

**POLITECNICO DI TORINO**



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Analisi della combustione e della detonazione in un motore alimentato a gas naturale mediante applicazione di modelli predittivi**

Relatori:  
**Daniela Anna Misul**  
**Mirko Baratta**

Candidato:  
**Simone Secondino**

**ANNO ACCADEMICO 2017/2018**

*Alla mia famiglia,  
per non avermi mai fatto  
mancare il loro appoggio*

## Sommario

INTRODUZIONE .....	3
1. CONCETTI INIZIALI .....	5
1.1 Motore sovralimentato a metano .....	5
1.2 Detonazione e dispersione ciclica .....	6
1.3 Modellazione 1-D .....	13
2. MODELLO DI COMBUSTIONE E TURBOLENZA .....	16
2.1 Modello di combustione .....	17
2.2 Modella per la valutazione della velocità di fiamma turbolenta .....	19
2.3 Modello per la valutazione della velocità di fiamma laminare .....	24
2.4 Modello per la valutazione della combustione a parete .....	25
2.5 Valutazione delle condizioni iniziali $\Delta\theta_{0-1}$ .....	25
3. SETUP SPERIMENTALE .....	26
3.1 Dati motore .....	26
3.2 Modello GT-Power .....	28
4. ANALISI DELLA COMBUSTIONE .....	31
4.1 Valutazione $Cl_0$ e $cwc$ .....	32
4.2 Dispersione ciclica .....	42
4.3 Correlazioni e regressioni .....	47
5. ANALISI DELLA DETONAZIONE .....	62
5.1 Modello predittivo .....	63
5.2 Ottimizzazione delle costanti $c_1$ , $c_2$ e $c_3$ .....	64
5.3 Risultati finali .....	67
6. CONCLUSIONI .....	70
7. BIBLIOGRAFIA .....	71

## INTRODUZIONE

Le emissioni in atmosfera di sostanze inquinanti sono all'origine di alcuni dei problemi ambientali più importanti e urgenti da affrontare. Per questo le case automobilistiche stanno lavorando, attraverso attività di ricerca e sviluppo, alla riduzione delle emissioni e dei consumi da parte dei veicoli per trasporto terrestre. I limiti imposti dalle normative sono sempre più restrittivi e vengono rispettati attraverso l'uso di tecnologie avanzate, sviluppando complessi sistemi di post trattamento o intervenendo direttamente sulla combustione in camera rendendola il più efficiente possibile. Però quest'ultimo aspetto può essere ottenuto solo conoscendo in maniera approfondita i processi che avvengono in camera di combustione.

Il lavoro svolto in questa tesi rientra nell'ambito nel progetto GasOn, programma H2020 della Commissione Europea, avente come obiettivo lo sviluppo di un motore monofuel a gas naturale ad elevate prestazioni e livelli di emissioni post Euro VI. In bibliografia è riportato il link del sito web relativo a tale progetto.

Nello specifico il lavoro di tesi si è concentrato sull'applicazione del modello frattale di combustione a tale motore sovralimentato, analizzando la combustione e la detonazione mediante modelli predittivi. L'obiettivo è un'ulteriore raffinazione di tali modelli che li renda più precisi e attendibili in modo da poter poi essere capaci di simulare l'intero processo di combustione senza la necessità di imporre delle condizioni iniziali ottenute da dati sperimentali e per consentire una più efficiente predizione del fenomeno della detonazione. La detonazione è considerata la più importante forma di anomalia di combustione. Questa avviene in determinate condizioni di funzionamento e consiste in un'autoaccensione delle frazioni di miscela più lontane dalla candela non ancora raggiunte dal fronte di fiamma che avanza all'interno della camera di combustione. Questo comporta un brusco aumento di pressione il quale genera onde d'urto che attraversano la camera, colpiscono le pareti e rimbalzano su di esse, generando il classico rumore metallico definito 'battito in testa'. Tutto ciò è molto pericoloso per il motore poiché, il continuo martellamento generato dalle onde d'urto, può recare seri danni agli organi meccanici mettendolo fuori uso. Inoltre da non sottovalutare l'influenza che la dispersione ciclica ha su di essa. Questa consiste in una variazione ciclo per ciclo delle pressioni in camera influenzando le prestazioni generali del motore e in maniera significativa il manifestarsi del fenomeno della detonazione. Quindi per le case automobilistiche è di primaria importanza cercare di scongiurare tale fenomeno.

Per poter realizzare questo lavoro di tesi è stato utilizzato un software di modellazione 1-D CFD (GT-Power, sviluppato dalla Gamma Technologies) implementando un modello di combustione frattale accompagnato da un modello di turbolenza in camera.

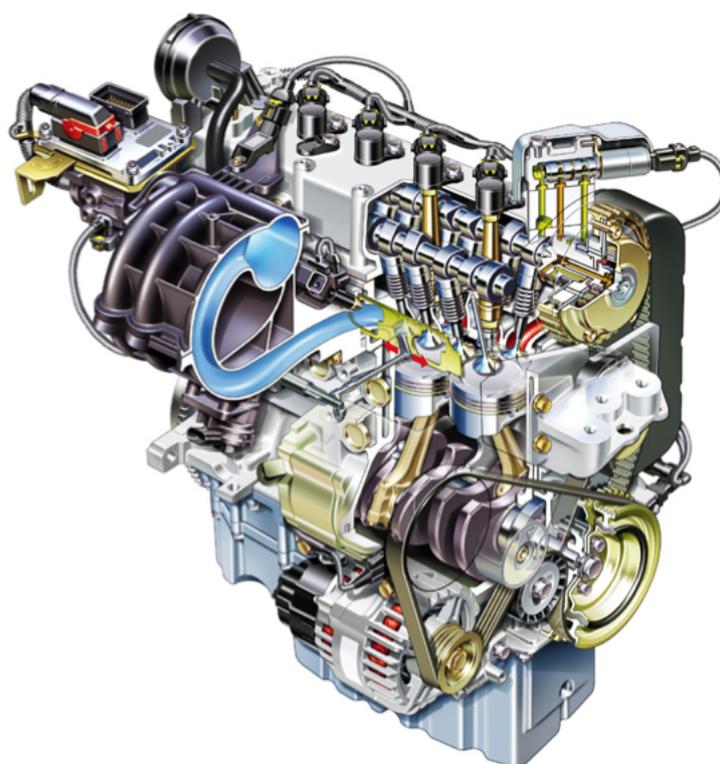
Nella prima parte è stata effettuata un'analisi della combustione lavorando sui coefficienti che la influenzano, in modo da rendere il modello maggiormente stabile. Successivamente è stata introdotta la variabilità ciclica e, conoscendo i dati sperimentali di COV (coefficient of variation) di IMEP (Indicated Mean Effective Pressure), si è cercato di riprodurli in ambiente di calcolo in modo da prevederne gli effetti e consentire un migliore fase di sviluppo del propulsore. Questo per permettere di utilizzare simulazioni virtuali più economiche e veloci delle consuete misurazioni al banco motore. Infine, una volta introdotta la dispersione ciclica, il lavoro si è focalizzato sul modello predittivo di knock, analizzando diverse condizioni di funzionamento del motore al fine di raffinare ulteriormente tale modello.

## 1. CONCETTI INIZIALI

Nel primo capitolo verranno descritti i concetti chiave alla base di questo lavoro di tesi, in modo da poter maggiormente comprendere i modelli realizzati e i risultati ottenuti.

### 1.1 Motore sovralimentato a metano

I motori a combustione interna sono macchine motrici termiche che convertono la parte più grande possibile di energia termica in lavoro meccanico. Questo si ottiene facendo bruciare, all'interno della macchina stessa, combustibili che liberano energia termica attraverso reazioni chimiche di ossidazione con l'ossigeno dell'aria.



*Figura 1.1 - Esempio di motore a combustione interna*

A causa delle limitazioni imposte dalle norme antinquinamento sulle emissioni dei veicoli, nel corso degli anni si sono ricercate soluzioni sempre più efficienti per questi motori; vi è stata un'importante diffusione dei motori ad accensione comandata dual-fuel, cioè alimentati

sia a benzina che metano. Però nonostante i vantaggi economici dei motori alimentati a gas naturale, dovuti al minor costo e al miglior impatto ambientale di questo combustibile rispetto alla benzina, questi presentano dei limiti dovuti principalmente al fatto che il motore è progettato per avviarsi a benzina per poi funzionare a metano una volta raggiunte determinate condizioni termodinamiche. Così facendo non si sfruttano pienamente le caratteristiche del gas naturale, ossia un maggior numero di ottano (pari a 120) e la possibilità di lavorare con un rapporto di compressione maggiore rispetto ad un motore alimentato a benzina.

Per questi motivi nasce l'esigenza di sviluppare motori funzionanti esclusivamente a gas naturale, in modo da sfruttare al meglio questo combustibile senza sacrificare le richieste di potenza elevate ottenibili in un motore a benzina. Però, per ottenere ciò, bisogna apportare alcune modifiche al motore stesso, ossia aumentare il rapporto di compressione rispetto al caso benzina. Infatti il metano, per poter accendersi in seguito allo scocco della scintilla innescato tra elettrodi della candela, ha bisogno di valori di pressione e temperatura all'interno della camera più elevati.

Dunque, per soddisfare questa esigenza insieme alla costante richiesta di elevata potenza erogata, è stata attuata la sovralimentazione. Questa tecnica consiste nell'incrementare la densità dell'aria aspirata dal motore, attraverso l'uso di compressori in grado di comprimere l'aria nel collettore di aspirazione. In tal modo è possibile aumentare la potenza specifica di un motore, consentendo di impiegare una cilindrata ridotta a parità di potenza del motore, oppure, a parità di cilindrata, di disporre di potenze più elevate.

## 1.2 Detonazione e dispersione ciclica

La detonazione è l'anomalia di combustione più pericolosa e limitante nei motori ad accensione comandata. Come già precedentemente detto, si verifica quando le frazioni di miscela più lontane dalla candela, che dovrebbero bruciare per ultime, si auto-accendono spontaneamente prima di essere raggiunte dal fronte di fiamma. Questo genera un brusco aumento di pressione all'interno del cilindro, provocando oscillazioni di pressione che mettono in vibrazione le pareti della camera di combustione. Il risultato è il tipico rumore metallico, noto con il nome di 'battito in testa', e possibile danneggiamento degli organi meccanici a causa di fenomeni di fatica a caldo. Inoltre le oscillazioni di pressione tendono a perturbare lo strato limite termico a parete e quindi ad incrementare notevolmente il calore scambiato tra gas e parete, ottenendo un ulteriore incremento delle sollecitazioni termiche.

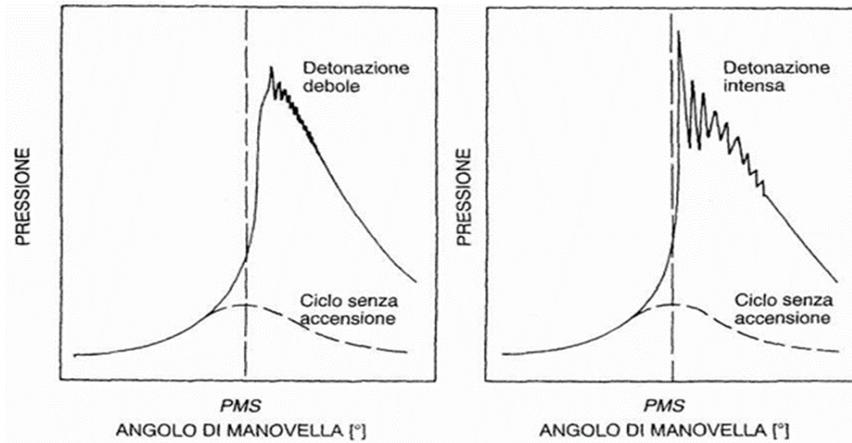


Figura 1.2 - Fenomeno della detonazione

Nel caso di un processo di combustione tradizionale si userà una miscela caratterizzata da una bassa reattività, ovvero una miscela che possa essere compressa (con  $\epsilon \approx 10$ ) fino alle condizioni di fine compressione ( $T \approx 700\text{k}$ ) senza che si generi accensione spontanea di quest'ultima.

Quindi, tramite un arco elettrico fatto scoccare tra gli elettrodi di una candela, si provvederà ad innescare il processo di combustione nell'istante voluto. La porzione di miscela investita dall'arco elettrico viene portata a temperature elevate ( $T = 6000\text{k}$ ), alle quali corrisponde un *ignition delay* (ritardo di accensione) praticamente nullo, di conseguenza il primo nucleo si accenderà pressoché istantaneamente.

L'*ignition delay* ( $\tau$ ) è il tempo necessario affinché le reazioni a catena (*chain branching explosion*) producano una quantità di radicali tali da superare una certa soglia critica che permette l'accensione.

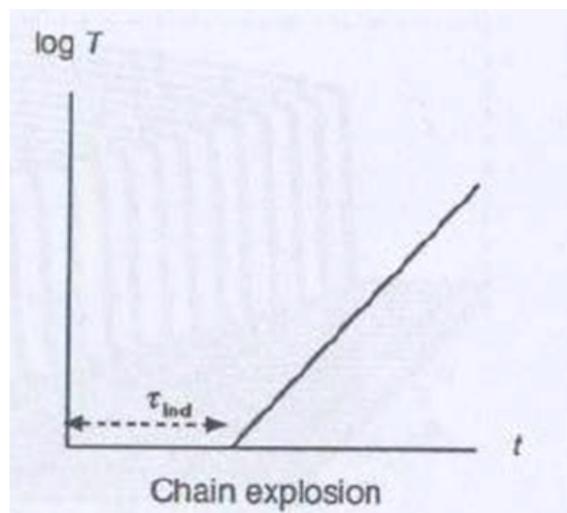


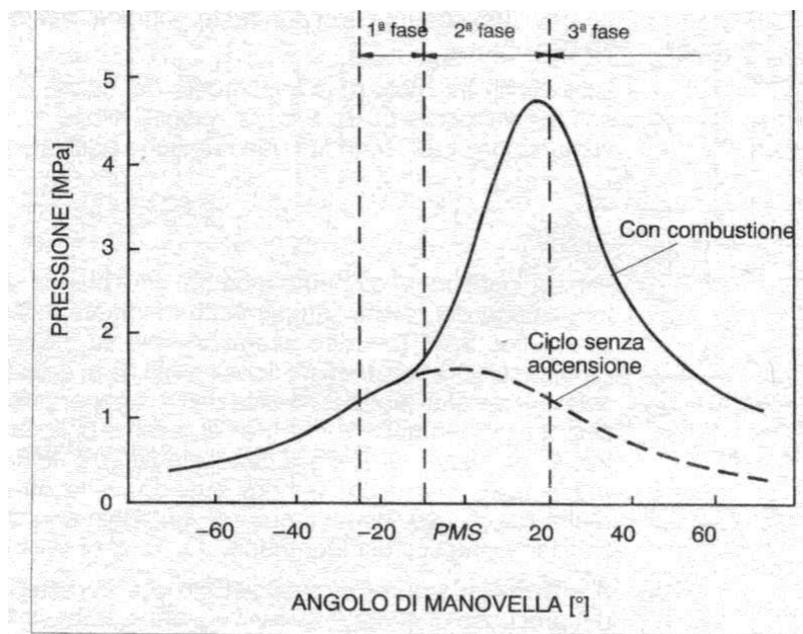
Figura 1.3 - Ignition delay

In generale si ipotizza che tale periodo di induzione si esaurisca quando:

$$\sum \frac{\Delta t_1}{\tau_1} = 1 \quad \text{ovvero} \quad \int \frac{dt}{\tau} = 1$$

Ciò è valido ipotizzando una cumulabilità ed una linearità con il tempo delle reazioni di formazione dei composti intermedi che precedono le ultime tappe fortemente esotermiche del processo di ossidazione.

A questo punto, il primo nucleo di miscela bruciato, che si troverà a temperature elevate, trasmetterà energia termica allo strato di miscela circostante mediante un processo di scambio termico convettivo. La temperatura si innalzerà nello strato circostante portando il suo ritardo di accensione residuo ad esaurirsi in tempi molto brevi. Tale fenomeno si ripeterà strato dopo strato, con un processo di propagazione del fronte di fiamma. Quest'ultimo si diffonderà fino a raggiungere la zona più lontana dalla candela nella quale si trova l'*end gas*, ossia l'ultima frazione di miscela che viene ad essere coinvolta nel processo di combustione.



**Figura 1.4** - Andamento della pressione in camera di combustione

In una prima fase del processo di combustione, dopo lo scoccare della scintilla, per un determinato intervallo di tempo non si riscontrano differenze apprezzabili tra l'andamento della pressione che si avrebbe in assenza di combustione e l'andamento della pressione che si ha del caso di combustione. Questo perché inizialmente viene coinvolta una porzione di

miscela talmente piccola che la sua combustione non è in grado di produrre un significativo incremento di pressione all'interno della camera rispetto a quello normalmente prodotto dalla semplice compressione dovuta al moto dello stantuffo. Tale fase terminerà nel momento in cui una porzione significativa di miscela, pari al 4-5% in massa, prenderà parte al processo di combustione.

A valle di questa fase di sviluppo del primo nucleo si ha una propagazione vera e propria del fronte di fiamma con un incremento di pressione piuttosto rapido. Il fronte di fiamma procede in modo progressivo e graduale comunicando l'accensione strato dopo strato alla rimanente parte della miscela. Ogni strato corrisponde a bruciare una quantità infinitesima di massa  $dm$  che darà luogo ad un incremento infinitesimo di pressione  $dp$ . Questo si avrà fin quando prevarrà, per quanto riguarda la pressione, l'effetto di aumento di volume della camera dovuto al moto dello stantuffo e la pressione non comincerà a diminuire progressivamente nel corso della fase di espansione.

I tempi durante i quali il combustibile sarà esposto alle condizioni di pressione e temperatura saranno diversi in base alla distanza dagli elettrodi della candela: *l'end gas* è quello che dovrà attendere più a lungo prima di essere raggiunto dal fronte di fiamma, quindi si troverà esposto per un tempo più lungo ad elevate pressioni ed elevate temperature. Tali condizioni sono nettamente diverse da quelle che si avrebbero nel caso di una semplice corsa di compressione. Per questi motivi *l'end gas* tende a bruciare dopo che si è raggiunto il picco di pressione massimo. Quindi esso non subirà solo la compressione da parte dello stantuffo, ma anche una compressione, nell'ordine del centinaio di bar, dovuta all'espansione della carica già coinvolta nel processo di combustione. Man mano che il processo di combustione procede e finché *l'end gas* non entra in contatto con il fronte di fiamma, si può pensare che subisca, dall'espansione dei gas combusti, una compressione quasi isoentropica: prima dell'ultimo istante in cui *l'end gas* viene raggiunto dal fronte di fiamma, lo si può immaginare isolato da questo a mezzo di uno strato di miscela. Dunque, *l'end gas* si troverà in una condizione particolarmente critica, ovvero sarà esposto ad alte pressioni e alte temperature perché alla prima compressione dello stantuffo segue l'ulteriore compressione da parte della frazione di carica che ha già bruciato, effetto questo chiaramente più rilevante. Di conseguenza se *l'end gas* riesce a non esaurire il proprio *ignition delay* prima di essere raggiunto dal fronte di fiamma può bruciare regolarmente e dar luogo ad un rilascio di energia progressivo e graduale. Se, invece, nelle zone periferiche della camera si esauriscono le preazioni prima del raggiungimento del fronte di fiamma, tutta la zona si auto-accenderà simultaneamente e bruciando tutta insieme non darà più luogo ad un incremento graduale di

pressione  $dp$  ma ad un incremento finito  $\Delta p$  in un tempo sempre infinitesimo. Questo provocherà uno squilibrio in camera in termini di pressioni, infatti si genererà un'onda di pressione da questa zona che si propagherà attraverso i gas combusti verso l'estremità opposta della camera e si rifletterà continuando a rimbalzare. Si raggiungerà un elevato picco di pressione, dopodiché l'ampiezza delle oscillazioni andrà gradualmente a ridursi (per effetto dello smorzamento offerto dalla viscosità dei gas). Le oscillazioni metteranno in vibrazione la struttura del motore e si trasmetteranno all'esterno sotto forma di rumore metallico (detonazione o knock).

L'insorgere della detonazione può essere individuato tramite l'analisi del segnale di pressione misurato in camera di combustione o tramite il rilievo, effettuato per mezzo di accelerometri, delle vibrazioni indotte nel monoblocco. Una volta rilevato il problema, la centralina interviene sull'anticipo di accensione, riducendolo sul cilindro in cui si è manifestata l'anomalia, ottenendo di conseguenza una riduzione del picco di pressione in camera e del rischio di detonazione.

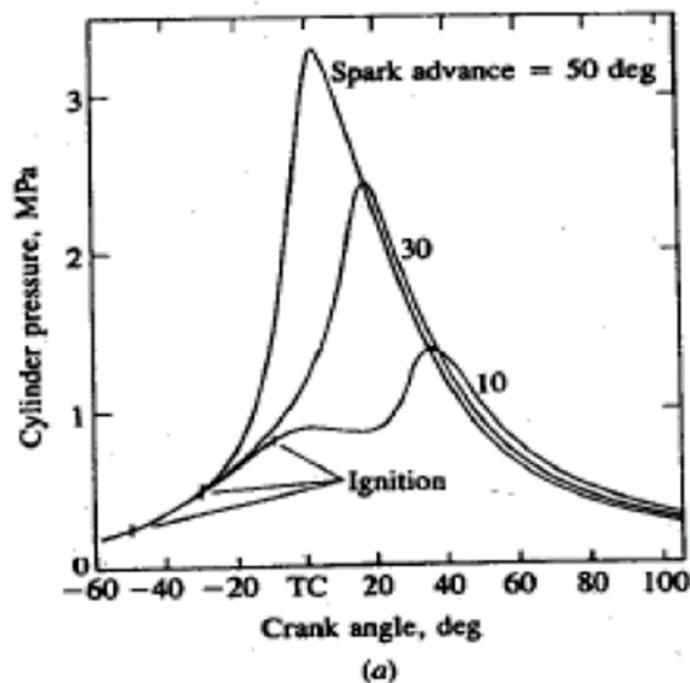
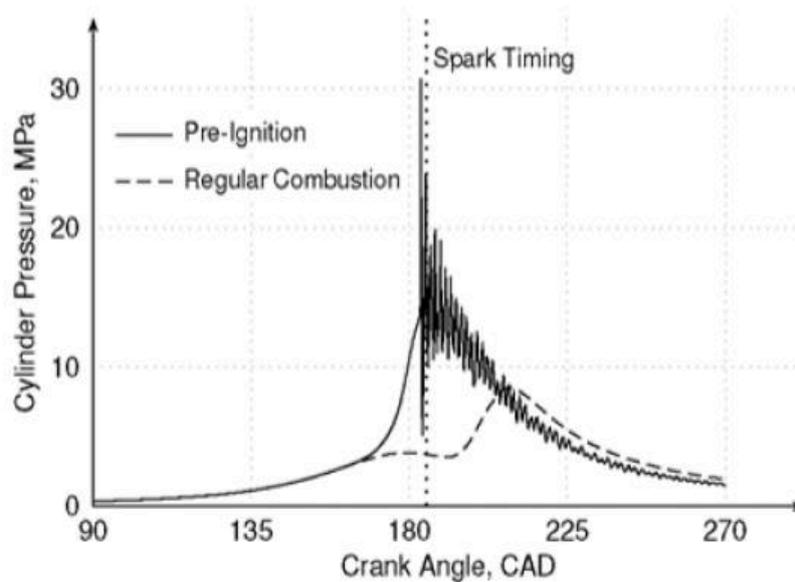


Figura 1.5 - Effetto dello spark advance sulla pressione in camera

Negli attuali motori sovralimentati, che possono raggiungere i 25÷28 bar di pme, spesso si può verificare una degenerazione della detonazione in preaccensione, raggiungendo picchi di pressione superiori ai 200÷300 bar, che portano ad un immediato danneggiamento degli organi del motore. Questo fenomeno è noto con il nome di “megaknock”.



*Figura 1.6 - Fenomeno del megaknock*

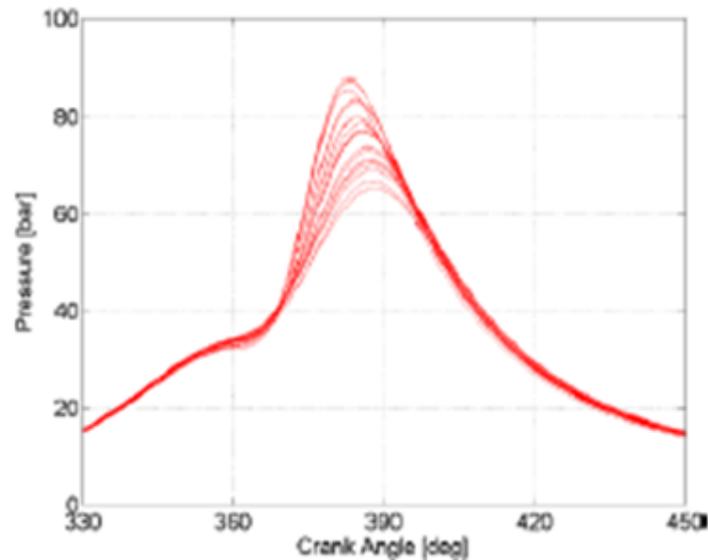
Come mostrato nella Figura 1.6, la combustione anomala provoca un'impennata della pressione prima ancora che ci sia accensione: una frazione molto consistente della miscela si auto-accende spontaneamente prima che scocchi la scintilla. Quanto più questa frazione di miscela è consistente tanto più il livello di pressione raggiunto sarà rilevante, rischiando di arrivare a superare il carico statico a rottura di alcuni componenti. Quindi, mentre la detonazione è un fenomeno che porta solo a rottura per fatica a caldo dopo alcune decine di milioni di cicli, nel caso del *megaknock* si può arrivare alla rottura statica nell'ambito di un singolo ciclo, di conseguenza si avrebbero danni immediati al motore. Tale fenomeno non è controllabile tramite la riduzione dell'anticipo di accensione proprio perché si verifica autoaccensione della miscela ancora prima che scocchi la scintilla.

La dispersione ciclica influenza in maniera significativa il processo di combustione ed in particolare il fenomeno della detonazione, questo perché essa fa in modo che la detonazione non si manifesti immediatamente nella totalità dei cicli in una determinata condizione operativa ma soltanto in alcuni cicli.

I motori ad accensione comandata, anche quando operano in condizioni stazionarie, non mantengono un funzionamento perfettamente stabile, cioè il processo di combustione non si ripete identicamente a sé stesso ciclo dopo ciclo ma si ha un fenomeno di dispersione. Questo è dovuto ad una fluttuazione della carica nel moto turbolento da ciclo a ciclo, al tenore dei gas residui, alla quantità di combustibile iniettato e così via.

Analizzando i risultati sperimentali di un qualsiasi propulsore termico è possibile osservare, dal confronto tra i diversi cicli indicati, una variazione del tutto causale nei valori delle

grandezze che determinano il funzionamento del motore, in particolare della pressione indicata nel ciclo.



*Figura 1.7 - Effetto della dispersione ciclica sulla pressione misurata in camera di combustione*

In generale, le irregolarità del propulsore aumentano nel caso di miscele magre o molto magre, per esempio nel caso di elevato ricircolo dei gas di scarico (EGR).

