

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO di INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO di LAUREA in INGEGNERIA MECCANICA M

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

in

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA E PROPULSORI IBRIDI M

Modellazione orientata al controllo degli scambi termici a parete per motori GDI sovralimentati ad alte prestazioni

CANDIDATO:

Jacopo Mecagni

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Nicolò Cavina

CORRELATORI:

Ing. Nahuel Rojo

Ing. Alessandro Brusa

Anno Accademico 2017/2018

Sessione III

RINGRAZIAMENTI

Il primo ringraziamento doveroso da fare è ai miei genitori e alla mia famiglia: senza il loro aiuto non avrei mai potuto raggiungere questo risultato. Grazie per aver creduto sempre in me, anche quando all'inizio di questo lungo percorso sembrava che non avessi le capacità per concludere un corso di studi così impegnativo.

Un altro ringraziamento importante va al Prof. Nicolò Cavina, che mi ha dato l'opportunità di svolgere un'attività di tesi molto interessante, e ai suoi dottorandi Ing.Nahuel Rojo e Ing.Alessandro Brusa che mi hanno aiutato durante tutto lo svolgimento della tesi.

Infine un ringraziamento va a tutti i miei amici più stretti sui quali ho sempre potuto contare.

INDICE

Introduzione	1
1. Il segnale di pressione in camera	3
1.1 Il sistema d'acquisizione	3
1.2 Trattamento del segnale.....	8
1.3 I principali disturbi ed errori presenti nel segnale di pressione.....	14
1.4 Il calcolo del calore netto introdotto in camera.....	16
2.La detonazione	21
2.1 Descrizione del fenomeno	21
2.2 Preaccensione, “Super Knock” e detonazione convenzionale	24
2.3 Influenza dei parametri di progetto e di funzionamento del motore sulla detonazione e principali danni legati al fenomeno	26
2.4 Principali strategie di controllo della detonazione.....	29
2.5 Principali strategie per il controllo degli eventi di “Super Knock”	31
2.6 Indici di detonazione.....	33
3.Le perdite di calore verso le pareti.....	37
3.1 Modalità di scambio termico nei motori a combustione interna.....	38
3.2 Principali tipologie di modelli utilizzate per il calcolo del coefficiente di scambio convettivo	40
3.2.1 Modelli Time-Averaged	40
3.2.2 Modelli Time Spatially Averaged	41
3.2.3 Modelli Instantaneous Local.....	45
3.3 Effetti dei principali parametri motoristici sugli scambi a parete.....	46
3.4 Influenza della detonazione sulle perdite di calore verso le pareti	49
4.Calibrazione del modello di scambio a parete in assenza di detonazione	50
4.1 I software utilizzati.....	50
4.2 La Cylinder Only Pressure Analysis: teoria e dati richiesti.....	52
4.3 Metodo di calibrazione del modello di scambio a parete.....	54
4.3.1 Elaborazione dei dati indicating	54
4.3.2 Gli algoritmi di ottimizzazione	59
4.3.3 Creazione del modello e impostazione dell'ottimizzazione	60
4.4 Risultati della calibrazione	65
5. Calibrazione del modello di scambio a parete per combustioni detonanti	72
5.1 Analisi dati	72
5.2 Metodo di calibrazione del modello di scambio a parete nel caso di combustioni detonanti...80	
5.3 Risultati della calibrazioni.....	82

6. Modellazione del flusso termico sul pistone	88
6.1 Calcolo del flusso termico e sua modellazione orientata al controllo	88
6.2 Risultati della modellazione	93
7. Metodo per la stima dello stato termico del motore.....	97
Conclusioni e sviluppi futuri.....	105
Indice delle figure	106
Bibliografia.....	110

INTRODUZIONE

I moderni motori ad accensione comandata per soddisfare le normative anti-inquinamento sempre più stringenti e per raggiungere efficienze maggiori hanno bisogno di funzionare applicando anticipi d'accensione che garantiscano la massima efficienza di combustione; tuttavia è risaputo che agli alti carichi i motori *Spark Ignition* (SI) sono limitati dal fenomeno della detonazione, che genera elevati carichi termici e meccanici sulle parti interne del propulsore compromettendone il corretto funzionamento o addirittura l'integrità.

Quello che viene fatto anche a livello industriale è, in sede di calibrazione, garantirsi ampi margini di sicurezza sull'anticipo d'accensione nei punti motore più "pericolosi", per scongiurare il rischio di detonazione e salvaguardare l'integrità del motore.

Per non dover ricorrere a queste soluzioni cautelative, a discapito dell'efficienza e delle prestazioni, l'unico modo per applicare sempre il massimo anticipo d'accensione concesso è dotarsi di un sistema di controllo della detonazione: questo è ciò che stato fatto all'interno del dipartimento DIN, dove si è sviluppato un controllo knock che è in grado di calcolare il danno indotto sul pistone in caso di combustioni detonanti.

Il suo scopo è quello di applicare anticipi d'accensione che generino combustioni con un'intensità di detonazione ammissibile, tali per cui si raggiunga una certa velocità di danno; è noto, infatti, che combustioni con livelli di detonazione controllata portano al degrado dei componenti interni senza però compromettere la loro integrità e le performance.

Il controllo per funzionare necessita della stima della temperatura del pistone durante il funzionamento; per avere questa informazione è presente un modello per la parte in questione, che per eseguire i calcoli ha bisogno dei carichi termici che agiscono su di esso: è qui che si inserisce il lavoro di tesi, in quanto i flussi termici che vengono ora utilizzati sono frutto di una calibrazione del modello, partendo da misure di durezza (eseguite nel Dipartimento di Metallurgia dell'Università di Bologna) fatte sui pistoni danneggiati durante le prove al banco.

Durante l'elaborato verrà esposto un approccio fisico per ricavare il flusso termico che agisce sui pistoni su tutto il campo di funzionamento del motore, sia per combustioni detonanti che non detonanti; le modalità che vengono utilizzate diciamo che sono fisiche perché si basano sul bilancio di energia in camera per modellare nel modo più fedele possibile le curve di pressione misurate sperimentalmente.

Per eseguire queste simulazioni il software che verrà utilizzato è GT-POWER; quello che si farà grazie ad esso è calibrare un modello di scambio a parete tra quelli disponibili, in modo da avere la corrispondenza esatta tra curve di pressione misurate e quelle simulate, disponendo quindi di una descrizione esatta di quali sono le perdite di calore.

Prima di cominciare tutta l'attività su GT-POWER è necessaria l'elaborazione dei dati indicating e banco, in modo da avere informazioni sintetiche e significative, riducendo il numero di simulazioni che contrariamente sarebbe molto elevato; per fare tutta l'analisi dati è stato utilizzato MATLAB, grazie al quale sono stati sviluppati appositi script per automatizzare il processo di elaborazione e caricamento dei dati sul software di calcolo utilizzato.

Dato che durante la tesi i principali argomenti trattati riguardano l'elaborazione dei dati indicanti e fenomeni fisici come la detonazione e gli scambi termici a parete all'interno di motori a combustione interna, i primi capitoli introduttivi saranno dedicati alla spiegazione di tali argomenti.

I dati analizzati per l'attività di modellazione derivano dal motore Ferrari F154: si tratta di un motore V8 con un angolo tra le bancate di 90°, dotato di due turbocompressori Twin-Scroll e ad iniezione diretta.

La sua cilindrata è di 3800 cm³.

Il motore studiato è questo poiché è quello installato presso la sala prove dell'Università di Bologna.



Figura 1 Motore Ferrari F154

CAPITOLO 1

IL SEGNALE DI PRESSIONE IN CAMERA

La catena di misura del segnale di pressione in camera di combustione permette di ricavare l'andamento della pressione istantanea all'interno del cilindro; misurare tale grandezza è fondamentale per poter studiare come avviene la combustione all'interno di un motore e per poter svolgere attività di calibrazione. Le quantità calcolate a partire da questo segnale vengono chiamate grandezze *indicating*.

Poter misurare la pressione all'interno del cilindro è così importante che già nel 1700, con la nascita della macchina a vapore, era stato messo a punto un dispositivo meccanico chiamato indicatore di Watt.

Alcune delle principali attività che possono essere fatte avendo a disposizione le misure di pressione all'interno della camera di combustione sono le seguenti:

- Determinazione della coppia indicata
- Determinazione della coppia spesa per attrito avendo anche a disposizione le misure di coppia fatte grazie al freno dinamometrico
- Determinazione della legge di rilascio calore
- Determinazione della durata della combustione
- Valutazione della dispersione ciclica
- Misura dell'intensità della detonazione
- Determinazione dell'anticipo ottimale
- Calcolo della pressione massima agente sul pistone

1.1 IL SISTEMA DI ACQUISIZIONE

La misura di pressione viene eseguita attraverso un sensore piezoelettrico; questo tipo di sensore è costituito sostanzialmente da un cristallo di quarzo che, se deformato, è in grado di produrre una carica direttamente proporzionale alla deformazione.

Dato che la variazione della carica elettrica nel tempo è esattamente la definizione della corrente, se un sensore di questo tipo è sottoposto ad una sollecitazione tempo variabile diventa un generatore di corrente.

Nella figura successiva vengono mostrati alcune tipologie di sensori piezoelettrici per la misura della pressione in camera di combustione.



Figura 1.1 Sensore piezoelettrico non raffreddato (6052) e raffreddato (6061)

Come mostrato nella figura ci possono essere sensori raffreddati (che sono meno soggetti a shock termici nel caso di cicli fortemente detonanti) oppure non raffreddati; in ogni caso per essere montati tali sensori hanno bisogno di un'apposita sede ricavata sulla testa del motore.

Nel caso in cui tale sede non sia realizzabile si può ricorrere alle candele strumentate all'interno delle quali viene montato il sensore piezoelettrico.

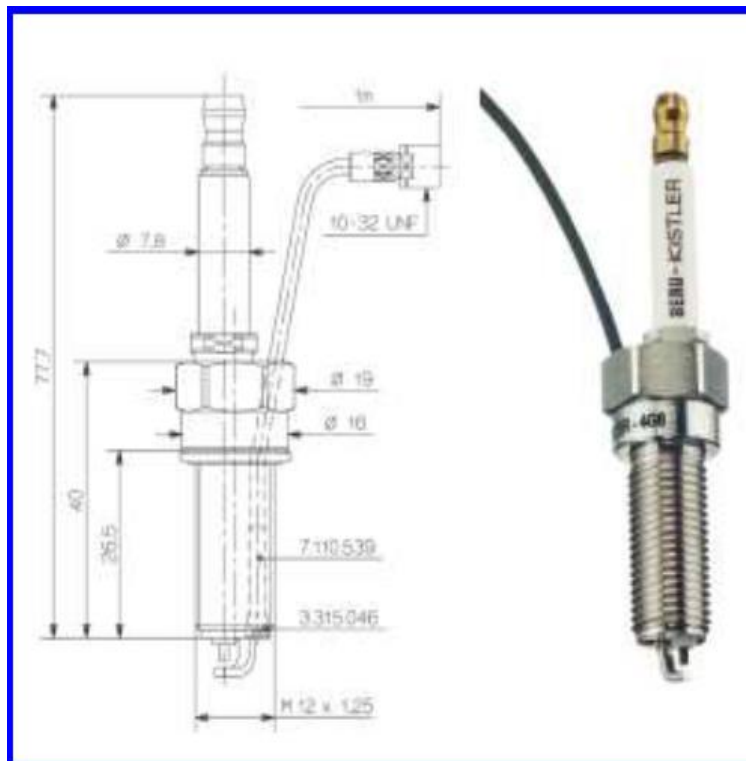


Figura 1.2 Candela strumentata

Vediamo ora com'è fatto in modo schematico il sistema di misura.

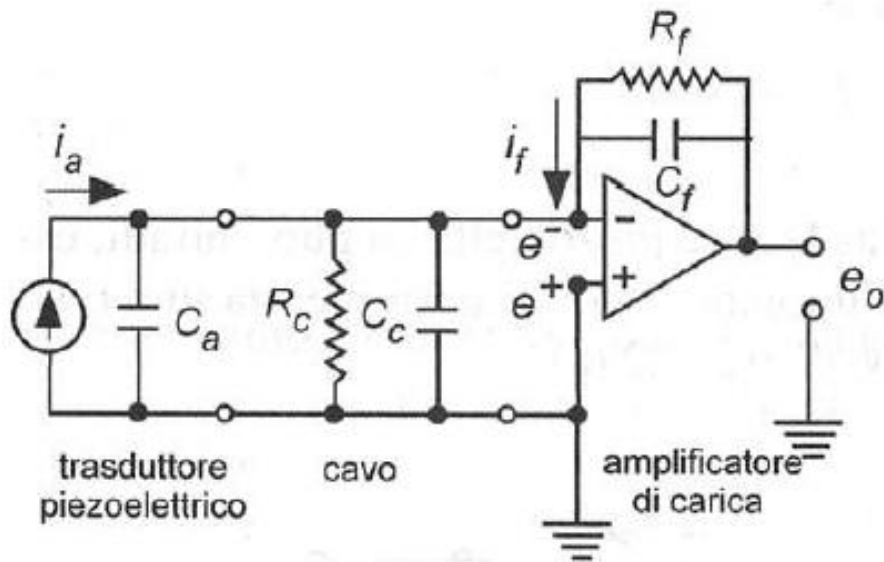


Figura 1.3 Modello elettrico del sistema di misura

Dalla figura precedente si possono vedere i principali componenti della catena di misura che sono:

- Il sensore piezoelettrico (modellato come un generatore di corrente) con la rispettiva capacità e resistenza
- I cavi coassiali che a loro volta possiedono una certa capacità e resistenza
- Un amplificatore di carica che permette di amplificare il segnale

Applicando le leggi dell'elettrotecnica è possibile semplificare lo schema considerando delle capacità e delle resistenze equivalenti, ottenendo il circuito seguente

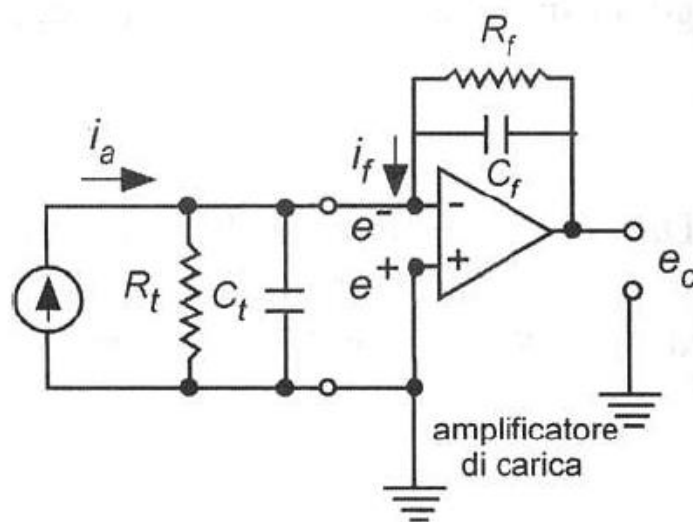


Figura 1.4 Modello elettrico equivalente del sistema di misura

Per ottenere l'equazione che descrive il suo funzionamento si considera innanzitutto la caratteristica del sensore piezoelettrico, che può essere scritta come:

$$Q = k_q x_i = k_p p \quad (1.1)$$

Dove:

Q è la carica elettrica generata dal sensore

x_i è la deformazione dovuta alla sollecitazione meccanica

k_p è la costante caratteristica del sensore

p è la pressione

Se la precedente equazione viene derivata rispetto al tempo si ottiene

$$\frac{dQ}{dt} = k_p \frac{dp}{dt} = i_a \quad (1.2)$$

È dunque ben visibile che se sul sensore agisce una sollecitazione variabile nel tempo allora questo diventa un generatore di corrente.

Una condizione importante che si va ad imporre è quella di corto circuito virtuale, ossia che i morsetti dell'amplificatore di carica si trovino allo stesso potenziale; tale condizione analiticamente può essere espressa come

$$e^- = e^+ \quad (1.3)$$

Sotto questa condizione si può affermare che non circolano correnti sulla resistenza R_t e C_t per cui è possibile applicare la legge di Kirchoff al morsetto invertente dell'amplificatore di carica; si può allora scrivere:

$$i_a = i_f = i_c + i_R \quad (1.4)$$

Dove i_c e i_R sono rispettivamente le correnti circolanti sulla resistenza e sul condensatore del ramo in retroazione dell'amplificatore di carica.

Ricordando che per il condensatore e per la resistenza valgono le seguenti equazioni:

$$i_c = C \frac{de_0}{dt} \quad (1.5)$$

$$i_R = \frac{e_0}{R} \quad (1.6)$$

Possiamo ottenere quindi l'equazione differenziale che governa il sistema:

$$k_p \frac{dp}{dt} = C \frac{de_0}{dt} + \frac{e_0}{R} \quad (1.7)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{C}{k_p} \frac{de_0}{dt} + \frac{e_0}{k_p R} \quad (1.8)$$

Integrando l'equazione precedente si ottiene:

$$p(t) = \frac{C}{k_p} e_0(t) + \frac{1}{k_p R} \int_0^t e_0(\tau) d\tau + p(0) \quad (1.9)$$

Possiamo quindi distinguere tre contributi che concorrono alla misura:

- Il primo termine è legato al fattore d'amplificazione della catena di misura noto dalle caratteristiche dell'amplificatore di carica; in particolare la grandezza $\frac{C}{k_p} \left(\frac{\text{bar}}{\text{V}}\right)$ permette di convertire unità elettriche in unità meccaniche
- Il secondo termine è responsabile di una distorsione del segnale che può essere recuperata introducendo una compensazione del termine integrale sul segnale
- Il terzo termine è il valor medio del segnale

Il funzionamento della catena di misura può essere compresa meglio se la si studia nel dominio frequenziale; per farlo trasformiamo secondo Fourier l'equazione 1.9 ottenendo:

$$P(j\omega) = \frac{C}{k_p} E_0(j\omega) + \frac{1}{k_p R j\omega} E_0(j\omega) = \left(\frac{1+CR j\omega}{k_p R j\omega}\right) E_0(j\omega) \quad (1.10)$$

L'ultima equazione ci permette di capire che la catena di misura si comporta come un filtro passa alto che non permette di misurare la componente media del segnale di pressione, che è associata ad una frequenza nulla, e che inoltre può distorcere il segnale in un certo range di frequenze.

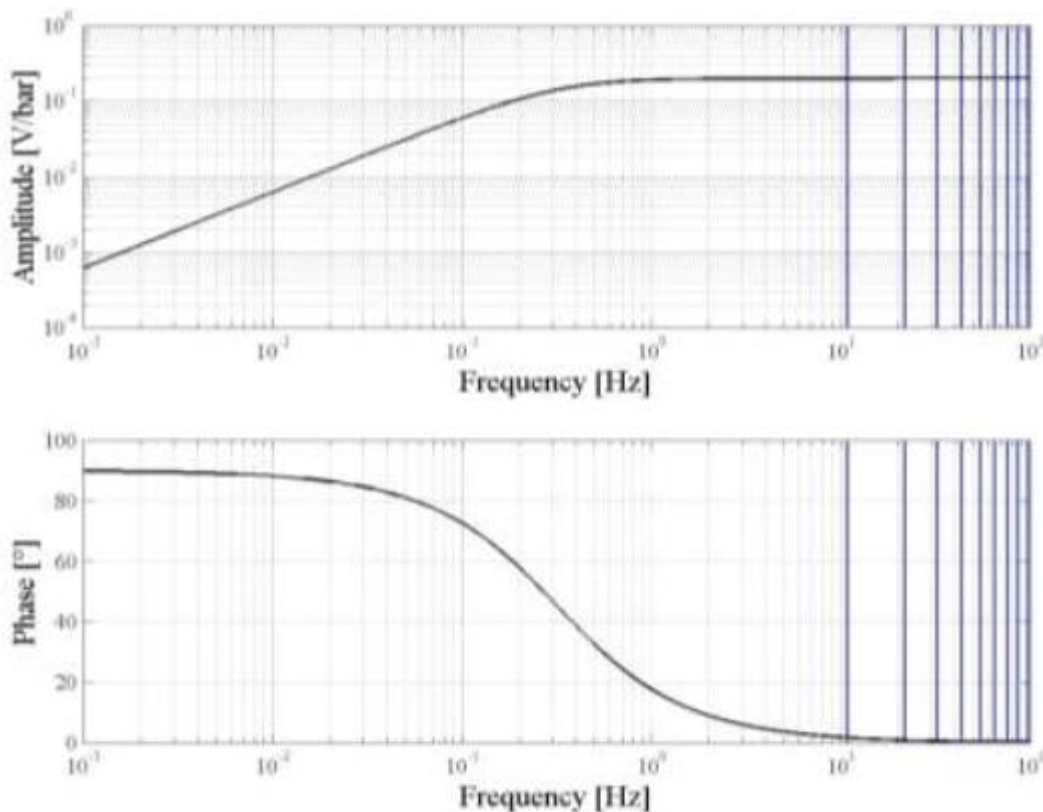


Figura 1.5 Tipici diagrammi di Bode del sistema di misura

1.2 TRATTAMENTO DEL SEGNALE

Come spiegato nel paragrafo precedente la catena di misura si comporta come un filtro passa alto; ciò comporta che il segnale grezzo uscente dal sensore abbia valori di pressione negativi, cosa evidentemente non fisica.

Questo è ben visibile nella figura seguente dove nelle fasi di aspirazione e scarico si vedono valori di pressione molto prossimi allo zero o addirittura al di sotto.

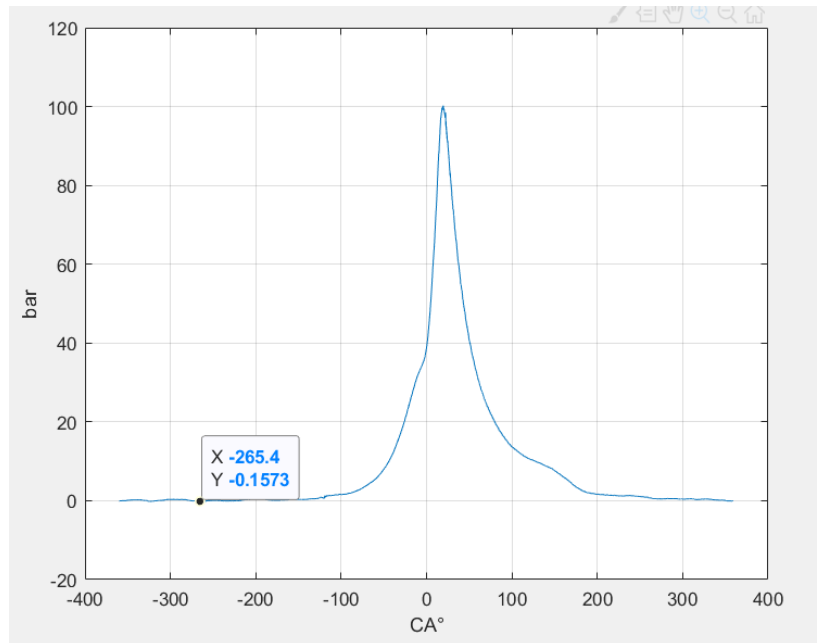


Figura 1.6 Segnale di pressione grezzo

Per rendere utilizzabile tale segnale è necessario quindi procedere al recupero della componente media, operazione che può essere fatta in due modi:

- Sfruttando il fatto che durante la fase di compressione il segnale segue un andamento che si può considerare politropico
- Utilizzare il segnale di pressione del collettore come riferimento, per imporre che a fine aspirazione la pressione all'interno del cilindro sia pari a quella misurata dal sensore nel collettore d'aspirazione

Delle due possibili soluzioni la seconda è quella che certamente viene meno utilizzata; la prima, invece, è quella che verrà sfruttata per trattare tutti i dati indicanti che verranno usati per lo svolgimento dell'attività di tesi, per cui verrà approfondita di seguito.

Tale metodo si basa sull'utilizzo della nota formula della politropica di compressione secondo la quale si ha:

$$pV^n = \text{cost.} \quad (1.11)$$

La pressione effettiva all'interno del cilindro la si può scrivere come:

$$p' + dp \quad (1.12)$$

Dove p' è il segnale misurato dal sensore e dp è la componente costante che dev'essere recuperata.

A questo punto l'espressione della legge politropica può essere scritta come:

$$(p' + dp) V^n = cost. \quad (1.13)$$

Possiamo allora prendere due valori del segnale, per i quali si è certi che valga la legge politropica di compressione; in genere si utilizzano i valori in corrispondenza di -100° e -50° di angolo di manovella, per i quali è noto il valore del volume all'interno del cilindro.

Possiamo ulteriormente riscrivere e sviluppare la precedente equazione nel seguente modo:

$$\begin{aligned} (p_1 + dp) V_1^n &= (p_2 + dp) V_2^n \\ p_1 V_1^n + dp V_1^n &= p_2 V_2^n + dp V_2^n \\ dp &= \frac{p_2 V_2^n - p_1 V_1^n}{V_1^n - V_2^n} \end{aligned} \quad (1.14)$$

Nelle formule precedenti si ha che:

- p_1 e V_1 sono i valori del segnale di pressione e del volume all'interno del cilindro in corrispondenza di -100° di angolo di manovella
- p_2 e V_2 sono i valori del segnale di pressione e del volume all'interno del cilindro in corrispondenza di -50° di angolo di manovella

Il valore trovato con l'equazione 1.14 è la componente costante del segnale che sommata a quello misurato permette di trovare l'andamento reale della pressione all'interno del cilindro.

Per poter applicare il metodo si deve imporre un valore dell'indice della politropica, che per un motore a benzina possiamo assumere abbia valori compresi tra 1.32 e 1.34, mentre per i motori Diesel valori che si attestano a 1.27.

Un'altra condizione fondamentale per applicare tale metodo è eseguire un filtraggio passa basso del segnale. Questa operazione è fondamentale poiché durante l'acquisizione agiscono dei disturbi che possono introdurre sulla misura delle oscillazioni non fisiche, tali per cui i valori della pressione misurata possono discostarsi in maniera non trascurabile dall'andamento politropico e quindi rendere non applicabili tutte le considerazioni appena fatte.

Dato che il filtraggio del segnale ha un'importanza notevole per l'attività di tesi, verranno illustrate in modo sintetico le principali tecniche di sintesi di filtri IIR (Infinite Impulse Response) che possono essere facilmente implementati anche in MATLAB; le basi teoriche che verranno spiegate sono riferite alla sintesi di filtri passa-basso, che attraverso apposite modifiche possono essere estese anche ai filtri passa-alto, passa-banda ed elimina-banda.

I tre tipi principali di filtri tempo continui (che attraverso apposite trasformazioni possono poi essere trasformati in tempo discreti) sono:

- Filtri di Butterworth
- Filtri di Chebyshev
- Filtri ellittici

La funzione di trasferimento generica di questi filtri può essere espressa nella seguente forma:

$$H_c(s) = \frac{\sum_{m=0}^M c_m s^m}{\sum_{k=0}^N d_k s^k} \quad (1.15)$$

Con $N > M$; questa condizione è importante poiché se non fosse verificata la risposta del filtro tenderebbe all'infinito all'aumentare della frequenza.

Con riferimento alla figura seguente, il design dei filtri si basa sul soddisfacimento di due principali condizioni:

- $1 \geq |H_c(f)|^2 \geq E_{pass} \quad f \leq F_{pass}$
- $|H_c(f)|^2 \leq E_{stop} \quad f \geq F_{stop}$

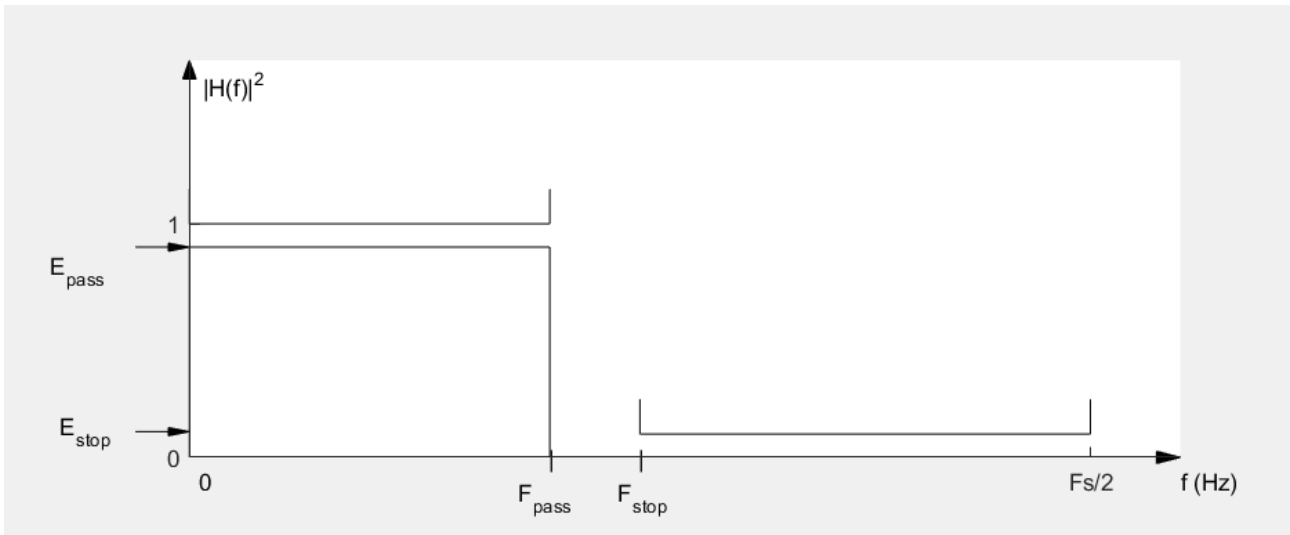


Figura 1.7 Specifiche che il filtro deve soddisfare

Dopo questa breve introduzione si possono illustrare le caratteristiche dei singoli filtri prima citati.

Filtri di Butterworth

Questi filtri cercano di soddisfare la condizione per cui la loro risposta in ampiezza sia massimamente piatta nella zona passa-banda e nella zona stoppa-banda.

Il modulo al quadrato della funzione di trasferimento dei filtri Butterworth ha la seguente forma:

$$|H_c(j\omega)|^2 = \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{2N}\right)} \quad (1.16)$$

Dove ω_c è la pulsazione di taglio (corrispondente alla frequenza di taglio F_{pass}) e N l'ordine del filtro.

Dall'equazione del filtro si possono dedurre alcune caratteristiche:

- $|H_c(0)| = 1$
- $|H_c(j\omega_c)| = \frac{1}{\sqrt{2}}$ o equivalentemente in $|H_c(j\omega_c)| = -3dB$
- $|H_c(j\omega)|$ è strettamente decrescente nell'intervallo di pulsazioni compreso tra la zona passa-banda e stoppa-banda

Per trovare i poli del filtro si fa riferimento alla definizione del modulo di una funzione complessa e al fatto che la variabile di Laplace s è uguale a $j\omega$; si ottiene, quindi, la relazione seguente:

$$|H_c(j\omega)|^2 = H_c(j\omega)H_c(j\omega)^* = H_c(j\omega)H_c(-j\omega) = H_c(s)H_c(-s) \quad (1.17)$$

Svolgendo l'equazione 1.17 si ottiene:

$$|H_c(j\omega)|^2 = \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{s}{j\omega_c}\right)^{2N}\right)} \quad (1.18)$$

I poli del filtro quindi si ottengono trovando le radici del denominatore, ricavando il seguente risultato:

$$s_k = (-1)^{\frac{1}{2N}} j\omega_c \quad (1.19)$$

Questi $2N$ poli si trovano su una circonferenza di raggio ω_c e sono posizionati simmetricamente rispetto all'asse reale.

Nell'immagine seguente mostriamo un esempio di filtro di Butterworth realizzato con l'apposito toolbox di MATLAB, chiamato *Filter Designer*, il quale permette di andare ad impostare tutte le specifiche che il filtro deve soddisfare.

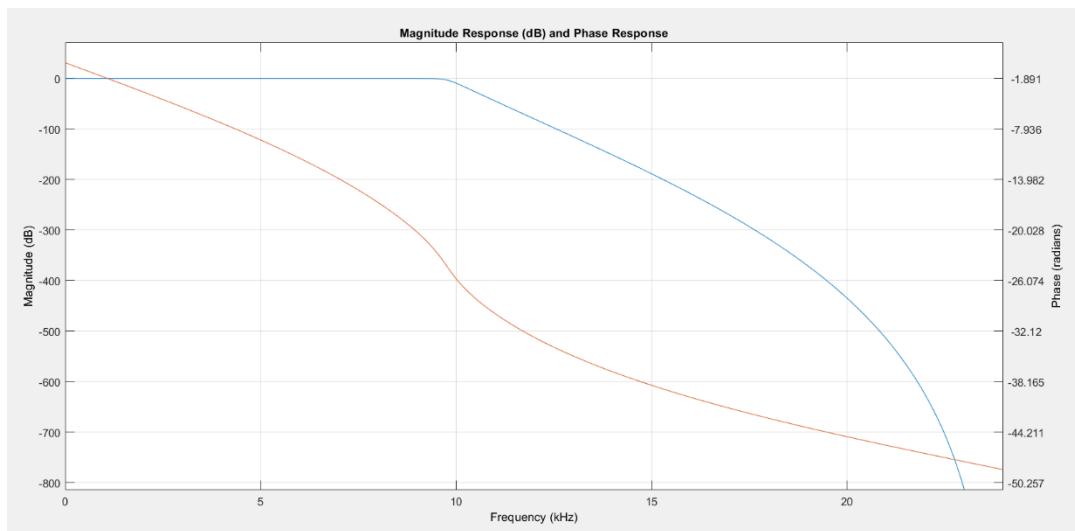


Figura 1.8 Diagramma d'ampiezza e di fase di un filtro Butterworth

L'esempio mostrato è stato realizzato imponendo una frequenza di taglio (F_{pass}) pari a 9.6 kHz, una frequenza F_{stop} pari a 12 kHz; per quanto riguarda le specifiche sulle attenuazioni si è imposto che nella zona passa-banda il filtro abbia un'attenuazione massima di 1 dB, mentre in corrispondenza della frequenza F_{stop} l'attenuazione sia pari a 80 dB.

Filtri Chebyshev

Questi filtri rispetto ai precedenti presentano una maggior pendenza nell'andamento dell'ampiezza nella zona della frequenza di taglio, quindi si può dire che la velocità di attenuazione è maggiore. Si può inoltre distinguere tra filtri Chebyshev di "tipo 1" e di "tipo 2".

La maggior pendenza nel tratto di transizione viene pagata, nella zona al di sotto della frequenza di taglio e al di sopra della frequenza F_{pass} , con la perdita dell'andamento monotono dell'ampiezza.

Per quelli di "tipo 1" il modulo al quadrato della funzione di trasferimento può essere espresso come:

$$|H_c(j\omega)|^2 = \frac{1}{1 + \varepsilon^2 T_N^2\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)} \quad (1.20)$$

Dove $T_N(x)$ è il polinomio di Chebyshev di n-esimo ordine, i quali vengono definiti nel modo seguente:

$$T_N(x) = \cos(N \cos(x)^{-1}) = \cosh(N \cosh(x)^{-1}) \quad (1.21)$$

Essi possono essere ricavati anche in modo ricorsivo come:

$$T_{N+1}(x) = 2xT_N(x) - T_{N-1}(x) \quad (1.22)$$

Con $T_0(x) = 1$ e $T_1(x) = x$; il coefficiente ε può essere calcolato imponendo le specifiche sull'attenuazione desiderata.

Si possono poi avere anche filtri di Chebyshev di "tipo 2" per in quali il modulo della funzione di trasferimento al quadrato è esprimibile come:

$$|H_c(j\omega)|^2 = \frac{1}{1 + \varepsilon^2 \left[\frac{T_N^2\left(\frac{\omega_r}{\omega_c}\right)}{T_N^2\left(\frac{\omega_r}{\omega}\right)} \right]} \quad (1.23)$$

Nella formula precedente la pulsazione ω_r corrisponde alla frequenza F_{stop} .

Nelle figure successive viene mostrato un filtro di Chebyshev di "tipo 1", ottenuto con le stesse specifiche citate nella sezione dei filtri Butterworth.

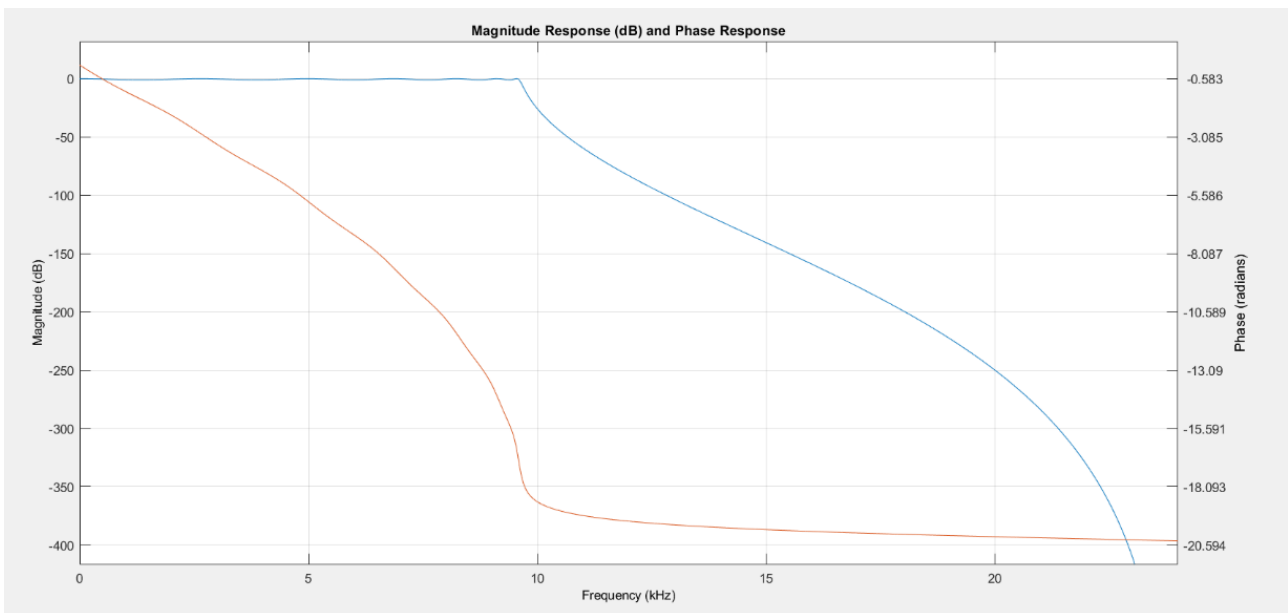


Figura 1.9 Filtro Chebyshev di tipo 1

Filtri ellittici

I filtri ellittici sono quelli che permettono l'attenuazione più veloce possibile nella zona di frequenze comprese tra la zona passa-banda e stoppa-banda; questa caratteristica anche ora, come nei filtri di Chebyshev, viene pagata con la perdita dell'andamento monotono nelle zone d'interesse.

Ora il modulo al quadrato della funzione di trasferimento può essere scritto come:

$$|H_c(j\omega)|^2 = \frac{1}{1 + \varepsilon^2 U_N^2\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)} \quad (1.24)$$

Dove U_N è una funzione ellittica Jacobiana.

Nella figura seguente viene riportato un esempio di filtro ellittico ottenuto con le solite specifiche.

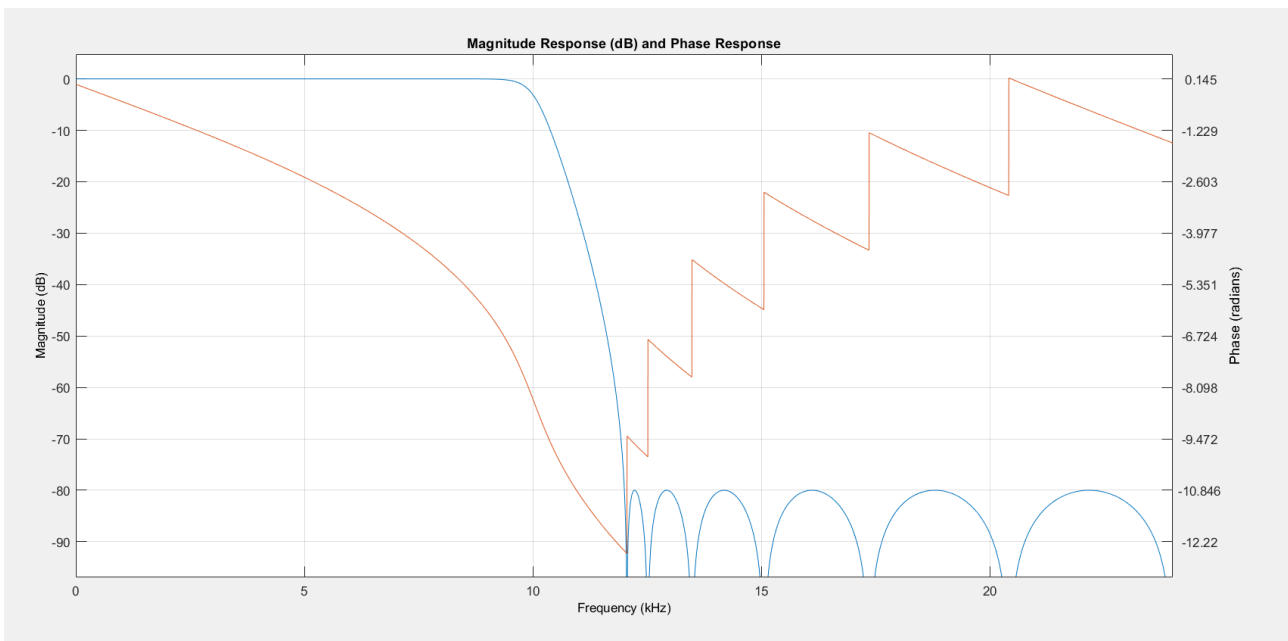


Figura 1.10 Filtro ellittico

Durante l'attività di tesi i segnali di pressione verranno filtrati usando dei filtri di Butterworth del quarto ordine; in particolare verranno utilizzati:

- Filtri passa-basso per ottenere le curve di pressione filtrate, in modo da poter effettuare il recupero della componente media in modo consistente
- Filtri passa-banda per il calcolo dell'indice MAPO

1.3 I PRINCIPALI DISTURBI ED ERRORI PRESENTI NEL SEGNALE DI PRESSIONE

Per quanto riguarda i disturbi di misura se ne possono distinguere diverse tipologie:

- Scarsa risoluzione nell'acquisizione: un errore di questo tipo è facilmente riconoscibile nel segnale di pressione in quanto determina degli andamenti a gradino
- Rumore dovuto alla chiusura delle valvole d'aspirazione: la chiusura di queste può generare delle risonanze che il sensore è in grado di rilevare; questo disturbo è ben riconoscibile in quanto determina delle oscillazioni del segnale all'inizio della fase di compressione
- Effetti di carica della bobina e di scarica della scintilla: questo disturbo è riconoscibile in quanto può generare oscillazioni sul segnale nella zona della fine della compressione in prossimità della zona in cui viene applicato l'anticipo d'accensione
- Shock termico: nel caso in cui si verificano cicli fortemente detonanti il sensore, a causa delle elevate temperature raggiunte, può non funzionare nel modo corretto; il risultato è molto ben riconoscibile in quanto, anche dopo il recupero della componente media, il segnale di pressione risulta essere comunque negativo nella zona di fine espansione

Oltre ai disturbi presenti sulla misura possono essere presenti anche errori dovuti all'utilizzo errato del segnale misurato; i principali possono essere:

- Errore nella sincronizzazione tra il segnale di pressione e di volume: poiché questi due segnali sono quelli necessari per il calcolo di molte grandezze come la pressione media indicata e l'andamento del calore netto rilasciato in camera, è necessario che questi siano sincronizzati. Questa operazione può essere fatta attraverso metodi diretti utilizzando sensori capacitivi oppure utilizzando metodi indiretti, che sfruttano l'utilizzo del segnale di pressione; i metodi indiretti si basano sulla determinazione di quello che viene chiamato *loss-angle* il cui significato è mostrato nella figura sottostante.

