

POLITECNICO DI TORINO

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**ANALISI DELLE CAPACITA'
PREDITTIVE DI UN MODELLO DI
COMBUSTIONE PER MOTORI BENZINA
CON INIEZIONE DI ACQUA**



Relatore:

Prof. Federico Millo

Correlatore:

Dr. Luciano Rolando

Candidato:

Francesco Sorrentino

Anno Accademico 2018/2019

Indice

Indice Figure	4
Indice Tabelle.....	7
Sommario	8
Capitolo 1 Introduzione	9
1.2 Combustione nei motori ad accensione comandata	12
1.3 Anomalie di combustione.....	16
Capitolo 2 Allestimento Sperimentale.....	19
2.1 Motore Esaminato	19
2.2 Punti di calibrazione	21
Capitolo 3 Cenni Teorici.....	22
3.1 Cylinder Pressure Only Analysis	22
3.2 In-Cylinder Flow	23
3.3 SI Turbulent Flame	24
Capitolo 4 Calibrazione del modello di combustione.....	27
4.1 Calibrazione Turbolenza	27
4.1.1 Metodologia	30
4.1.2 Risultati	32
4.2 Parametri di turbolenza al Cycle Start	33
4.2.3 Metodologia e risultati	33
4.3 Calibrazione del modello di combustione in assenza di iniezione d'acqua	38
4.3.1 Metodologia	38
4.3.2 Risultati	43
4.4 Implementazione del modello con iniezione di acqua	50
4.5 Variabilità ciclica e modello di detonazione.....	53
Capitolo 5 Analisi dei risultati.....	56
Capitolo 6 Conclusioni	71
Bibliografia.....	72

Indice Figure

Figura 1.1 - Limiti CO₂ imposti dalle normative nel corso degli anni

Figura 1.2a – Mappa di consumo specifico per motore aspirato

Figura 1.2b – Mappa di consumo specifico per motore sovralimentato

Figura 1.3 – Rendimento ideale del Ciclo Otto in funzione del rapporto di compressione

Figura 1.4 - Temperatura raggiunta a 700° in camera per diverse quantità di acqua iniettata

Figura 1.5 – Dipendenza della velocità del fronte di fiamma dalla dosatura

Figura 1.6 – Frastagliamento del fronte di fiamma con turbolenza

Figura 1.7 – Fasi di combustione dei motori ad accensione comandata

Figura 1.8 – Cicli di pressione detonanti

Figura 2.1 – Curva di Coppia e Potenza

Figura 2.2 - Alzata valvole Aspirazione con VVA

Figura 2.3 – Configurazione con iniettore di acqua

Figura 2.4 - Punti sperimentali analizzati

Figura 3.1 - Modello CPOA

Figura 3.2 – Suddivisione della camera secondo il modello di turbolenza

Figura 4.1 - Effetto del Production Time Multiplier

Figura 4.2 – Effetto del Geometric Length Scale Multiplier

Figura 4.3 – Effetto dell'Intake Term Multiplier

Figura 4.4 – Effetto del Tumble Term Multiplier

Figura 4.5 - Modello dettagliato Completo

Figura 4.6 - Modello Monocilindrico

Figura 4.7 - TKE a confronto @2500 RPM

Figura 4.8 - TKE a confronto @4000 RPM

Figura 4.9 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @2000 RPM

Figura 4.10 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @2500 RPM

Figura 4.11 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @3000 RPM

Figura 4.12 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @4000 RPM

Figura 4.13 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @5000 RPM

Figura 4.14 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @5500 RPM

Figura 4.15 - Template- EngCylinder

Figura 4.16 – Posizione della scintilla- Flame Geometry Object

Figura 4.17 – Suddivisione in elementi finiti della testa

Figura 4.18 – Suddivisione in elementi finiti del pistone

Figura 4.19 – Velocità laminare - Combustion Object

Figura 4.20 – Velocità turbolente - Combustion Object

Figura 4.21 - Main Folder – EngCylinder template

Figura 4.22 - Direct Optimizer per SITurb

Figura 4.23 – Variabili da ottimizzare

Figura 4.24 - Funzione Obiettivo Vs Iterazione

Figura 4.25 – Pressione nel cilindro e burn rate @2500 RPM

Figura 4.26 – Pressione nel cilindro e burn rate @4000 RPM

Figura 4.27 – Pressione nel cilindro e burn rate @2000 RPM

Figura 4.28 – Pressione nel cilindro e burn rate @3000 RPM

Figura 4.29 – Pressione nel cilindro e burn rate @5000 RPM

Figura 4.30 – Pressione nel cilindro e burn rate @5500 RPM

Figura 4.31 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @2000 RPM

Figura 4.32 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @3000 RPM

Figura 4.33 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @4000 RPM

Figura 4.34 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @5000 RPM

Figura 4.35 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @5500 RPM

Figura 4.36 – Massa di acqua usata nel modello 0D rispetto a quella totale sperimentale

Figura 4.37 – Indice di evaporazione da analisi 3D-CFD

Figura 4.38 – Velocità della fiamma laminare in presenza di inerti

Figura 4.39 – Burned Fuel Fraction – Theta from Spark

Figura 4.40 – TKE @2500 RPM con diversi SOC relativi a differenti W/F

Figura 5.1 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @ 2500 RPM - W/F = 20% - Modello Monocilindrico

Figura 5.2 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @ 2500RPM - W/F = 40% - Modello Monocilindrico

Figura 5.3 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @ 2500 RPM - W/F= 60% - Modello Monocilindrico

Figura 5.4 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 80% - Modello Monocilindrico

Figura 5.5 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 10% - Modello Dettagliato

Figura 5.6 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 20% - Modello Dettagliato

Figura 5.7 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 30% - Modello Dettagliato

Figura 5.8 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 40% - Modello Dettagliato

Figura 5.9 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 50% - Modello Dettagliato

Figura 5.10 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 60% - Modello Dettagliato

Figura 5.11 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 70% - Modello Dettagliato

Figura 5.12 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 80% - Modello Dettagliato

Figura 5.14 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 100% - Modello Dettagliato

Figura 5.13 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 90% - Modello Dettagliato

Figura 5.15 – Burn Duration 0-10%

Figura 5.16 – Burn Duration 10-90%

Figura 5.17 - Peak Pressure - Combustione Imposta vs Combustione Predetta

Figura 5.18 – MFB50 - Combustione Imposta vs Combustione Predetta

Figura 5.19 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 10% - Modello Dettagliato

Figura 5.20 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 20% - Modello Dettagliato

Figura 5.21 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 30% - Modello Dettagliato

Figura 5.22 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 40% - Modello Dettagliato

Figura 5.23 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 50% - Modello Dettagliato

Figura 5.24 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 60% - Modello Dettagliato

Figura 5.25 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 70% - Modello Dettagliato

Figura 5.26 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 80% - Modello Dettagliato

Figura 5.27 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 90% - Modello Dettagliato

Figura 5.28 – Effetti della variazione dello Spark Advance sulla percentuale dei cicli detonanti @ 2500 RPM

Figura 5.29 – Effetti della variazione dello Spark Advance sulla percentuale dei cicli detonanti @ 4000RPM

Figura 5.30 - Effetti della variazione dello Spark Advance sulla percentuale dei cicli detonanti @ 2500RPM e W/F=20%

Indice Tabelle

Tabella 2.1 - Caratteristiche Motore

Tabella 4.1 - Parametri Turbolenza

Tabella 4.2 - Parametri Iniziali di Turbolenza

Tabella 4.3 - Parametri Combustion Object

Tabella 5.1 – DEM a confronto

Tabella 5.2 – COV di IMEP sui punti di calibrazione

Tabella 5.3 – COV di IMEP sui punti non calibrati

Tabella 5.4 – Percentuale cicli detonanti su punti di calibrazione

Tabella 5.5 - Percentuale cicli detonanti su punti di calibrazione

Tabella 5.6 – Percentuale cicli detonanti per il caso con iniezioni di acqua

Sommario

Questa tesi si propone di calibrare un modello di combustione 0D per motori ad accensione comandata e di valutarne le capacità predittive qualora su motore venga installato un sistema di iniezione ad acqua.

Lo studio è stato eseguito avvalendosi del software GT-Power che permette, tramite un approccio monodimensionale, di valutare le prestazioni dei motori in condizioni stazionarie e transitorie con tempi di calcolo significativamente inferiori ai codici 3D-CFD.

A partire dai dati sperimentali ottenuti su banco prova, è stato precedentemente costruito e calibrato un modello dettagliato completo capace di riprodurre, con buona approssimazione, il comportamento fluidodinamico del sistema reale.

Come primo step, esso è stato implementato con un modello di turbolenza al fine di ottenere una buona corrispondenza tra l'energia turbolenta (Turbulent Kinetic Energy – TKE) predetta dal modello 0D e quella ottenuta da un calcolo dettagliato 3D.

Considerando una configurazione senza acqua, sono stati definiti, tramite un algoritmo genetico, i coefficienti di calibrazione del modello SITurb al fine di riprodurre i profili di combustione ottenuti dall'analisi dei cicli di pressione sperimentali.

L'introduzione del sistema di iniezione ad acqua ha poi richiesto una modifica della calibrazione ottenuta in precedenza in quanto la sua presenza durante il processo di combustione altera la velocità della fiamma laminare.

La capacità predittiva del modello è stata infine testata considerando punti operativi caratterizzati da crescenti quantità di acqua.

In ultima analisi, il modello di combustione è stato implementato con uno strumento in grado di prevedere l'insorgere del fenomeno della detonazione.

Capitolo 1

Introduzione

L'eccessiva produzione di anidride carbonica sta causando un aumento dell'effetto serra e quindi delle temperature a livello globale, con conseguenti danni all'ecosistema.

Per questo motivo, le normative che riguardano le emissioni di CO₂ dei motori a combustione interna stanno diventando sempre più stringenti.

La figura 1.1 [1] mostra l'evoluzione temporale di tali limiti e le previsioni future; è possibile notare come nel 2015 le normative vigenti in Europa imponevano un limite di 120 g/km, mentre, nel 2021, l'obiettivo è quello di diminuire questo valore fino a 95 g/km.

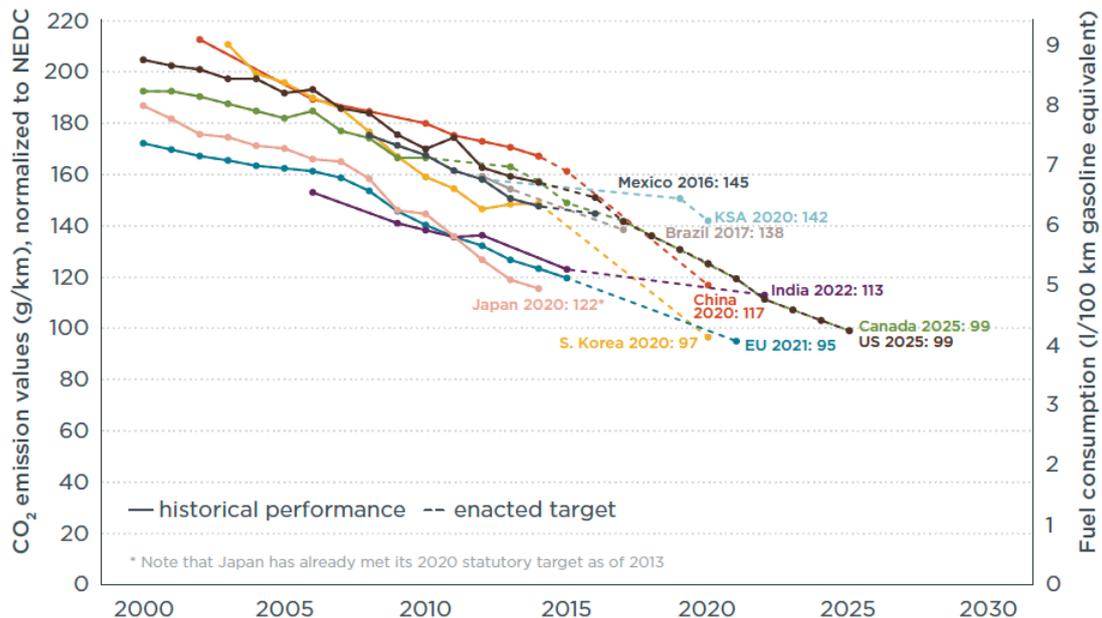


Figura 1.1 - Limiti CO₂ imposti dalle normative nel corso degli anni

In tale contesto, i produttori di auto, attraverso l'introduzione di nuove tecnologie devono realizzare motori sempre più efficienti al fine di ottenere un minor consumo di carburante e, di conseguenza, minori emissioni.

Tra le soluzioni tecniche disponibili, il *downsizing* rappresenta una delle più diffuse.

Questa metodologia progettuale si prefigge di diminuire le emissioni di anidride carbonica attraverso l'utilizzo di un motore di minor cilindrata.

Tale riduzione, tuttavia, implica anche una minor potenza del propulsore che può essere controbilanciata attraverso l'accoppiamento con un gruppo di sovralimentazione a gas di scarico [2].

Nella figura 1.2.a [3] sono riportati sulla mappa di consumo specifico (Brake Specific Fuel Consumption – BSFC) i punti operativi del ciclo NEDC di un motore benzina aspirato, avente una cilindrata totale di 2.0L.

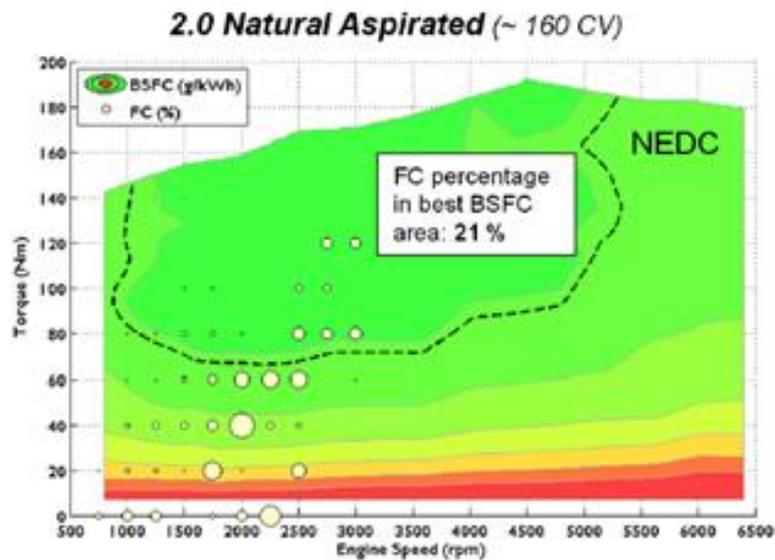


Figura 1.2a – Mappa di consumo specifico per motore aspirato

Nella figura 1.2b, invece sono rappresentati i punti operativi dello stesso veicolo qualora fosse equipaggiato con un motore di cilindrata inferiore.

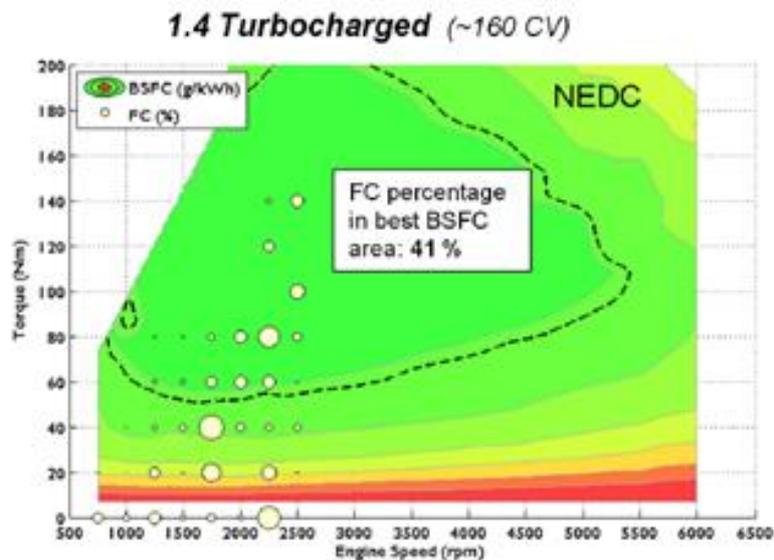


Figura 1.2b – Mappa di consumo specifico per motore sovralimentato

Dal confronto delle due figure si può notare che, grazie al downsizing ed al turbocharging, l'area operativa in cui si troverà a lavorare il motore durante il ciclo omologativo è

caratterizzata da zone a minor consumo specifico che permettono di generare minori emissioni di CO₂ e quindi di rispettare i vincoli normativi.

L'utilizzo di un elevato grado di sovralimentazione, necessario per raggiungere la stessa prestazione del motore aspirato di cilindrata superiore, provoca anche un aumento del rischio della detonazione.

Per contenerlo, spesso si ricorre ad una diminuzione del rapporto di compressione con conseguenze negative per i consumi e le emissioni di anidride carbonica (vedi Figura 1.3) [4].

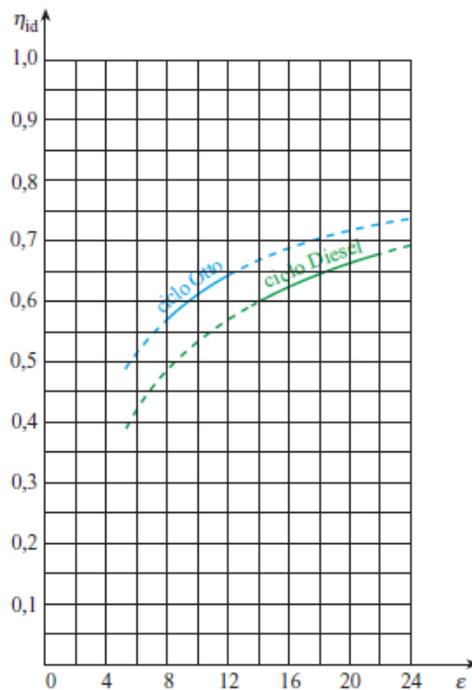


Figura 1.3 – Rendimento ideale del Ciclo Otto in funzione del rapporto di compressione

Per porre un rimedio a questo problema si può ricorrere a soluzioni innovative come ad esempio l'iniezione di acqua (Water Injection – WI) [5].