Nei più recenti propulsori termici, nei quali si possono escludere fluttuazioni casuali dell'anticipo di accensione, le irregolarità cicliche e cilindriche sono il risultato di variazioni nel processo di combustione. Queste ultime sono dovute principalmente a fluttuazioni casuali della dosatura e del moto della carica all'interno del cilindro, soprattutto nelle vicinanze della candela all'istante di accensione. Tali irregolarità influenzano direttamente la durata della combustione e di conseguenza causano una perdita di efficienza termodinamica, oscillazioni della *BMEP* (Brake Mean Effective Pressure) e variazioni ciclo a ciclo della coppia erogata. Questi fenomeni possono influenzare negativamente la guidabilità del veicolo e causare una maggiore rumorosità del motore, quindi, per evitare quanto detto, è opportuno studiarli in maniera accurata in fase progetto.

Inoltre, è stato osservato sperimentalmente che tale fenomeno incide fortemente sulle prestazioni del motore, infatti le dispersioni cicliche causano una perdita di potenza, a parità di consumi, di circa il 10%.

Tra tutti i cicli compiuti dal motore, quelli che hanno una combustione più veloce presentano picchi elevati di pressione e un maggior rischio di detonazione. Infatti quest'ultimo effetto è predominante rispetto al fatto che la fiamma raggiunga in meno tempo l'*end gas*. Tale

problema pone limiti al rapporto di compressione e di conseguenza al rendimento termodinamico del motore.

Tutti gli algoritmi di controllo inseriti nella centralina del motore fanno riferimento a valori medi e perciò ogni scostamento da questi risulta penalizzante. Un esempio di quanto appena detto si può fare prendendo in considerazione il valore di anticipo di accensione rispetto al punto morto superiore (PMS). Un valore di anticipo elevato determina un ciclo troppo anticipato che può portare all'insorgere del fenomeno della detonazione. Viceversa un anticipo troppo piccolo dà origine ad un ciclo che si completa in ritardo e che non sfrutta in maniera ottimale l'energia idealmente posseduta dal gas, con conseguente penalizzazione delle prestazioni e del rendimento del veicolo.

Il parametro che da' una misura statica del fenomeno della dispersione ciclica è il *CoV* (*coefficient of variation*), il quale viene espresso generalmente come un valore percentuale. Si riferisce ad un numero sufficiente di cicli e si definisce come il rapporto tra lo scarto quadratico medio e la media del parametro preso in esame:

$$CoV = \frac{\sigma(x)}{\mu(x)}$$

dove:

- $\sigma$  è la deviazione standard;
- $\mu$  è la media;
- $x$  è la misura caratteristica di ogni ciclo.

### 1.3 Modellazione 1-D

Le analisi realizzate nel presente lavoro di tesi sono state eseguite sfruttando il software GT-Power. Questo è un codice di calcolo 1D/2D ampiamente utilizzato dalle più importanti



aziende del settore automotive, per la simulazione delle prestazioni dei motori alternativi a combustione interna e può essere utilizzato per ogni tipo di

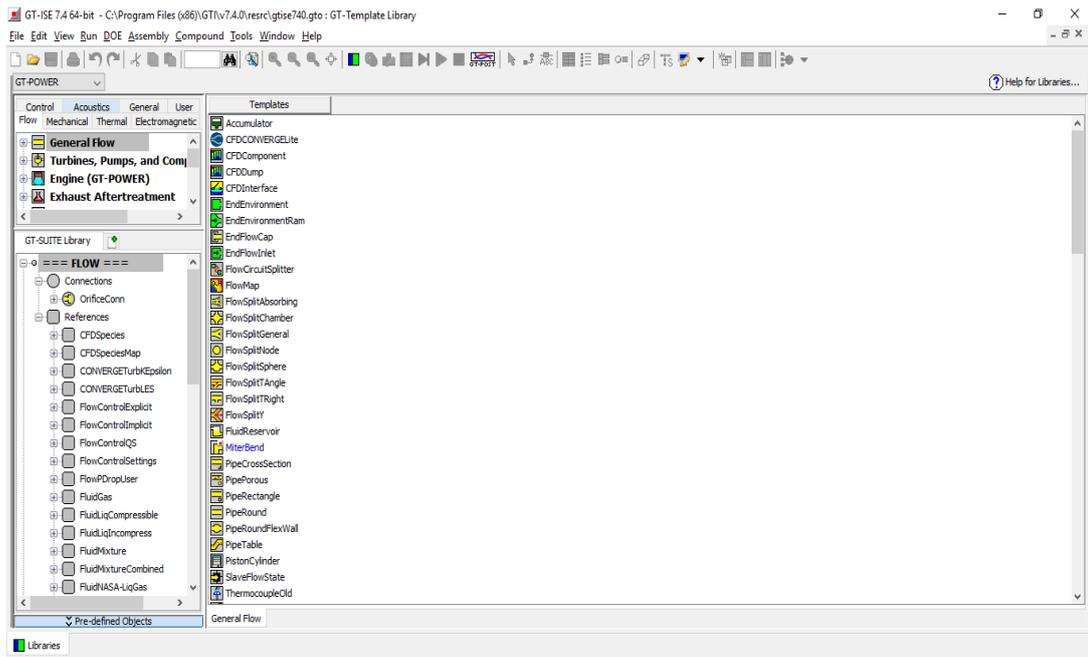
propulsore, dai grandi motori navali ai piccoli motori 2/4 tempi usati nel mondo delle competizioni automobilistiche. Permette di stimare tutti i principali parametri prestazionali (IMEP, BMEP,  $Q_b$ ,  $\lambda_v$ , etc.) e di valutare le variazioni indotte su quest'ultimi da possibili modifiche geometriche, comportando una sostanziale riduzione del numero di test

sperimentali da effettuare nel corso dello sviluppo del progetto di un nuovo motore. Inoltre consente di ottenere una serie di informazioni, quali ad esempio, pressione e temperatura nel cilindro, flussi di massa, che sarebbero impossibili da misurare in altri modi. GT-Power fa parte di un più complesso software chiamato GT-Suite, il quale include una notevole quantità di strumenti per il sistema motore, come i meccanismi di lubrificazione, i sistemi di raffreddamento e altri ancora.

Tramite questo software è possibile “costruire” virtualmente il motore, ossia creare un modello che ne riproduca il funzionamento. La costruzione del modello è molto semplice, basta trasportare dalla libreria alla mappa principale gli oggetti, i quali rappresentano i componenti che fisicamente costituiscono il motore, e successivamente collegarli tra loro in maniera coerente alla realtà. A questo punto, avviando il motore virtuale è possibile ottenere i risultati che si desiderano attraverso il post-processor, risultati ottenuti mediante integrazione delle grandezze valutate in ciascun volume elementare per tutta la durata del ciclo del motore. Quest’ultimo è ovviamente suddiviso in intervalli di tempo  $\Delta t$  che risultano inferiori al tempo impiegato dalla manovella per ruotare di un grado.

Dal punto di vista matematico le soluzioni sono basate su modelli fluidodinamici monodimensionali, ritenendo la dimensione longitudinale dei sistemi studiati nettamente prevalente rispetto a quelle trasversali, considerando un moto unidimensionale. Tali modelli considerano anche i flussi e gli scambi di calore che, molto spesso, sono già presenti all’interno della libreria del programma, richiedendo, quindi, solo il setting di alcuni parametri.

L’approccio mediante il software GT-Power permette di ottenere dei risultati, con un buon livello di accuratezza, in minor tempo rispetto a quelli ottenibili con una simulazione 3D tramite software CFD.



*Figura 1.8 - Libreria di GT-Power*

## 2. MODELLO DI COMBUSTIONE E TURBOLENZA

I modelli di combustione e turbolenza sono stati realizzati utilizzando come linguaggio di programmazione FORTRAN e sono stati successivamente implementati in GT-Power come user-subroutine.

Per avere una soddisfacente capacità predittiva, il codice per la simulazione necessita di un'adeguata predizione del rilascio di calore (*HRR*, *Heat Release Rate*), che a sua volta richiede un'accurata valutazione della turbolenza all'interno del cilindro e della generazione del fronte di fiamma. I modelli di propagazione del fronte di fiamma vengono creati attraverso correlazioni semi-empiriche che tengano in considerazione variabili geometriche e termodinamiche ottenibili sperimentalmente.

I codici di simulazione utilizzati per modellare la combustione in camera devono in primo luogo predire l'Heat Release Rate e di conseguenza l'andamento della pressione in camera. Assume notevole importanza nella predizione il calcolo della massa istantaneamente intrappolata nel fronte di fiamma per un dato valore dell'angolo di manovella  $\theta$ . La massa intrappolata può essere calcolata seguendo due approcci:

1. Imporre all'HRR un profilo che approssimi il più possibile la forma ad S osservabile dai dati sperimentali, e calibrare i valori manualmente come fatto ad esempio dalla funzione di Wiebe:

$$x_b(\theta) = 1 - e \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_i}{\theta_f - \theta_i} \right)^m \right] \quad (2.1)$$

in cui:

- $a$  ed  $m$  sono i parametri da calcolare;
- $\theta_i$  è l'angolo di inizio combustione;
- $\theta_f$  è l'angolo di fine combustione.

2. Determinare la quantità di massa bruciata in funzione della velocità e della superficie del fronte di fiamma:

$$dx_b = \frac{1}{m} \rho_u A_{bf} S_b \frac{d\theta}{\omega} \quad (2.2)$$

dove:

- $m$  è la massa intrappolata nel cilindro;
- $\rho_u$  è la densità degli unburned gas;
- $A_{bf}$  è la superficie del fronte di fiamma;
- $S_b$  è la velocità della fiamma turbolenta;
- $\omega$  è la velocità di rotazione del motore.

Il problema del primo approccio è quello di non fornire alcuna informazione sull'influenza della geometria della camera, sull'intensità della turbolenza e sulle variazioni di turbolenza introdotte dall'iterazione con il fronte di fiamma. Per questi motivi è stato sviluppato il secondo approccio (utilizzato per la prima volta nell'articolo "*Blizzard e Keck*", 1974) che tiene in considerazione aspetti come la geometria della camera, la turbolenza nel cilindro e l'angolo di accensione. Tale modello è stato, inoltre, migliorato nell'articolo di (Baratta et al., 2006) in modo che si riesca a tener conto del contributo della fiamma premiscelata. Questo nuovo approccio stabilisce che un fronte di fiamma turbolento è costituito da strati sottili di fiammelle che si comportano come se fossero laminari, e che però si trovano all'interno di un flusso turbolento.

## 2.1 Modello di combustione

Attraverso questo modello è possibile prevedere i principali parametri di combustione, ovvero la pressione all'interno della camera, il tasso di rilascio del calore HRR e la frazione di massa bruciata al variare dell'angolo di manovella. Tale approccio prevede la suddivisione della camera in due zone divise dal fronte di fiamma, nella prima è presente la carica che ancora non ha preso parte al processo di combustione (*unburned*), mentre la seconda è occupata dalla carica già bruciata (*burned*). Quest'ultima, in accordo con il modello frattale, è suddivisa in differenti regioni, ognuna delle quali viene generata ad uno specifico angolo di manovella  $\theta$ , ma non è consentito il mescolamento fra le varie zone, questo per garantire gradienti di temperatura ben definiti all'interno della camera di combustione.

Il modello, proposto da (Baratta et al., 2006), segue l'approccio convenzionale per l'analisi della combustione nei motori ad accensione comandata, quindi i principi di conservazione della massa e dell'energia, oltre alla legge dei gas perfetti, vengono applicati sia alla zona "*burned*" che a quella "*unburned*".

Le equazioni alla base del modello sono scritte in forma differenziale rispetto all'intervallo di tempo, il quale è definito come:

$$dt = \frac{d\theta}{d\omega}$$

in cui:

- $\theta$  è l'angolo di manovella al tempo  $t$ ;
- $\omega$  è la velocità di rotazione del motore espressa in rad/s.

Assumendo che la somma dei volumi delle zone *burned* e *unburned* deve dare ad ogni istante il valore della massa intrappolata nel cilindro  $V$ , si ottiene la seguente equazione:

$$dV_u + \sum_{i=1}^{n-1} V_{b,i} + dV_{b,n} = dV \quad (2.3)$$

Dove il pedice "i" si riferisce all'ordine in cui vengono generate le diverse zone *burned*.

La legge di conservazione della massa applicata alla carica all'interno del cilindro ci porta all'equazione:

$$dm = d(m_f + m_a + m_r) = dm_u + dm_{b,n} = 0 \quad (2.4)$$

Introducendo nell'equazione il parametro che si riferisce alla frazione di massa bruciata:

$$x_b = \frac{m_b}{m}$$

$$m_b = m \cdot x_b$$

$$m_u = (1 - x_b) \cdot m$$

Per ogni zona:

$$x_b = \sum_{i=1}^n x_{b,i}$$

$$m_{b,i} = m \cdot x_{b,i}$$

dove  $m$  è la massa della carica introdotta nel cilindro in un dato ciclo.

Applicando l'equazione di conservazione dell'energia alla massa nel cilindro per la zona *unburned* e per ognuna delle zone *burned*, si ottiene:

$$-(q_u A_u + q_b A_b) \frac{d\theta}{\omega} + V dp = (i_{b,n} - i_u) m dx_{b,n} + (1 - x_b) m di_u + m \sum_{i=1}^n x_{b,i} di_{b,i} \quad (2.5)$$

Dove  $q_b A_b$  è il tasso globale di scambio termico dalla zona *burned* alle pareti della camera. Inoltre, la pressione nel cilindro è data dalla relazione:

$$p = \frac{m}{V} \left[ (1 - x_b) R_u T_u + \sum_{i=1}^n x_{b,i} R_{b,i} T_{b,i} \right] \quad (2.6)$$

Infine l'equazione per l'evoluzione nel tempo per la frazione di massa bruciata  $x_b$  può essere calcolata secondo l'approccio *prompt burning*, seguendo l'equazione:

$$dx_b = dx_{b,n} = \frac{1}{m} \rho_u A_{bf} S_b \frac{d\theta}{\omega} \quad (2.7)$$

Per ottenere una predizione accurata di  $dx_b$  è indispensabile la formulazione di un modello per valutare la velocità di fiamma turbolenta  $S_b$ .

## 2.2 Modella per la valutazione della velocità di fiamma turbolenta

Come input per la simulazione del processo di combustione con il modello frattale, devono essere ottenuti alcuni parametri che coinvolgono la valutazione della turbolenza del cilindro e della densità. Per calcolare  $S_b$  risulta necessaria la valutazione di due aspetti: generazione della turbolenza all'interno del cilindro e interazione della fiamma con la turbolenza stessa. Nel primo caso, si applica un modello basato su un trasferimento di energia dal flusso turbolento medio fino ai vortici (Poulos & Heywood, 1983). Secondo questo modello, denominato "modello K-k", la variazione di energia cinetica a livello macroscopico è data da:

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \dot{m}_i v_i^2 - P - K \frac{\dot{m}_0}{m} \quad (2.8)$$

Dove:

- $\dot{m}_i$  è la portata in massa che entra nel cilindro;
- $v_i$  è la velocità del getto che entra in camera;
- $P$  è il tasso di produzione di energia cinetica;
- $\dot{m}_0$  è la portata in massa che esce dal cilindro;
- $m$  è la massa intrappolata nel cilindro.

Contrariamente, la variazione di energia turbolenta nei vortici è data da:

$$\frac{dk}{dt} = P - m\varepsilon - k \frac{\dot{m}_0}{m} \quad (2.9)$$

In cui:

- $\varepsilon \cong u'^3/L_i$  è il tasso di dissipazione di energia cinetica dei vortici turbolenti per unità di massa;
- $L_i$  è la lunghezza caratteristica dei vortici ed è assunta pari a:

$$L_i = \frac{V}{\pi D^2/4}$$

Nella quale:

- $V$  è il volume della camera all'istante considerato;
- $D$  è il diametro del pistone.

Tale lunghezza caratteristica è sottoposta alla restrizione  $L_i \leq D/2$ .

Poiché il modello di turbolenza non risolve spazialmente i parametri di flusso, il valore di  $P$  è determinato attraverso prove empiriche, secondo la seguente correlazione:

$$P = 0.3307 c_\beta \frac{K}{L_i} \left( \frac{k}{m} \right)^{1/2} \quad (2.10)$$

Il parametro  $c_\beta$  è una costante che indica la dissipazione di turbolenza e deve essere regolata per dare i profili di  $u'$  e  $U$  desiderati (il più simili possibile ai risultati sperimentali) nell'intero ciclo. L'intensità della turbolenza nell'istante di inizio combustione può essere

valutata applicando questo modello, mentre, nel momento in cui la combustione è avviata, questa viene calcolata assumendo una conservazione del momento angolare per i vortici macroscopici. Tale assunzione necessita che le seguenti relazioni valgano dopo l'iniezione:

$$\frac{L_i}{L_0} = \left( \frac{\rho_{u0}}{\rho_u} \right)^{1/3} \quad (2.11)$$

$$\frac{u'}{u'_0} = \left( \frac{\rho_u}{\rho_{u0}} \right)^{1/3} \quad (2.12)$$

In cui  $\rho_u$  è la densità degli *unburned* mentre il pedice "0" si riferisce all'istante di inizio combustione.

Una volta ottenuto il comportamento della turbolenza, è possibile valutare l'interazione della fiamma con la turbolenza o attraverso un approccio di tipo non frattale oppure con un approccio di tipo frattale; quest'ultimo assume che la combustione entro una fiamma turbolenta è confinata a fiammette asintoticamente sottili che si muovono all'interno del flusso turbolento. Poiché questi strati sottili si comportano come fiamme laminari, la loro velocità può essere calcolata come prodotto tra la loro velocità laminare e la loro superficie. In accordo con la teoria frattale, l'espressione generale della correlazione che lega il fronte di fiamma turbolento e la velocità di fiamma turbolenta con le rispettive grandezze laminari è la seguente:

$$\frac{A_T}{A_L} = \frac{S_b}{S_L} = \left( \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_i} \right)^{D-2} \quad (2.13)$$

Dove:

- $A_T$  e  $A_L$  sono rispettivamente la superficie del fronte di fiamma turbolento e laminare;
- $S_b$  e  $S_L$  sono la velocità di fiamma turbolenta e laminare;
- $\varepsilon_0$  e  $\varepsilon_i$  sono le scale di lunghezza di cutoff esterna ed interna;
- $D$  è la dimensione frattale della del fronte di fiamma.

Tale modello è applicabile in base alla possibilità di avere valori affidabili di  $\varepsilon_0$  e  $\varepsilon_i$ , pertanto nell'articolo di (Gulder & Smallwood, 1995) si trova una correlazione per  $\varepsilon_0$  che viene posto uguale a  $L_i$ :

$$\varepsilon_0 = L_i = Cl_0(h_{min} + S_p) \quad (2.14)$$

In cui:

- $Cl_0$  è un coefficiente numerico, uno dei parametri da calibrare in questo lavoro di ricerca;
- $h_{min}$  è l'ampiezza sotto compressione dello stantuffo;
- $S_p$  è la corsa del pistone.

D'altro canto,  $\varepsilon_i$  è definito pari alla grandezza della turbolenza a livello microscopico:

$$\varepsilon_i = \eta = L_i \left( \frac{u' L_i}{\nu} \right)^{-3/4} \quad (2.15)$$

Nella quale  $\nu$  è la viscosità cinematica degli *unburned* gas.

Dalle equazioni 2.13, 2.14 e 2.15, si ottiene la formulazione per il calcolo della velocità di fiamma turbolenta come segue:

$$\frac{S_b}{S_L} = \left\{ \frac{Cl_0(h_{min} + S_p)}{Cl_0(h_{min} + S_p) \left[ \frac{u' Cl_0(h_{min} + S_p)}{\nu} \right]^{-3/4}} \right\}^{D-2} \quad (2.16)$$

Il valore di  $D$  viene determinato in maniera empirica e attraverso correlazioni che lo esprimono in funzione del rapporto  $u'/S_L$  (Mantzaras, et al., 1989):

$$D = \frac{2}{1 + u'/S_L} + \frac{2.35}{1 + S_L/u'} \quad (2.17)$$

Questa correlazione, insieme ai dati sperimentali riportati in diversi articoli, indica che  $D$  si avvicina alla dimensione frattale di un flusso turbolento non reattivo, pari a 2.35, al crescere

di  $u'/S_L$ . Però, nonostante siano stati effettuati diversi studi per il calcolo di  $D$ , non esiste un'opinione unanime su quello che potrebbe essere il suo esatto valore: ad esempio, nell'articolo di (Gulder & Smallwood, 1995) è riportato che il valore di  $D$  si attestava attorno a 2.20 sebbene il range di intensità della turbolenza fosse piuttosto ampio, tra 1 e 15, dimostrando in questo modo la sua indipendenza da tale parametro (intensità di turbolenza). Però attraverso analisi effettuate in vari studi, è stato dimostrato che l'equazione 2.16 non riusciva a predire in maniera accurata la velocità di fiamma turbolenta, indipendentemente dal valore attribuito a  $D$ , inoltre la turbolenza valutata su scala microscopica, oltre che aumentare la superficie del fronte di fiamma, incrementa notevolmente il trasferimento di specie chimiche e di calore. Per tali motivi è stata proposta una nuova correlazione per migliorare il modello nell'articolo di (Baratta, et al.,2005); principalmente sono state effettuate due modifiche. La prima si focalizza sul corrugamento del fronte di fiamma che dovrebbe essere funzione del rapporto tra la dimensione caratteristica del fronte e le dimensioni dei vortici, poiché con l'aumentare del numero di vortici microscopici la superficie del fronte si corruga sempre di più durante l'avanzamento. La seconda riguarda l'effetto dello scambio di calore e specie chimiche ad elevati livelli di turbolenza, non considerato nell'equazione 2.16, il quale deve essere una funzione della densità della carica all'interno del cilindro. In questo modo si aumenta sia la concentrazione di specie radicali che il trasferimento di calore attraverso il fronte di fiamma. È stata così ottenuta la seguente equazione:

$$\frac{S_b}{S_L} = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right) \left\{ \frac{Cl_0 \sqrt{A_{bf}}}{Cl_0(h_{min} + S_p) \left[ \frac{u' Cl_0 (h_{min} + S_p)}{\nu} \right]^{-3/4}} \right\}^{D-2} \quad (2.18)$$

Dove  $\rho$  e  $\rho_0$  sono le densità di carica rispettivamente all'istante considerato e ad un angolo di manovella fissato, il quale varia da motore a motore ed è stato nominato  $\theta_0$  in questo lavoro di tesi. Successivamente è stato effettuato un ulteriore miglioramento del modello attraverso una modulazione del rapporto tra le densità di carica ottenute tramite un esponente " $n$ ". Si è giunti così alla formulazione usata in questa trattazione:

$$\frac{S_b}{S_L} = \left( \frac{\rho}{\rho_0} \right)^n \left\{ \frac{Cl_0 \sqrt{A_{bf}}}{Cl_0 (h_{min} + S_p) \left[ \frac{u' Cl_0 (h_{min} + S_p)}{\nu} \right]^{-3/4}} \right\}^{D-2} \quad (2.19)$$

### 2.3 Modello per la valutazione della velocità di fiamma laminare

Per poter calcolare il valore assoluto della velocità di fiamma turbolenta è necessario un modello per la velocità di fiamma laminare. Tale modello, sviluppato grazie al lavoro di (Heywood, 1988) (Metghalchi & Keck, 1982) (Catania, et al., 2004), è il seguente:

$$S_L = S_{L,0} \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left( \frac{p}{p_0} \right)^\beta (1 - 1.5x_{res}) \quad (2.20)$$

Nella quale:

- $T_0 = 298K$  è la temperatura di riferimento;
- $p_0 = 1atm$  è la pressione di riferimento;
- il fattore  $(1 - 1.5x_{res})$  tiene conto della riduzione della velocità di fiamma laminare, determinata dalla presenza di gas combustivi residui all'interno del cilindro;
- $\alpha$  e  $\beta$  sono costanti indipendenti dal tipo di combustibile entro l'errore sperimentale stimato e sono valide per un determinato rapporto stechiometrico (Relative Air-To-Fuel Ratio, RAFR):

$$\alpha = 2.18 - 0.8 \left( \frac{1}{RAFR} - 1 \right) \quad (2.21)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22 \left( \frac{1}{RAFR} - 1 \right) \quad (2.22)$$

- $S_{L,0}$  è la velocità di riferimento ed è funzione del combustibile usato; nel caso di un motore alimentato a metano si ha la seguente formulazione:

$$S_{L,0} = 0.369 - 2.10 \left( \frac{1}{RAFR} - 1.12 \right)^2 - 3.35 \left( \frac{1}{RAFR} - 1.13 \right)^3 \quad (2.22)$$

## 2.4 Modello per la valutazione della combustione a parete

La combustione presenta un'ultima fase, detta combustione a parete (wall combustion), che viene introdotta per descrivere la diminuzione del tasso di rilascio del calore e della velocità di combustione nell'ultima parte del processo. Ciò accade a causa del termine della combustione o perché il fronte di fiamma raggiunge le pareti della camera. Il tasso di rilascio del calore durante questa fase è stato descritto attraverso un decadimento esponenziale valutato in una determinata scala di tempo. Il passaggio dal fronte di fiamma turbolento alla combustione a parete è stato definito tramite un valore di soglia (cwc) di frazione di massa bruciata, al raggiungimento del quale si attiva l'ultima fase della combustione. Tale parametro è una delle costanti fondamentali che caratterizzano il modello di combustione e che è stato calibrato in questo lavoro di tesi.

## 2.5 Valutazione delle condizioni iniziali $\Delta\theta_{0-1}$

Per iniziare il calcolo della combustione, il modello necessita di conoscere i valori di pressione, temperatura e composizione chimica della carica, considerata come un mix omogeneo di aria combustibile e gas residui, all'istante di accensione della candela (Spark Advance, SA), così come il valore di  $x_b$  della prima porzione di carica che viene accesa. Durante le prime fasi successive allo SA, il rilascio di energia è così basso da considerare trascurabile l'aumento di pressione e temperatura dovuto alla combustione; inoltre questo dipende da svariate variabili (stato e composizione del mix, proprietà della turbolenza in prossimità della candela, trasferimento di calore tra gli elettrodi e sviluppo della fiamma) e pertanto è difficilmente valutabile. Di conseguenza nel codice non è modellata la crescita iniziale della fiamma, ma gli effetti globali sono presi in considerazione mediante parametri concentrati come  $\Delta\theta_{0-1}$ , il quale indica il periodo che va da un valore di  $x_b$  nullo a un valore pari a 1%. Però per un corretto calcolo è necessario avere anche una stima affidabile della temperatura e del volume del gas combusto relativo a  $\Delta\theta_{0-1}$ , e non solo il valore di tale parametro, quindi l'equazione della conservazione dell'energia deve essere applicata anche durante l'intervallo di sviluppo della fiamma. Teoricamente il modello frattale proposto è capace di catturare i fenomeni fisici nella fase iniziale di propagazione della fiamma perché è in grado di estrapolare un rapporto  $S_b/S_L$  prossimo all'unità, in modo da avere un raggio del fronte di fiamma tendente a zero, in accordo con la teoria della propagazione di fiamma. Inoltre è possibile applicare il modello frattale anche per un valore inferiore di  $x_b=1\%$ , ma generalmente si ottengono risultati peggiori.

### 3. SETUP SPERIMENTALE

Nel seguente capitolo verranno illustrate le principali caratteristiche del motore analizzato in questo lavoro di tesi e la sua modellazione in ambiente GT-Power.