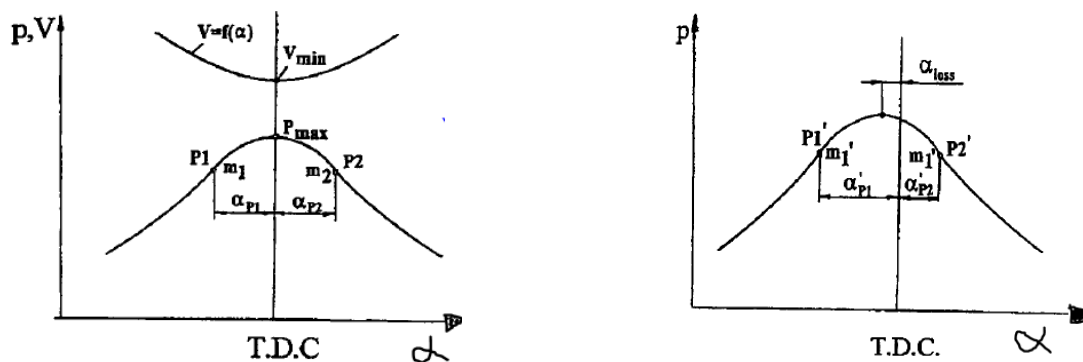


Figura 1.11 Significato del loss angle

Come si può vedere nel caso ideale il picco di pressione coincide con il minimo volume raggiunto al punto morto superiore, mentre nel caso reale a causa degli scambi di calore con le pareti della camera il massimo valore di pressione viene raggiunto prima del punto morto superiore; quindi attraverso considerazioni di tipo termodinamico e facendo compiere al motore alcuni cicli inibendo la combustione è possibile determinare tale angolo, che spesso si attesta in valori compresi tra 0.3° e 1° .

- Errori nel recupero della componente media legati alla scelta sbagliata degli angoli dove applicare il metodo esposto in precedenza oppure legati alla scelta sbagliata dell'indice della politropica
- Errori sul guadagno del sensore

1.4 IL CALCOLO DEL CALORE NETTO INTRODOTTO IN CAMERA

Attraverso la misura di pressione è possibile determinare il calore netto introdotto in camera durante la combustione (Cumulative Heat Release, CHR), ossia il calore introdotto nel ciclo a meno delle perdite di calore a parete e di quelle attraverso le fasce (blow-by).

Per impostare il bilancio di energia da cui ricavare le grandezze d'interesse consideriamo la figura successiva.

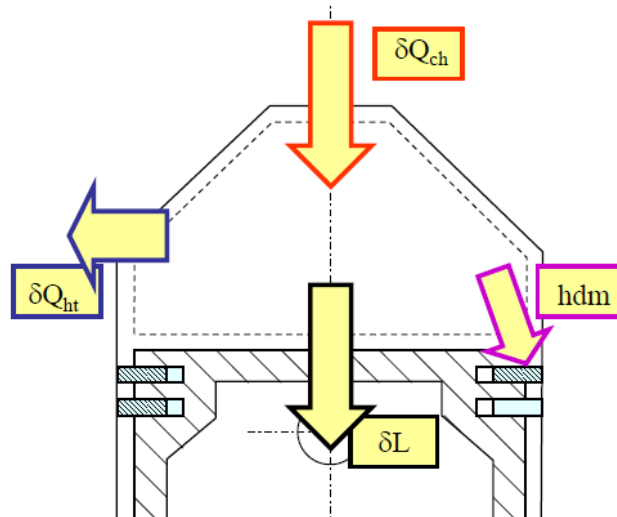


Figura 1.12 Schema del bilancio d'energia all'interno del cilindro

Dove:

δQ_{ch} è il calore introdotto dalla combustione

δQ_{th} è il calore scambiato con le pareti

δL è il lavoro che il gas compie sul pistone

hdm è la perdita di calore legata al blow-by

Applicando la prima legge della termodinamica e definendo le relazioni seguenti:

$$\delta U = \delta Q - \delta L \quad (1.25)$$

$$\delta Q = \delta Q_{ch} - \delta Q_{th} - hdm \quad (1.26)$$

$$\delta L = pdV \quad (1.27)$$

$$\delta U = c_v(T)M \quad (1.28)$$

Possiamo riscrivere l'equazione 1.25 definendo il calore netto δQ_n :

$$\delta Q_{ch} - \delta Q_{th} - hdm = c_v(T)M + pdV \quad (1.29)$$

$$\delta Q_n = c_v(T)M + pdV \quad (1.30)$$

A questo punto ricordando la legge dei gas perfetti e le relazioni tra i calori specifici a volume costante e pressione costante è possibile definire l'equazione finale che solitamente viene utilizzata per il calcolo del calore netto introdotto in camera:

$$\delta Q_n = \frac{1}{n-1} V dp + \frac{n}{n-1} p dV \quad (1.31)$$

Questa equazione se integrata nel dominio angolare permette di ottenere la grandezza desiderata:

$$CHR = \int_{\theta_{in}}^{\theta_f} \delta Q_n \delta \theta \quad (1.32)$$

Gli angoli θ_{in} e θ_f sono angoli di inizio (θ_{in}) e fine (θ_f) combustione.

Oltre al CHR possiamo determinare anche la velocità con la quale il calore viene rilasciato; questa grandezza viene chiamata ROHR (Rate Of Heat Release) e la si calcola come:

$$ROHR = \frac{dCHR}{d\theta} \quad (1.33)$$

Nella figura di seguito osserviamo il tipico andamento che assumono il CHR e il rispettivo ROHR

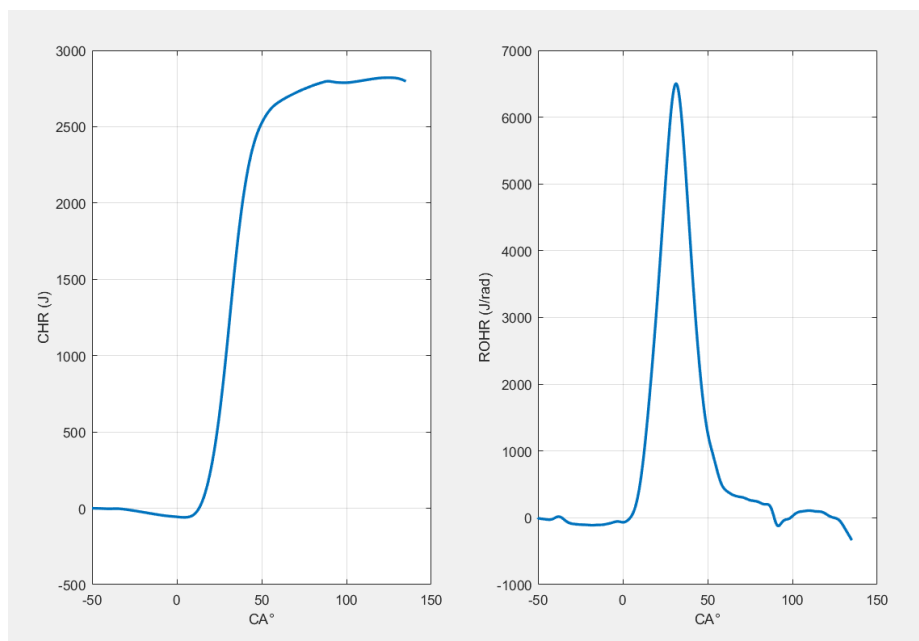


Figura 1.13 Tipici andamenti del CHR e del ROHR

Come si può vedere il CHR prima che la combustione cominci assume un valore negativo; questo avviene poiché nella fase di compressione il calore netto che viene introdotto in camera è solo quello che viene scambiato con le pareti (che assume valore negativo poiché il gas risulta essere più caldo delle pareti).

Dalla grandezza prima esposta si possono determinare alcuni angoli importanti:

- CA50MFB (Mass Fraction Burned) che rappresenta l'angolo di manovella per il quale viene bruciato il 50% del combustibile presente in camera di combustione; tale angolo viene preso anche come indice della corretta calibrazione dell'anticipo d'accensione, dato che

generalmente si può affermare che un motore ad accensione comandata è ben calibrato quando tale angolo è compreso tra 8° - 12° dopo il punto morto superiore

- CA10MFB che rappresenta l'angolo di manovella per il quale viene bruciato il 10% del combustibile presente in camera di combustione
- CA90MFB che rappresenta l'angolo di manovella per il quale viene bruciato il 90% del combustibile presente in camera di combustione; gli ultimi due angoli in genere vengono utilizzati per determinare la durata angolare della combustione dato che si può assumere che $\Delta\theta_{comb} = CAMFB90 - CAMFB10$

Per poter determinare tali angoli però è necessario manipolare la curva di rilascio calore; il suo andamento lo si va a normalizzare rispetto al suo valore massimo e successivamente si va a spostare verso l'alto la curva risultante di un valore pari al suo minimo: tale riferimento, infatti lo si può assumere come fase angolare di inizio della combustione.

Se questo processo viene eseguito correttamente otteniamo una curva che assume valori compresi tra 0 e 1.

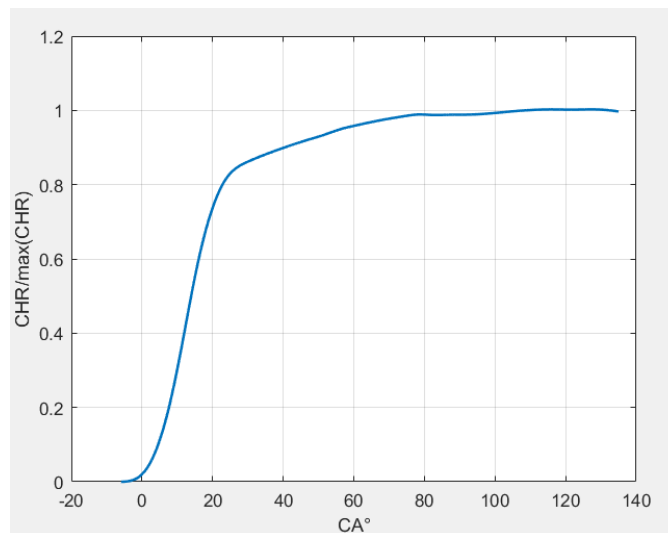


Figura 1.14 Curva di rilascio calore normalizzata

Avendo a disposizione tale curva risulta essere abbastanza semplice attraverso alcune funzioni di MATLAB trovare gli angoli prima citati. Ad esempio i valori ricavati nella curva seguente sono tipici di una condizione di funzionamento nella quale non viene applicato l'anticipo d'accensione ottimo poiché il CA50MFB è attorno ai 18° .

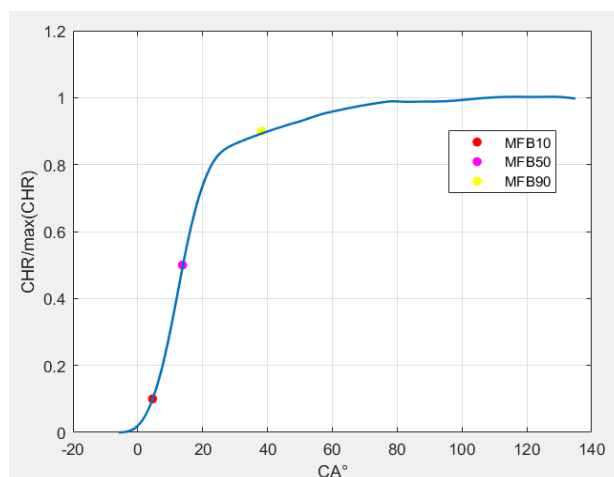


Figura 1.15 Determinazione degli angoli di combustione

L'angolo di manovella in corrispondenza del quale viene bruciato il 50% del combustibile può essere utilizzato per rappresentare le curve ad ombrello, che mostrano l'andamento della coppia indicata o della pressione media indicata (p_{mi} , che equivale alla pressione media che agisce sul pistone durante il ciclo) al variare dell'anticipo d'accensione.

La pressione media indicata può essere definita partendo dall'equazione del lavoro indicato (L_i) nel modo seguente:

$$L_i = \oint p dV = p_{mi} V_c \quad (1.34)$$

$$p_{mi} = \frac{L_i}{V_c} \quad (1.35)$$

Dove V_c rappresenta la cilindrata del motore.

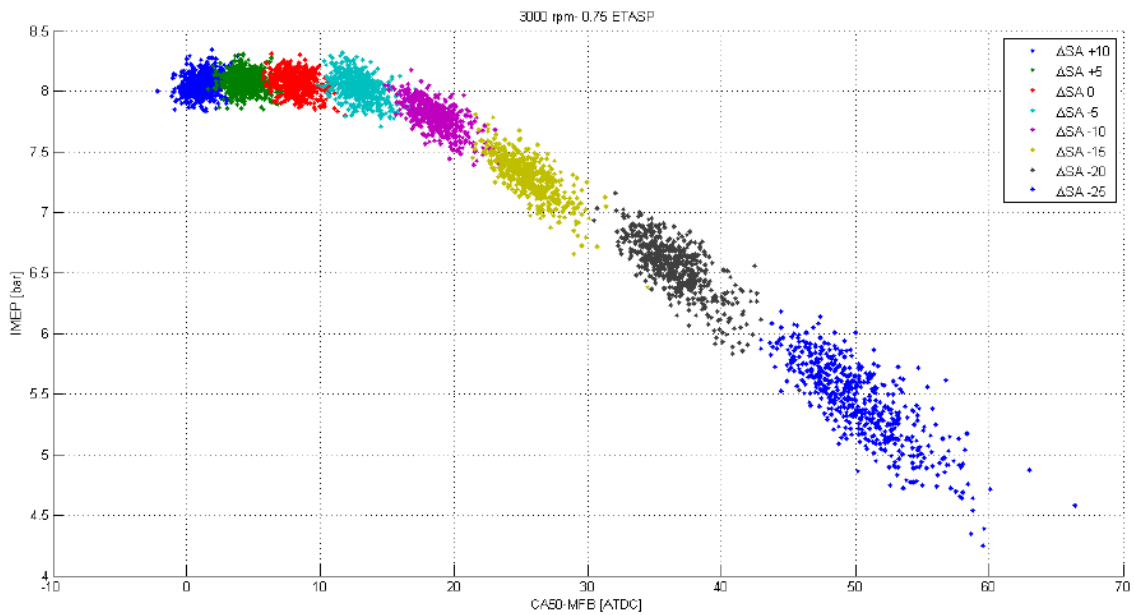


Figura 1.16 Relazione tra CA50MFB e pressione media indicata

In questo grafico è mostrata la dipendenza tra il CA50MFB, misurato in gradi ATDC (After Top Dead Center, se il valore dell'angolo è positivo significa che questa condizione è raggiunta dopo il punto morto superiore), e la p_{mi} , la quale a sua volta è correlata alla coppia indicata (C_{ind}) e a quella effettiva (C_{eff}) attraverso le seguenti formule:

$$C_{ind} = \frac{p_{mi} V_c}{4 \pi} \quad (1.36)$$

$$\eta_{mec} = \frac{C_{eff}}{C_{ind}} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \quad (1.37)$$

Dove η_{mec} è il rendimento meccanico.

Facendo riferimento alla legenda della figura è possibile leggere gli anticipi di accensione applicati (SA), misurati in gradi BTDC (Before Top Dead Center), che assumono valori positivi se la scintilla della candela scocca in anticipo rispetto al punto morto superiore.

Si può subito osservare che:

- Spostando l'evento che decreta l'inizio della fase di combustione verso il punto morto superiore, la *pmi* (quindi la coppia) aumenta e i vari punti, ciascuno rappresentante un ciclo motore, si addensano sempre di più
- Aumentando l'anticipo d'accensione la *pmi* non continua a crescere ma presenta un massimo

In virtù di quanto mostrato è dunque possibile affermare che tra le prestazioni del motore e il parametro in questione c'è una correlazione diretta; in particolare dato che grafici come quello precedente sono ottenuti per dato punto motore (cioè fissando il carico e il numero di giri), l'andamento caratteristico raffigurato dipende dall'efficienza con cui avviene la conversione dell'energia durante il ciclo.

Il trend della *pmi* al variare del CA50MFB (o equivalentemente dell'anticipo d'accensione) può essere ben rappresentato da una parabola con concavità rivolta verso il basso per i seguenti motivi:

- Ritardando l'anticipo d'accensione si introduce calore a temperature relativamente basse, per cui il rendimento termodinamico del ciclo diminuisce; ciò implica che a parità di calore introdotto il lavoro ricavato è inferiore
- Aumentando il parametro in questione la *pmi* ad un certo momento si riduce poiché, oltre che all'introduzione del calore nel ciclo al momento sbagliato, si ha l'insorgenza della detonazione. Si tratta di una combustione anomala, causata da elevate pressioni e temperature, durante la quale le perdite di calore verso le pareti (motivo per cui l'efficienza si riduce) assumono valori ben più elevati rispetto alle combustioni non detonanti. Tale fenomeno induce elevati carichi termici e meccanici sulle parti interne del motore, che si possono danneggiare anche in modo irreparabile.

Nei punti motore ad alto carico la detonazione si può verificare per anticipi d'accensione inferiori rispetto a quello ottimo, quindi per mantenere la sua integrità, il motore viene fatto funzionare in condizioni di bassa efficienza, con evidenti penalizzazioni sui consumi e sulle prestazioni.

Osservando la figura 1.16 si può introdurre un altro importante concetto motoristico: la variabilità ciclica. Con questo termine si intende che, pur fissando le condizioni di funzionamento, nessun ciclo è uguale all'altro; in particolare aumentando l'anticipo d'accensione la variabilità ciclica si riduce, dato che le nuvole di punti sono via via meno disperse.

CAPITOLO 2

LA DETONAZIONE

2.1 DESCRIZIONE DEL FENOMENO

La detonazione è uno dei fenomeni che maggiormente limitano l'aumento dell'efficienza nei motori a combustione interna ad accensione comandata.

Durante una normale combustione si ha la propagazione del fronte di fiamma, approssimabile in prima considerazione come sferico, che parte dalla zona della candela e mano a mano si propaga in tutte le parti della camera di combustione. Questo determina un aumento della pressione e della temperatura dei gas.

In determinate condizioni di funzionamento, tuttavia, possono non verificarsi i presupposti per una normale combustione, portando all'insorgenza della detonazione. Con questo termine si indica la combustione spontanea della miscela aria-benzina, nelle zone della camera di combustione non ancora raggiunte dal fronte di fiamma. Questo avviene quando, localmente, si raggiungono le condizioni di pressione e temperatura necessarie per innescare l'autoaccensione della carica fresca. Quello che si ottiene è un rapido rilascio di calore che provoca di conseguenza lo sviluppo di grandi potenze in zone estremamente ristrette della camera. Tale fenomeno è quindi ben riconoscibile analizzando il segnale di pressione cilindrico durante il ciclo motore, poiché, su quest'ultimo, è possibile notare le oscillazioni caratteristiche della detonazione. In particolare i gas che si auto accendono vengono chiamati *end gas*.

Per capire meglio ciò che avviene all'interno della camera di combustione osserviamo la figura seguente.

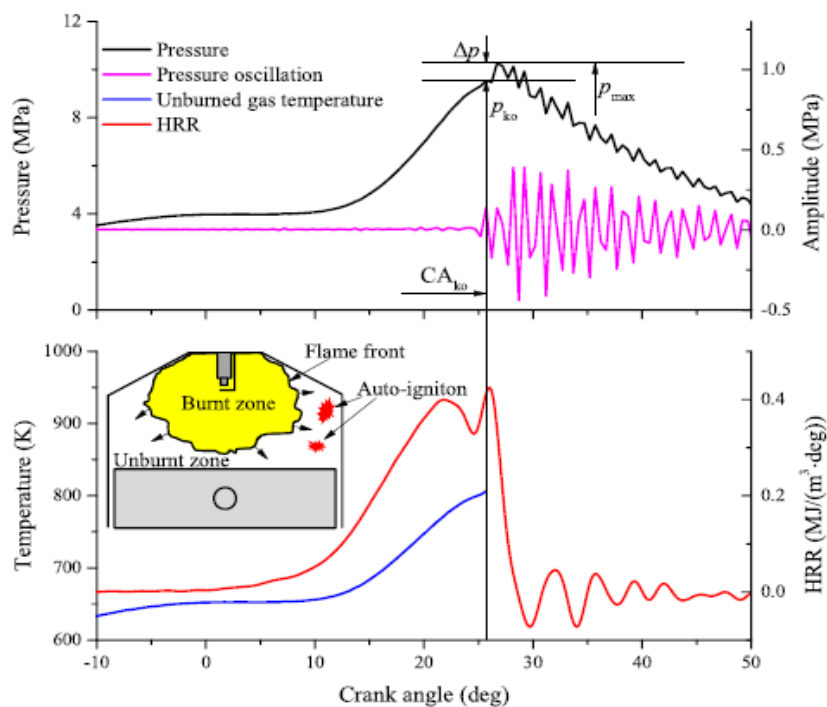


Figura 2.1 Effetti della detonazione sul segnale di pressione in camera e sul rilascio di calore

La fase di combustione in caso di eventi detonanti la possiamo suddividere in due parti:

- La prima in cui essa avviene attraverso la propagazione del fronte di fiamma: in questa fase il segnale di pressione e la temperatura crescono monotonamente a causa della normale progressione della combustione. Anche il ROHR in questa fase aumenta.
- La seconda in cui si manifesta la detonazione: quando viene raggiunto il CA_{ko} (angolo di *knock onset* dove si ha l'inizio della detonazione) nelle zone rosse della figura precedente, la miscela aria-benzina ha raggiunto le condizioni di autoaccensione ed il fronte di fiamma non è riuscito a raggiungere le aree evidenziate prima che si verifichi l'accensione spontanea del gas. Questo è ben distinguibile dal fatto che la pressione all'interno della camera comincia ad oscillare e, allo stesso tempo, si verifica anche un deciso calo del ROHR, poiché le perdite di calore verso le pareti subiscono un netto incremento.

Un concetto importante da introdurre è il tempo di autoaccensione: questo è definito come intervallo di tempo che intercorre tra il momento in cui la miscela aria-benzina raggiunge le condizioni di pressione e temperatura tali per cui si può accendere spontaneamente e il momento in cui parte la combustione vera e propria.

Il tempo di autoaccensione lo si può definire attraverso la formula di Arrhenius:

$$\tau_a = A p^{-n} e^{\left(\frac{E_a}{RT}\right)} \quad (2.1)$$

Dove:

A e n sono costanti

E_a è l'energia di attivazione

Quindi, affinché non si verifichi la detonazione, il fronte di fiamma dovrebbe raggiungere tutte le zone della camera di combustione in un tempo inferiore a quello di autoaccensione: da questo punto di vista, supponendo che il fronte di fiamma parta da una posizione centrale con forma semi-sferica, le zone più critiche sono quelle periferiche, a causa della maggior lontananza dall'innesco.

È interessante vedere come la camera di combustione può vibrare in seguito ad una combustione detonante. Infatti, nel momento in cui si verifica tale fenomeno, la camera comincia a vibrare con modi principalmente radiali e circolari (quelli assiali non vengono sollecitati, dato che la geometria della camera di combustione è molto schiacciata e perciò vengono trascurati in questa analisi).

È possibile esprimere le frequenze di risonanza al variare dei modi radiali (m) e circolari (n), che vengono presi in considerazione, con la formula prevista dalla teoria di Bessel per le membrane vibranti:

$$f_{m,n} = x_{m,n} \frac{c_s}{\pi D} \quad (2.2)$$

Nella quale:

$x_{m,n}$ è il coefficiente legato al modo di vibrare

c_s è la velocità del suono

D è il alesaggio del pistone

Nella figura successiva si possono osservare alcuni dei principali modi di vibrare con i relativi coefficienti $x_{m,n}$

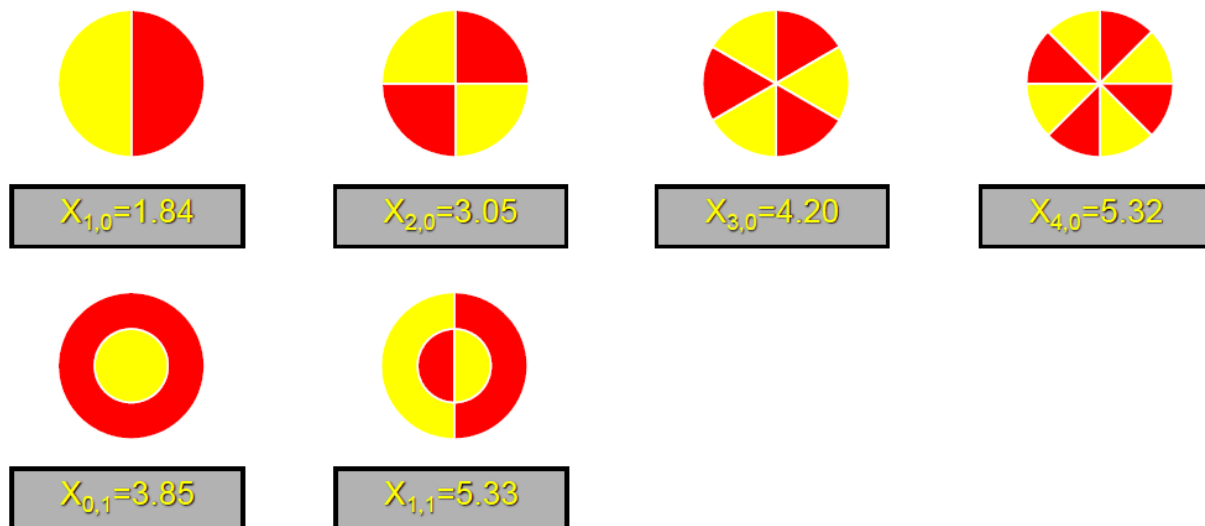


Figura 2.2 Tipici modi di vibrare eccitati dalla detonazione

In genere qualunque sia la geometria del motore che si considera si può affermare che i modi principali che vengono eccitati sono quelli compresi tra 4kHz e 25kHz.

Una cosa molto importante di cui bisogna tener conto nel momento in cui si vogliono analizzare i cicli detonanti è la posizione del sensore di pressione. In particolare bisogna prestare attenzione quando il segnale utilizzato è quello che arriva dalla candela strumentata poiché, essendo questa in genere posizionata al centro della camera di combustione, quindi su un nodo dei modi di vibrare, non è in grado di cogliere in modo corretto le oscillazioni di pressione: questo si ripercuote direttamente sull'ampiezza delle fluttuazioni del segnale in questione. Ciò è ben visibile nell'immagine successiva nella quale vengono sovrapposti i segnali misurati dal sensore di pressione e dalla candela strumentata per lo stesso ciclo.

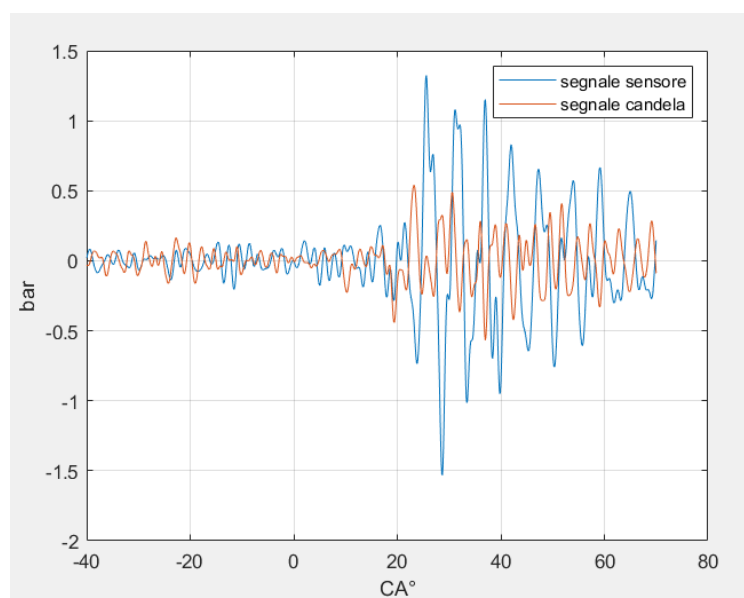


Figura 2.3 Confronto tra segnale di pressione misurato dal sensore di pressione e dalla candela strumentata, filtrati passa banda tra 4kHz e 23kHz

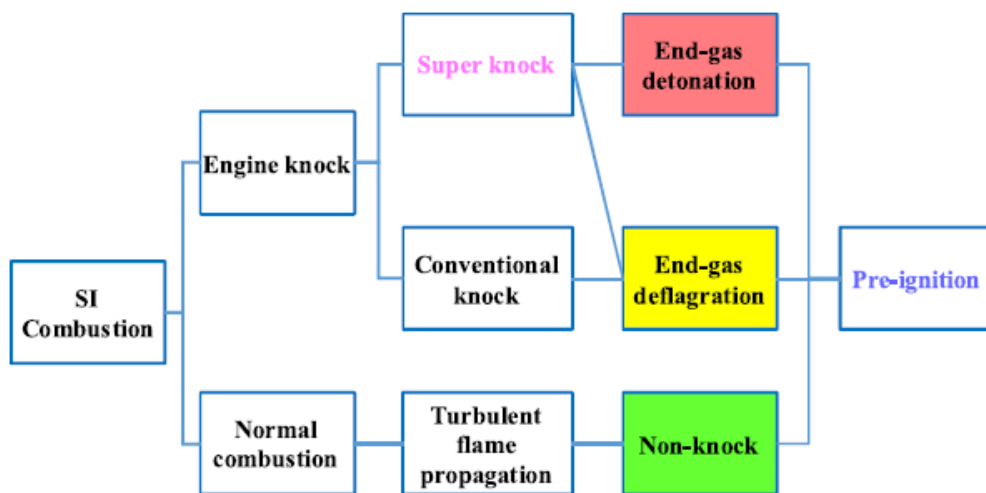
2.2 PREACCENSIONE, “SUPER KNOCK” E DETONAZIONE CONVENZIONALE

Negli ultimi anni, con l'introduzione della sovralimentazione e dell'iniezione diretta, nei motori ad accensione comandata si è cominciato ad assistere ad eventi detonanti sempre più intensi.

In particolare, si è introdotto il termine “super knock” per identificare quei fenomeni caratterizzati da intensità molto elevate (in genere in caso di “super knock” le oscillazioni di pressione sono circa un ordine di grandezza superiori rispetto ad una detonazione convenzionale). Come sottolinea il termine stesso, se si verifica un evento di questo tipo, si può avere un danneggiamento praticamente istantaneo delle parti interne del motore.

Un altro tipo di combustione anomala è la preaccensione: a differenza della detonazione in cui la combustione comunque è innescata da una fonte esterna (la scintilla della candela), una preaccensione parte da un punto caldo presente all'interno della camera di combustione (che ad esempio potrebbe essere una particella di ossido incandescente che si è staccata dalla candela stessa).

Per sintetizzare la distinzione tra i differenti tipi di combustione facciamo riferimento alla figura seguente.



(b) Classification of knocking combustion in highly boosted gasoline engines

Figura 2.4 Classificazione delle combustioni e loro evoluzione

Gli eventi di “super knock” sono generalmente sporadici rispetto agli eventi di detonazione convenzionale e non sono influenzati dai normali parametri che permettono di evitare questi ultimi (come ad esempio l’anticipo d’accensione). È per questo che le combustioni in cui si verifica questo fenomeno particolarmente severo sono spesso associate alle preaccensioni. Infatti diversi studi hanno messo in evidenza come queste combustioni particolarmente severe per i componenti interni siano appunto il frutto di preaccensioni.

Se osserviamo la figura precedente possiamo osservare che il “super knock” può essere generato dalla detonazione oppure dalla deflagrazione degli *end gas*: queste due modalità si distinguono sostanzialmente per la velocità di propagazione delle onde di pressione che vengono generate. Nel caso di detonazione queste ultime si propagano con velocità superiori a quelle del suono, mentre nel caso di deflagrazione l’avanzamento avviene a velocità subsoniche.

Per chiarire il concetto di preaccensione, è necessario introdurre anche la definizione di punto caldo. I principali elementi che portano alla formazione di punti caldi sono i seguenti:

- Trafilamenti di olio dalle fasce all'interno della camera di combustione: l'olio entrando in camera di combustione può diventare un punto caldo perché generalmente possiede un tempo di autoaccensione limitato.

Il meccanismo attraverso il quale i trafiletti di olio possono dare origine ad autoaccensioni è mostrato nell'immagine seguente.

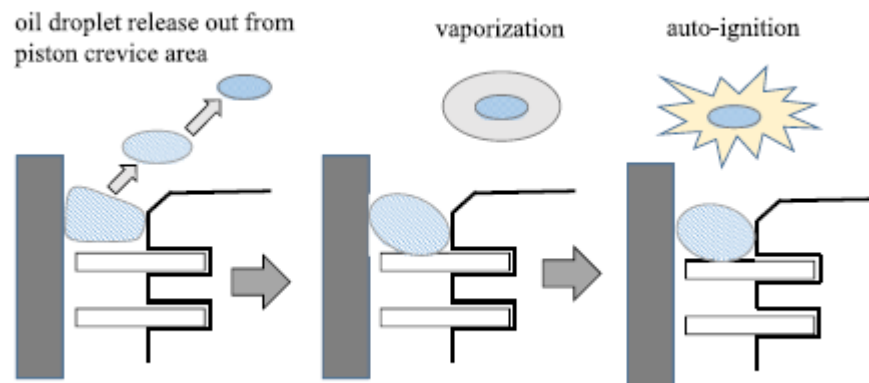


Figura 2.5 Modalità d'innescio della preaccensione a partire da trafiletti d'olio

- Particelle solide presenti all'interno della camera: durante la combustione o a causa dell'interazione tra lo spray d'iniezione e le pareti si possono generare delle particelle particolarmente calde che rimangono intrappolate all'interno del cilindro. Nel ciclo successivo queste ultime possono essere fonte di preaccensione oppure si possono depositare sul cielo del pistone formando uno strato di ossido. Le particelle solide, quindi, possono essere generate anche dal successivo distaccamento di piccole parti del suddetto strato.

2.3 INFLUENZA DEI PARAMETRI DI PROGETTO E DI FUNZIONAMENTO DEL MOTORE SULLA DETONAZIONE E PRINCIPALI DANNI LEGATI AL FENOMENO

In questo paragrafo vedremo come alcuni parametri sia di progetto che di funzionamento vanno ad incidere sulla tendenza a detonare del motore.

I principali parametri che prenderemo in considerazione sono:

- Il **rapporto di compressione** definito come $r_c = \frac{V_c + V_o}{V_o}$, ossia come rapporto tra il volume totale all'interno del cilindro quando il pistone si trova al punto morto inferiore e quello della camera di combustione: questo parametro geometrico del motore è di fondamentale importanza poiché l'efficienza termodinamica è direttamente collegata ad esso attraverso l'equazione del ciclo Otto teorico:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \quad (2.3)$$

Si può osservare che un aumento di questo parametro permetterebbe di avere un motore più efficiente se non si verificasse l'insorgenza della detonazione. Infatti, aumentare il rapporto di compressione, fa sì che vengano raggiunte temperature e pressioni sempre più elevate durante il ciclo e questo può portare il combustibile nelle condizioni di autoaccensione.

- L'**anticipo di accensione**, ossia la fase angolare con cui viene fatta scoccare la scintilla della candela, è un parametro fondamentale per il controllo della detonazione: aumentare tale parametro (cioè anticipando sempre di più l'evento che decreta l'inizio della combustione rispetto al punto morto superiore di fine compressione) fa in modo che durante la combustione vengano raggiunte temperature e pressioni sempre più alte che possono portare anche in questo caso il combustibile nelle condizioni di autoaccensione; per avere un'elevata efficienza si deve cercare di applicare quell'anticipo di accensione che permette sempre di non superare determinate soglie di intensità di detonazione, ma di ottenere la massima efficienza dalla combustione.
- Il **carico** del motore è un altro parametro di funzionamento che va ad incidere direttamente sulla tendenza del motore a detonare, in quanto questo va ad influire sulle pressioni che vengono raggiunte durante il ciclo. È per questo che ai bassi carichi risulta difficile raggiungere livelli di detonazione significativi, dato che il ciclo parte da pressioni inferiori a quelle ambiente e quindi anche ad inizio combustione la temperatura e la pressione saranno relativamente basse.
- Il **titolo della miscela aria-benzina** (λ) è un altro fattore importante da tenere in considerazione in quanto va ad influire sulla velocità del fronte di fiamma. In genere quando le miscele sono magre si può avere una maggior tendenza da parte del motore a detonare poiché la velocità del fronte di fiamma diminuisce, quindi esso impiega un tempo via via maggiore per spaziare l'intera camera di combustione.

Anche miscele eccessivamente grasse fanno aumentare la tendenza a detonare per lo stesso motivo descritto per quelle magre, in quanto al diminuire di λ l'andamento della velocità non cresce con un trend costante ma presenta un massimo in corrispondenza del λ di prestazione come mostrato nell'immagine seguente.

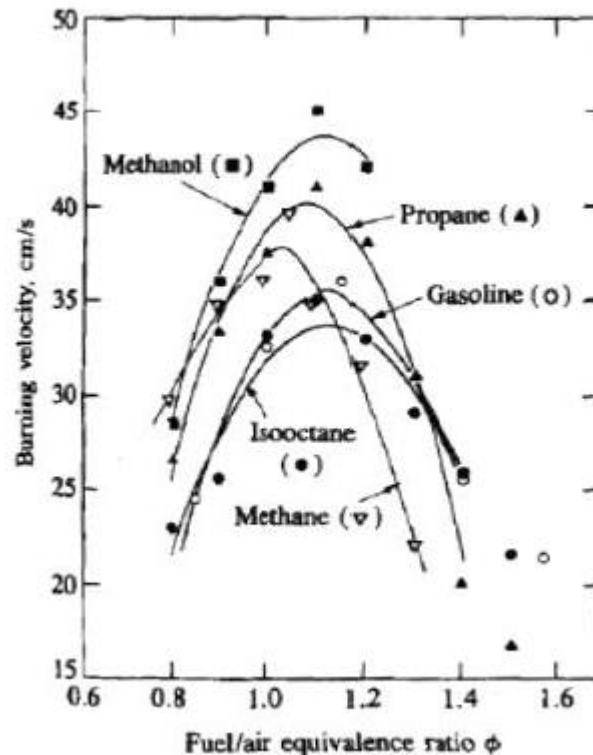


Figura 2.6 Andamento della velocità laminare del fronte di fiamma al variare del rapporto combustibile-aria

- Anche la **temperatura dell'acqua** nel circuito di raffreddamento ha un'influenza sulla tendenza alla detonazione: se la temperatura dell'acqua aumenta è possibile asserire che la temperatura delle pareti aumenta.

La carica all'interno del cilindro risulta complessivamente più calda e tale incremento di temperatura si ripercuote anche su quelle massime di combustione. Siamo nuovamente nelle condizioni in cui possono essere raggiunte le condizioni di autoaccensione della miscela.

Dalla descrizione fatta in questo paragrafo si capisce come per ottenere la maggior efficienza del motore si debba raggiungere un compromesso sia nella fase di progettazione del motore che in quella di calibrazione.

La detonazione provoca stress termici e meccanici sui componenti interni del motore; in particolare quello che si può verificare è:

- Erosione del cielo del pistone e delle sedi delle fasce
- Grippaggio delle fasce
- Grippaggio del pistone
- Stress meccanici, in particolare le pressioni molto elevate in corrispondenza di zone della camera caratterizzate da piccoli meati possono portare a rottura o deformazione plastica dei componenti

Alcune tipologie di danni sono mostrate nella figura seguente.



Piston melt



Cylinder bore scuffing



Spark ceramic fragmented



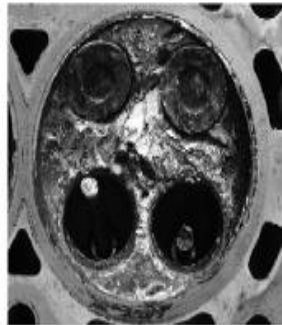
Exhaust valve melt



Piston ring land crack



Gasket leakage



Cylinder head erosion

Figura 2.7 Principali danni indotti dalla detonazione

2.4 PRINCIPALI STRATEGIE PER IL CONTROLLO DELLA DETONAZIONE

In questo paragrafo verranno descritte le principali strategie normalmente utilizzate per controllare la detonazione.

Diminuzione dell'anticipo d'accensione, aumento del numero di ottani del combustibile e arricchimento della miscela

La diminuzione dell'anticipo d'accensione è il metodo principalmente utilizzato per ridurre l'intensità della detonazione, in quanto questo permette di ridurre temperature e pressioni all'interno della camera di combustione e quindi di allungare il tempo di autoaccensione τ_a . Come detto prima questo però viene pagato con una diminuzione dell'efficienza termodinamica.

Il combustibile stesso ha un'elevata importanza nella prevenzione della detonazione: combustibili con un numero più elevato di ottani permettono di aumentare il tempo τ_a , con evidenti benefici.

Infine, un altro dei metodi comunemente utilizzati, è quello di arricchire la miscela aria-combustibile ($\lambda < 1$) che porta sostanzialmente a due benefici: la diminuzione della temperatura della carica all'inizio del ciclo e l'aumento della velocità del fronte di fiamma (purché non siano miscele eccessivamente grasse).

Quest'ultimo metodo tuttavia presenta alcuni limiti poiché la sua applicazione comporta un aumento dei consumi e contemporaneamente si vengono a creare condizioni non ottimali per il corretto funzionamento del catalizzatore trivalente (a causa dell'assenza di ossigeno in eccesso risulta impossibile ossidare gli HC e i CO).

Exhaust Gas Recirculation (EGR)

L'utilizzo dell'EGR esterno si è dimostrato essere una valida strategia per prevenire la detonazione. Infatti, introducendo in camera una certa quantità di gas di scarico raffreddati (questo è fondamentale in quanto contrariamente il vantaggio sarebbe molto più limitato), è possibile diminuire le temperature del ciclo grazie all'energia assorbita dagli EGR, che fungono da inerti nel processo di combustione. Conseguentemente il tempo di autoaccensione della miscela τ_a aumenta.