Questa tecnica consiste nell'iniettare acqua all'interno del collettore di aspirazione (Port Water Injection – PWI), la quale, evaporando, sottrae calore all'ambiente circostante.

Nella figura successiva 1.4 [6] è riportata la temperatura che si raggiunge all'interno della camera di combustione in corrispondenza dei 700°, cioè in prossimità della fine della corsa di compressione.

È possibile notare come, all'aumentare della quantità di acqua iniettata, la temperatura raggiunta va via via diminuendo.

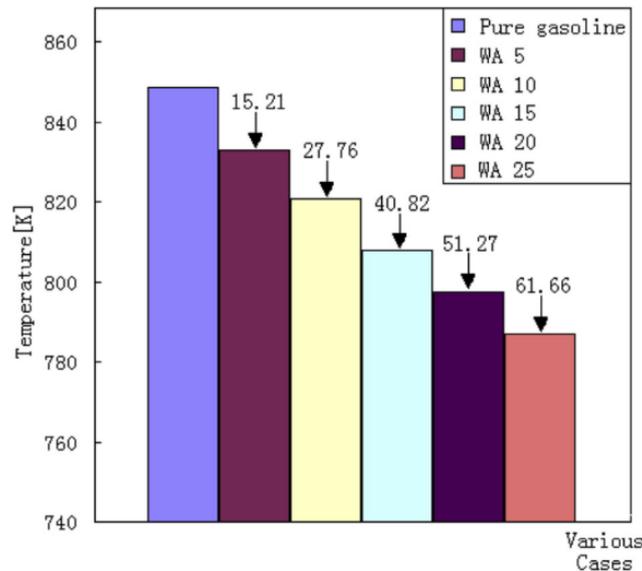


Figura 1.4 - Temperatura raggiunta a 700° in camera per diverse quantità di acqua iniettata

La miscela di aria e combustibile risulterà quindi meno stressata e la probabilità che essa possa detonare successivamente sarà fortemente diminuita.

Al fine di conoscere i benefici che tale tecnica può portare, in questo lavoro è stato creato un modello capace di simulare il processo di combustione del motore esaminato.

In ciascuno dei capitoli che seguono, verrà esposto il procedimento che è stato seguito passo dopo passo e, in ultimo, saranno esposti e commentati i risultati raggiunti.

1.2 Combustione nei motori ad accensione comandata

Nei motori ad accensione comandata la combustione deve essere innescata esternamente in quanto il combustibile è a bassa reattività. La benzina, infatti, può essere miscelata con aria comburente e portata a pressioni e temperature elevate durante la fase di compressione senza dar luogo spontaneamente alle reazioni di combustione.

Solo all'accensione, l'arco elettrico generato dalla candela, aumenta localmente pressione e temperature della miscela dando inizio al processo di combustione.

A partire da questo nucleo iniziale, per scambio tecnico convettivo con gli strati di miscela adiacenti la combustione si propaga in tutta la camera attraverso un fronte di fiamma sferico.

Se questo fenomeno avviene in una miscela quiescente, il fronte di fiamma avanzerà con una velocità relativamente modesta, manifestando una forte sensibilità alla dosatura, così come mostrato nella figura 1.5 [4].

Se questo fenomeno avviene in una miscela quiescente, il fronte di fiamma avanzerà con una velocità relativamente modesta, manifestando una forte sensibilità alla dosatura, così come mostrato nella figura 1.5 [4].

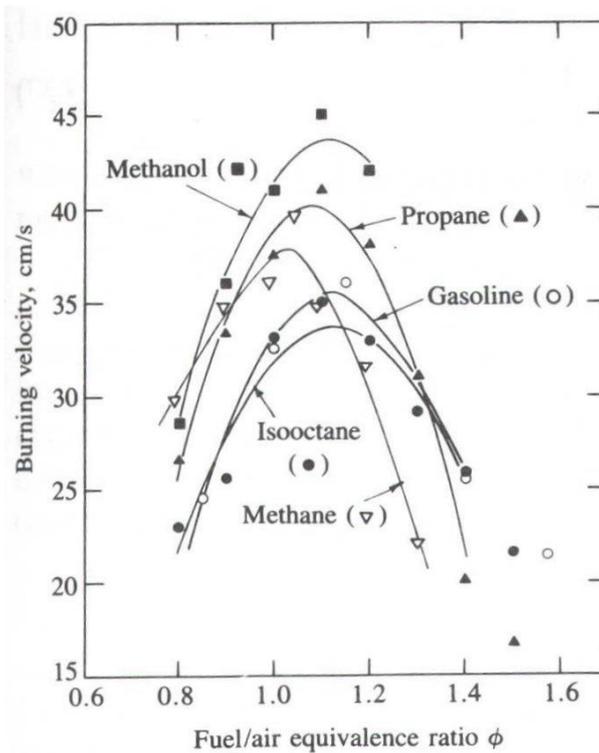


Figura 2.5 – Dipendenza della velocità del fronte di fiamma dalla dosatura

Dalla figura precedente è possibile notare come la velocità massima con cui il fronte di fiamma avanza si raggiunge per miscele leggermente ricche.

In tali condizioni, tuttavia, la velocità risulta incompatibile con la durata del ciclo operativo di un motore ad accensione comandata.

Risulta quindi fondamentale il contributo della turbolenza presente in camera di combustione che provocherà un frastagliamento del fronte di fiamma, come mostrato nella figura 1.6 [7].

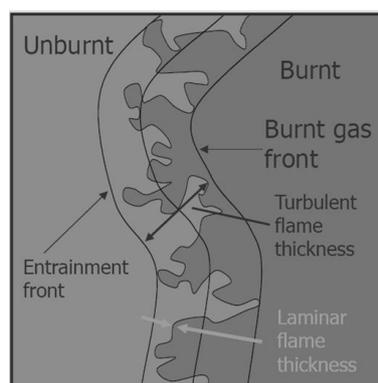


Figura 1.6 – Frastagliamento del fronte di fiamma con turbolenza

Tale corrugamento aumenta notevolmente la superficie del fronte di fiamma; avendo una maggior superficie a disposizione, lo scambio termico convettivo sarà più efficiente provocando un aumento della velocità di combustione.

L'equazione 1.1 mostra il legame esistente tra la velocità del moto turbolento e quella laminare.

$$w_T = w_L \cdot \left(\frac{A_T}{A_L} \right) \quad (1.1)$$

dove:

- w_T è la velocità del moto turbolento;
- w_L è la velocità del moto laminare;
- A_T è la superficie di scambio termico nel caso turbolento;
- A_L è la superficie di scambio termico nel caso laminare.

Il rapporto A_T/A_L tiene conto dell'aumento della superficie di scambio termico; maggiore sarà tale rapporto e più si noterà un aumento della velocità del fronte di fiamma.

Tale rapporto è proporzionale all'intensità del moto turbolento che, a sua volta, è legato alla velocità media dello stantuffo.

Ne risulta che la velocità di propagazione del fronte di fiamma sarà proporzionale alla velocità di rotazione del motore.

Grazie a questo fenomeno, la combustione nei motori ad accensione comandata riesce ad adattarsi, in termini temporali, al variare della velocità di rotazione.

Scendendo più nel dettaglio il processo di combustione può essere suddiviso in tre differenti fasi, come è possibile notare dalla figura 1.7 [7].

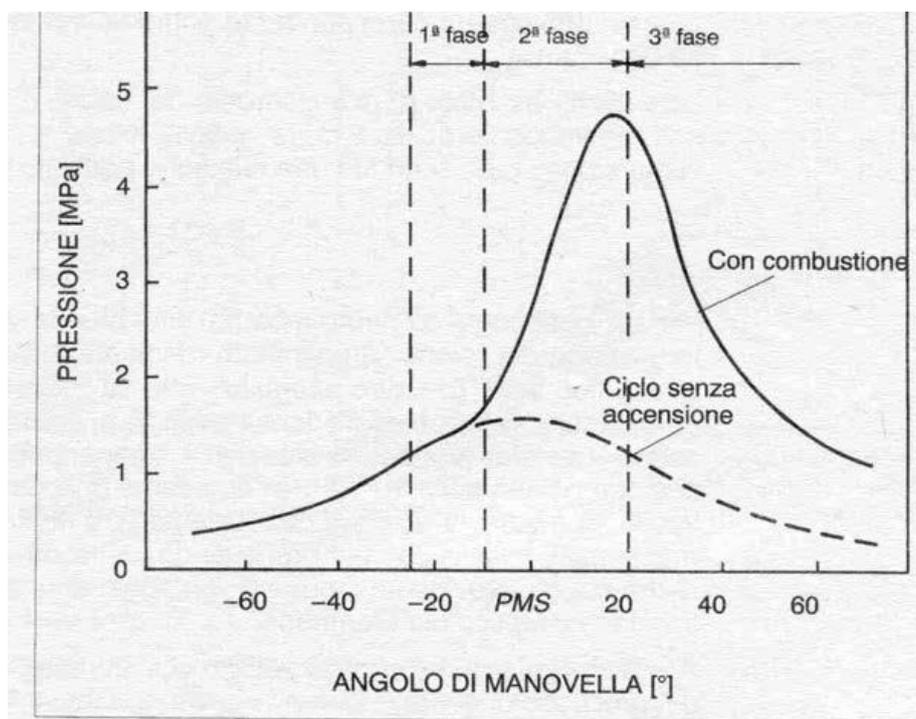


Figura 1.7 – Fasi di combustione dei motori ad accensione comandata

1. La prima fase ha inizio nell'istante in cui ha luogo la scintilla. A partire da questo momento, per un consistente intervallo angolare non si nota alcun cambiamento della pressione rispetto al ciclo trascinato, come è possibile vedere nella figura 1.7. Tale comportamento è dovuto dal fatto che la frazione di carica coinvolta nella combustione è ancora molto esigua e il suo rilascio di calore non produce un significativo aumento della pressione. Convenzionalmente, la fine di questa fase si ha quando la massa di combustibile bruciata risulta il 5÷10% del totale. La sua durata temporale Δt_1 può ritenersi inversamente proporzionale alla velocità w_r delle reazioni, a meno di una costante k_1 , così come riportato nell'equazione 1.2.

$$\Delta t_1 = \frac{k_1}{w_r} \quad (1.2)$$

2. In questa fase ha luogo il vero e proprio processo di combustione caratterizzato da una velocità molto elevata del fronte di fiamma. Quest'ultima sarà in grado di coinvolgere in maniera molto rapida gran parte della carica a disposizione permettendo di raggiungere le elevate pressioni caratteristiche di un motore ad accensione comandata. L'inizio di questa fase coinciderà con il termine della fase precedente e terminerà quando la combustione avrà coinvolto il 90% della carica totale. La sua durata temporale Δt_2 sarà direttamente proporzionale all'alesaggio d , perché maggiore sarà lo spazio che il fronte di fiamma dovrà percorrere e più tempo sarà necessario per coinvolgere la frazione di carica suddetta; inoltre Δt_2 risulta inversamente proporzionale alla velocità turbolenta con cui si propaga il fronte di fiamma w_T , il tutto a meno di una costante k_2 , così come riportato nell'equazione 1.3.

$$\Delta t_2 = \frac{k_2 \cdot d}{w_T} \quad (1.3)$$

Come detto in precedenza, essendo la velocità di propagazione del fronte di fiamma proporzionale alla velocità media dello stantuffo e, quindi, alla velocità di rotazione del motore, la durata temporale Δt_2 può essere riscritta come nell'equazione 1.4.

$$\Delta t_2 = \frac{k_2'}{\omega} \quad (1.4)$$

3. La terza ed ultima fase, infine, coinvolge la restante parte della carica totale e non sarà caratterizzata da un forte rilascio termico. Il suo inizio coinciderà con il termine della fase precedente e avrà fine quando la massa coinvolta sarà pari alla massa totale a disposizione. La sua durata temporale può essere descritta come nella prima fase e pertanto, essa potrà essere definita come nell'equazione 1.5.

$$\Delta t_3 = \frac{k_3}{\omega_r'} \quad (1.5)$$

Basandoci sulle relazioni appena descritte, potremo ottenere la durata temporale dell'intero processo di combustione ed a partire da questa si potrà risalire a quella angolare, riportata nell'equazione 1.6.

$$\Delta \vartheta_{tot} = \frac{\omega \cdot k_1}{\omega_r} + k_2' + \frac{\omega \cdot k_3}{\omega_r'} \quad (1.6)$$

In termini angolari la durata della prima e dell'ultima fase aumenterà con la velocità di rotazione del motore, mentre la seconda fase avrà una durata indipendente da quest'ultima.

In definitiva, nei motori ad accensione comandata, all'aumentare della velocità di rotazione del motore la durata temporale del processo di combustione diminuirà, mentre, la durata in termini angolari risulterà maggiore. Per questo motivo, per evitare maggiori perdite per intempestività, al crescere del numero di giri sarà necessario aumentare l'anticipo di accensione.

1.3 Anomalie di combustione

Il processo di combustione nei motori ad accensione comandata potrebbe non avvenire nel modo corretto, così come descritto nel paragrafo 1.2, a causa dell'insorgere di anomalie di combustione. Le principali sono:

- Il *misfire* consiste nella mancata accensione di parte della miscela (misfire parziale) o addirittura di tutta (misfire totale). Le conseguenze che ne derivano sono un degrado del rendimento e delle prestazioni del motore, ma anche un forte incremento delle emissioni inquinanti, soprattutto degli idrocarburi incombusti. Le cause di questo fenomeno sono da attribuire principalmente ad una ridotta velocità del fronte di fiamma oppure al mancato scoccare della scintilla.
- La *preaccensione* avviene quando, prima che la scintilla scocchi, a causa di temperature e pressioni molto elevate, l'intera quantità di miscela presente o una parte di essa, si auto accende simultaneamente. A causa di questo fenomeno, per le eccessive pressioni che ne derivano, si possono avere danni immediati agli organi meccanici del motore e per questo motivo deve essere assolutamente evitato. Maggiore sarà la frazione della carica che prenderà parte alla preaccensione e maggiore sarà il picco di pressione che verrà raggiunto.

- L'anomalia che può avvenire con maggiore probabilità e che, per questo motivo, è un fattore limitante per i motori ad accensione comandata, è la *detonazione*.

Come già detto nel paragrafo 1.2, il tempo di induzione è quel tempo che intercorre tra l'inizio delle pre-reazioni e l'autoaccensione della miscela. La detonazione si verifica quando le frazioni di miscela più lontane dalla scintilla, che dovrebbero bruciare per ultime, esauriscono i tempi di induzione prima di essere raggiunte dal fronte di fiamma.

Questo fenomeno può essere modellato tramite la seguente relazione:

$$\int \frac{dt}{\tau} = 1 \quad (1.7)$$

Gli effetti della detonazione sul ciclo di pressione sono visibili nella figura 1.8 [8]; nel primo essa non avviene, mentre è presente nei restanti due con diverse intensità, a seconda della quantità di carica che prenderà parte al fenomeno.

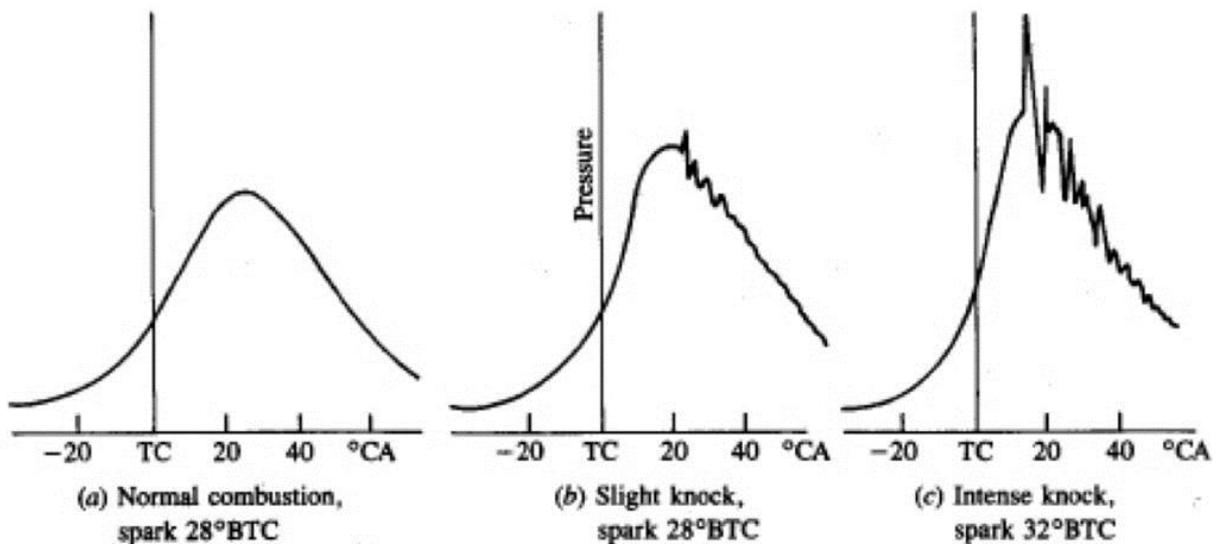


Figura 1.8 – Cicli di pressione detonanti

È possibile notare come la detonazione causa un brusco e repentino aumento della pressione, tanto maggiore quanto maggiore sarà la quantità di combustibile che ne prenderà parte, provocando forti vibrazioni, un degrado delle prestazioni del motore e danni ai suoi componenti.