#### 3.1 Dati motore

Il propulsore analizzato è un motore Gason 4 tempi, ad alte prestazioni, sovralimentato ad iniezione diretta e con un sistema di attuazione valvole VVA (Variable Valve Actuation).

Nella Tabella 3.1 sono riportate le principali caratteristiche del propulsore.

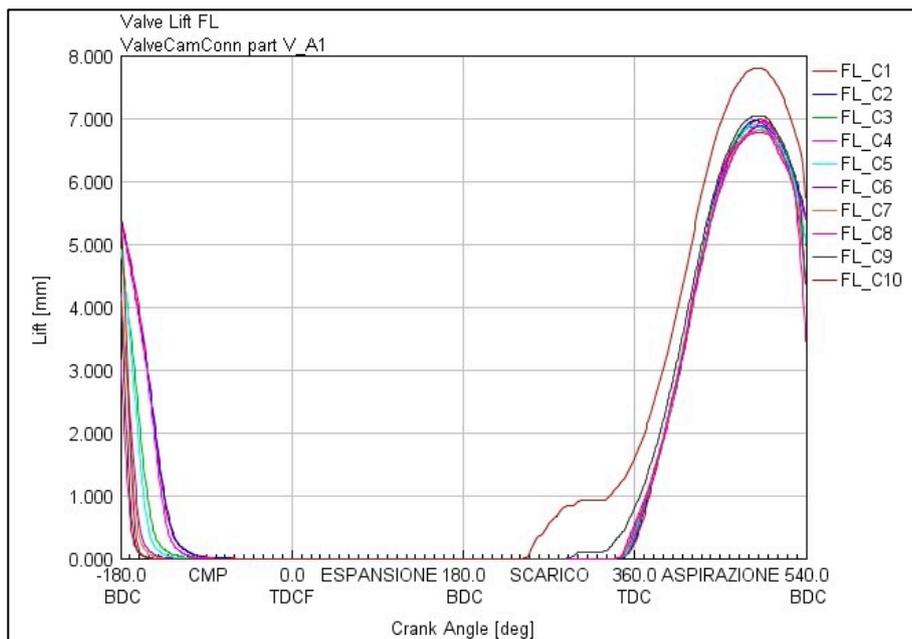
Caratteristiche motore	
Numero cilindri	4
Cilindrata	1400 cm <sup>3</sup>
Combustibile	compressed natural gas
Rapporto di compressione	12.6
Sistema di attuazione valvole	Multiair

*Tabella 3.1 - Caratteristiche propulsore*

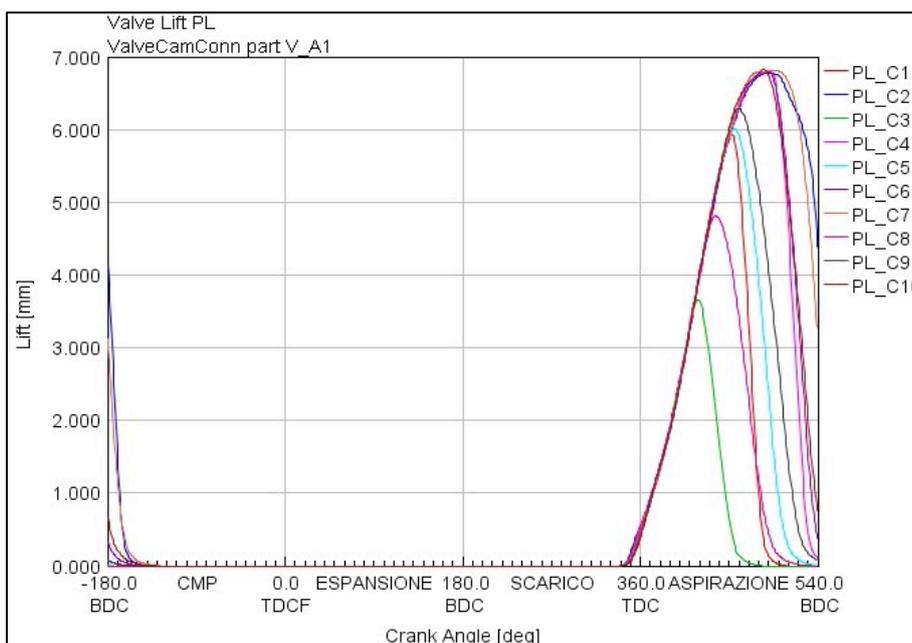
Il Multiair è un sistema di controllo di apertura delle valvole di aspirazione, brevettato da Fiat nel 2002 e presentato per la prima volta su un motore di serie nel 2009. Tale sistema nasce come alternativa ai sistemi camless, sistemi di attuazione delle valvole che non utilizzano l'albero a camme, con lo scopo di fornire, in un sistema a camme, la stessa flessibilità dei sistemi camless. Il Multiair, quindi, permette di gestire in modo elastico e indipendente, adeguando alle differenti condizioni operative, due variabili, il tempo di apertura della valvola e la fasatura di apertura, ritardando l'apertura e/o anticipando la chiusura. Il vantaggio nell'uso di tale sistema consiste soprattutto nel controllo completo delle valvole che consente innanzitutto l'eliminazione della valvola a farfalla, dato che questa funzione viene ora gestita direttamente con questo nuovo sistema di distribuzione. Tale eliminazione aumenta il rendimento complessivo, aumentando la potenza e la coppia erogate dal motore e riducendo i livelli di combustibile ed emissioni. Inoltre l'erogazione della coppia è più regolare e non si verificano oscillazioni del motore allo spegnimento.

Nelle Figure 3.1 e 3.2 sono riportati i profili di alzata delle valvole del motore nelle differenti condizioni di funzionamento, sia a pieno carico (FL) che a carico parziale (PL). Come il

sistema VVA agisce sull'alzata valvola è evidente in particolar modo osservando i casi PL, infatti qui c'è una chiusura anticipata della valvola di aspirazione rispetto ai casi FL. Ad esempio nel caso 3PL c'è una chiusura molto anticipata della valvola di aspirazione, questo perché il motore lavora con una pme molto bassa e quindi la chiusura anticipata permette di ottimizzare le performance. Inoltre, l'Early Intake Valve Closure (EIVC) ha effetto anche sulla turbolenza in camera, e se n'è dovuto tener conto nella creazione del modello corrispondente.



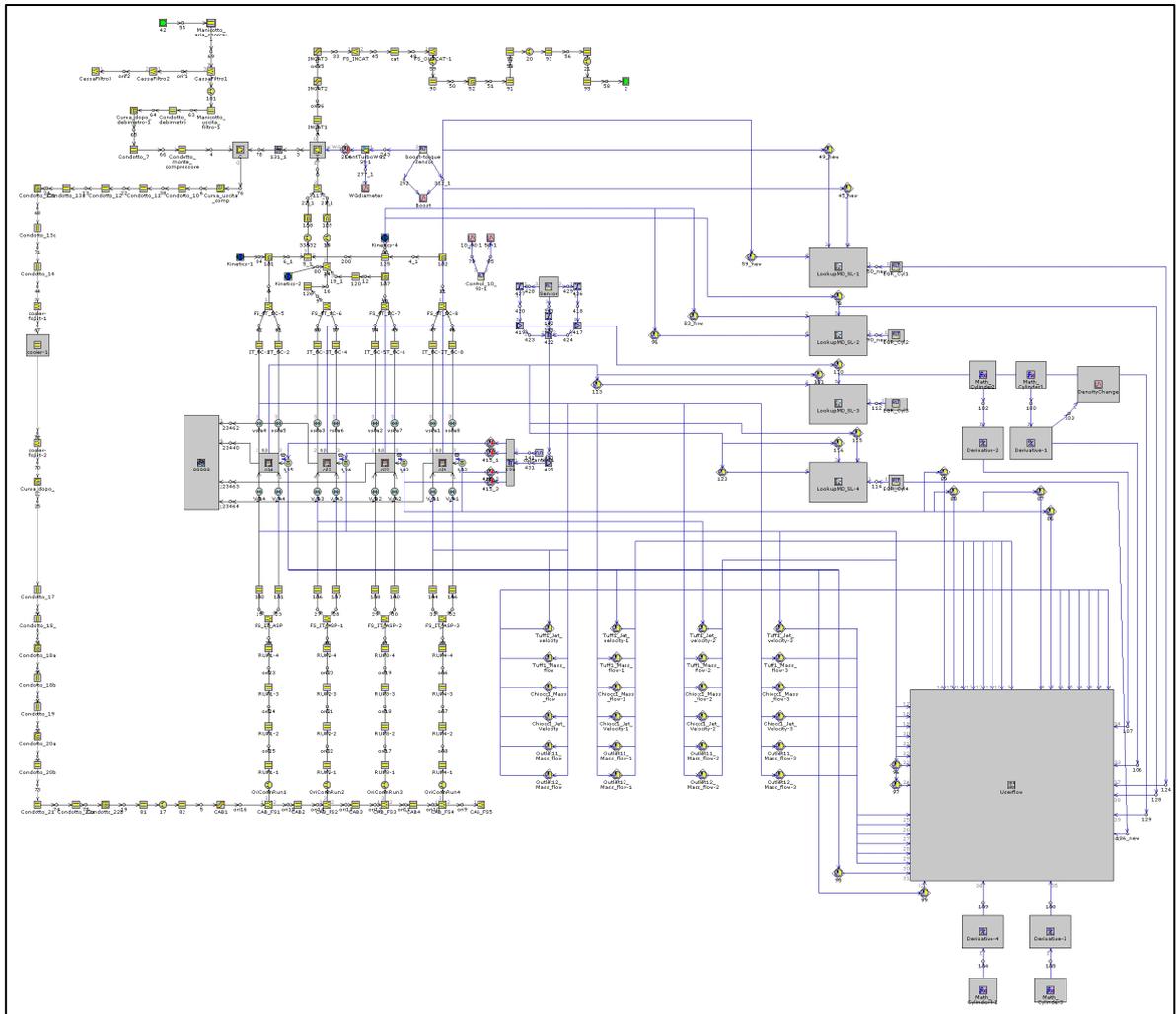
**Figura 3.1** - Profili di alzata valvola per le diverse condizioni operative a pieno carico



**Figura 3.2** - Profili di alzata valvola per le diverse condizioni operative a carico parziale

### 3.2 Modello GT-Power

Nella Figura 3.3 è riportato il modello virtuale del motore ottenuto con GT-Power.



*Figura 3.3 - Layout del modello in GT-Power*

Le linee nere, all'interno della mappa, indicano connessioni fisiche tra gli oggetti, mentre le linee blu sono quelle informative. Queste ultime sono collegate ai sensori delle valvole di aspirazione e scarico, utilizzati per misurare la velocità del getto di iniezione e le portate massiche in ingresso e uscita dal cilindro. Tutte queste informazioni sono utilizzate dalle due user-subroutine implementate nel modello e sviluppate con il codice FORTRAN, una per il modello di combustione (Figura 3.4) e una per il modello di turbolenza (Figura 3.5).

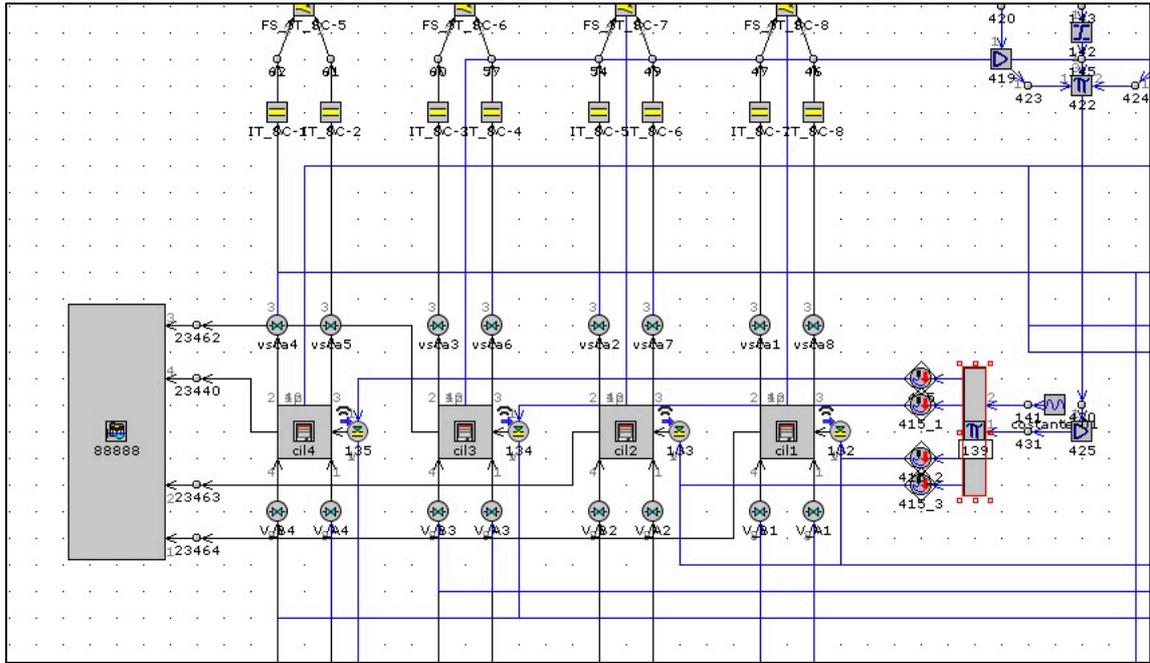


Figura 3.4 - Ingrandimento dei 4 cilindri con l'albero a camme. La user-subroutine del modello di combustione è implementata nei cilindri

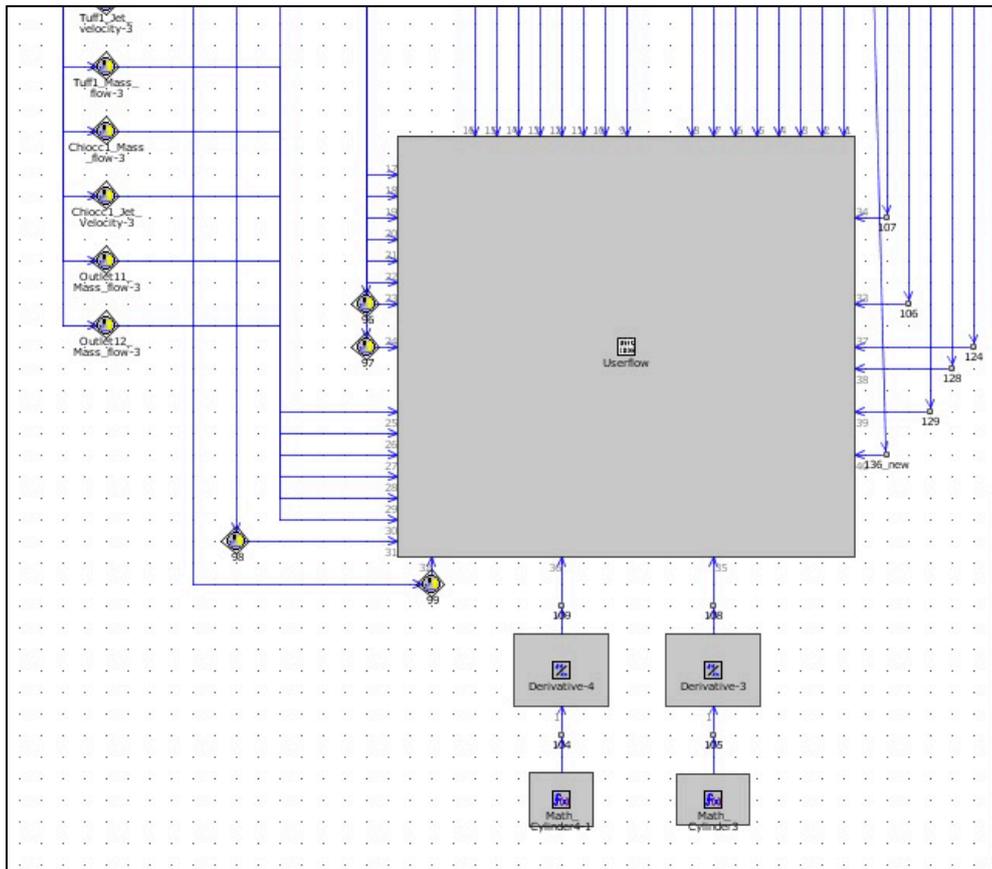


Figura 3.5 - Dettaglio del modello raffigurante la user-subroutine per l'implementazione del modello di turbolenza

Tutti i parametri che influenzano i processi di combustione e turbolenza sono inseriti nel software attraverso il *Case Setup*. Al suo interno ci sono informazioni che riguardano la geometria del motore, pressioni e temperature dell'ambiente e della camera, ma anche parametri usati nel modello di combustione che sono vengono calibrati, per esempio  $Cl$ ,  $cwc$ ,  $\theta_0$  o lo *spark advance*. In Figura 3.6 è mostrato un esempio di *Case Setup*.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>				
Case Label		Unique Text for Plot Legends	RPM-[rpm]	RPM-[rpm]	RPM-[rpm]	RPM-[rpm]	RPM-[rpm]
LIFT	mm		<2000-5500e...	<2000-5500e...	<2000-5500e...	<2000-5500e...	<2000-5500e...
TETA	Crank An...		<2000-5500e...	<2000-5500e...	<2000-5500e...	<2000-5500e...	<2000-5500e...
A-F			16.1859	16.1696	16.2022	16.1859	16.2022
EVO	Crank An...		140	140	140	140	140
giriTC	RPM		260943.3	262126.9	256207.8	262471	264808.4
IVO	Crank An...		0	0	0	0	0
RC			12.6	12.6	12.6	12.6	12.6
FRIC	bar		1.9	1.75	1.65	1.55	1.4
RPM	RPM		5511	5004	4513	4008	3505
G-Trnf			327.85	329.45	328.15	329.35	328.95
STARTANG			-99	-99	-99	-99	-99
TW-ASP	K		=273.15+25	=273.15+25	=273.15+25	=273.15+25	=273.15+25
TW-CILINDRO	K		470	470	470	470	470

Figura 3.6 - Esempio di case setup in un modello GT-Power

## 4. ANALISI DELLA COMBUSTIONE

In questo capitolo verranno illustrate le analisi effettuate sul modello predittivo della combustione per renderlo maggiormente stabile e in grado di poter simulare l'intero processo di combustione senza la necessità di imporre condizioni iniziali ottenute da dati sperimentali. Lo studio è stato condotto su 20 casi caratterizzati da differenti punti motore, sia full load che partial load, avendo, per ognuno di essi, dati acquisiti in fase di sperimentazione che consentono una migliore valutazione dei risultati ottenuti durante le fasi di simulazione. Nella Tabella 4.1 sono riportate le condizioni di lavoro.

Caso		pme [bar]	Velocità del motore [rpm]	SA [°]
1	FL	16.1	5511	-10
2	FL	18.02	5004	-9.5
3	FL	19.29	4513	-7
4	FL	21.14	4008	-5
5	FL	23.06	3505	-3
6	FL	23	3008	-3
7	FL	23.12	2494	-2
8	FL	23.12	2005	0
9	FL	23.21	1749	3
10	FL	23.54	1508	4
1	PL	8	2004	-26
2	PL	14	2006	-10
3	PL	4	2506	-40
4	PL	12	2509	-14
5	PL	10	3251	-26
6	PL	12	3252	-18
7	PL	18	3254	-8
8	PL	8	3453	-38
9	PL	10	4000	-30
10	PL	12	4001	-18

*Tabella 4.1 – Velocità del motore, pressione media effettiva e spark advance per i diversi casi analizzati*

#### 4.1 Valutazione $Cl_0$ e $cwc$

Il modello di combustione è stato calibrato manualmente in modo da riprodurre il più precisamente possibile l'andamento sperimentale delle curve che descrivono la pressione in camera durante la combustione e la frazione di massa bruciata. I parametri calibrati sono:

- $Cl_0$ , il coefficiente numerico che interviene nella valutazione di  $\varepsilon_0$  e presente nell'equazione 2.19;
- $cwc$ , il parametro che determina il limite di  $x_b$  oltre il quale termina la combustione frattale e inizia a considerarsi la combustione a parete (come precedentemente descritto nel paragrafo 2.4).

I parametri lasciati fissi sono:

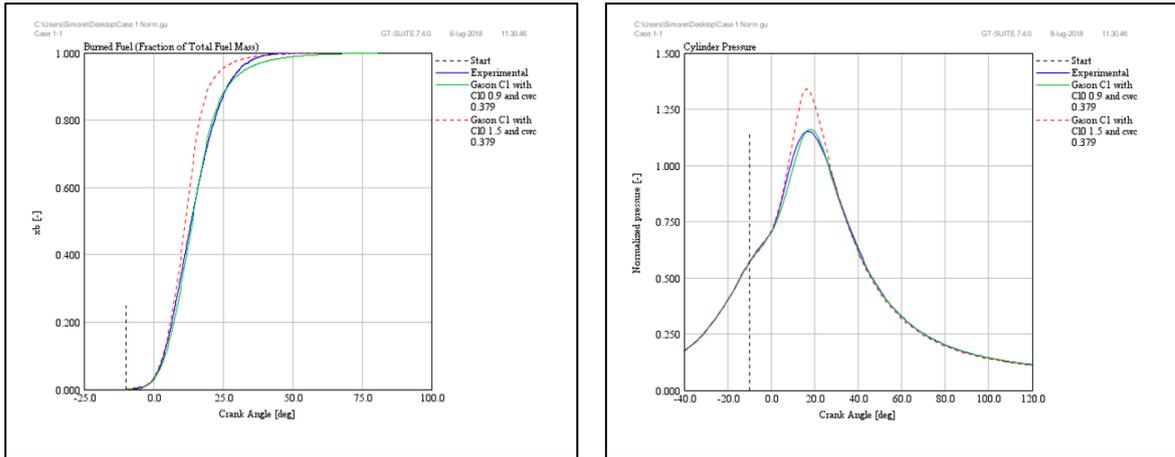
- $n$ , esponente usato per la modulazione del rapporto tra le densità nell'equazione 2.19;
- $\theta_0$ , angolo a cui viene valutata la densità presa come riferimento nell'equazione 2.19;
- $h_{min}$ , ampiezza sotto compressione dello stantuffo.

I valori di tali parametri sono riportati nella seguente tabella:

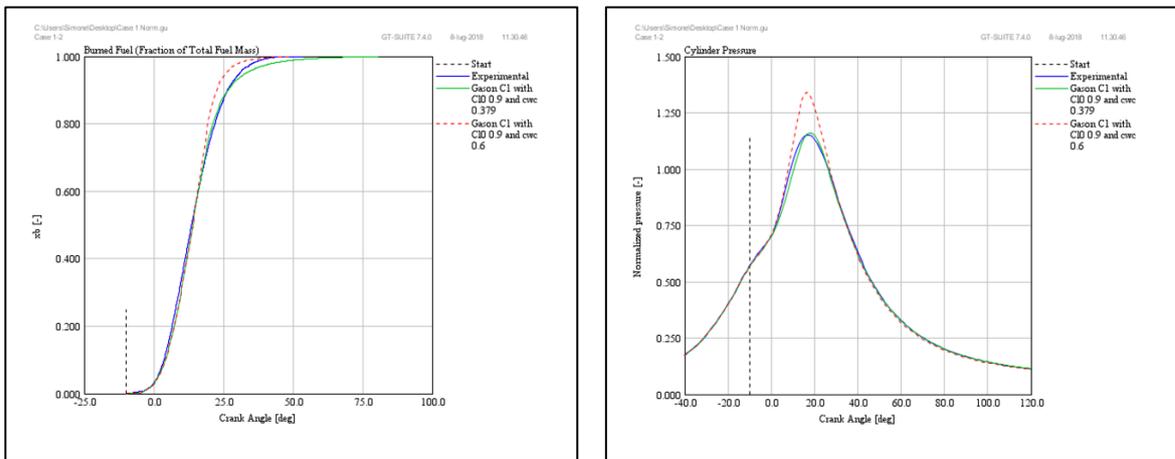
Parametri	Valori
$n$	1.25
$\theta_0$	-30
$h_{min}$	0.001

*Tabella 4.2 - Valori impostati di  $n$ ,  $\theta_0$  e  $h_{min}$*

Tale decisione è frutto di studi precedentemente effettuati sul motore, i quali hanno evidenziato che i parametri di maggiore influenza sul modello sono  $Cl_0$  e  $cwc$ . Nelle Figure 4.1 e 4.2 è possibile vedere come la variazione di tali parametri influenza il processo di combustione. Come esempio è stato considerato il Caso 1 FL, in cui prima è stato variato il valore di  $Cl_0$  lasciando  $cwc$  costante e successivamente è stata effettuata l'operazione contraria, lasciando  $Cl_0$  costante e variando il valore di  $cwc$ . I valori della pressione in camera di combustione sono stati normalizzati rispetto ad uno stesso valore di riferimento per motivi di sensibilità dei dati.



**Figura 4.1** – Effetto della variazione di  $Cl_0$  sulla frazione di massa bruciata e sulla pressione normalizzata all'interno del cilindro



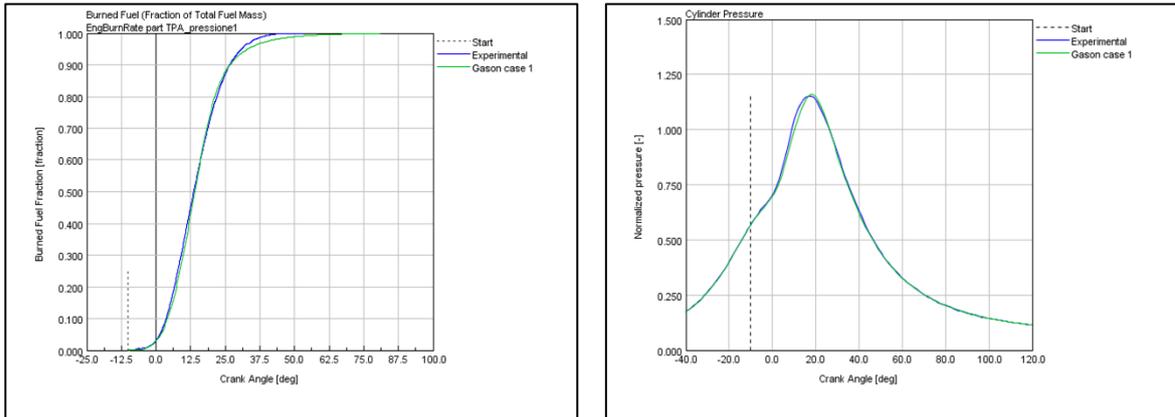
**Figura 4.2** - Effetto della variazione di  $cwc$  sulla frazione di massa bruciata e sulla pressione normalizzata all'interno del cilindro

La Figura 4.1 mostra cosa accade se il valore di  $Cl_0$  viene aumentato da 0.9 a 1.5 lasciando  $cwc$  costante. Tale incremento provoca un'accelerazione del processo di combustione, raggiungendo valori di  $x_b$  più alti all'interno di un intervallo di angolo di manovella inferiore. Infatti  $Cl_0$  è il parametro che lavora nell'intervallo in cui è applicato il modello frattale e che quindi agisce sulla seconda fase del processo di combustione. Naturalmente tale variazione di  $Cl_0$  provoca un aumento del picco di pressione in camera.

La Figura 4.2 mostra la sensibilità della combustione all'incremento del valore di  $cwc$  da 0.379 a 0.6, con  $Cl_0$  mantenuto costante. Come precedentemente detto  $cwc$  agisce sul terzo stadio del processo di combustione e quindi sulla pendenza finale della curva, si ha un incremento di  $x_b$  più rapido in tale fase. Anche il picco di pressione aumenta, ma in maniera leggermente inferiore rispetto al caso precedente.

