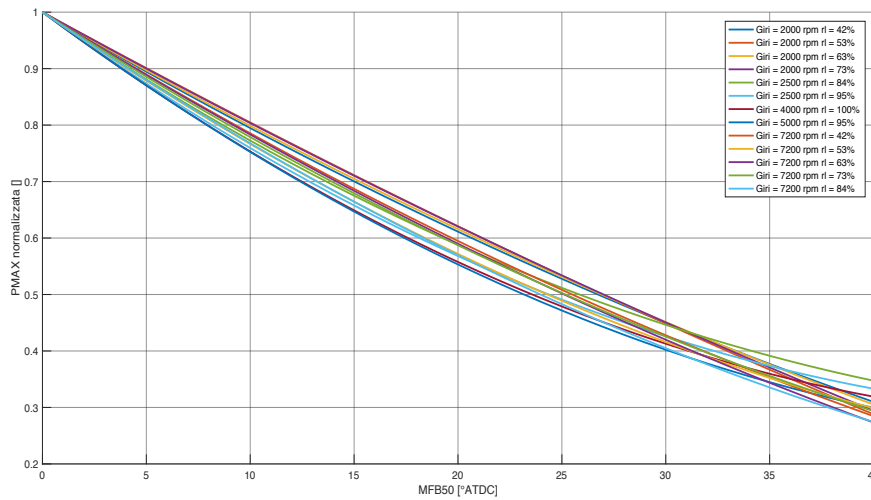


Figura 3.7 – Curve normalizzate punti motore del set di calibrazione

Una volta ottenute tutte le curve normalizzate si passa all'identificazione della curva media che verrà successivamente inserita nel modello, *Figura 3.8*.

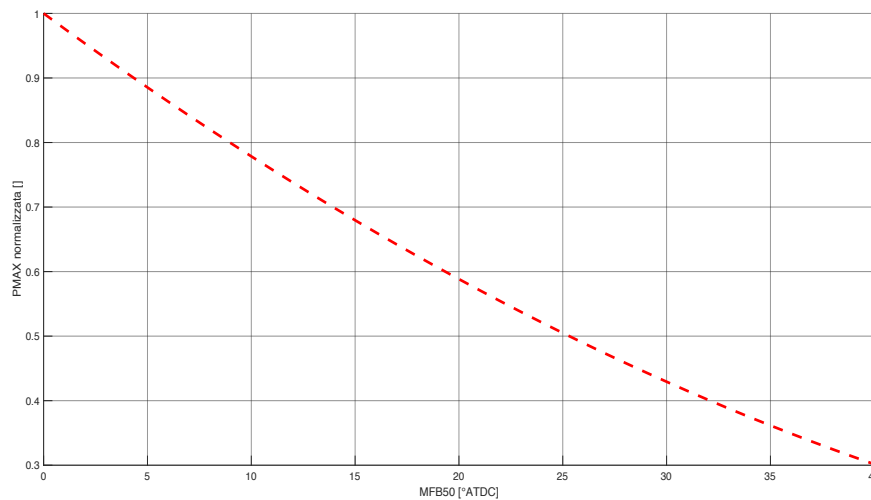


Figura 3.8 – Curva media delle normalizzate

Al termine di questo step di calibrazione il risultato è stato:

- Curva **PMAX** normalizzata definitiva del modello.

3.5.3 Ottimizzazione punti noti mappa P_{MAX}(0)

La curva media trovata allo step precedente, *Figura 3.8*, deve descrivere l'andamento **P_{MAX}-MFB50** per tutti i punti motore di funzionamento. Come si vede in *Figura 3.7* le curve normalizzate non presentano il medesimo andamento. Questo comporta, in determinate condizioni, un errore sistematico sulla stima della **P_{MAX}**. Al fine di limitare questo problema si procede con l'ottimizzazione dei punti di mappa. Per fare ciò si è usato il metodo del gradiente. Inizialmente è stato calcolato l'errore, per dato punto motore, tra la curva del secondo ordine interpolante i dati sperimentali e la curva media delle normalizzate moltiplicata per il valore di **P_{MAX}(0)** corrispondente. Fatto ciò è stato ricalcolato l'errore per **P_{MAX}(0) + Δ** e **P_{MAX}(0) - Δ**, dove con il simbolo **Δ** si identifica una costante decisa sulla base della sensibilità con cui si vuole eseguire l'ottimizzazione. Tra questi due punti è stato scelto quello che ha presentato l'errore minore ed è stato selezionato come nuovo punto di partenza per lo step successivo in cui è stata ripetuta la stessa operazione seguendo però solamente la direzione in cui l'errore presenta un gradiente negativo (**+ 0 - Δ**). Il punto così trovato è stato riutilizzato come punto di partenza ripetendo la stessa successione di operazioni finché il gradiente dell'errore non ha cambiato segno diventando positivo. Il punto in cui il gradiente cambia segno è il punto di minimo della funzione errore. Tale valore viene successivamente inserito all'interno della mappa **P_{MAX}(0)**.

Questo procedimento non intacca la validità fisica dei valori perché le variazioni attuate sul parametro di partenza non condizionano in maniera significativa il valore di **P_{MAX}** a cui vengono applicate.

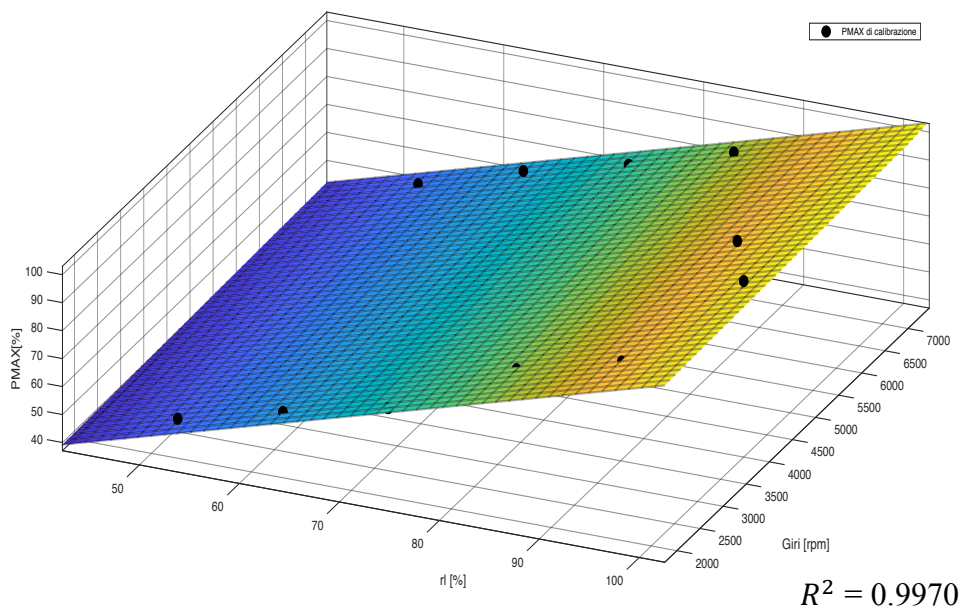
3.5.4 Determinazione mappa P_{MAX}(0)

Raggiunto questo step di calibrazione il modello presenta: la curva normalizzata definitiva e una mappa incompleta in cui sono stati inseriti solamente i valori calcolati per le condizioni appartenenti al set di calibrazione, *Figura 3.9*.