A causa della dispersione ciclica, la detonazione non si manifesterà immediatamente nella totalità dei cicli, una volta raggiunta una determinata condizione operativa, ma si manifesterà soltanto in alcuni di essi.

Generalmente, saranno soltanto i cicli fast burning ad avere maggior rischio di detonazione, ossia quei cicli caratterizzati da una maggiore velocità di propagazione del fronte di fiamma.

Infatti, è vero che in questi cicli il fronte di fiamma raggiungerà in minor tempo l'end gas, ma il processo, essendo più rapido, porterà a livelli di pressioni e temperature più alti.

Vista la complessità del fenomeno, per poter modellare la detonazione in codici di calcolo monodimensionale si deve ricorrere ad approcci fenomenologici basati su correlazioni empiriche dei tempi di autoaccensione.

Una di queste è quella proposta da Douad and Eyzat [9], che viene riportata di seguito:

$$\tau = 17.68 \cdot \left(\frac{ON}{100}\right)^{3.402} \cdot p^{-1.7} \cdot \exp\left(\frac{3800}{T}\right) \quad (1.8)$$

Dove:

- ON rappresenta il numero di ottano del combustibile utilizzato;
- p e T rappresentano rispettivamente la pressione e la temperatura istantanea.

Il tempo di induzione τ sarà valutato istante per istante e, quando il valore da esso assunto sarà tale da verificare l'equazione 1.7, avrà luogo il fenomeno della detonazione.

Capitolo 2

Allestimento Sperimentale

Questo capitolo si propone di illustrare brevemente le più importanti caratteristiche tecniche del motore che è stato testato, mostrando inoltre i punti operativi che sono stati presi in esame per calibrare il modello di combustione predittivo.

2.1 Motore Esaminato

In questo studio è stato considerato un motore ad accensione comandata sovralimentato le cui caratteristiche sono visibili in tabella 2.1, mentre nella figura 2.1 sono riportate le curve di coppia e potenza.

N° di cilindri	3 - In linea
Corsa	86.5 mm
Alesaggio	70 mm
Rapporto di Compressione	13
Cilindrata Totale	1.0 L
Coppia Max	177 Nm @ 2500 RPM
Potenza Max	75 kW @ 5000 RPM

Tabella 2.2 - Caratteristiche Motore

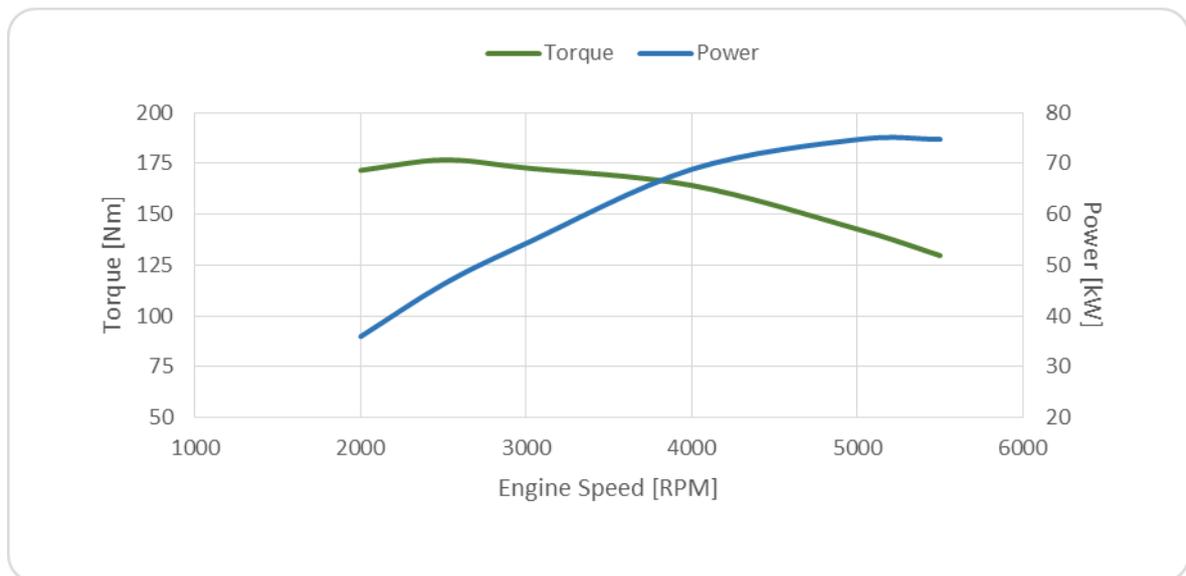


Figura 2.1 – Curva di Coppia e Potenza

Il motore è dotato di un sistema di apertura variabile delle valvole (VVA), come è possibile notare dalla figura 2.2, al fine di migliorare il consumo in parzializzato [10] e ridurre il rischio di detonazione tramite la realizzazione di un ciclo Miller [11].

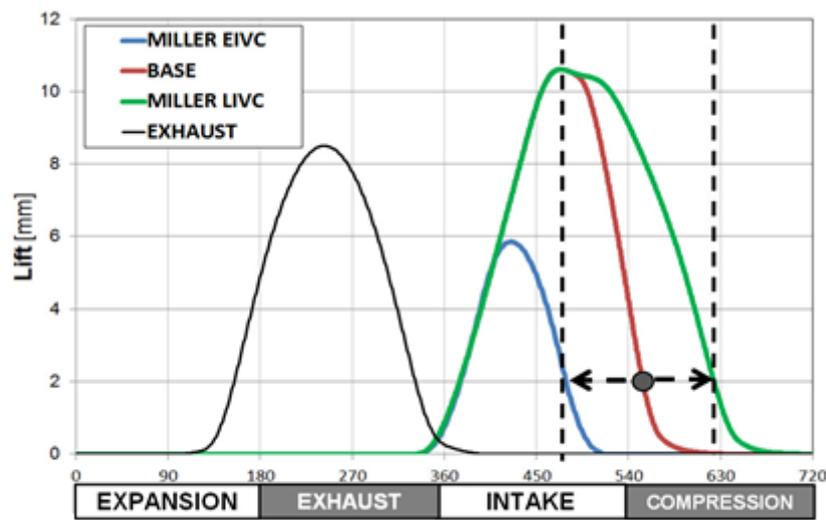


Figura 2.2 - Alzata valvole Aspirazione con VVA

In corrispondenza dei collettori di aspirazione, in questa configurazione, sono stati installati i sistemi di iniezione d'acqua (vedi figura 2.3) al fine di limitare il rischio di detonazione e ridurre le emissioni di anidride carbonica [6].

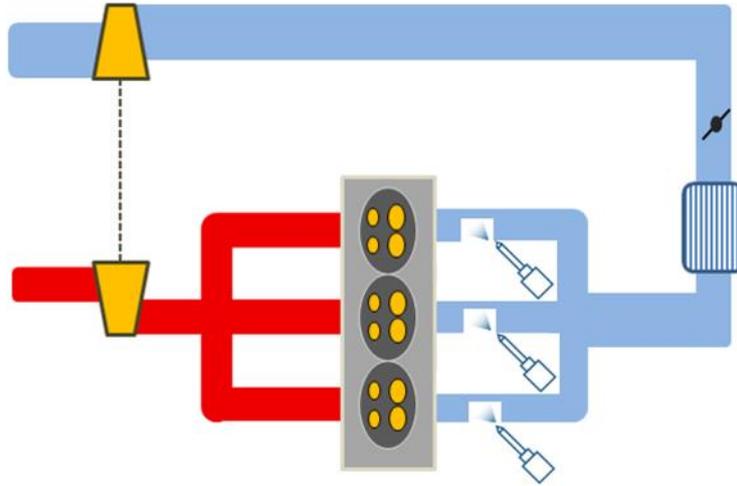


Figura 2.3 – Configurazione con iniettore di acqua

2.2 Punti di calibrazione

Le prove sperimentali, eseguite in cella motore, hanno analizzato il comportamento del motore in corrispondenza di sei diverse velocità di rotazione, riportate nella figura 2.3, ed in tutti questi casi, si è considerata la completa apertura della valvola a farfalla (WOT).

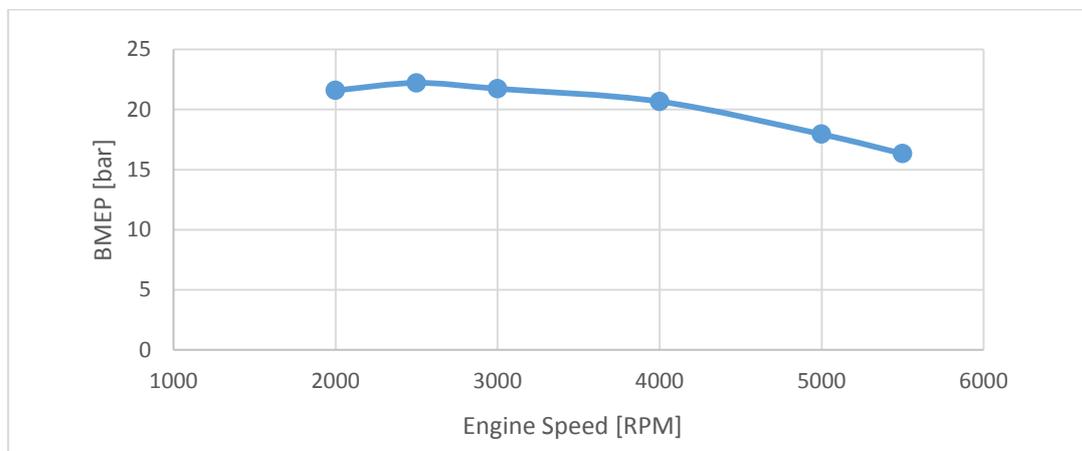


Figura 2.4 - Punti sperimentali analizzati

Su tali punti è stata eseguita la calibrazione del modello di combustione predittivo; in prima analisi si è considerata la configurazione in cui gli iniettori di acqua non erano presenti e, solo in un secondo momento, il modello è stato implementato con la Water Injection, analizzando però solo due dei punti precedenti, ossia 2500 RPM e 4000 RPM. Per valutare al meglio l'influenza che l'acqua ha sul processo di combustione, per questi due diversi punti è stata analizzata una variazione della quantità iniettata, con timing di iniezione fisso.

Capitolo 3

Cenni Teorici

3.1 Cylinder Pressure Only Analysis

La CPOA, acronimo di “Cylinder Pressure Only Analysis”, è un tipo di analisi che viene effettuata per ottenere il burn rate di un determinato processo di combustione [12].

Il calcolo dell'andamento della pressione nel cilindro a partire dal burn rate rappresenta il metodo diretto. Con la CPOA invece si procede in senso contrario e pertanto, tale metodo viene definito inverso.

CPOA è necessaria unicamente la conoscenza di quest'ultima.

Per eseguire tale analisi, saranno necessari altri parametri che hanno caratterizzato il processo di combustione studiato, quali:

- le condizioni iniziali del fluido aspirato (efficienza volumetrica, rapporto di intrappolamento);
- la geometria della camera;
- la temperatura delle pareti.

Riguardo le condizioni iniziali, queste fanno riferimento all'istante di chiusura della valvola di aspirazione, che determina l'inizio della combustione.

Il modello necessario per questo tipo di calcolo richiede unicamente la presenza di un cilindro collegato all'albero motore, così come mostrato in figura 3.1.

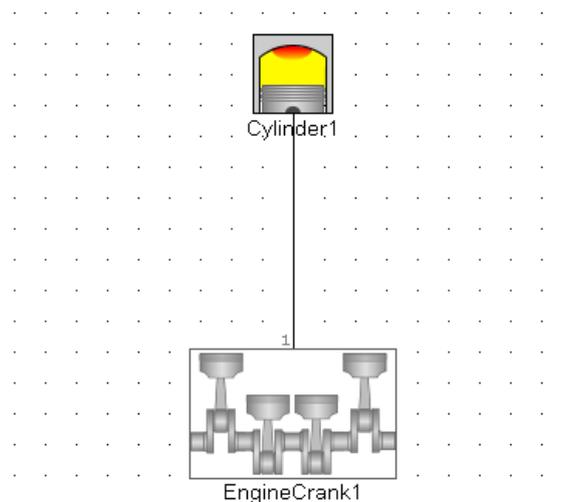


Figura 3.1 - Modello CPOA

Per poter calcolare il burn rate a partire dal segnale di pressione misurato all'interno della camera, si seguiranno i seguenti step:

- all'inizio del ciclo viene eseguito un primo calcolo approssimativo del burn rate facendo alcune assunzioni riguardo l'heat transfer, utilizzando il modello di Woschni;
- il burn rate così ottenuto viene ripreso e, seguendo un metodo diretto, si risale al vero heat transfer;
- ripetendo a questo punto il calcolo con il valore ottenuto, si ricava il nuovo burn rate;
- quest'ultimo viene nuovamente utilizzato per poter ottenere il profilo di pressione simulato, in modo da confrontarlo con quello sperimentale.

Il profilo di pressione simulato sarà tanto più preciso quanto più corretto sarà stato il calcolo del burn rate. Talvolta però, ci possono essere errori nella misura delle grandezze sperimentali, oppure imprecisioni nei calcoli effettuati (errori su encoder, shock termico del sensore di pressione).

La bontà del calcolo effettuato può essere valutato tramite il parametro *LHV multiplier* che corregge il potere calorifico del combustibile per ottenere una buona corrispondenza tra il ciclo di simulazione sperimentale e quello simulato. Quanto più esso sarà prossimo all'unità, tanto più il burn rate ottenuto sarà corretto.

3.2 In-Cylinder Flow

Il flusso aspirato che evolve all'interno della camera di combustione può essere modellato attraverso l'"EngCylFlow". Attraverso questo strumento si è in grado di prevedere, oppure imporre, l'intensità della turbolenza del flusso nel cilindro (k) e la relativa velocità di dissipazione (ϵ).

Il modello suddivide il cilindro in più regioni come è possibile vedere dalla figura 3.2 [12]: la regione centrale (center region), la regione di squish, la regione della testa e la regione della tazza del pistone.

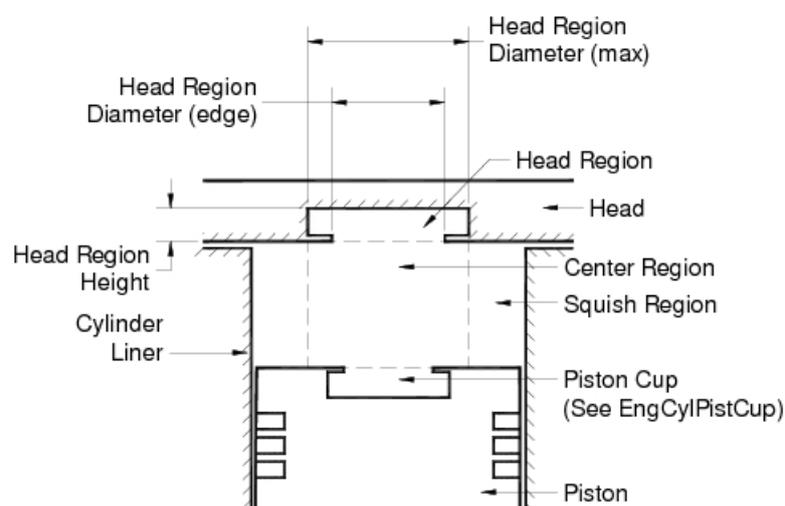


Figura 3.2 – Suddivisione della camera secondo il modello di turbolenza

Ad ogni passo temporale, in ciascuna regione, saranno calcolate la velocità radiale media, la velocità assiale e la velocità di rotazione tenendo conto della geometria della camera, del cilindro, del movimento del pistone e delle portate in entrata e in uscita attraverso le valvole. Queste velocità sono utilizzate per tenere conto del trasferimento di calore causato dal moto del flusso.

Inoltre, saranno risolte l'equazione dell'energia cinetica di turbolenza e l'equazione della velocità di dissipazione della turbolenza seguendo il modello di turbolenza k-ε [13].

Quest'ultimo approccio, però, considera una moltitudine di nodi computazionali mentre, nell'approccio seguito da GT-Power, si considerano soltanto una serie di volumi contigui.

Integrando le equazioni descritte dal modello di turbolenza k-ε su ciascuna delle regioni viste in precedenza, si ottengono sei equazioni differenziali ordinarie che devono essere integrate simultaneamente ad ogni passo temporale in modo da conoscere le due incognite ricercate, assumendo che siano uniformi in ciascuna di queste regione.

3.3 SI Turbulent Flame

Il “SI Turbulent Flame” (SITurb) è un modello di combustione predittiva che ha come obiettivo quello di stimare il burn rate nei motori ad accensione comandata con carica omogenea [12].

Esso è in grado di predire le variazioni del processo di combustione in funzione dei principali parametri caratteristici del motore quali la velocità di rotazione, la dosatura, etc.

Per fare in modo che il modello si adegui al motore in esame è necessaria la calibrazione di alcuni parametri che caratterizzano il fenomeno fisico.

A tale scopo, sarà necessaria la conoscenza della geometria della camera di combustione, le proprietà del fluido aspirato e del moto da esso posseduto, la posizione della scintilla e l'istante in cui essa scocca.

Il processo di combustione sarà modellato attraverso delle equazioni che vengono riportate di seguito.