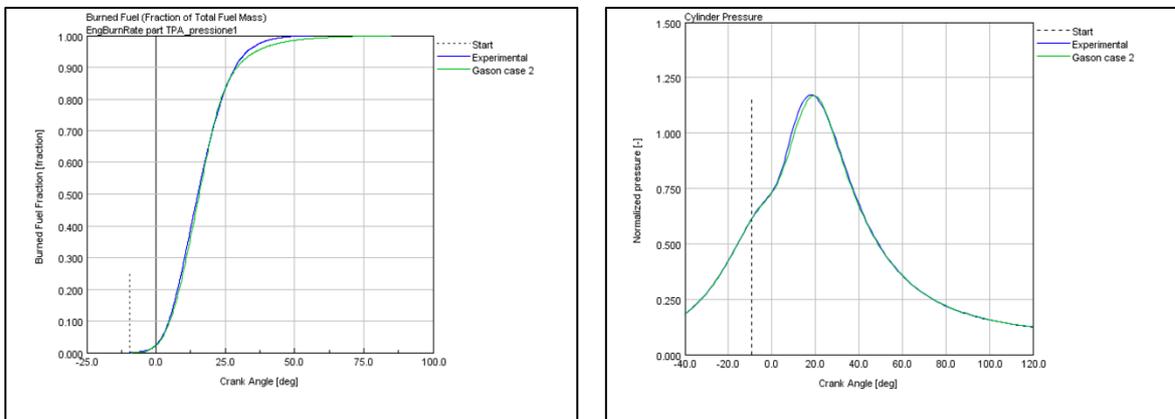
La calibrazione di questi due parametri è stata effettuata per ciascuno dei 20 casi precedentemente citati e si è cercato il giusto mix che potesse garantire l'errore minimo dai dati sperimentali. Nelle successive figure sono mostrati l'andamento della frazione di massa bruciata e della pressione normalizzata durante la combustione per ogni caso.

### ➤ Caso 1 FL



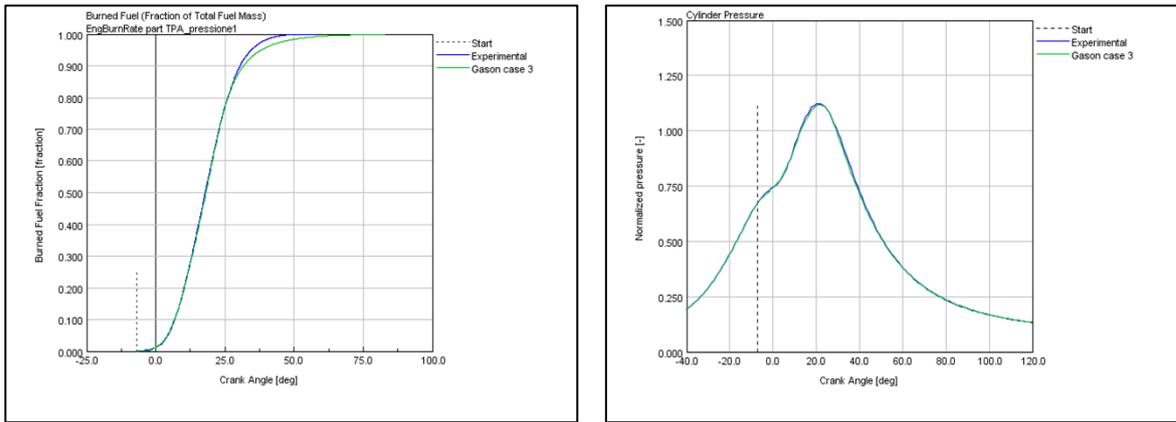
**Figura 4.3** – Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 1 FL

### ➤ Caso 2 FL



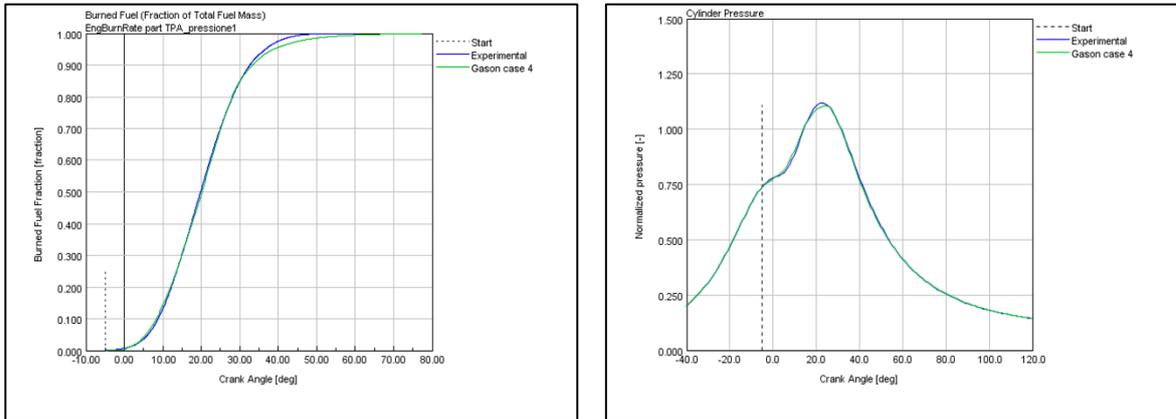
**Figura 4.4** - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 2 FL

➤ **Caso 3 FL**



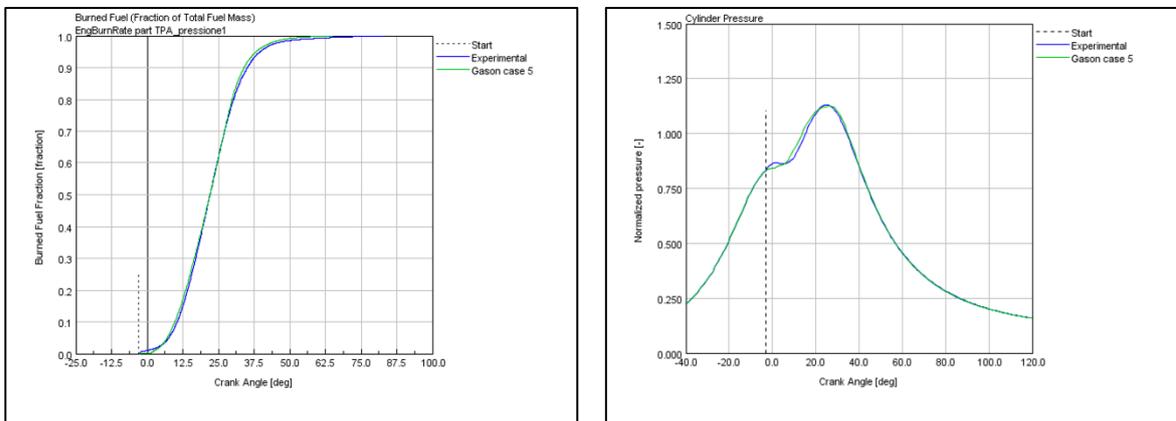
*Figura 4.5 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 3 FL*

➤ **Caso 4 FL**



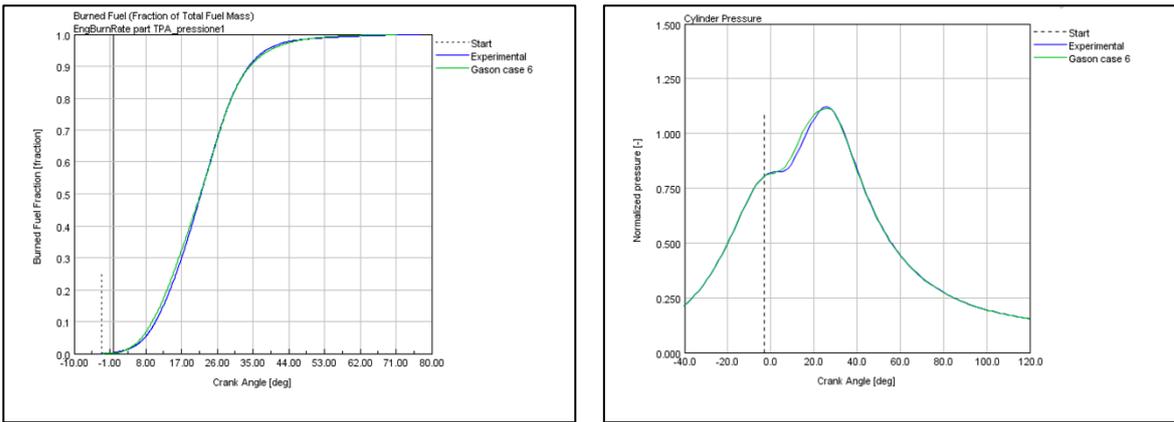
*Figura 4.6 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 4 FL*

➤ **Caso 5 FL**



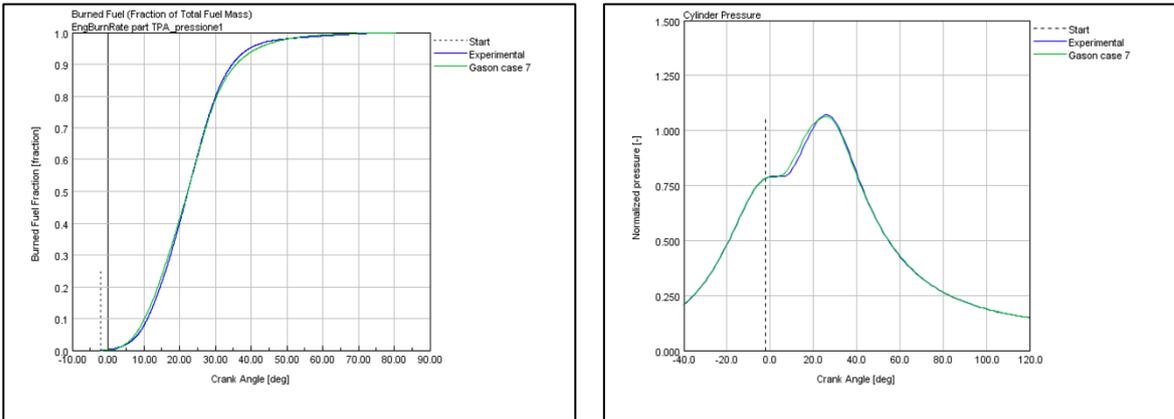
*Figura 4.7 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 5 FL*

➤ **Caso 6 FL**



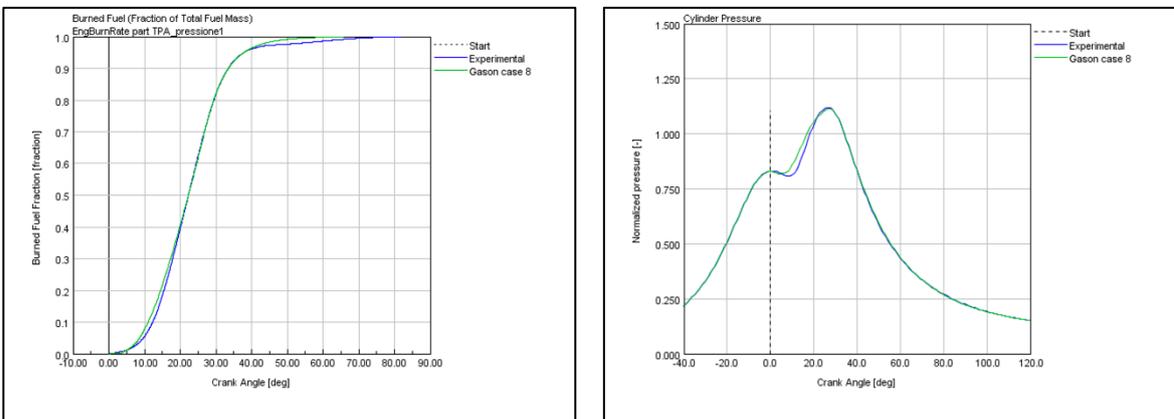
*Figura 4.8 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 6 FL*

➤ **Caso 7 FL**



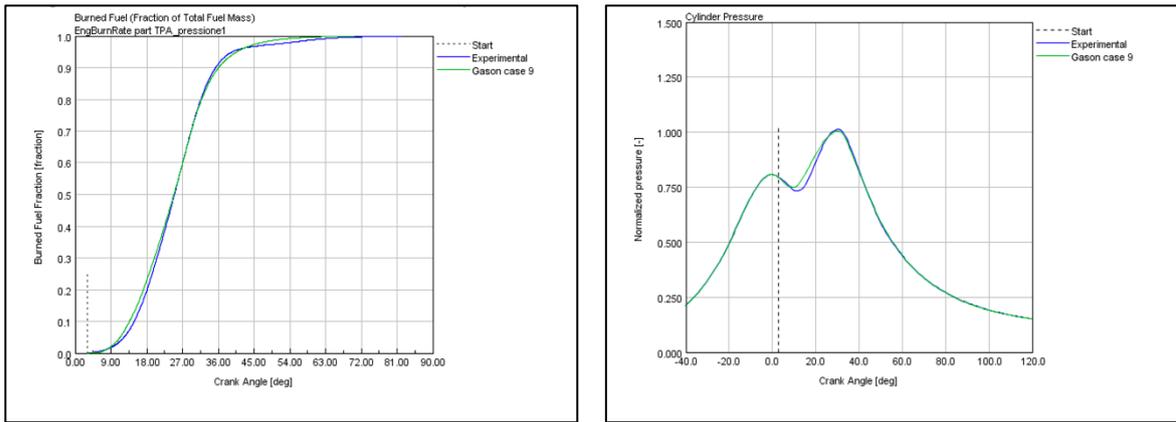
*Figura 4.9 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 7 FL*

➤ **Caso 8 FL**



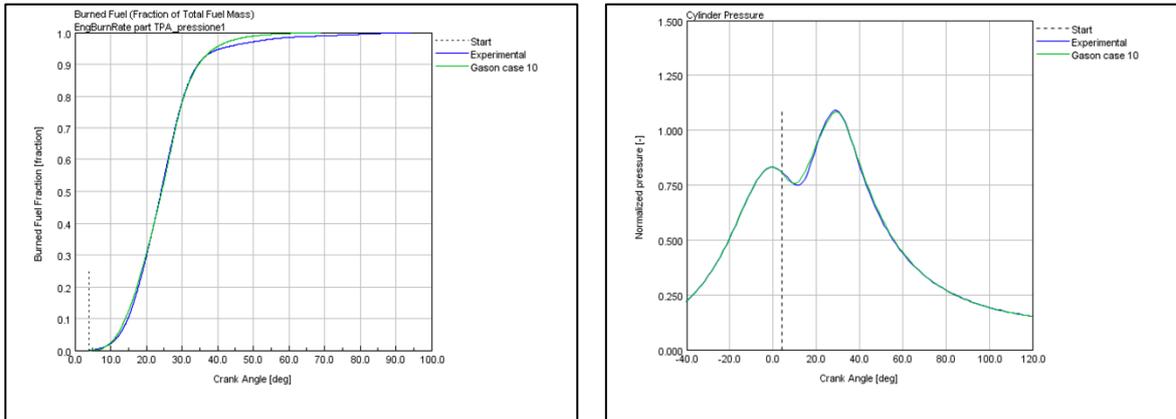
*Figura 4.10 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 8 FL*

➤ **Caso 9 FL**



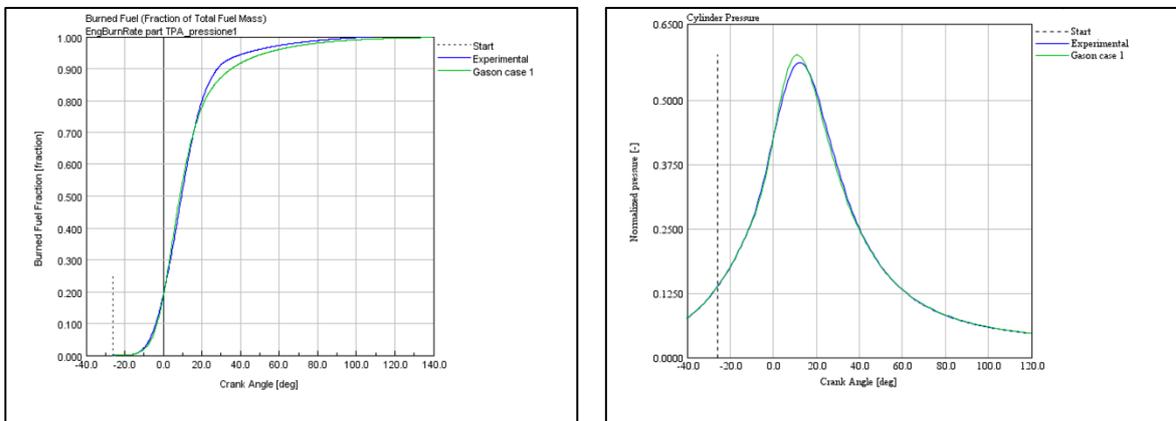
*Figura 4.11 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 9 FL*

➤ **Caso 10 FL**



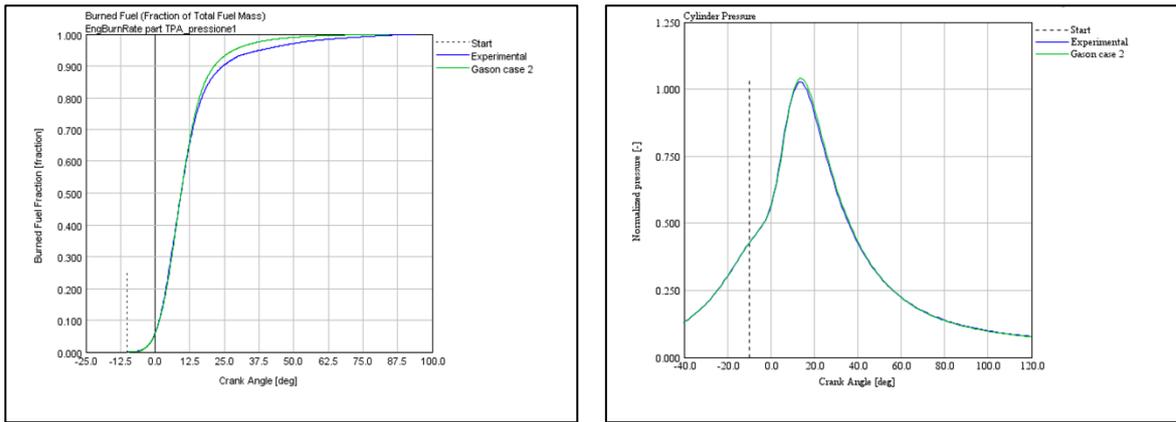
*Figura 4.12 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 10 FL*

➤ **Caso 1 PL**



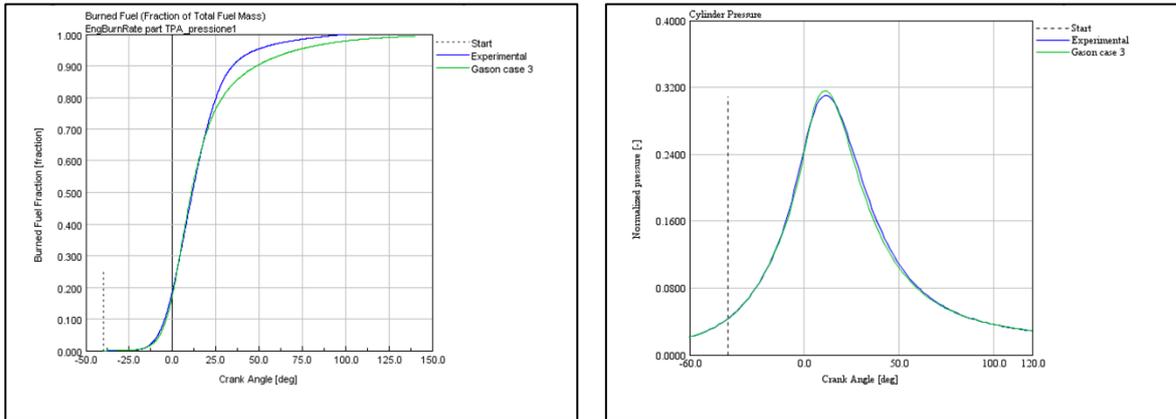
*Figura 4.13 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 1 PL*

➤ **Caso 2 PL**



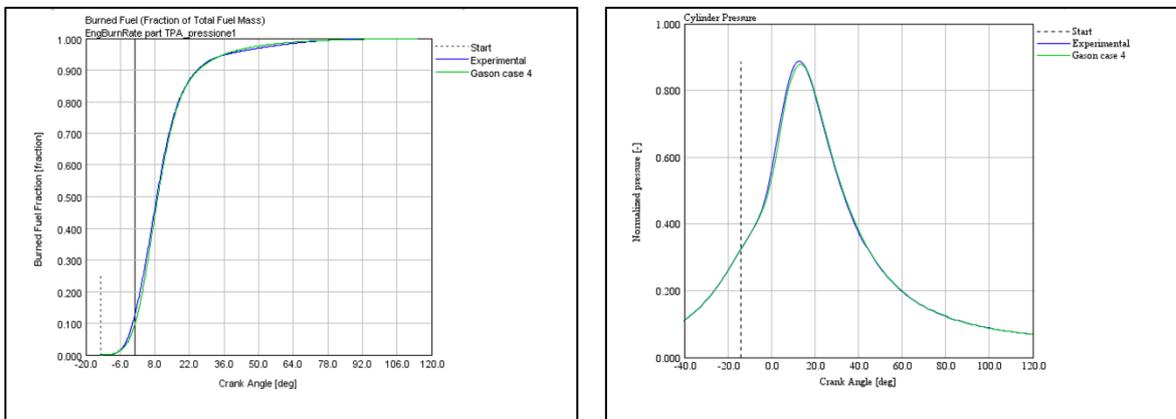
*Figura 4.14 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 2 PL*

➤ **Caso 3 PL**



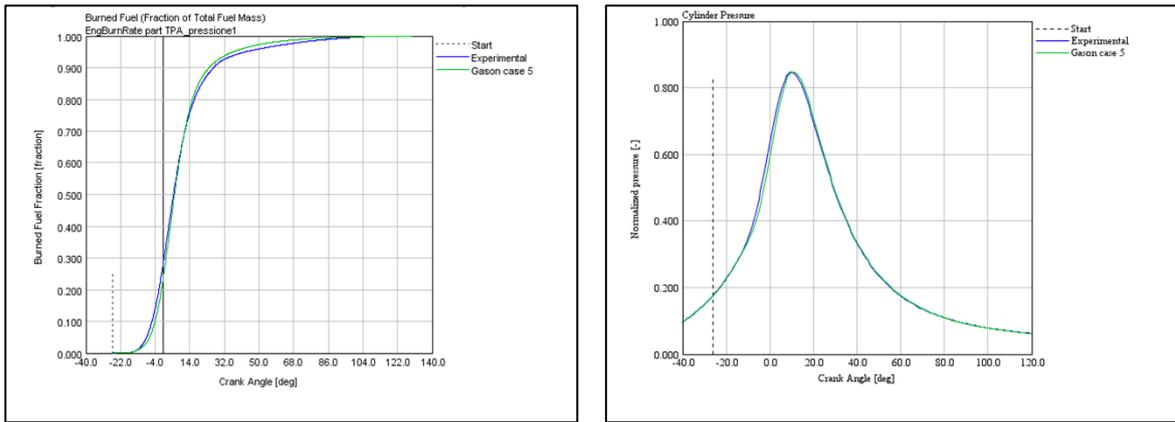
*Figura 4.15 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 3 PL*

➤ **Caso 4 PL**



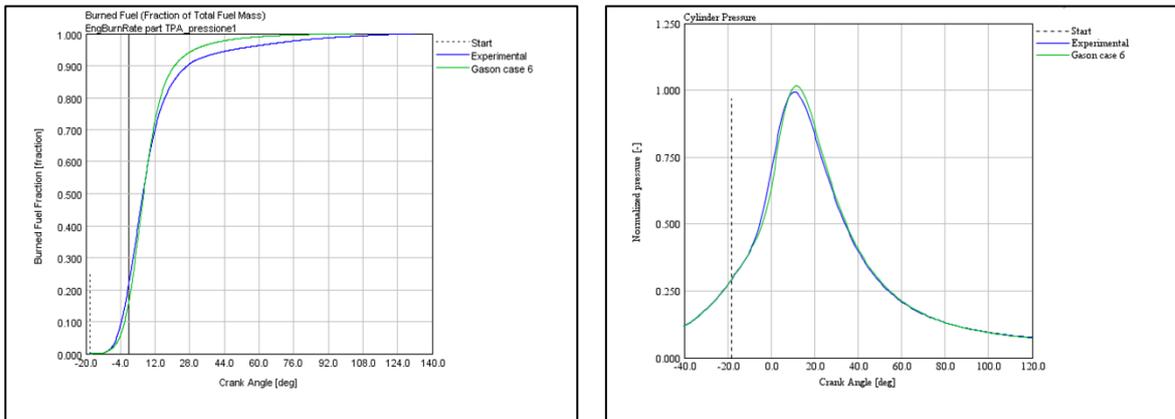
*Figura 4.16 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 4 PL*

➤ **Caso 5 PL**



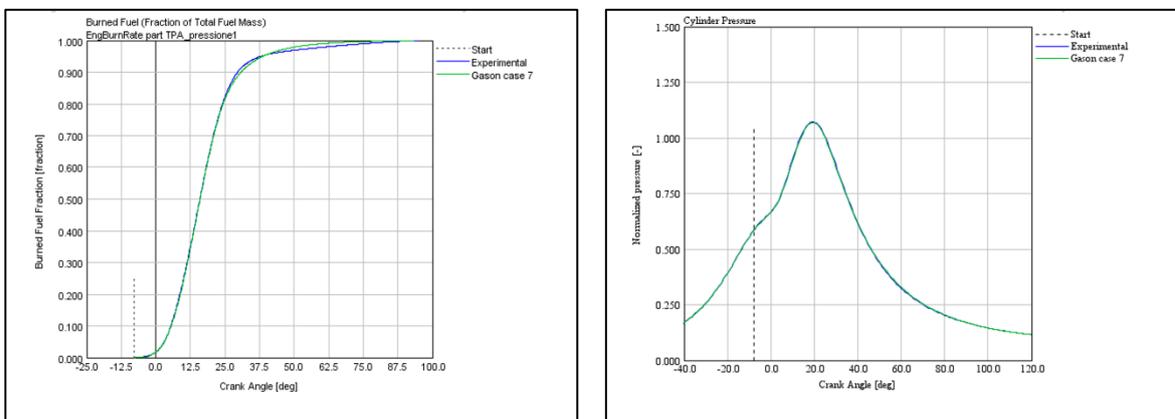
*Figura 4.17 – Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 5 PL*