Studi fatti (*Knocking combustion in spark-ignition engines-Zhi Wang, Hui Liu, Rolf D. Reitz*) hanno dimostrato che l'incremento di EGR permette di incrementare la PME continuando ad aumentare l'anticipo d'accensione.

Nello stesso articolo prima citato è stato mostrato inoltre che incrementare di un punto percentuale di EGR equivale ad un aumento di 0.5 RON del combustibile.

L'utilizzo dell'EGR possiamo dire che ha un doppio beneficio sull'efficienza termodinamica del motore:

- Avendo effetti benefici sulla prevenzione della detonazione il suo utilizzo permette di costruire motori con un rapporto di compressione più elevato
- La riduzione delle temperature durante la combustione determina un beneficio anche dal punto di vista delle perdite di calore a parete, in quanto riducendo le temperature del gas diminuisce la potenza termica persa verso le pareti

Carica stratificata/iniezione diretta

Anche utilizzare cariche stratificate rispetto a cariche omogenee può prevenire la detonazione, così come iniettare direttamente il combustibile all'interno del cilindro, strategia normalmente impiegata nei moderni motori Gasoline Direct Injection (GDI).

L'iniezione diretta ha benefici sulla prevenzione della detonazione in quanto permette di raffreddare maggiormente la carica e avere temperature più basse su tutto il ciclo; questo consente anche di aumentare il rendimento volumetrico e quindi tipicamente un motore GDI rispetto ad un PFI raggiunge valori di *pmi* più elevati.

Con la carica stratificata stechiometrica (SSM) è possibile ridurre la detonazione poiché, pur essendo complessivamente stechiometrica, localmente la miscela può essere leggermente ricca. Per generare una carica stratificata è necessario disporre di un sistema che permetta di gestire iniezioni multiple: in particolare quelle più ritardate consentono di avere importanti effetti sul raffreddamento e permettono di aumentare la velocità di combustione.

Elevata turbolenza in camera di combustione

In genere un aumento della turbolenza dei gas in camera genera un incremento della velocità di combustione e il rischio di detonazione diminuisce.

Riduzione del rapporto di compressione effettivo

La riduzione del rapporto di compressione effettivo è un'altra soluzione che può essere utilizzata per ridurre le pressioni e le temperature che vengono raggiunte durante il ciclo; questa strategia può essere attuata solo se si dispone di un motore che possiede il VVT (Variable Valve Timing).

Infatti, disponendo di tale tecnologia basterebbe chiudere in ritardo la valvola d'aspirazione in modo tale che l'inizio della compressione sia maggiormente ritardato rispetto al punto morto inferiore.

Nei motori di ultima generazione oltre che al rapporto di compressione effettivo è possibile variare anche quello geometrico; tale tecnologia, chiamata VCR (Variable Compression Ratio), consente di variare la lunghezza della biella integrando un sistema idraulico al suo interno.

Tutte queste strategie vengono utilizzate nei motori di ultima generazione e come detto possono essere utilizzate per il controllo della detonazione "convenzionale" ma non prevenire i cicli in cui si può verificare "super knock", per i quali dedicheremo un breve paragrafo successivo.

2.5 PRINCIPALI STRATEGIE PER IL CONTROLLO DEGLI EVENTI DI “SUPER KNOCK”

Per controllare queste combustioni particolarmente severe oltre che all'utilizzo dell'EGR raffreddato, utilizzato anche per il controllo della detonazione meno severa, sono stati sperimentati altri tre metodi.

Scavenging

Con il termine *scavenging* si identifica quella fase del ciclo in cui sia le valvole d'aspirazione che quelle di scarico sono aperte: in questo processo viene sfruttato il flusso di aria proveniente dai condotti d'aspirazione per evacuare dalla camera i gas combusti che sono rimasti intrappolati al suo interno.

Aumentare lo *scavenging* può avere effetti benefici nei confronti del “super knock” poiché le particelle solide, causa della preaccensione, possono essere evacuate dalla camera di combustione.

Come per il caso della variazione del rapporto di compressione effettivo la fase di scavenging può essere gestita con il Variable Valve Timing.

Aumentare l'incrocio (e dunque la durata angolare dello *scavenging*) tuttavia può determinare anche una perdita di efficienza termodinamica in quanto le pareti della camera vengono raffreddate maggiormente.

Strategie d'iniezione

La principale strategia d'iniezione che viene presa in considerazione è quella chiamata TSII (Two Stages Injections during the Intake stroke), che consiste nell'eseguire una doppia iniezione durante la fase di aspirazione; con questa strategia è possibile ridurre gli eventi detonanti particolarmente severi come si può vedere nella figura seguente.

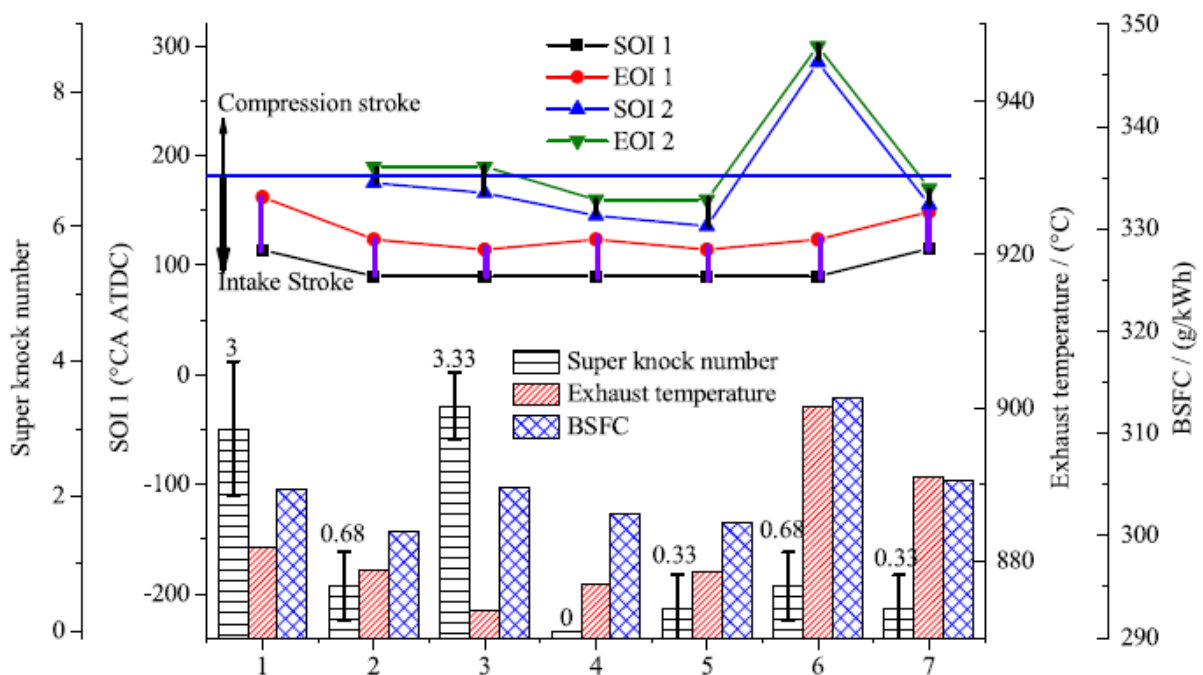


Figura 2.8 Confronto tra strategie d'iniezione ai fini della riduzione degli eventi fortemente detonanti

Nella figura precedente vengono confrontati tre tipi differenti di strategia d'iniezione:

- Nel caso numero 1 si ha un'iniezione singola durante la fase di aspirazione, che genera una carica omogenea: come si può vedere dalla barra bianca, gli eventi di "super knock" non vengono contrastati.
- Se si passa al caso numero 4 o 5 si può osservare che l'iniezione viene frazionata in due parti durante la fase d'aspirazione, formando una carica omogenea. In questo caso si nota come gli eventi detonanti siano meno intensi rispetto al caso precedente ed inoltre, rispetto alla singola iniezione, è evidente la riduzione delle temperature allo scarico (elemento fondamentale in un motore sovralimentato, per preservare l'integrità della turbina agli alti carichi) a fronte di un consumo specifico (e quindi un'efficienza) praticamente invariata.
- Nel caso numero 6 invece si possono osservare gli effetti della carica stratificata (la seconda iniezione viene effettuata durante la fase di compressione): si ha una minor tendenza alla detonazione rispetto alla singola iniezione che genera una carica omogenea, ma parallelamente si ottiene un grande aumento di temperatura allo scarico e di consumo specifico.

Appare, quindi, che la miglior strategia d'iniezione per prevenire il fenomeno di cui si è parlato sia la doppia iniezione nella fase di aspirazione che genera una carica omogenea.

Integrazione tra elevato tumble ed EGR in cicli Atkinson/Miller

Questi sistemi sono stati adottati ad esempio nei motori ESTEC-2ZR-FXE di ultima generazione, che equipaggiano la Toyota Prius. Questi motori utilizzano percentuali di EGR fino al 25%, ritardando la chiusura della valvola d'aspirazione.

Queste tecnologie hanno permesso di arrivare ad efficienze complessive anche del 40%.

2.6 INDICI DI DETONAZIONE

Per poter determinare e quantificare l'intensità dell'evento detonante si usano degli indici. Questi li possiamo suddividere in:

- Indici calcolati direttamente dal segnale di pressione
- Indici basati su segnali a bassa frequenza come il rilascio di calore

Per quanto riguarda gli indici calcolati a partire direttamente dal segnale di pressione abbiamo:

- Maximum Amplitude of Pressure Oscillation (MAPO) è l'indice maggiormente utilizzato e che verrà utilizzato durante il lavoro di tesi; esso consiste nell'individuare la massima ampiezza d'oscillazione della pressione filtrata e finestrata angularmente ed è definito come:

$$MAPO = \max(|p_{filt}|) \quad (2.4)$$

Dove p_{filt} è il segnale di pressione filtrato passa-banda in un intervallo di frequenze compreso tra 4kHz e 23kHz; per vedere che effettivamente le armoniche rilevanti sono contenute in questo intervallo si può osservare lo spettro di potenza del segnale filtrato passa-alto ad una frequenza di 3kHz.

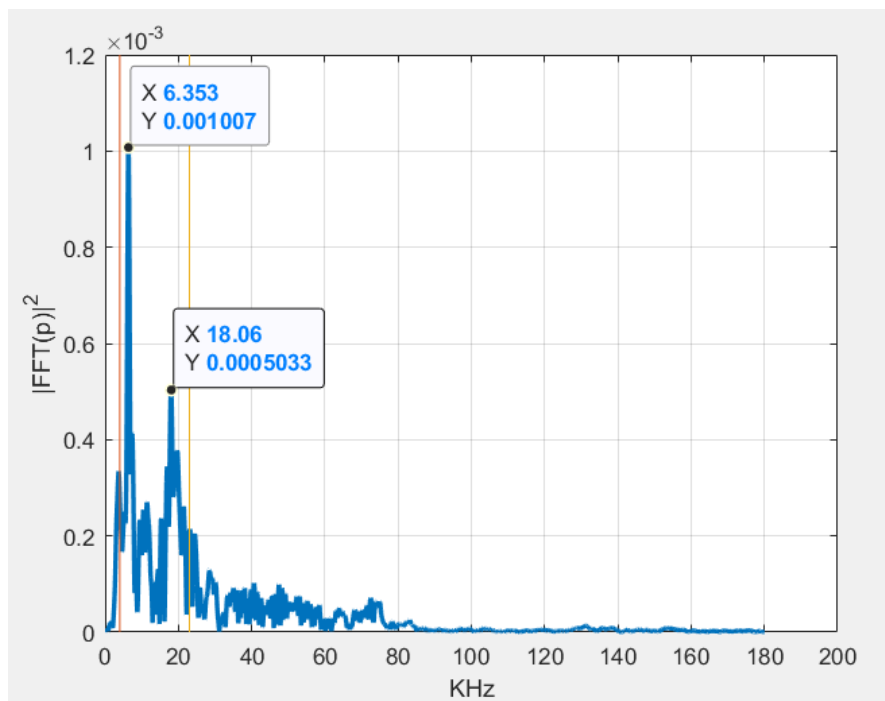


Figura 2.9 Spettro di potenza del segnale di pressione filtrati passa-banda tra 3kHz e 23kHz

Notiamo che le armoniche principali si trovano attorno ai 6.5kHz e 18 kHz.

È possibile notare anche quale sarebbe l'errore che si commetterebbe nel calcolo del MAPO utilizzando il segnale proveniente dalla candela strumentata.

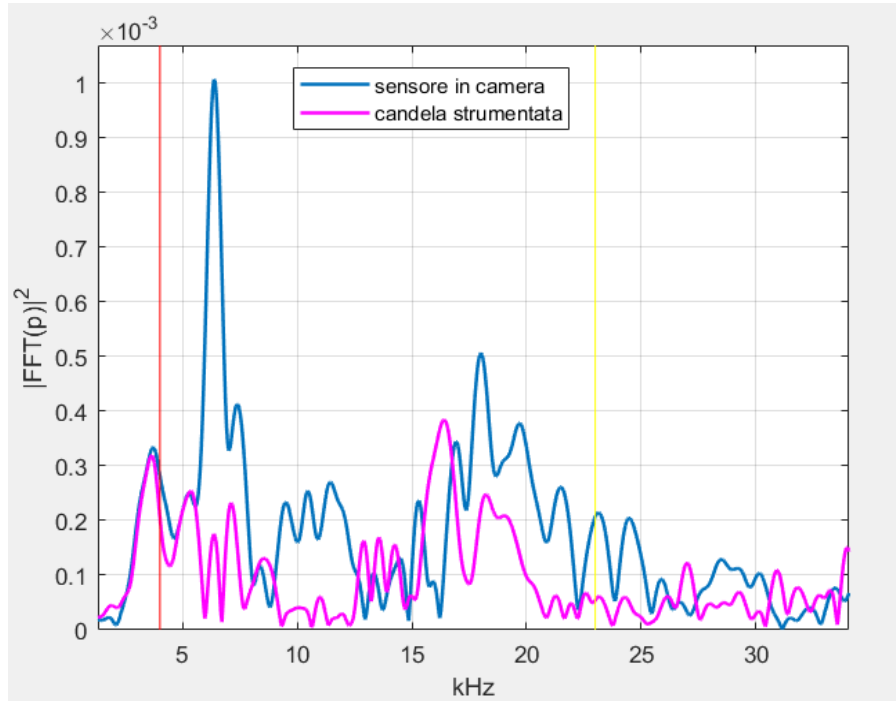


Figura 2.10 Confronto tra spettri di potenza dei segnali di pressione filtrati passa-banda, misurati dal sensore di pressione e dalla candela strumentata

Nello spettro viola si nota chiaramente come sia del tutto assente l'armonica relativa ai 6.5kHz, ciò significa che la candela è piazzata proprio sul nodo del modo di vibrare che viene eccitato a quella frequenza.

- MSV (Mean Square Value), che è definito come:

$$MSV = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{\vartheta=\vartheta_1}^{\vartheta_2} p_f^2} \quad (2.5)$$

Dove p_f è il segnale di pressione filtrato, N è il numero di campioni, ϑ_1 e ϑ_2 rappresentano l'intervallo angolare su cui il segnale viene considerato

- ID (Integer Derivative), che è definito come:

$$KI_{ID} = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} \left| \frac{dp}{d\vartheta} \right| d\vartheta \quad (2.6)$$

- FST (First Derivative), che è definito come:

$$KI_{FST} = \max \left(\left| \frac{dp_f}{d\vartheta} \right| \right) \quad (2.7)$$

- THD (Third Derivative), che è definito come:

$$KI_{THD} = \max \left(\left| \frac{d^3 p_f}{d\vartheta^3} \right| \right) \quad (2.8)$$

Gli indici che invece utilizzano il rilascio di calore per la determinazione dell'intensità di detonazione sono:

- MAHRO (Maximum Amplitude Heat Release Oscillations), definito nel modo seguente:

$$KI_{MAHRO} = \max\left(\left|\frac{dQ}{d\theta}\right|\right) \quad (2.9)$$

- SEHRRO (Signal Energy Heat Release Rate Oscillations), che viene definito come:

$$KI_{SEHRRO} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left|\frac{dQ^2}{d\theta}\right| d\theta \quad (2.10)$$

In genere, comunque, tali indici sono ben correlati tra loro e questa è una conferma della loro robustezza e affidabilità.

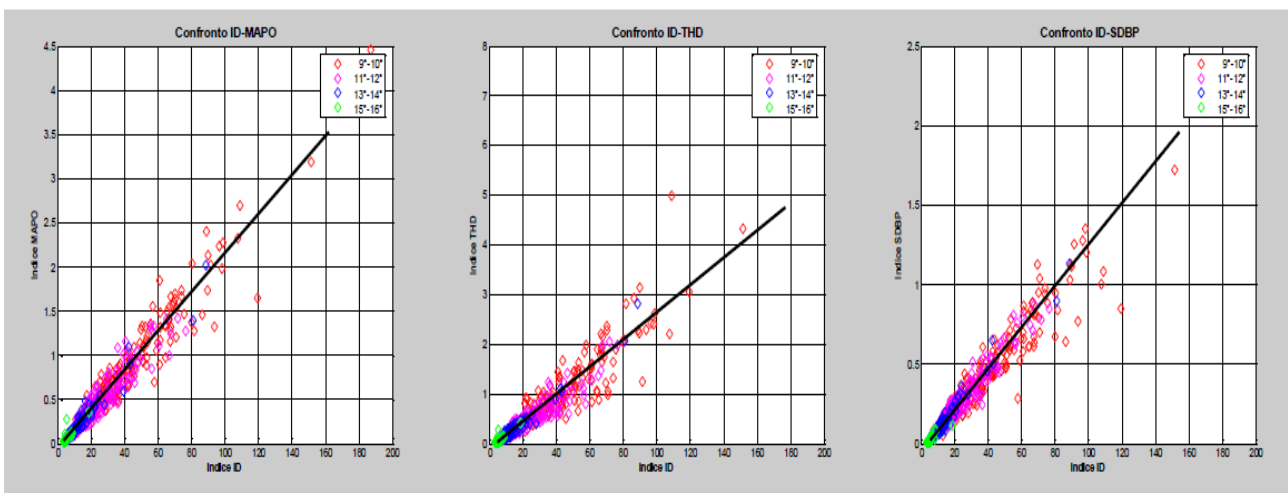


Figura 2.11 Correlazione tra i diversi indici di detonazione

Gli indici di detonazione oltre che a permettere di determinare l'intensità di detonazione permettono anche di discriminare tra la detonazione e il rumore di misura.

Generalmente un criterio per verificare la presenza di detonazione è ad esempio quello che consiste nel definire delle soglie di MAPO (o degli altri indici) superate le quali si definiscono i cicli come detonanti. Tali soglie sono spesso legate all'esperienza e non portano sempre ad una distinzione realmente fisica tra eventi detonanti e rumore di combustione.

Un'altra informazione importante che è possibile raccogliere dal segnale di pressione è la fase angolare con cui comincia la detonazione.

I criteri per determinare tale riferimento sono i seguenti:

- Il momento in cui il segnale di pressione filtrato passa-banda supera una certa pressione critica
- Il momento in cui il segnale di pressione filtrato passa-banda raggiunge il valore massimo (in valore assoluto)

Un altro metodo può essere utilizzare la derivata seconda della frazione di massa bruciata, poiché è stato stabilito (*Cycle-resolved analysis and modeling of knock in a homogeneous charge spark ignition engine fueled by ethanol and iso-octane- Karel Frans Hilda Maria Steurs, University of Ghent*) che per una combustione con determinati livelli di detonazione si ha un massimo locale sulla grandezza considerata.

La differenza tra i metodi la possiamo vedere nelle immagini seguenti.

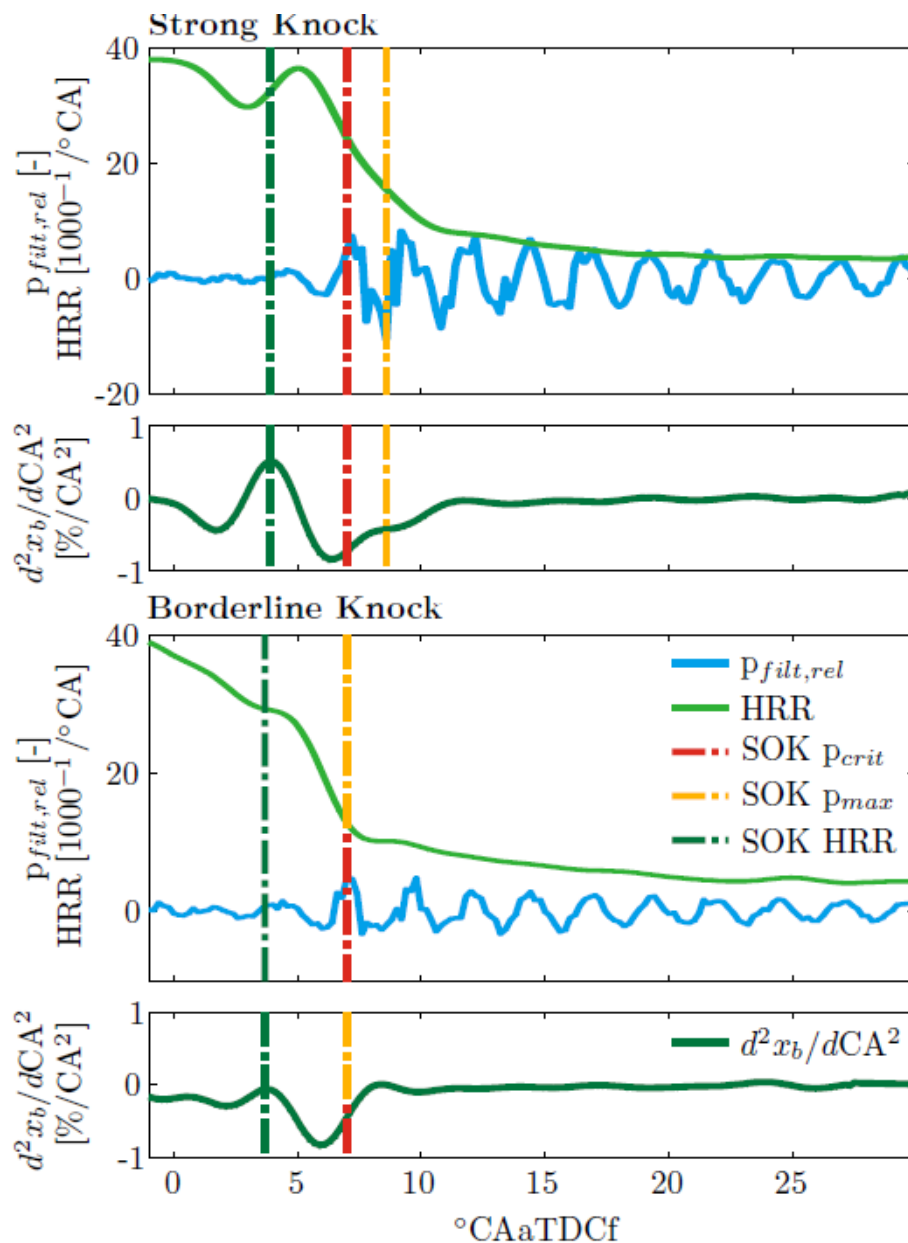


Figura 2.12 Confronto tra i metodi utilizzabili per identificare il knock onset

Nella figura si può distinguere:

- In rosso il metodo secondo il quale il *knock onset* viene identificato quando il segnale di pressione filtrato supera una pressione critica
- In giallo il metodo secondo il quale il *knock onset* viene identificato quando il segnale di pressione filtrato raggiunge il massimo picco di pressione in valore assoluto
- In verde scuro il metodo secondo il quale il *knock onset* viene identificato attraverso un massimo locale della derivata seconda della massa bruciata

In seguito verranno sviluppate alcune considerazioni sulle condizioni in cui si verifica la detonazione e per farle verrà utilizzato il secondo metodo di quelli appena descritti.

CAPITOLO 3

LE PERDITE DI CALORE VERSO LE PARETI

La modellazione del trasferimento di calore all'interno della camera di combustione ricopre un ruolo di fondamentale importanza, poiché ha un peso rilevante nella determinazione della quota parte dell'energia chimica che rimane a disposizione per la conversione in lavoro meccanico.

Prima di tutto il trasferimento di calore va ad incidere sulla resistenza delle varie parti che compongono la camera di combustione: infatti, durante la combustione il fluido raggiunge temperature che possono arrivare anche a 2500 K con conseguenti flussi termici elevati verso la testa, le valvole, il pistone ed il cilindro.

Per prevedere quali sono i carichi termici a cui sono sottoposti i vari componenti (e dunque per una loro corretta progettazione) è dunque fondamentale cercare di modellare correttamente il trasferimento di calore.

Questo fenomeno ha un'elevata influenza sulle prestazioni, sull'efficienza e sulle emissioni di un motore a combustione interna.

Se parliamo di prestazioni, avere elevate perdite di calore riduce la temperatura e la pressione del fluido in camera di combustione e quindi il lavoro per ciclo sarà ridotto con evidenti ricadute sulla coppia e sulla potenza che il motore può generare. Le perdite a parete sono particolarmente importanti nei motori sovralimentati, in quanto questi trasferimenti di calore incidono sulle temperature allo scarico, le quali si ripercuotono sul lavoro che può essere raccolto dalla turbina.

Il flusso termico verso le pareti influenza anche le perdite dovute all'attrito tra pistone e cilindro. Infatti un elevato flusso termico verso le pareti determina una diminuzione della viscosità del fluido lubrificante che si interpone tra il pistone ed il cilindro con un conseguente aumento dell'attrito.

Il trasferimento di calore verso le pareti gioca un ruolo importante anche dal punto di vista delle emissioni di un motore a combustione interna, dato che le variazioni di temperatura dovute alle perdite a parete influenzano i meccanismi di formazione degli inquinanti.

Da questa breve introduzione possiamo quindi capire l'importanza di poter disporre di un modello che permetta di stimare nel modo più preciso possibile il fenomeno appena descritto.

Per capire meglio cosa avviene all'interno della camera di combustione possiamo suddividere il ciclo nelle varie fasi di aspirazione, compressione, combustione, espansione e scarico:

- Fase di aspirazione: durante questa fase la velocità del flusso è elevata ma la temperatura del fluido è minore di quella delle pareti, quindi è la carica ad essere scaldata
- Fase di compressione: mentre il pistone risale verso il punto morto superiore la velocità dei gas diminuisce e la loro temperatura aumenta fin tanto che non raggiunge quella delle pareti; in questo momento si verifica l'inversione del flusso di calore
- Fase di combustione: è in questo momento che il flusso termico verso le pareti è maggiore poiché vengono raggiunte le massime temperature in camera di combustione ed anche perché la velocità dei gas aumenta notevolmente

- Fase di scarico: nell'istante in cui si aprono le valvole di scarico si verifica un aumento della velocità del fluido che porta ad un incremento del coefficiente di scambio convettivo; ciò determina una cessione di calore maggiore verso le valvole ed il collettore di scarico

3.1 MODALITA' DI SCAMBIO TERMICO NEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Le modalità di scambio termico che si verificano all'interno di un motore a combustione interna sono principalmente tre:

- Conduzione: questa modalità è quella attraverso la quale il calore viene trasferito dalla camera di combustione al liquido di raffreddamento attraverso le pareti del cilindro oppure dalla camera di combustione all'olio di lubrificazione attraverso la testata
- Convezione: lo scambio convettivo si verifica quando si ha un fluido in movimento a contatto con una parete; tale modalità, oltre che a essere fondamentale per determinare il flusso termico che viene perso verso le pareti all'interno del cilindro, è quella che viene utilizzata per raffreddare i cilindri, la testata, i pistoni e varie altre parti
- Irraggiamento: lo scambio termico dovuto alla radiazione si verifica a causa dell'emissione e dell'assorbimento di onde elettromagnetiche generate da corpi ad elevata temperatura; durante la combustione lo scambio dovuto alla radiazione verso le pareti è causato dalle elevate temperature dei gas combusti e dall'elevata temperatura del fronte di fiamma. Tuttavia tale modalità è trascurabile rispetto allo scambio convettivo nei motori ad accensione comandata, mentre non lo è nei motori Diesel.

Ci si concentrerà quindi principalmente su come è possibile modellare lo scambio convettivo.

Per descrivere questo fenomeno fisico si considera che lo scambio avvenga in condizioni quasi statiche, in modo tale da poter usare il teorema di Newton, secondo il quale si può scrivere che la potenza termica vale:

$$\dot{Q} = A h (T_{gas} - T_{wall}) \quad (3.1)$$

L'area su cui avviene lo scambio termico varia durante il ciclo e se si considera che la testa sia piatta possiamo esprimerla su base angolo nel modo seguente:

$$A = \pi \frac{d^2}{2} + \pi d [l + r - l (\varepsilon \cos\theta - \sqrt{(1 - \varepsilon^2 \sin^2\theta)})] \quad (3.2)$$

$$\varepsilon = \frac{r}{l} \quad (3.3)$$

Il problema principale è come poter esprimere il coefficiente di scambio termico h ; tale valore sarà influenzato da diverse grandezze come:

- La geometria del sistema, che nel nostro caso sarà descritto ad esempio dall'alesaggio del pistone, dal rapporto tra la lunghezza assiale cilindro e l'alesaggio; si considera allora che la geometria nel nostro caso è descritta dal diametro del pistone e da una serie di rapporti geometrici y_1, \dots, y_n .
- Il campo di velocità del fluido, che per i motori a combustione interna si può considerare essere descritto dalla velocità media del pistone S_p e da una serie di rapporti tra velocità v_1, \dots, v_n .
- Le proprietà del fluido come il calore specifico c_p , la viscosità dinamica μ , la densità ρ e la conduttività k .

- La velocità di rotazione N e la posizione angolare della manovella θ che ci indica la fase corrente all'interno del ciclo motore
- Infine dato che avviene un processo di combustione ci può essere una dipendenza dalla potenza termica \dot{Q} che viene rilasciata durante tale fenomeno

Applicando il teorema di Buckingham per l'analisi dimensionale si può scrivere una funzione che lega tutte queste grandezze del tipo

$$f(h, d, z, y_1, \dots, y_n, S_p, v_1, \dots, v_n, c_p, \mu, \rho, k, N, \theta, \dot{q}_c) = 0 \quad (3.4)$$

Prendendo come grandezze indipendenti la massa, il tempo, la lunghezza e la temperatura è possibile scrivere una nuova funzione

$$F\left(\frac{h d}{k}, \frac{S_p d \rho}{\mu}, \frac{c_p \rho}{k}, \frac{c_p T}{S_p^2}, \frac{N d}{S_p}, \frac{\dot{q}_c T}{c_p \rho N T}, y_1, \dots, y_n, v_1, \dots, v_n, \theta\right) = 0 \quad (3.5)$$

Dall'ultima equazione si può notare che il problema è governato da alcuni gruppi funzionali, tra i quali si possono riconoscere il numero di Nusselt, il numero di Reynolds e il numero di Prandtl.

In genere per problemi di trasmissione del calore questi tre numeri vengono messi in relazione tra loro con equazioni del tipo:

$$Nu = a Re^m Pr^n \quad (3.6)$$

I modelli che possono essere utilizzati per calcolare la potenza termica scambiata con le pareti del cilindro e della camera di combustione possono essere di tre tipologie:

- Time-averaged
- Istantaneous spatially averaged
- Istantaneous local

Per qualsiasi modello le principali difficoltà sono rappresentate dalla scelta della velocità del gas, da utilizzare per stimare il numero di Reynolds, e della temperatura del gas per valutare proprietà come la viscosità dinamica, la conduttività e la densità.

3.2 PRINCIPALI TIPOLOGIE DI MODELLI UTILIZZATE PER IL CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO CONVETTIVO

Come specificato nel paragrafo precedente, le tipologie di modelli che si possono usare per calcolare il coefficiente di scambio convettivo sono molteplici e ognuna di queste può essere utilizzata per scopi differenti.

Di seguito verranno esposti tutti i principali modelli noti oggi in letteratura, alcuni dei quali sono quelli che vengono anche implementati su GT-POWER.

3.2.1 MODELLI TIME-AVERAGED

Secondo questa modellazione, che è stata messa a punto dagli studiosi Taylor e Toong, si va a definire una temperatura media del gas calcolata sul singolo ciclo; tale temperatura è quella a cui si porterebbero le pareti se non vi fosse asportazione del calore dall'esterno e la si definisce come:

$$\int A h (T - T_{gas}) = 0 \quad (3.7)$$

Una volta calcolata questa temperatura media si possono valutare il numero di Nusselt e il numero di Reynolds, che si calcolano nel modo seguente:

$$Nu = \frac{\bar{Q} d}{\frac{\pi d^2}{4} (T_{gas} - T_{wall}) k} = \frac{4 \bar{Q}}{\pi d (T_{gas} - T_{wall}) k} \quad (3.8)$$

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi \mu d} \quad (3.9)$$

Taylor e Toong hanno definito una tabella ricavata da dati sperimentali che lega questi due numeri, grazie alla quale, nota la portata aspirata dal motore si può ricavare il numero di Reynolds e quindi risalire al numero di Nusselt con il quale stimare la potenza media scambiata con le pareti.

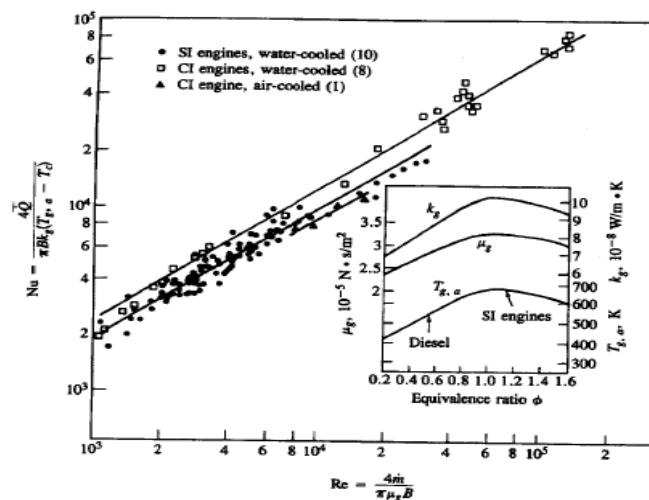


Figura 3.1 Relazione di Taylor e Toong tra numero di Reynolds e numero di Nusselt

Ovviamente tale approccio è puramente teorico e quindi risulta essere difficilmente trasferibile in codici di calcolo per la stima delle performance di un motore.

3.2.2 MODELLI TIME SPATIALLY AVERAGED

Questi modelli sono stati ricavati elaborando un certo numero di dati sperimentali, per poter ottenere delle equazioni utilizzabili per calcolare su base angolo l'andamento della potenza termica verso le pareti. Questi modelli sono fondamentali per stimare o simulare le performance di un motore; di seguito verranno mostrati uno ad uno.

Annand

Uno dei modelli più semplici che si può utilizzare è quello di Annand, secondo il quale il coefficiente di scambio termico viene calcolato nel modo seguente:

$$Nu = a Re^m \quad (3.10)$$

In particolare tale formula, se sviluppata, diventa:

$$\frac{h d}{k} = a \left(\frac{\rho S_p d}{\mu} \right)^b \quad (3.11)$$

Dall'equazione precedente è quindi possibile ricavare il coefficiente di scambio convettivo:

$$h = a \frac{k}{d} \left(\frac{\rho S_p d}{\mu} \right)^b \quad (3.12)$$

In tale equazione i parametri a e b devono essere calibrati ma in genere si possono assumere i seguenti valori:

- $0.35 < a < 0.8$
- $b=0.7$

In questo modello le proprietà del fluido come la densità e la viscosità dinamica vengono valutati utilizzando la temperatura media del ciclo.

La formula di Annand più generale è quella che prende in considerazione anche un contributo dovuto, non solo allo scambio convettivo, ma anche alla radiazione; quindi il modello di Annand più generale è un approccio di tipo additivo nel quale vengono sommati i due contributi.

La formula è la seguente:

$$h = a \frac{k}{d} \left(\frac{\rho S_p d}{\mu} \right)^b + c \frac{(T_{gas}^4 - T_{wall}^4)}{(T_{gas} - T_{wall})} \quad (3.13)$$

Il coefficiente c assume un valore che viene posto uguale a 0.576σ dove σ è la costante di Boltzmann.

Per entrambe le formule si ha che:

k è la conduttività del fluido

d è l'alesaggio del pistone

ρ è la densità del fluido

μ è la viscosità cinematica del fluido

T_{gas} è la temperatura del fluido

T_{wall} è la temperatura delle pareti

Woschni

Il modello di Woschni ha la peculiarità di stimare la velocità del gas all'interno della camera di combustione; tale velocità è data dalla somma di due contributi:

- Un contributo meccanico dovuto al movimento del pistone, stimato considerando la velocità media di quest'ultimo come grandezza rappresentativa
- Un contributo dovuto alla combustione, in quanto durante tale processo si verifica un aumento della velocità del fluido che contribuisce all'aumento del valore del coefficiente di scambio convettivo

Il coefficiente di scambio convettivo viene calcolato come:

$$h = \frac{K_1 p^{0.8} w^{0.8}}{d^{0.2} T^{K_2}} \quad (3.14)$$

Nella precedente equazione le grandezze che devono essere definite sono w, K_1, K_2 .

Il termine $w \left(\frac{m}{s} \right)$ rappresenta la velocità media del gas e la si calcola con la formula seguente

(tranne che per il modello Woschni-Huber):

$$w = C_1 S_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (p - p_m) \quad (3.15)$$

Dove:

- C_1 e C_2 sono costanti
- T_r (K) è la temperatura del fluido prima che avvenga la combustione
- P_r (kPa) è la pressione del fluido prima che avvenga la combustione
- V_d (m^3) è la cilindrata
- V_r (m^3) è il valore del volume prima che parta la combustione
- p_m (kPa) è la pressione del fluido nel caso in cui non vi sia la combustione

In base al valore che assumono i coefficienti K_1 e K_2 ed a come si calcolano i valori C_1 e C_2 , si possono definire altri modelli a partire da quello originale introdotto da Woschni. Definiamo allora:

1. Woschni Classic:

	C_1	C_2
Durante l'incrocio	6.18	0
Durante la compressione	2.28	0
Durante l'espansione e la combustione	2.28	3.24E-3

Mentre per quanto riguarda gli altri coefficienti si ha $K_1 = 3.26$ $K_2 = 0.53$

2. Woschni GT: questo modello si basa sulla formula seguente:

$$C_1 = 2.28 + 3.9 \text{ MIN} \left(\frac{\dot{m}_{in}}{m_{cyl} f}, 1 \right) \quad (3.16)$$

Il coefficiente C_2 invece assume i seguenti valori

	C_2
Durante l'incrocio e la fase di compressione	0
Durante l'espansione e la combustione	3.24E-3

Nell'ultima formula abbiamo che:

- $\dot{m}_{in} \left(\frac{Kg}{s} \right)$ è la portata attraverso le valvole
- $m_{cyl} (Kg)$ è la massa aspirata per ciclo dal singolo cilindro
- $f \left(\frac{giri}{s} \right)$ è la frequenza di rotazione del motore

Per quanto riguarda gli altri coefficienti si ha che $K_1 = 3.01426$ $K_2 = 0.5$

3. Woschni Swirl: questa modellazione tiene conto del numero di Swirl per andare a definire il coefficiente C_1 . I valori vengono riportati nella tabella seguente

	C_1	C_2
Durante l'incrocio	$6.18 + 0.417 S_w$	0
Durante la compressione	$2.28 + 0.308 S_w$	0
Durante l'espansione e la combustione	$6.18 + 0.308 S_w$	3.24E-3

Nelle formule precedenti S_w rappresenta il numero di swirl della zona centrale della camera. I valori delle costanti K_1 e K_2 sono gli stessi del modello Woschni Classic.

4. Woschni-Huber: secondo tale modellazione la velocità media del gas deve essere valutata in modo differente; infatti oltre a valutare w si introduce la velocità wh definita nel modo seguente:

$$wh = C_1 S_p \left(1 + 2 \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \max(IMEP, 1)^{-0.2} \right) \quad (3.17)$$

Nella precedente equazione si ha:

V_{TDC} è il volume della camera di combustione (m^3)

V è il volume corrente (m^3)

IMEP è la pressione media effettiva (bar)

Una volta calcolata la velocità wh , quella che dovrà poi essere utilizzata nella formula di Woschni è data da:

$$\max(w, wh) \quad (3.18)$$

Infine per il modello di Woschni Huber si ha che i valori dei coefficienti C_1 e C_2 sono gli stessi del modello Woschni Swirl; allo stesso modo i valori di K_1 e K_2 sono gli stessi del modello Woschni Classic.

Hohenberger

Il modello di Hohenberger si presenta come evoluzione di quello realizzato da Woschni, con l'idea di migliorare la stima del flusso termico verso le pareti, sia in fase di compressione che in fase di combustione.

Secondo tale modello il coefficiente di scambio termico lo si può esprimere come:

$$h = 130 V^{-0.06} \left(\frac{p}{100000} \right)^{0.8} T^{-0.4} (S_p + 1.4)^{0.8} \quad (3.19)$$

Dove:

p è la pressione (Pa)

V è il volume corrente (m^3)

T è la temperatura (K)

S_p è la velocità media del pistone ($\frac{m}{s}$)

Eichelberg

L'ultimo modello che citiamo è quello di Eichelberg secondo il quale il coefficiente di scambio termico convettivo può essere espresso come:

$$h = 7.779 \cdot 10^{-3} S_p^{\frac{1}{3}} p^{0.5} T^{0.5} \quad (3.20)$$

dove

p = pressione (Pa)

T = temperatura (K)

S_p = velocità media del pistone ($\frac{m}{s}$)

3.2.3 MODELLI INSTANTANEOUS LOCAL

Questo tipo di approccio viene utilizzato principalmente per i calcoli strutturali, con particolare attenzione agli stress termici, ma anche per indagare i processi di formazione dei prodotti della combustione.

Un esempio può essere il modello proposto da Le Feuvre, che si fonda sul calcolo di un coefficiente di scambio convettivo locale partendo da un modello di scambio forzato su una lastra piana. Tale modello è segue un approccio monodimensionale, dato che si prende in considerazione come unica dimensione la posizione radiale del punto che si considera.

Il coefficiente locale viene quindi stimato come:

$$h = 0.036 \frac{k}{l} \left(\frac{\rho v l}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu c_p}{k} \right)^{0.333} \quad (3.21)$$

Come lunghezza e velocità caratteristica non vengono più utilizzati l'alesaggio del pistone e la sua velocità media, ma si definiscono come:

$$l = 2 \pi r \quad (3.22)$$

$$v = r \omega \quad (3.23)$$

Nelle precedenti equazioni si ha che r è la distanza radiale alla quale si vuole valutare il coefficiente di scambio, mentre ω è la velocità angolare della carica all'interno del cilindro; utilizzare questo approccio, quindi, presuppone la conoscenza di informazioni riguardo al moto di Swirl.