L'equazione 3.1 considera la velocità con cui la massa non bruciata è raggiunta dal fronte di fiamma. Essa dipende dalla densità di tale massa ρ_u , dalla superficie del fronte di fiamma A_f e dalla velocità che questa possiede.

Tale velocità può essere scomposta in due diverse aliquote: la velocità laminare S_L e quella turbolente S_T .

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_f (S_L + S_T); \quad (3.1)$$

La velocità con cui la massa non bruciata viene raggiunta risulterà più elevata in presenza della turbolenza. In questo caso infatti il fronte di fiamma risulterà corrugato e, quindi, la superficie A_f sarà maggiore rispetto al caso laminare.

L'aliquota turbolenta della velocità del fronte di fiamma può essere espressa secondo l'equazione 3.2.

$$S_T = C_S u' \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{C_K R_f^2}{L_t^2}} \right); \quad (3.2)$$

In tale equazione compaiono diversi parametri:

- u' rappresenta l'intensità della turbolenza;
- R_f è il raggio del fronte di fiamma;
- L_t è definito come "Integral Length Scale of Turbulence";
- C_K , chiamato "Flame Kernel Growth Multiplier", tiene conto dell'evoluzione del fronte di fiamma, la cui superficie muta e, da liscia e laminare, si trasforma in rugosa e turbolenta;
- C_S , chiamato "Turbulent Flame Speed Multiplier", rappresenta un fattore di scala relativo alla velocità della fiamma turbolenta.

L'equazione 3.3 considera invece la velocità con cui la massa raggiunta dal fronte di fiamma brucia.

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau}; \quad (3.3)$$

In questa compare la costante di tempo τ , che può essere espressa secondo l'equazione 3.4.

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L}; \quad (3.4)$$

Questo parametro può essere visto come il tempo necessario alla velocità di fiamma laminare a ricoprire la lunghezza λ , a sua volta pari al seguente rapporto:

$$\lambda = \frac{C_\lambda L_t}{\sqrt{Re_t}}; \quad (3.5)$$

Nell'equazione 3.5 compare il numero di Reynolds Re_t , il parametro L_t già definito in precedenza ed infine C_λ , chiamato "Taylor Length Scale Multiplier", che è un ulteriore fattore di scala relativo all'intensità della turbolenza.

In ultima analisi, all'interno della miscela, potrebbero trovarsi sia gas residui del ciclo precedente e sia EGR (Exhaust Gas Recirculation), con conseguente diminuzione della velocità della fiamma laminare.

Il modello di combustione predittivo SITurb tiene conto di questo effetto di diluizione attraverso il coefficiente "Dilution Effect Multiplier" (DEM) come mostrato di seguito:

$$S_L = [B_m - B_\phi(\phi - \phi_m)^2] \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^\alpha \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta (1 - 2.06 \times Dilution^{2.77DEM}) \quad (3.6)$$

Come detto inizialmente, affinché il modello di combustione predittiva replichi al meglio il processo di combustione del caso di studio, sarà necessaria la calibrazione di alcune costanti che caratterizzano il fenomeno fisico.

Esse sono state menzionate in tale paragrafo e sono riportate di seguito:

- Turbulent Flame Speed Multiplier (C_s);
- Taylor Length Scale Multiplier (C_λ);
- Flame Kernel Growth Multiplier (C_k);
- Dilution Effect Multiplier (DEM).

Capitolo 4

Calibrazione del modello di combustione

Per la costruzione del modello di combustione predittivo si è partiti da un modello dettagliato completo, il quale è stato inizialmente correlato ai dati sperimentali al fine di riprodurre in maniera opportuna il comportamento fluidodinamico del motore analizzato. Esso è stato implementato con un modello di turbolenza e successivamente sono stati calibrati i coefficienti che definiscono il modello di combustione SITurb. Infine è stato costruito un ulteriore modello capace di prevedere il fenomeno della detonazione. Per ciascuno di questi step, nel capitolo seguente, saranno esposte le metodologie che sono state seguite.

4.1 Calibrazione Turbolenza

L'intero processo di combustione è fortemente influenzato dal moto del flusso aspirato ed entrante all'interno della camera. D'altra parte, non sarebbe possibile simulare in maniera appropriata tale moto se non calibrando la *Turbulent Kinetic Energy* (TKE), che rappresenta l'energia cinetica per unità di massa associata ai vortici del flusso turbolento.

A tal fine, sarà necessario che la TKE del modello monodimensionale riesca a riprodurre la stessa ottenuta da una "cold flow analysis", ossia un'analisi 3D-CFD eseguita esaminando il moto del flusso aspirato in un ciclo trascinato.

Maggiore sarà il valore assunto da questo parametro e maggiore sarà l'intensità della turbolenza in seno al fluido.

GT-Power fornisce quattro differenti parametri che possono essere utilizzati per calibrare la turbolenza.

- **Production Term Multiplier:** termine che regola la produzione di turbolenza. Aumentando il valore di questo attributo si ottiene una maggiore produzione di energia cinetica di turbolenza come dimostra la figura 4.1.

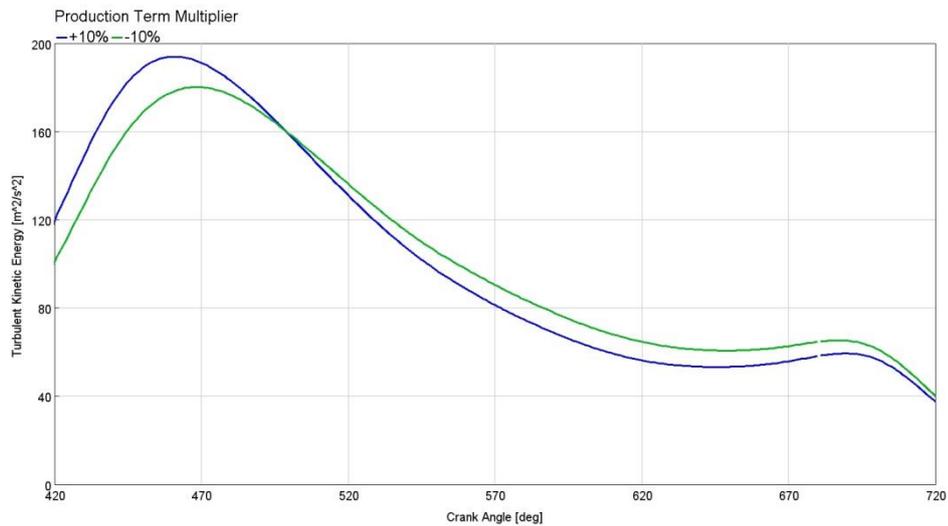


Figura 4.1 - Effetto del Production Time Multiplier

- Geometric Length Scale Multiplier:** fattore di intensità della turbolenza dipendente dalla geometria del cilindro. Aumentando il suo valore, i processi di turbolenza e dissipazione si verificano con una scala di lunghezza maggiore, con conseguenti livelli di turbolenza generalmente più elevati (fig. 4.2).

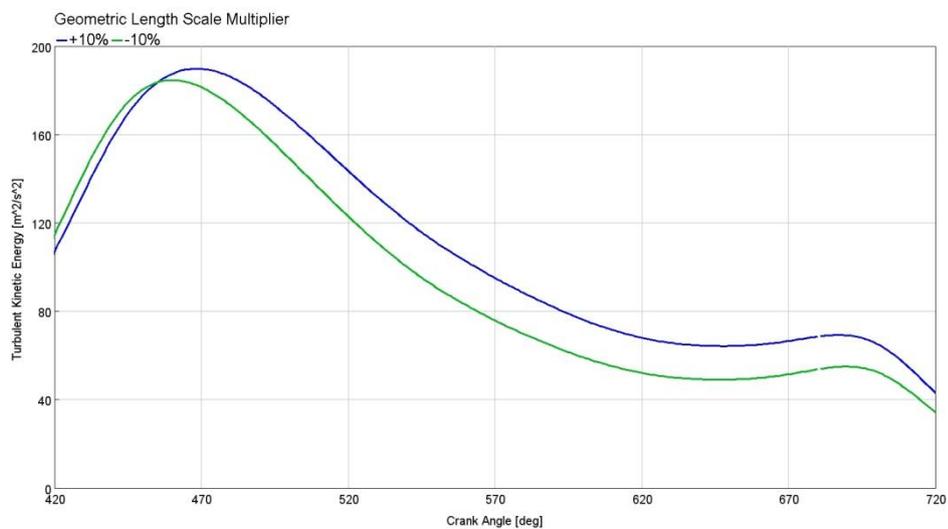


Figura 4.2 - Effetto del Geometric Length Scale Multiplier

- Intake Term Multiplier:** parametro che tiene conto del contributo dato, in termini di energia cinetica, dal flusso aspirato. Aumentando il valore di questo attributo aumenta l'energia cinetica durante la fase di aspirazione, ma l'impatto che esso ha sulla turbolenza in corrispondenza del TDCF è minimo (fig. 4.3).

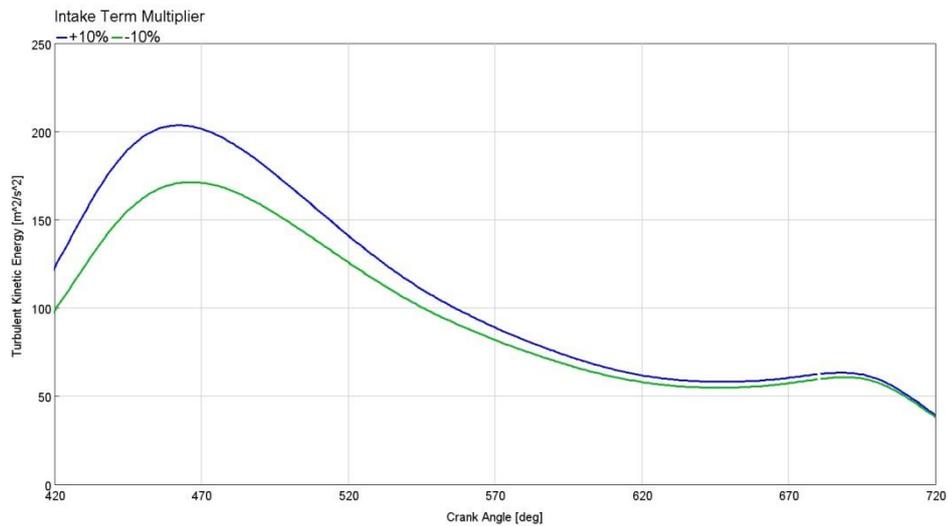


Figura 4.3 – Effetto dell'Intake Term Multiplier

- Tumble Term Multiplier:** parametro che tiene conto degli effetti legati al Tumble. Infatti, quando il flusso viene aspirato, verranno generati dei moti di Tumble. Questi andranno via via dissipandosi e conseguentemente avremo una maggiore intensità della turbolenza nelle ultime fasi della corsa di compressione (fig. 4.4).

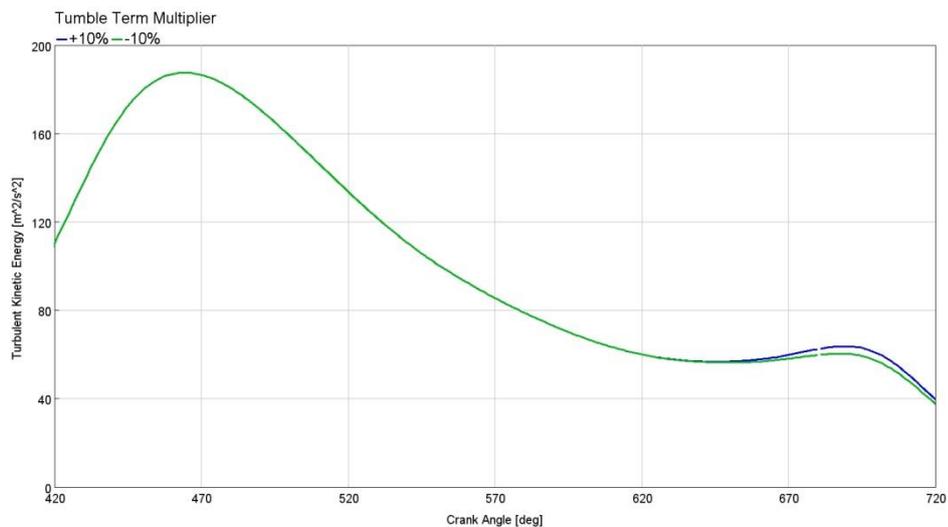


Figura 4.4 – Effetto del Tumble Term Multiplier

4.1.1 Metodologia

La calibrazione del modello di turbolenza è stata eseguita su due diversi punti motore, 2500 RPM e 4000 RPM, in entrambi i casi a pieno carico.

La procedura che è stata seguita può essere suddivisa come segue:

1. *Creazione del modello monocilindrico ed imposizione delle condizioni al contorno*

Il modello utilizzato per la calibrazione della turbolenza deriva dal modello dettagliato completo, riportato nella figura 4.5. A partire da quest'ultimo, si è isolato un unico cilindro con i relativi condotti di aspirazione e di scarico, ottenendo un modello monocilindrico riportato nella figura 4.6.

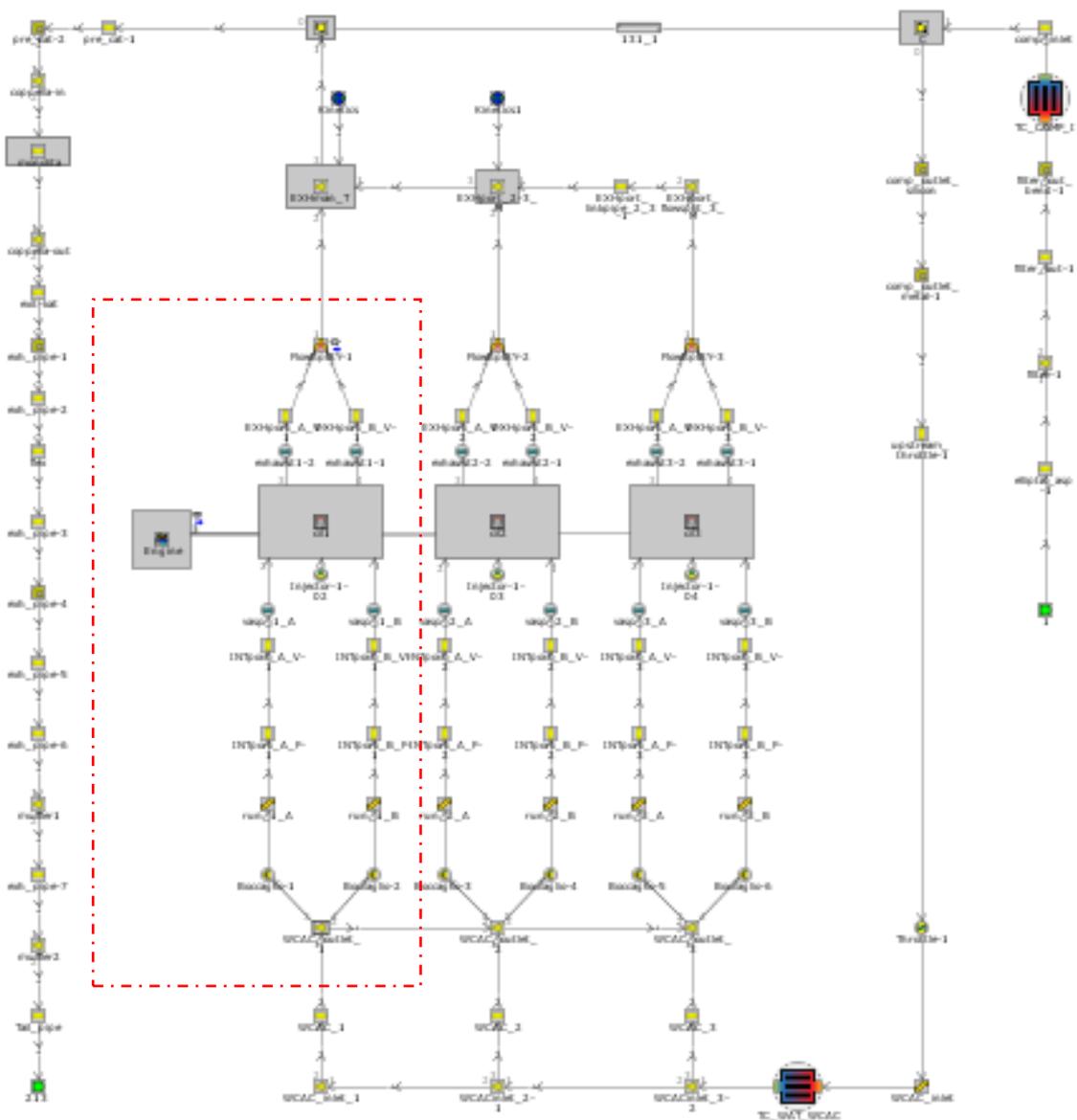


Figura 4.5 - Modello dettagliato Completo

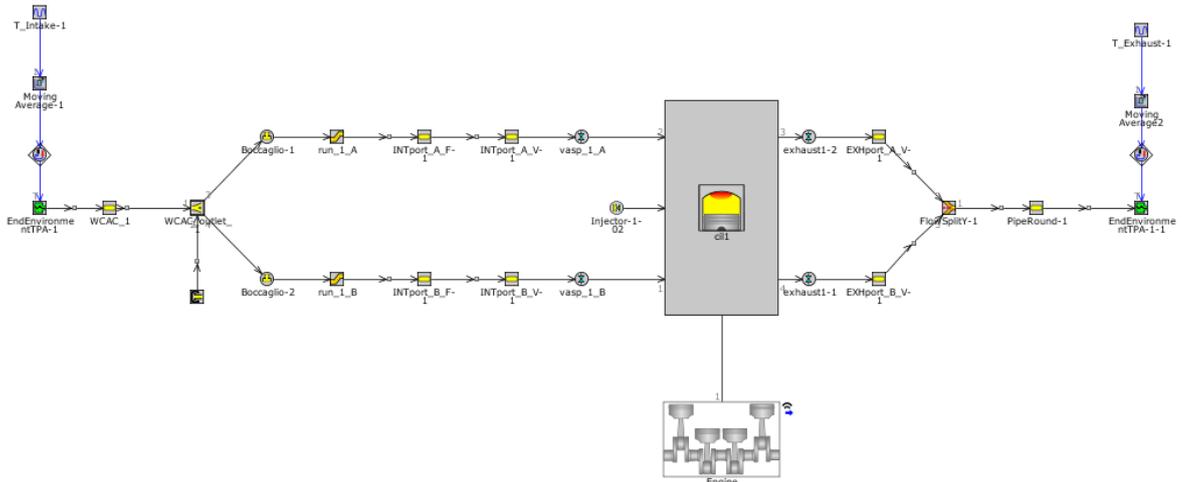


Figura 4.6 - Modello Monocilindrico

Il motivo per il quale si preferisce snellire il modello, deriva dal fatto che, utilizzando un modello monocilindrico, si ha la stessa precisione nei risultati rispetto ad un modello dettagliato completo, ma con una notevole riduzione dei tempi di calcolo.