➤ **Caso 6 PL**



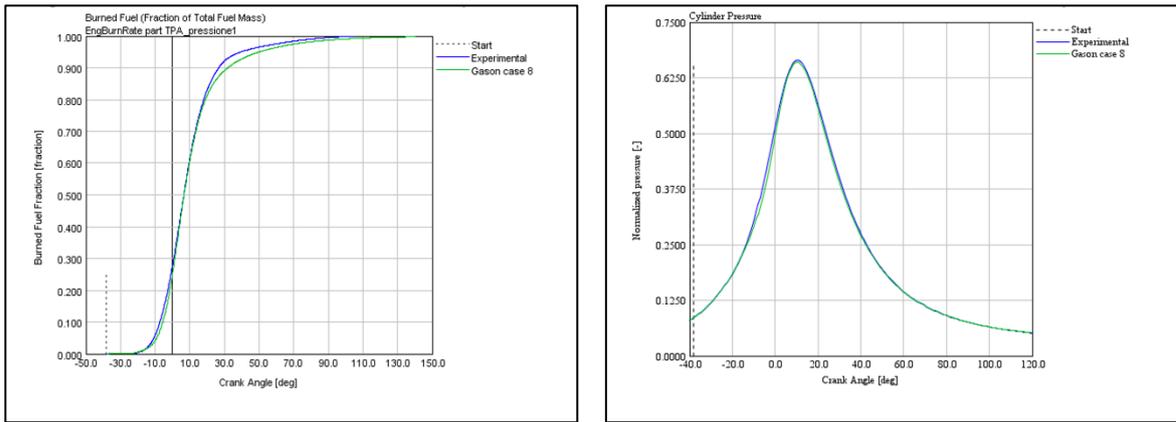
*Figura 4.18 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 6 PL*

➤ **Caso 7 PL**



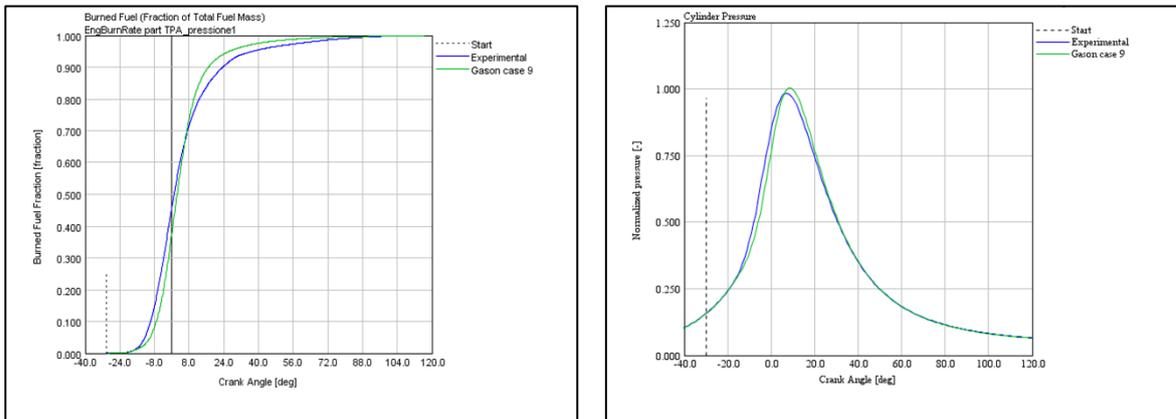
*Figura 4.19 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 7 PL*

➤ **Caso 8 PL**



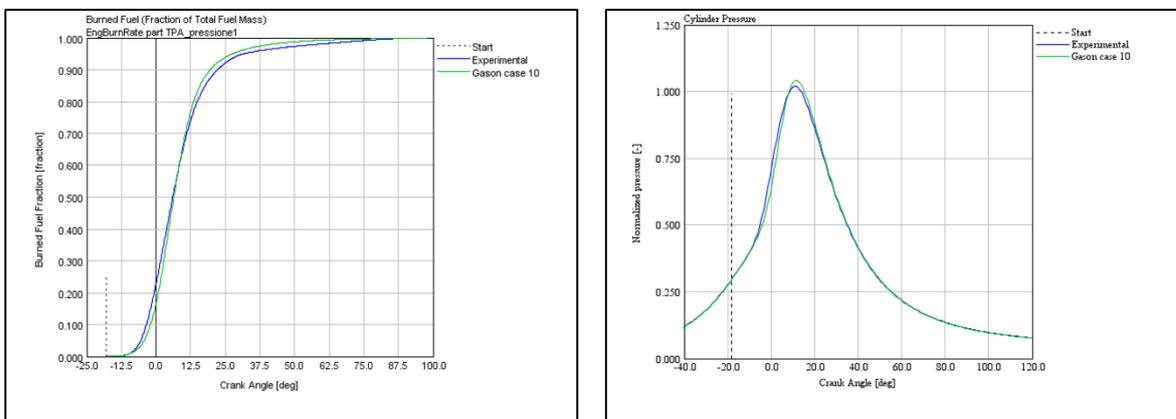
*Figura 4.20 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 8 PL*

➤ **Caso 9 PL**



*Figura 4.21 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 9 PL*

➤ **Caso 10 PL**



*Figura 4.22 - Andamento di  $x_b$  e della pressione in camera in funzione dell'angolo di manovella durante la combustione per il caso 10 PL*

I risultati ottenuti attraverso le simulazioni sono riportati nella Tabella 4.3. Oltre che riprodurre un andamento delle curve simulate quanto più simile alle rispettive curve sperimentali, l'obiettivo della calibrazione manuale era quello di minimizzare l'errore sulla pressione massima raggiunta in camera di combustione.

Caso		$Cl_0$	cwc	$P_{max}$ calibrata [bar]	$P_{max}$ exp [bar]	$\Delta P_{max}$	$\Delta P_{max}$ %
1	FL	0.9	0.379	104.49	103.73	0.759	0.73%
2	FL	1.05	0.417	105.08	105.56	-0.479	-0.45%
3	FL	1.45	0.495	100.61	101.14	-0.534	-0.53%
4	FL	2.05	0.574	99.52	100.67	-1.157	-1.15%
5	FL	3.1	0.704	101.18	101.74	-0.556	-0.55%
6	FL	3.7	0.641	100.24	100.91	-0.665	-0.66%
7	FL	4.9	0.586	95.68	96.46	-0.771	-0.80%
8	FL	5	0.65	100.30	100.69	-0.387	-0.38%
9	FL	10.6	0.622	90.60	91.15	-0.552	-0.61%
10	FL	21.3	0.577	97.75	98.28	-0.533	-0.54%
1	PL	0.44	0.02	53.05	51.72	1.332	2.58%
2	PL	1.48	0.21	93.64	92.37	1.267	1.37%
3	PL	0.2	0.002	28.43	27.91	0.523	1.87%
4	PL	1	0.115	79.13	79.96	-0.827	-1.03%
5	PL	0.55	0.031	76.26	76.15	0.105	0.14%
6	PL	0.75	0.097	91.52	89.39	2.124	2.38%
7	PL	1.4	0.369	96.29	96.41	-0.123	-0.13%
8	PL	0.28	0.005	59.36	59.72	-0.354	-0.59%
9	PL	0.6	0.0001	90.41	88.49	1.923	2.17%
10	PL	0.8	0.103	93.63	91.79	1.843	2.01%

*Tabella 4.3 - Risultati della calibrazione manuale e confronto con i dati sperimentali*

Come si può vedere dai dati nella tabella, l'accuratezza delle simulazioni è abbastanza buona, poiché l'errore percentuale sulla pressione massima varia tra 0.13 e 2.58. Per i casi a carico parziale, tale accuratezza è leggermente peggiore rispetto a quelli a pieno carico, questo può essere dovuto alla difficoltà nel realizzare un modello di turbolenza che tenga in considerazione sia l'effetto di turbolenza creato dall'iniezione diretta di CNG in camera, sia l'effetto del VVA. Inoltre per tutti i casi considerati si nota nell'ultima porzione della combustione, quella a parete, che le curve di  $x_b$  sperimentale e simulata non coincidono, ma questo non incide sulla bontà delle simulazioni che quindi possono ritenersi apprezzabili.

## 4.2 Dispersione ciclica

Dopo aver ottenuto i valori ottimali di  $Cl_0$  e  $cwc$ , è stato introdotto in ambiente GT-Power il modello che simula la dispersione ciclica all'interno del motore. Questa consiste in una variazione dei parametri iniziali di combustione che si traduce in un diverso processo di combustione da un ciclo all'altro. Un buon modello di combustione deve essere in grado di cogliere questa differenza, ed essendo l'obiettivo finale una buona capacità di predire il fenomeno della detonazione, questo è di estrema importanza.

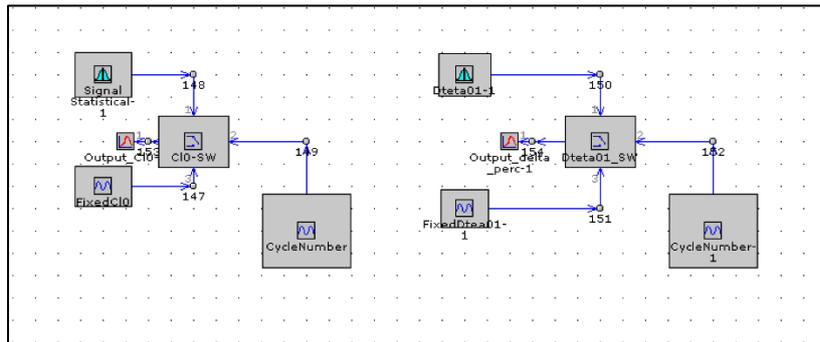
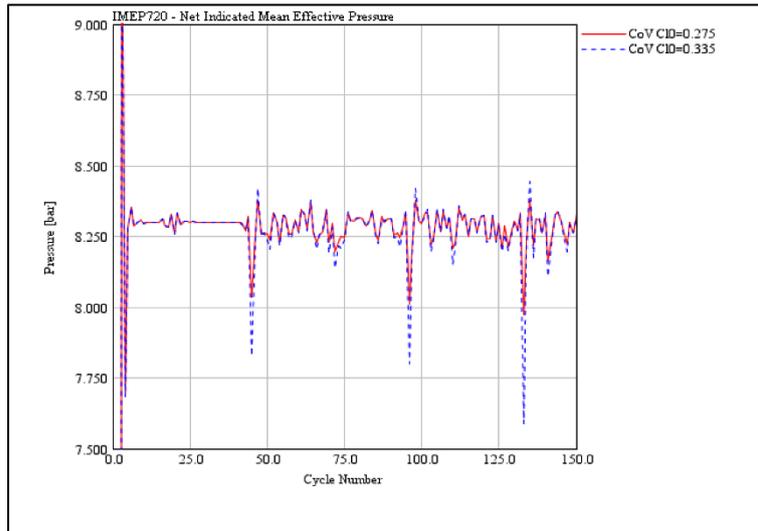


Figura 4.23 - Modello che simula la dispersione ciclica

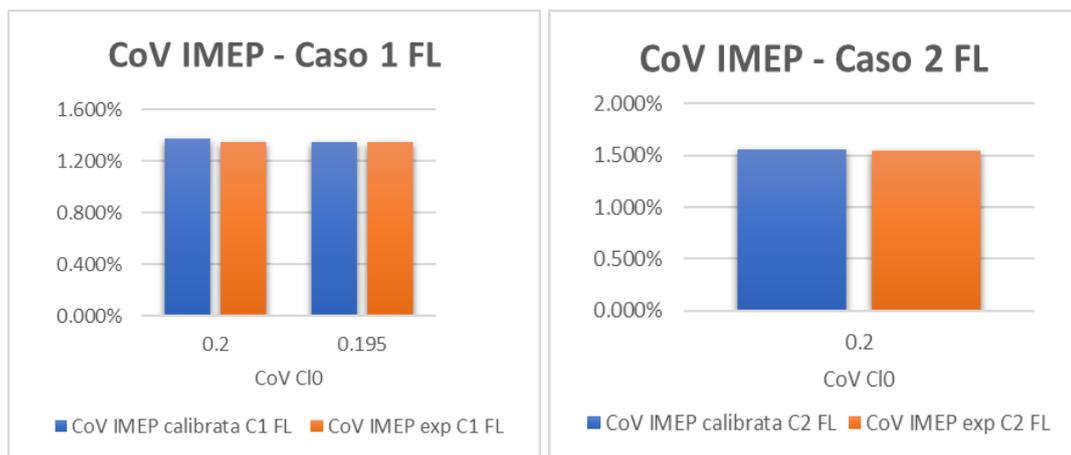
La calibrazione consiste in una procedura di ottimizzazione eseguita sul parametro di  $CoV Cl_0$ , definito come il rapporto tra la deviazione standard e il valor medio di  $Cl_0$ , con l'obiettivo di ottenere la migliore correlazione possibile con i valori sperimentali di  $CoV IMEP$ . L'altro parametro che esercita un'influenza sulla combustione, e quindi sulla dispersione ciclica, è la deviazione standard di  $\Delta\theta_{0-1}$  e ovviamente il valore di  $CoV$ . Ma nelle analisi effettuate in questa trattazione, tale valore di  $CoV$  è stato mantenuto costante e pari a 0.1, di conseguenza è stata studiata solo la sensibilità del modello alle variazioni del valore di  $CoV Cl_0$  per tutti e 20 i casi considerati. L'aumento di tale parametro provoca un ampliamento delle oscillazioni di pressione in ogni ciclo motore, di conseguenza il fine ultimo è quello di ottenere un valore di  $CoV$  prossimo a quello sperimentale. In questo modo si riesce ad introdurre nel modello una variazione di pressione equiparabile alle variazioni di pressione generate nel sistema reale della dispersione ciclica. A titolo di esempio nella Figura 4.24 è mostrato l'effetto di una variazione di  $CoV Cl_0$  sull'andamento dell'IMEP, facendo riferimento ad un punto motore caratterizzato da una velocità pari a 2004 giri/minuto e una pressione media effettiva uguale a 8 bar.



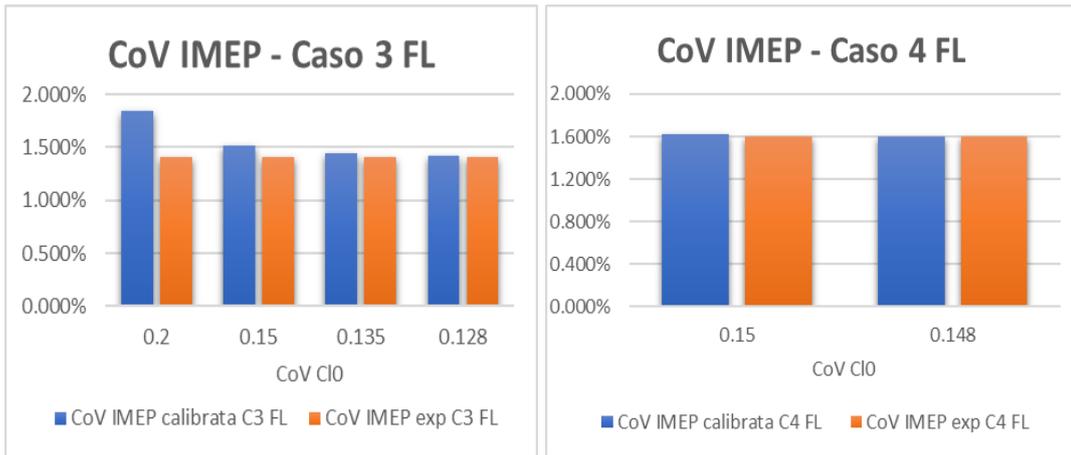
**Figura 4.24** – Andamento dell'IMEP al variare del  $CoV Cl_0$

Per ognuno dei 20 casi, 10 FL e 10 PL, è stato valutato il valore di  $CoV Cl_0$  che permette di riprodurre in ambito simulato valori di IMEP corrispondenti ai dati sperimentali in nostro possesso. Come dati di input sono stati utilizzati i valori di  $Cl_0$  calibrati nella prima parte del lavoro e riportati nel paragrafo precedente. Di seguito verranno mostrati i tentativi di calibrazione effettuati caso per caso per giungere ai valori di IMEP desiderati.

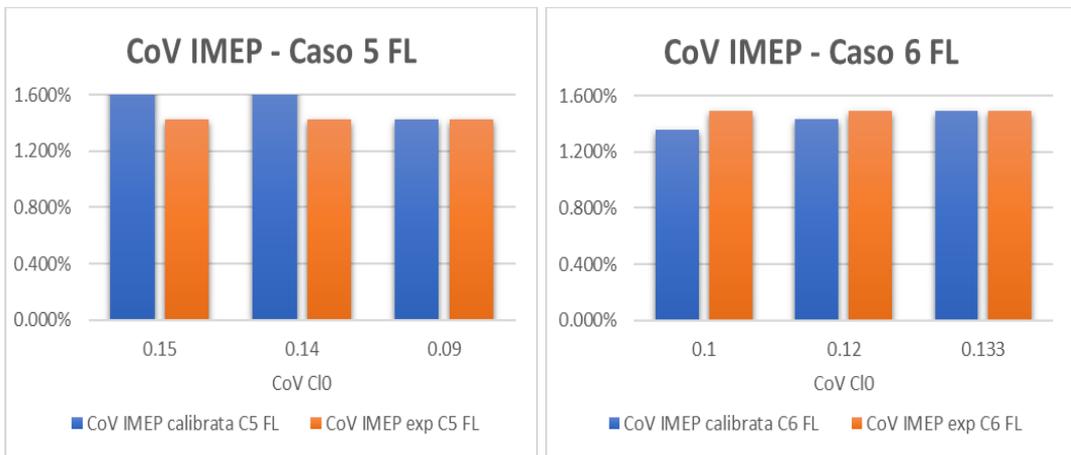
➤ **Full Load**



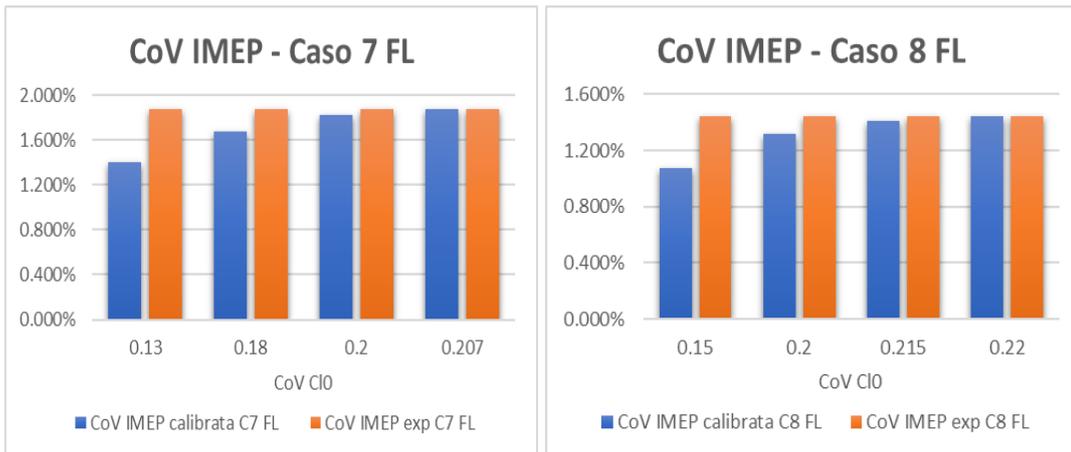
**Figura 4.25** - Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 1 e 2 FL



**Figura 4.26 -** Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 3 e 4 FL



**Figura 4.27 -** Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 5 e 6 FL



**Figura 4.28 -** Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 7 e 8 FL

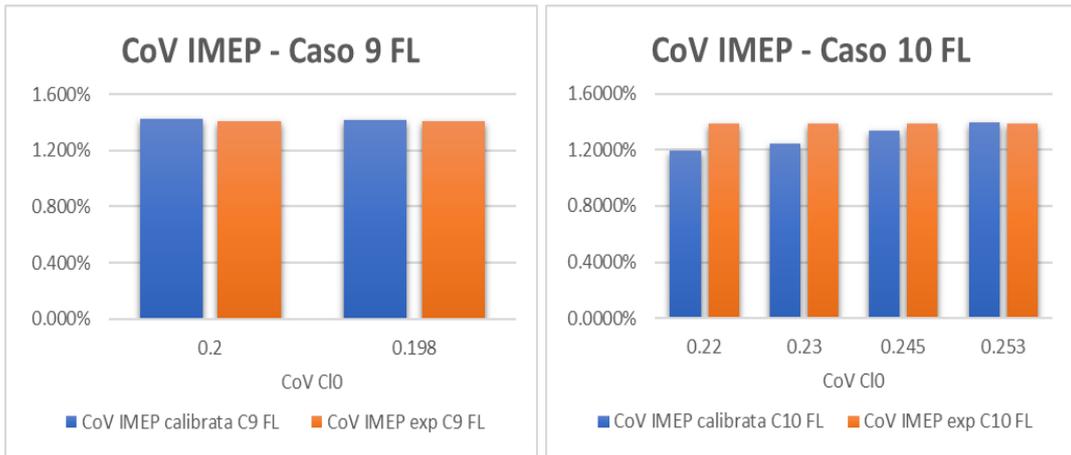


Figura 4.29 - Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 9 e 10 FL

➤ **Partial Load**

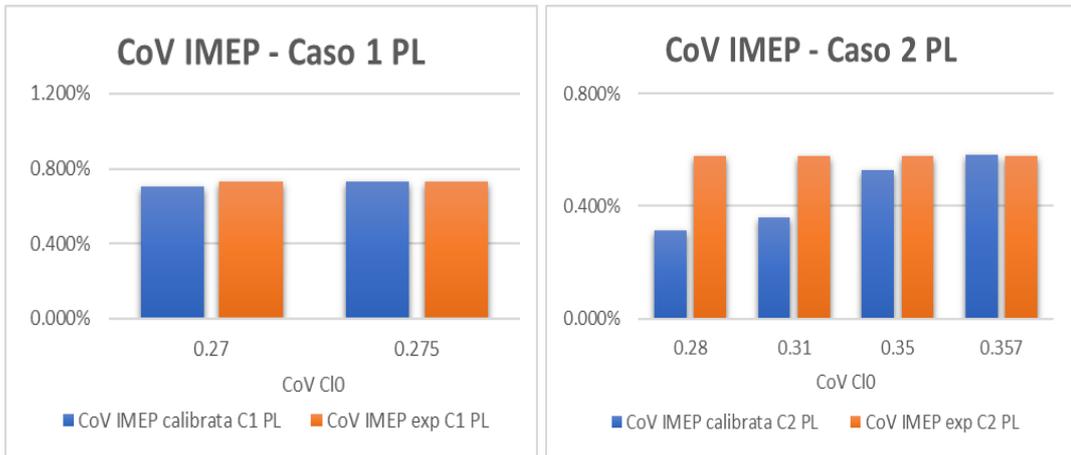


Figura 4.30 - Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 1 e 2 PL

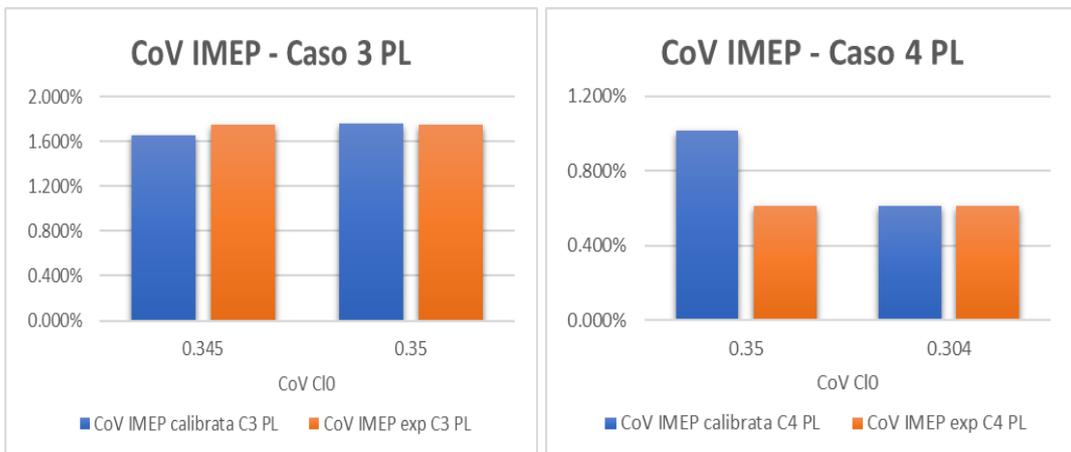
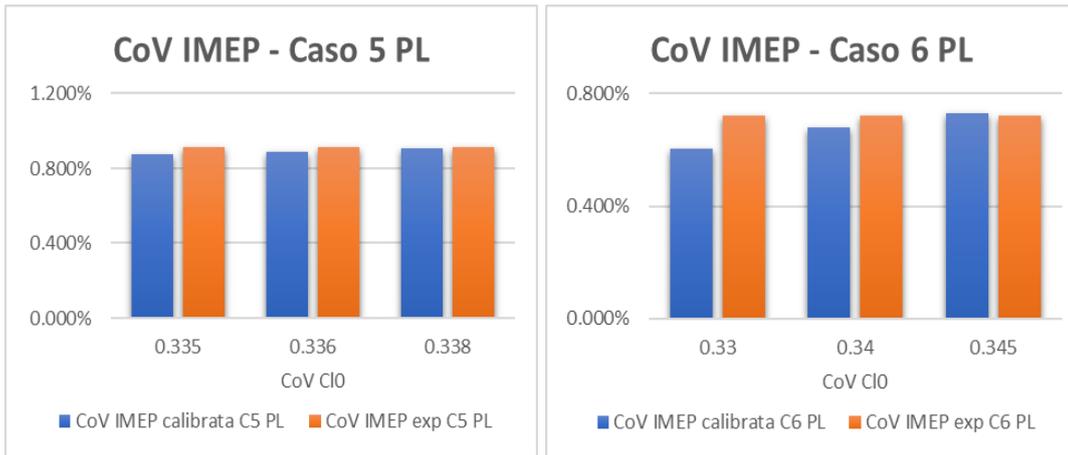
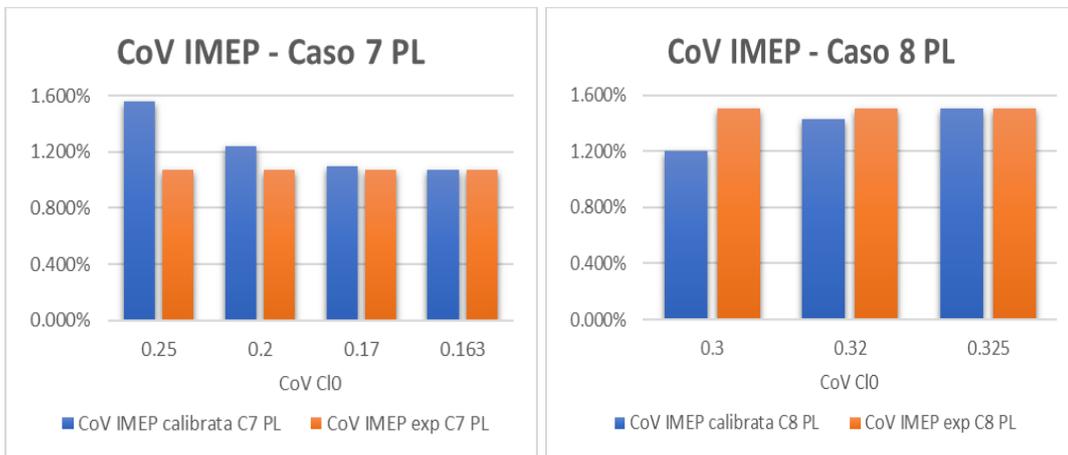


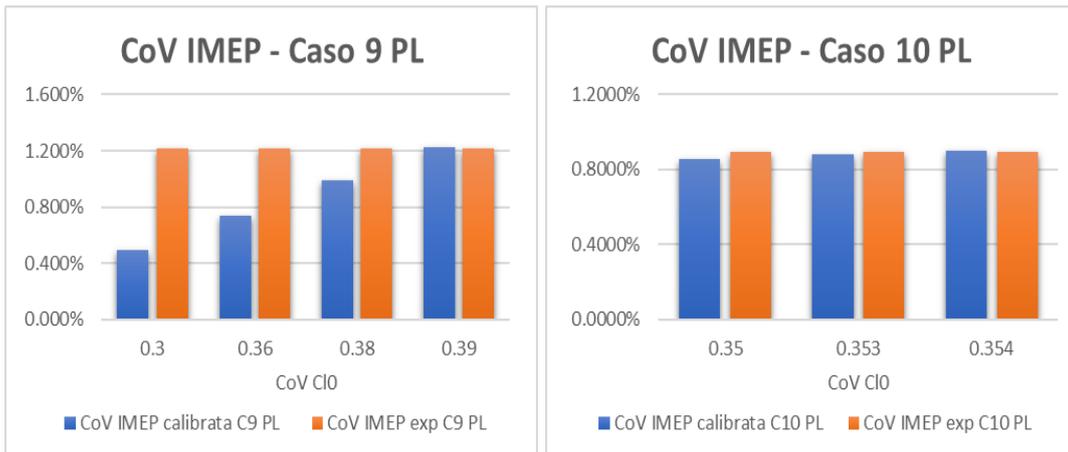
Figura 4.31 - Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 3 e 4 PL



**Figura 4.32 -** Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 5 e 6 PL



**Figura 4.33 -** Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 7 e 8 PL



**Figura 4.34 -** Variazioni del  $CoV Cl_0$  rispettivamente per i casi 9 e 10 PL

I risultati ottimali per ciascun caso sono riassunti nella seguente tabella:

Caso		pme [bar]	n [rpm]	$Cl_0$	$CoV Cl_0$	$CoV IMEP_{calib}$	$CoV IMEP_{exp}$
1	FL	16.1	5511	0.9	0.195	1.347%	1.347%
2	FL	18.02	5004	1.05	0.2	1.555%	1.55%
3	FL	19.29	4513	1.45	0.128	1.415%	1.413%
4	FL	21.14	4008	2.05	0.148	1.605%	1.603%
5	FL	23.06	3505	3.1	0.09	1.426%	1.423%
6	FL	23	3008	3.7	0.133	1.49%	1.49%
7	FL	23.12	2494	4.9	0.207	1.873%	1.873%
8	FL	23.12	2005	5	0.22	1.443%	1.447%
9	FL	23.21	1749	10.6	0.198	1.412%	1.41%
10	FL	23.54	1508	21.3	0.253	1.394%	1.39%
1	PL	8	2004	0.44	0.275	0.731%	0.73%
2	PL	14	2006	1.48	0.357	0.582%	0.58%
3	PL	4	2506	0.2	0.35	1.755%	1.75%
4	PL	12	2509	1	0.304	0.612%	0.61%
5	PL	10	3251	0.55	0.338	0.906%	0.91%
6	PL	12	3252	0.75	0.345	0.729%	0.72%
7	PL	18	3254	1.4	0.163	1.074%	1.07%
8	PL	8	3453	0.28	0.325	1.5%	1.5%
9	PL	10	4000	0.6	0.39	1.22%	1.22%
10	PL	12	4001	0.8	0.354	0.9%	0.89%

*Tabella 4.4 - Risultati della calibrazione manuale del  $CoV Cl_0$*

Come si può vedere dalla Tabella 4.4, siamo riusciti a riprodurre in maniera ottimale i dati sperimentali di  $CoV IMEP$  mantenendoci in un range di  $CoV Cl_0$  non molto ampio, questo varia tra 0.09 e 0.39 quindi i risultati sono apprezzabili.