		Giri [rpm]													
		1200	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7200
RI [%]	42														
	53														
	63														
	73														
	84														
	95														
	100														

Figura 3.9 – Matrice di **PMAX(0)** provvisoria, le caselle verdi rappresentano i punti di calibrazione

Per completare la mappa si interpolano i punti noti attraverso una superficie in modo tale da identificare l'andamento della **PMAX(0)** al variare di **giri** e **rl**. In *Figura 3.10* viene mostrata la superficie interpolante i dati di calibrazione e la posizione dei dati di calibrazione rispetto a essa, punti neri del grafico. Come si vede la **PMAX(0)** presenta un andamento preciso al variare di **giri** e **rl**, ciò viene confermato dal valore del coefficiente di correlazione, R^2 , pari a 0.997. Quindi una volta nota la funzione che descrive la superficie è possibile calcolare il valore da inserire in ogni breakpoint della mappa.



*Figura 3.10 – Superficie interpolante i punti di calibrazione della mappa **PMAX(0)**. Sull'asse delle x è riportato **rl** su scala percentuale rispetto al proprio massimo. Sull'asse delle y i **giri** e sull'asse delle z la **PMAX(0)** in percentuale rispetto al valore massimo dei punti di calibrazione.*

3.6 Risultati

Terminata la calibrazione del modello è ora possibile verificarne i risultati. In prima battuta si analizzeranno i risultati relativi al set di calibrazione, successivamente verranno analizzati i risultati relativi al set di validazione.

In questa fase vengono presi in esame i valori medi di **PMAX** e **MFB50** calcolati rispetto ai valori di tutti i cicli di tutti i cilindri motore per ogni acquisizione. L'**MFB50** medio funge da input per il modello e insieme a **giri** e **rl** permette di calcolare la **PMAX** prodotta durante il ciclo. Mentre la **PMAX** media dell'acquisizione funge da termine di paragone per valutare la precisione del modello. La valutazione della precisione viene fatta tramite:

1. Errore assoluto tra **PMAX** sperimentale e **PMAX** calcolata
2. Errore percentuale tra **PMAX** sperimentale e **PMAX** calcolata
3. Grado di correlazione tra **PMAX** sperimentale e **PMAX** calcolata.

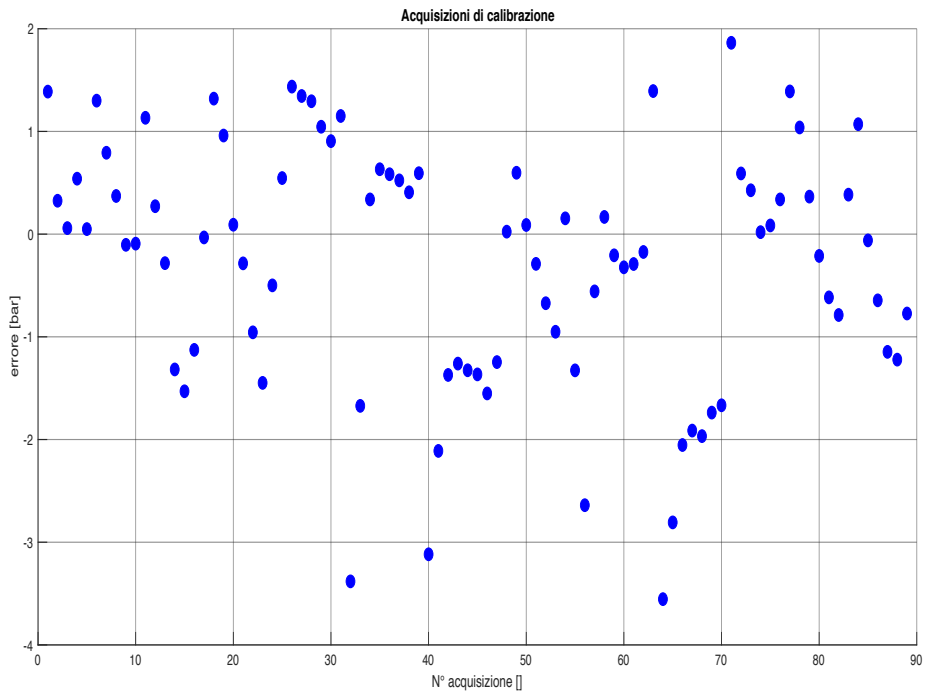


Figura 3.11 – Errore assoluto set di calibrazione. Ogni punto rappresenta il risultato ottenuto rispetto i valori medi di ogni acquisizione, ognuna eseguita per **giri-rl-SA** fissi.

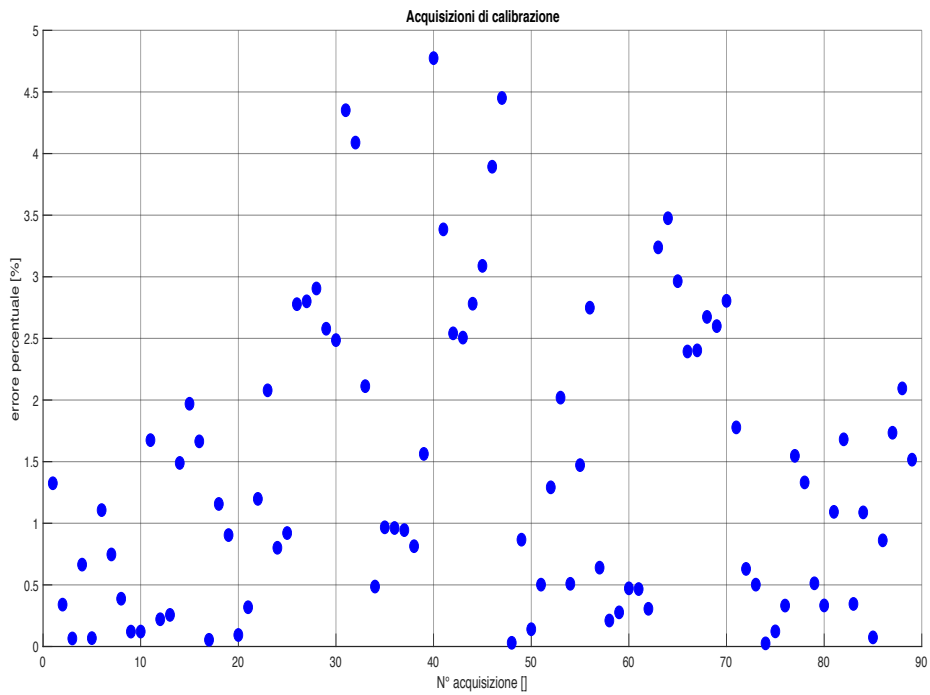


Figura 3.12 – Errore percentuale set di calibrazione. Ogni punto rappresenta il risultato ottenuto rispetto i valori medi di ogni acquisizione, ognuna eseguita per **giri-rl-SA** fissi.