Successivamente, devono essere imposti alla frontiera del modello 0D gli stessi valori della pressione e della temperatura istantanei che sono stati utilizzati per eseguire la cold flow analysis.

2. Obiettivo ed algoritmo di ottimizzazione

Il passo successivo è relativo alla misura della TKE del modello monocilindrico in modo da confrontarla con la TKE del modello 3D-CFD.

Dal confronto si dovrà valutare lo scarto quadratico medio secondo l'equazione 4.1.

$$\sigma = \frac{\sqrt{(TKE_{0D} - TKE_{3D})^2}}{TKE_{0D \text{ medio}}} \quad (4.1)$$

Questa espressione verrà valutata istante per istante, all'interno di una precisa finestra angolare (40° prima e dopo il TDCF), in modo da valutare l'errore cumulato.

L'obiettivo, infatti, è quello di concentrare l'attenzione solo in prossimità del TDCF, poiché sarà in prossimità di questo che avrà inizio il processo di combustione.

In seguito è stato possibile eseguire l'ottimizzazione attraverso un algoritmo genetico.

Lo strumento agirà sui parametri relativi alla turbolenza che sono stati elencati precedentemente, trovandone la migliore combinazione possibile tale per cui l'errore cumulato risulti minimizzato.

Per ottenere maggior robustezza dai risultati dell'ottimizzazione ed un andamento della turbolenza più corretto, è stato necessario introdurre dei vincoli all'ottimizzatore.

Con esso oltre ad ottimizzare l'andamento della TKE nella finestra angolare desiderata, sono stati raggiunti risultati ancor più precisi in corrispondenza dello Start of Combustion.

4.1.2 Risultati

Nelle figure successive, 4.7 e 4.8, sono riportati gli andamenti delle due energie cinetiche turbolente a confronto, ossia quella del modello monodimensionale, in blu, e quella ottenuta dalla cold flow analysis, in nero.

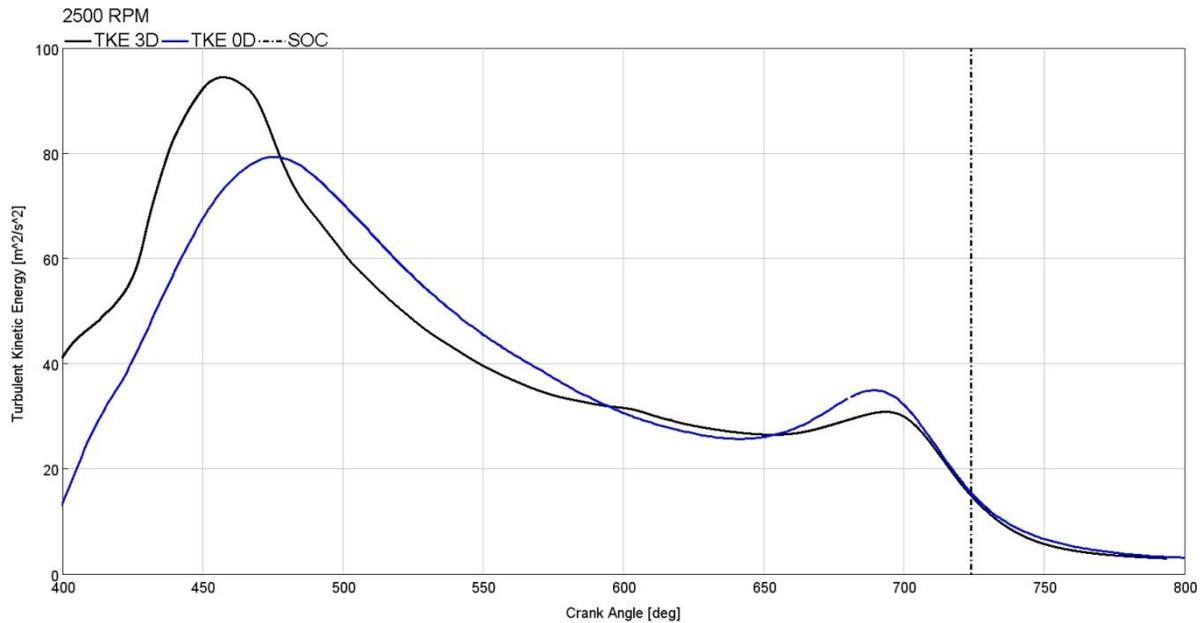


Figura 4.7 - TKE a confronto @2500 RPM

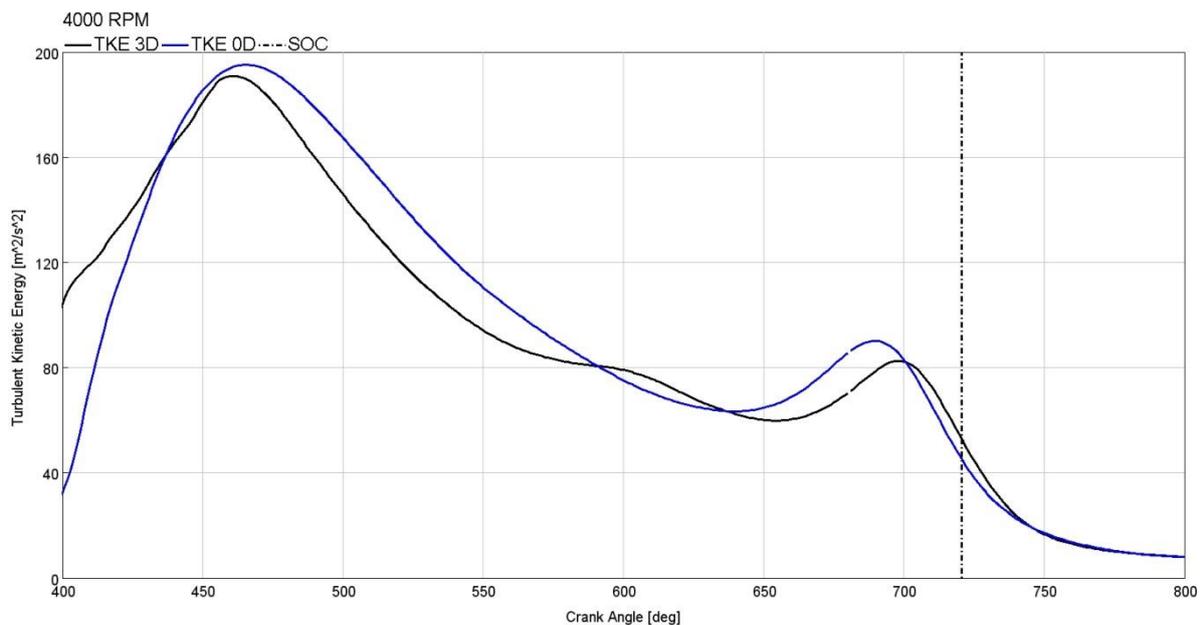


Figura 4.8 - TKE a confronto @4000 RPM

Essendoci concentrati nella finestra angolare suddetta ed avendo posto un vincolo all'ottimizzatore in corrispondenza dello Start Of Combustion, i risultati che ne derivano sono molto accettabili in prossimità dei 720°.

Il processo di ottimizzazione, infine, ha portato ad una combinazione dei parametri relativi alla turbolenza riportata nella tabella 4.1.

Production Term Multiplier	Geometric Length Scale Multiplier	Intake Term Multiplier	Tumble Term Multiplier
2.53	1.815	0.657	0.42704

Tabella 4.1 - Parametri Turbolenza

4.2 Parametri di turbolenza al Cycle Start

Per definire in maniera dettagliata il modello che riproduce la turbolenza del flusso aspirato all'interno del cilindro, oltre alla calibrazione vista nel paragrafo 4.1, è necessario valutare ulteriori parametri, di seguito elencati:

- Swirl Number at Cycle Start;
- Tumble Number at Cycle Start;
- Turbulent Intensity at Cycle Start, normalized;
- Turbulent Length Scale at Cycle Start, normalized;
- Mean Flow Strength at Cycle Start, normalized.

Essi sono tutti riferiti al "Cycle Start", ossia all'istante iniziale del ciclo, che in GT-Power corrisponde all'angolo di manovella in corrispondenza del quale le valvole di aspirazione e di scarico sono chiuse.

4.2.3 Metodologia e risultati

I parametri sopraelencati, che definiscono le condizioni iniziali relative alla turbolenza, variano per ciascun punto operativo del motore. Quindi è necessario esaminare tutti i sei punti citati nel paragrafo 2.2, poiché, per ciascuno di questi, essi assumeranno uno specifico valore.

La procedura che è stata seguita può essere suddivisa come segue:

1. *Calcolo del Burn Rate*

Per la valutazione di queste costanti si prevede l'utilizzo del modello dettagliato completo con combustione imposta. Sarà quindi necessaria la conoscenza del burn rate, il quale potrà essere ottenuto attraverso una Cylinder Pressure Only Analysis, così come esposto nel paragrafo 3.1.

Esso è stato ottenuto sfruttando il metodo inverso a partire dalla pressione misurata sperimentalmente. Una volta ottenuto, sfruttando il metodo diretto è stato ricavato un nuovo segnale di pressione simulato, il quale, se confrontato con il precedente, permette di valutare la bontà del processo.

Nelle figure seguenti si riporta quindi, il segnale di pressione nel cilindro misurato sperimentalmente e quello simulato, ed inoltre il burn rate da quest'ultimo ottenuto.