#### 4.3 Correlazioni e regressioni

Partendo dai valori di  $CoV Cl_0$  ottenuti nel paragrafo precedente, sono state studiate le correlazioni tra questi e alcuni parametri operativi del motore, per comprendere quanto la variazione di tali parametri andasse ad influenzare il  $CoV Cl_0$  e di conseguenza la dispersione ciclica. Successivamente sono state effettuate delle regressioni sul  $CoV Cl_0$  attraverso una funzione predittiva implementata in Matlab, considerando solo i parametri operativi di maggiore influenza. Infine i valori ottenuti dalle regressioni sono stati inseriti in GT-Power e ricalibrato il modello così da valutare l'errore tra il  $CoV IMEP$  calibrato e i dati sperimentali. L'obiettivo di questa fase del lavoro è ottenere uno strumento completamente predittivo della dispersione ciclica, che necessiti di ottenere come input esclusivamente

relative condizioni al contorno e che quindi sia in grado di calcolare autonomamente tutte le costanti necessarie. È molto importante ottenere un modello affidabile in quanto la dispersione ciclica influenza notevolmente il fenomeno della detonazione.

I parametri operativi presi in esame sono:

- $n$  [rpm]: velocità di rotazione del motore;
- RAFR o  $\lambda$ : dosatura relativa  $\alpha/\alpha_{ST}$ ;
- $p_{SA}$  [bar]: pressione allo spark advance;
- $T_{SA}$  [K]: temperature allo spark advance;
- $x_{res}$  [%]: frazione dei residui;
- $u'$  [m/s]: intensità di turbolenza;

Per motivi di segretezza non possono essere riportati i valori assoluti di tali parametri, quindi questi sono stati normalizzati rispetto al loro valore massimo. I dati sono riportati nella Tabella 4.5.

Caso	CoV Cl <sub>0</sub>	$n$ [rpm]	RAFR	$p_{SA}$ [-]	$T_{SA}$ [-]	$x_{res}$ [-]	$u'$ [-]	SA [°]	
1	FL	0.195	5511	0.98	0.68	1.00	0.55	1.00	-10
2	FL	0.2	5004	0.98	0.73	0.98	0.51	0.89	-9.5
3	FL	0.128	4513	0.98	0.82	0.99	0.49	0.74	-7
4	FL	0.148	4008	0.98	0.89	0.98	0.47	0.64	-5
5	FL	0.09	3505	0.97	1.00	0.99	0.48	0.52	-3
6	FL	0.133	3008	0.97	0.96	0.97	0.48	0.45	-3
7	FL	0.207	2494	0.95	0.94	0.96	0.51	0.35	-2
8	FL	0.22	2005	0.97	1.00	0.99	0.56	0.31	0
9	FL	0.198	1749	0.96	0.95	0.97	0.40	0.24	3
10	FL	0.253	1508	0.87	0.98	0.97	0.13	0.21	4
1	PL	0.275	2004	0.89	0.17	0.80	1.00	0.37	-26
2	PL	0.357	2006	0.96	0.42	0.94	0.82	0.43	-10
3	PL	0.35	2506	0.90	0.11	0.72	0.77	0.49	-40
4	PL	0.304	2509	0.94	0.39	0.92	0.61	0.44	-14
5	PL	0.338	3251	0.93	0.21	0.81	0.63	0.62	-26
6	PL	0.345	3252	0.97	0.35	0.90	0.48	0.61	-18
7	PL	0.163	3254	0.98	0.70	0.97	0.48	0.53	-8
8	PL	0.325	3453	0.91	0.10	0.70	0.67	0.64	-38
9	PL	0.39	4000	0.94	0.19	0.79	0.55	0.79	-30
10	PL	0.354	4001	1.00	0.36	0.90	0.46	0.77	-18

Tabella 4.5 - Valori normalizzati dei parametri operativi analizzati

Inizialmente è stata valutata una correlazione lineare tra il  $CoV Cl_0$  e ogni singolo parametro operativo per comprendere quale di questi andasse ad influenzarlo maggiormente; la funzione è la seguente:

$$\bar{y} = \bar{x}$$

In cui  $\bar{y}$  rappresenta il vettore contenente i valori della colonna di  $CoV Cl_0$  della precedente tabella, mentre  $\bar{x}$  il vettore contenente i valori della colonna di ogni singolo parametro. I risultati ottenuti sono visibili nella Tabella 4.6.

$\bar{y} = CoV Cl_0$	$\bar{x} = n$	correlazione $R^2 = 0.042$
	$\bar{x} = \lambda$	correlazione $R^2 = 0.1583$
	$\bar{x} = p_{SA}$	correlazione $R^2 = 0.6929$
	$\bar{x} = T_{SA}$	correlazione $R^2 = 0.5084$
	$\bar{x} = x_{res}$	correlazione $R^2 = 0.1464$
	$\bar{x} = u'$	correlazione $R^2 = 0.003$

**Tabella 4.6** - Risultati correlazioni

Come è possibile apprezzare dai dati in tabella, i due parametri che influiscono maggiormente sulla variazione del  $CoV Cl_0$  sono la pressione e la temperatura allo spark advance, mentre l'intensità di turbolenza è risultato il parametro meno influente. A partire da tale analisi si è provveduto a cercare una funzione predittiva che includesse i parametri di maggiore influenza.

La funziona di regressione implementata in Matlab è del tipo:

$$y_{predetta} = a \cdot \prod_{k=1}^n \bar{x}_b^{b_k}$$

Dove:

- $y_{predetta}$  rappresenta il valore di  $CoV Cl_0$  ricercato;
- $[a, b_k]$  coefficienti generati dal modello;
- $\bar{x}_b$  contiene la combinazione dei parametri operativi presenti nella Tabella 4.5.

Dopo aver ottenuto i nuovi valori di  $CoV Cl_0$  questi sono stati inseriti in GT-Power ed è stato ricalibrato il modello. Dalle nuove calibrazioni è stata analizzata la dispersione ciclica attraverso il  $CoV IMEP$  ed è stato effettuato un confronto con i dati sperimentali.

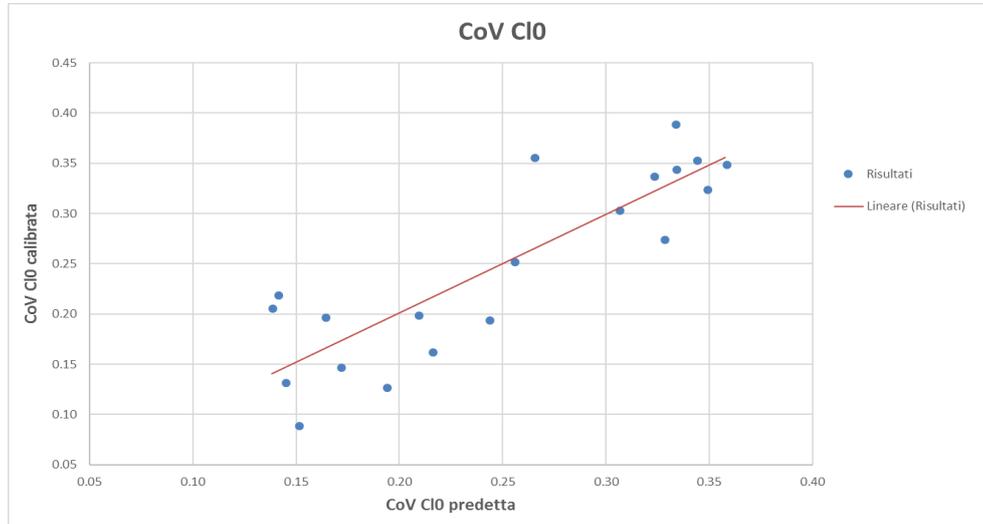
Sono state studiate diverse funzioni predittive, ricercando quella che contenesse un minor numero di parametri operativi, ma che, allo stesso tempo, desse risultati apprezzabili, in modo da ottenere un modello semplice e attendibile.

Di seguito sono riportati i differenti casi studio.

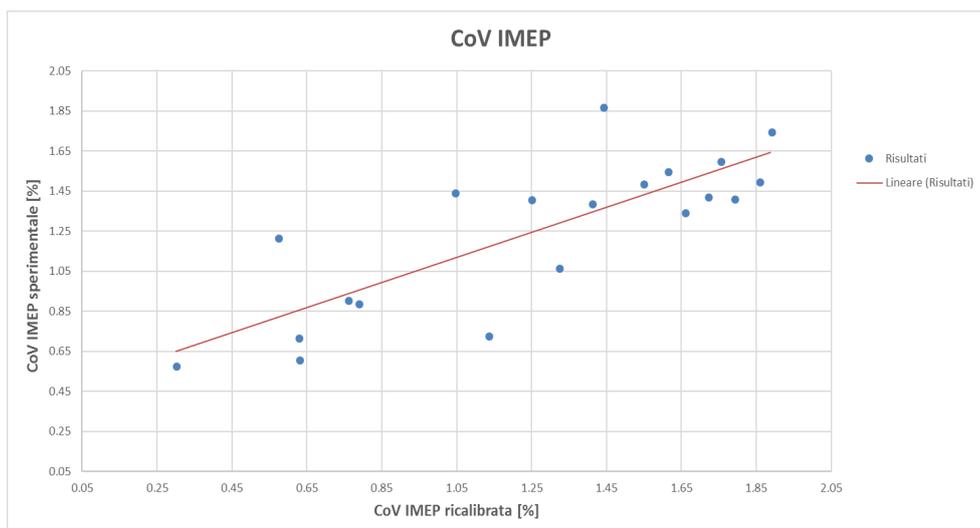
➤ **CASO 1**

$$CoV Cl_{0\text{ predetta}} = a \cdot p_{SA}^b \cdot T_{SA}^c \cdot x_{res}^d$$

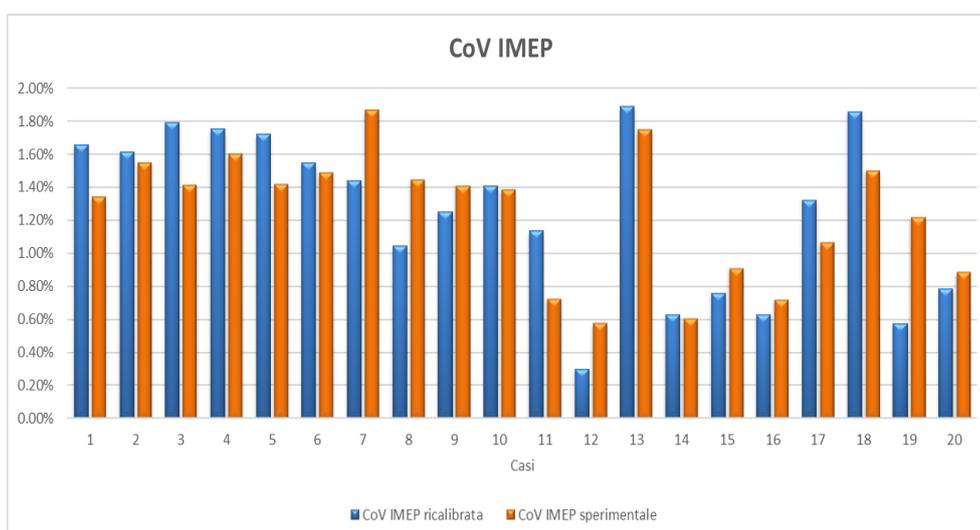
a	b	c	d
1.75E-14	-1.223	5.258	-0.466



**Figura 4.35** - Relazione tra i risultati di  $CoV Cl_0$  ottenuti e i valori calibrati manualmente



**Figura 4.36** - Relazione tra i risultati di *CoV IMEP* ottenuti e i dati sperimentali



**Figura 4.37** - Confronto tra il *CoV IMEP* ricalibrato e i dati sperimentali caso per caso

La Figura 4.37 mostra il confronto tra i risultati di *CoV IMEP* ottenuti dopo la ricalibrazione del modello e i dati sperimentali. Alcuni casi evidenziano una netta differenza tra i due valori, questo perché la combustione non è un processo stabile e ripetibile in ugual modo caso per caso, ma è influenzata da una molteplicità di fattori che la differenziano in ciascuno di essi, quindi risulta molto difficile realizzare un modello predittivo ottimale che tiene conto di tutte queste variazioni per tutti i punti motore. Nella successiva tabella sono riassunti tutti i risultati del presente caso studio.

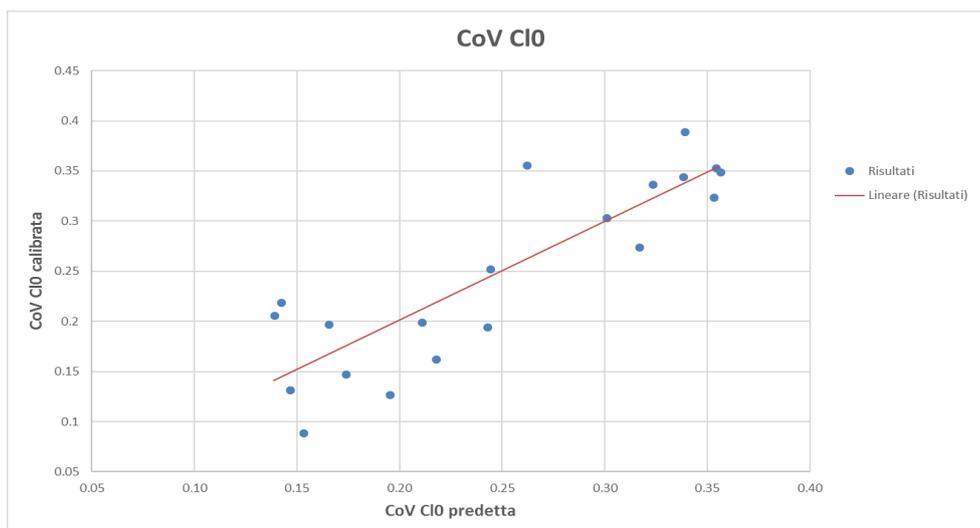
Caso		CoV Cl <sub>0</sub> calibrata	CoV Cl <sub>0</sub> predetta	ΔCoV Cl <sub>0</sub>	ΔCoV Cl <sub>0</sub> %	CoV IMEP ricalibrata	CoV IMEP sperimentale	ΔCoV IMEP
1	FL	0.195	0.243	0.048	25%	1.658%	1.348%	0.311
2	FL	0.200	0.209	0.009	4%	1.612%	1.550%	0.062
3	FL	0.128	0.193	0.065	51%	1.791%	1.413%	0.378
4	FL	0.148	0.171	0.023	16%	1.753%	1.603%	0.150
5	FL	0.090	0.151	0.061	68%	1.720%	1.423%	0.297
6	FL	0.133	0.145	0.012	9%	1.547%	1.490%	0.057
7	FL	0.207	0.138	-0.069	-33%	1.439%	1.873%	-0.434
8	FL	0.220	0.141	-0.079	-36%	1.043%	1.447%	-0.404
9	FL	0.198	0.164	-0.034	-17%	1.248%	1.410%	-0.162
10	FL	0.253	0.255	0.002	1%	1.410%	1.390%	0.020
1	PL	0.275	0.328	0.053	19%	1.134%	0.730%	0.404
2	PL	0.357	0.265	-0.092	-26%	0.299%	0.580%	-0.281
3	PL	0.350	0.358	0.008	2%	1.889%	1.750%	0.139
4	PL	0.304	0.306	0.002	1%	0.629%	0.610%	0.019
5	PL	0.338	0.323	-0.015	-4%	0.759%	0.910%	-0.151
6	PL	0.345	0.334	-0.011	-3%	0.627%	0.720%	-0.093
7	PL	0.163	0.216	0.053	32%	1.322%	1.070%	0.252
8	PL	0.325	0.349	0.024	7%	1.858%	1.500%	0.358
9	PL	0.390	0.333	-0.057	-15%	0.572%	1.220%	-0.648
10	PL	0.354	0.343	-0.011	-3%	0.788%	0.890%	-0.102

Tabella 4.7 - Risultati del primo caso studio

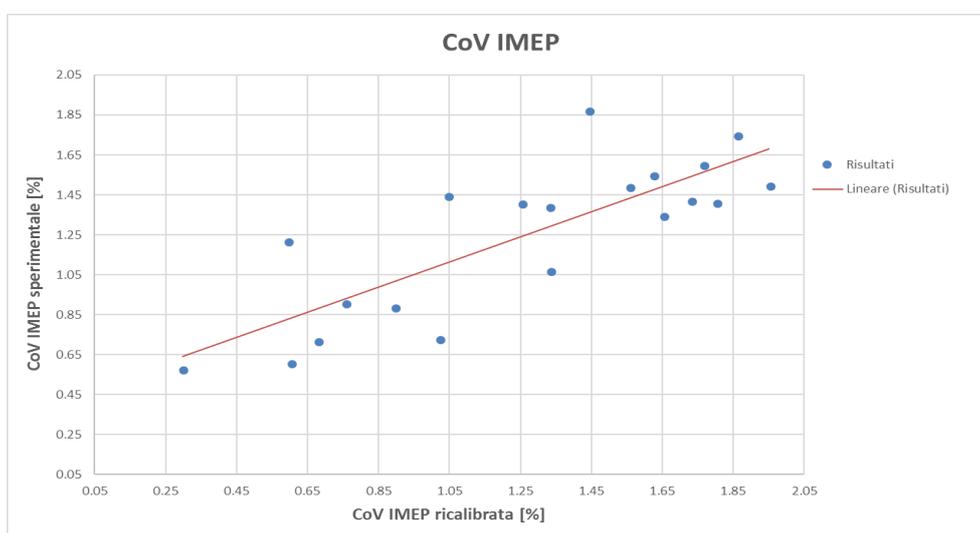
➤ CASO 2

$$CoV Cl_{0\text{ predetta}} = a \cdot \lambda^b \cdot p_{SA}^c \cdot T_{SA}^d \cdot x_{res}^e$$

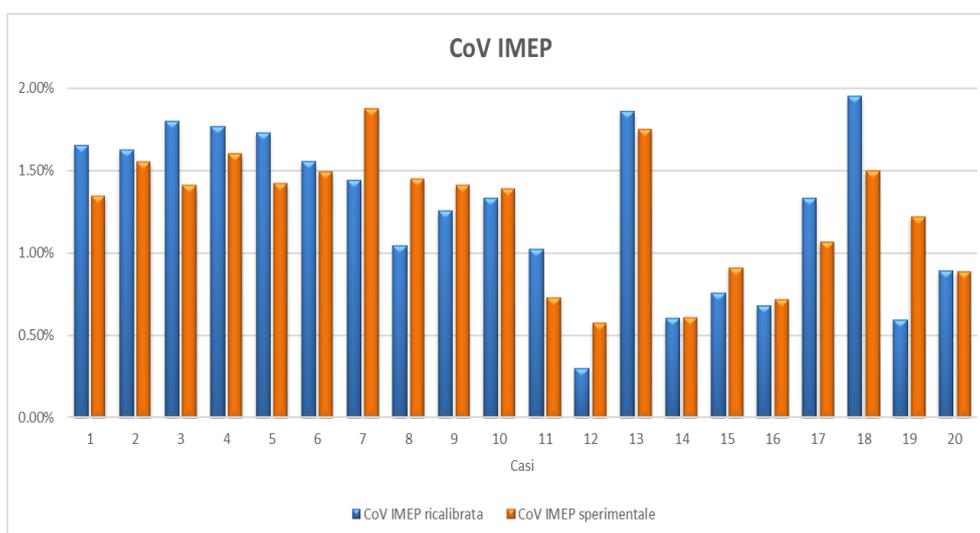
a	b	c	d	e
1.46E-13	0.647	-1.197	4.936	-0.475



**Figura 4.38** - Relazione tra i risultati di  $CoV Cl_0$  ottenuti e i valori calibrati manualmente



**Figura 4.39** - Relazione tra i risultati di  $CoV IMEP$  ottenuti e i dati sperimentali



**Figura 4.40** - Confronto tra il  $CoV IMEP$  ricalibrato e i dati sperimentali caso per caso

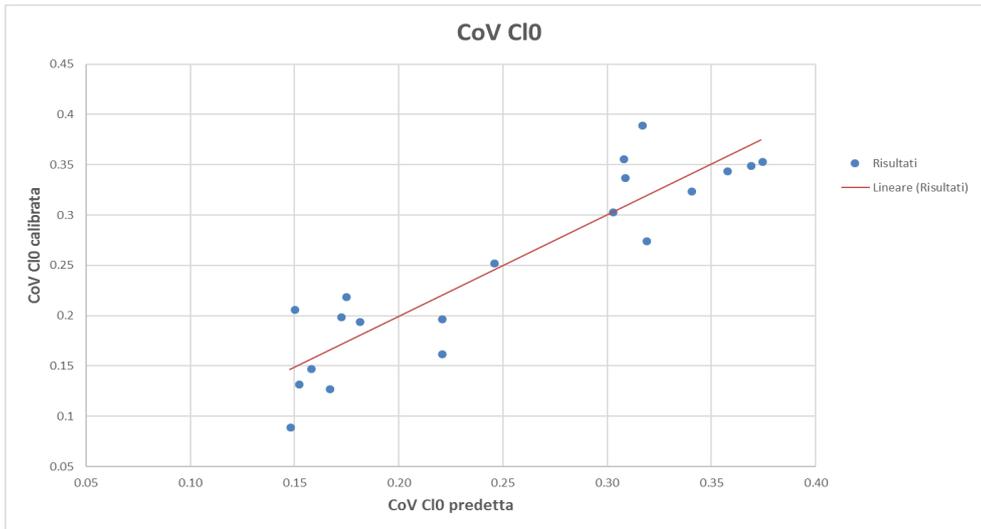
Caso		CoV Cl <sub>0</sub> calibrata	CoV Cl <sub>0</sub> predetta	ΔCoV Cl <sub>0</sub>	ΔCoV Cl <sub>0</sub> %	CoV IMEP ricalibrata	CoV IMEP sperimentale	ΔCoV IMEP
1	FL	0.195	0.242	0.047	24%	1.652%	1.348%	0.305
2	FL	0.2	0.210	0.010	5%	1.623%	1.550%	0.073
3	FL	0.128	0.195	0.067	52%	1.802%	1.413%	0.389
4	FL	0.148	0.173	0.025	17%	1.765%	1.603%	0.162
5	FL	0.09	0.153	0.063	69%	1.731%	1.423%	0.308
6	FL	0.133	0.146	0.013	10%	1.556%	1.490%	0.066
7	FL	0.207	0.139	-0.068	-33%	1.441%	1.873%	-0.432
8	FL	0.22	0.142	-0.078	-36%	1.045%	1.447%	-0.402
9	FL	0.198	0.165	-0.033	-17%	1.254%	1.410%	-0.156
10	FL	0.253	0.244	-0.009	-4%	1.331%	1.390%	-0.059
1	PL	0.275	0.316	0.041	15%	1.022%	0.730%	0.292
2	PL	0.357	0.261	-0.096	-27%	0.296%	0.580%	-0.284
3	PL	0.35	0.356	0.006	2%	1.860%	1.750%	0.110
4	PL	0.304	0.300	-0.004	-1%	0.602%	0.610%	-0.008
5	PL	0.338	0.323	-0.015	-5%	0.756%	0.910%	-0.154
6	PL	0.345	0.338	-0.007	-2%	0.678%	0.720%	-0.042
7	PL	0.163	0.217	0.054	33%	1.333%	1.070%	0.263
8	PL	0.325	0.353	0.028	9%	1.951%	1.500%	0.451
9	PL	0.39	0.338	-0.052	-13%	0.594%	1.220%	-0.626
10	PL	0.354	0.354	0.000	0%	0.894%	0.890%	0.004