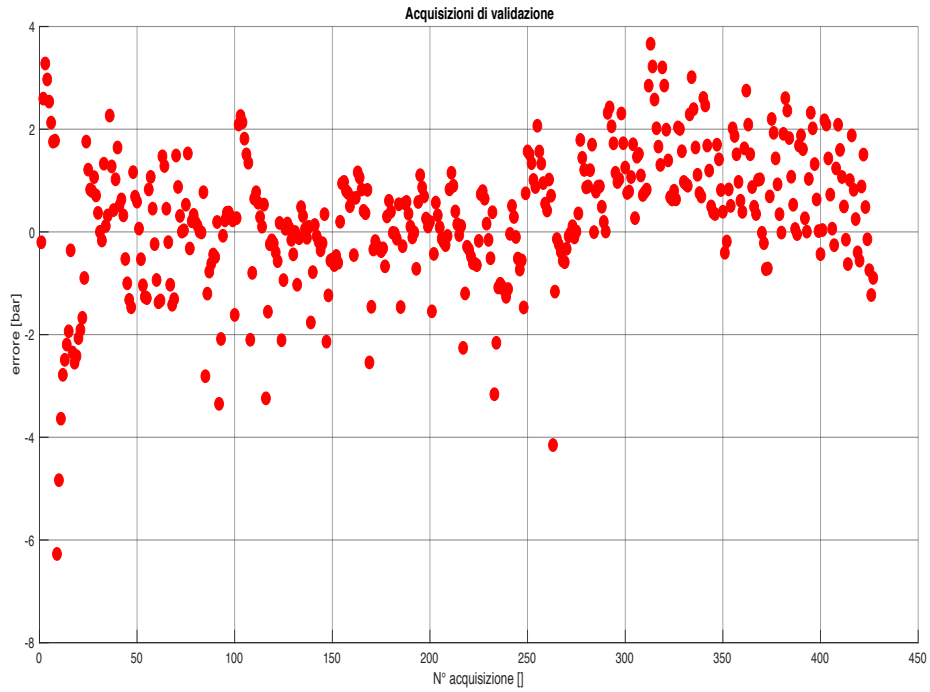


Figura 3.13 – Errore assoluto set di validazione. Ogni punto rappresenta il risultato ottenuto rispetto i valori medi di ogni acquisizione, ognuna eseguita per **giri-rl-SA** fissi.

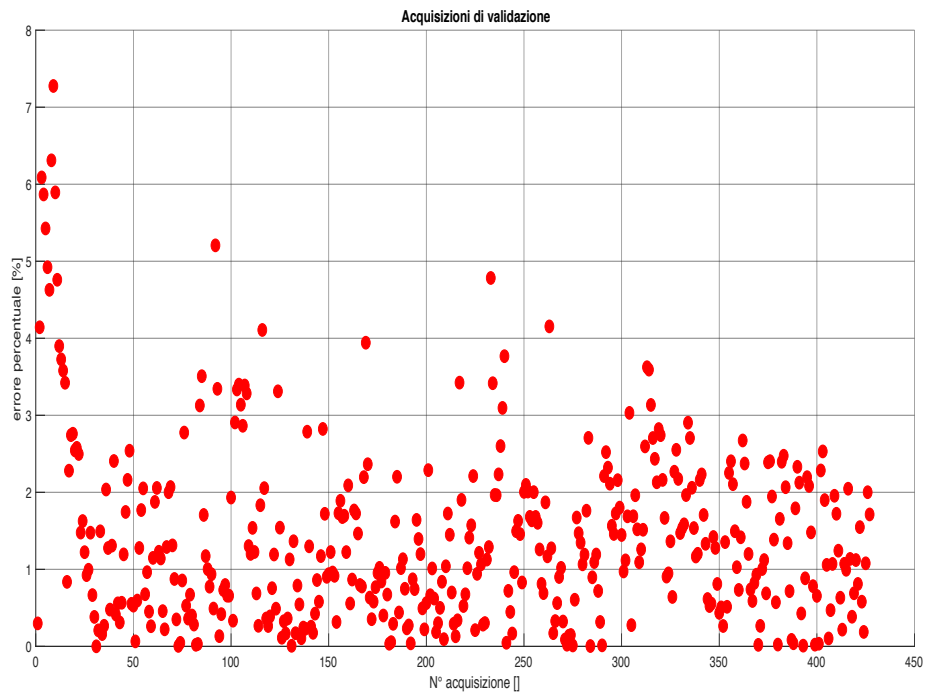


Figura 3.14 – Errore percentuale set di validazione. Ogni punto rappresenta il risultato ottenuto rispetto i valori medi di ogni acquisizione, ognuna eseguita per **giri-rl-SA** fissi.

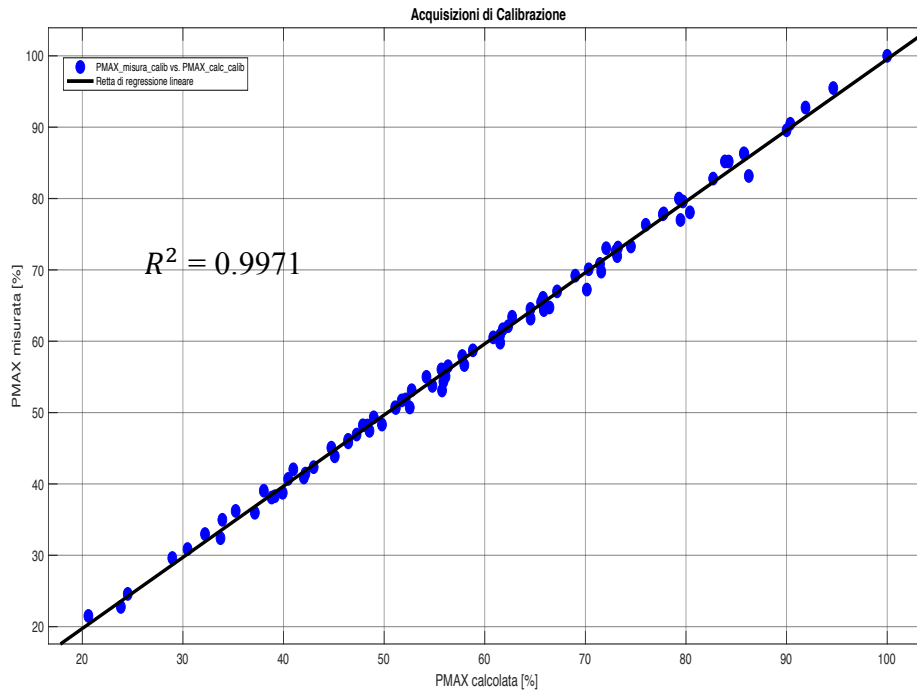


Figura 3.15 – Analisi di correlazione di **PMAX** in scala percentuale relativa alle acquisizioni di calibrazione. Ogni punto rappresenta il risultato ottenuto rispetto i valori medi di ogni acquisizione, ognuna eseguita per **giri-rl-SA** fissi.