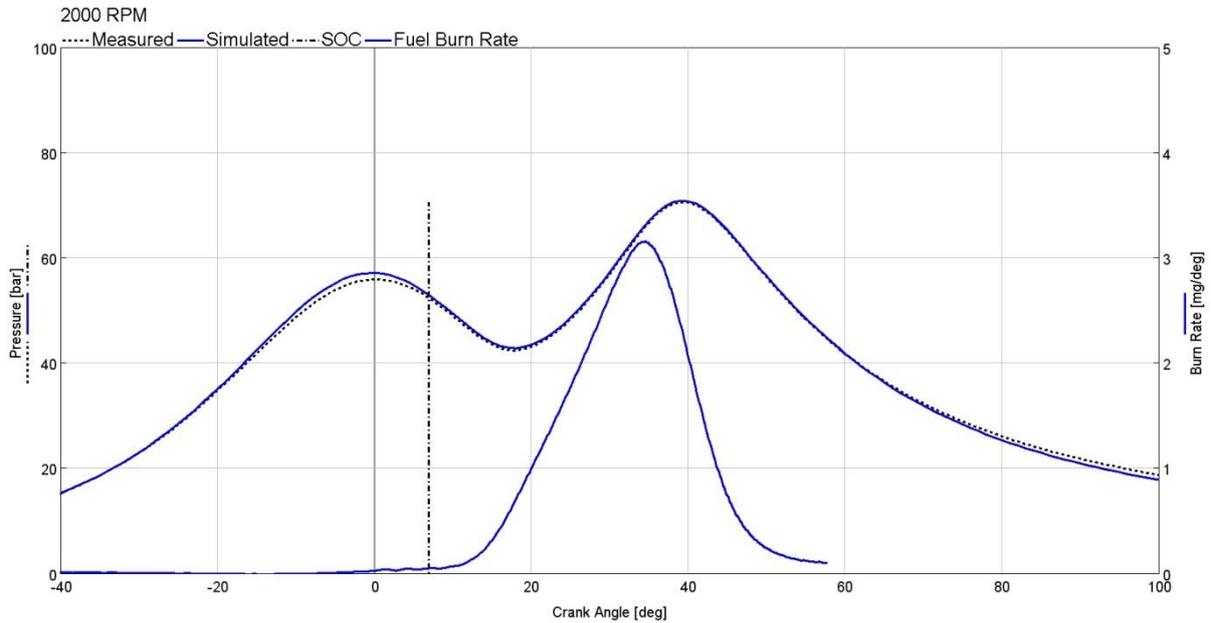


Figura 4.9 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @2000 RPM

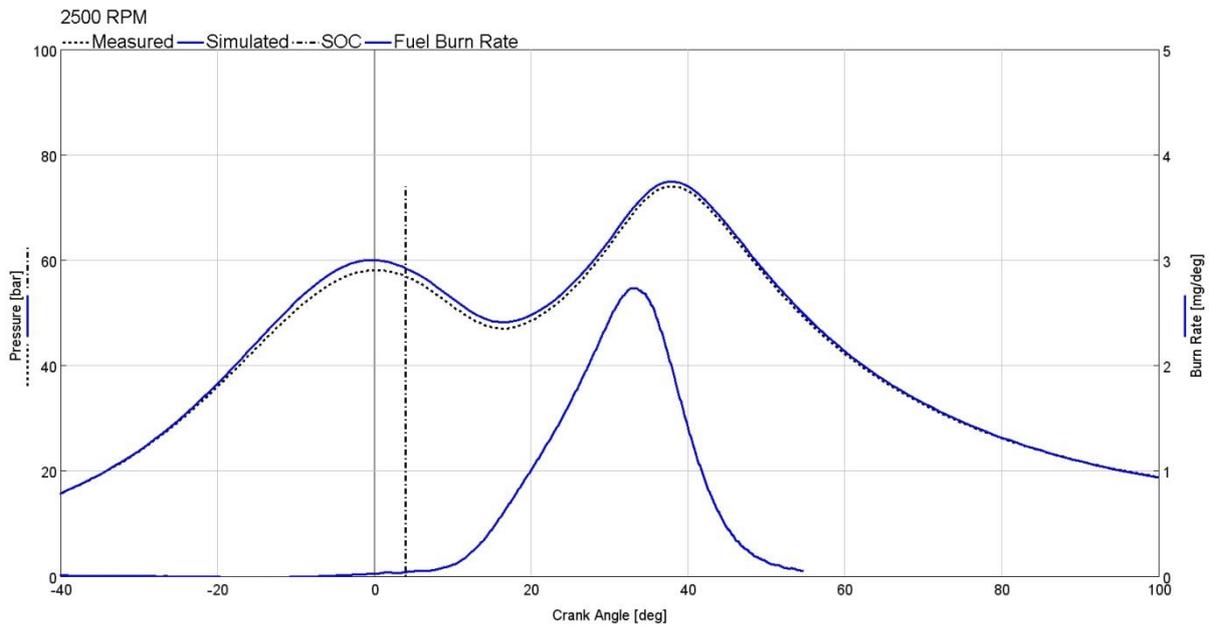


Figura 4.10 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @2500 RPM

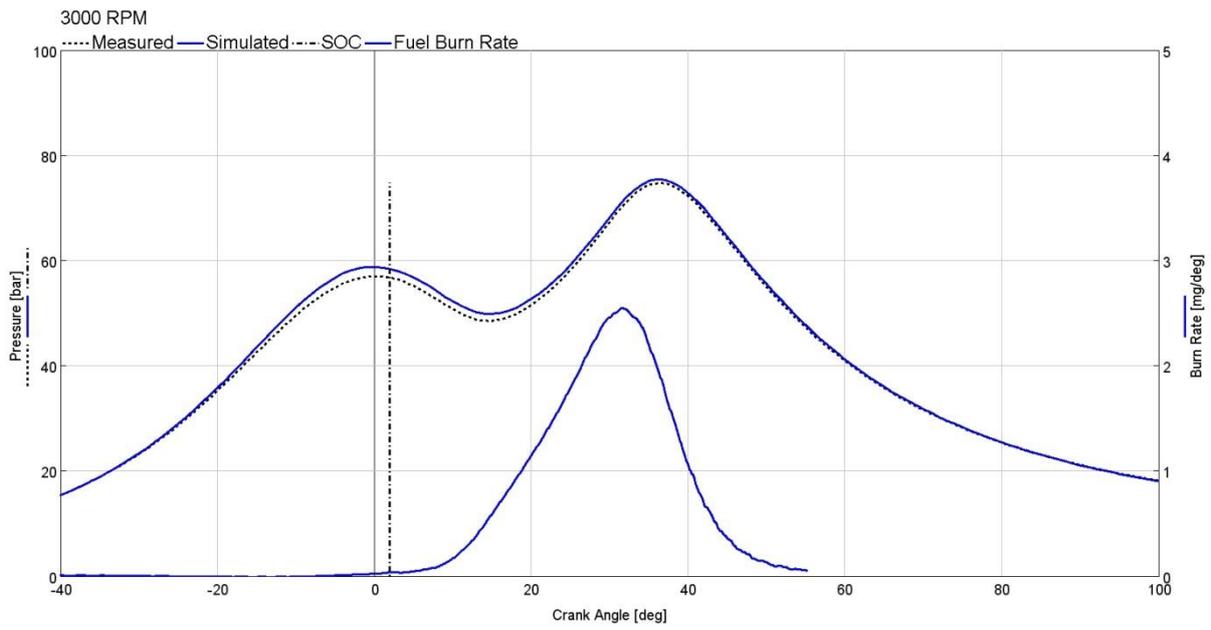


Figura 4.11 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @3000 RPM

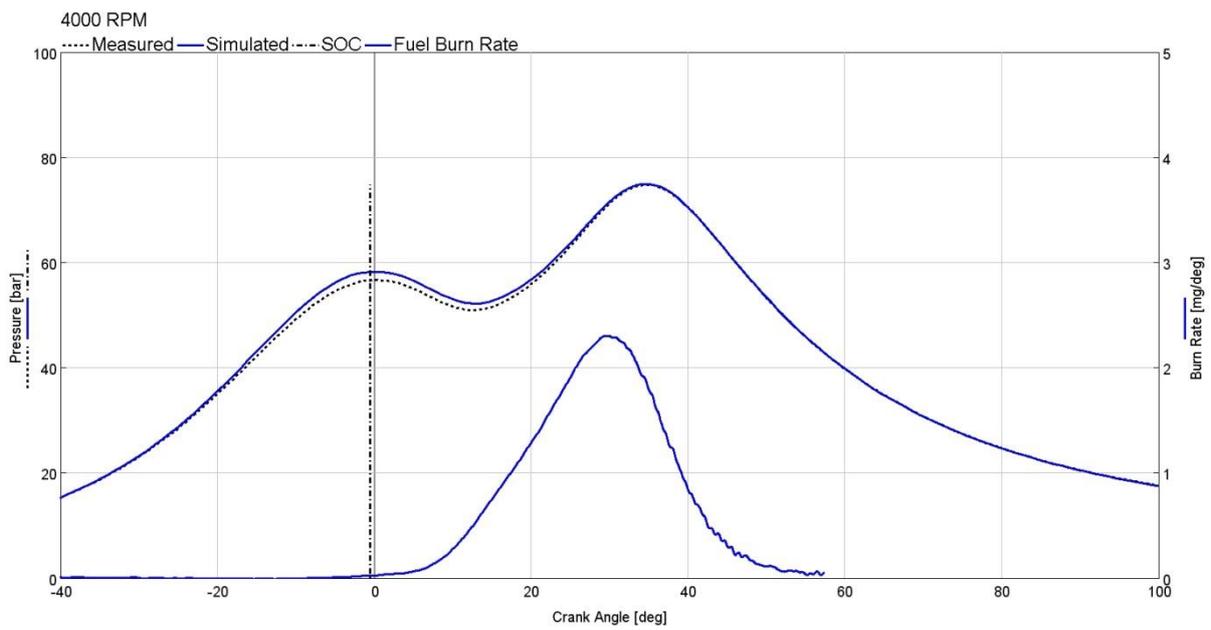


Figura 4.12 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @4000 RPM

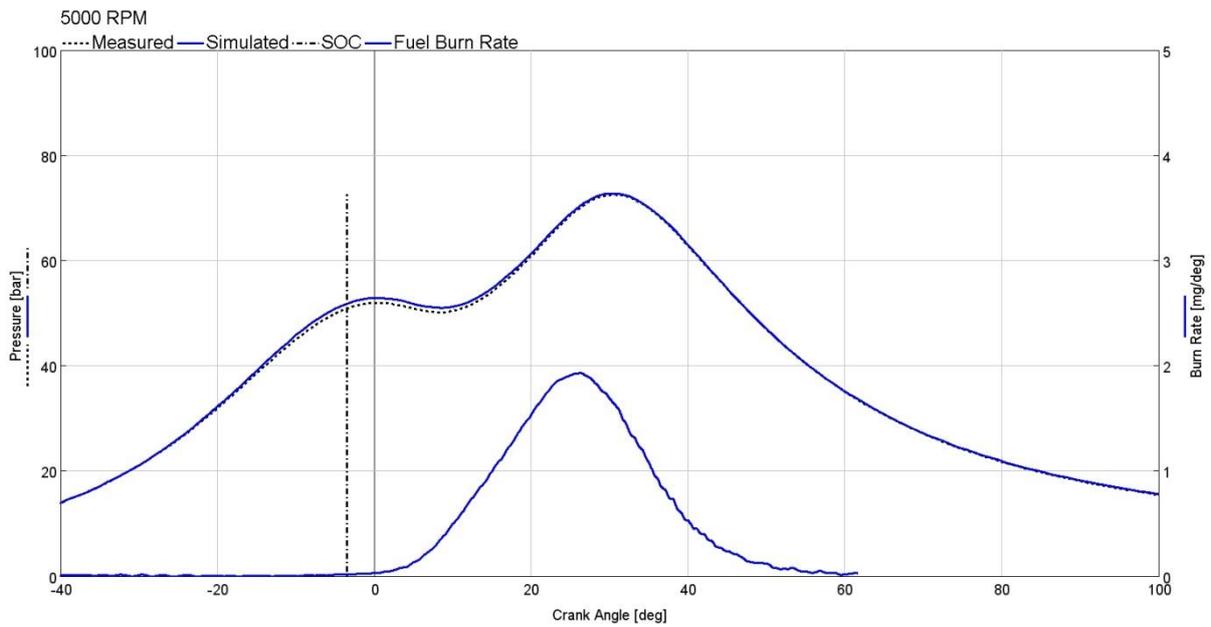


Figura 4.13 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @5000 RPM

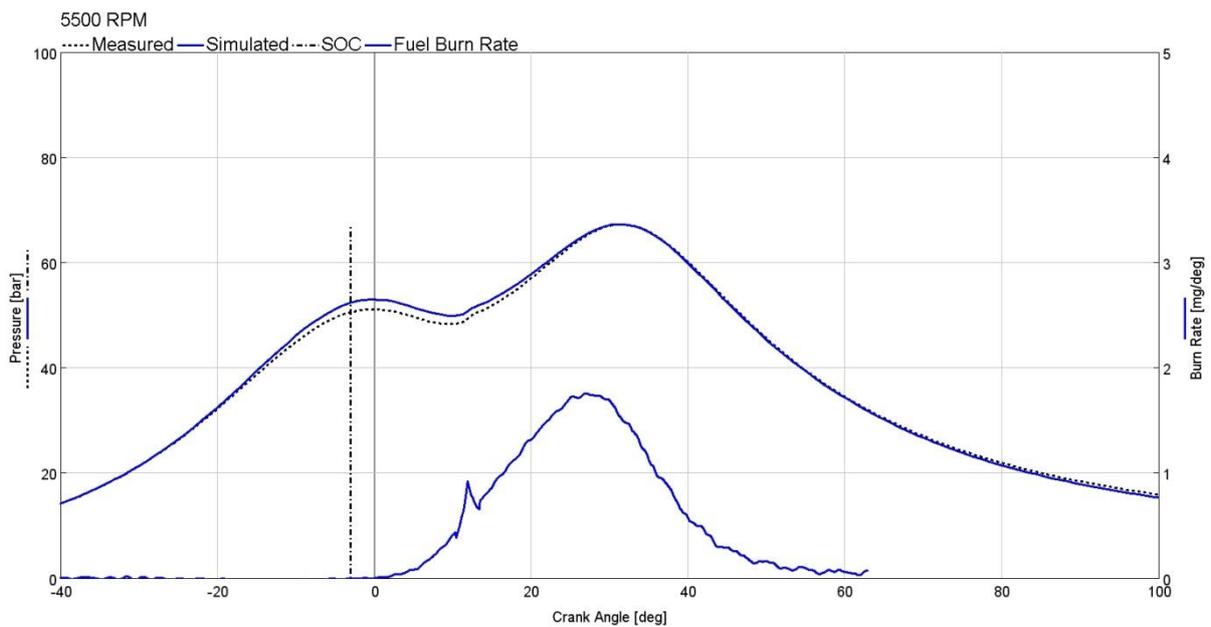


Figura 4.14 - Pressione nel cilindro e Burn Rate @5500 RPM

2. *Calcolo delle variabili al Cycle Start*

Il burn rate che abbiamo ottenuto per ciascuno dei casi esaminati, potrà essere utilizzato all'interno del modello dettagliato completo, per creare un nuovo Combustion Object e fornire indicazioni riguardo il processo di combustione, così come mostrato nella figura 4.15.

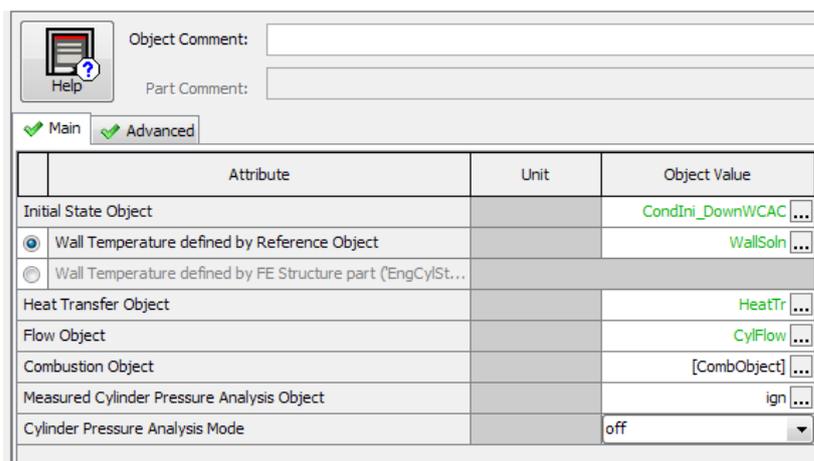


Figura 4.15 - Template- EngCylinder

Sempre della figura precedente è possibile notare come è stato aggiunto il Flow Object. Al suo interno sarà possibile trovare i parametri ricercati che, in questo caso, dovranno essere inizialmente impostati con i valori di default (def=1).

Solo una volta che la simulazione del modello con combustione imposta è stata completata i risultati potranno essere analizzati in GT-Post.

I valori dei parametri ricercati sono riportati nella tabella 4.2.

Engine Speed [RPM]	Tumble Number at Cycle Start	Turbulent Intensity at Cycle Start	Turbulent Length Scale at Cycle Start	Mean Flow Strength at Cycle Start
2000	2.78	0.672	0.0279	2.45E-10
2500	2.69	0.657	0.0280	1.96E-10
3000	2.73	0.663	0.0281	1.63E-10
4000	2.81	0.666	0.0277	1.23E-10
5000	2.93	0.682	0.0278	9.81E-11
5500	2.97	0.683	0.0276	8.92E-11

Tabella 4.2 - Parametri Iniziali di Turbolenza

4.3 Calibrazione del modello di combustione in assenza di iniezione d'acqua

In questo paragrafo saranno esposti gli ultimi step da seguire per calibrare il modello di combustione predittiva ed in seguito saranno riportati i risultati ottenuti.

I due punti esaminati sono gli stessi per cui è stata calibrata la turbolenza, ossia 2500 e 4000 RPM, entrambi a pieno carico e caratterizzati dall'assenza di iniezioni di acqua,

4.3.1 Metodologia

Per completare la calibrazione del modello di combustione sarà necessario utilizzare un modello monocilindrico simile a quello utilizzato per il calcolo del burn rate dal ciclo di pressione sperimentale.

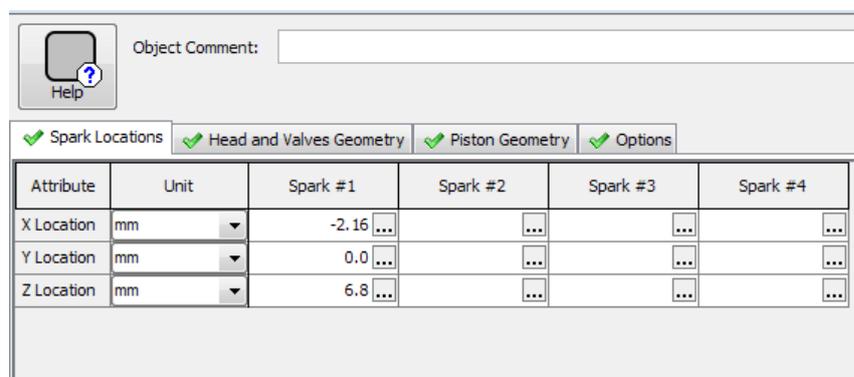
Il procedimento seguito può essere suddiviso per punti; dapprima sarà necessario impostare correttamente il Combustion Object, SITurb, e successivamente si passerà all'ottimizzazione di quei parametri ad esso relativi e che sono stati già esposti nel paragrafo 3.2.

1. Impostazione del Combustion Object SITurb

Il template relativo al cilindro, in questa analisi, dovrà essere implementato grazie al modello di turbolenza costruito nei paragrafi precedenti e i cui risultati sono riassunti nelle tabelle 4.1 e 4.2.

Per quanto riguarda il Combustion Object SITurb, esso dovrà essere costruito in modo da riportare la geometria della camera di combustione, le informazioni relative alla velocità della fiamma laminare e quella turbolente.

Come riportato nella figura 4.16, all'interno del Flame Geometry Object, si dovrà introdurre la posizione della scintilla.



Attribute	Unit	Spark #1	Spark #2	Spark #3	Spark #4
X Location	mm	-2.16			
Y Location	mm	0.0			
Z Location	mm	6.8			

Figura 4.16 – Posizione della scintilla- Flame Geometry Object

Questa informazione è necessaria per conoscere il punto preciso all'interno della camera di combustione, dal quale il fronte di fiamma inizierà a propagarsi.

Dovranno poi essere riportate informazioni relative alle geometrie della testa e del pistone; infatti, prima di eseguire la simulazione, GT-Power suddividerà in elementi finiti questi oggetti. I risultati di questo processo sono riportati nelle figure 4.17 e 4.18.

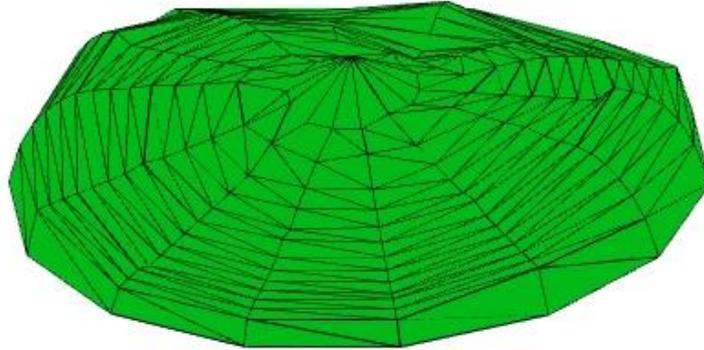


Figura 4.17 – Suddivisione in elementi finiti della testa

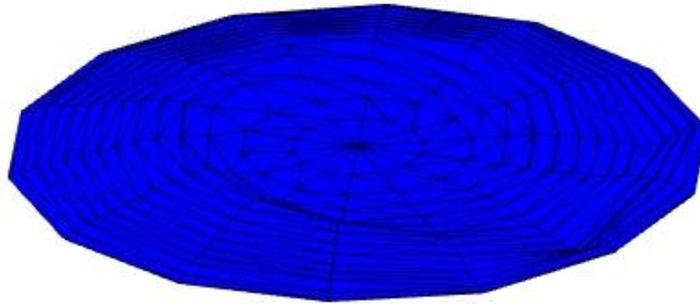


Figura 4.18 – Suddivisione in elementi finiti del pistone

All'interno del Combustion Object, l'unico dei parametri da calibrare relativo alla velocità della fiamma laminare sarà il Dilution Effect Multiplier, come mostrato nella figura 4.19.

Object Comment:

Help

Main
 LamSpeed
 TrbSpeed
 Advanced
 Startup

Attribute	Unit	Object Value
Laminar Flame Speed Model Type		standard
Fuel Name for Laminar Speed		gasoline
Maximum Laminar Speed	m/s	def ...
Laminar Speed Roll-off Value	m/s	def ...
Equivalence Ratio at Maximum Speed		def ...
Temperature Exponent		def ...
Pressure Exponent		def ...
Dilution Effect Multiplier		[DilutionEffectMult] ...
Allow Multiple Fuels		<input type="checkbox"/>

Figura 4.19 – Velocità laminare - Combustion Object

I restanti parametri sono invece relativi alla velocità della fiamma turbolente e sono riportati nella figura 4.20.

Object Comment:

Help

Main
 LamSpeed
 TrbSpeed
 Advanced
 Startup

Attribute	Unit	Object Value
Turbulent Flame Speed Model Type		standard
Flame Kernel Growth Multiplier		[FlameKernelGrowthMult] ...
Turbulent Flame Speed Multiplier		[TurbulentFlameSpeedM...]
Taylor Length Scale Multiplier		[TaylorLengthScale] ...

Figura 4.20 – Velocità turbolente - Combustion Object

Per completare la parte preliminare del processo di calibrazione, all'interno del template relativo al cilindro, è necessario che la Cylinder Pressure Analysis Mode sia impostata come measured+predicted, così come mostrato in figura 4.21.