Le Feuvre poi propone la seguente equazione per valutare il flusso termico locale

$$\dot{q}(r) = 0.036 \frac{k}{l} \left(\frac{\rho v l}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu c_p}{k} \right)^{0.333} (T(r) - T_w(r)) \quad (3.24)$$

Un modello che appartiene alla stessa famiglia del precedente, ma che si basa sulla divisione della camera di combustione in un certo numero di zone e sulla valutazione all'interno di ciascuna di queste delle componenti di velocità del gas e delle sue proprietà fisiche, è quello proposto da Morel e Keribar.

Secondo la loro modellazione si ha che:

$$h = \frac{1}{2} C_1 U_{eff} \rho c_p Pr^{-\frac{2}{3}} \quad (3.25)$$

$$U_{eff} = (U_z^2 + U_y^2 + 2k)^{\frac{1}{2}} \quad (3.26)$$

Questa teoria quindi presuppone la conoscenza del campo di moto all'interno della camera di combustione, poiché nella formula della velocità effettiva U_{eff} compaiono le componenti cartesiane U_y e U_z ed anche l'energia cinetica k dovuta alla turbolenza.

Vedendo come sono strutturate queste equazioni, si può capire come esse non siano facilmente applicabili alle simulazioni dedicate alla combustione, poiché la valutazione di tutte queste grandezze richiederebbe l'utilizzo della fluidodinamica computazionale.

3.3 EFFETTI DEI PRINCIPALI PARAMETRI MOTORISTICI SUGLI SCAMBI A PARETE

Per capire quali sono i principali parametri che vanno ad influire sulle perdite a parete si può fare riferimento alle varie equazioni che regolano il fenomeno fisico, partendo dall'equazione per il calcolo del coefficiente convettivo fino alle formule per il calcolo della potenza termica e del calore:

$$h = f(p, T, w, d) \quad (3.27)$$

$$\dot{Q} = A h (T_{gas} - T_{wall}) \quad (3.28)$$

$$Q = \int_0^{T_{ciclo}} \dot{Q} dt = \frac{1}{\omega} \int_0^{4\pi} \dot{Q} d\theta \quad (3.29)$$

Osservando tali formule possiamo affermare che:

- La potenza termica scambiata con le pareti dipende da tutte le variabili che vanno ad incidere su pressione e temperatura e quindi sarà funzione del carico, del titolo della miscela, cioè λ , dell'anticipo d'accensione, della temperatura della carica al momento dell'aspirazione, del rapporto di compressione e dalla temperatura del fluido di raffreddamento.
- Poiché h dipende dalla velocità media dei gas w , la potenza termica dipende dai moti della carica all'interno della camera di combustione, in particolare dall'intensità del moto di Swirl e di Squish.

Dato che l'intensità dei moti della carica è influenzata dalla velocità di rotazione del motore, dal disegno dei condotti d'aspirazione e dalla geometria della camera di combustione possiamo affermare che lo scambio termico verso le pareti è influenzato da tutte queste grandezze.

La velocità di rotazione ha un'influenza diretta sul calore scambiato con le pareti perché si ripercuote direttamente sulla durata del ciclo.

- Guardando la seconda equazione vediamo che si ha ovviamente una dipendenza da parte della temperatura delle pareti; possiamo allora affermare che anche il materiale con cui vengono realizzati questi componenti ha un'influenza sugli scambi termici.

Cerchiamo di approfondire, quindi, gli effetti generati dai vari elementi sopra elencati.

Carico, velocità di rotazione e titolo della miscela

Per capire qual è l'influenza del carico e della velocità di rotazione sulla quantità di calore persa verso le pareti, possiamo osservare la figura seguente:

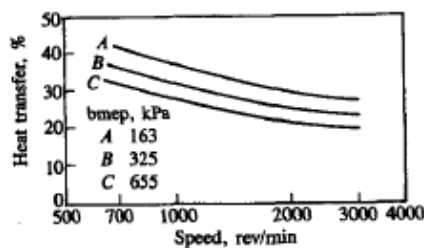


Figura 3.2 Influenza del carico e degli rpm sul calore perso verso le pareti

In essa viene riportato il calore scambiato con le pareti come percentuale dell'energia totale introdotta nel ciclo, ossia come percentuale della quantità $m_{fuel}LHV$.

Si nota quindi che all'aumentare del numero di giri si ha una diminuzione delle perdite, sostanzialmente perché la durata del ciclo è via via minore e dunque il valore dell'equazione 3.29 diminuisce. Viceversa le perdite verso le pareti aumentano all'aumentare del carico, perché si ha un aumento della pressione e della temperatura.

La diminuzione del calore perso all'aumentare del numero di giri tuttavia non corrisponde ad una diminuzione dei flussi termici, che contrariamente aumentano al crescere del numero di giri.

La dipendenza che si ha tra la grandezza di nostro interesse e il titolo della miscela è riassunta nella figura seguente.

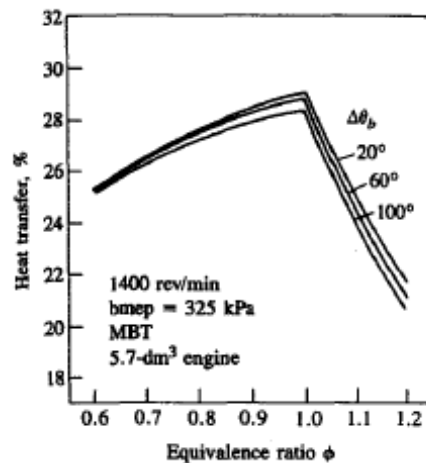


Figura 3.3 Influenza della qualità della miscela sul calore scambiato con le pareti

Si nota che il calore perso verso le pareti ha un picco in corrispondenza di $\lambda = 1$; ciò lo si può spiegare considerando che, smagrendo la miscela, l'energia introdotta nel ciclo è minore ed inoltre la fase della combustione viene spostata verso CA50MFB più elevati. Questi due effetti combinati tra loro determinano pressioni e temperature più basse su tutto il ciclo; invece, ingrassando, si sfrutta il fatto che per far evaporare il combustibile deve essere asportata una maggior quantità di calore dalla carica, con un corrispondente abbassamento della temperatura della massa d'aria all'inizio del ciclo, che si ripercuote su tutte le fasi seguenti.

Rapporto di compressione

È noto che in motori ad accensione comandata aumentare il rapporto di compressione fino a 10 determina una diminuzione del flusso termico verso le pareti: il fenomeno fisico che sembra spiegare al meglio questa affermazione è che aumentare il rapporto di compressione per valori inferiori a 10 determina una diminuzione di pressione e temperatura durante la fase di espansione.

Superando il valore sopra citato, oltre ad un aumento di temperatura e pressione in camera di combustione (soprattutto dei picchi di temperatura e pressione), si ha che il rapporto superficie-volume, attraverso il quale viene scambiato il calore, cresce, così come la velocità del fluido una volta che la combustione è iniziata: tutto ciò determina un incremento del flusso termico verso le pareti.

Anticipo d'accensione

Nei motori ad accensione comandata ritardare l'anticipo d'accensione determina una diminuzione del flusso termico e del calore verso le pareti; il motivo principale per cui questo accade è che durante il ciclo vengono raggiunte temperature inferiori.

Questo fenomeno è ben descritto dalla figura seguente.

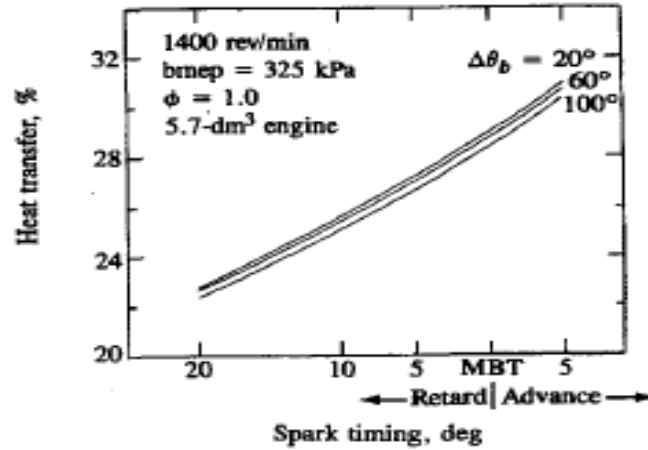


Figura 3.4 Influenza dell'anticipo d'accensione sul calore scambiato con le pareti

3.4 INFLUENZA DELLA DETONAZIONE SULLE PERDITE DI CALORE VERSO LE PARETI

Sperimentalmente è possibile notare che la detonazione porta ad un aumento dei flussi termici verso le pareti della camera di combustione.

Questo trend è dovuto a differenti cause:

- All'aumento dei picchi di pressione e temperatura che derivano dalla combustione anomala; il solo aumento di queste grandezze tuttavia non è sufficiente a spiegare ciò che realmente accade
- All'aumento del coefficiente di scambio convettivo: l'aumento di questa grandezza, ricordando l'equazione del tutto generale 3.6, può essere dovuto ai valori assunti dal numero di Prandtl o di Reynolds, che aumentano significativamente.

Il numero di Prandtl dipende solamente dalle proprietà del gas, come ad esempio la conduttività e la densità, le quali a loro volta sono indipendenti dall'intensità della detonazione (se questa ha inizio sempre in corrispondenza dello stesso angolo di manovella); perciò possiamo dire che tale numero rimane costante.

Il responsabile dell'aumento del coefficiente di scambio convettivo, quindi, è il numero di Reynolds, il quale, oltre che a dipendere dalle proprietà del fluido (densità e viscosità), è correlato alla sua velocità.

Dunque un numero di Reynolds crescente determina campi di moto con velocità più elevate; questo è stato dimostrato utilizzando motori con accesso ottico, nei quali è stato notato un aumento della velocità del fluido fino a tre volte superiore rispetto a combustioni non detonanti.

- Rottura dello strato limite a contatto con le pareti; studi (*Correlation Between Knock Intensity and Heat Transfer Under Light and Heavy Knocking Conditions in a Spark Ignition Engine, Mitsubishi Corp.- Kei Shigahara, University of Illinois at Urbana Campaign- Mychalis Syrimis, SAE Technical Paper 960495*) hanno messo in luce che le onde di pressione generate dalla detonazione, essendo del tutto accomunabili a onde sonore, "romperebbero" il sottile strato limite di gas a temperature più basse che si trova a contatto con le pareti, facendo sì che sia il gas incandescente a cedere direttamente calore alle superfici della camera

Per descrivere tutti questi fenomeni in letteratura si trovano equazioni che cercano di modellare gli aumenti di flusso termico attraverso un termine legato alla derivata della pressione rispetto al tempo, come ad esempio la relazione di Han:

$$\dot{q} = \frac{\left(\rho c_p u^* T \ln \left(\frac{T}{T_{wall}} \right) + (2.1y^+ + 33.4) \frac{v}{u^*} \left(-\frac{1}{\gamma - 1} \frac{dp}{dt} \right) \right)}{2.1 \ln y^+ + 2.5} \quad (3.30)$$

Facendo l'analisi dimensionale si dimostra che l'unità di misura di questa formula è $\frac{Kg}{m^3}$, che corrisponde effettivamente ad un flusso termico; in questa equazione u^* rappresenta una velocità, mentre y^+ una distanza dalla superficie della parete che si considera.

CAPITOLO 4

CALIBRAZIONE DEL MODELLO DI SCAMBIO A PARETE IN ASSENZA DI DETONAZIONE

Come spiegato nel capitolo 3 riguardante gli scambi di calore a parete, per la simulazione delle prestazioni di un motore vengono utilizzati modelli che stimano istantaneamente il coefficiente di scambio termico medio all'interno della camera di combustione. Essi tuttavia, pur essendo stati ricavati da dati sperimentali hanno bisogno di essere calibrati per poter descrivere correttamente il fenomeno in questione.

Per la loro calibrazione si ottimizza un coefficiente moltiplicativo. La formulazione dei modelli descritti in precedenza verrà modificata nel modo seguente:

$$h = k_{cal} f(p, T, d, \dots \dots) \quad (4.1)$$

dove $f(p, T, d, \dots \dots)$ è la generica funzione analitica del modello, mentre k_{cal} è il parametro utilizzato per la calibrazione.

4.1 I SOFTWARE UTILIZZATI

I software che sono stati utilizzati durante l'attività di tesi sono principalmente due: MATLAB e GT-POWER.

Il primo, ben noto sia a livello accademico che industriale, è stato utilizzato per preparare i dati da utilizzare poi in GT-POWER. Inoltre, sono stati sviluppati alcuni codici anche per l'analisi dei dati generati dai modelli creati sul programma di calcolo.

Per quel che riguarda la simulazione della combustione, invece, è stata utilizzata la libreria di GT-POWER, appartenente al programma GT-Suite. Questo è uno dei principali programmi utilizzati in ambito motoristico per simulare in maniera fisica la fase di combustione nei motori a combustione interna, sia in stazionario che in transitorio. Questo pacchetto software offre la possibilità di integrare modelli realizzati con altri programmi, permettendo di utilizzare i modelli GT anche per sviluppare e validare le strategie di controllo motore che poi verranno implementate nella ECU.

Attraverso approcci di tipo 0-D e 1-D con questo programma è possibile calcolare grandezze come ad esempio:

- Coppia e potenza generata dal motore
- Portata e velocità del fluido attraverso tutti i condotti modellati
- Pressione e temperatura del fluido presente in ciascun componente (in particolare all'interno del cilindro)
- Varie grandezze legate all'analisi della combustione
- Grandezze legate al funzionamento dei sistemi di post trattamento
- Potenza termica e calore scambiato con le pareti della camera di combustione

GT-POWER permette di compiere diversi tipi di attività:

- Si può simulare l'intero funzionamento del motore modellandolo interamente in ogni sua parte; a sua volta in questo caso possono essere fatte simulazioni di tipo *Speed Mode*, nelle quali si va fissare il regime di rotazione del motore senza modellare il carico resistente (questo

approccio può essere applicato nel caso in cui si voglia simulare il funzionamento stazionario del motore (dato che permette di ottenere risultati affidabili in un tempo breve), oppure simulazioni di tipo *Load Mode*, nelle quali invece viene modellato effettivamente il carico resistente (ciò è necessario se si vuole simulare il funzionamento in transitorio del motore). In questo tipo di simulazioni la grandezza fondamentale che definisce l'evolversi della combustione è quella che in GT-POWER viene chiamata *Burn Rate*, ossia la quantità di combustibile che viene bruciata (per combustioni non predittive si vanno a definire i parametri della formula di Wiebe che descrive l'andamento del rilascio di calore). Da questa grandezza il solutore è poi in grado di ricavarsi il segnale di pressione all'interno del cilindro.

- Si possono calibrare modelli di combustione predittivi e non.

Per quelli predittivi si possono usare analisi chiamate TPA (Three Pressure Analysis); esse si basano su misure sperimentali di pressione fatte nel collettore d'aspirazione, nel collettore di scarico e all'interno del cilindro.

In questo caso gli input della simulazione sono i segnali di pressione mentre l'output è il *Burn Rate*.

Oltre ai segnali di pressione citati devono essere noti altri dati riguardanti il motore come ad esempio i diametri delle valvole, i valori di alzata e la loro fasatura.

Per i modelli di combustione non predittivi può essere utilizzata l'analisi chiamata CPOA (Cylinder Pressure Only Analysis) ed è quella che sarà utilizzata durante l'attività di tesi.

Questo metodo consiste nell'analisi della parte del ciclo a valvole chiuse per cui non è necessario conoscere dati riguardanti le valvole che molto spesso sono difficili da reperire; le uniche informazioni necessarie in questo caso sono il segnale di pressione misurato dal sensore in camera, i dati di consumo per poter stimare le masse di combustibile iniettate e le masse d'aria aspirate e i dati geometrici del motore come la corsa, l'alesaggio e il rapporto di compressione.

Nel prossimo paragrafo verranno descritte le nozioni di teoria utilizzate nella modellazione monodimensionale.

4.2 LA CYLINDER PRESSURE ONLY ANALYSIS: TEORIA E DATI RICHIESTI

In questo paragrafo si vuole spiegare in modo sintetico come il programma utilizzato compia i calcoli durante la fase di combustione.

Il processo che viene seguito è il seguente:

1. Innanzitutto all'inizio della combustione il volume all'interno del cilindro viene diviso in due parti: una zona in cui sono presenti i gas combustibili e l'altra in cui sono presenti i gas incombustibili. All'inizio della simulazione tutti i gas si trovano nella zona degli incombustibili
2. Ad ogni step di calcolo una frazione di miscela aria-combustibile viene trasferita dalla zona dei gas incombustibili a quella dei gas combustibili
3. Una volta che questo trasferimento è completato viene fatto un bilancio chimico nella zona combusta; l'equilibrio chimico è fortemente influenzato dalla temperatura e meno sensibile alla pressione
4. A questo punto si può calcolare l'energia interna di ogni singola specie chimica e ricavare attraverso la somma quella totale di tutta la zona dei gas combustibili; applicando poi il principio della conservazione dell'energia è possibile calcolare la temperatura e la pressione di ciascuna delle due zone

Le principali equazioni che stanno alla base del calcolo del bilancio di energia per ciascuna delle zone sono le seguenti:

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - \frac{dQ_u}{dt} + \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{fi}}{dt} h_{fi} \quad (4.2)$$

Dove

m_u è la massa presente nella zona incombusta

e_u è l'energia specifica della massa presente nella zona incombusta

p è la pressione all'interno del cilindro

V_u è il volume della zona incombusta

Q_u è il calore ceduto verso le pareti

$\frac{dm_f}{dt}$ è la variazione di massa di combustibile all'interno della zona incombusta

h_f è l'entalpia del combustibile

$\frac{dm_a}{dt}$ è la variazione di massa d'aria all'interno della zona incombusta

h_a è l'entalpia dell'aria

$\frac{dm_{fi}}{dt}$ è la portata di massa iniettata

h_{fi} è l'entalpia del combustibile iniettato

Per la zona in cui sono presenti i gas bruciati vale la seguente equazione:

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - \frac{dQ_b}{dt} + \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (4.3)$$

In essa il significato dei singoli termini è lo stesso dell'equazione precedente.

La metodologia utilizzata durante un'analisi CPOA è la seguente:

- All'inizio del ciclo vengono fatti dei calcoli grezzi sul rilascio di calore facendo delle ipotesi sulle perdite termiche verso le pareti, in cui viene calcolato un primo *Burn Rate*
- Il *Burn Rate* risultante viene applicato per calcolare il calore che viene trasferito verso le pareti
- A questo punto viene ricalcolato nuovamente il *Burn Rate* utilizzando le perdite di calore verso le pareti che sono state calcolate in precedenza
- Questo processo viene iterato fino a quando l'andamento di pressione calcolato dal software non fitta in modo soddisfacente l'andamento misurato sperimentalmente

Per eseguire la simulazione sono necessarie le seguenti grandezze (oltre al segnale di pressione misurato dal sensore in camera):

- La massa di combustibile iniettata per ciclo per cilindro; tale grandezza può essere ricavata a partire dalle misure di consumo che vengono realizzate in sala prove
- La massa d'aria aspirata per ciclo per cilindro: questa grandezza può essere ricavata se si ha a disposizione la misura di portata massica realizzata dal debimetro. Diversamente può essere ricavata dalla misura di portata di combustibile fatta in sala prove, conoscendo il λ che è stato registrato durante la prova.

Il dato di cui ha bisogno GT-POWER per calcolare la massa d'aria aspirata per ciclo è il rendimento volumetrico assoluto cilindrico che può essere calcolato come:

$$\eta_{vol\ ass} = \frac{m_{aria}}{\rho_{rif} V_c} \quad (4.4)$$

Dove V_c è la cilindrata del singolo cilindro mentre ρ_{rif} è la densità dell'aria in condizioni di riferimento che saranno quelle ambientali, che verranno imposte pari a 298 K e 1.013 bar.

- Grandezze geometriche ossia corsa, alesaggio del pistone e rapporto di compressione
- Il potere calorifico inferiore del combustibile
- La temperatura delle pareti del cilindro, del pistone e della testa
- Un'altra grandezza che il software richiede è il valore di angolo di manovella a cui è partita la combustione; tale grandezza è stata ricavata dal calcolo del rilascio netto di calore in camera prendendo come valore di inizio della combustione il CAMFB5, ossia l'angolo per cui è bruciato il 5% del combustibile.

4.3 METODO DI CALIBRAZIONE DEL MODELLO DI SCAMBIO A PARETE

La calibrazione del modello di scambio a parete è stata fatta partendo da dati indicating che sono stati ottenuti da test al banco in Ferrari. Oltre a quest'ultimi si avevano a disposizione anche dei fogli Excel riassuntivi delle prove in cui sono riportati altri dati d'interesse come le masse d'aria aspirate per ciclo per cilindro, i dati di consumo e tutte le variabili che la centralina ha applicato durante le prove.

4.3.1 ELABORAZIONE DEI DATI INDICATING

I dati indicating sono stati forniti in formato .mat, all'interno dei quali sono salvati 200 cicli per ciascuno degli otto cilindri; i dati contenuti in ogni file sono stati ottenuti per date condizioni di funzionamento.

In particolare per ogni punto motore (carico e numero di giri fissati) sono state eseguite diverse prove variando la fase dell'anticipo d'accensione.

Prima di eseguire le prove in GT-POWER è stato necessario creare uno strumento per l'analisi dati; è stato quindi realizzato un apposito script MATLAB il cui scopo è quello di ottenere la curva di pressione media per ciascun punto motore.

Il funzionamento del programma è il seguente:

- La prima cosa che il programma richiede una volta spinto il pulsante "Run" è di caricare i file .mat contenenti i dati; lo script è stato pensato per poter caricare contemporaneamente tutti i file relativi ad uno stesso regime.

I dati che vengono caricati sono di tre tipologie: i dati indicating sintetici (all'interno dei quali ad esempio troviamo la *p_{mi}* e il valore di MAPO ciclici per ogni cilindro), i dati indicating estesi (all'interno dei quali troviamo le curve di pressione per ogni ciclo per ogni cilindro) ed i dati relativi alle masse d'aria aspirate.

- Una volta che i file da analizzare sono stati caricati, il programma entra all'interno di un ciclo che verrà ripetuto per un numero di volte pari al numero di file di dati indicating selezionati
- Prima di tutto dai dati indicating sintetici vengono salvati i valori di MAPO ciclici per cilindro; questa operazione è necessaria per poi fare una selezione successiva delle curve di pressione, poiché tutti i cicli con valore di MAPO superiore a 2 verranno esclusi, in quanto ora siamo interessati alle combustioni non detonanti
- A questo punto i segnali di pressione di ciascuna curva vengono passati ad un'apposita funzione che ha il compito, attraverso una condizione logica, di escludere tutte le curve che non si vuole prendere in considerazione; se un determinato segnale soddisfa i vincoli esplicitati dal costrutto utilizzato, allora per prima cosa viene eseguito un nuovo campionamento del segnale.

Nelle registrazioni, infatti, i segnali di pressione sono stati campionati a frequenza variabile (nelle zone in cui il segnale varia lentamente come l'aspirazione e lo scarico il passo angolare di campionamento è pari a 1° mentre nella zona della combustione è ridotto a 0.1°). Per poter lavorare correttamente i filtri digitali implementati in MATLAB hanno bisogno che il campionamento venga eseguito a frequenza costante per cui attraverso il comando *interp1* di MATLAB è stato rieseguito il campionamento a passo costante di 0.1°.

Una volta fatta tale operazione il segnale viene filtrato passa-basso con un filtro Butterworth del 4° ordine con una frequenza di taglio pari a 3kHz.

Ora la curva filtrata può essere utilizzata per il recupero della componente media usando un indice della politropica pari a 1.34 e prendendo i valori del segnale in corrispondenza di angoli pari a -60° e -40° (solitamente si prendono i valori in corrispondenza di -100° e -50° ma in

alcuni punti motore, soprattutto ai bassi carichi, la curva di pressione seppur filtrata presentava dei disturbi che potevano compromettere l'operazione di recupero della componente media). Di seguito è riportata l'immagine dell'implementazione della funzione che svolge queste operazioni.

```

%funzione per la selezione delle curve di pressione
function [p,p1,p2]=curve_selezione(MAPO,curva,volume,angolo1,angolo,omega)
MAPO_limite=2; n=1.34; theta=719*pi/180;
T=theta/omega; fcamp=length(angolo)/T; fn=fcamp/2;
if MAPO<MAPO_limite
    t=interp(angolo1,curva,angolo);
    p1=t';
    %filtraggio passa basso della curva di pressione
    f_l_p=3000;
    c=f_l_p/fn;
    [b,a]=butter(4,c,'low');
    t=filtfilt(b,a,double(t));
    p2=t';
    %recupero della componente media
    ang1=-60; ang2=-40;
    c1=find(angolo>=ang1);
    c2=find(angolo>=ang2);
    V1=volume(c1(1)); V2=volume(c2(1));
    delta_p=(t(c1(1))*V1^n-t(c2(1))*V2^n)/(V2^n-V1^n);
    p=t'+delta_p;
else
    p=[];
    p1=[];
    p2=[];
end

```

Figura 4.1 Implementazione del recupero della componente media e del filtraggio dei segnali in una function MATLAB

Una cosa fondamentale da sottolineare è che da tutte queste operazioni vengono esclusi i segnali relativi al cilindro 7, in quanto sono sempre nulli, ed anche quelli relativi al cilindro 6 dato che presentano delle anomalie come rappresentato nella figura seguente.

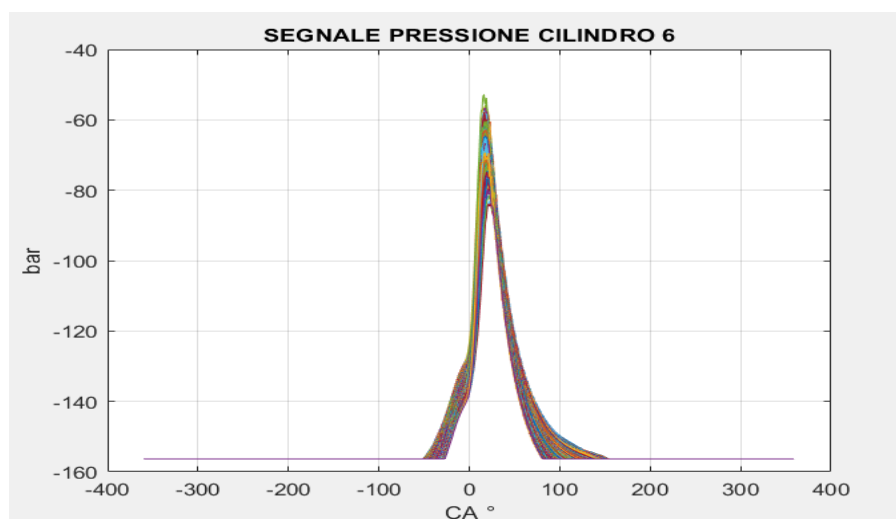


Figura 4.2 Anomalie presenti sul segnale del cilindro 6

- Durante l'esecuzione dello script, per verificare che l'operazione di filtraggio sia stata eseguita correttamente il programma entra in modalità di *debug* (solo se si è in corso di elaborazione del primo degli N file caricati ed è stata compiuta l'elaborazione sul primo dei 200 cicli), ossia il programma viene temporaneamente fermato in modo da poter verificare che abbia operato in modo corretto.

La figura che viene mostrata in questa fase è la seguente.

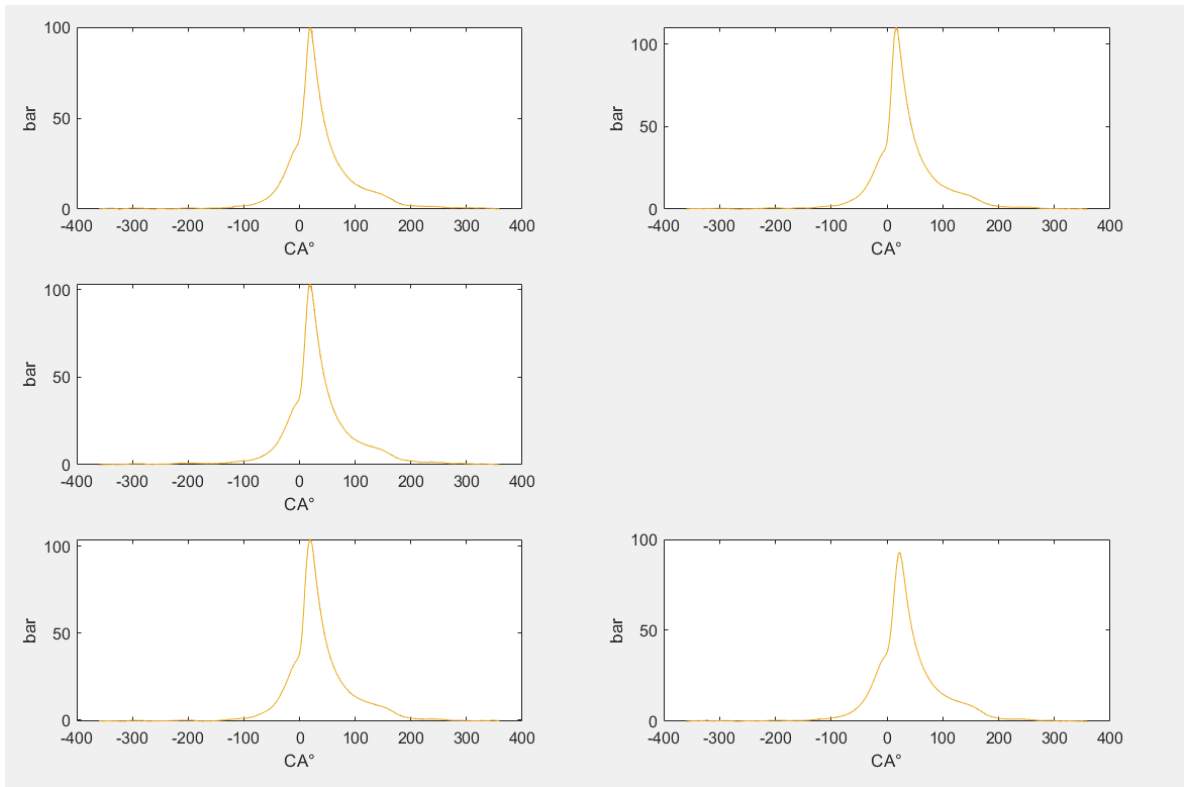


Figura 4.3 Immagine generata dal programma durante la fase di debug per verificare che il filtraggio venga eseguito correttamente

In questa figura sono rappresentate le curve di pressione di ciascun cilindro (se un riquadro come in questo caso è vuoto significa che in corrispondenza di quella curva si ha un valore di MAPO superiore a 2); in questa modalità è possibile effettuare lo zoom sulle singole curve per verificare se tutto ha funzionato correttamente.

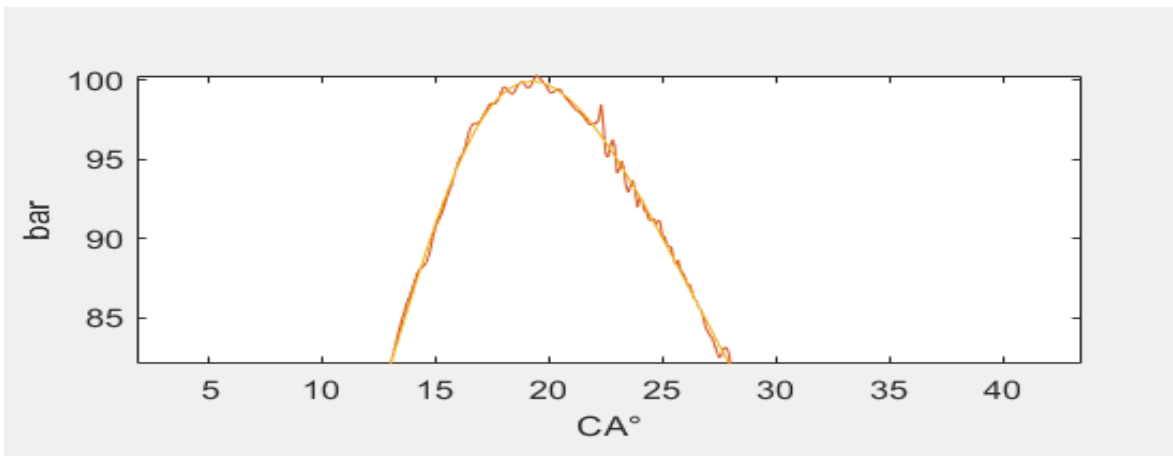


Figura 4.4 Zoom su una delle curve di pressione con sovrapposizione del segnale grezzo e di quello filtrato passa-basso

Per gestire la modalità di debug è stata creata una piccola interfaccia grafica: infatti, automaticamente durante l'esecuzione si apre un'apposita finestra. Si può far ripartire il programma cliccando sul pulsante "sì"; nell'altro caso tutta l'elaborazione viene interrotta restituendo un messaggio d'errore.

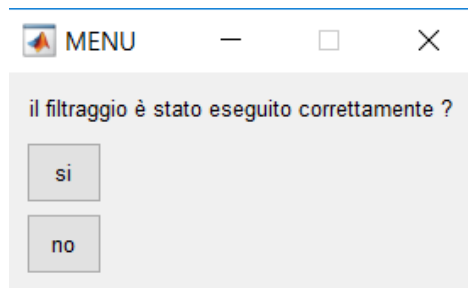


Figura 4.5 Interfaccia per uscire dalla modalità di debug e continuare l'elaborazione dati

- Le curve opportunamente trattate vengono raccolte in una matrice (ad ogni colonna corrisponde un ciclo) per ogni cilindro, dalla quale viene ricavata la curva media cilindrica; a questo punto viene ottenuto l'andamento della pressione per il dato punto motore eseguendo una media tra le curve cilindriche
- Ora il segnale di pressione medio che è stato ottenuto viene utilizzato all'interno di una specifica funzione per eseguire tutte le operazioni relative alla combustione; viene calcolata la curva di rilascio calore attraverso la quale vengono ricavati gli angoli relativi all'MFB5, MFB50 e MFB90
- Nell'ultima parte del programma vengono salvati i dati relativi alle masse d'aria aspirate grazie alle quali è possibile calcolare il rendimento volumetrico assoluto
- Arrivati a questo punto siamo al termine del ciclo principale e si apre una finestra che chiede se si vuole stampare un file di testo oppure no

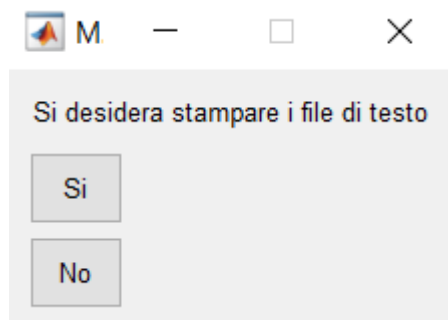


Figura 4.6 Interfaccia per decidere se si vuole stampare dei file contenenti i dati elaborati

Se si clicca sul pulsante "sì" il programma salva in automatico un file .mat, contenente la struttura all'interno della quale vengono salvati tutti i dati elaborati e un file Excel sul quale vengono stampati tutti i dati che poi saranno necessari per le simulazioni in GT-POWER.

Il software in questione, infatti, permette di caricare in modo rapido i dati se essi vengono salvati su un foglio di lavoro Excel; quindi per evitare l'upload manuale dei dati (che potrebbe portare anche ad errori grossolani) all'interno dello script è stata creata un'apposita funzione, che utilizzando il comando di MATLAB `xlswrite`, genera il file desiderato.

Quest'ultimo è organizzato in due fogli; all'interno del primo sono contenute grandezze come il numero di giri, il rendimento volumetrico assoluto, massa di combustibile per ciclo per cilindro, pressione massima raggiunta nel ciclo, angolo di manovella che corrisponde alla

massima pressione, angolo che corrisponde all'MFB5 che viene preso come inizio combustione e vettore angolo sul quale è eseguito il campionamento delle curve di pressione. Il secondo foglio, invece, presenta un certo numero di colonne, ognuna delle quali contiene i valori di una curva di pressione media ottenuta in precedenza.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1		rend_vol	massa_cor	p_max	ca_pmax	soc	RPM	a
2	case1	1.10659	0.042986	81.21324	9.8	-10.0009	3001	-360
3	case2	1.108999	0.043098	75.85175	12.3	-8.55459		-359.9
4	case3	1.109355	0.043126	69.64678	15.4	-5.93789		-359.8
5	case4	1.1116	0.043192	66.27288	17	-4.55349		-359.7
6	case5	1.112844	0.04326	58.68716	20.9	-1.5353		-359.6
7	case6	1.116834	0.043403	51.23865	25.3	1.557918		-359.5
8	case7	1.119362	0.043516	43.34893	30.3	4.827925		-359.4
9	case8	1.123758	0.043668	36.68001	35.6	7.92422		-359.3
10	case9	1.121751	0.043607	30.2899	42.1	11.1666		-359.2
11	case10	1.795637	0.069795	88.15652	23.7	1.796472		-359.1
12	case11	1.797434	0.06985	76.11341	28.2	5.038629		-359
13	case12	1.8014	0.069993	64.68203	33.4	8.380377		-358.9
14	case13	1.803309	0.070075	54.20967	39.3	11.77955		-358.8
15	case14	1.806344	0.070177	49.61327	42.5	13.51911		-358.7
16	case15	2.012041	0.078191	89.13868	27.6	4.646957		-358.6
17	case16	2.021135	0.078519	69.85922	35.4	9.70305		-358.5
18	case17	2.020049	0.078498	63.87157	38.5	11.4784		-358.4
19	case18	2.114357	0.08213	95.13739	27.5	4.5495		-358.3
20	case19	2.111873	0.082061	87.83345	29.7	6.194096		-358.2
21	case20	2.117142	0.082253	74.66575	35	9.557604		-358.1
22	case21	2.121648	0.082423	68.43989	38	11.28001		-358
23								-357.9

Figura 4.7 Parte dei dati salvati automaticamente sul foglio Excel

- Infine, al termine dell'elaborazione, viene sempre generata una figura riassuntiva nella quale vengono rappresentate tutte le curve di pressione medie che sono state calcolate, come si può vedere nell'immagine seguente

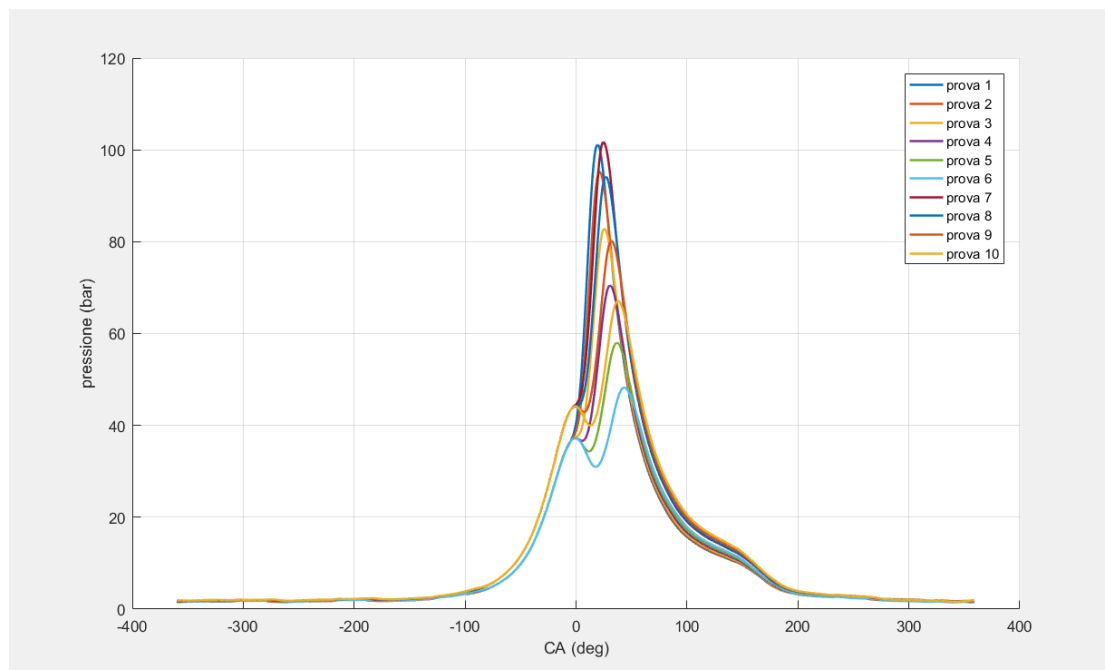


Figura 4.8 Immagine contenente le curve medie di pressione generate durante l'elaborazione

4.3.2 GLI ALGORITMI DI OTTIMIZZAZIONE

Per calibrare il modello di scambio, ossia per ottenere il coefficiente moltiplicativo ottimale di cui si è parlato all'inizio del capitolo è stato utilizzato un apposito toolbox di GT-POWER, chiamato *Design Optimazer*, che permette di ottimizzare uno o più parametri per soddisfare determinate condizioni impostate dall'utente. Il processo di ottimizzazione può essere eseguito utilizzando diversi solutori.

Tra tutti questi algoritmi verranno utilizzati quelli genetici: la peculiarità di questo tipo di algoritmi è la presenza di un operatore matematico che permette di combinare due soluzioni (chiamate genitori) al fine di ottenere due nuove soluzioni che ereditino parte delle caratteristiche di entrambi i genitori; questa operazione è chiamata crossover.

Vi è poi una differente strategia, chiamata mutazione, usata per ottenere nuove soluzioni.

I requisiti fondamentali per definire un algoritmo genetico sono:

- Definizione di una popolazione iniziale
- Scelta di una codifica genetica per ogni individuo della popolazione
- Determinazione di una funzione obiettivo per la valutazione degli individui; questo tipo di algoritmi non richiedono particolari condizioni sulla forma di questa che può essere anche una funzione non lineare o discontinua; una tipica funzione obiettivo può essere l'errore quadratico espresso nella forma seguente:

$$f_o = \sum_{i=1}^n \frac{(y_i - y_{target})^2}{n} \quad (4.5)$$

Dove y_i è la risposta del sistema corrispondente all'individuo i -esimo, mentre y_{target} è la risposta che si richiede al sistema

- Definizione di una funzione di selezione degli individui destinati alla ricombinazione; in genere la selezione degli individui che si ricombineranno è di tipo probabilistico poiché il meccanismo di scelta più frequentemente utilizzato assegna a ciascun individuo della popolazione una probabilità di sopravvivenza proporzionale al valore che la funzione obiettivo ha assunto in corrispondenza di tale individuo; applicando tali meccanismi ne deriva che solo gli elementi della popolazione più "forti" riusciranno a ricombinarsi
- Definizione degli operatori di ricombinazione genetica

Facendo riferimento a GT-POWER si ha che la funzione obiettivo utilizzata nel caso di ottimizzazioni *Sweep* (ossia nel caso si voglia ottimizzare un parametro per più condizioni di funzionamento) è proprio quella definita in precedenza; nel caso di ottimizzazione *Independent* (ossia nel caso in cui si voglia ottimizzare un parametro per ogni singolo caso) si utilizza il metodo della secante per raggiungere y_{target} invece che utilizzare una funzione obiettivo.