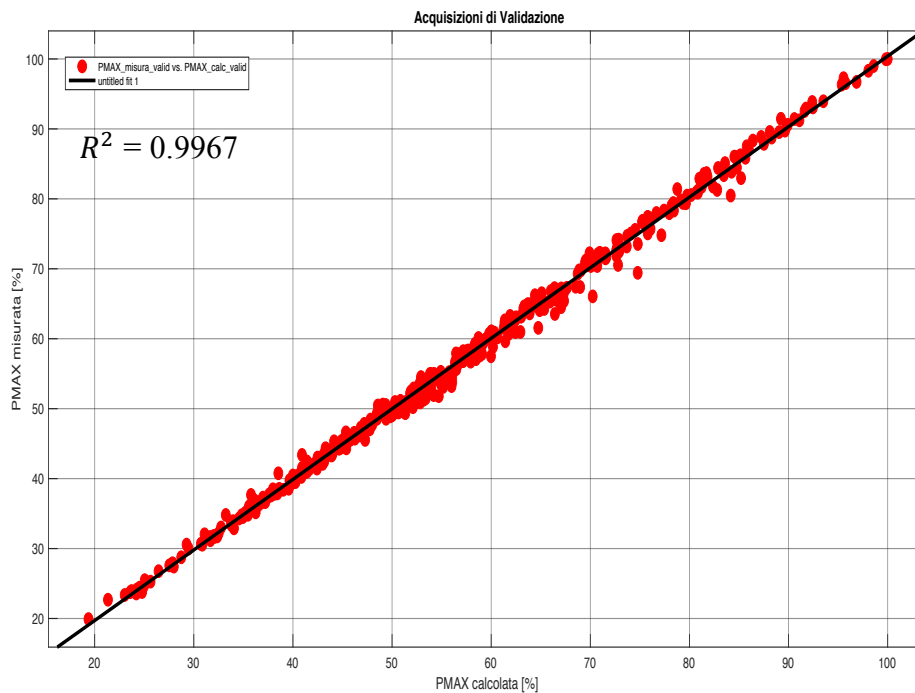


Figura 3.15 – Analisi di correlazione di **PMAX** in scala percentuale relativa alle acquisizioni di validazione. Ogni punto rappresenta il risultato ottenuto rispetto i valori medi di ogni acquisizione, ognuna eseguita per **giri-rl-SA** fissi.

Bibliografia

- [1] L.Guzzella and C.H. Onder, *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*, Springer 2010
- [2] Nicolò Cavina, “SPERIMENTAZIONE E CALIBRAZIONE DI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA M”, Università di Bologna, A.A. 2016/2017

Capitolo 4. Attività di validazione del modello

L'attività di validazione del modello è composta da due fasi:

1. Confronto con un modello di **PMAX** strutturalmente differente ma calibrato attraverso lo stesso set di dati
2. Simulazione del comportamento del modello durante il funzionamento del motore attraverso un modello motore implemento in ambiente Simulink.

4.1 Confronto map-based/superficie

Il modello preso come riferimento è stato sviluppato dal gruppo di ricerca in ambito motori a combustione interna del dipartimento DIN dell'Università di Bologna.

L'idea strutturale è quella di modellare la **PMAX** sul piano **rl-MFB50** attraverso una superficie. Ciò viene fatto non considerando significativa l'influenza dei **giri** sulla **PMAX** una volta fissati **rl** e **MFB50**. I set di dati di calibrazione e validazione, scelti per il confronto, sono gli stessi presi in esame nel capitolo precedente.

La fase di calibrazione del modello a superficie è stata eseguita analizzando i valori medi calcolati rispetto ai valori di tutti i cicli di tutti i cilindri motore per ogni acquisizione. Per ogni punto motore **giri-rl-SA**, infatti, sono stati calcolati i valori medi di **PMAX** e **MFB50**. Tali valori sono stati successivamente interpolati sul piano **rl-MFB50** attraverso una superficie.

La *Figura 4.1* mostra la superficie interpolante le spazzolate di anticipo di calibrazione. La superficie risulta nota una volta identificati i coefficienti del polinomio che descrive il suo andamento. Fatto ciò è possibile calcolare il valore di **PMAX** per ogni punto **rl-MFB50** attraverso un'espressione analoga alla (4.1):

$$PMAX = a + b * MFB50 + c * rl + d * MFB50 * rl + e * rl^2 \quad (4.1)$$

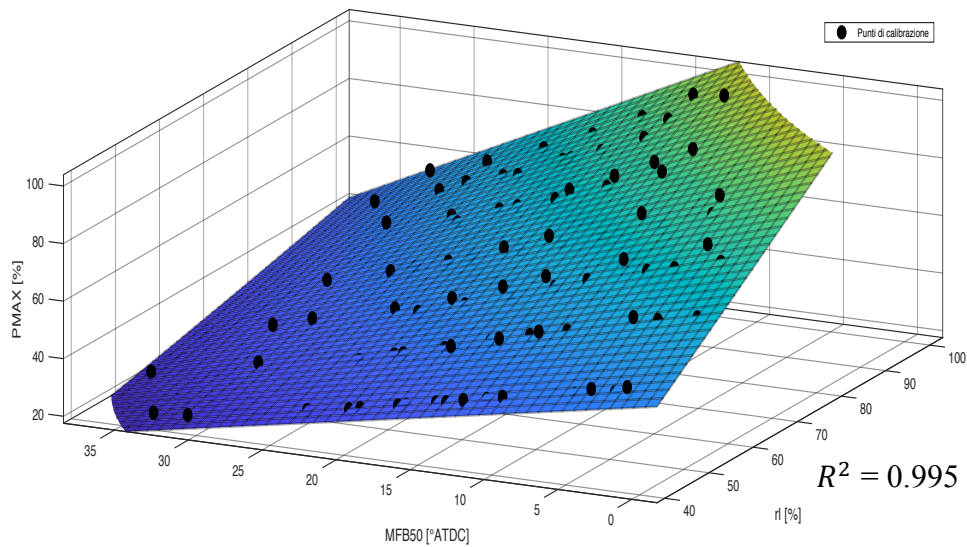


Figura 4.1 – Superficie interpolante il set dati di calibrazione, punti neri. Sull’asse x è riportato rl in scala percentuale rispetto al proprio massimo. Sull’asse y $MFB50$, mentre sull’asse z è riportata la $PMAX$ in scala percentuale rispetto al proprio massimo.

I due modelli sono stati confrontati sulla base dell’errore di misura e della correlazione relativi al set di dati di validazione. Analizzando i seguenti risultati si evince che i due modelli sono allineati per quanto riguarda sia l’errore che compiono sulla stima, *Figura 4.2*, sia la correlazione tra dati sperimentali e risultati del modello, *Figura 3.15* e *Figura 4.3*. Il modello map-based però risulta più conservativo perché gli errori con valore assoluto maggiore presentano segno negativo, quindi derivano da una sovrastima della $PMAX$ da parte del modello (l’errore è stato calcolato sottraendo al valore sperimentale il corrispettivo modellato). Questo aspetto diventerà molto rilevante in ottica di stima dell’usura e del danneggiamento del pistone.

Dal punto di vista computazione il modello a superficie risulta più efficiente perché è descritto da una funzione a due variabili con un solamente due coefficiente del second’ordine, quindi salvando in centralina i cinque coefficienti che compongono la funzione è possibile calcolare, più rapidamente rispetto al modello map-based, il risultato qualsiasi siano le condizioni di funzionamento del motore.