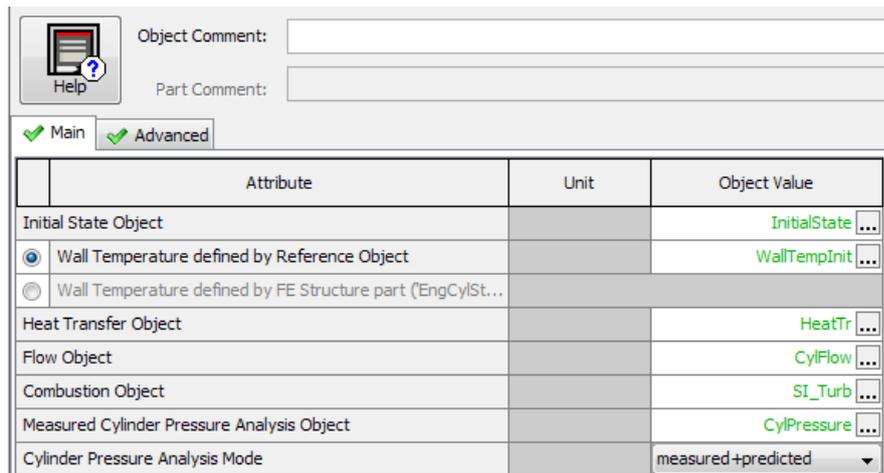


Figura 4.21 - Main Folder – EngCylinder template

In questo modo, è stata valutata sia la pressione simulata, ricavata a partire da quella misurata sperimentalmente, e sia quella predetta, ricavata utilizzando il Combustion Object creato.

Al termine dell'analisi, i due risultati potranno essere confrontati per valutare la bontà del processo eseguito.

2. Ottimizzazione dei parametri di combustione

Utilizzando l'Advanced Direct Optimization sarà possibile eseguire l'ottimizzazione del Combustion Object.

Questa volta lo strumento agirà sui parametri relativi alla velocità della fiamma laminare e turbolente, trovandone la migliore combinazione possibile tale per cui il parametro chiamato "Improved Burn Rate RMS Error" risulti minimizzato.

Esso non è altro che la radice dell'errore quadratico medio, ottenuto secondo l'equazione 4.2, tra i due burn rate calcolati, il primo a partire dalla pressione misurata sperimentalmente sfruttando il metodo inverso, e il secondo invece sarà predetto volta per volta con uno specifico set di valori.

$$Imp. BR RMS Error = \sqrt{\frac{\int_{t_0}^{t_f} (LHV_{pred} BR_{pred} - BR_{meas})^2 dt}{t_f - t_0}} \quad (4.2)$$

Dove con LHV_{pred} si intende l'LHV Multiplier che deriva dal burn rate predetto.

Per questo tipo di ottimizzazione, GT-Power fornisce delle precise istruzioni da seguire per impostare l'Advanced Direct Optimizer.

Nella figura 4.22 è mostrato come dovrà essere compilata la finestra di dialogo, mentre nella figura 4.23 verranno introdotte le variabili da ottimizzare.

License: GT-POWER

Project: C:\Users\Tesisti\Desktop\Francesco Sorrentino\Part_Three\GSE_T3_BETA1_2017_03_0

Main
 Ind_Variables
 Constraints

Attribute	Unit	Object Value
<input type="radio"/> OFF		
<input checked="" type="radio"/> Advanced Direct Optimizer		
<input type="radio"/> Simple Optimizer		
Number of Objectives		
<input checked="" type="radio"/> Single Objective		
<input type="radio"/> Multi-Objective (Pareto)		
Case Handling		
<input type="radio"/> Optimize Each Case Independently		
<input checked="" type="radio"/> Case Sweep and Cross-Case Studies		
Single Objective Setup		
Dependent Variable RLT		parmserbr:Cylinder1 ...
Objective		Minimize ▾
Case Weighting		def (=1.0) ...
Search Algorithm		
Search Algorithm		Genetic Algorithm ▾
Population Size		30
Number of Generations		34
Show Genetic Algorithm Settings		<input checked="" type="checkbox"/>
Crossover Rate		def (=1.0) ...
Crossover Rate Distribution Index		def (=15.0) ...
Mutation Rate		0.5 ...
Mutation Rate Distribution Index		15 ...
Random Seed		def (=random) ...
Advanced Direct Optimizer Options		
Faster Runtime (Local Runs Only)		<input checked="" type="checkbox"/>
Maximum Number of Parallel Iterations		4
Timeout Duraton (minutes)		60
Save Iteration Files?		<input type="checkbox"/>
Automatic Data Suppresion (Recommended)		<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 4.22 - Direct Optimizer per SITurb

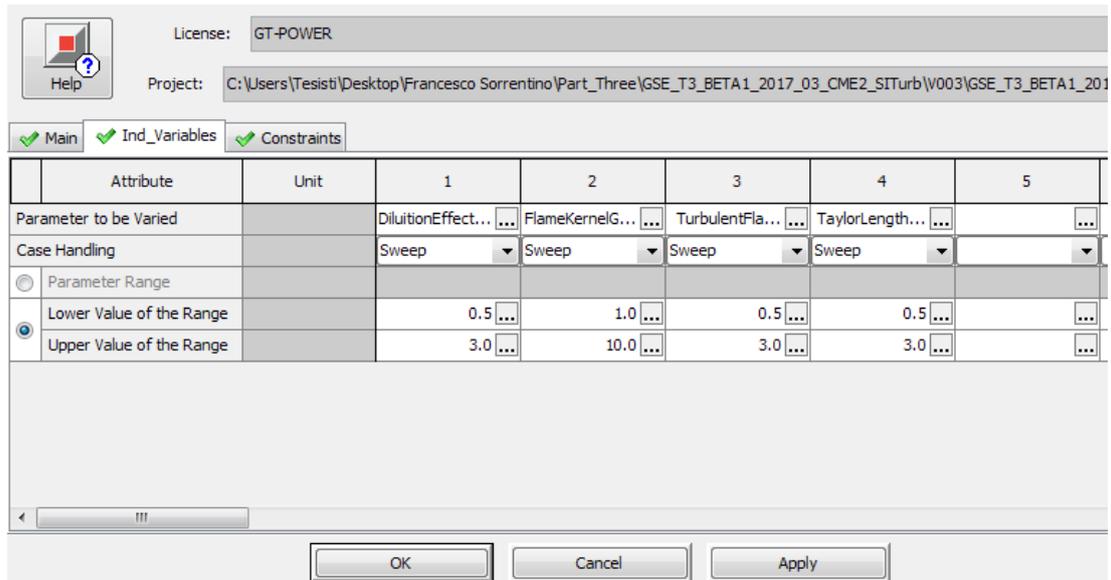


Figura 4.23 – Variabili da ottimizzare

Dalla precedente figura si nota come è necessario introdurre un range entro il quale le variabili da ottimizzare possono variare.

4.3.2 Risultati

Il set di valori finale, tale per cui l'Improved Burn Rate RMS Error risulterà minimizzato, è riportato nella tabella 4.3.

Si può notare come il valore assunto dal Flame Kernel Growth Multiplier risulti molto lontano dal valore di default (def=1). Questo significa che la fiamma avanzerà in maniera molto veloce, riducendo così il ritardo di accensione.

Flame Kernel Growth Multiplier	Turbulent Flame Speed Multiplier	Turbulent Length Scale Multiplier	Dilution Effect Multiplier
7.02	0.725	1.19	1.21

Tabella 4.3 - Parametri Combustion Object

Dalla figura 4.24 è possibile notare come la funzione obiettivo, ossia l'Improved Burn Rate RMS Error, all'aumentare delle iterazioni eseguite, converga verso valori sempre più piccoli, risultando minimizzata.

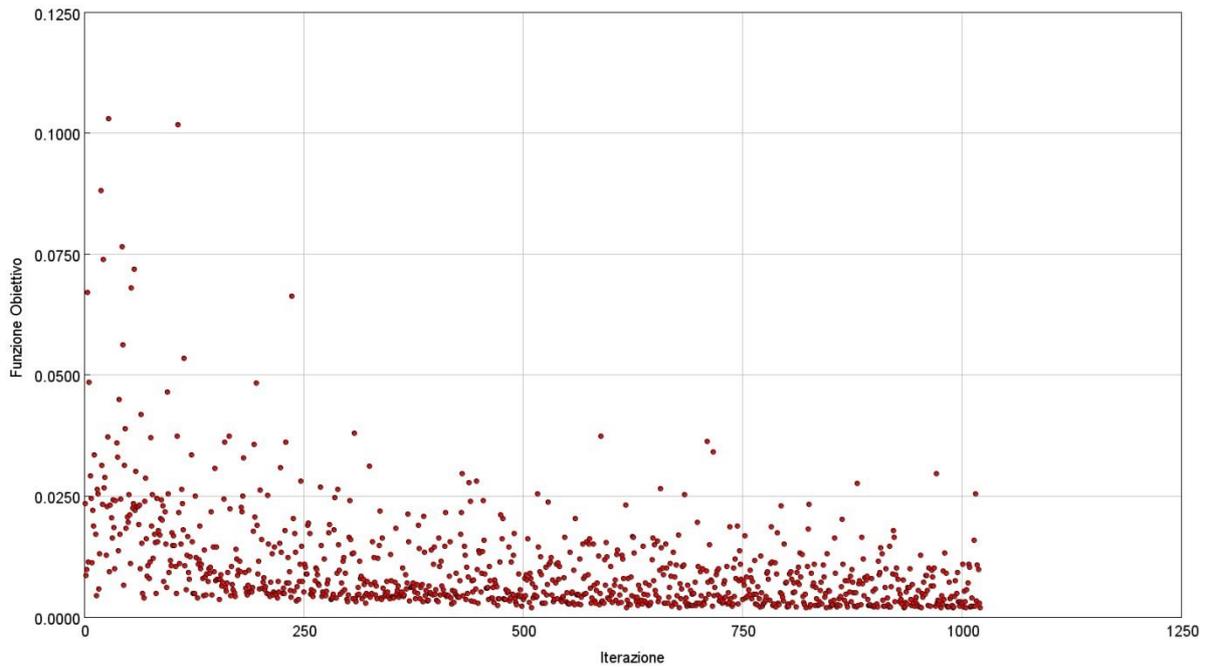


Figura 4.24 - Funzione Obiettivo Vs Iterazione

In termini di pressione nel cilindro e di burn rate, l'ottimizzazione, sui due punti analizzati, ha mostrato i risultati riportati nelle figure 4.25 e 4.26.

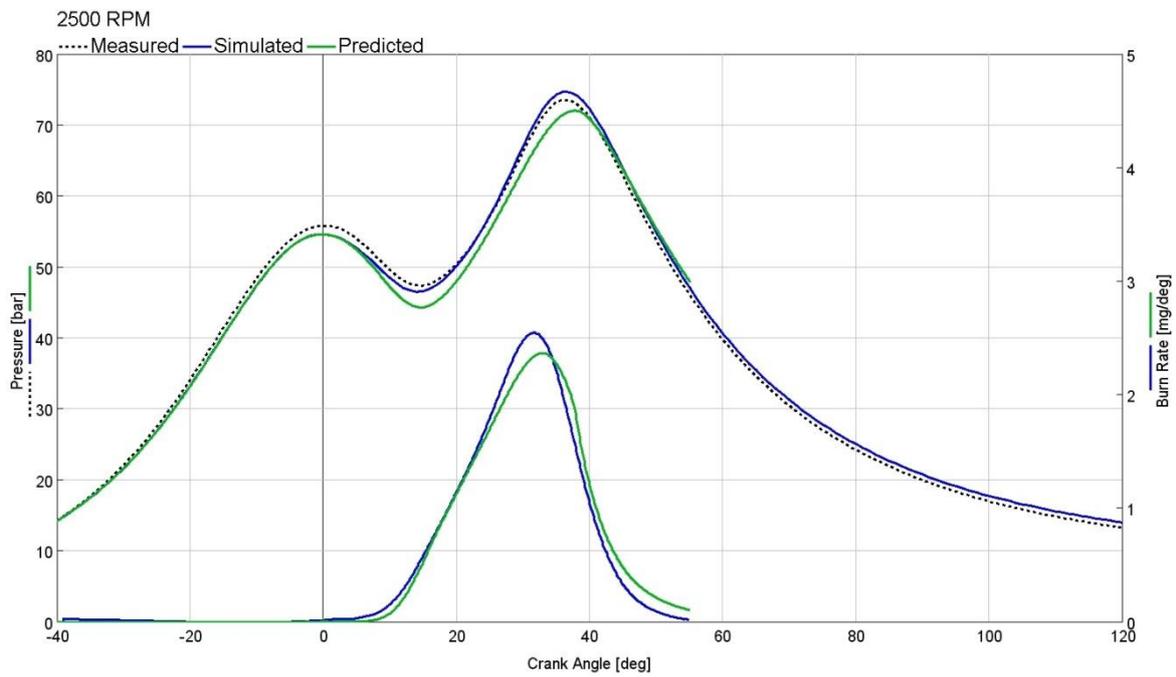


Figura 4.25 – Pressione nel cilindro e burn rate @2500 RPM

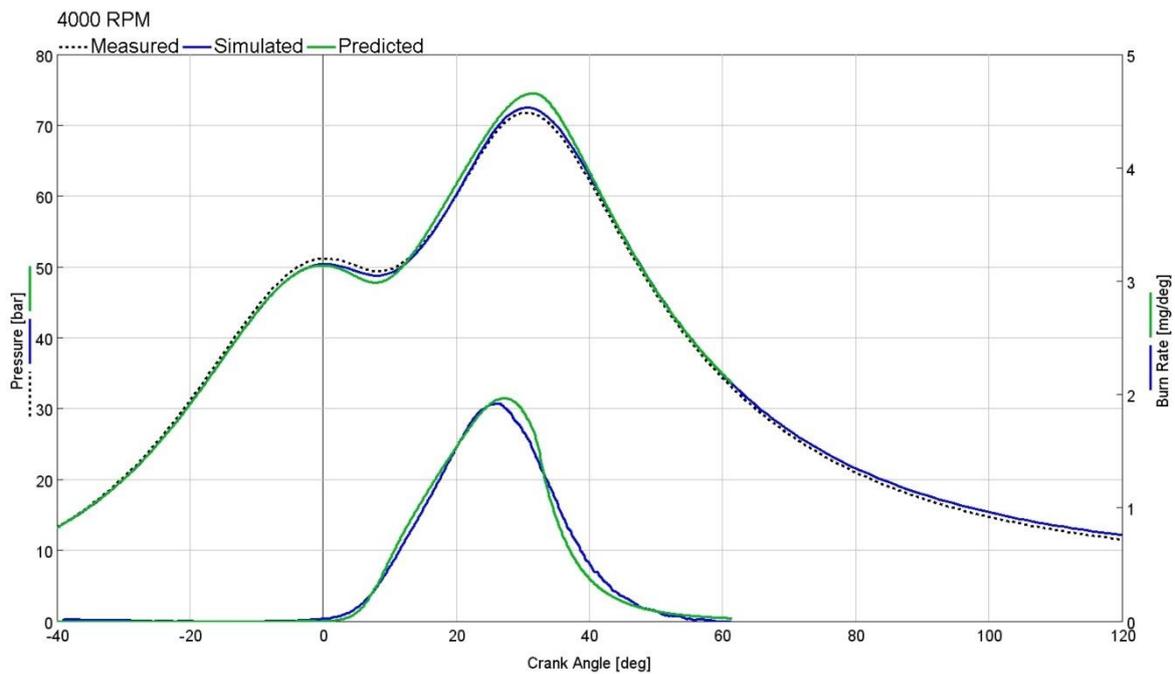


Figura 4.26 – Pressione nel cilindro e burn rate @4000 RPM

Nelle due figure 4.25 e 4.26, l'andamento della pressione misurata sperimentalmente (riportata in nero a tratti) è confrontata con quella simulata (in verde), che è stata ottenuta a partire dal burn rate simulato (anch'esso in verde) a sua volta ricavato sfruttando il metodo inverso.

Inoltre, sono riportati gli andamenti della pressione e del burn rate predetti (in blu) attraverso il modello di combustione predittivo appena calibrato.

In ultima analisi i risultati ottenuti sono stati validati sugli altri punti della curva di pieno carico e nelle figure che seguono sono riportati gli andamenti di pressione nel cilindro e burn rate ricavati.