Tabella 4.8 - Risultati del secondo caso studio

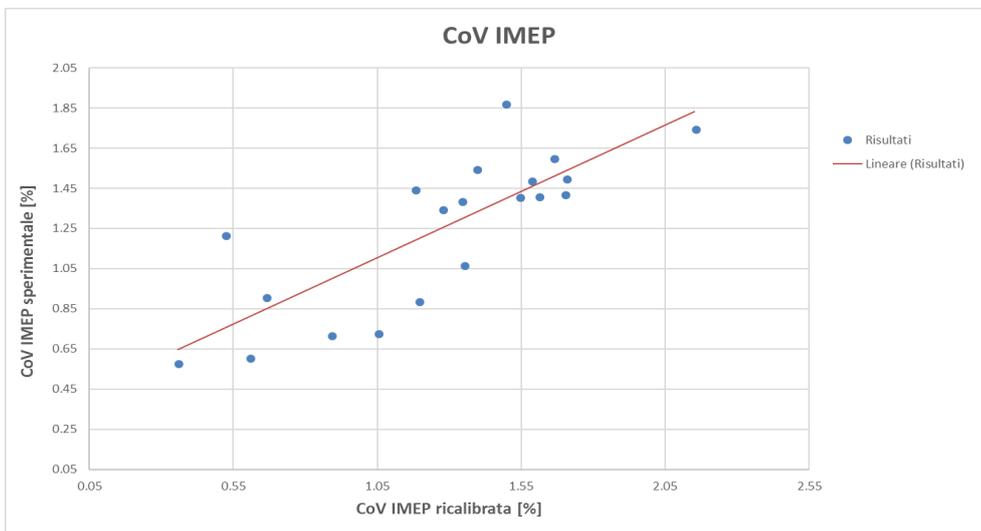
➤ CASO 3

$$CoV Cl_{0\text{ predetta}} = a \cdot n^b \cdot \lambda^c \cdot p_{SA}^d \cdot T_{SA}^e \cdot x_{res}^f$$

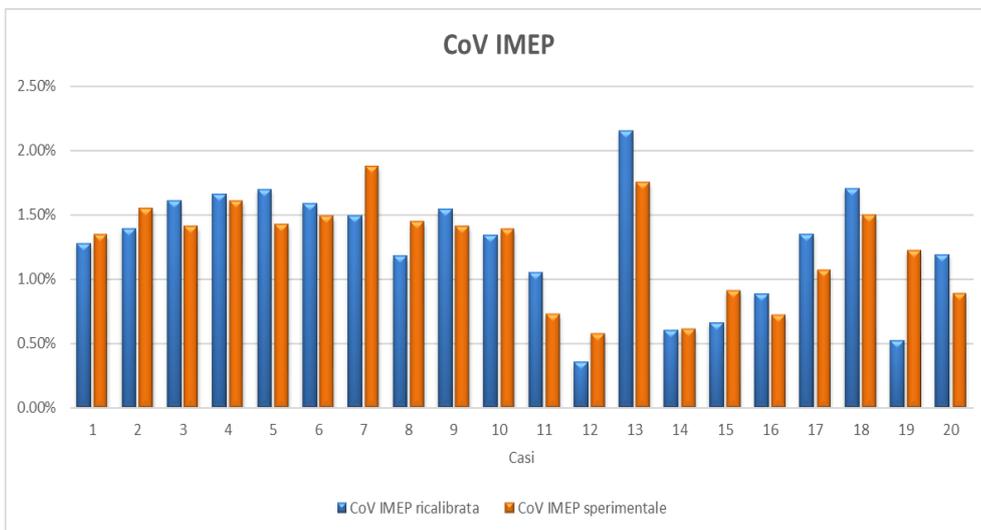
a	b	c	d	e	f
2.97E-08	-0.5	4.625	-1.142	3.728	-0.515



**Figura 4.41** - Relazione tra i risultati di CoV Cl<sub>0</sub> ottenuti e i valori calibrati manualmente



**Figura 4.42** - Relazione tra i risultati di CoV IMEP ottenuti e i dati sperimentali



**Figura 4.43** - Confronto tra il CoV IMEP ricalibrato e i dati sperimentali caso per caso

Caso		CoV Cl <sub>0</sub> calibrata	CoV Cl <sub>0</sub> predetta	ΔCoV Cl <sub>0</sub>	ΔCoV Cl <sub>0</sub> %	CoV IMEP ricalibrata	CoV IMEP sperimentale	ΔCoV IMEP
1	FL	0.195	0.181	-0.014	-7%	1.276%	1.348%	-0.071
2	FL	0.2	0.172	-0.028	-14%	1.393%	1.550%	-0.157
3	FL	0.128	0.166	0.038	30%	1.611%	1.413%	0.198
4	FL	0.148	0.158	0.010	6%	1.662%	1.603%	0.059
5	FL	0.09	0.148	0.058	64%	1.699%	1.423%	0.276
6	FL	0.133	0.152	0.019	14%	1.585%	1.490%	0.095
7	FL	0.207	0.150	-0.057	-28%	1.495%	1.873%	-0.378
8	FL	0.22	0.174	-0.046	-21%	1.181%	1.447%	-0.266
9	FL	0.198	0.220	0.022	11%	1.544%	1.410%	0.134
10	FL	0.253	0.245	-0.008	-3%	1.341%	1.390%	-0.049
1	PL	0.275	0.318	0.043	16%	1.051%	0.730%	0.321
2	PL	0.357	0.307	-0.050	-14%	0.355%	0.580%	-0.225
3	PL	0.35	0.368	0.018	5%	2.153%	1.750%	0.403
4	PL	0.304	0.302	-0.002	-1%	0.606%	0.610%	-0.004
5	PL	0.338	0.308	-0.030	-9%	0.662%	0.910%	-0.248
6	PL	0.345	0.357	0.012	4%	0.888%	0.720%	0.168
7	PL	0.163	0.220	0.057	35%	1.350%	1.070%	0.280
8	PL	0.325	0.340	0.015	5%	1.705%	1.500%	0.205
9	PL	0.39	0.316	-0.074	-19%	0.521%	1.220%	-0.699
10	PL	0.354	0.374	0.020	6%	1.193%	0.890%	0.303

Tabella 4.9 - Risultati terzo caso studio

Per comprendere quale tra i casi studio analizzati sia il migliore, verranno presentate di seguito due tabelle riassuntive in cui è possibile confrontare il ΔCoV Cl<sub>0</sub> e il ΔCoV IMEP per ciascun punto motore.

Funzione predittiva	
Caso 1	$CoV Cl_{0\ predetta} = a \cdot p_{SA}^b \cdot T_{SA}^c \cdot x_{res}^d$
Caso 2	$CoV Cl_{0\ predetta} = a \cdot \lambda^b \cdot p_{SA}^c \cdot T_{SA}^d \cdot x_{res}^e$
Caso 3	$CoV Cl_{0\ predetta} = a \cdot n^b \cdot \lambda^c \cdot p_{SA}^d \cdot T_{SA}^e \cdot x_{res}^f$

Tabella 4.10 - Funzioni predittive analizzate nei tre casi studio

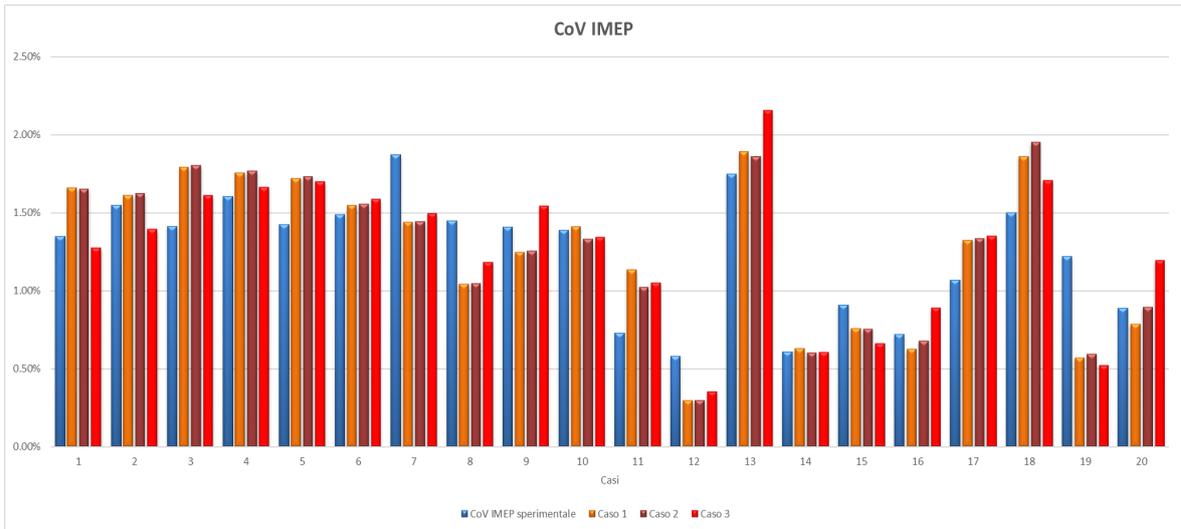
- $\Delta CoV Cl_0 = CoV Cl_{0\ predetta} - CoV Cl_{0\ calibrata}$
- $\Delta CoV IMEP = CoV IMEP_{ricalibrata} - CoV IMEP_{sperimentale}$

		Caso 1			Caso 2		Caso 3	
Caso		CoV Cl <sub>0</sub> calibrata	$\Delta$ CoV Cl <sub>0</sub>	$\Delta$ CoV Cl <sub>0</sub> %	$\Delta$ CoV Cl <sub>0</sub>	$\Delta$ CoV Cl <sub>0</sub> %	$\Delta$ CoV Cl <sub>0</sub>	$\Delta$ CoV Cl <sub>0</sub> %
1	FL	0.195	0.048	25%	0.047	24%	-0.014	-7%
2	FL	0.2	0.009	4%	0.010	5%	-0.028	-14%
3	FL	0.128	0.065	51%	0.067	52%	0.038	30%
4	FL	0.148	0.023	16%	0.025	17%	0.010	6%
5	FL	0.09	0.061	68%	0.063	69%	0.058	64%
6	FL	0.133	0.012	9%	0.013	10%	0.019	14%
7	FL	0.207	-0.069	-33%	-0.068	-33%	-0.057	-28%
8	FL	0.22	-0.079	-36%	-0.078	-36%	-0.046	-21%
9	FL	0.198	-0.034	-17%	-0.033	-17%	0.022	11%
10	FL	0.253	0.002	1%	-0.009	-4%	-0.008	-3%
1	PL	0.275	0.053	19%	0.041	15%	0.043	16%
2	PL	0.357	-0.092	-26%	-0.096	-27%	-0.050	-14%
3	PL	0.35	0.008	2%	0.006	2%	0.018	5%
4	PL	0.304	0.002	1%	-0.004	-1%	-0.002	-1%
5	PL	0.338	-0.015	-4%	-0.015	-5%	-0.030	-9%
6	PL	0.345	-0.011	-3%	-0.007	-2%	0.012	4%
7	PL	0.163	0.053	32%	0.054	33%	0.057	35%
8	PL	0.325	0.024	7%	0.028	9%	0.015	5%
9	PL	0.39	-0.057	-15%	-0.052	-13%	-0.074	-19%
10	PL	0.354	-0.011	-3%	0.000	0%	0.020	6%

Tabella 4.11 – Confronto tra i  $\Delta$ CoV Cl<sub>0</sub> e gli errori percentuali di ciascun caso studio

		Caso 1			Caso 2		Caso 3	
Casi		CoV IMEP sperimentale	$\Delta$ CoV IMEP					
1	FL	1.348%	0.311	0.305	-0.071			
2	FL	1.550%	0.062	0.073	-0.157			
3	FL	1.413%	0.378	0.389	0.198			
4	FL	1.603%	0.150	0.162	0.059			
5	FL	1.423%	0.297	0.308	0.276			
6	FL	1.490%	0.057	0.066	0.095			
7	FL	1.873%	-0.434	-0.432	-0.378			
8	FL	1.447%	-0.404	-0.402	-0.266			
9	FL	1.410%	-0.162	-0.156	0.134			
10	FL	1.390%	0.020	-0.059	-0.049			
1	PL	0.730%	0.404	0.292	0.321			
2	PL	0.580%	-0.281	-0.284	-0.225			
3	PL	1.750%	0.139	0.110	0.403			
4	PL	0.610%	0.019	-0.008	-0.004			
5	PL	0.910%	-0.151	-0.154	-0.248			
6	PL	0.720%	-0.093	-0.042	0.168			
7	PL	1.070%	0.252	0.263	0.280			
8	PL	1.500%	0.358	0.451	0.205			
9	PL	1.220%	-0.648	-0.626	-0.699			
10	PL	0.890%	-0.102	0.004	0.303			

Tabella 4.12 – Confronto tra i  $\Delta$ CoV IMEP di ciascun caso studio



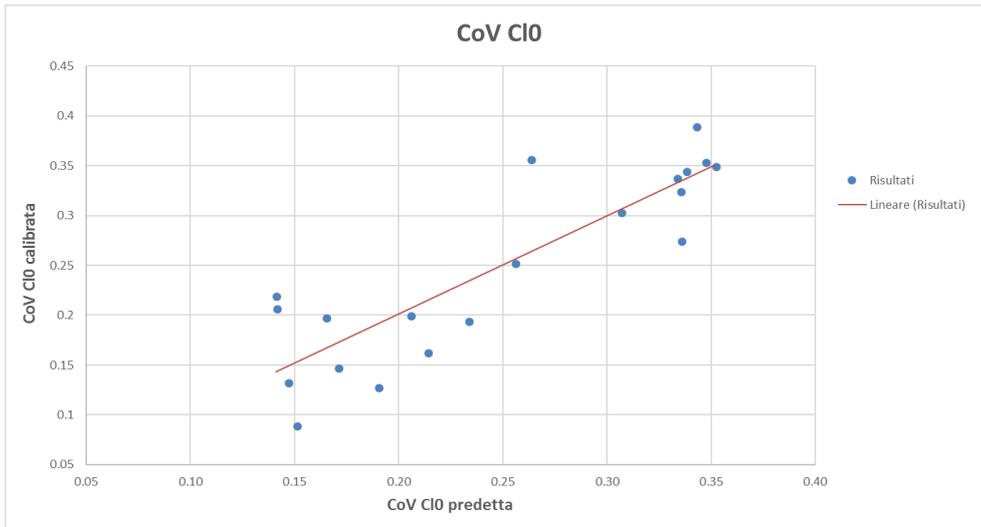
**Figura 4.44** - Confronto tra i CoV IMEP dei tre casi studio e i dati sperimentali

Come già accennato, il parametro di riferimento è il *CoV IMEP* in quanto rappresenta l'indicatore dell'intensità della dispersione ciclica all'interno del motore. Dai dati nelle Tabelle 4.11 e 4.12 e dalla precedente figura, è evidente che i risultati del caso 3, ad eccezione fatta per alcuni punti operativi, sono leggermente migliori, in quanto sono più vicini ai dati sperimentali, mentre i casi 1 e 2 presentano risultati pressoché simili tra loro. Poiché non c'è una netta differenza tra i risultati dei tre casi studio, la funzione predittiva del caso 1 è stata valutata come la migliore tra le tre, questo perché presenta un minor numero di parametri operativi, nostro obiettivo all'inizio di tale lavoro, così da ottenere un modello semplice e attendibile. È importante notare che le funzioni sono basate su interpolazioni di temperatura e pressione, quindi ciò significa che ogni variazione dello Spark Advance influisce sul valore di quest'ultimi.

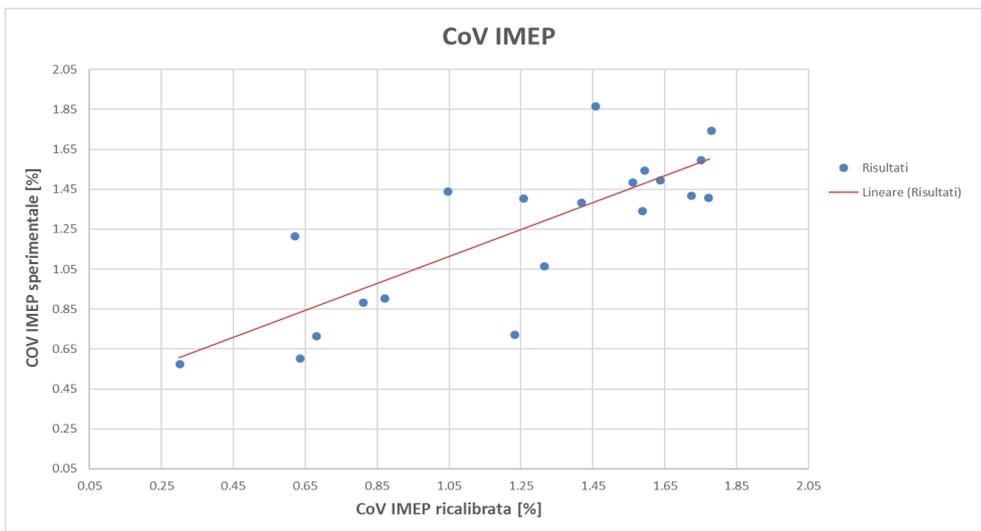
Successivamente la funzione del caso 1 è stata ulteriormente migliorata sfruttando una relazione sulla temperatura simile alla formula di Arrhenius; questo per tener maggiormente in considerazione la velocità delle reazioni chimiche che avvengono durante la fase di combustione.

$$CoV Cl_{0\text{predetta}} = a \cdot p_{SA}^b \cdot e^{\frac{c}{T_{SA}}} \cdot x_{res}^d$$

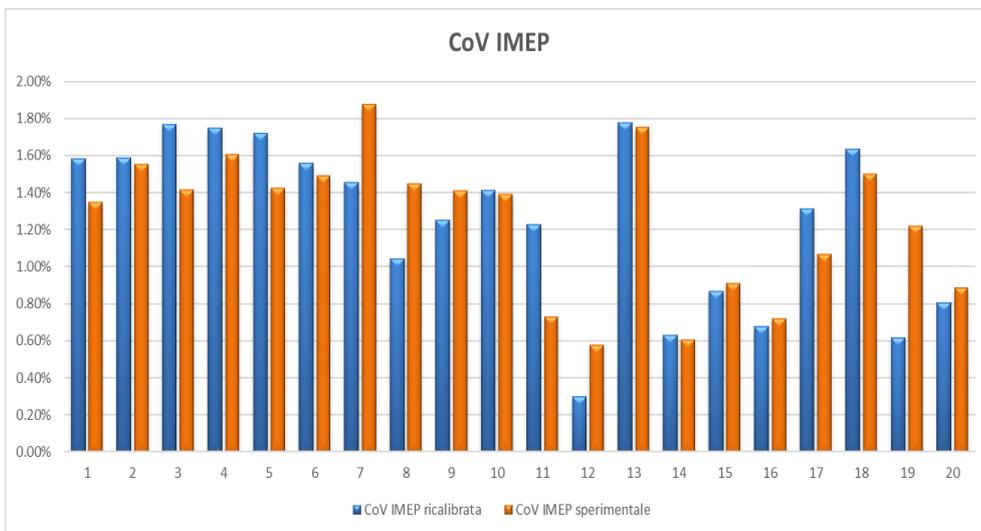
a	b	c	d
2.29E+03	-1.1557	-3592.6	-0.454



**Figura 4.45** - Relazione tra i risultati di  $CoV Cl_0$  ottenuti e i valori calibrati manualmente



**Figura 4.46** - Relazione tra i risultati di  $CoV IMEP$  ottenuti e i dati sperimentali



**Figura 4.47** - Confronto tra il  $CoV IMEP$  ricalibrato e i dati sperimentali caso per caso

Caso		CoV Cl <sub>0</sub> calibrata	CoV Cl <sub>0</sub> predetta	ΔCoV Cl <sub>0</sub>	ΔCoV Cl <sub>0</sub> %	CoV IMEP ricalibrato	CoV IMEP sperimentale	ΔCoV IMEP
1	FL	0.195	0.233	0.038	20%	1.584	1.348	0.237
2	FL	0.2	0.205	0.005	3%	1.589	1.550	0.039
3	FL	0.128	0.190	0.062	48%	1.766	1.413	0.353
4	FL	0.148	0.171	0.023	15%	1.747	1.603	0.144
5	FL	0.09	0.151	0.061	67%	1.719	1.423	0.296
6	FL	0.133	0.147	0.014	10%	1.558	1.490	0.068
7	FL	0.207	0.141	-0.066	-32%	1.454	1.873	-0.419
8	FL	0.22	0.141	-0.079	-36%	1.043	1.447	-0.404
9	FL	0.198	0.165	-0.033	-17%	1.253	1.410	-0.157
10	FL	0.253	0.256	0.003	1%	1.414	1.390	0.024
1	PL	0.275	0.335	0.060	22%	1.228	0.730	0.498
2	PL	0.357	0.263	-0.094	-26%	0.298	0.580	-0.282
3	PL	0.35	0.352	0.002	1%	1.776	1.750	0.026
4	PL	0.304	0.306	0.002	1%	0.632	0.610	0.022
5	PL	0.338	0.333	-0.005	-1%	0.867	0.910	-0.043
6	PL	0.345	0.338	-0.007	-2%	0.677	0.720	-0.043
7	PL	0.163	0.214	0.051	31%	1.311	1.070	0.241
8	PL	0.325	0.335	0.010	3%	1.633	1.500	0.133
9	PL	0.39	0.342	-0.048	-12%	0.616	1.220	-0.604
10	PL	0.354	0.347	-0.007	-2%	0.807	0.890	-0.083

Tabella 4.13 – Risultati del caso studio Ibis

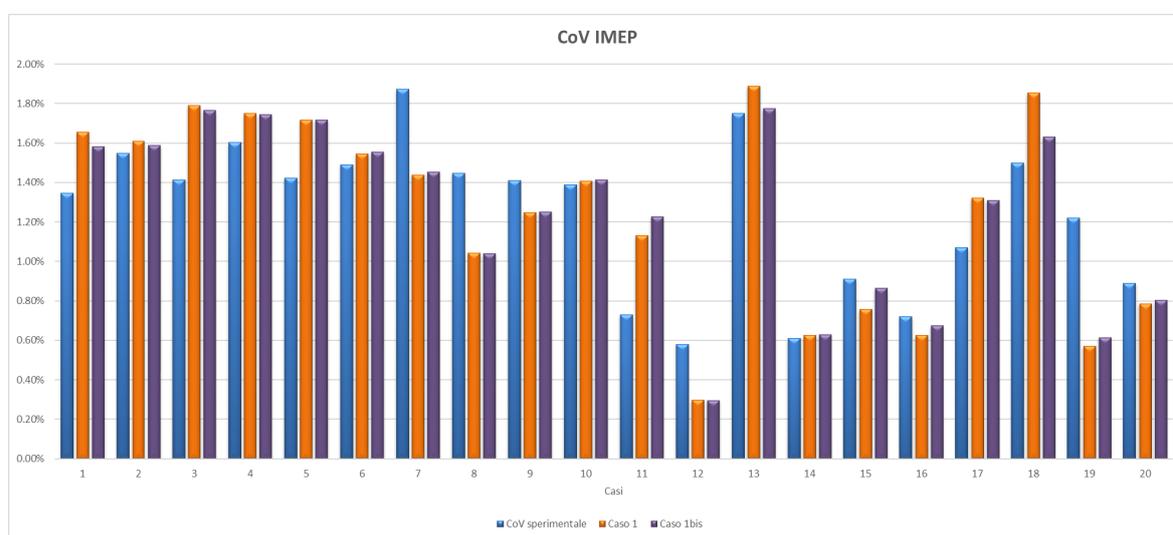


Figura 4.48 - Confronto tra i CoV IMEP dei casi 1 e Ibis e i dati sperimentali

Dalla Figura 4.48 è possibile notare come i risultati ottenuti nel caso 1bis sono leggermente migliori rispetto a quelli del caso 1. Alcuni mostrano una netta differenza tra i valori calibrati e i dati sperimentali, ma, come già accennato, è difficile ottenere un modello predittivo ottimale per tutti i punti motore poiché la combustione è influenzata da molti fattori di

difficile previsione. Nonostante questo, il modello è attendibile in quanto è in grado di riprodurre valori ottimali prossimi ai dati sperimentali per la maggior parte dei punti motore. I risultati ottenuti dal caso 1bis sono stati successivamente inseriti nel modello predittivo di knock così da poter effettuare analisi su tale fenomeno, il quale è fortemente influenzato dalla dispersione ciclica.

## 5. ANALISI DELLA DETONAZIONE

Il fenomeno della detonazione, e le cause da esso derivanti, è stato ampiamente descritto precedentemente, quindi in tale capitolo verranno illustrate le analisi realizzate in merito. L'obiettivo è raffinare ulteriormente il modello predittivo, in modo da evitare l'insorgere di tale fenomeno.

Nello specifico, le analisi sono state effettuate su un unico punto motore (3500 rpm), realizzando uno "sweep" sull'anticipo di accensione, acquisendo i dati per 100 cicli consecutivi e valutando quanti di essi fossero detonanti.

Caso	pme [bar]	n [rpm]	SA [°]
1	23	3500	-3
2	23	3500	-5
3	23	3500	-7
4	23	3500	-9
5	23	3500	-12

Tabella 5.1 - Casi analizzati

La pressione in camera varia in funzione dell'anticipo ed in particolar modo per anticipi maggiori si ottengono pressioni e temperature in camera più elevate e quindi un maggior numero di cicli detonanti.

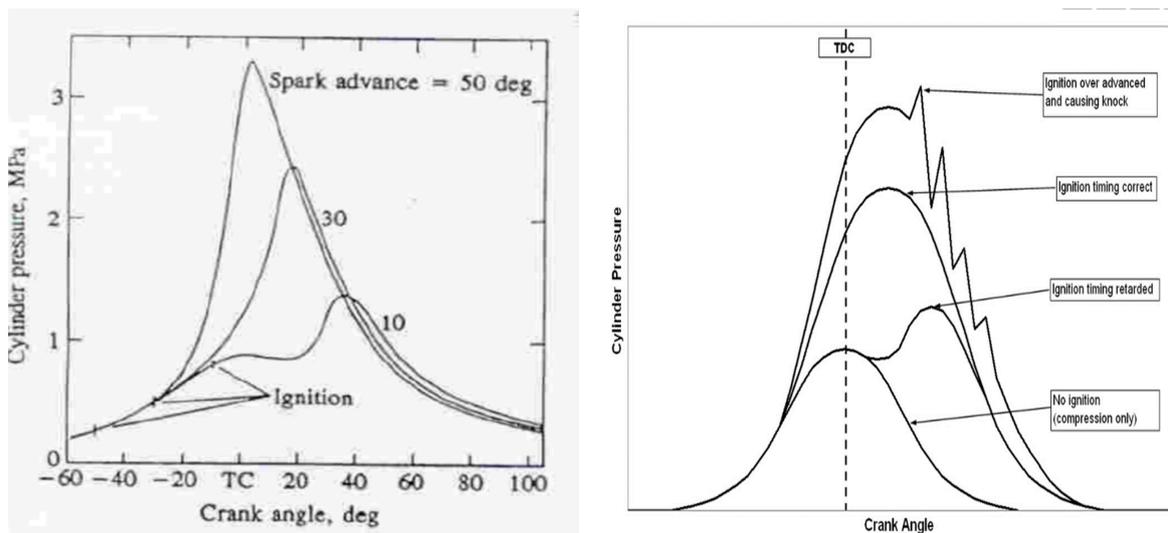


Figura 5.1 – Andamento della pressione in camera di combustione al variare dello Spark advance

## 5.1 Modello predittivo

All'interno del modello GT-Power del nostro motore, è stato inserito un sotto-modello assemblato che permetta di conteggiare il numero di cicli detonanti. Tale sotto-modello sfrutta una formula integrale (integrale di detonazione), inserita tramite il template “*MathEquation*”:

$$I(t) = \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{\tau} = 1 \quad \text{dove} \quad \tau = c_1 \cdot p^{-c_2} \cdot e^{\frac{c_3}{T_u}}$$

In cui  $c_1$ ,  $c_2$  e  $c_3$  sono costanti di adattamento che, come si vedrà in seguito, sono state opportunamente ottimizzate,  $p$  è la pressione istantanea nel cilindro e  $T_u$  è la temperatura istantanea degli *unburned gas*. Quindi per effettuare la calibrazione del modello matematico è necessario conoscere l'andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella e la temperatura degli *unburned*, questi saranno i dati di input. Successivamente i valori di output verranno confrontati con i valori di massa bruciata  $x_b(\theta)$  e se:

- $I(t)=1$  e  $x_b < 1$  il ciclo è sicuramente detonante;
- $I(t) < 1$  e  $x_b = 1$  il ciclo è sicuramente non detonante.