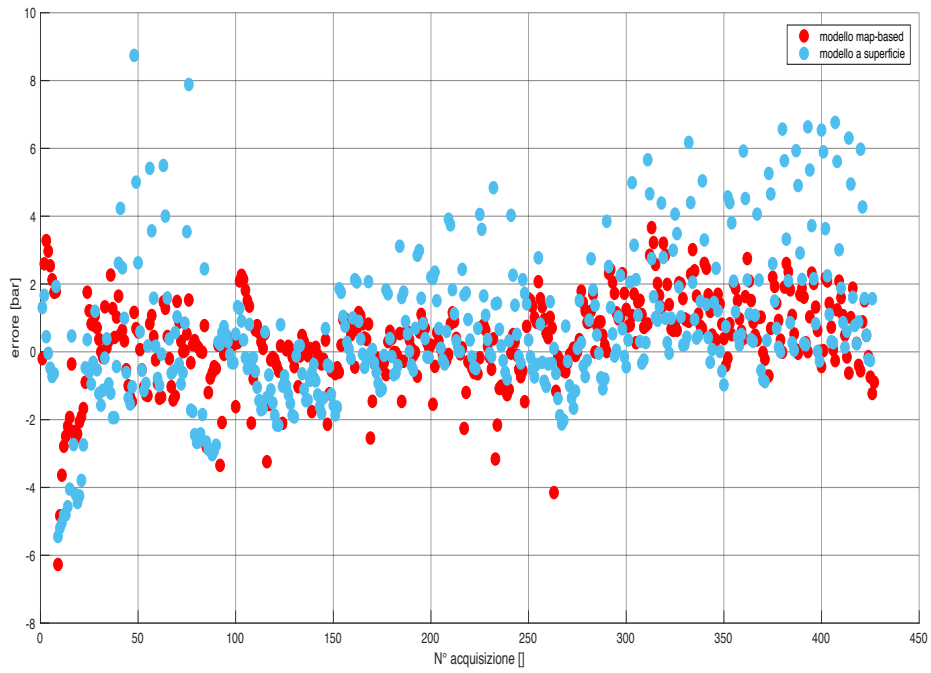


Figura 4.2 – Errore assoluto effettuato sulla stima della **PMAX** media delle acquisizioni appartenenti al set di validazione. I punti in azzurro rappresentano l'errore del modello a superficie, quelli in rosso l'errore relativo al modello map-based

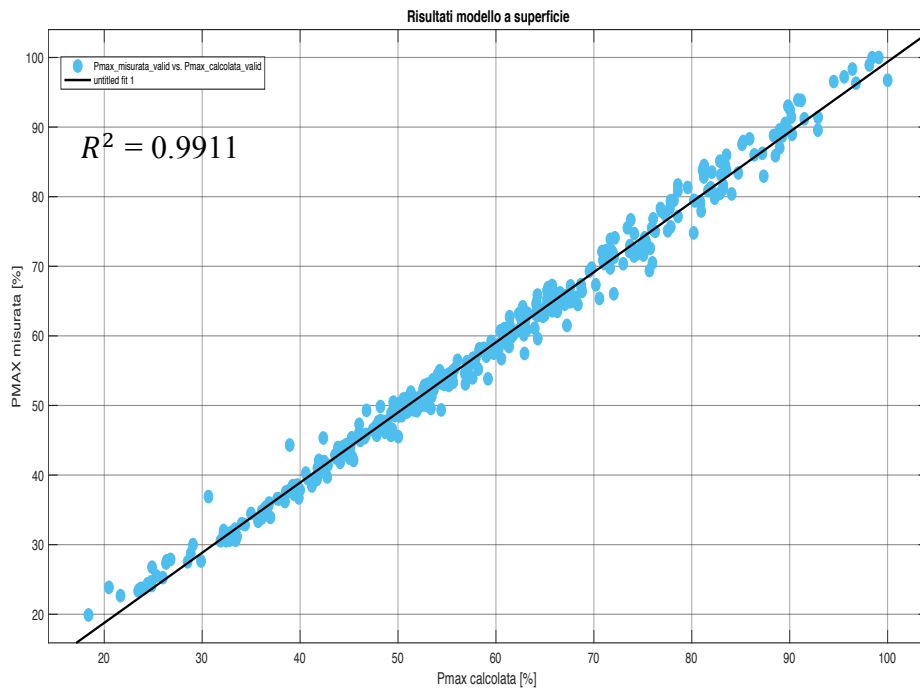


Figura 4.3 – Analisi di correlazione tra i dati sperimentali e risultati del modello a superficie per il set di validazione.

4.2 Simulazione

La simulazione del funzionamento del motore è stata effettuata attraverso un modello sviluppato in ambiente Simulink. La *Figura 4.4* mostra la struttura del modello composto dai seguenti sottosistemi:

1. Struttura azzurra: struttura che simula il comportamento del motore attraverso due mappe a quattro dimensioni grazie alle quali per dati **rl**, **giri** e **SA** si ottiene il valore di **MFB50** e di **PMAX** di un ciclo, appartenente al cilindro uno del motore, selezionato randomicamente dall'acquisizione relativa al suddetto punto motore.
2. Struttura verde: struttura che calcola, attraverso il modello map-based, la **PMAX** noti **rl**, **giri** e l'**MFB50** risultante dalla struttura azzurra.
3. Controllore **PI**: controllore di **PMAX** che corregge l'anticipo per portare la **PMAX** in uscita dal modello a un valore target impostato a monte simulazione

L'obiettivo del test è quello di verificare che imponendo un target di **PMAX** al modello map-based, tale target venga rispettato dalla **PMAX** reale sviluppata all'interno del cilindro uno.