Occorre poi fare una precisazione su come vengono chiamate all'interno di GT-POWER le variabili indipendenti (che sono quelle che vengono ottimizzate) e le variabili dipendenti: le prime vengono chiamate *Factor* mentre le *Responses*.

4.3.3 CREAZIONE DEL MODELLO E IMPOSTAZIONE DELL'OTTIMIZZAZIONE

Come prima cosa si deve creare il modello che nel caso di un'analisi a valvole chiuse è molto banale in quanto sono necessari solamente due blocchi che poi dovranno essere collegati tra di loro:

- Il blocco cilindro
- Il blocco albero motore

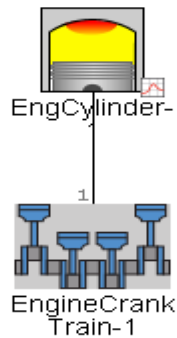


Figura 4.9 Modello creato su GT-POWER

In una simulazione di questo tipo, il blocco di maggior importanza è sicuramente quello del cilindro, all'interno del quale si vanno ad impostare diversi parametri della simulazione tra i quali abbiamo:

- Il modello di scambio a parete; GT-POWER ne mette diversi a disposizione e tra tutti quelli che possono essere calibrati con un'analisi a valvole chiuse ci sono il modello di Woschni classico, il modello di Woschni-Huber e quello di Hohenberger. Questo perché in essi il coefficiente di scambio convettivo è solamente funzione delle condizioni termodinamiche e degli RPM, mentre altri modelli, come ad esempio il Woschni Swirl, richiedono la portata sulle valvole che non è disponibile per questa simulazione
- Le condizioni iniziali rispetto alle quali viene calcolata la massa d'aria partendo dal rendimento volumetrico assoluto, che a sua volta deve essere imposto
- Il combustibile da utilizzare; è stato utilizzato l'indolene, del quale è stata mantenuta la composizione chimica ma è stato cambiato l'LHV per imporre il dato sperimentale che abbiamo a disposizione.

È importante conoscere il numero di molecole di carbonio e idrogeno per molecola di ossigeno, per calcolare il rapporto stechiometrico aria/combustibile nel modo seguente:

$$\frac{O_2}{C_m H_n} = 32 \frac{m + \frac{n}{4}}{12m + n} \quad (4.6)$$

Sapendo poi che la percentuale di ossigeno in un chilogrammo d'aria è il 23% si può calcolare la grandezza d'interesse come:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{O_2}{0.23} \quad (4.7)$$

GT-POWER fornisce i dati riguardanti la composizione chimica per cui il rapporto stechiometrico per il combustibile utilizzato lo si è potuto calcolare. Il suo valore è pari a 14.58

- L'inizio della combustione, che è stato calcolato partendo dal calore netto introdotto in camera ricavato dalle curve medie (è stato preso come riferimento il CA5MFB)
- La temperatura delle pareti; il manuale consiglia di imporre 500K per il cilindro e 550K per il pistone e la testa.

Per eseguire un'ottimizzazione robusta sono stati utilizzati dei dati Mahle, che ha eseguito dei test collocando delle termocoppie sia nel liner del cilindro che sul cielo del pistone.

Da questo studio è stato possibile ricavare delle mappe di temperatura al variare di rendimento volumetrico e degli RPM; i punti sperimentali che si hanno a disposizione sono stati fittati con un piano.

Il risultato del fitting sono le due equazioni seguenti (che riportano la temperatura in Kelvin) che vengono rappresentate nelle figure successive:

$$T_{pistone/testa} = 423 + 9.552 \eta_{vol} + 0.00802 RPM \quad (4.8)$$

$$T_{cilindro} = 362.7 + 22.1 \eta_{vol} + 0.00369 RPM \quad (4.9)$$

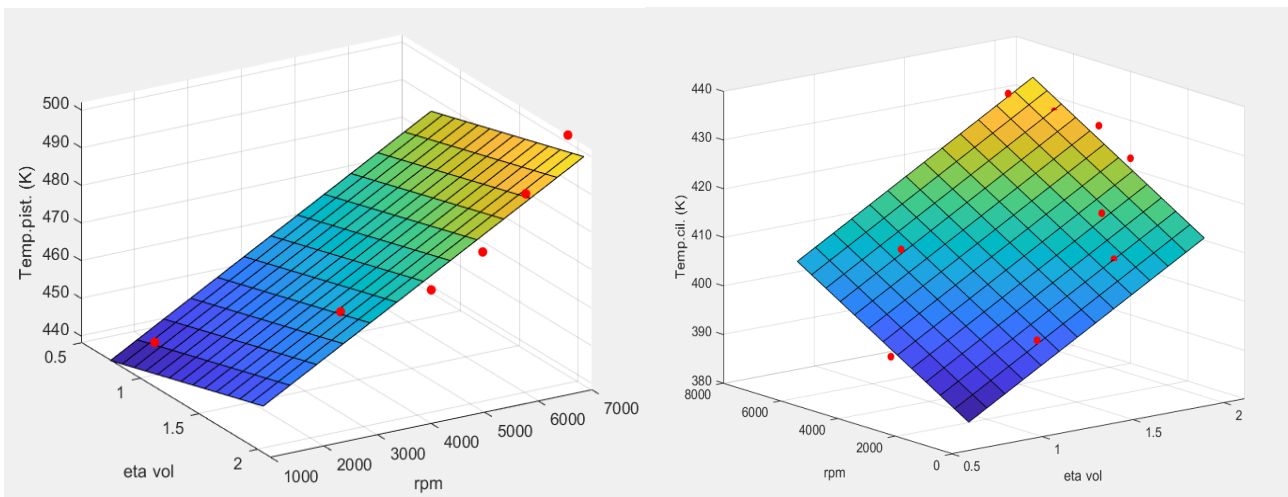


Figura 4.10 Temperatura di pistone e cilindro

- Le curve di pressione sperimentali, che vengono caricate dal file Excel stampato dal file di analisi dati

Nel blocco albero motore si vanno ad inserire tutti i dati geometrici del motore come:

- Il rapporto di compressione
- L'alesaggio del pistone
- La corsa
- La lunghezza della biella

- Eventuale pin-offset

Per poter variare un parametro all'interno dello stesso modello si deve preparare quello che viene chiamato *Case-Setup*; al suo interno si può inserire qualunque parametro, come ad esempio il numero di giri o il rendimento volumetrico, come si può vedere nelle immagini successive.

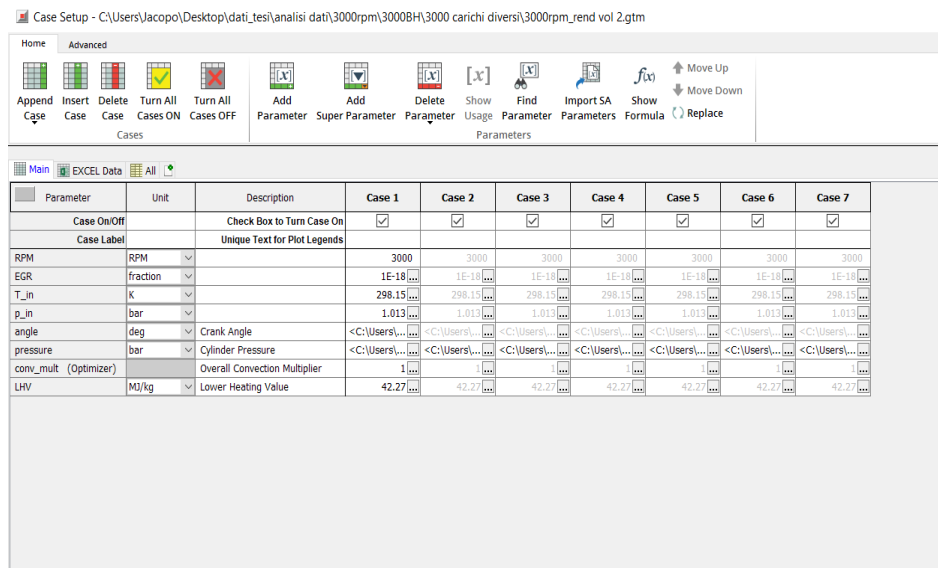


Figura 4.11 Case setup riferito alle variabili “Main”

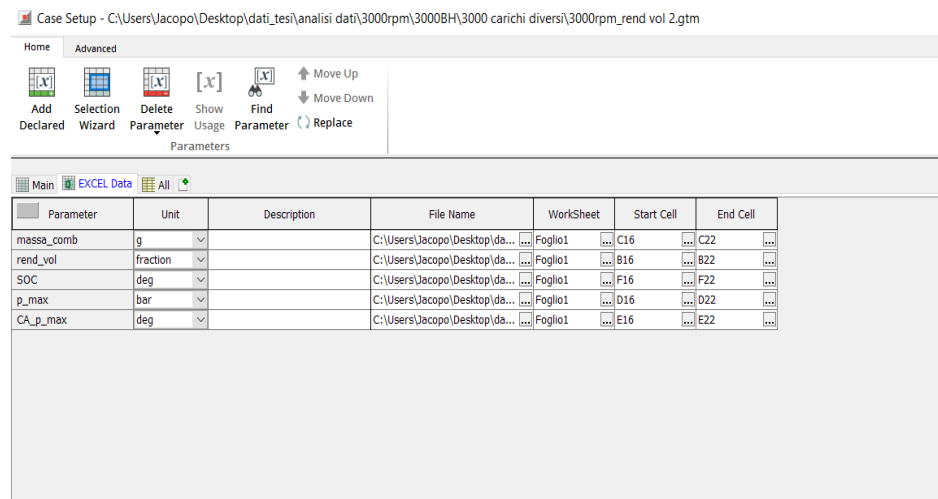


Figura 4.12 Case setup riferito alle variabili caricate da Excel

Le ottimizzazioni sono state impostate considerando come variabile “Factor” (e quindi come variabile indipendente da ottimizzare) il coefficiente moltiplicativo del modello di scambio a parete che all'interno del software viene chiamato *convection multiplier* e come variabili *Responses* la pressione massima e l'angolo corrispondente ad essa; infatti i valori sperimentali di queste grandezze sono stati impostati come target per i relativi indici calcolati.

La pressione massima e l'angolo di pressione massima sperimentali sono contenuti all'interno del *Case-Setup* come si può vedere nell'immagine precedente.

Una precisazione importante da fare è che durante tutte le ottimizzazioni su ciascun punto motore si è forzata una quantità di combustibile stechiometrica nonostante i dati indicating siano stati registrati con valori di λ differenti da 1.

I motivi che hanno portato a questa scelta sono stati due:

- Essere indipendenti da eventuali effetti negli scambi a parete dovuti al titolo della miscela aria-benzina
- Far reagire la minima quantità di combustibile per data massa d'aria introdotta nel cilindro durante il ciclo motore

Il tipo di ottimizzazione che si farà è di tipo *Sweep*: ciò significa che se all'interno del *Case-Setup* abbiamo diverse condizioni di funzionamento verrà trovato un parametro ottimo comune a tutti questi.

Il risultato delle simulazioni di ottimizzazione è quindi un valore ottimo di *convection multiplier* per ciascun punto motore; dato che per ognuno di essi si hanno curve di pressione ottenute con valori d'anticipo differenti, un'ottimizzazione di questo tipo è volta a correggere il modello di scambio a parete prescindendo da tale parametro motoristico.

L'ottimizzazione può essere impostata dall'apposita finestra all'interno del software con la quale si possono impostare:

- Il tipo di ottimizzatore che si vuole utilizzare; si può scegliere tra *Simple Optimizer* oppure *Integrated Design Optimizer*.
I due differiscono per il tipo di solutore che usano: il primo sfrutta quello che GT-POWER impiega nelle normali simulazioni e permette di utilizzare solamente gli algoritmi di ottimizzazione più semplici, il secondo, che è quello utilizzato nel lavoro di tesi, dispone di un proprio solutore con una propria interfaccia grafica e consente di sfruttare algoritmi più complessi
- Si può scegliere se fare un'ottimizzazione di tipo *Sweep* oppure *Independent*
- Le variabili dipendenti *Responses* e le variabili indipendenti *Factor*
- Il tipo di algoritmo di ottimizzazione

La finestra dell'ottimizzatore viene mostrata di seguito.

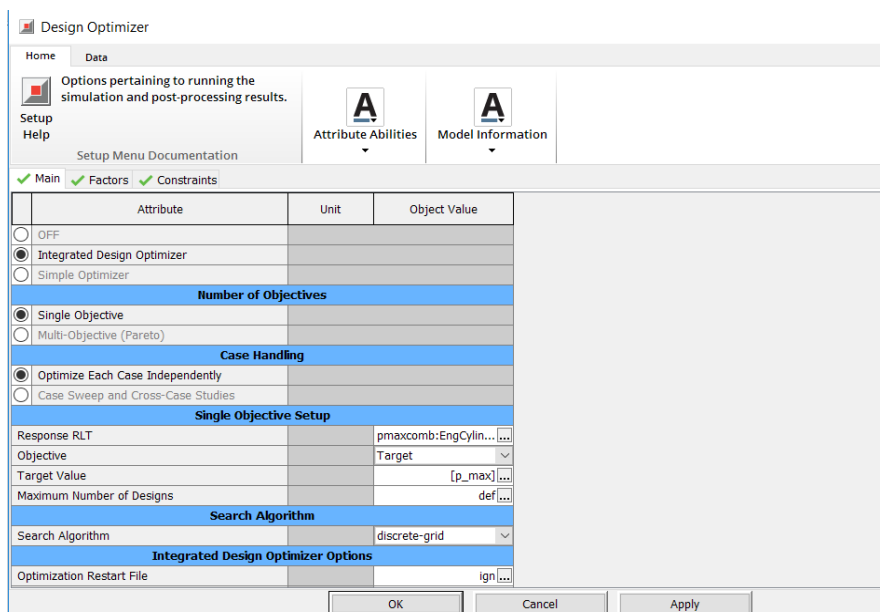


Figura 4.13 Interfaccia grafica per impostare le ottimizzazioni su GT-POWER

Prima di mostrare i risultati dell'ottimizzazione è bene fare una tabella riassuntiva con tutte le principali impostazioni delle ottimizzazioni.

Tipo di ottimizzazione	Sweep per ciascun punto motore (giri, carico)
Variabile indipendente "Factor"	Convection multiplier
Variabile dipendente "Responses"	Pressione massima
Variabile dipendente "Responses"	Angolo di pressione massima
Tipo di algoritmo	Algoritmi genetici

4.4 RISULTATI DELLA CALIBRAZIONE

Per ottenere il *convection multiplier* ottimo per ciascun punto motore è stato preso il minimo della funzione obiettivo relativa alla pressione massima; la funzione obiettivo relativa all'angolo di pressione massima non è stata presa in considerazione in quanto questa risulta essere una costante al variare del *convection multiplier*.

Una volta che il software ha eseguito l'ottimizzazione vengono restituite le seguenti funzioni obiettivo.

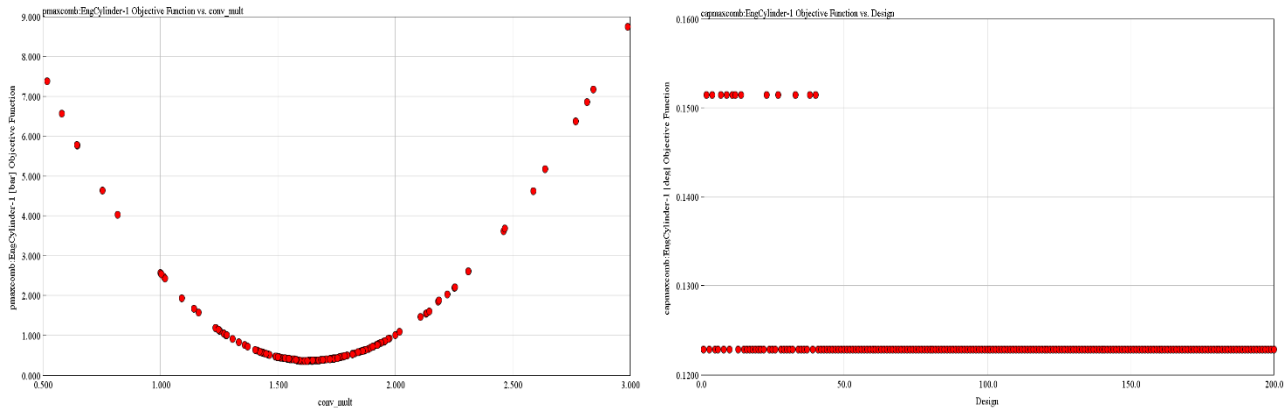


Figura 4.14 Funzioni obiettivo relative a pressione massima e angolo di pressione massima

Come si può vedere dall'immagine di destra, il software, pur variando gli scambi a parete, in ogni caso riesce a calcolare praticamente sempre la stessa fase della combustione, avendo a disposizione la pressione misurata.

Per ottenere un andamento del moltiplicatore in questione su tutto il piano quotato sono state elaborate tutte le funzioni obiettivo provenienti da GT-POWER individuando il minimo per ognuna di queste in corrispondenza dei quali avremo il *convection multiplier* ottimo.

Per fare questa elaborazione è stato utilizzato MATLAB; in particolare allo script che è stato utilizzato per fare tutta l'analisi dati, di cui si è parlato in precedenza, è stata aggiunta una parte che permette di svolgere questa attività.

Per selezionarla è stata aggiunta all'inizio del programma una finestra con cui si può scegliere quale funzionalità utilizzare; cliccando un pulsante oppure un altro MATLAB restituisce i valori 1 oppure 2, che servono per rendere operativa una determinata parte del codice attraverso la sintassi del tipo *Switch-Case*.

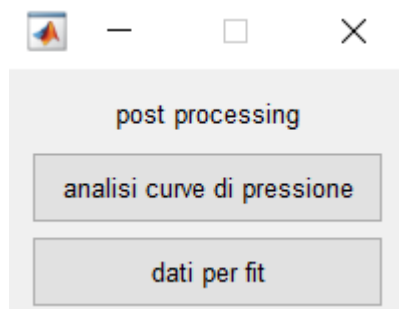


Figura 4.15 Interfaccia per scegliere quale attività svolgere con lo script di analisi dati

Cliccando sul pulsante “dati per fit” è possibile caricare all’interno del programma le varie funzioni obiettivo e attraverso poche e semplici linee di codice si calcolano i minimi e i loro minimi e i *convection multiplier* corrispondenti.

Il programma restituisce i vari vettori necessari per plottare l’andamento sia del coefficiente moltiplicativo che della funzione obiettivo in corrispondenza di questi ultimi, utilizzando l’applicazione di MATLAB chiamata *Curve Fitting*.

I risultati ottenuti per i tre modelli sono i seguenti.

WOSCHNI CLASSICO

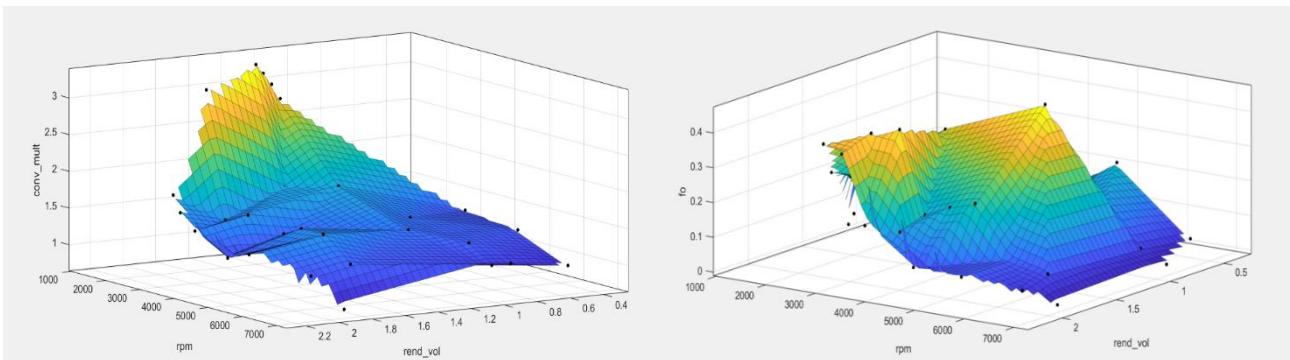


Figura 4.16 Risultati dell’ottimizzazione per il modello Woschni classico

WOSCHNI HUBER

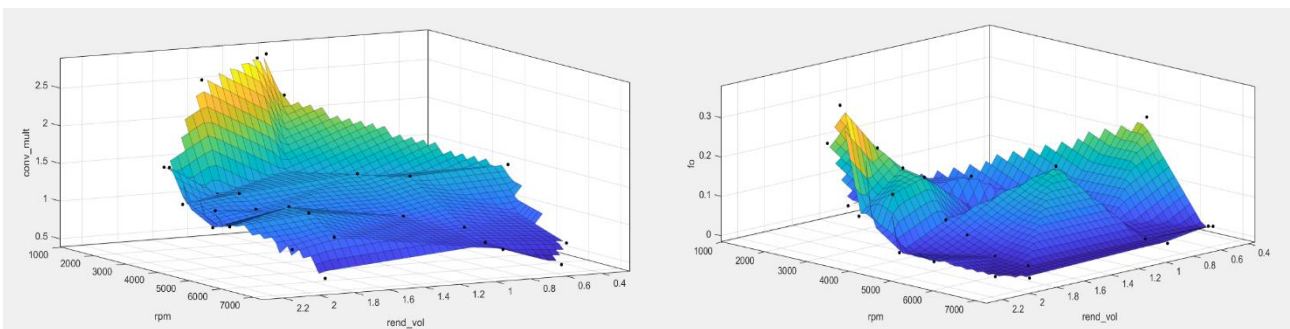


Figura 4.17 Risultati dell’ottimizzazione per il modello Woschni-Huber

HOHENBERGER

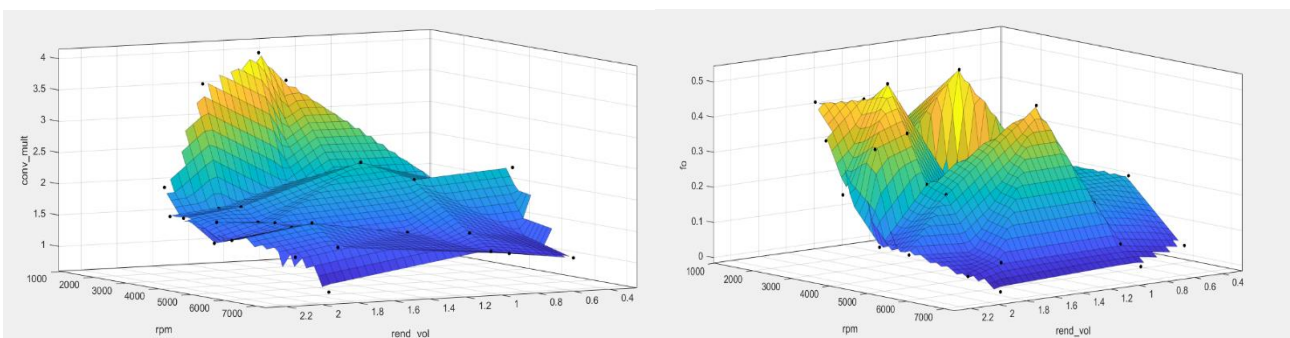


Figura 4.18 Risultati dell’ottimizzazione per il modello Hohenberger

Dalle immagini precedenti si vede come questo coefficiente abbia praticamente un andamento confrontabile per tutti e tre i modelli, con valori delle funzioni obiettivo simili.

Un elemento molto evidente che emerge da tutti risultati, è che il coefficiente correttivo del modello di scambio termico assume valori molto elevati nella zona corrispondente ai bassi regimi di rotazione. Infatti, in corrispondenza dei 2000 RPM i valori del *convection multiplier* cominciano a crescere in maniera importante.

Si è quindi cercato di capire con i dati che si hanno a disposizione perché i modelli abbiano bisogno di correzioni così significative in corrispondenza di tali punti motore per poter ricostruire correttamente le curve di pressione; la motivazione di questo andamento è stata spiegata osservando l'andamento dell'angolo di incrocio al variare di giri e carico (sul motore utilizzato è presente la tecnologia Variable Valve Timing, VVT, che permette di variare la fasatura di chiusura e di apertura rispettivamente delle valvole d'aspirazione e scarico).

L'angolo di incrocio lo possiamo calcolare in quanto per ogni prova abbiamo a disposizione le variabili della centralina nelle quali vengono salvati i valori di angolo di apertura delle valvole d'aspirazione e i valori di chiusura delle valvole di scarico.

Il valore dell'incrocio quindi lo si calcola come:

$$\text{Incrocio} = \text{angolo EVC} - \text{angolo IVO} \quad (4.10)$$

L'incrocio calcolato in questo modo rappresenta l'intervallo angolare assoluto per il quale le valvole d'aspirazione e scarico rimangono contemporaneamente aperte, in corrispondenza del punto morto superiore d'inizio aspirazione/fine scarico.

L'andamento espresso in percentuale rispetto al valore massimo assunto è il seguente.

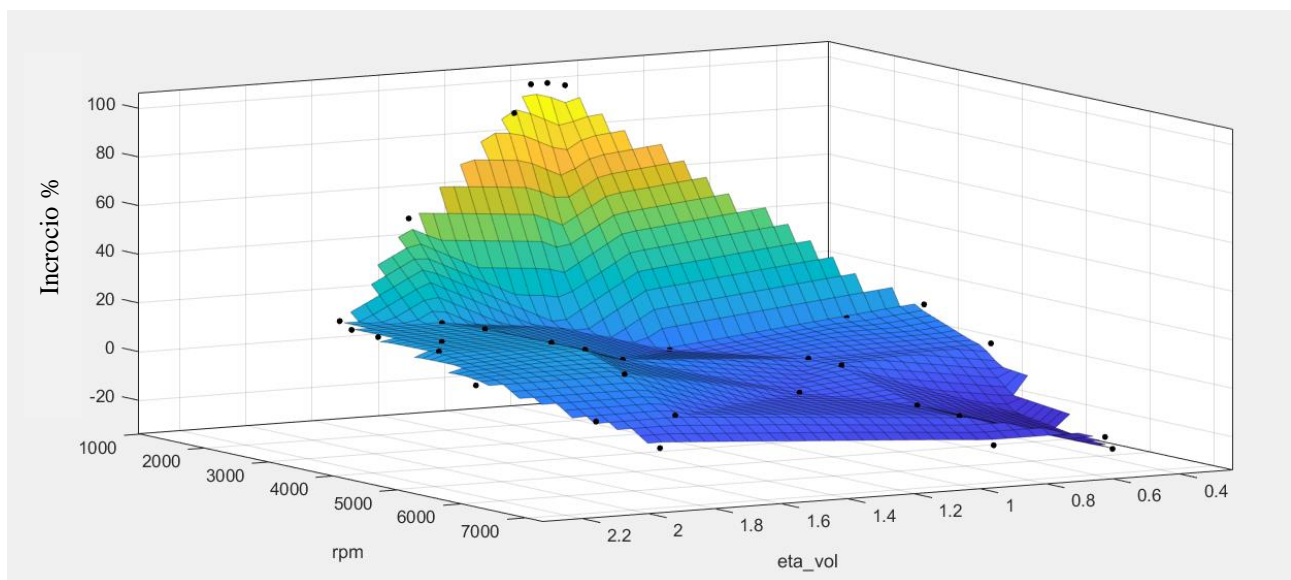


Figura 4.19 Andamento dell'incrocio sul piano rendimento volumetrico-RPM

Come si può vedere l'andamento di questa grandezza rispecchia quello che è l'andamento del *convection multiplier*. Quello che si sa è che aumentare l'incrocio determina un maggior raffreddamento delle pareti della camera che può portare ad aumento della potenza termica scambiata.

Per stabilire se questo aumento del moltiplicatore in questione sia dovuto effettivamente alle perdite a parete, che i vari modelli non sono in grado di descrivere, si può fare un confronto tra due punti motore caratterizzati da un rendimento volumetrico simile, CA50MFB simile ma RPM differenti.

Tra tutte le condizioni di funzionamento che si hanno a disposizione le uniche che rispettano le precedenti caratteristiche sono due punti motore a 1250 RPM e 5000 RPM, che presentano una differenza percentuale di rendimento volumetrico assoluto pari allo 0.21% e di 1° sul CA50MFB.

Poiché il carico e la fase di combustione assumono praticamente gli stessi valori, ci si aspetta che le due curve di pressione abbiano delle pressioni massime simili; così però non è, anzi nella curva riferita ai 1250 RPM le pressioni sono nettamente inferiori su tutto il ciclo, come possiamo vedere nel grafico successivo.

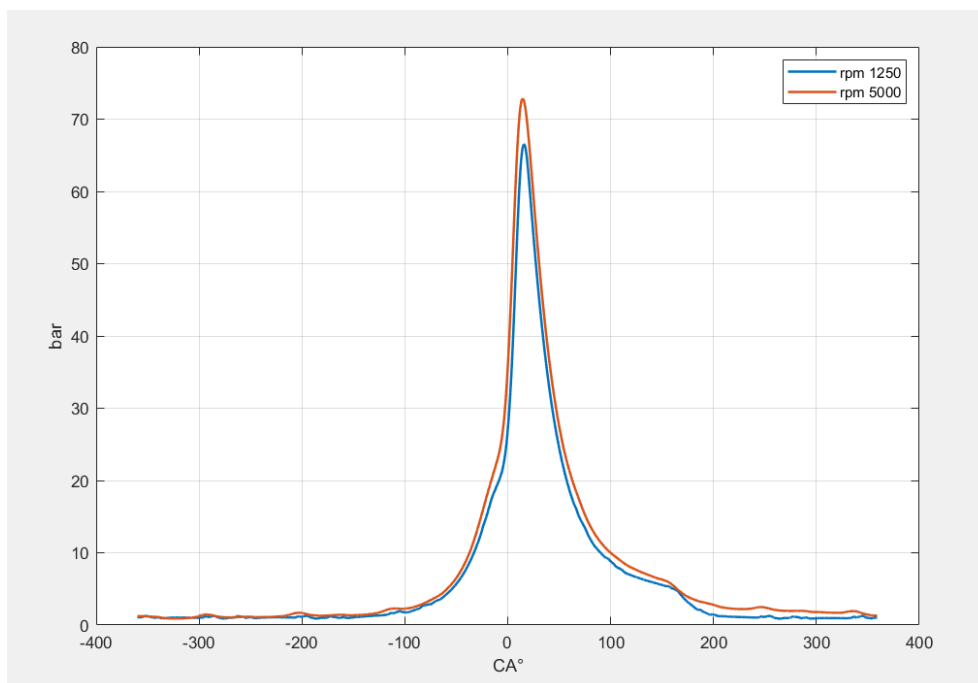


Figura 4.20 Confronto tra le curve di pressione dei punti motore prima menzionati

Per poter vedere che effettivamente l'aumento del *convection multiplier* è dovuto alle motivazioni appena descritte, si deve dimostrare che le masse aspirate per le due condizioni di funzionamento siano effettivamente le stesse, in modo che l'energia introdotta nei due cicli sia la medesima; a tal proposito non ci si può fidare solamente del valore del rendimento volumetrico assoluto perché le misure di massa d'aria aspirata a disposizione molto probabilmente sono state ottenute dalle misura di portata del debimetro e nelle condizioni ad altro incrocio una quota parte di questa portata potrebbe essere stata travasata direttamente allo scarico.

Per vedere quindi se le masse d'aria usate per calcolare i rendimenti volumetrici assoluti fossero veramente rappresentative del carico si è fatto riferimento al valore della variabile della centralina nella quale è salvato il valore del lambda misurato dalla sonda lambda.

I valori misurati sono:

- 1 per la condizione a 1250 RPM
- 0.95 per la condizione a 5000 RPM

Come ulteriore conferma del fatto che il valore di lambda della centralina sia affidabile si può plottare il valore dell'angolo d'iniezione e il valore dell'angolo di chiusura delle valvole di scarico (espressi ancora una volta in percentuale rispetto al loro valore massimo).

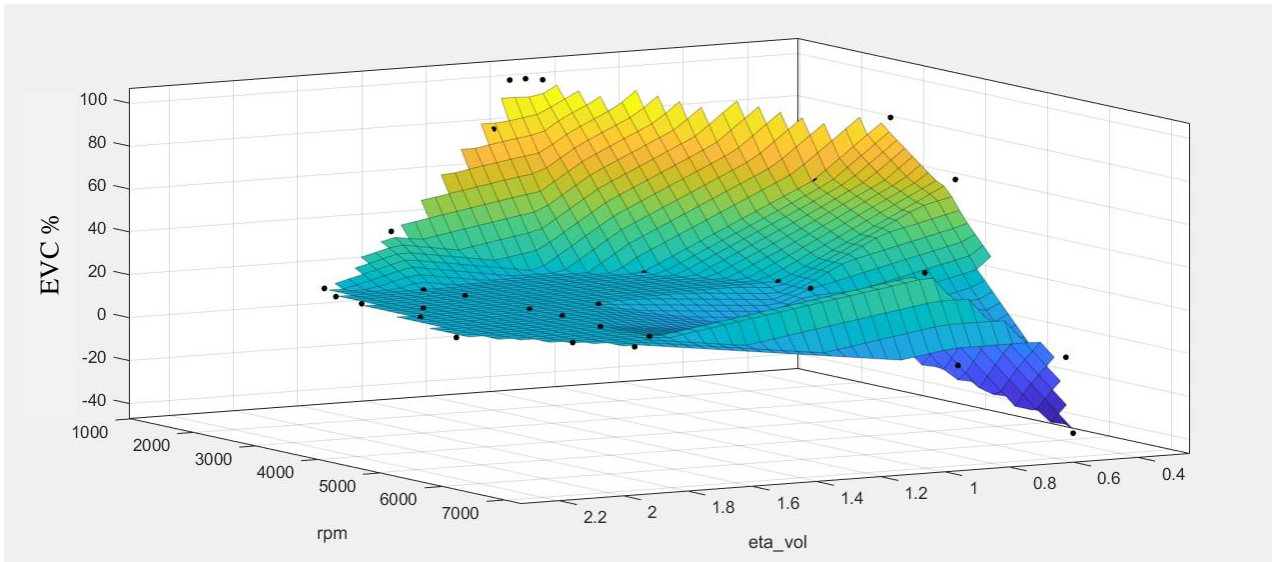


Figura 4.21 Andamento dell'angolo di chiusura delle valvole di scarico sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM

Nella figura precedente a valori positivi corrispondono chiusure posticipate rispetto al punto morto superiore di fine scarico.

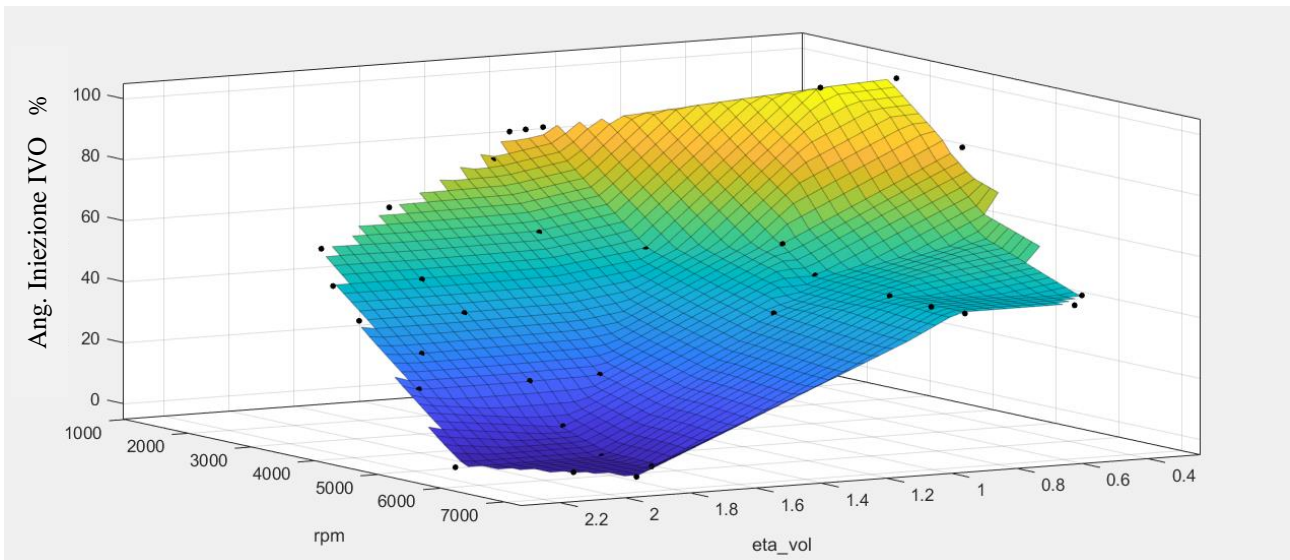


Figura 4.22 Andamento dell'angolo d'iniezione sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM

Nell'ultima immagine valori positivi corrispondono ad inizi dell'iniezione posticipati rispetto al punto morto superiore di inizio aspirazione/fine scarico.

Riportando la differenza percentuale tra $angolo_{iniez.IVO}$ e EVC si nota che l'iniezione nella zona di funzionamento che si sta considerando avviene sempre dopo la chiusura delle valvole di scarico, dato che i valori numerici sono positivi.

Il combustibile quindi effettivamente non finisce verso lo scarico dopo che è stato iniettato.

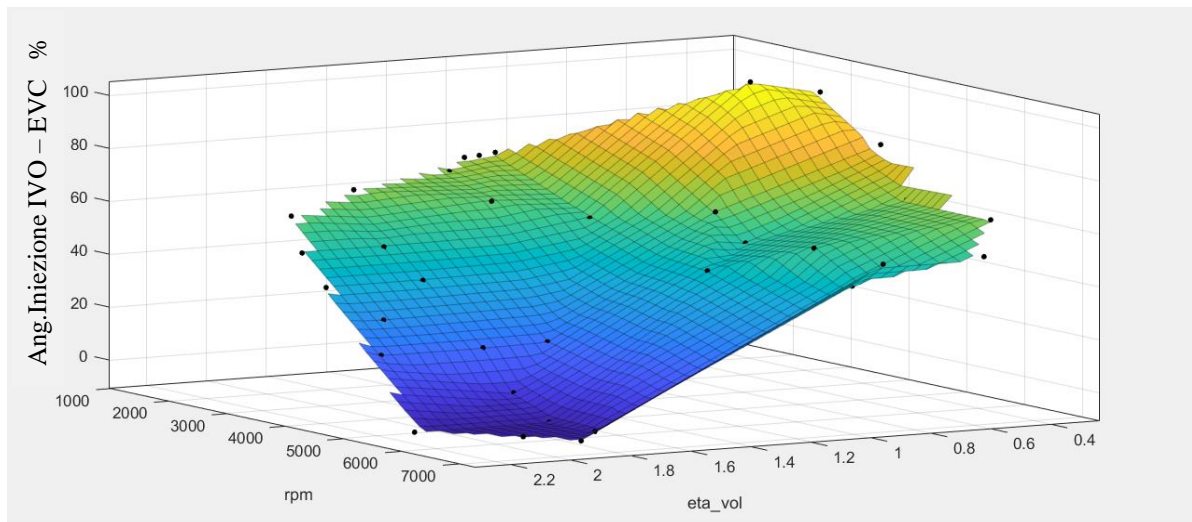


Figura 4.23 Andamento della differenza tra l'angolo d'iniezione e l'EVC sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM

Si può quindi concludere che i valori del lambda sono corretti e di conseguenza anche le masse d'aria calcolate sono effettivamente intrappolate, quindi per i due punti motore si introduce la stessa energia nel ciclo.

Tutto porta allora ad affermare che l'aumento del *convection multiplier* è legato allo scambio a parete che il modello senza correzione non sarebbe in grado di descrivere.

L'aumento degli scambi a parete che i modelli non sono in grado di modellare senza correzione possono essere causati dall'aumento del coefficiente di scambio convettivo legato all'incremento della velocità del fluido in camera. Con un modello di scambio a parete calibrato questa grandezza può essere stimata, in quanto GT-POWER restituisce il valore del coefficiente di scambio termico che il software chiama "effettivo". Possiamo allora confrontare i coefficienti di scambio convettivo per le condizioni a 1250 RPM e 5000 RPM per valori di CA50MFB simili.

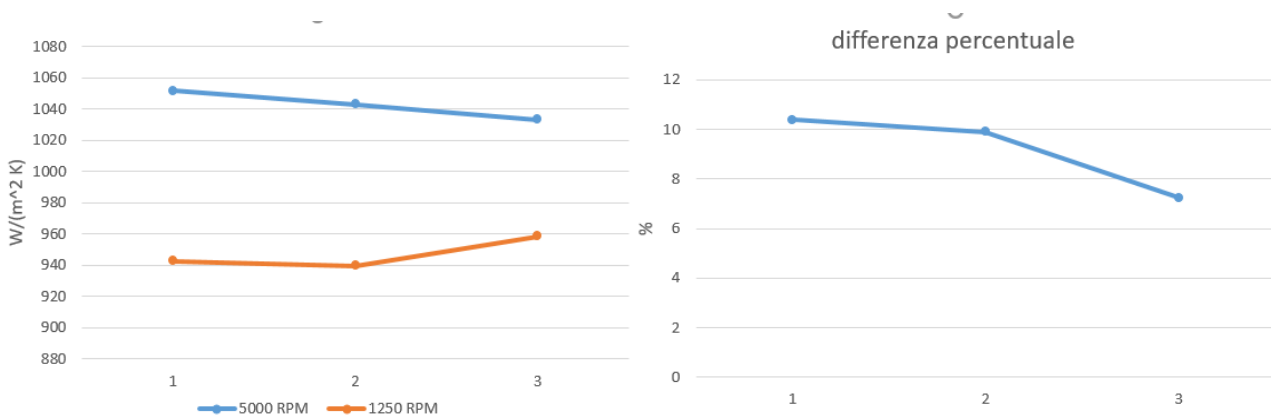


Figura 4.24 Coefficienti di scambio convettivo per i punti motore menzionati e relativa differenza percentuale

Come si vede la differenza percentuale tra i coefficienti di scambio convettivo è inferiore al 10%: poiché questo è direttamente proporzionale alla velocità dei gas in camera (che dipende a sua volta dalla velocità di rotazione del motore) per due regimi di rotazione così diversi si dovrebbero avere differenze molto più elevate per quanto riguarda la grandezza in questione.

Quindi anche l'ultima ipotesi sembra trovare riscontro, anche se risultati più accurati potrebbero emergere da un'analisi CFD.

Possiamo infine mostrare l'immagine di una curva di pressione simulata con un modello di scambio a parete calibrato; una cosa che generalmente è stata notata è che nella fase di compressione la curva simulata assume valori sempre più elevati rispetto a quella misurata; probabilmente questo è dovuto al modello di *blow-by* non corretto che viene impostato su GT-POWER.