Nell'Figura 5.2 sono riportati alcuni esempi dell'andamento dell'integrale per comprendere meglio quanto detto.

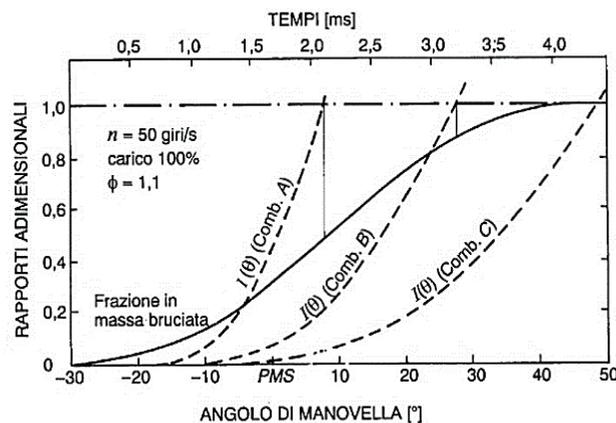


Figura 5.2 - Grafici integrale

In generale, quando l'integrale si mantiene sotto il valore 1 durante tutto il processo non si avrà detonazione. Se invece lo dovesse raggiungere prima che la massa bruciata sia il 100% si avrà una detonazione più o meno forte in funzione della quantità di massa bruciata.

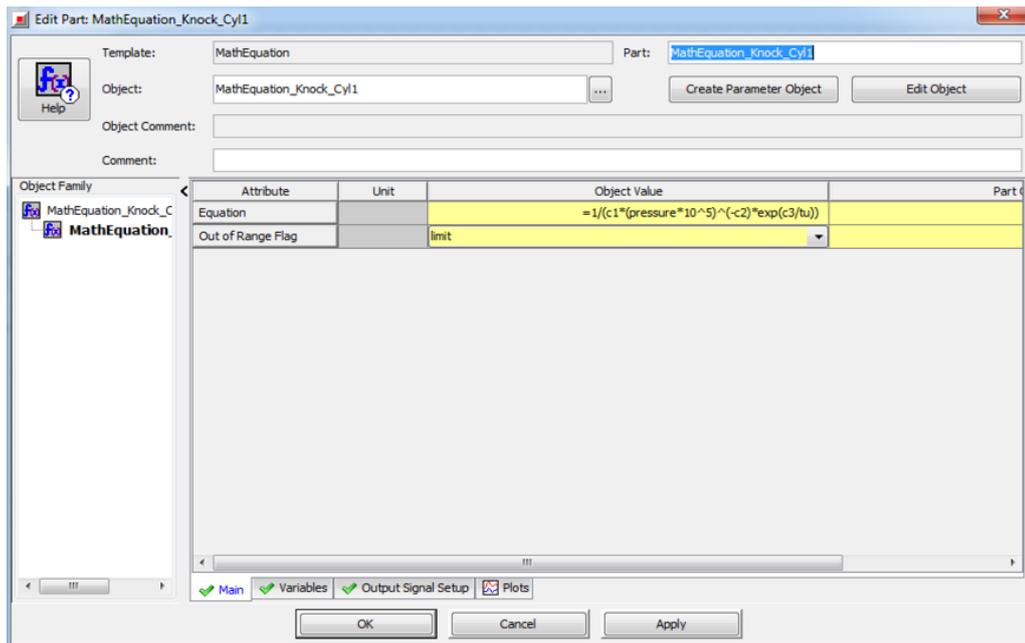


Figura 5.3 - Formula integrale per la predizione della detonazione in GT-Power

Il subassembly in esame contiene un “eventcounter” e uno “switch”; il primo permette di salvare il numero totale di cicli detonanti, mentre il secondo salva il ciclo solo se esso è detonante. Tale conteggio verrà effettuato al termine del fenomeno di combustione, che è posto, tramite la funzione “signalHold” ad un valore pari allo 0.03 del Heat Release Rate.

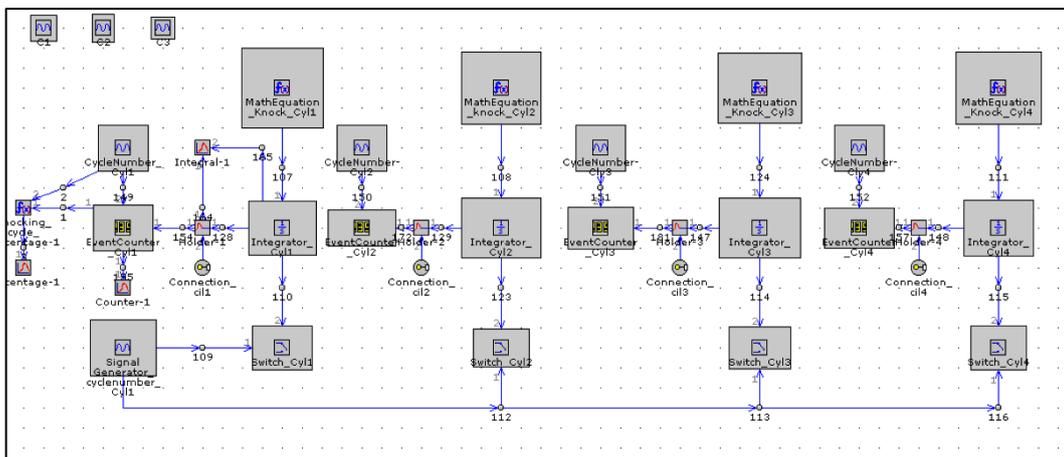


Figura 5.4 – Particolare del sotto-modello implementato in GT-Power per la predizione dei cicli detonanti

## 5.2 Ottimizzazione delle costanti $c_1$ , $c_2$ e $c_3$

In questa fase è stata realizzata un’indagine statistica che permetta di ottimizzare i valori delle tre costanti in gioco.

Nella Tabella 5.2 sono indicati i valori iniziali delle tre costanti, ottenuti confrontando i lavori di ID (indice di detonazione) sperimentali e simulati.

	Valori iniziali
<b>c<sub>1</sub></b>	0.00093495
<b>c<sub>2</sub></b>	1.11
<b>c<sub>3</sub></b>	17767.68

*Tabella 5.2 - Valori iniziali delle tre costanti*

L'ottimizzazione è stata effettuata con lo scopo di ottenere una migliore riproduzione degli scambi termici anche in ambiente GT-Power. Sono state realizzate diverse analisi di sensibilità, avendo a disposizione, per ogni swept di Spark Advance, la percentuale sperimentale di cicli detonanti.

Caso	SA [°]	Percentuale cicli detonanti
<b>1</b>	-3	0%
<b>2</b>	-5	5%
<b>3</b>	-7	14%
<b>4</b>	-9	31%
<b>5</b>	-12	77%

*Tabella 5.3 - Percentuale sperimentale di cicli detonanti*

	Terna di costanti			Variazione effettuata
	<b>c<sub>1</sub></b>	<b>c<sub>2</sub></b>	<b>c<sub>3</sub></b>	
Valori iniziali	0.00093495	1.11	17767.68	
Analisi 1	0.00098	1.11	17767.68	c <sub>1</sub> *1.05
Analisi 2	0.00089	1.11	17767.68	c <sub>1</sub> *0.95
Analisi 3	0.00093495	1.12	17767.68	c <sub>2</sub> +0.01
Analisi 4	0.00093495	1.1	17767.68	c <sub>2</sub> -0.01
Analisi 5	0.00093495	1.11	17867.68	c <sub>3</sub> +50
Analisi 6	0.00093495	1.11	17667.68	c <sub>3</sub> -50
Analisi 7	0.00094	1.11	17767	c <sub>1</sub> *1.005; c <sub>3</sub> -0.68

*Tabella 5.4 - Analisi effettuate per l'ottimizzazione della terna di costanti*

Nell'ultima colonna della Tabella 5.4 sono riportate le variazioni effettuate sulle tre costanti rispetto ai valori iniziali.

Attraverso i diagrammi a barre è possibile valutare gli effetti che una variazione delle costanti esercita sulla percentuale di cicli detonanti; è stato escluso il caso con  $SA=-3^\circ$  poiché non presenta cicli detonanti.

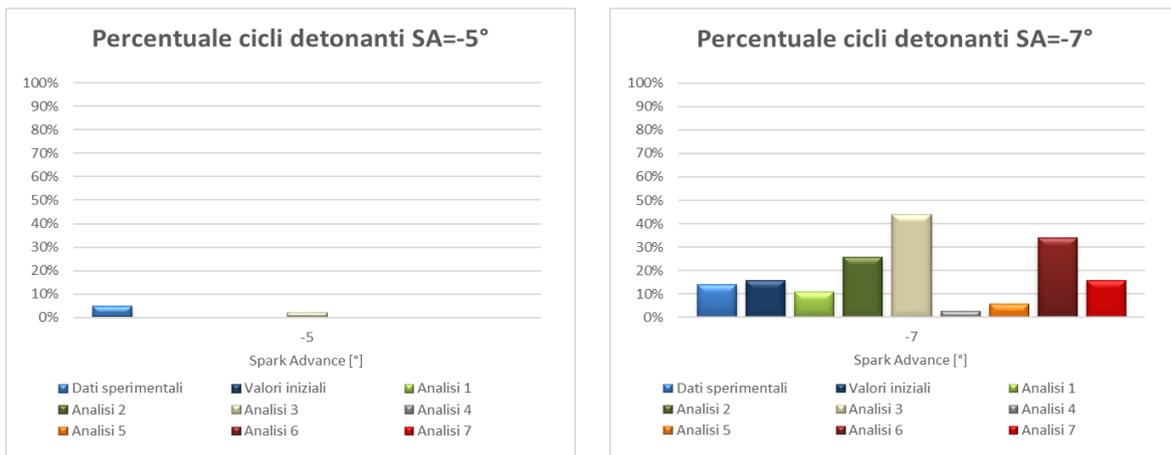


Figura 5.5 - Analisi coefficienti per  $SA=-5^\circ$  e  $SA=-7^\circ$

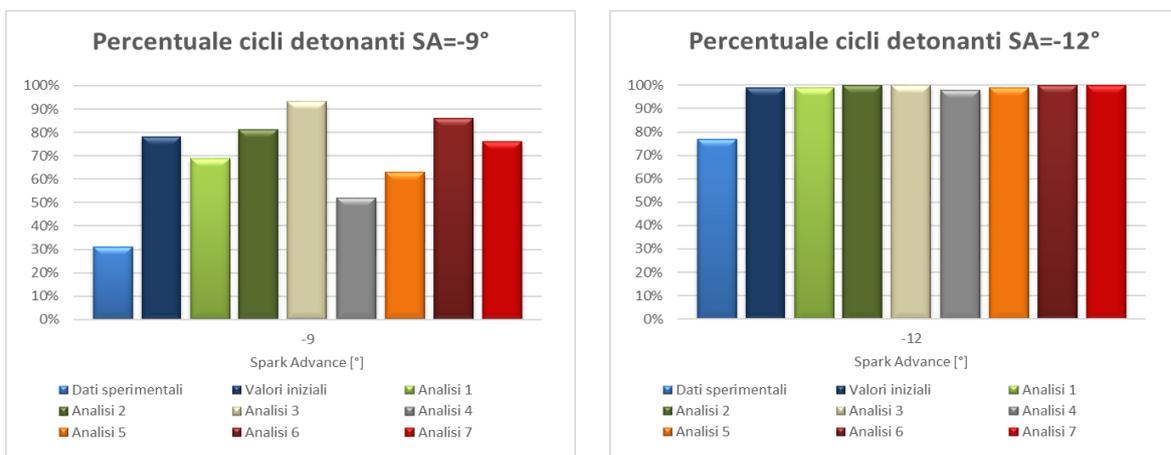


Figura 5.6 - Analisi coefficienti per  $SA=-9^\circ$  e  $SA=-12^\circ$

SA	Dati sperimentali	Valori iniziali	Analisi 1	Analisi 2	Analisi 3	Analisi 4	Analisi 5	Analisi 6	Analisi 7
-5	5%	0%	0%	0%	2%	0%	0%	0%	0%
-7	14%	16%	11%	26%	44%	3%	6%	34%	16%
-9	31%	78%	69%	81%	93%	52%	63%	86%	76%
-12	77%	99%	99%	100%	100%	98%	99%	100%	100%

Tabella 5.5 - Risultati analisi sulla terna di coefficienti  $c_1$ ,  $c_2$  e  $c_3$

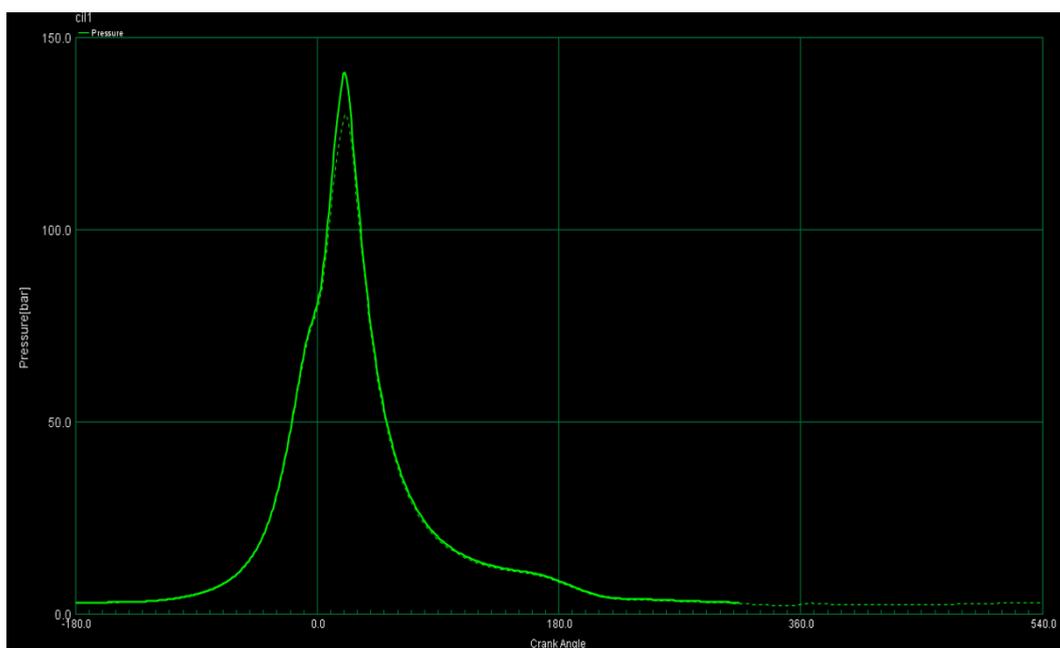
È evidente che l'Analisi 7 è quella con la terna di costanti che rispecchia nel miglior modo il comportamento reale del motore.

	Valori iniziali
<b>c<sub>1</sub></b>	0.00094
<b>c<sub>2</sub></b>	1.11
<b>c<sub>3</sub></b>	17767

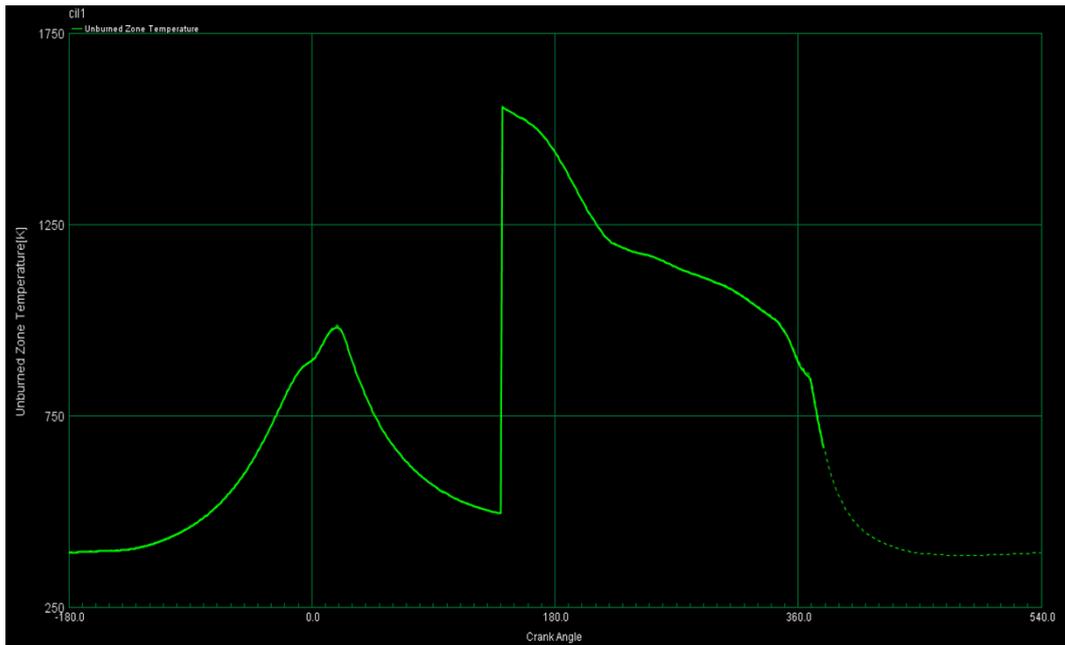
**Tabella 5.6** - Terna di costanti ottimale dell'integrale di detonazione

### 5.3 Risultati finali

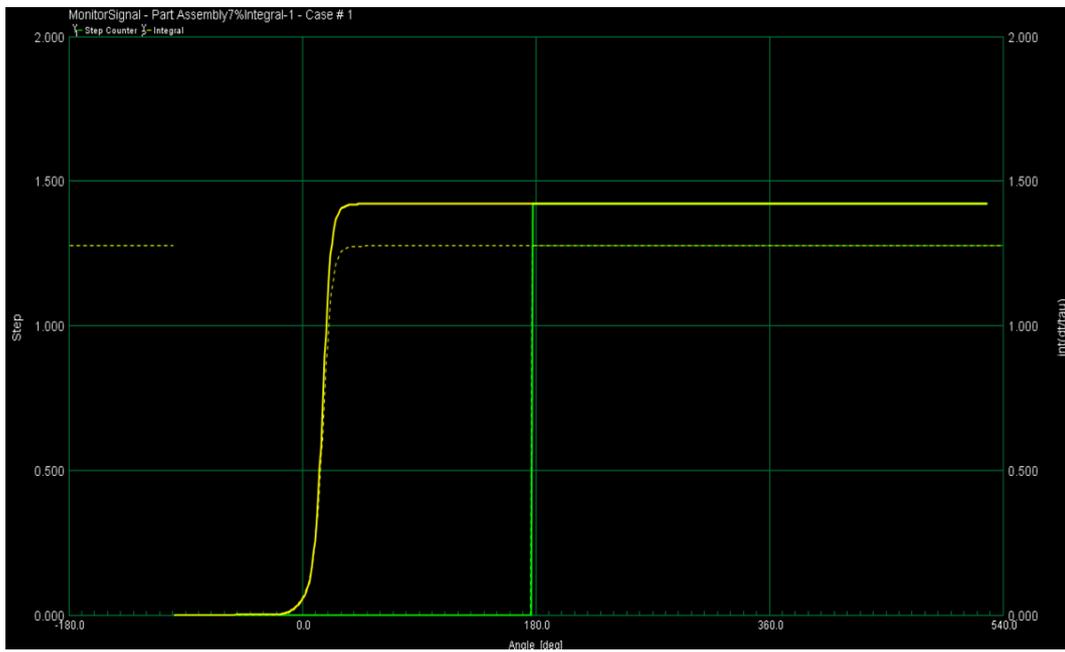
Come precedentemente detto, l'input del modello predittivo di detonazione è l'output del modello con dispersione ciclica.



**Figura 5.7** - Monitor per il monitoraggio della pressione in camera

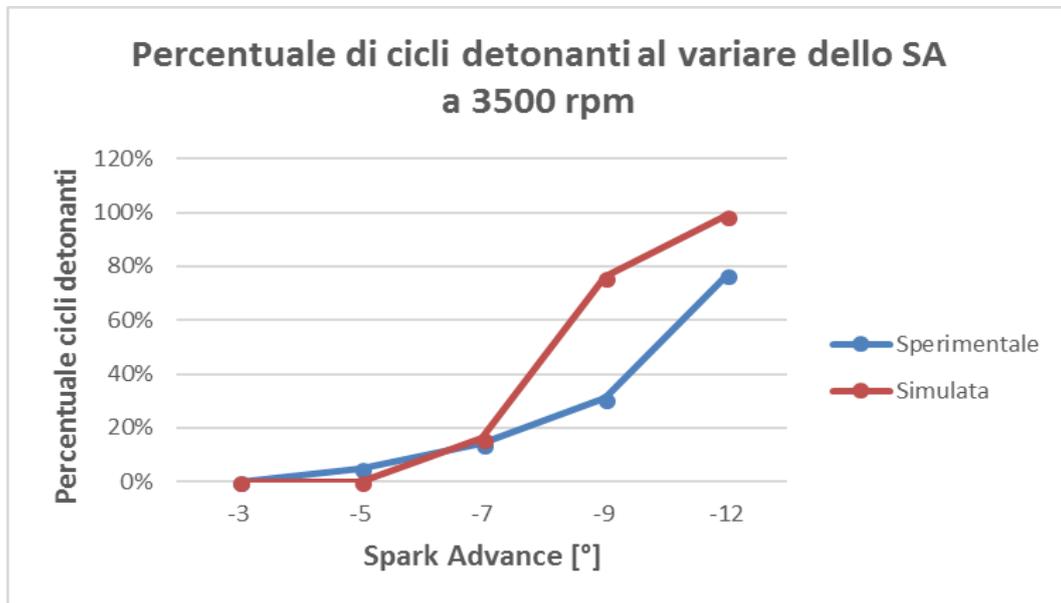


*Figura 5.8 - Monitor per il monitoraggio della temperatura degli unburned*



*Figura 5.9 - Monitor per la valutazione dell'integrale di detonazione*

Dalla Figura 5.10 si può apprezzare la capacità del modello di predire il fenomeno di detonazione per il punto di funzionamento preso in considerazione.



*Figura 5.10 - Percentuale di cicli detonanti*

Per il punto  $SA=-5^\circ$  il modello non predice alcun ciclo detonante, ma ciò non pregiudica la sua affidabilità poiché in tale punto, nel motore reale, si verifica incipiente detonazione. Questa non è considerata dannosa, in quanto il numero di cicli detonanti è minore del 5% e non si verificano continue oscillazioni di pressione che vanno a sollecitare gli organi meccanici del motore.

Lo scopo del modello non è quello di calcolare il numero di cicli detonanti, bensì di essere in grado di determinare la soglia oltre la quale si ha detonazione. Per il punto  $SA=-7^\circ$ , che risulta essere quello di maggiore importanza per il motore, riesce a predire tale soglia alla perfezione.

## 6. CONCLUSIONI

Con il presente lavoro sono stati raffinati i modelli predittivi di combustione e detonazione rendendoli maggiormente stabili, così da simulare in maniera ottimale le prestazioni del motore e predire il fenomeno della detonazione.

È stata realizzata una funzione predittiva in grado di riprodurre, nella maggior parte dei punti motore,  $CoV_{IMEP}$  apprezzabili e quanto più simili ai dati reali del motore, ottenendo così uno strumento completamente predittivo per la dispersione ciclica.

Tale modello riesce a valutare l'influenza che i parametri geometrici e operativi apportano sulla possibilità che si verifichi detonazione, determinando la soglia oltre la quale si verifica tale fenomeno ed effettuando una distinzione tra cicli detonanti e non.

Essendo elevata l'affidabilità del modello, è possibile utilizzarlo per mettere a punto i comandi del motore in breve tempo senza un grande sforzo sperimentale, evitando condizioni di lavoro pericolose.

In futuro si potrebbe applicare tale modello su di un motore con caratteristiche diverse, in punti di funzionamento differenti, così da valutare la validità del modello ottenuto nel presente lavoro di tesi. Lavorare su punti motore diversi porterebbe ad identificare condizioni di funzionamento che permettono di ottenere i migliori risultati in termini di coppia e consumo scongiurando l'insorgere della detonazione.

## 7. BIBLIOGRAFIA

1. Baratta, M., Catania, A. E., Spessa, E. & Vassallo, A., 2006. Development and Assessment of a Multizone Combustion Simulation Code for SI Engines Based on a Novel Fractal Model. *SAE*.
2. Baratta, M., Catania, A., Spessa, E. & Vassallo, A., 2005. Flame Propagation Speed in SI Engines: Modelling and Experimental Assessment. *ASME*.
3. Blizzard, N. & Keck, J., 1974. Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines. *SAE*.
4. Catania, A. E., Misul, D., Spessa, E. & Vassallo, A., 2004. Analysis of Combustion Parameters and Their Relation to Operating Variables and Exhaust Emissions in an Upgraded Multivalve Bi-Fuel CNG SI Engine. *SAE*.
5. Gulder, O. & Smallwood, G., 1995. Inner Cutoff Scale of Flame Surface Wrinking in Turbulent Premixed Flames. *Combustion and Flame*.
6. Heywood, J., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. s.l.:s.n.
7. Mantzaras, J., Felton, P. & Bracco, F., 1989. Fractal and Turbulent Premixed Engine Flames. *Combust. Sci. and Tech.*
8. Metghalchi, M. & Keck, J., 1982. Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane and Indolene at High Pressure and Temperature. *Combust. Flame*.
9. Poulos, S. & Heywood, J., 1983. The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion. *SAE*.
10. <http://www.gason.eu>

## RINGRAZIAMENTI

Il ringraziamento più grande non posso non farlo ai miei genitori, per gli enormi sacrifici sostenuti che mi hanno permesso di intraprendere questa bellissima esperienza torinese; vi sarò infinitamente grato.

Un immenso grazie va ai miei nonni e i miei zii che, nonostante la lontananza, mi sono sempre stati vicini.

Ringrazio tutti i miei amici con i quali ho condiviso momenti stupendi, siete stati la mia seconda famiglia e avete reso questi anni indimenticabili.

Grazie a Federica, che ha avuto un ruolo importante durante questo percorso, mi è sempre stata vicina e supportato nei momenti di difficoltà.

Infine, ringrazio i miei relatori, la prof.ssa Misul ed il prof. Baratta, che mi hanno dato la possibilità di concludere questo percorso realizzando un lavoro di tesi affine ai miei interessi; ed un ringraziamento anche a Danilo, sempre disponibile a risolvere tutti i miei dubbi.