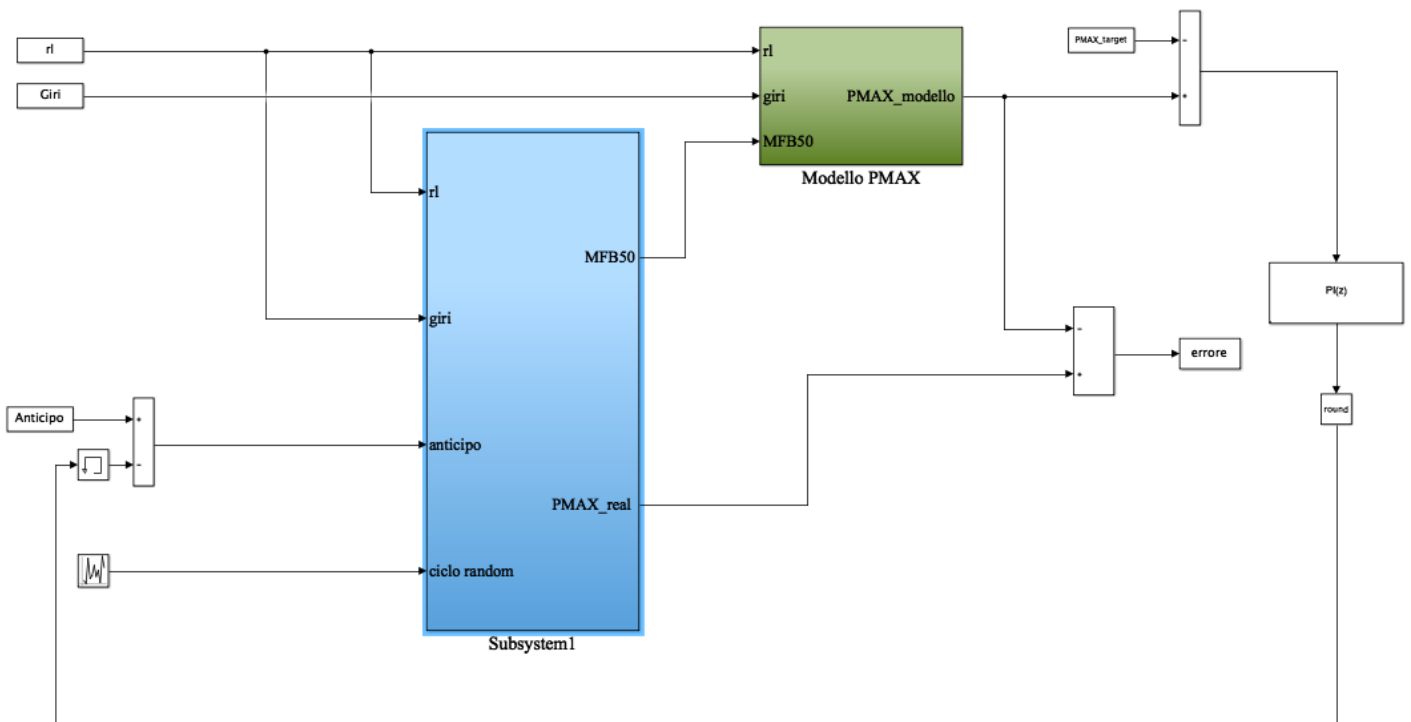


Figura 4.4 – Struttura di calcolo modello Simulink di funzionamento motore

L'attività di simulazione è stata effettuata indagando due condizioni di funzionamento caratteristiche:

1. Funzionamento a punto motore fisso con target di **PMAX** che varia attraverso un segnale a gradino a un determinato istante di simulazione
2. Funzionamento in rampa di **giri** a pieno carico con target di **PMAX** che varia in funzione del punto motore attuato.

Queste due manovre descrivono il comportamento del motore nelle condizioni stazionarie e transitorie. In questo modo è possibile fotografare il comportamento del modello map-based durante le manovre motore più importanti.

4.2.1 Simulazione in condizioni stazionarie

Il punto stazionario scelto per la simulazione presenta le seguenti condizioni:

- **Giri** = 4000 rpm
- **rl** = 63% .

Una volta imposto il target di **PMAX** il controllore *PI* inizia a correggere l'anticipo in modo tale da portare la **PMAX** di modello a target, *Figura 4.5*. Infatti la variazione di anticipo produce una correzione sull'**MFB50**, *Figura 4.5*, tale da variare la **PMAX** in uscita dal modello lungo la curva normalizzata.

Come si vede in *Figura 4.7* e *Figura 4.8*, durante il funzionamento in condizioni stazionarie del motore, un controllo che porta a target il modello map-based riesce a portare a target anche la **PMAX** reale.

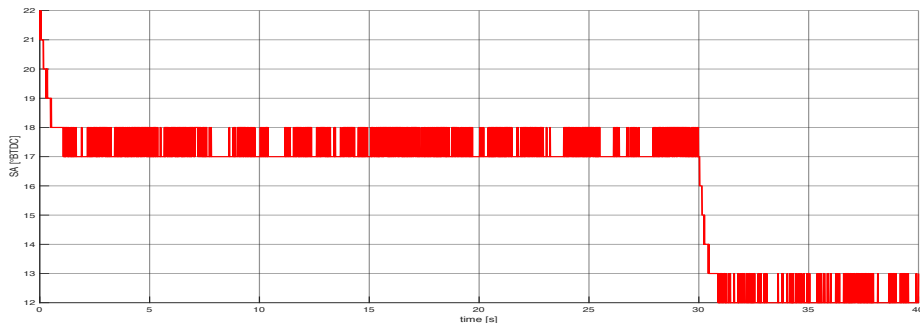


Figura 4.5 – Anticipo di accensione attuato durante la simulazione

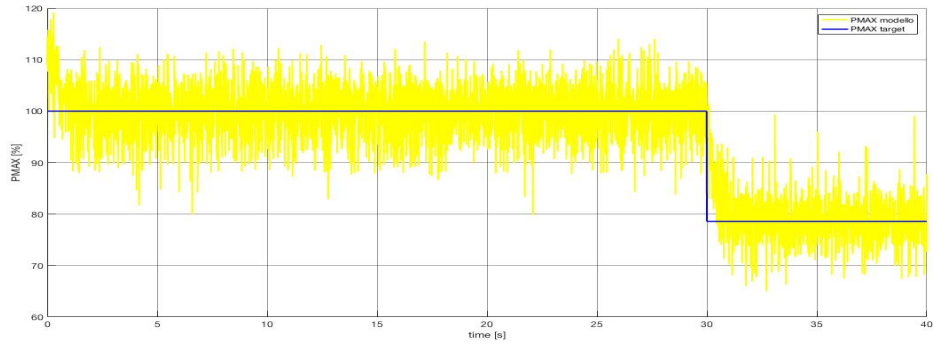


Figura 4.7 – *PMAX* modello map-based in scala percentuale rispetto al target massimo, segnale giallo. Target di *PMAX* in scala percentuale rispetto al proprio massimo, segnale blu.

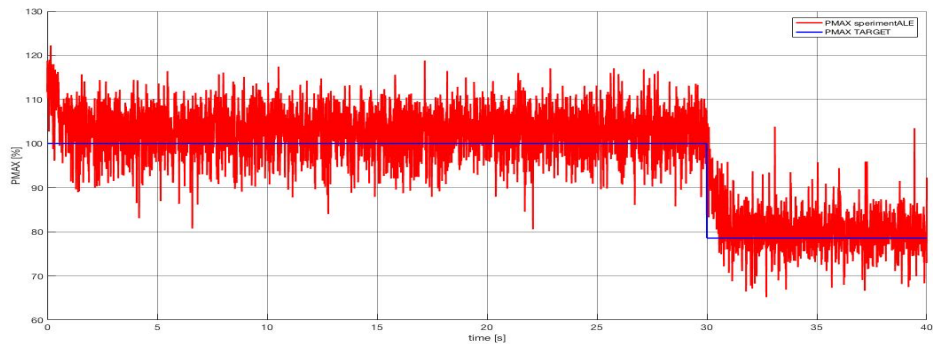


Figura 4.8 – *PMAX* dati sperimentali in scala percentuale rispetto al target massimo, segnale rosso. Target di *PMAX* in scala percentuale rispetto al proprio massimo, segnale blu.