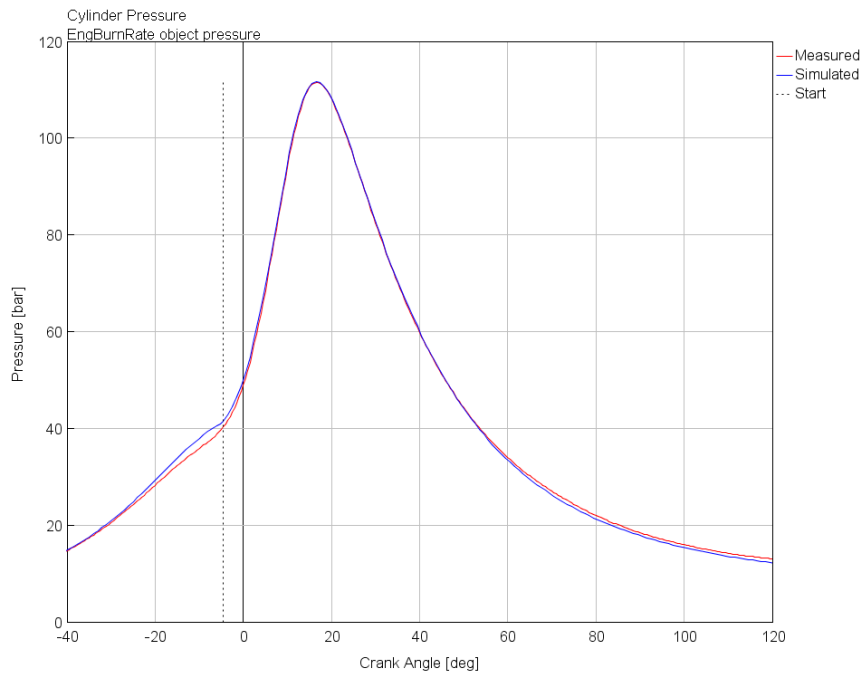


Figura 4.25 Confronto tra curva di pressione simulata e misurata

CAPITOLO 5

CALIBRAZIONE DEL MODELLO DI SCAMBIO A PARETE PER COMBUSTIONI DETONANTI

Dopo aver proposto un metodo per la calibrazione dei modelli di scambio a parete per combustioni non detonanti, ora si descrive l'approccio utilizzato per quelle detonanti. Per lo sviluppo di questa metodologia è stato utilizzato un database differente da quello usato per le attività precedenti, in quanto i cicli detonanti erano pochi o comunque presentavano intensità non molto elevate.

Sono quindi stati utilizzati dati indicating registrati presso la sala prove di Via Terracini dell'Università di Bologna. A differenza dei precedenti, nei quali erano presenti molti punti motore, questi includevano registrazioni su un unico punto di funzionamento.

A disposizione si hanno due set di dati: il primo relativo a test eseguiti con una benzina RON 91 e l'altro con benzina RON 100.

Per ciascuno di questi due set si hanno a disposizione circa 40/60 file .mat e all'interno di ciascuno di questi sono registrati sia i dati indicating su base tempo (quindi i cicli di pressione) che i dati ciclici sintetici; perciò il primo step dell'analisi ha previsto la realizzazione di uno script MATLAB per elaborare nel modo più rapido ed efficiente possibile i dati.

5.1 ANALISI DATI

Prima di esporre in che modo i dati sono stati elaborati i dati è bene spiegare l'approccio che si è deciso di applicare per gestire l'intera mole di registrazioni che si aveva a disposizione: si è deciso quindi di raggruppare in classi di valori di MAPO i vari cicli detonanti, per poi ottenere una curva media rappresentativa di una combustione caratterizzata da una certa intensità di detonazione.

Le famiglie di MAPO con cui si è deciso di catalogare tutti i cicli presenti nel database sono discretizzate ad intervalli di 2 bar, per cui sono state definite le famiglie MAPO 0-2, MAPO 4-6, MAPO 6-8 e così via. Dato che utilizziamo sempre lo strumento dell'analisi a valvole chiuse dobbiamo eliminare le oscillazioni di pressione dovute alla detonazione (che comunque verrebbero attenuate dall'operazione di media).

Per fare questa operazione le curve vengono filtrate passa-basso con una frequenza di taglio di 3 kHz; questo processo ci permette di tenere traccia sul segnale di pressione dell'effetto della detonazione; ci si aspetta, infatti, che all'aumentare del MAPO si abbiano picchi di pressione più elevati ma allo stesso tempo valori più bassi durante l'espansione, a causa dell'aumento degli scambi di calore.

Ora che lo scenario è stato inquadrato si può spiegare il funzionamento dello script MATLAB che è stato utilizzato per elaborare tutti i cicli.

Il programma in questione permette di eseguire operazioni differenti che possono essere selezionate attraverso un apposito menù che si apre nel momento in cui viene eseguito il codice.

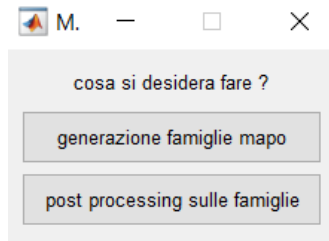


Figura 5.1 Interfaccia grafica per la selezione dell'operazione da eseguire sui cicli detonanti

La prima opzione che necessariamente dev'essere scelta è "generazione di famiglie mapo"; cliccando tale pulsante il programma, una volta caricati i file .mat contenenti i dati indicating, crea per ciascun file il raggruppamento per famiglie di cui si è parlato prima.

Il programma è stato pensato per poter caricare contemporaneamente tutti i file con i dati dei due set che si hanno a disposizione, ma poiché ogni .mat ha dimensioni attorno ai 340 MB, per cui già l'operazione di caricamento del singolo file non è immediata, il limite massimo per ottenere una velocità di calcolo accettabile è attorno ai 10 file.

Il modo di operare di questa parte del codice è il seguente:

- Una volta che vengono selezionati i file da caricare attraverso il comando *uigetfile* si entra all'interno di un ciclo *for* che viene ripetuto per un numero di volte pari al numero di file caricati; la prima operazione che il programma compie è riordinare i vari cicli di pressione in una matrice che avrà tante colonne quanti sono i cicli motore contenuti in ogni registrazione e tante righe quanti sono i campioni con i quali vengono campionate le curve di pressione. L'organizzazione dei cicli in una matrice rende più facile la loro selezione nelle elaborazioni successive.

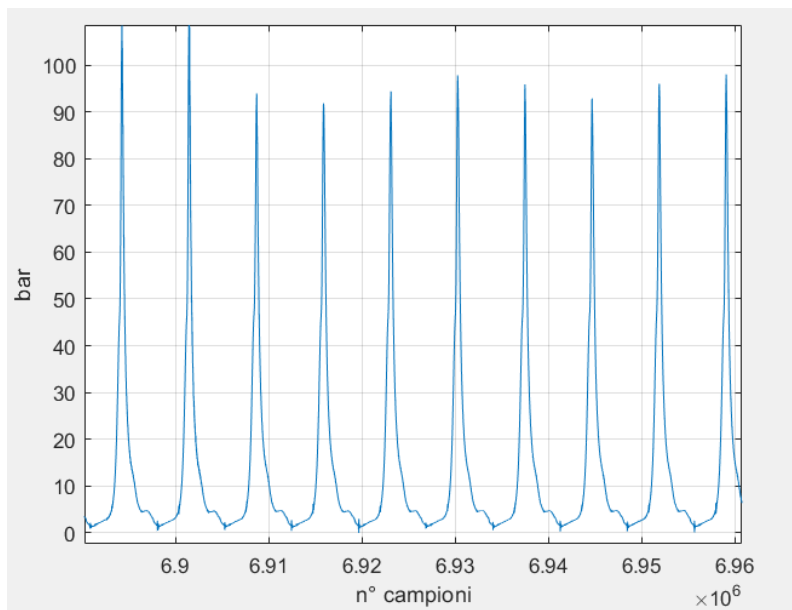


Figura 5.2 Cicli di pressione salvati su base tempo

- Il passo successivo che compie il programma, dopo aver salvato all'interno di una struttura la matrice di cui si è parlato prima e altre grandezze d'interesse come gli RPM (che serviranno per calcolarsi la frequenza di campionamento), è passare i dati alla funzione chiamata "knock".

All'interno di questa funzione le curve vengono prima filtrate passa-basso con una frequenza di taglio pari a 3 kHz, poi viene fatto il recupero della componente media (in questo database tale operazione viene eseguita in real-time durante la prova, ma per rendere più affidabile tale valutazione, il calcolo viene effettuato nuovamente). Queste curve vengono quindi salvate in un campo della struttura che la funzione restituisce.

Come per il programma di analisi dati utilizzato per le combustioni non detonanti anche in questo caso, se si sta elaborando il primo ciclo del primo file caricato, si entra in una modalità di *debug* durante la quale viene mostrata un'immagine in cui si possono osservare i segnali misurati e i segnali filtrati passa-basso.

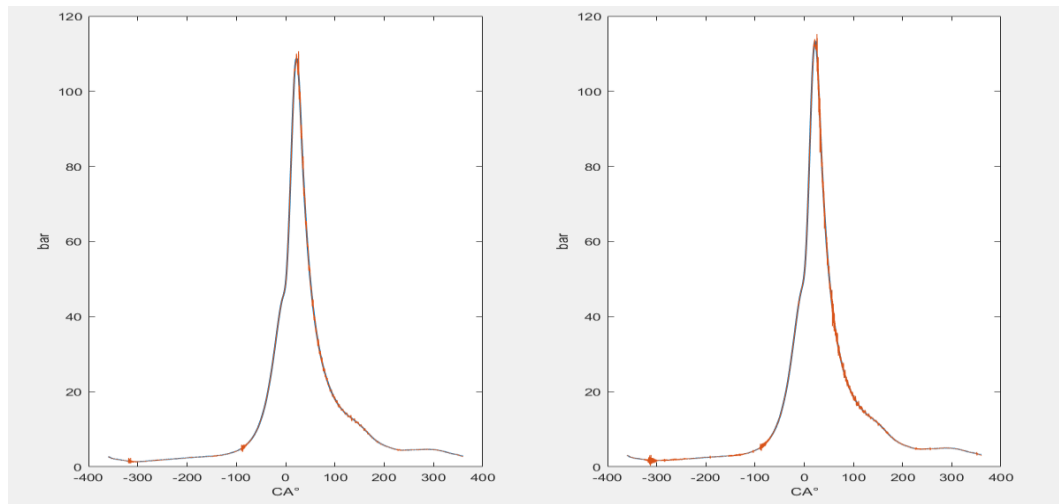


Figura 5.3 Immagine generata automaticamente per controllare che il filtraggio sia stato eseguito correttamente

In questo caso si hanno due immagini perché nei file sono presenti due canali di misura, uno relativo al sensore di pressione e l'altro proveniente dalla candela strumentata.

Il raggruppamento in famiglie di MAPO viene fatto per entrambi i canali, ma per la simulazione verranno utilizzati solamente i segnali provenienti dal sensore di pressione.

Per uscire dalla modalità di *debug* si apre una finestra esattamente uguale a quella mostrata nel capitolo precedente.

Se il filtraggio passa-basso viene eseguito correttamente, successivamente all'interno della funzione "knock" il programma calcola il MAPO (il calcolo dell'indice viene fatto sul segnale filtrato passa-banda tra 4 kHz e 23 kHz con un filtro Butterworth del quarto ordine) e anche lo spettro del segnale filtrato passa alto.

Il MAPO in realtà è un dato già presente all'interno dei file contenenti i dati indicating, ma per evitare errori che si potrebbero verificare durante la registrazione questo indice è stato ricalcolato e successivamente confrontato con i dati salvati.

- In uscita della funzione "knock" viene aggiunto alla struttura chiamata "dati" un sottocampo all'interno del quale troviamo tutte le informazioni necessarie per creare le famiglie; tale sottocampo rappresenta l'input fondamentale della funzione chiamata "cluster" che ha il compito di creare le famiglie.

I raggruppamenti vengono generati sostanzialmente all'interno di un ciclo *for* che compie tante iterazioni quanti sono i cicli motore contenuti nel file che si sta elaborando; all'interno di questo ciclo è presente un costrutto *if* che permette di salvare in una famiglia di MAPO una curva di pressione oppure no, solo se l'indice di detonazione in questione è compreso tra il limite inferiore e superiore della famiglia su cui si sta operando. Per capire meglio

come funziona questo passaggio, che è fondamentale per tutta l'analisi dati, si riporta un'immagine delle linee di codice in questione.

```

while ancora
    fam_pres=[]; fam_mapo=[]; fam_angolo_knock=[]; fam_p_knock=[];
    mapo_min=fam(k); mapo_max=fam(k+1);
    for j=1:n_cicli
        if mapo(j)>mapo_min && mapo(j)<=mapo_max
            fam_pres=[fam_pres pres(:,j)];
            fam_mapo=[fam_mapo mapo(j)];
            fam_angolo_knock=[fam_angolo_knock angolo_knock(j)];
            fam_p_knock=[fam_p_knock p_max_knock(j)];
        end
    end
end

```

Figura 5.4 Implementazione del raggruppamento in famiglie di MAPO

Durante questa operazione di raggruppamento vengono salvati anche altri dati come l'angolo di *knock onset* e la pressione registrata in queste condizioni; in uscita da questo ciclo *for* le famiglie sono state generate per cui vengono calcolati i dati medi riferiti a ciascuna di esse (curva di pressione media, pressione massima...) e anche la loro numerosità.

Ora che è nota la curva media attraverso una funzione, che era stata utilizzata anche nell'altro script di analisi dati, vengono eseguiti tutte le operazioni riguardanti il rilascio di calore e quindi sono calcolati tutti gli angoli di combustione.

- Una volta iterato il ciclo *for* più esterno un numero pari di volte al numero di file caricati l'elaborazione dei dati è terminata, per cui viene restituita un'immagine riassuntiva per ciascun file analizzato, nella quale vengono rappresentate le curve medie riferite a ciascuna famiglia

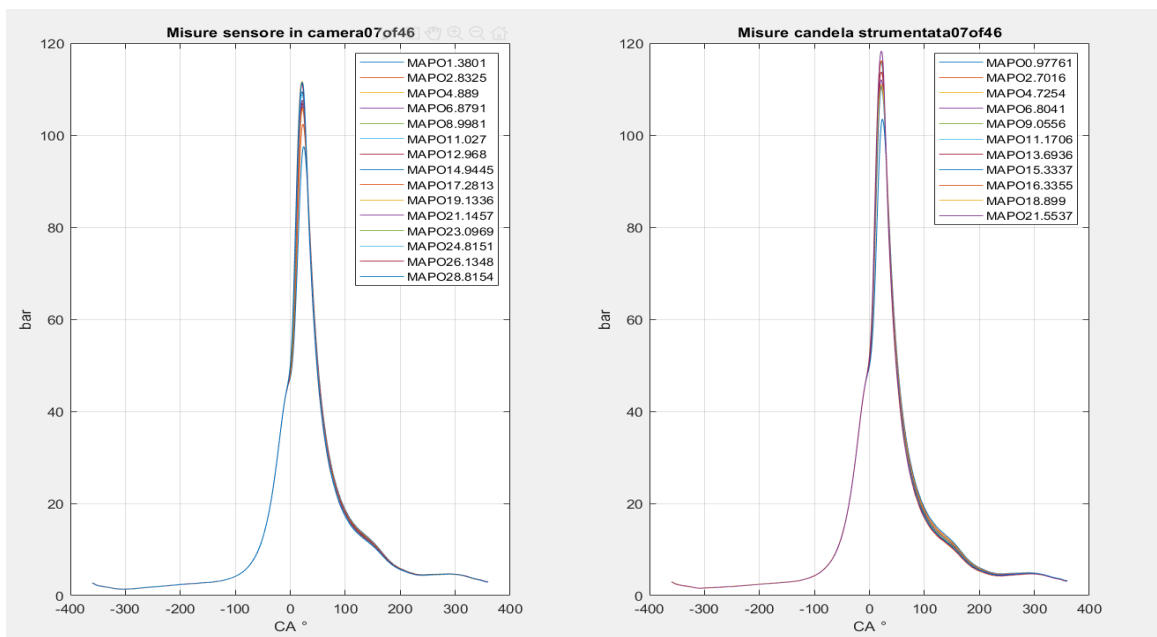


Figura 5.5 Immagine riassuntiva generata dallo script MATLAB contenente le curve medie di pressione per ciascuna famiglia di MAPO

- Il programma chiede, infine, quale tipo di file si vuole salvare al termine dell'elaborazione; si possono salvare un file Excel oppure un file .mat nel quale è contenuta tutta la struttura con i dati elaborati. Il salvataggio del file in formato MATLAB è molto importante perché permetterà di ampliare in seguito le famiglie. Di seguito viene riportata l'immagine dell'interfaccia grafica che si apre quando deve essere fatta questa selezione.

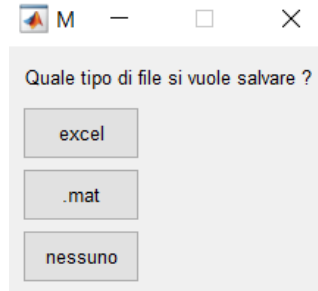


Figura 5.6 Interfaccia grafica per selezionare quale file dati salvare

Una volta che tutti i file dei due set sono stati elaborati in questo modo è possibile eseguire un'altra volta il programma, questa volta selezionando però la parte “post processing sulle famiglie”; attraverso questa operazione è possibile ampliare le famiglie di MAPO grazie ad un ulteriore raggruppamento sui dati precedentemente analizzati.

Eseguendo questa parte di programma gli input che vengono richiesti sono i .mat generati nella sezione precedente; da questi vengono caricate e salvate in matrici tutte le informazioni d'interesse (come le curve di pressione appartenenti alle varie famiglie, i valori di MAPO medio di ciascuna famiglia, ecc.).

Queste matrici contengono dati appartenenti a famiglie differenti, per cui, al loro interno, le informazioni da raggruppare sono mescolate. Si può quindi asserire che, mentre la prima sezione del programma permette di eseguire un raggruppamento sui dati reali misurati, la seconda sezione permette di raggruppare dati mediati appartenenti a file differenti e derivanti dall'elaborazione precedente.

Una cosa molto importante da sottolineare è il fatto che mentre nella sezione “generazione famiglie mapo” i dati vengono mediati con una semplice media aritmetica, nella parte “post processing sulle famiglie” tutte le medie (che vengono eseguite per ottenere i dati rappresentativi delle famiglie) sono ponderate, usando come peso la numerosità della famiglia da cui proviene quella grandezza; ad esempio le curve di pressione definitive che saranno quelle rappresentative di una famiglia di MAPO sono ottenute nel modo seguente:

$$p_{fam.mapo} = \frac{\sum_{i=1}^n \text{numerosità}_{i-esima} * p_{i-esima}}{\sum_{i=1}^n \text{numerosità}_{i-esima}} \quad (5.1)$$

La seconda parte del programma restituisce diversi output:

- Una figura per ciascuna famiglia di MAPO generata dall'ulteriore raggruppamento con diversi *subplot* nei quali vengono rappresentati: l'angolo di partenza della combustione, il CA50MFB, l'angolo di pressione massima, i valori di MAPO, la cumulata della numerosità della famiglia, le curve di pressione appartenenti a quella famiglia, la curva di pressione media, il valore della pressione nelle condizioni di knock onset e il valore dell'angolo di manovella per cui si raggiungono tali condizioni

- Una figura riassuntiva in cui vengono rappresentati i dati medi definitivi; sostanzialmente un valore puntuale o una curva di pressione presente nei grafici di questa figura rappresenta la media ponderata dei valori presenti in una delle figure di cui si è parlato al punto precedente
- Un file Excel che contiene i dati definitivi che verranno caricati in GT-POWER; anche questa volta è stato utilizzato MATLAB per generare un supporto informatico in modo da non dover inserire manualmente i valori numerici sull'altro software

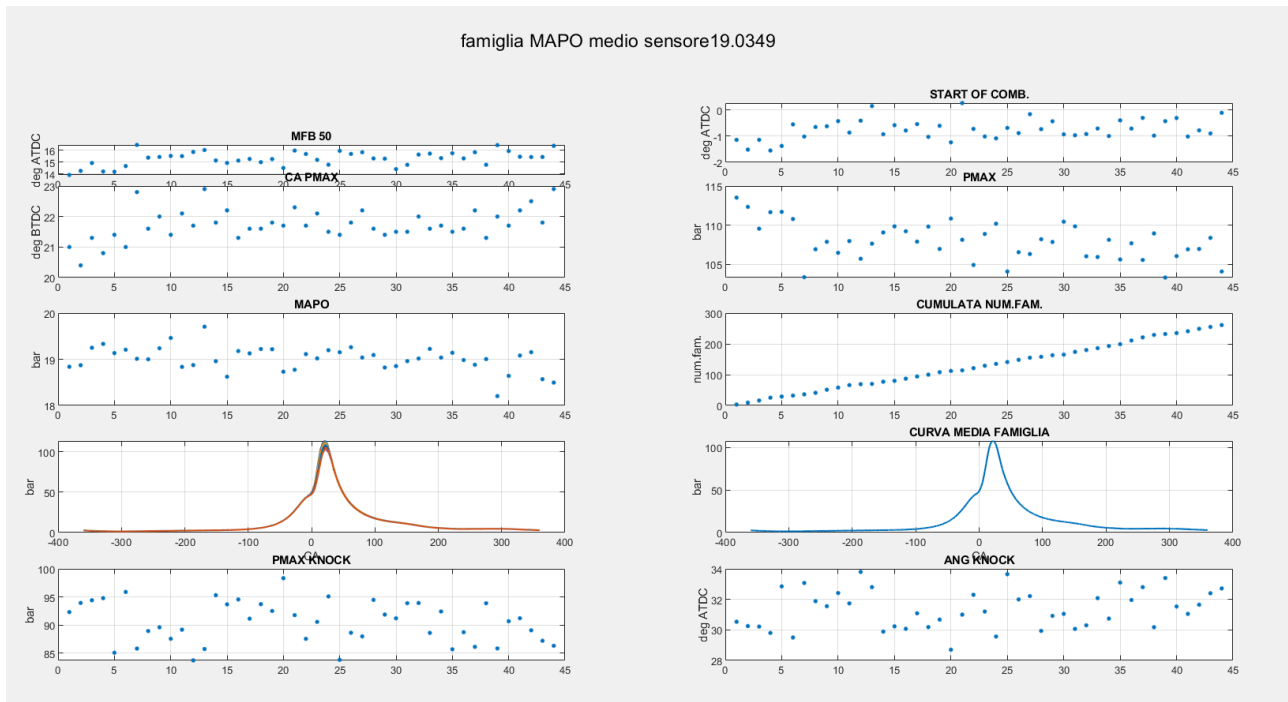


Figura 5.7 Immagine contenente i dati di ogni singola famiglia di MAPO

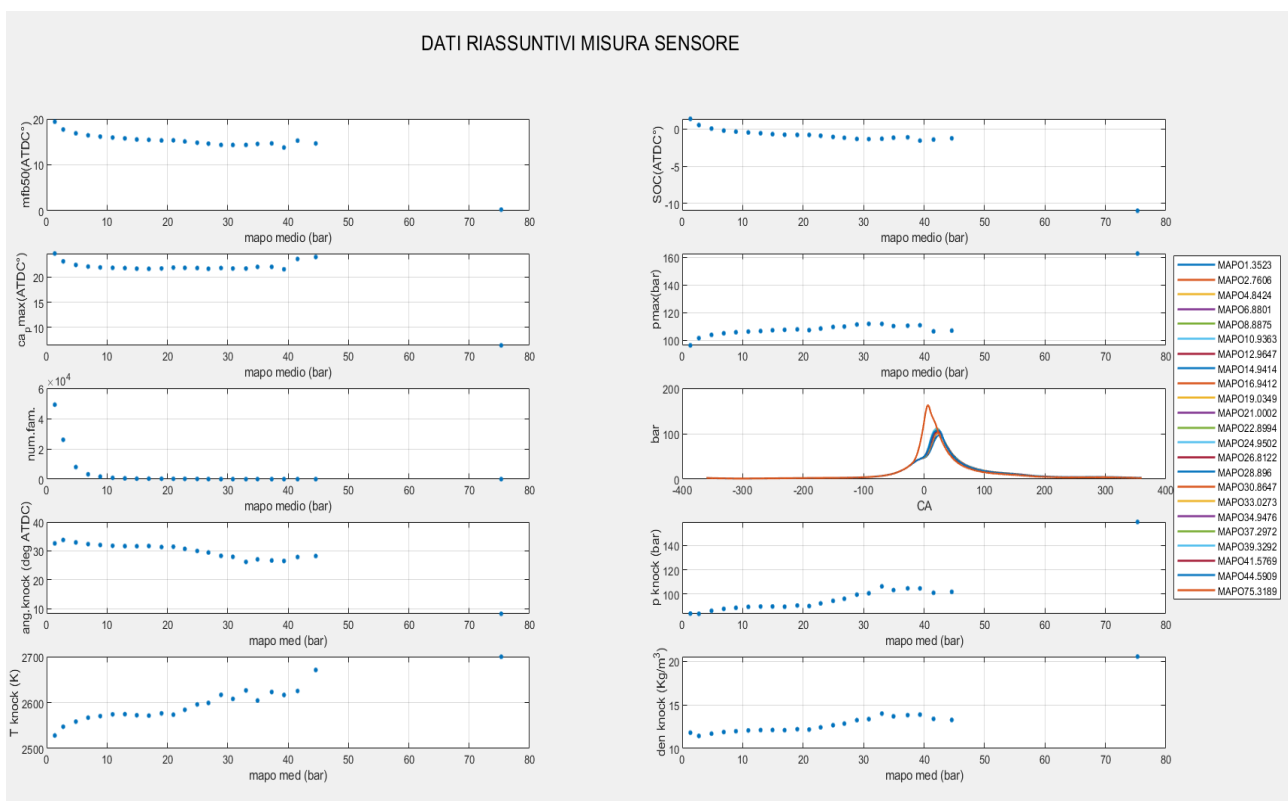


Figura 5.8 Immagine contenente i dati finali riassuntivi

Nella seconda figura, ad esempio, se si entra nei grafici in funzione di MAPO con un valore pari a 19.03 (valore di riferimento della penultima immagine) il punto che troviamo è la media ponderata dei valori riportati nella penultima figura.

Per completare il lavoro di analisi dati mancano le informazioni sul consumo e sulle masse d'aria aspirate; per ricavare le grandezze d'interesse abbiamo a disposizione le seguenti misure: portata di combustibile della bilancia in sala prove, il valore di lambda e la portata d'aria del debimetro per calcolare la massa d'aria aspirata per ciclo per cilindro.

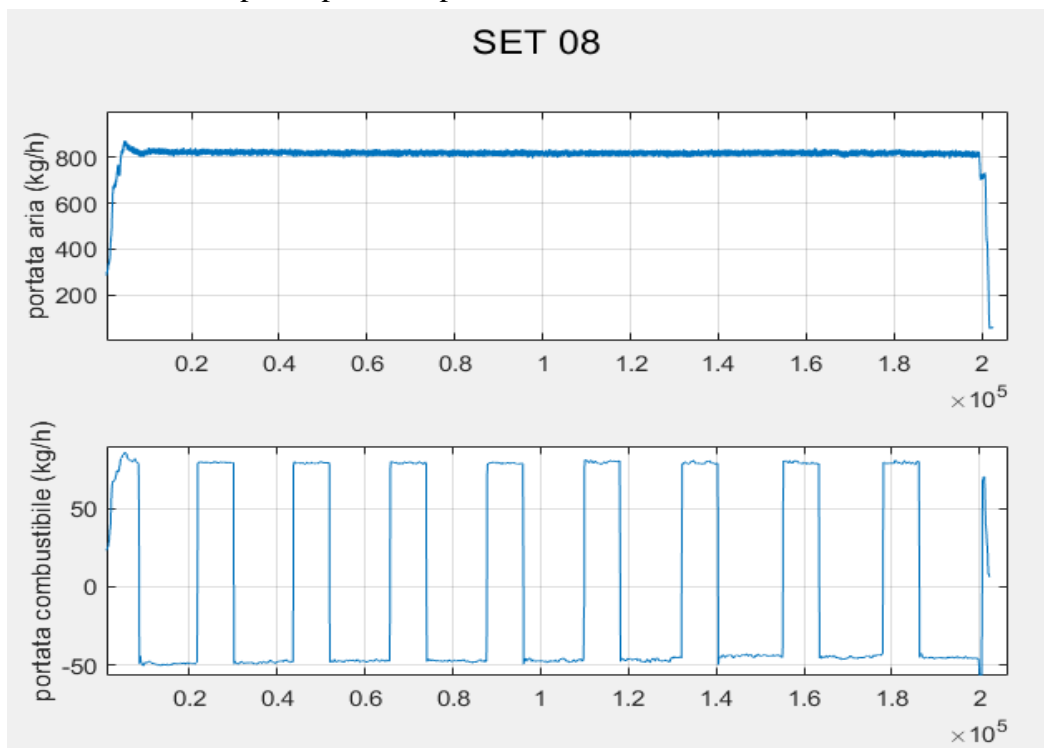


Figura 5.9 Dati di consumo orario e del debimetro per il SET 08

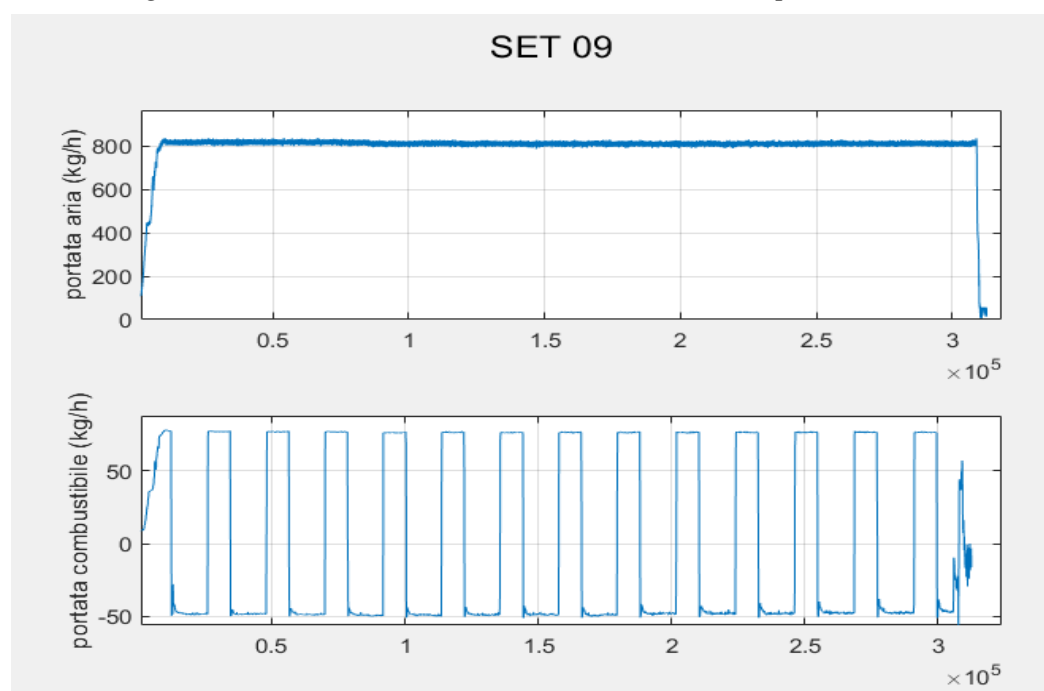


Figura 5.10 Dati di consumo orario e del debimetro per il SET 09

La prima cosa da fare è ricavare i valori medi di portata d'aria, lambda e portata di combustibile; per quanto riguarda la portata d'aria del debimetro e il lambda, la media viene eseguita nella zona centrale in cui si è in condizioni effettivamente stazionarie.

L'andamento della portata di combustibile, come si vede dalle immagini, ha in alcuni momenti valori negativi, questo perché in tali istanti si ha il riempimento della bilancia. Per calcolare il valore medio quindi si prendono solamente in considerazione le zone in cui il segnale è costante e positivo (le misure eseguite prima che si abbia il primo riempimento comunque vengono scartate).

Dalle misure di portata media d'aria e di combustibile è possibile calcolare le masse d'aria aspirate per ciclo per cilindro e le relative masse di combustibile con le formule seguenti:

$$m_{aria_ciclo_cilindro} = \frac{\dot{m}_{aria\ media}}{30\ RPM\ n_{cil}} \quad (5.2)$$

$$m_{comb_ciclo_cilindro} = \frac{\dot{m}_{comb.\ media}}{30\ RPM\ n_{cil}} \quad (5.3)$$

Nelle equazioni precedenti n_{cil} è il numero di cilindri.

Dato che abbiamo a disposizione i valori misurati di lambda è possibile calcolare anche il rapporto stechiometrico aria/combustibile attraverso la formula:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{aria_ciclo_cilindro}}{m_{comb_ciclo_cilindro} \lambda} \quad (5.4)$$

Attraverso queste semplici formule abbiamo, dunque, terminato la fase di analisi dati, avendo tutte le informazioni necessarie per i calcoli da eseguire su GT-POWER.

Per poter generare un file Excel che contenga tutti i dati indispensabili alle simulazioni in GT-POWER è necessario fornire al programma anche le informazioni appena mostrate; per fare questo, quindi, è stata inserita un'interfaccia grafica che permette d'inserire tali valori.

Questa interfaccia è mostrata di seguito.

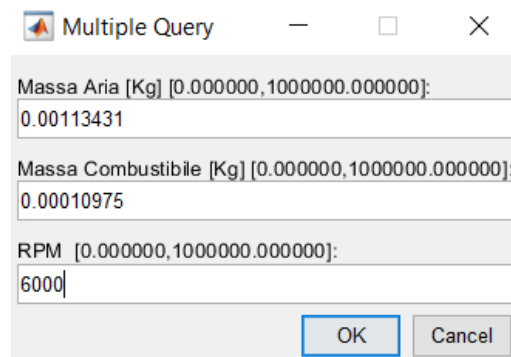


Figura 5.11 Interfaccia grafica per inserire i dati di consumo

5.2 METODO DI CALIBRAZIONE DEL MODELLO DI SCAMBIO A PARETE NEL CASO DI COMBUSTIONI DETONANTI

Rispetto al caso delle combustioni non detonanti per le quali avevamo a disposizione molte condizioni di funzionamento e dunque molte curve di pressione (dato che per ogni punto motore si ha anche la spazzolata d'anticipo), in questo caso abbiamo a disposizione un solo punto motore con circa 20 curve di pressione riferite a ciascuna famiglia, per ognuno dei due set.

A differenza della calibrazione precedente nella quale si è optato per un'ottimizzazione di tipo *Sweep*, in questo caso tutte le curve di un set vengono caricate all'interno del *Case-Setup* di un unico modello, per determinare un *convection multiplier* ottimo per ciascuna classe di MAPO; per fare questo abbiamo bisogno quindi d'impostare un'ottimizzazione di tipo *Independent*.

Si ricorda che un'ottimizzazione di questo tipo permette di trovare un valore ottimo per ciascun caso caricato all'interno del modello.

È stata fatta anche una diversa scelta per quanto riguarda il tipo di ottimizzatore utilizzato; dato che durante la calibrazione del modello di scambio a parete per le combustioni non detonanti si è notato che la funzione obiettivo riferita all'angolo di pressione massima è praticamente una costante al variare del *convection multiplier* si è deciso di trascurare tale grandezza prendendo in considerazione solamente la pressione massima che viene data come target dell'ottimizzazione.

Mentre nella precedente calibrazione usavamo l'opzione *Multi Objective* dell'ottimizzatore *Integrated Design Optimizer* ora si è deciso di utilizzare l'opzione *Single Objective*; utilizzare questa modalità permette di avere anche un vantaggio al momento dell'analisi dati poiché il solutore al termine dell'ottimizzazione restituisce direttamente i valori ottimi della variabile indipendente che si vuole ottimizzare, senza bisogno di ricercare il valore di *convection multiplier* che minimizza la funzione obiettivo.

Utilizzando questa opzione non è più possibile usare gli algoritmi genetici che sono stati sfruttati nel caso precedente, per cui è stata utilizzata un'altra routine chiamata *discrete grid*. Nel caso in cui la variabile da ottimizzare sia una sola l'algoritmo funziona nel modo seguente:

- Dato che la procedura richiede il limite massimo, quello minimo e il valore iniziale della variabile *Factor* da cui iniziare la ricerca, come prima cosa vengono individuati i valori che sono assunti dalla variabile dipendente che si vuole minimizzare, massimizzare o alla quale si vuol far raggiungere un target
- In base ai valori calcolati, l'algoritmo determina il punto medio tra il valore iniziale della variabile *Factor* e uno tra il limite massimo e il limite minimo di tale variabile; in corrispondenza di questo punto medio viene ricalcolato il valore della variabile dipendente per determinare quale intervallo deve essere successivamente bisezionato per ricavare un nuovo punto medio da cui far ripartire il calcolo
- L'algoritmo si ferma quando l'ampiezza dell'intervallo da bisezionare è minore della risoluzione con la quale viene suddiviso l'intervallo compreso tra il limite massimo e minimo della variabile *Factor*; tale risoluzione viene definita dall'utente

Un esempio di come l' algoritmo funziona per minimizzare una variabile *Responses* è mostrato nella figura che segue, dove i punti verdi indicano il numero delle iterazioni eseguite.

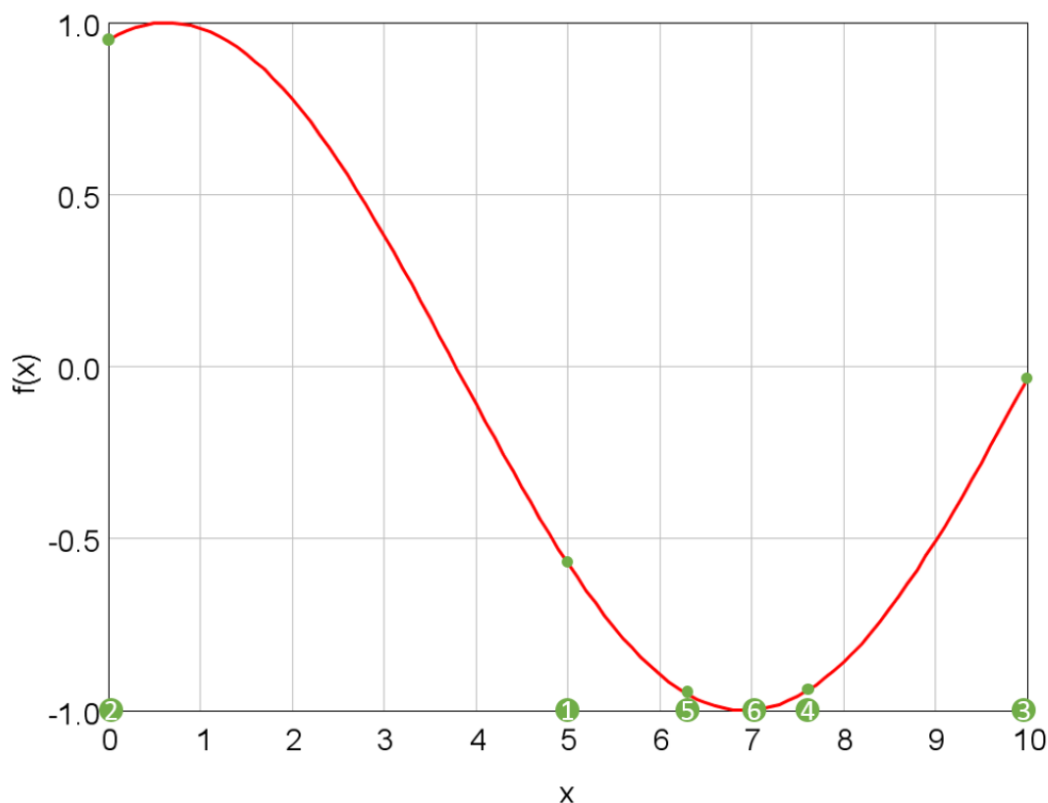


Figura 5.12 Esempio di funzionamento dell' algoritmo di ottimizzazione *Discrete-Grid*

Come per la calibrazione fatta nel caso di combustioni non detonanti anche in questo caso viene imposto che la quantità di combustibile iniettata non sia quella che deriva dalle misure di consumo, ma sia la quantità stechiometrica.

Com'è stato fatto nel capitolo precedente si riporta una tabella riassuntiva con tutte le impostazioni delle ottimizzazioni.

Tipo di ottimizzazione	Indipendent per ottenere un valore ottimo di <i>convection multiplier</i> per ciascuna famiglia di MAPO
Variabile indipendente <i>Factor</i>	Convection mutliplier
Variabile dipendente <i>Responses</i>	Pressione massima
Tipo di algoritmo	Discrete-Grid

5.3 RISULTATI DELLA CALIBRAZIONE

Prima di poter calibrare il modello di scambio a parete è stato necessario fare alcune considerazioni riguardo all'LHV del combustibile con il quale sono state effettuate le prove al banco. Tale valore non è noto per questo database, ma è fondamentale per una calibrazione corretta del modello.

Quello che si è deciso di fare, quindi, è stato utilizzare il modello di scambio a parete già calibrato e applicarlo alle curve di pressione della prima famiglia di MAPO di entrambi i set; tali curve di pressione sono caratterizzate da valori di MAPO inferiori a 1, quindi i modelli si devono comportare in modo identico rispetto ai casi delle precedenti calibrazioni dato che si erano prese in considerazione curve con un MAPO inferiore a 2.

Nelle mappe mostrate al capitolo precedente è stato cercato il valore di *convection multiplier* relativo ai punti motore che si stanno considerando durante questa nuova calibrazione; di fatto il punto motore è unico dato che si ha una differenza percentuale sul rendimento volumetrico pari allo 0.85%.

Sono stati presi, quindi, i valori riferiti ai modelli Woschni classico e Woschni-Huber; i *convection multiplier* nel punto motore d'interesse valgono:

- Woschni classico: 1.384
- Woschni-Huber: 1.1045

A questo punto, dato che i *Case-Setup* dei modelli per i due set di dati erano già stati interamente caricati, è stato sufficiente disattivarli tutti tranne quello riferito alla prima classe di MAPO e poi utilizzare questa volta l'LHV del combustibile come variabile *Factor*, per ottenere una pressione massima target, una volta fissati i coefficienti correttivi del modello di scambio a parete.

I valori ottenuti facendo questa operazione sono i seguenti:

- 41.67 MJ/Kg per il SET 09, che è la benzina RON 100, poiché a parità di MAPO con il SET 09 si hanno CA50MFB minori e pressioni più elevate rispetto ai dati del SET 08
- 40.31 MJ/Kg per il SET 08, che è la benzina con RON 91

Queste considerazioni sono state fatte sui due modelli di scambio a parete che dalla calibrazione precedente sembravano restituire risultati migliori. Il programma GT-POWER tuttavia ha un'altra "leva" oltre al *convection multiplier* per correggere il bilancio di energia in camera di combustione, che viene chiamato *LHV multiplier*: questo coefficiente durante l'ottimizzazione viene mantenuto pari ad 1, ma nel momento in cui si esegue la simulazione per ricavare la curva di pressione il software lo fa variare per riprodurre al meglio la grandezza in questione.

Se durante la simulazione tale coefficiente rimane compreso tra 0.96 e 1.05 la procedura di calibrazione va a buon fine. L'*LHV multiplier* è stato utilizzato, quindi, per stabilire quale dei due modelli di scambio a parete fosse migliore per descrivere il fenomeno in questione, una volta che era stata conclusa la calibrazione dei modelli per le varie classi di MAPO.