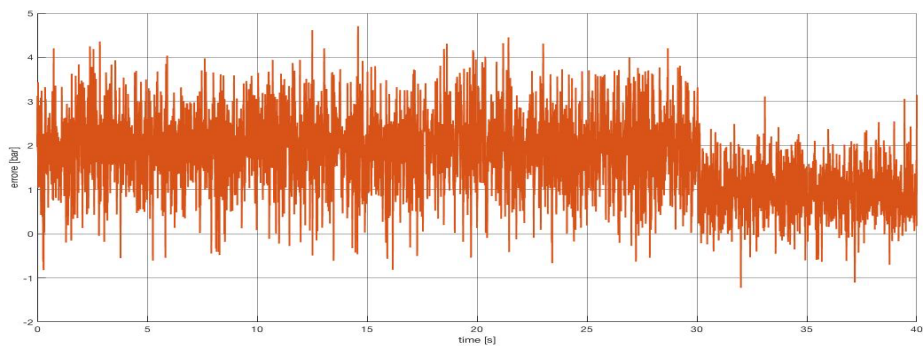


Figura 4.9 – *Errore commesso dal modello durante la simulazione*

4.2.2 Simulazione in condizioni transitorie

La simulazione in condizioni transitorie è stata eseguita simulando una rampa di **giri** a pieno carico. Questo vuol dire, che al variare dei **giri**, l'**rl** deve essere attuato al valore massimo sviluppabile per il regime di funzionamento.

La *Figura 4.10* e la *Figura 4.11* mostrano i profili di **giri** e **rl** attuati durante la simulazione.

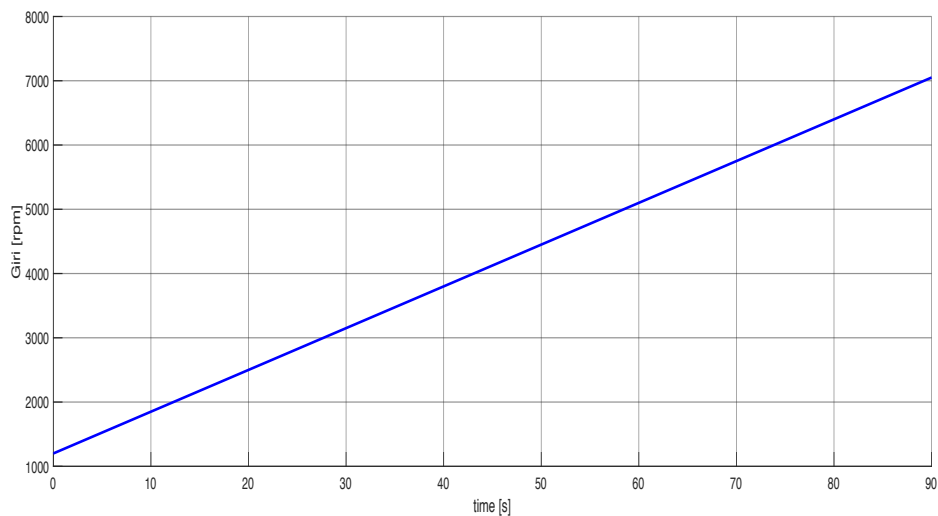


Figura 4.10 – Profilo di giri attuato durante la simulazione

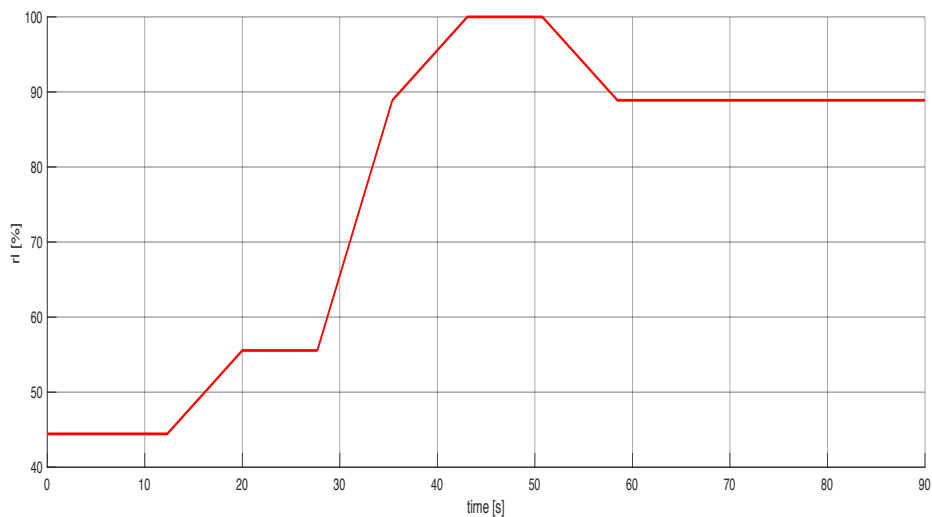


Figura 4.11 – Profilo di rl, in scala percentuale rispetto al proprio massimo, attuato durante la simulazione.

La strategia di controllo impostata durante la simulazione è quella di variare il target di **PMAX** al variare del punto motore di funzionamento attuato. L'obiettivo è quello di verificare che anche in condizioni transitorie il modello riesca a stimare correttamente l'andamento della **PMAX** realmente sviluppata dal motore.

I risultati ottenuti confermano che la stima effettuata dal modello map-based è ben correlata con il comportamento reale del motore. In *Figura 4.12* è possibile vedere il funzionamento del controllore.

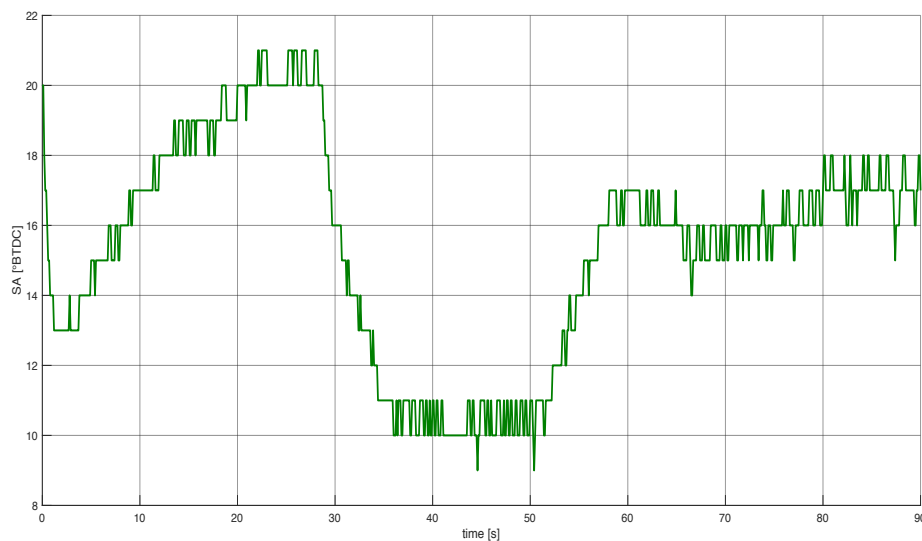


Figura 4.12 – Anticipo di accensione attuato durante la simulazione

La *Figura 4.13* mostra l'andamento della **PMAX** modellata e della **PMAX** target, entrambe in scala percentuale rispetto al massimo del target. In *Figura 4.14* viene mostrato l'andamento di **PMAX** reale e **PMAX** target espresse nella stessa scala percentuale di *Figura 4.14*. Mentre in *Figura 4.15* è possibile vedere l'errore effettuato dal modello durante la simulazione. Analizzando i grafici risulta visibile che portando a target la **PMAX** di modello anche la **PMAX** reale tende ad andare a target con un errore assoluto rispetto al target che risulta accettabile.

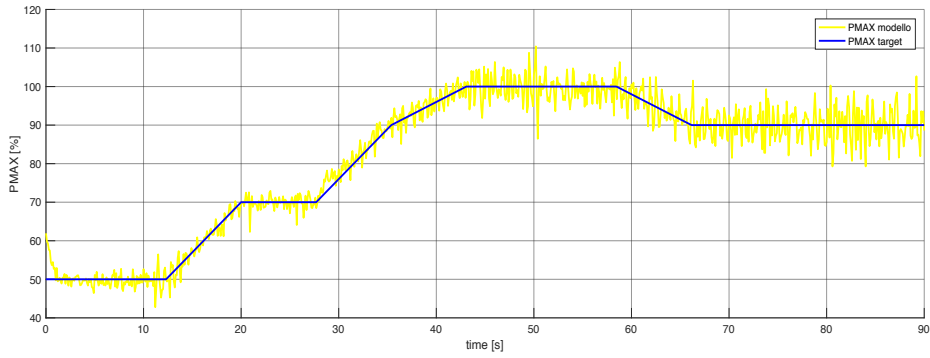


Figura 4.13 – **PMAX** calcolata dal modello in scala percentuale rispetto al target massimo, segnale giallo. **PMAX** target imposto in scala percentuale rispetto al proprio massimo, segnale blu.

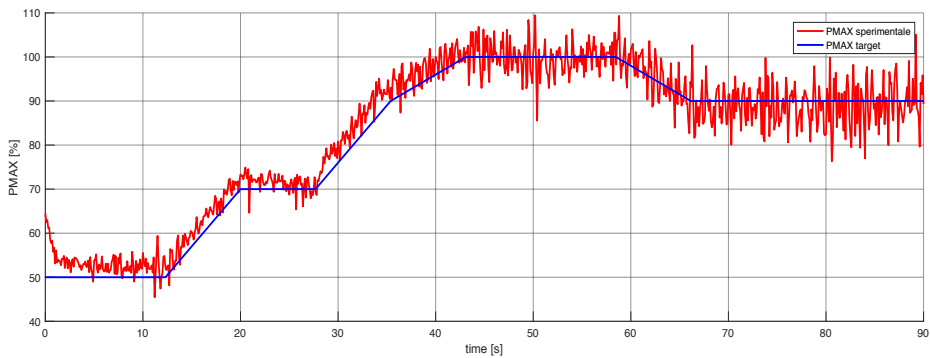


Figura 4.14 – **PMAX** realmente sviluppata nel motore in scala percentuale rispetto al target massimo, segnale rosso. **PMAX** target imposto in scala percentuale rispetto al proprio massimo, segnale blu.

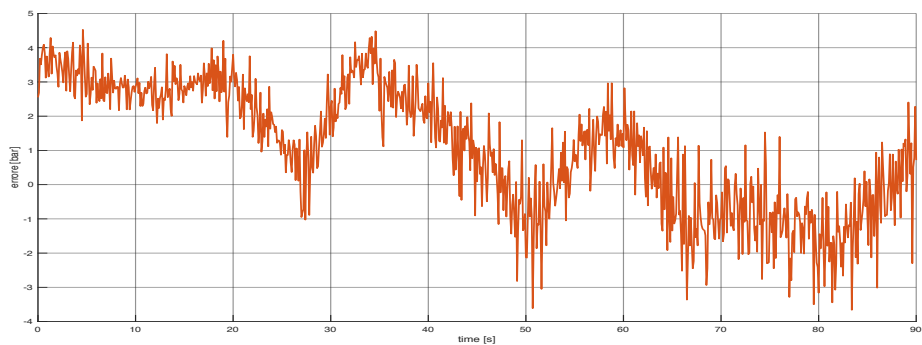


Figura 4.15 – Errore commesso dal modello durante la simulazione

Conclusioni

In conclusione si può affermare che un modello map-based è in grado di stimare, in maniera efficientemente accettabile, la **PMAX** sviluppata in camera. Infatti come visto nel terzo e nel quarto capitolo (*Figura 3.13, Figura 3.15, Figura 4.2, Figura 4.10, Figura 4.16*) la correlazione tra la **PMAX** misurata al banco e la **PMAX** calcolata è molto elevata. Generando, così, un errore tra stima e misura che rientra nei limiti di accettabilità.

Il modello risulta di facile calibrazione, infatti analizzando solamente tredici spazzolate di anticipo è stato possibile calibrare l'intero modello. Inoltre tali dati sono di facile reperibilità, in quanto esistono attività, programmate per tutti i motori Ferrari, che richiedono gli stessi dati sperimentali. Per questo motivo sarebbe possibile calibrare il modello senza aggiungere prove al banco.

Grazie alla snellezza della struttura e alla possibilità di reperire anche in vettura i dati richiesti come input è possibile inserire il modello all'interno del software di centralina di qualsiasi vettura Ferrari senza aggiungere alcuna strumentazione hardware (**Capitolo 3.**). In questo modo sarebbe possibile sfruttare il dato di **PMAX** per modellare l'usura e il danneggiamento del pistone durante il funzionamento del motore. Attraverso tali informazioni sarebbe possibile variare le attuazioni sulla base del reale funzionamento del motore e non seguendo le convenzioni ingegneristiche. Ad esempio sarebbe possibile implementare una strategia di controllo dell'anticipo su base danneggiamento che permetterebbe di:

- Aumentare le prestazioni
- Diminuire i consumi specifici
- Diminuire le temperature allo scarico.

Tutto questo verrebbe eseguito rispettando i limiti strutturali del motore, non intaccando, così, l'elevata affidabilità che da sempre contraddistingue i motori Ferrari.

Ringraziamenti

Un sentito ringraziamento va al Professore Cavina per aver reso possibile questa esperienza. Infinita riconoscenza va a Ruggero e Marco per avermi seguito in questo percorso, condividendo con me le loro conoscenze e la loro esperienza. Ringrazio inoltre tutto il dipartimento di Sperimentazione Motopropulsori di Ferrari S.p.A per avermi accolto fin dal primo giorno come un membro del gruppo.

Ringrazio altresì Alessandro e Nahuel per la disponibilità che mi hanno dato durante il progetto di tesi.

Un caloroso grazie va agli amici che hanno condiviso con me tutti questi anni accompagnandomi sia in ambito accademico che in ambito “prettamente ludico”, tra tutti tengo a citare la mia cara amica Carlotta che da quattordici anni mi supporta (e sopporta), Ale per le immancabili telefonate pomeridiane, Gianluca per i pranzi durante le sessioni d’esame e le risate durante le pause a lezione e tutta la compagnia con cui ho condiviso le giornate in Archiginnasio.

Ringrazio, infine, la mia famiglia che mi ha insegnato la cultura del lavoro e ha sempre creduto nelle mie capacità.

In particolare dedico questo elaborato a mio Papà, che fin da quando ero bambino e ottenevo i primi “Ottimo” in matematica, mi diceva che un giorno sarei diventato ingegnere e avrei lavorato alla Ferrari.