Si è visto come si comportava tale coefficiente correttivo sia nel caso di una calibrazione fatta con il valore di LHV calcolato nel modo spiegato, sia con il valore sperimentale che è stato utilizzato per la calibrazione precedente.



Figura 5.13 Valori dell’LHV Multiplier per i modelli di Woschni classico e Woschni-Huber per il SET 08

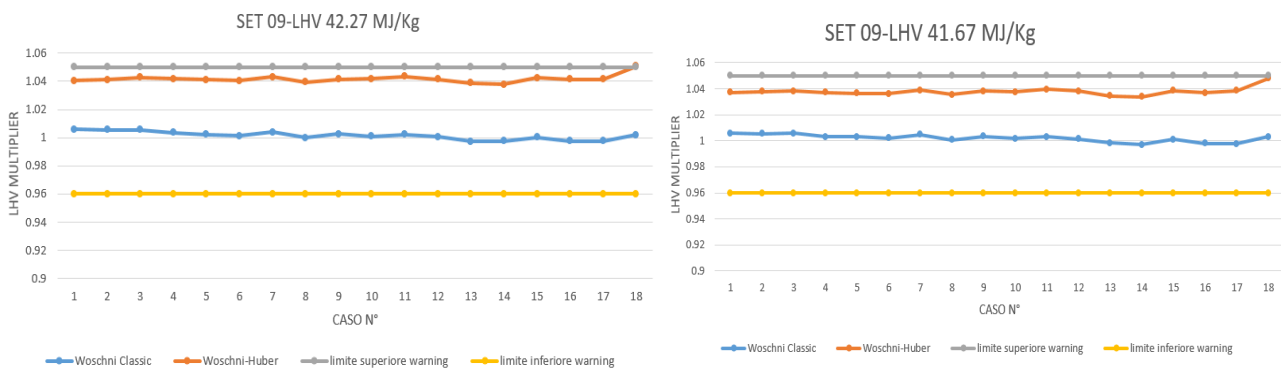


Figura 5.14 Valori dell’LHV Multiplier per i modelli di Woschni classico e Woschni-Huber per il SET 09

Come si può vedere da questa immagine, anche se il valore dell’LHV utilizzato è differente rispetto a quello calcolato, il modello Woschni classico si comporta in modo migliore rispetto a quello di Woschni-Huber. Addirittura nel caso del SET 08, con l’LHV pari a 40.31 MJ/Kg, il parametro assume valori maggiori ai limiti prestabiliti.

In virtù di questo si è deciso di lavorare esclusivamente sul modello di Woschni classico sia per le combustioni detonanti che per quelle non detonanti.

Per quanto riguarda il trend dell’andamento del *convection multiplier* ci si aspetta che questo cresca all’aumentare del MAPO, in quanto è noto che gli scambi a parete assumono valori più elevati all’aumentare dell’intensità della detonazione; questo trend si è effettivamente verificato.

Prima di tutto si può osservare la differenza tra i *convection multiplier* ottenuti con il valore dell’LHV calcolato e quelli risultanti dalla calibrazione con il valore sperimentale, utilizzato per le precedenti calibrazioni.

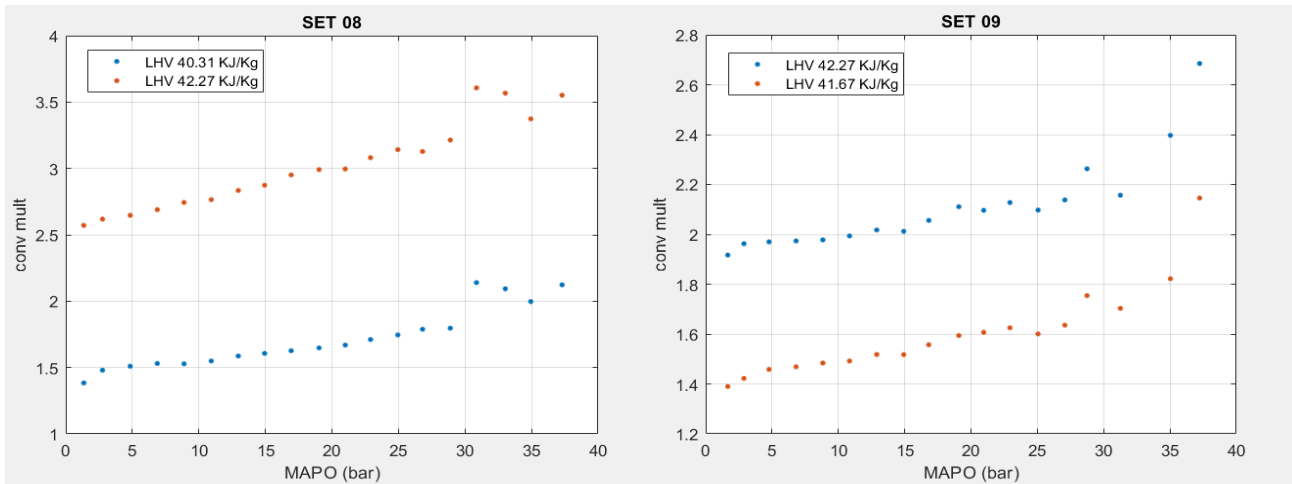


Figura 5.15 Andamento del convection multiplier al variare del MAPO utilizzando l'LHV calcolato e quello utilizzato per le calibrazioni precedenti

Un elemento caratterizzante è che in entrambi i casi, pur utilizzando un valore di LHV non corretto, l'andamento dei coefficienti correttivi rimane lo stesso ma solamente traslato verso l'alto. Inoltre si vede che per il caso del SET 08 la differenza trovata per i due diversi valori di LHV è maggiore rispetto al caso del SET 09.

Questo è giustificabile tenendo conto del fatto che nel caso del SET 08 la differenza tra il valore di LHV calcolato e quello utilizzato in precedenza è maggiore. Quindi, per avere un bilancio energetico in camera corretto, il software aumenta di più il coefficiente correttivo rispetto al caso del SET 09, per avere maggiori scambi a parete.

Il confronto che possiamo fare è tra i *convection multiplier* relativi a set differenti ottenuti con gli LHV calcolati.

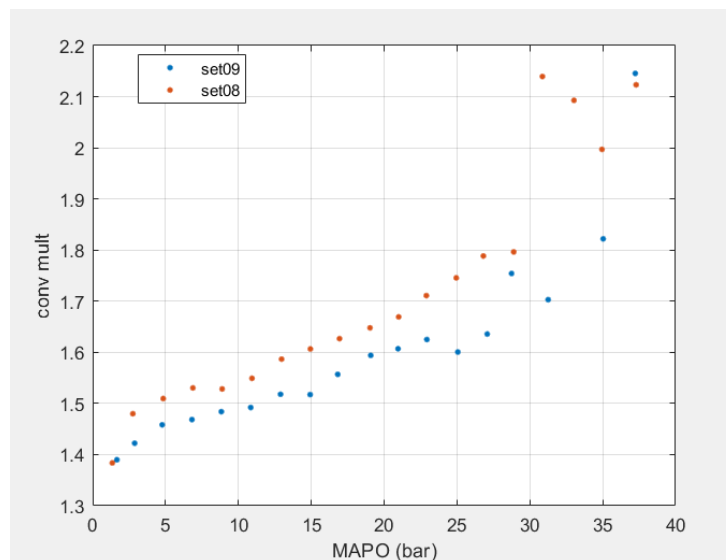


Figura 5.16 Convection multiplier al variare del MAPO per i due set ottenuti con gli LHV calcolati

Come si può vedere i punti iniziali ottenuti per i due set partono dalla stessa ordinata (dato che il valore dell'LHV è stato calcolato per entrambi con lo stesso *convection multiplier*, pari a 1.384).

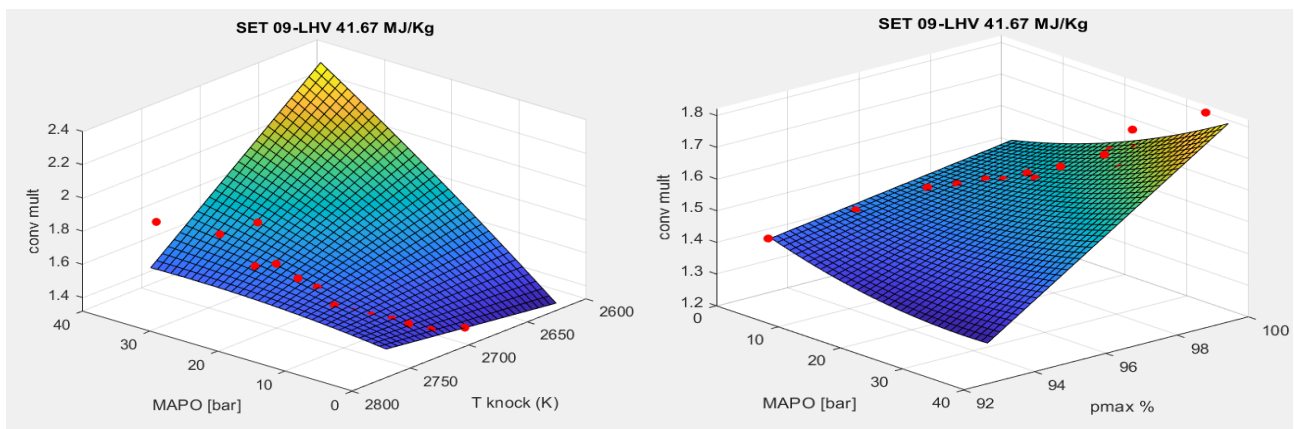
Quello che appare da questa immagine è che a parità d'intensità di detonazione il SET 08 (dati che sono stati ottenuti con una benzina RON 91) ha bisogno di correzioni maggiori. Si ricorda che per tale set si raggiungono gli stessi livelli di detonazione del SET 09, ma con CA50MFB maggiori.

L'andamento dei *convection multiplier* può essere visto non solo in funzione del MAPO ma anche in funzione delle condizioni termodinamiche in cui avviene il *knock onset*; queste condizioni vengono determinate nel modo seguente:

- Dal segnale di pressione filtrato passa-banda per il calcolo del MAPO si è determinato l'angolo corrispondente alla massima oscillazione di pressione in valore assoluto
- Con il segnale di pressione filtrato passa-basso a 3 kHz si è calcolato la temperatura con la legge dei gas perfetti per la zona del ciclo a valvole chiuse
- Noto l'angolo di *knock onset* è poi possibile determinare tutte le grandezze termodinamiche necessarie in corrispondenza della fase considerata (pressione, temperatura e densità)

In particolare il *convection multiplier* può essere plottato in funzione delle grandezze seguenti con semplici correlazioni polinomiali:

- In funzione di MAPO e temperatura di *knock onset* con un fitting polinomiale di grado 2-1 (polinomio di secondo grado in funzione del MAPO e di primo in funzione della temperatura)
- In funzione di MAPO e pressione massima con un fitting polinomiale di grado 2-1 (polinomio di secondo in funzione del MAPO e di primo in funzione della pressione)



5.17 *Convection multiplier* in funzione di MAPO-Temperatura di *knock onset* e MAPO-% pressione massima per il SET 09

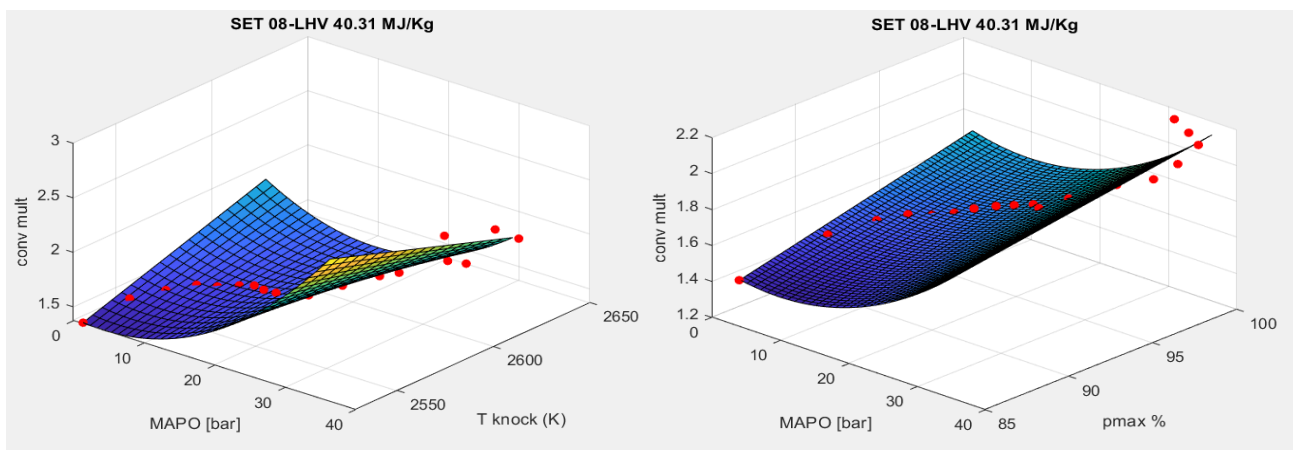


Figura 5.18 *Convection multiplier* in funzione di MAPO-Temperatura di *Knock onset* e MAPO-% pressione massima per il SET 08

Nelle figure precedenti il fitting è stato eseguito usando le *function* di MATLAB, specificando che venissero usati come peso la numerosità delle famiglie di MAPO; è questo il motivo per cui nelle zone a basso MAPO, dove ad ogni punto rosso è associata un'elevata numerosità delle famiglie, i punti sperimentali seguono perfettamente le superfici, mentre nella zona ad alto MAPO i punti sono maggiormente dispersi.

Un confronto interessante da fare può essere quello tra le superfici che descrivono l'andamento del *convection multiplier* in funzione di pressione massima e MAPO.

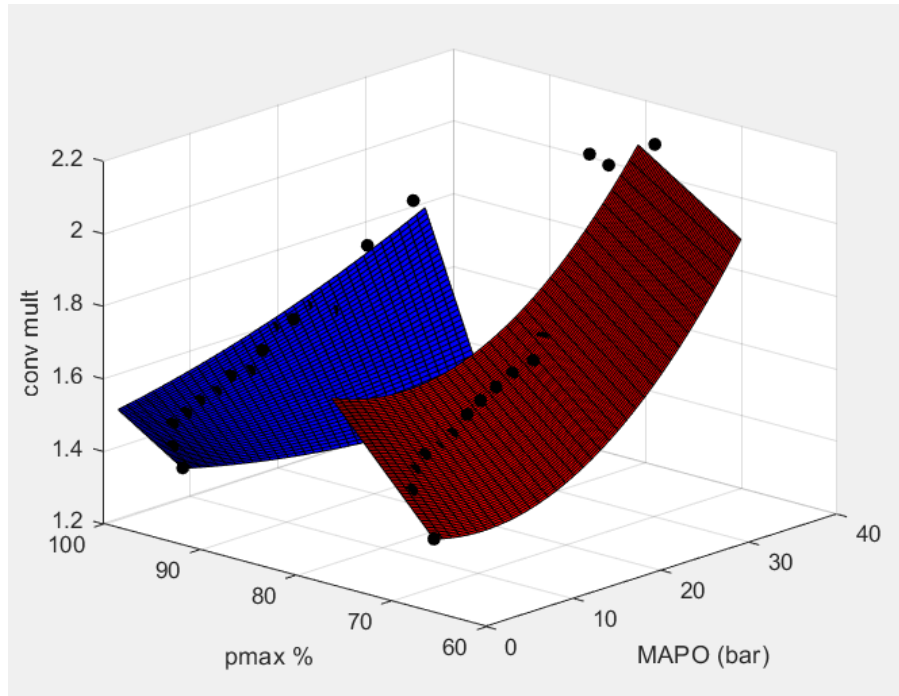


Figura 5.19 Confronto andamenti del *convection multiplier* in funzione di MAPO-pressione massima per i due set

Se si considerano le condizioni termodinamiche molto differenti per le quali sono stati ottenuti questi valori e dato che la differenza è ridotta, si può considerare di esprimere il *convection multiplier* solamente in funzione del MAPO. Facendo un'operazione di fitting di tutti i valori si ottiene il seguente risultato

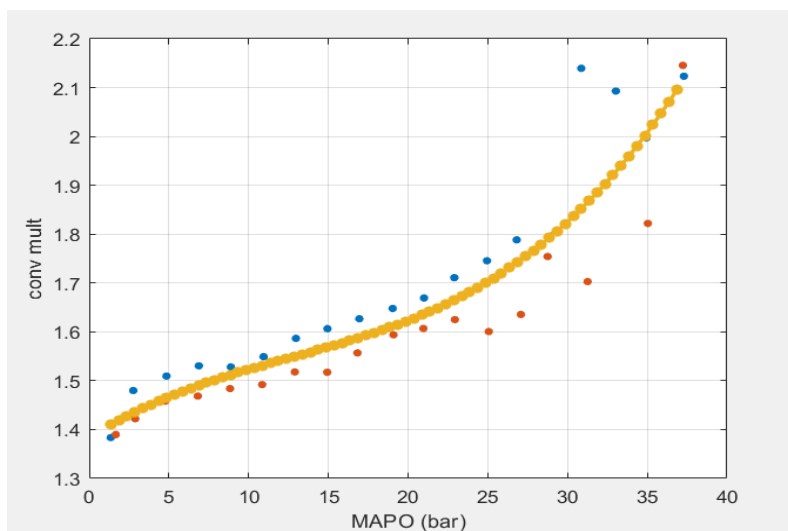


Figura 5.20 Fitting dei dati per ottenere il *convection multiplier* al variare del MAPO

La linea gialla è stata ottenuta attraverso un polinomio del terzo ordine del tipo

$$\text{conv. mult. (MAPO)} = A \text{ MAPO}^3 + B \text{ MAPO}^2 + C \text{ MAPO} + D \quad (5.5)$$

Nella quale i coefficienti valgono

$$A = 2.328 * 10^{-5}$$

$$B = 8.878 * 10^{-4}$$

$$C = 0.02039$$

$$D = 1.385$$

Attraverso il metodo esposto in questo capitolo, quindi, è possibile calibrare un modello di scambio a parete anche nelle condizioni di detonazione; se si avessero a disposizione dati fortemente detonanti anche per altri punti motore saremmo in grado di stabilire un coefficiente di guadagno per gli scambi a parete dovuto alla detonazione per ogni condizione di funzionamento.

CAPITOLO 6

MODELLAZIONE DEL FLUSSO TERMICO SUL PISTONE

Il modello di scambio a parete permette di stimare il flusso termico che agisce sul pistone. L'obiettivo di questa analisi è quello di trovare relazioni semplici che possano essere implementate in centralina.

Lo scopo della modellazione di tale flusso, infatti, è quello di avere a disposizione i carichi termici che agiscono sul pistone al variare delle condizioni di funzionamento, per poter calcolare in real-time la temperatura di tale componente; conoscere la temperatura del pistone è fondamentale per il controllo della detonazione, in quanto tale informazione viene utilizzata all'interno di un modello di danno, il quale, attraverso la temperatura istantanea del pistone (in particolare delle nicchie delle valvole di scarico) e il valore del MAPO, calcola il danno indotto sul componente.

6.1 CALCOLO DEL FLUSSO TERMICO E SUA MODELLAZIONE ORIENTATA AL CONTROLLO

Il software GT-POWER non restituisce direttamente la potenza termica che agisce sul pistone; l'operazione che il programma esegue è quella di suddividere il componente in tre zone e calcolare successivamente la potenza termica agente su ciascuna di queste.

In particolare, i calcoli che vengono eseguiti per ciascuna zona sono i seguenti:

- Viene calcolato un coefficiente di scambio convettivo effettivo per ciascuna zona attraverso la formula seguente:

$$h_{c,eff.zone\ i} = \frac{1}{\Delta t_{cycle}} \frac{\int h_c(t) x_{surf}(t) A_{zone\ i} dt}{\int x_{surf}(t) A_{zone\ i} dt} \quad (6.1)$$

Sulla documentazione del software non si trova riferimento rispetto a quale finestra angolare viene utilizzata per il calcolo degli integrali, così come non viene specificato quanto vale Δt_{cycle} ; l'equazione sopra scritta, comunque, può essere valutata al massimo nella porzione di ciclo a valvole chiuse (le curve di pressione infatti vengono simulate su un intervallo angolare che va da -40° a 120°).

Dunque, le grandezze calcolate non sono grandezze medie sul ciclo.

- Per determinare la potenza termica che agisce su ciascuna zona è necessario determinare la temperatura effettiva del gas; l'equazione utilizzata per il calcolo è la seguente:

$$T_{gas\ eff.zone\ i} = \frac{1}{\Delta t_{cycle}} \frac{\int h_c(t) x_{surf}(t) A_{zone\ i} T_{gas}(t) dt}{\int h_c(t) x_{surf}(t) A_{zone\ i} dt} \quad (6.2)$$

- Ora è possibile calcolare la potenza termica agente sulla zona i-esima attraverso la legge di Newton espressa nel modo seguente:

$$\dot{Q}_{zone\ i} = A_{zone\ i} h_{c,eff.zone\ i} (T_{gas\ eff.zone\ i} - T_{wall}) \quad (6.3)$$

Nelle formule prima scritte i simboli hanno i significati riportati di seguito:

$h_{c,eff.zone i}$ è il coefficiente di scambio effettivo della zona i-esima

$h_c(t)$ è il coefficiente di scambio convettivo istantaneo

$x_{surf}(t)$ è una funzione che può variare da 0 a 1, che serve per descrivere la percentuale di superficie totale che viene lambita da gas; per pistone e testa questa grandezza vale sempre 1 dato che il fluido è sempre interamente con le loro superfici

$A_{zone i}$ è l'area della zona i-esima; la somma delle varie aree è pari alla superficie del pistone calcolata una volta noto l'alesaggio

$T_{gas\ eff.\ zone i}$ è la temperatura effettiva del gas che lambisce la zona i-esima

$T_{gas}(t)$ è la temperatura istantanea del gas

$\dot{Q}_{zone i}$ è la potenza termica che agisce sulla zona i-esima

Il risultato fisico del calcolo viene schematizzato nell'immagine seguente.

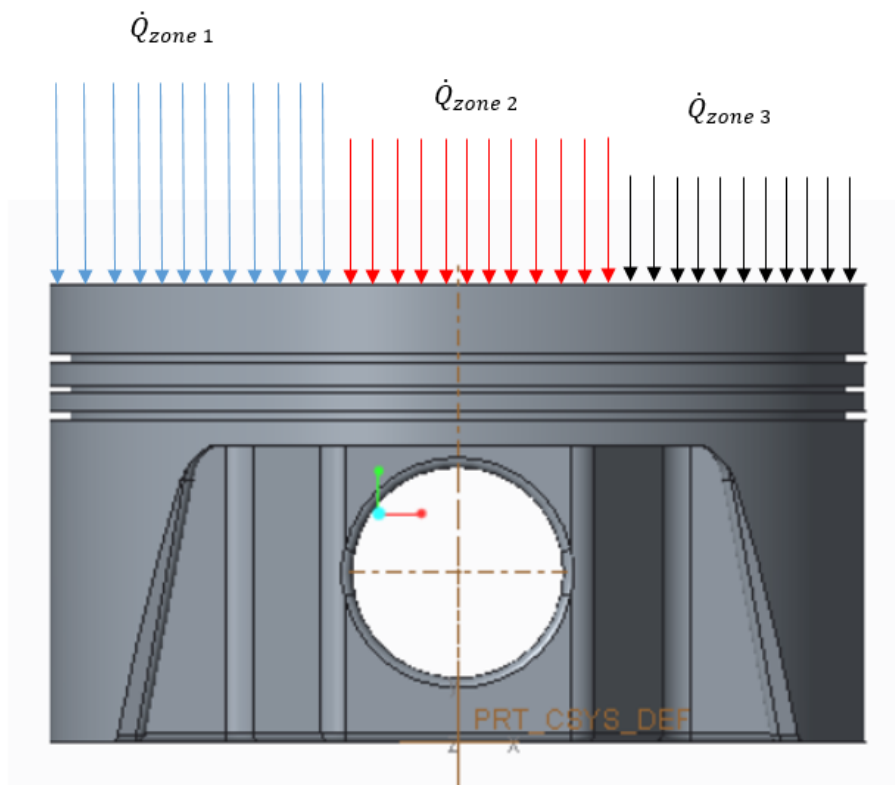


Figura 6.1 Potenza termica agente sulle tre zone in cui il pistone viene suddiviso

Per calcolare il flusso termico medio si deve necessariamente valutare la potenza termica media agente sul pistone; per calcolarla, quindi, si esegue una media ponderata usando come pesi le aree su cui le singole potenze termiche agiscono: l'operazione eseguita è la seguente

$$\dot{Q}_{med} = \frac{\sum_{i=1}^3 A_{zone i} \dot{Q}_{zone i}}{\sum_{i=1}^3 A_{zone i}} \quad (6.4)$$

Il flusso termico medio a questo punto vale

$$\dot{q}_{med} = \frac{4 \dot{Q}_{med}}{\pi d^2} \quad (6.5)$$

Dove d è l'alesaggio del pistone.

Con i dati che si hanno a disposizione è possibile modellare il flusso termico ora definito su tutto il campo di funzionamento del motore; i principali parametri motoristici che vanno ad influenzare questa grandezza sono:

- Il rendimento volumetrico (e dunque il carico)
- Il numero di giri
- L'anticipo d'accensione; per modellare il suo contributo si considera il CA50MFB
- La detonazione; questa non è un parametro motoristico ma una conseguenza dei parametri precedenti, che tuttavia ha una influenza rilevante sugli scambi termici

L'idea, quindi, è di esprimere il flusso termico agente sul pistone come una funzione di quattro variabili nel caso più generale, ossia:

$$\dot{q} = f(\eta_{vol}, RPM, CA50MFB, MAPO) \quad (6.6)$$

Che può essere ridotta ad una funzione solamente di η_{vol} , RPM , $CA50MFB$ per le combustioni non detonanti.

Per fare una modellazione di questo tipo prima di tutto vediamo come si dispongono sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM tutti i punti che sono stati ricavati dalle simulazioni per le combustioni non detonanti

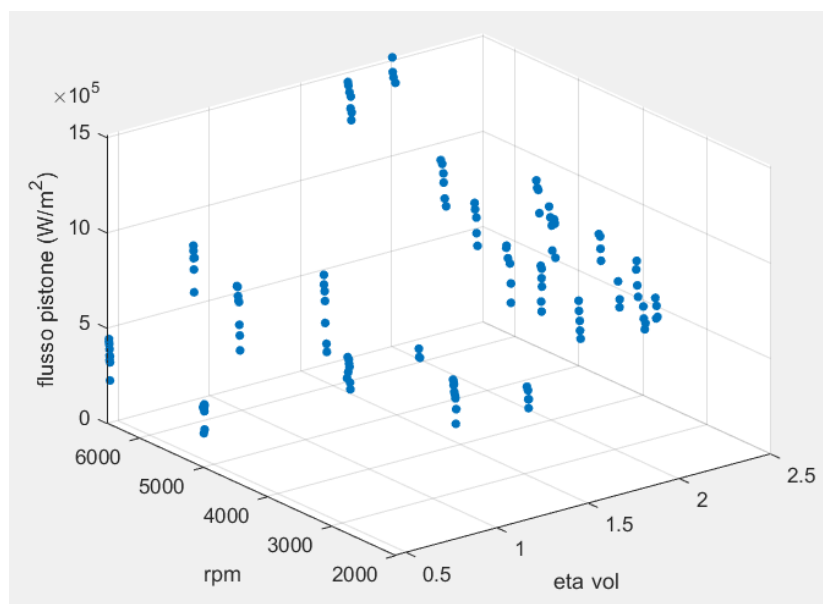


Figura 6.2 Valori di flusso termico per combustioni non detonanti ricavati da GT-POWER sul piano rendimento volumetrico-RPM

Come si può osservare dall'immagine, se ci si posiziona su un punto motore (rendimento volumetrico, RPM) si trova una colonna di punti; questi valori sono ottenuti al variare dell'anticipo d'accensione.

Da questo grafico si può capire come non sia possibile fittare tutti questi valori per ottenere un andamento della grandezza presa in considerazione come sola funzione del rendimento volumetrico

e del numero di giri, perché molti dei punti rimarrebbero molto al di sopra o molto al di sotto della superficie ottenuta dall'operazione di fitting.

Il modo con cui si è deciso di procedere, quindi, è il seguente:

- Si fissa il valore del CA50MFB e i flussi termici che risultano per tale condizione di funzionamento vengono fittati con una superficie polinomiale, in funzione di rendimento volumetrico e numero di giri.

Naturalmente tra tutti i punti disponibili ricavati da GT-POWER non ci sono valori con un CA50MFB esattamente uguale a quello che si impone per fare l'operazione prima descritta; per avere punti su tutto il piano quotato, quindi, si esegue, per ciascuna condizione di funzionamento (rendimento volumetrico, RPM) un'interpolazione lineare tra i valori che il flusso termico assume per CA50MFB immediatamente maggiori (MFB 1) e immediatamente minori (MFB 2) rispetto al valore di riferimento considerato per tale variabile (MFB 0).

L'operazione fatta per ciascun punto motore è schematizzata di seguito.

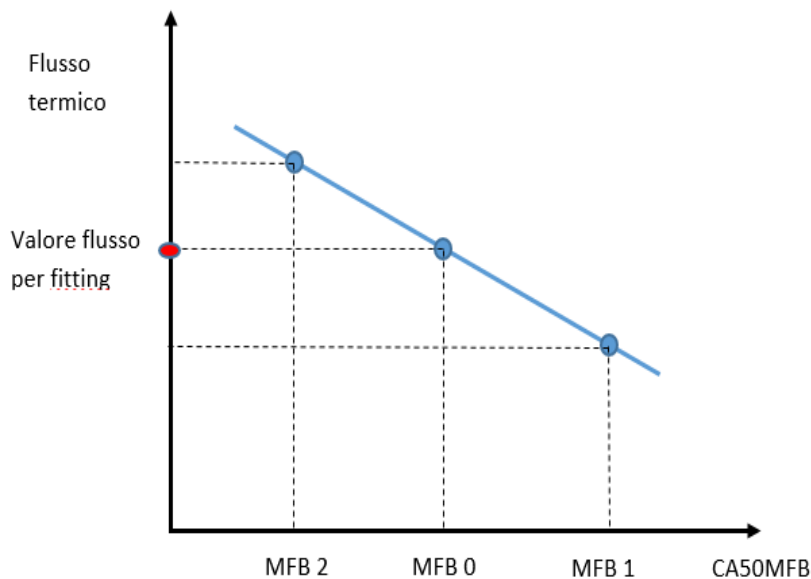


Figura 6.3 Metodo per ricavare i flussi termici per i vari punti motore fissato un CA50MFB di riferimento

- Successivamente per ciascun punto motore i dati sul flusso termico che si hanno a disposizione al variare del CA50MFB vengono normalizzati rispetto al valore che viene calcolato nel modo esposto al punto precedente; se tutti i punti, che si hanno a disposizione così normalizzati, seguono uno stesso trend allora è possibile definire un guadagno comune a tutto il piano quotato, che è in grado di descrivere l'aumento di flusso termico sul pistone dovuto alla diminuzione del CA50MFB

Naturalmente per effettuare l'analisi di cui si è parlato fino ad ora, è stato creato un apposito script MATLAB.

Questa modellazione spiegata può essere riassunta con un'equazione del tipo:

$$\dot{q} = f(\eta_{vol}, RPM) k(CA50MFB) \quad (6.7)$$

Se si considera il caso in cui sia presente la detonazione, la relazione precedente potrebbe essere modificata aggiungendo un altro guadagno in funzione del MAPO

$$\dot{q} = f(\eta_{vol}, RPM) k(CA50MFB) h(MAPO) \quad (6.8)$$

Per impostare una modellazione come quest'ultima, tuttavia, sarebbero necessari più punti motore rispetto alla sola condizione di funzionamento che è stata presa in considerazione per calibrare il modello di scambio a parete con detonazione.

6.2 RISULTATI DELLA MODELLAZIONE

Per modellare il flusso termico agente sul pistone per le combustioni non detonanti, secondo quanto detto nel paragrafo precedente è stato preso come riferimento un CA50MFB pari a 20°, quindi con i punti ottenuti è stata eseguita un fitting polinomiale, in funzione di rendimento volumetrico e RPM, di grado 2-1 (ciò significa che il polinomio utilizzato per fittare i punti è di secondo grado al variare del rendimento volumetrico e di primo grado al variare degli RPM).

Il risultato ottenuto è il seguente.

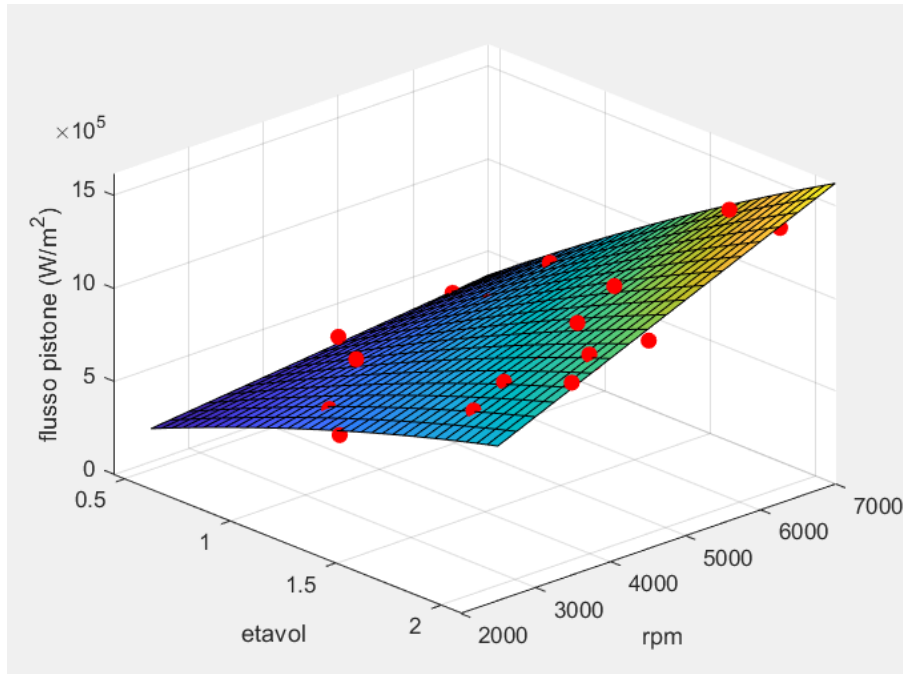


Figura 6.4 Flusso termico sul pistone al variare di rendimento volumetrico e numero di giri, fissato il CA50MFB

Come si può vedere da questa immagine i punti seguono in modo piuttosto fedele la superficie; ora si deve vedere l'andamento dei punti normalizzati rispetto al valore che il flusso termico assume in corrispondenza di 20° di CA50MFB. In questo modo si può verificare effettivamente se i valori assumono un trend comune, tale per cui possono essere fittati con una retta oppure una parabola.

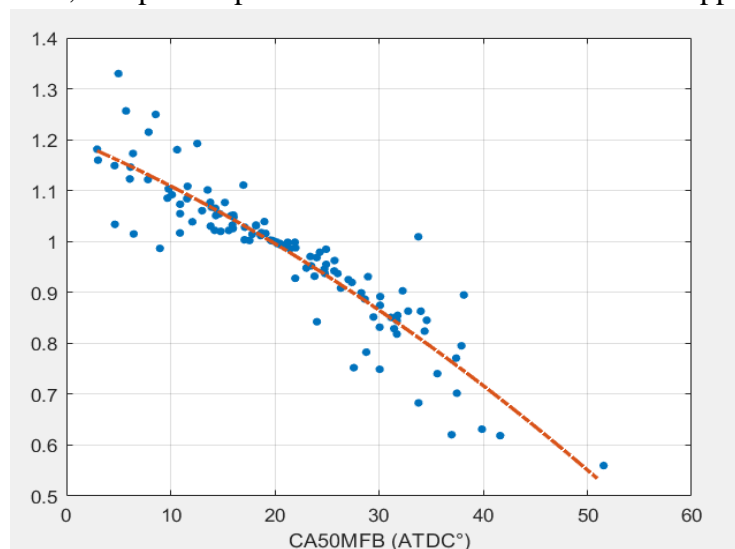


Figura 6.5 Guadagno del flusso termico sul pistone relativo al CA50MFB

Quindi, se si guardano i risultati appena ottenuti si può effettivamente esprimere il flusso termico nella stessa forma dell'equazione 6.7; in particolare si ha che le funzioni f e k sono esprimibili come

$$f(\eta_{vol}, RPM) = A + B \eta_{vol} + C RPM + D \eta_{vol}^2 + E \eta_{vol} RPM \quad (6.9)$$

$$A = -7.88 * 10^4$$

$$B = 3.485 * 10^5$$

$$C = 8.77$$

$$D = -5.86 * 10^4$$

$$E = 79.21$$

$$k(CA50MFB) = F CA50MFB^2 + G CA50MFB + H \quad (6.10)$$

$$F = -8.782 * 10^{-5}$$

$$G = -8.679 * 10^{-3}$$

$$H = 1.2046$$

Terminata la modellazione per le combustioni detonanti si può vedere com'è possibile esprimere la funzione $h(MAPO)$: questa la si può ottenere normalizzando i flussi termici sul pistone rispetto ai valori minimi ottenuti durante la calibrazione del modello di scambio a parete per combustioni detonanti.

Le motivazioni che portano a questo approccio sono due:

- I valori dei flussi calcolati possono non essere esatti poiché i valori degli LHV considerati difficilmente saranno uguali a quelli reali dei combustibili utilizzati
- Si vuole ricavare un andamento che sia pari a 1 in corrispondenza di MAPO inferiori a 2, cioè per le condizioni di combustioni non detonanti

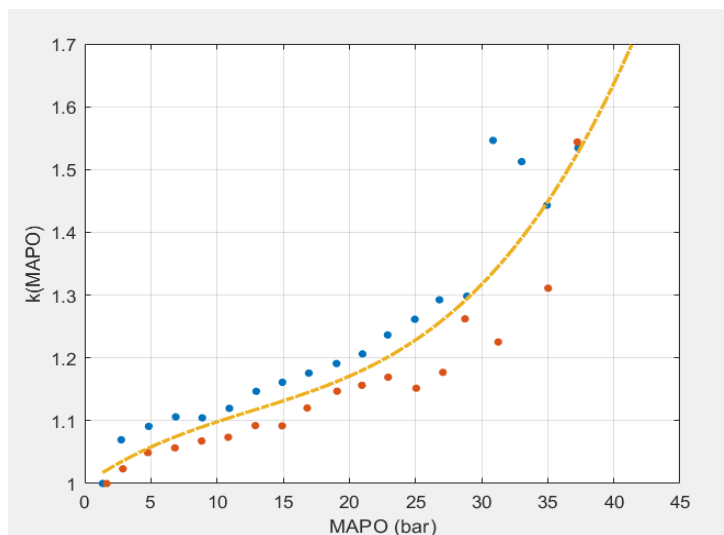


Figura 6.6 Guadagno del flusso termico sul pistone relativo al MAPO

L'ultima relazione trovata è stata identificata con un fitting polinomiale del terzo grado (in modo analogo a quanto fatto per il *convection multiplier* nel capitolo precedente); i coefficienti (in ordine da quello riferito al termine di grado più elevato fino al termine noto) valgono:

$$A = 1.6712 * 10^{-5}$$

$$B = -6.35592 * 10^{-4}$$

$$C = 0.01463$$

$$D = 0.9986$$

Com'è già stato detto in precedenza, tuttavia, per avere una corretta modellazione del termine che descrive l'aumento del flusso termico all'aumentare del MAPO, si dovrebbe avere a disposizione un numero maggiore di punti motore.

A questo punto è possibile fare un confronto con i risultati del modello che è stato usato fin'ora nelle attività. Prima di tutto è bene specificare che tale modello non è stato ricavato partendo dalla modellazione fisica della combustione, ma partendo da una modellazione empirica dei flussi termici, per poi risolvere lo stato termico del pistone utilizzando il metodo degli elementi finiti (semplificando il cielo del pistone come una lastra piana).

La calibrazione era stata fatta affinché il modello fosse in grado di stimare temperature simili a quelle d'esercizio. Tali temperature vengono ricavate sperimentalmente attraverso misure di durezza del pistone dalle quali, utilizzando le curve di degrado della lega, è possibile ricondursi alla grandezza desiderata.

La relazione implementata nel modello precedente prevede di esprimere il flusso termico agente sul pistone come una funzione della pressione massima raggiunta durante il ciclo, degli RPM e del MAPO nel modo seguente:

$$\dot{q} = f(p_{max}, RPM) r(MAPO) \quad (6.11)$$

Tale relazione è stata sicuramente sviluppata per calcolare le temperature del pistone nel caso in cui si stia operando ad alto carico e a bassi CA50MFB (cioè nelle condizioni in cui si può generare danno), per cui ci si aspetta che, confrontando i due modelli usando pressioni massime che derivano da CA50MFB elevati, sicuramente i risultati saranno piuttosto differenti tra loro.

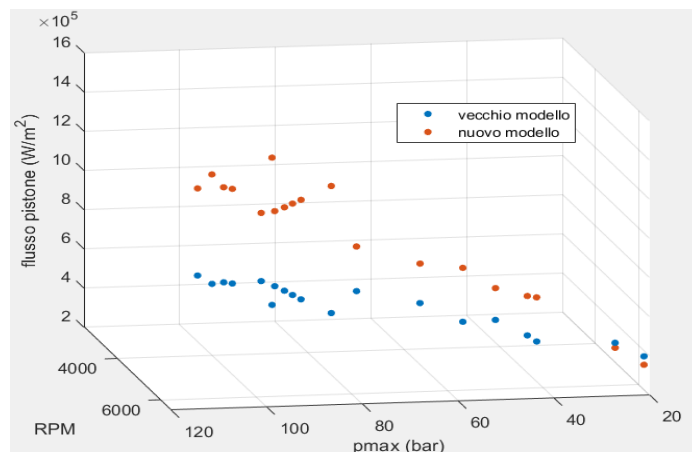


Figura 6.7 Differenza tra modellazione empirica e fisica dei flussi termici sul pistone per elevati CA50MFB

La figura precedente è stata realizzata usando le pressioni massime e gli RPM corrispondenti ai punti rossi della figura 6.4, quindi con un CA50MFB di riferimento pari a 20°; come si può vedere all'aumentare della pressione massima la differenza tra i valori calcolati dai due modelli aumenta.

Provando a fare la stessa cosa ma per un valore di CA50MFB pari 10° (valore in linea con quello di massima efficienza), le differenze tra le due modellazioni diminuiscono come ci si aspettava.

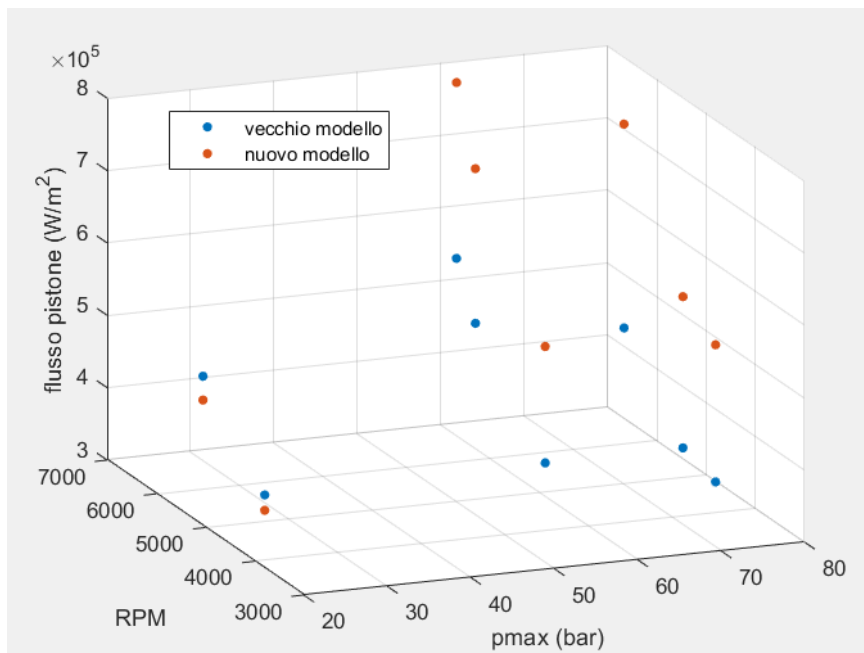


Figura 6.8 Differenza tra modellazione empirica e fisica dei flussi termici sul pistone per CA50MFB vicini alla condizione di massima efficienza

L'ultimo confronto che si può fare è quello tra il guadagno relativo al MAPO usato nel modello precedente è quello ricavato durante l'attività di calibrazione del modello di scambio a parete per combustioni detonanti.

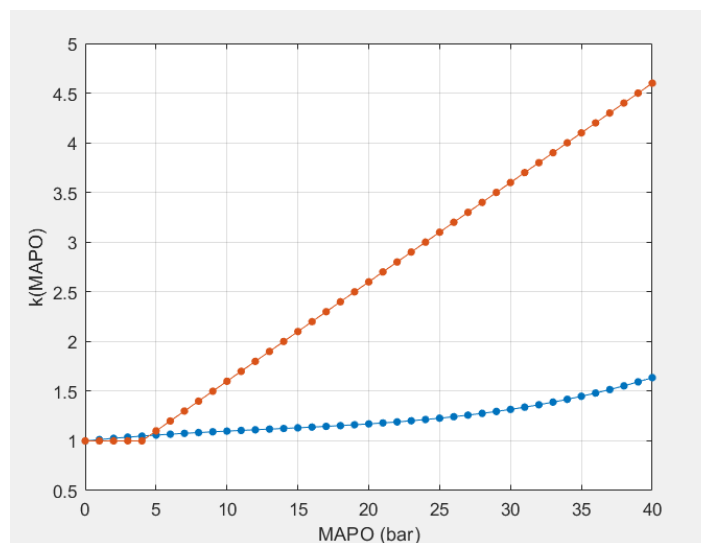


Figura 6.9 confronto tra i guadagni del flusso termico relativi al MAPO

Per quanto riguarda l'ultimo confronto le differenze risultano essere significative, ciò suggerisce ancora una volta il fatto che si debbano estendere a più punti motore i ragionamenti che si trovano nel capitolo 5.

CAPITOLO 7

METODO PER LA STIMA DELLO STATO TERMICO DEL MOTORE

Per poter calibrare il modello di scambio a parete è stato necessario imporre la temperatura delle pareti; nel nostro caso erano disponibili dati piuttosto robusti ma in caso contrario si sarebbero dovuti imporre quelli consigliati dal software, che suggerisce temperature di 500/550 K per cilindro e pistone/testa rispettivamente.

Si è provato quindi a sviluppare un metodo che permettesse di stimare una temperatura media tra cilindro, testa e pistone, che indicheremo come stato termico, partendo dalle misure indicating. Questo metodo si basa sostanzialmente sul fatto che durante la fase di compressione la potenza termica scambiata dal fluido con le pareti cambia di segno, poiché nella prima fase del ciclo la temperatura del fluido è più bassa di quella delle parti interne (quindi sono le pareti a scaldare il gas e secondo la nostra convenzione la potenza termica è positiva).

Se fosse possibile conoscere l'angolo di manovella per il quale si verifica l'inversione, allora si potrebbe stimare la temperatura delle pareti della camera di combustione calcolando la temperatura del fluido in quel momento.

Per farlo riprendiamo alcuni concetti introdotti nei capitoli precedenti come quello di calore netto introdotto in camera; ricordiamo che nella forma più generale questo può essere espresso come:

$$dQ_n = mc_v dT + pdV + hdm \quad (7.1)$$

Trascurando le perdite dovute al blow-by e considerando che durante la fase di compressione non si ha l'introduzione di calore dovuta alla combustione possiamo dire che:

$$dQ_n = -dQ_{ht} \quad (7.2)$$

Dove dQ_{ht} è il calore infinitesimo scambiato dal fluido con le pareti; possiamo quindi riscrivere l'equazione 7.1 nel modo seguente

$$dQ_{ht} = -mc_v dT - pdV \quad (7.3)$$

Se ora si fanno le stesse supposizioni che sono state fatte per il calcolo del ROHR e del CHR si otterrebbe una trasformazione politropica con un certo indice n ; si vuole tuttavia prescindere da tale supposizione perché dal calcolo risulterebbe una potenza termica con un segno sempre negativo in quanto $n < k$, dove k è l'indice della trasformazione di compressione adiabatica e vale 1.4.

Dall'ultima equazione si può calcolare il calore scambiato con le pareti in quanto:

- La pressione è nota dato che si dispone del segnale del sensore in camera
- Il volume è noto dalla legge del manovellismo una volta conosciuti i dati geometrici del motore
- La massa m si può considerare come la somma di massa d'aria e massa di combustibile
- Il calore specifico a volume costante lo si potrebbe considerare costante ma in quest'analisi verrà considerato come funzione della temperatura andando a prendere le tabelle Janaf (si

considera il calore specifico dell'aria), secondo le quali tale grandezza può essere espressa attraverso un polinomio in funzione della temperatura

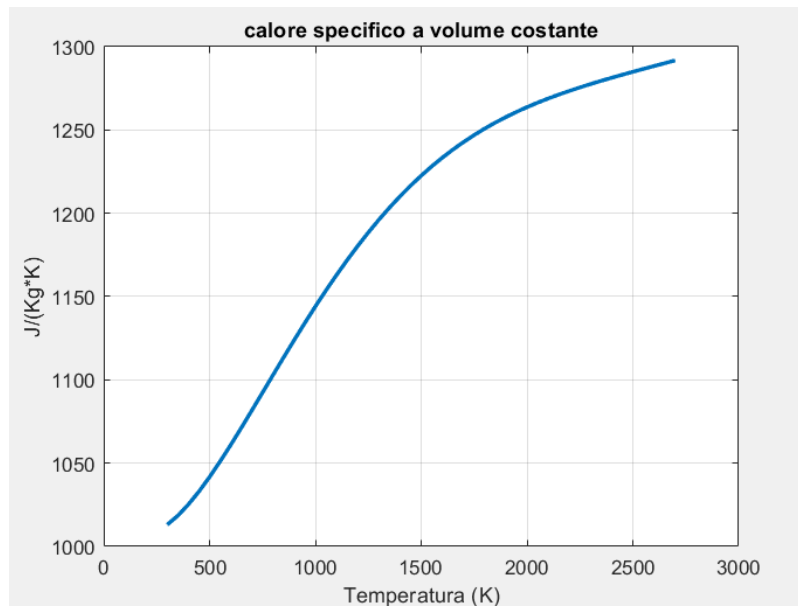


Figura 7.1 Calore specifico a volume costante al variare della temperatura

- Infine si deve esprimere il differenziale di temperatura ma questo attraverso la legge dei gas perfetti risulta essere molto semplice

Dunque avendo a disposizione tutte le grandezze appena dette è possibile calcolare il calore scambiato con le pareti e derivando rispetto al tempo anche la potenza termica che è espressa come

$$\dot{Q}_{th} = \frac{dQ_{th}}{dt} \quad (7.4)$$

A questo punto si ricorda che la potenza termica può essere espressa anche con la classica legge di Newton:

$$\dot{Q}_{th} = A h (T_{gas} - T_{wall}) \quad (7.5)$$

Quindi derivando rispetto al tempo l'equazione 7.3 ed uguagliandola alla 7.5 si ottiene:

$$A h (T_{gas} - T_{wall}) = - \frac{m c_v dT}{dt} - \frac{p dV}{dt} \quad (7.6)$$

Considerato che il coefficiente di scambio convettivo h e l'area di scambio A sono due grandezze positive allora trovare lo zero della funzione a destra dell'uguaglianza significa identificare la condizione per cui

$$T_{gas} = T_{wall} \quad (7.7)$$

In particolare quello che si può fare è identificare l'angolo per cui l'equazione in questione si annulla e poi calcolare la temperatura del gas in corrispondenza di tale angolo per avere una stima di quella che è stato termico della camera di combustione.

Il metodo sembra piuttosto semplice da implementare ma in realtà presenta alcune criticità durante la sua applicazione, connesse principalmente ai disturbi presenti sul segnale di pressione; infatti, benché

i segnali di provenienti dal sensore vengano filtrati, possono comunque contenere delle oscillazioni che determinano picchi di potenza termica molto elevati che tuttavia non sono fisici e inoltre non sarebbe possibile individuare in modo esatto il passaggio per lo zero della funzione che ci interessa.

Questo viene mostrato nell'immagine successiva, nella quale si possono vedere la potenza termica, la porzione di segnale di pressione e il rispettivo differenziale, attraverso i quali è stata calcolata la grandezza presente nel primo dei tre grafici.

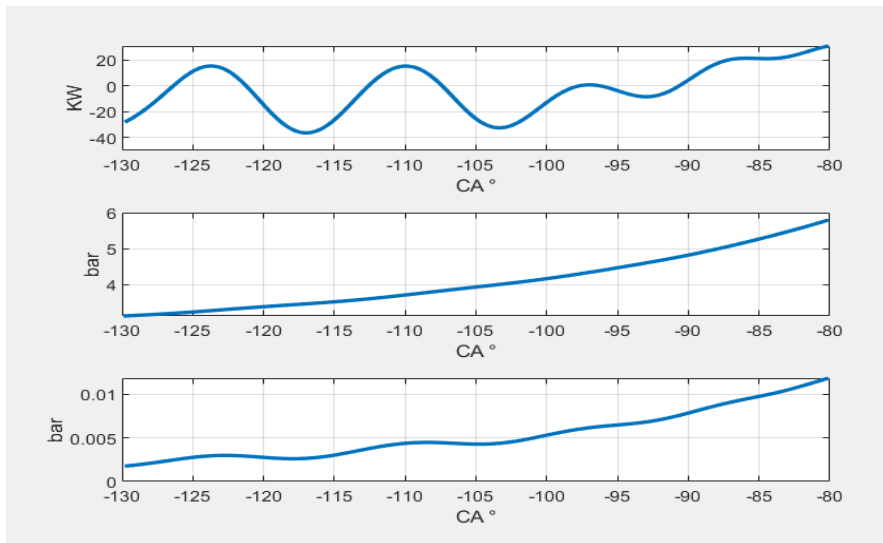


Figura 7.2 Potenza termica, pressione e differenziale di pressione per un segnale non trattato

Dall'ultimo riquadro è ben visibile che nonostante questo segnale di pressione sia stato filtrato passa-basso con una frequenza di taglio pari a 3 kHz comunque rimangono oscillazioni sul differenziale di pressione che sono la causa dell'andamento oscillatorio della potenza termica.

È quindi necessario trattare il segnale in qualche modo per eliminare queste fluttuazioni indesiderate; per cui sapendo che in una compressione la pressione e il suo differenziale devono avere un andamento strettamente monotono si è deciso di fare un fitting di tipo esponenziale del differenziale di pressione, attraverso il quale poi si va a ricostruire l'andamento di pressione.

Una cosa necessaria è che la finestra angolare scelta sia dopo l'IVC altrimenti tutto il discorso fatto cadrebbe, in quanto la massa m non sarebbe più una costante, oltre al fatto che non si sarebbe in grado di stimarla.

Nelle immagini successive possiamo vedere l'effetto del fitting sia sul segnale di pressione che sul differenziale di pressione

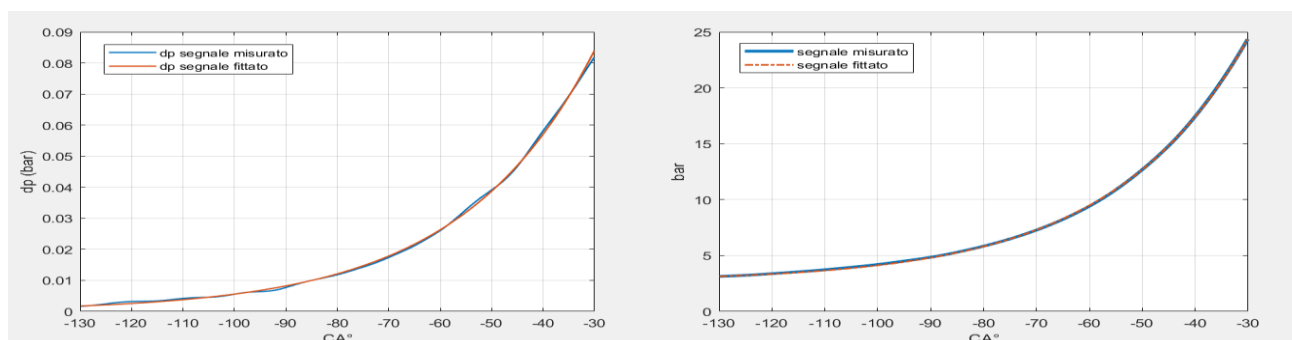


Figura 7.3 Confronto tra segnale di pressione trattato e non trattato e differenziale di pressione trattato e non trattato

Il metodo spiegato è stato applicato alle curve medie che sono state utilizzate per eseguire la calibrazione del modello di scambio a parete per combustioni non detonanti; in particolare è stato creato un semplice script MATLAB che esegue le seguenti operazioni:

- Lo script per prima cosa in input richiede i file .mat che contengono tutti i dati elaborati relativi a ciascun regime, che erano stati creati in precedenza attraverso lo script di analisi dati utilizzato per la calibrazione dei modelli di scambi a parete per combustioni non detonanti
- Dopodiché si entra all'interno di un ciclo *for*, che avrà come limite superiore il numero di file selezionati, all'interno del quale verranno caricati tutti i dati necessari
- Al passo successivo si entra in un ciclo *for* più interno che compie un numero di iterazioni pari al numero di curve di pressione salvate all'interno di ogni file; questo ciclo è quello all'interno del quale vengono svolti tutti i calcoli relativi al metodo spiegato in precedenza
- Al termine dell'elaborazione il programma restituisce tre vettori contenenti i valori di temperatura delle pareti, i valori di rendimento volumetrico e numero di giri delle singole prove in modo da poter realizzare una mappa con i dati ottenuti

I risultati ottenuti sono quelli riportati nella mappa sottostante dove i valori di temperatura vengono riportati in Kelvin.

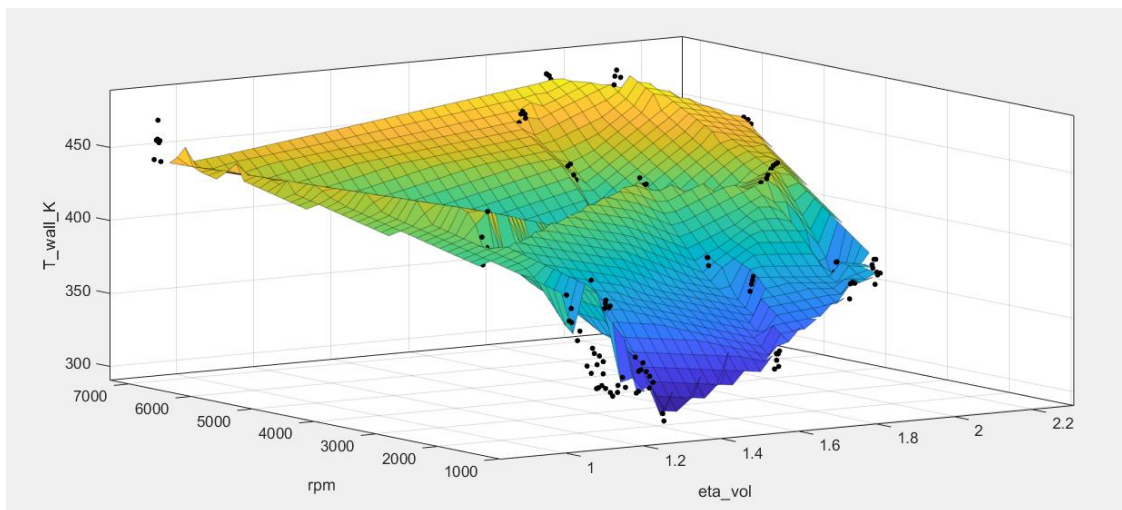


Figura 7.4 Andamento dello stato termico del motore sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM

Analizzando questa figura quello che appare evidente è che nella zona a basso numero di giri e basso carico le temperature stimate sono piuttosto basse attorno ai 320/350 K; questo è dovuto al fatto che in questa zona le curve di pressione seppur ottenute dalla media di diverse curve, filtrate a loro volta passa-basso, presentano delle oscillazioni sistematiche che sono legate a un funzionamento non corretto del sensore di pressione o del sistema d'acquisizione.

Dato che sono presenti queste strane fluttuazioni, la correttezza del calcolo è compromessa dalla scelta della finestra angolare sulla quale viene trattato il segnale; la mappa precedente è stata ottenuta eseguendo i calcoli su una finestra angolare compresa tra i -130° e -30° .

In genere è possibile evidenziare che il metodo restituisce valori plausibili quando l'errore medio assoluto tra segnale di pressione misurato e segnale di pressione trattato è inferiore a 0.1 bar; l'errore medio assoluto lo definiamo come:

$$Err = \sum_{i=1}^N \frac{|p(i)_{misurata} - p(i)_{trattato}|}{N} \quad (7.8)$$

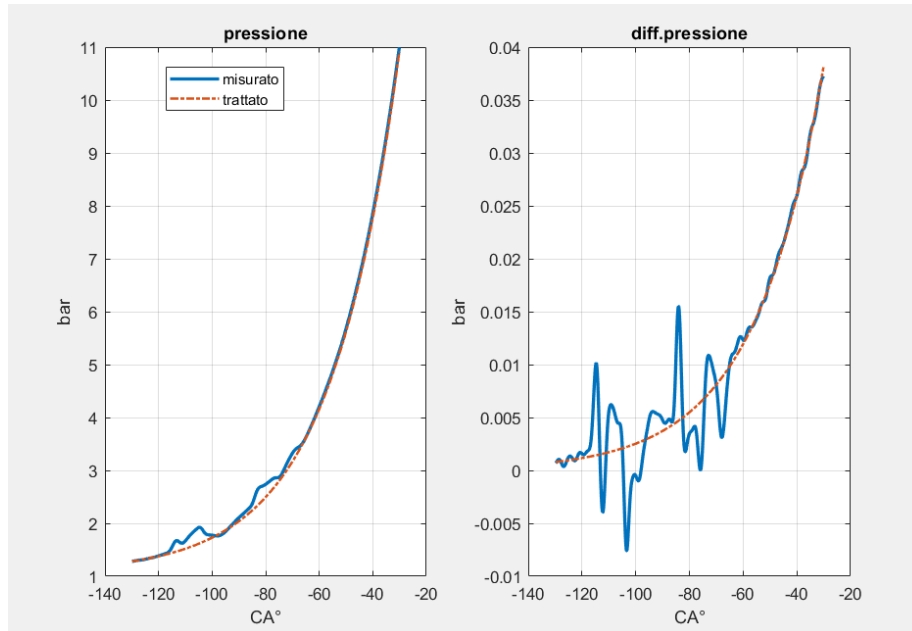


Figura 7.5 Esempio di segnali di pressioni con i quali il metodo non funziona correttamente

In questa figura che è relativa ai 1250 RPM è ben visibile il problema di cui si è parlato prima; si può vedere come in particolare il differenziale della pressione sia molto rumoroso.

Per vedere se il metodo può essere valido quanto meno nella zona degli alti regimi si possono considerare ancora una volta i dati Mahle che sono stati utilizzati per imporre le temperature a parete al momento della calibrazione del modello di scambio a parete.

Come spiegato anche nel capitolo 4 le temperature del pistone sono state ricavate attraverso delle termocoppie installate al di sotto del cielo del pistone. Grazie a queste si hanno a disposizione misure in vari punti del pistone, le quali sono state mediate per ottenere una temperatura di riferimento.

La stessa cosa è stata fatta per il cilindro grazie a delle termocoppie installate nel liner. Disponendo quindi di una temperatura sperimentale media del cilindro e del pistone è possibile ricavare una temperatura media della camera di combustione.

Vediamo allora tutti i confronti che si possono fare (l'errore percentuale viene calcolato come $err\% = \frac{|dato\ Mahle - dato\ calc. |}{dato\ Mahle} * 100$) tra i punti motore del piano quotato della figura 7.5 e quelli riferiti ai dati Mahle (nelle tabelle seguenti sarà riportato per ogni condizione di funzionamento il numero di giri, la differenza percentuale tra i rendimenti volumetrici e l'errore percentuale tra la temperatura calcolata dal metodo e quella ricavata dai dati sperimentali):

- Punto 1

RPM	Differenza % η_{vol}	Errore calcolo
7000	0.261 %	4.03%

- Punto 2

RPM	Differenza % η_{vol}	Errore calcolo
6000	0.15 %	8.25 %

- Punto 3

RPM	Differenza % η_{vol}	Errore calcolo
4000	5.71 %	12.16 %

- Punto 4

RPM	Differenza % η_{vol}	Errore calcolo
3000	0.166 %	44.2 %

- Punto 5

RPM	Differenza % η_{vol}	Errore calcolo
2000	0.233 %	64.62 %

Come si può vedere fino ai 4000 RPM il metodo può essere considerato valido in quanto si ha un errore percentuale inferiore al 15 %, che si riflette in un errore sulla temperatura di circa 20 C°. Per regimi più bassi invece il metodo restituisce valori assolutamente lontani dai dati che si hanno a disposizione in quanto vengono commessi errori che vanno dagli 70 C° fino ai 100 C°.

L'andamento dell'errore percentuale di calcolo lo si può vedere nella figura seguente.

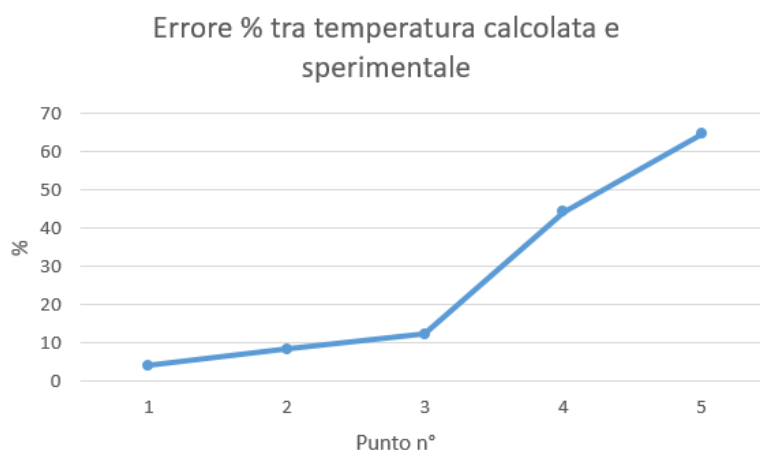


Figura 7.6 Errore % tra temperatura calcolata e sperimentale

Il metodo è stato applicato anche ai dati indicati utilizzati per fare l'attività sulla detonazione; in particolare il metodo è stato applicato ad ogni singolo ciclo per vedere se fosse stato possibile cogliere l'aumento di temperatura delle pareti dovuto a cicli detonanti.

A tal proposito è stato creato un ulteriore script che come input richiede un file contenente i vari cicli di pressione e i dati di consumo; per inserire i dati di consumo è stata utilizzata un'interfaccia grafica che permette di inserire il valore di massa d'aria aspirata per ciclo (si è considerato un valor medio ricavato dalla portata misurata dal debimetro durante l'intera durata delle prove) , il valore di combustibile per ciclo (ricavato dalle misure di consumo fatte dalla bilancia in sala prove) e il valore del numero di giri.

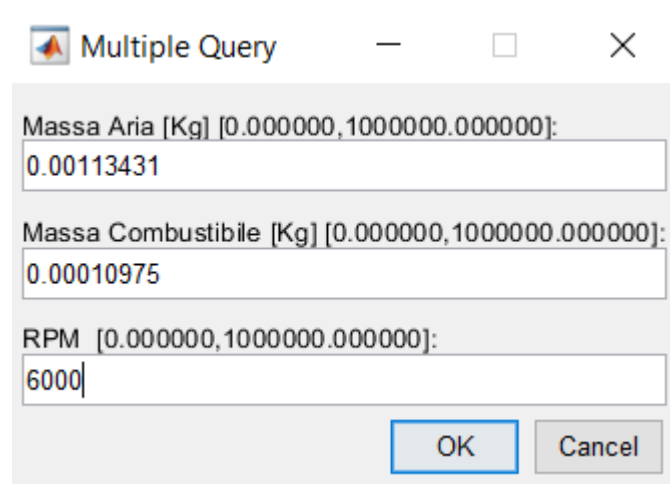


Figura 7.7 Interfaccia grafica per inserire la quantità di combustibile e la massa d'aria

Il punto motore su cui viene effettuato il calcolo è a 6000 RPM con una differenza percentuale sul rendimento volumetrico del 6.63% rispetto a quello sperimentale Mahle del punto 2, quindi teoricamente ci si deve aspettare che almeno il valor medio della temperatura calcolata durante le prove debba essere un valore vicino a quello sperimentale.

Nella figura seguente si può osservare l'andamento della grandezza in questione al variare del numero di cicli motore.

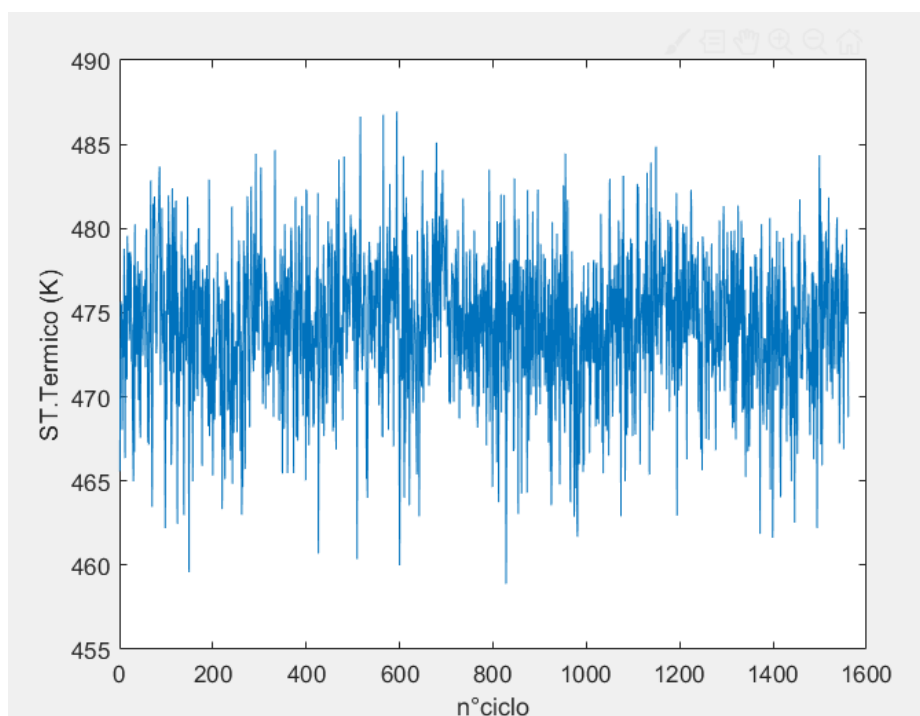


Figura 7.8 Metodo applicato a diversi cicli

Il valor medio di queste temperature vale 474.23 K, che è in linea con il dato sperimentale; quello che ci si aspetta è che dopo un ciclo in cui si registra un valore di MAPO piuttosto alto si abbia una temperatura più elevata a causa degli aumenti dei flussi termici.

Per vedere se il metodo di calcolo fosse in grado di cogliere tale relazione, le temperature sono state plottate in funzione del MAPO; i due vettori contenenti i valori delle grandezze in questione sono stati sfalsati uno rispetto all'altro proprio per la motivazione prima spiegata.

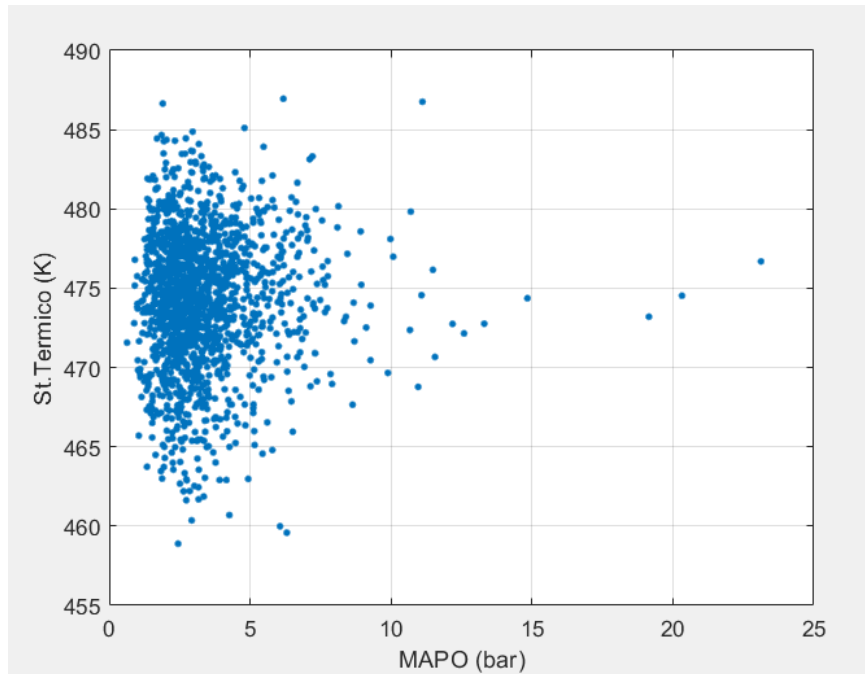


Figura 7.9 Stato termico in funzione del MAPO

Come si può vedere da questa figura il metodo non è in grado di cogliere ciò che ci si aspetta, poiché si ha una nuvola di punti piuttosto dispersi che non segue il trend ipotizzato.

In virtù di quanto mostrato si può concludere che:

- Il metodo proposto per funzionare in modo soddisfacente ha bisogno di buone misure di pressione nella fase di compressione
- Si è dimostrato che il metodo è in grado di restituire valori in linea con i dati sperimentali per i punti motore ad alto carico e con RPM superiori ai 4000 giri
- Il metodo sembra non essere in grado di cogliere gli aumenti di temperatura dovuti a combustioni detonanti

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Lo scopo dell'attività di tesi è di modellare in modo fisico il flusso termico agente sul pistone sia per combustioni non detonanti che detonanti; possiamo dire che l'obiettivo è stato raggiunto parzialmente per i seguenti motivi:

- Il flusso termico che agisce sul pistone in condizioni non detonanti si può considerare modellato in modo corretto, poiché l'attività fatta ha permesso di ricostruire esattamente le curve di pressione sperimentali; questo è la prova che il bilancio energetico in camera di combustione è corretto
- La scelta di calibrare il modello di scambio a parete attraverso una simulazione a valvole chiuse per le combustioni detonanti è sembrato non essere un approccio corretto al problema, in quanto gli aumenti di flusso termico che sono stati calcolati sono inferiori a quelli che ci si aspettano

Per avere risultati che seguono la realtà, oltre ad avere tutti i dati indicanti e banco, sono necessarie altre due informazioni importanti:

- L'LHV del combustibile: tale dato era disponibile per il lavoro fatto sulle combustioni non detonanti, mentre per ciò che riguarda l'attività sulla detonazione questa informazione non era conosciuta
- Le temperature delle pareti; anche in questo caso si avevano a disposizione dati sperimentali che hanno permesso di eseguire simulazioni più accurate

I futuri sviluppi che si possono fare sono:

- Cambiare approccio di analisi per ciò che riguarda la detonazione, magari utilizzando calibrazioni con il metodo della TPA
- Creare un modello di temperatura pistone che sia in grado di calcolare le temperature sul cielo del pistone, avendo a disposizione i carichi termici che sono stati modellati durante l'attività di tesi

INDICE DELLE FIGURE

- Figura 1.1 Sensore piezoelettrico non raffreddato (6052) e raffreddato (6061)
- Figura 1.2 Candela strumentata
- Figura 1.3 Modello elettrico del sistema di misura
- Figura 1.4 Modello elettrico equivalente del sistema di misura
- Figura 1.5 Tipici diagrammi di Bode del sistema di misura
- Figura 1.6 Segnale di pressione grezzo
- Figura 1.7 Specifiche che il filtro deve soddisfare
- Figura 1.8 Diagramma d'ampiezza e di fase di un filtro Butterworth
- Figura 1.9 Filtro Chebyshev di tipo 1
- Figura 1.10 Filtro ellittico
- Figura 1.11 Significato del loss angle
- Figura 1.12 Schema del bilancio d'energia all'interno del cilindro
- Figura 1.13 Tipici andamenti del CHR e del ROHR
- Figura 1.14 Curva di rilascio calore normalizzata
- Figura 1.15 Determinazione degli angoli di combustione
- Figura 1.16 Relazione tra il CA50MFB e la pressione media indicata
- Figura 2.1 Effetti della detonazione sul segnale di pressione in camera e sul rilascio di calore
- Figura 2.2 Tipici modi di vibrare eccitati dalla detonazione
- Figura 2.3 Confronto tra segnale di pressione misurato dal sensore di pressione e dalla candela strumentata, filtrati passa banda tra 4kHz e 23kHz
- Figura 2.4 Classificazione delle combustioni e loro evoluzione
- Figura 2.5 Modalità d'innesco della preaccensione a partire da trafiletti d'olio
- Figura 2.6 Andamento della velocità laminare del fronte di fiamma al variare del rapporto combustibile-aria
- Figura 2.7 Principali danni indotti dalla detonazione
- Figura 2.8 Confronto tra strategie d'iniezione ai fini della riduzione degli eventi fortemente detonanti
- Figura 2.9 Spettro di potenza del segnale di pressione filtrati passa-banda tra 3kHz e 23kHz
- Figura 2.10 Confronto tra spettri di potenza dei segnali di pressione filtrati passa-banda, misurati dal sensore di pressione e dalla candela strumentata
- Figura 2.11 Correlazione tra i diversi indici di detonazione
- Figura 2.12 Confronto tra i metodi utilizzabili per identificare il knock onset

Figura 3.1 Relazione di Taylor e Toong tra numero di Reynolds e numero di Nusselt

Figura 3.2 Influenza del carico e degli rpm sul calore perso verso le pareti

Figura 3.3 Influenza della qualità della miscela sul calore scambiato con le pareti

Figura 3.4 Influenza dell'anticipo d'accensione sul calore scambiato con le pareti

Figura 4.1 Implementazione del recupero della componente media e del filtraggio dei segnali in una function MATLAB

Figura 4.2 Anomalie presenti sul segnale del cilindro 6

Figura 4.3 Immagine generata dal programma durante la fase di debug per verificare che il filtraggio venga eseguito correttamente

Figura 4.4 Zoom su una delle curve di pressione con sovrapposizione del segnale grezzo e di quello filtrato passa-basso

Figura 4.5 Interfaccia per uscire dalla modalità di debug e continuare l'elaborazione dati

Figura 4.6 Interfaccia per decidere se si vuole stampare dei file contenenti i dati elaborati

Figura 4.7 Parte dei dati salvati automaticamente sul foglio Excel

Figura 4.8 Immagine contenente le curve medie di pressione generate durante l'elaborazione

Figura 4.9 Modello creato su GT-POWER

Figura 4.10 Temperatura di pistone e cilindro

Figura 4.11 Case setup riferito alle variabili "Main"

Figura 4.12 Case setup riferito alle variabili caricate da Excel

Figura 4.13 Interfaccia grafica per impostare le ottimizzazioni su GT-POWER

Figura 4.14 Funzioni obiettivo relative a pressione massima e angolo di pressione massima

Figura 4.15 Interfaccia per scegliere quale attività svolgere con lo script di analisi dati

Figura 4.16 Risultati dell'ottimizzazione per il modello Woschni classico

Figura 4.17 Risultati dell'ottimizzazione per il modello Woschni-Huber

Figura 4.18 Risultati dell'ottimizzazione per il modello Hohenberger

Figura 4.19 Andamento dell'incrocio sul piano rendimento volumetrico-RPM

Figura 4.20 Confronto tra le curve di pressione dei punti motore prima menzionati

Figura 4.21 Andamento dell'angolo di chiusura delle valvole di scarico sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM

Figura 4.22 Andamento dell'angolo d'iniezione sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM

Figura 4.23 Andamento della differenza tra l'angolo d'iniezione e l'EVC sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM

Figura 4.24 Coefficienti di scambio convettivo per i punti motore menzionati e relativa differenza percentuale

Figura 4.25 Confronto tra curva di pressione simulata e misurata

Figura 5.1 Interfaccia grafica per la selezione dell'operazione da eseguire sui cicli detonanti

Figura 5.2 Cicli di pressione salvati su base tempo

Figura 5.3 Immagine generata automaticamente per controllare che il filtraggio sia stato eseguito correttamente

Figura 5.4 Implementazione del raggruppamento in famiglie di MAPO

Figura 5.5 Immagine riassuntiva generata dallo script MATLAB contenente le curve medie di pressione per ciascuna famiglia di MAPO

Figura 5.6 Interfaccia grafica per selezionare quale file dati salvare

Figura 5.7 Immagine contenente i dati di ogni singola famiglia di MAPO

Figura 5.8 Immagine contenente i dati finali riassuntivi

Figura 5.9 Dati di consumo orario e del debimetro per il SET 08

Figura 5.10 Dati di consumo orario e del debimetro per il SET 09

Figura 5.11 Interfaccia grafica per inserire i dati di consumo

Figura 5.12 Esempio di funzionamento dell'algoritmo di ottimizzazione Discrete-Grid

Figura 5.13 Valori dell'LHV Multiplier per i modelli di Woschni classico e Woschni-Huber per il SET 08

Figura 5.14 Valori dell'LHV Multiplier per i modelli di Woschni classico e Woschni-Huber per il SET 09

Figura 5.15 Andamento del convection multiplier al variare del MAPO utilizzando l'LHV calcolato e quello utilizzato per le calibrazioni precedenti

Figura 5.16 Convection multiplier al variare del MAPO per i due set ottenuti con gli LHV calcolati

Figura 5.17 Convection multiplier in funzione di MAPO-Temperatura di knock onset e MAPO -% pressione massima per il SET 09

Figura 5.18 Convection multiplier in funzione di MAPO-Temperatura di Knock onset e MAPO-% pressione massima per il SET 08

Figura 5.19 Confronto andamenti del convection multiplier in funzione di MAPO-pressione massima per i due set

Figura 5.20 Fitting dei dati per ottenere il convection multiplier al variare del MAPO

Figura 6.1 Potenza termica agente sulle tre zone in cui il pistone viene suddiviso

Figura 6.2 Valori di flusso termico per combustioni non detonanti ricavati da GT-POWER sul piano rendimento volumetrico-RPM

Figura 6.3 Metodo per ricavare i flussi termici per i vari punti motore fissato un CA50MFB di riferimento

Figura 6.4 Flusso termico sul pistone al variare di rendimento volumetrico e numero di giri, fissato il CA50MFB

Figura 6.5 Guadagno del flusso termico sul pistone relativo al CA50MFB

Figura 6.6 Guadagno del flusso termico sul pistone relativo al MAPO

Figura 6.7 Differenza tra modellazione empirica e fisica dei flussi termici sul pistone per elevati CA50MFB

Figura 6.8 Differenza tra modellazione empirica e fisica dei flussi termici sul pistone per CA50MFB vicini alla condizione di massima efficienza

Figura 6.9 confronto tra i guadagni del flusso termico relativi al MAPO

Figura 7.1 Calore specifico a volume costante al variare della temperatura

Figura 7.2 Potenza termica, pressione e differenziale di pressione per un segnale non trattato

Figura 7.3 Confronto tra segnale di pressione trattato e non trattato e differenziale di pressione trattato e non trattato

Figura 7.4 Andamento dello stato termico del motore sul piano quotato rendimento volumetrico-RPM

Figura 7.5 Esempio di segnali di pressioni con i quali il metodo non funziona correttamente

Figura 7.6 Errore % tra temperatura calcolata e sperimentale

Figura 7.7 Interfaccia grafica per inserire la quantità di combustibile e la massa d'aria

Figura 7.8 Metodo applicato a diversi cicli

Figura 7.9 Stato termico in funzione del MAPO

BIBLIOGRAFIA

- [1] Appunti del corso di sperimentazione e calibrazione di motori a combustione interna tenuto dal Prof. Nicolò Cavina
- [2] Appunti del corso di motori a combustione interna e propulsori ibridi tenuto dal Prof. Nicolò Cavina
- [3] GT-SUITE, *Engine Performance Application Manual version 2018*
- [3] John B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill
- [4] Arsie Ivan, Di Leo Rocco, Falco Stefano, Pianese Cesare, De Cesare Matteo, *Estimation of the Engine Thermal State by in Cylinder Pressure Measurements in Automotive Diesel Engines*, SAE Technical Paper 2015-01-1623
- [5] Karel Frans Hilda Maria Steurs, *Cycle-resolved analysis and modelling of knock in a homogeneous charge spark ignition engine fuelled by ethanol and iso-octane*, Master in Electromechanical Engineering, University of Ghent
- [6] Zhi Wang, Hui Liu, Rolf D. Reitz, *Knocking combustion in spark-ignition engines*, Articolo scientifico
- [7] Matthew Jose Rodrigues, *Heat Transfer during the Piston-Cylinder Expansion of a Gas*, Master of Science, Oregon State University
- [8] Kei Shigahara, Michalis Syrimis, *Correlation Between Knock Intensity and Heat Transfer Under Light and Heavy Knocking Conditions in a Spark Ignition Engine*, SAE Technical Paper 960495
- [9] Borje Grandin, Ingemar Denbratt, *The Effect of Knock on Heat Transfer in SI Engines*, SAE Technical Paper 2002-01-0238
- [10] *Janaf Thermochemical Tables*
- [11] *Leland B. Jackson, Digital Filters and Signal Processing*