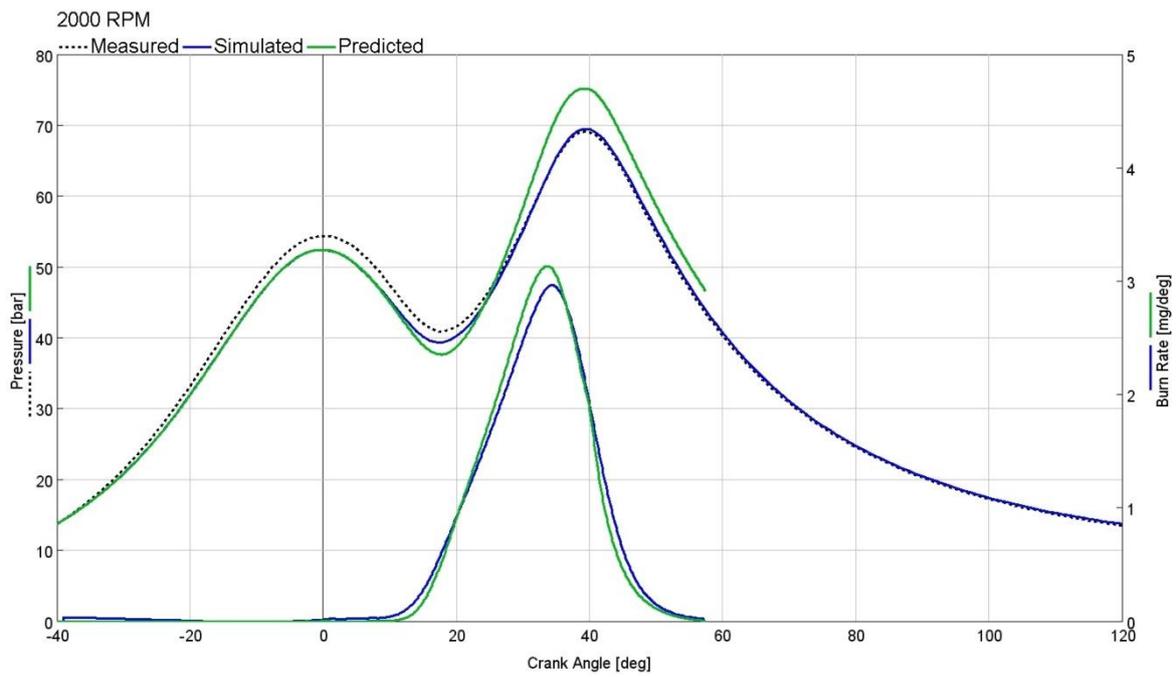


Figura 4.27 – Pressione nel cilindro e burn rate @2000 RPM

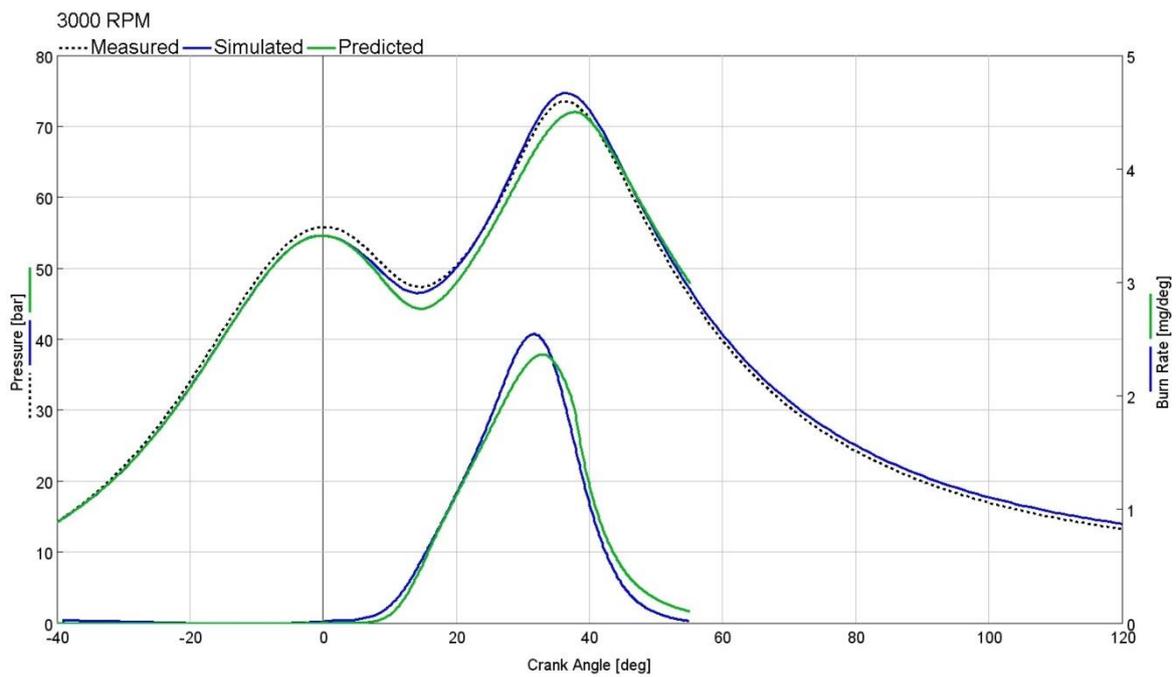


Figura 4.28 – Pressione nel cilindro e burn rate @3000 RPM

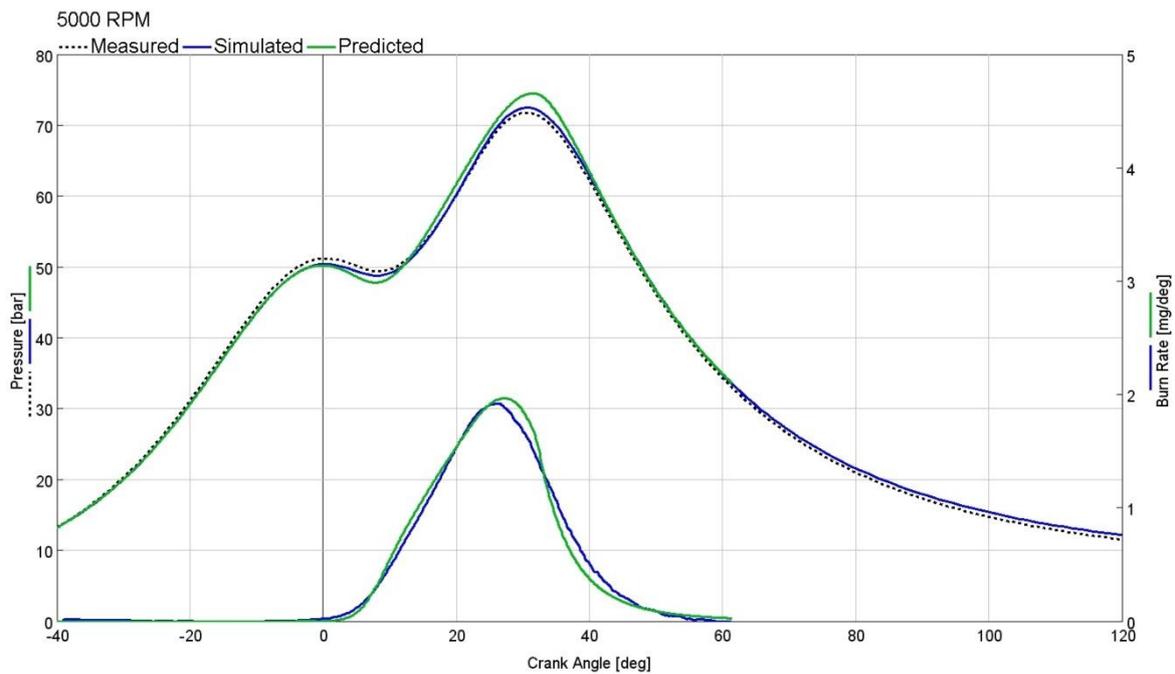


Figura 4.29 – Pressione nel cilindro e burn rate @5000 RPM

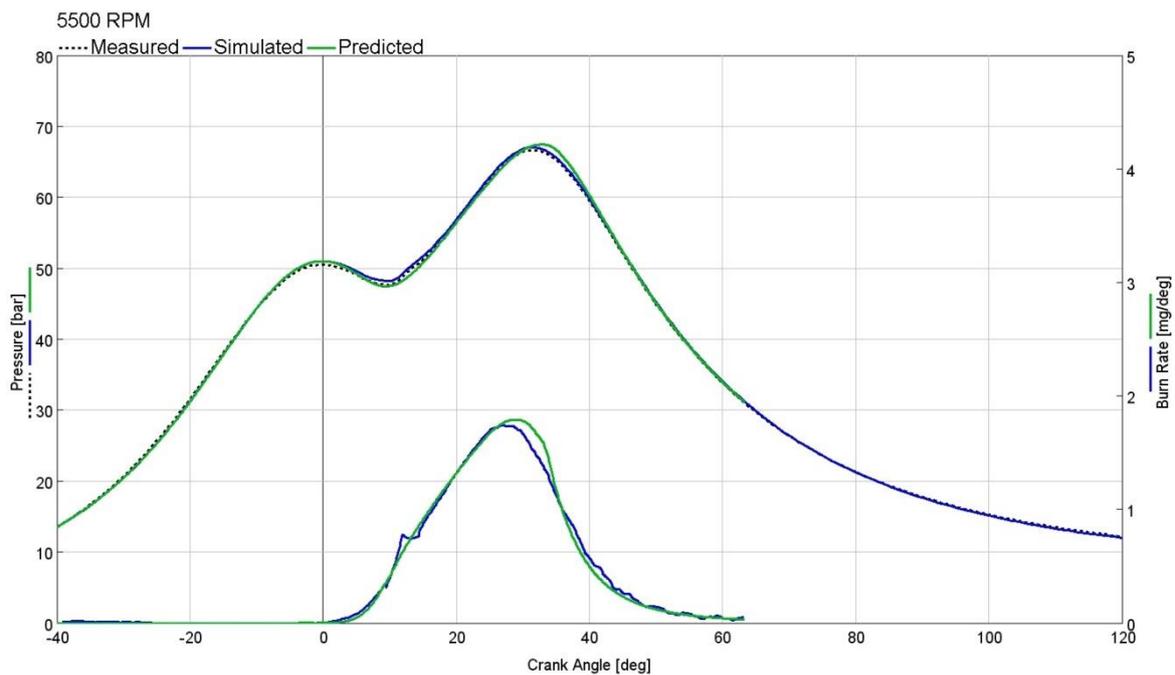


Figura 4.30 – Pressione nel cilindro e burn rate @5500 RPM

Le figure dalla 4.27 alla 4.30 sono tutte riferite al modello monocilindrico, il quale è stato utilizzato per poter eseguire l'ottimizzazione con un tempo di calcolo nettamente inferiore rispetto a quello che si avrebbe avuto utilizzando il modello dettagliato completo.

Solo una volta completato il processo di ottimizzazione il modello di combustione è stato validato sul modello dettagliato completo ed i risultati, in termini di pressione nel cilindro e di burn rate, sono riportati di seguito.

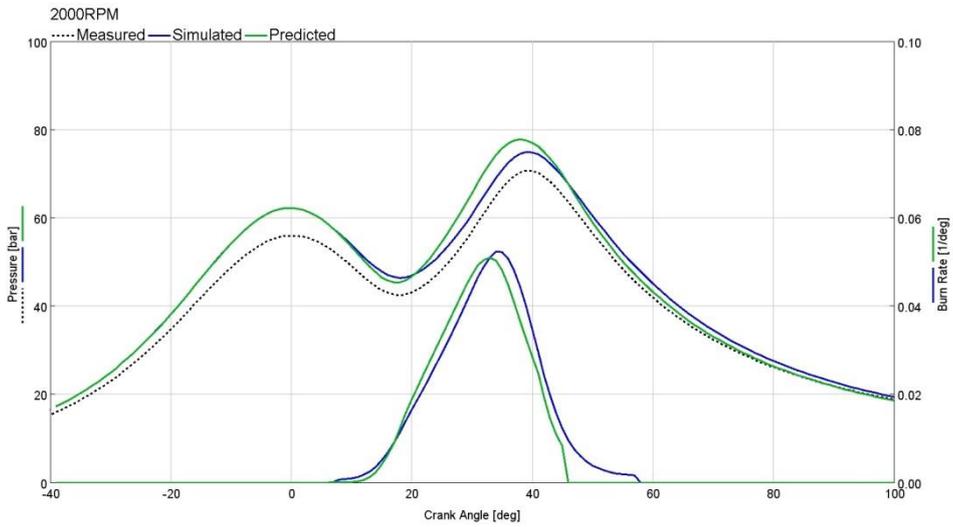


Figura 4.31 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @2000 RPM

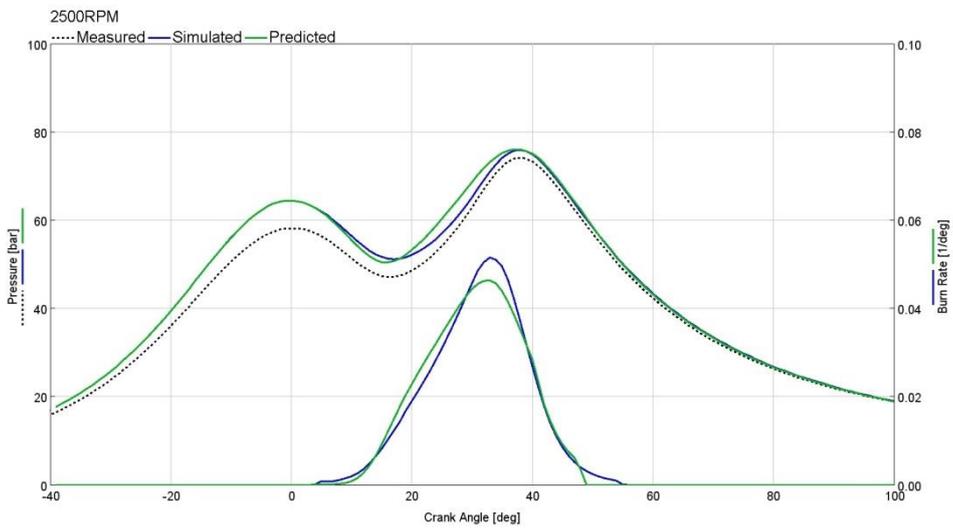


Figura 4.31 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @2500 RPM

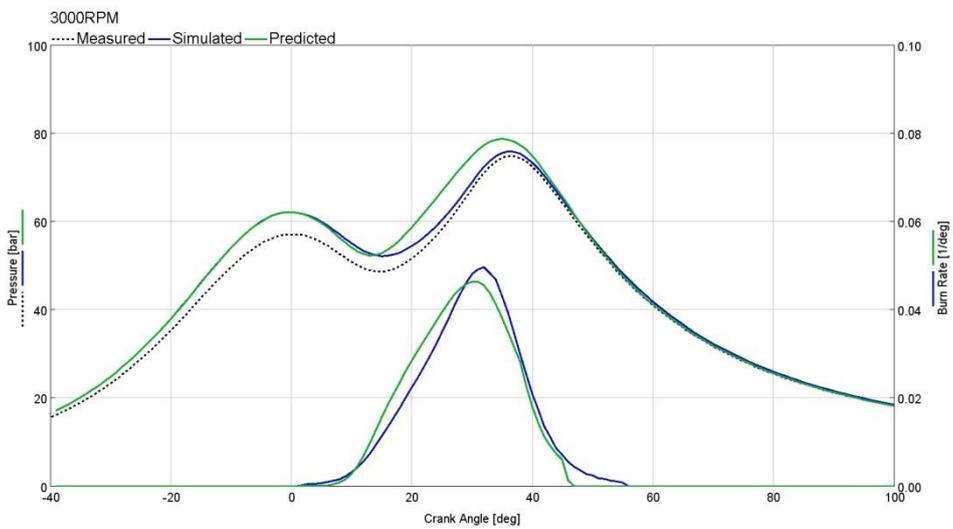


Figura 4.32 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @3000 RPM

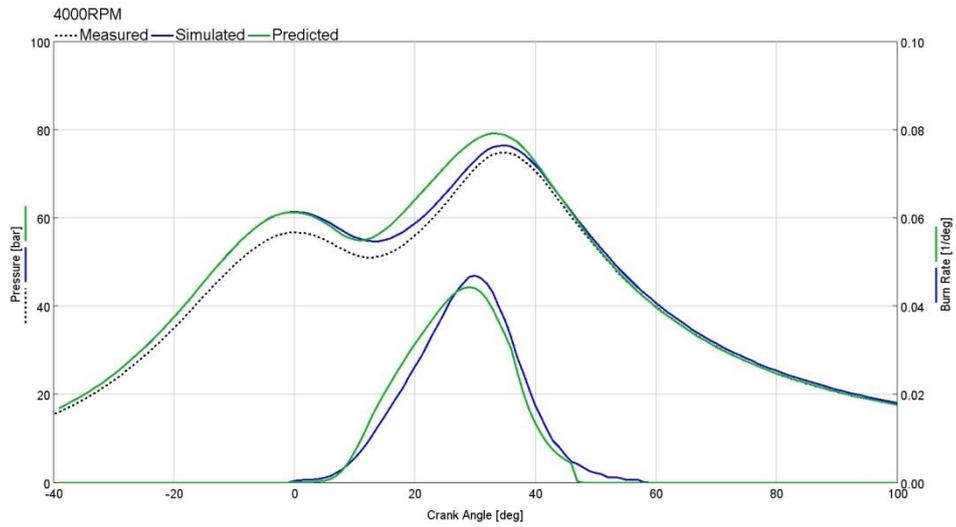


Figura 4.33 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @4000 RPM

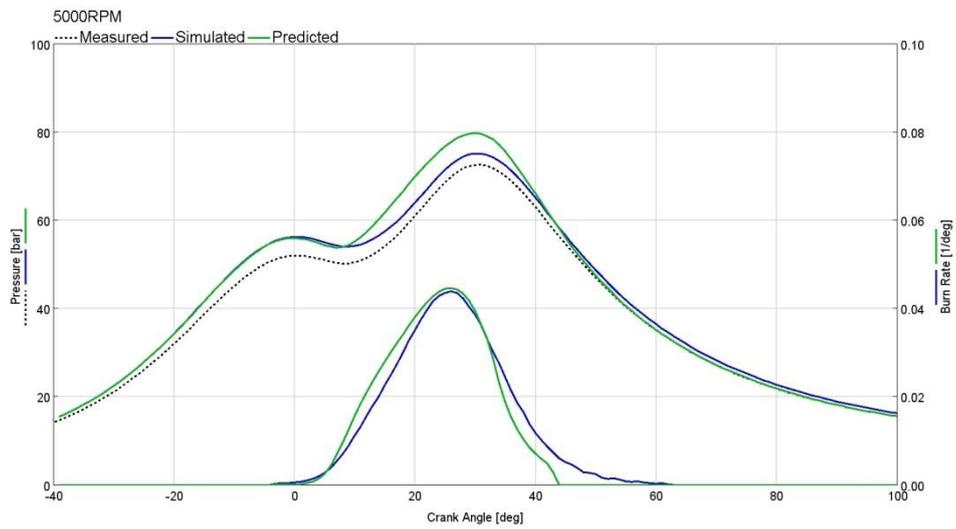


Figura 4.34 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @5000 RPM

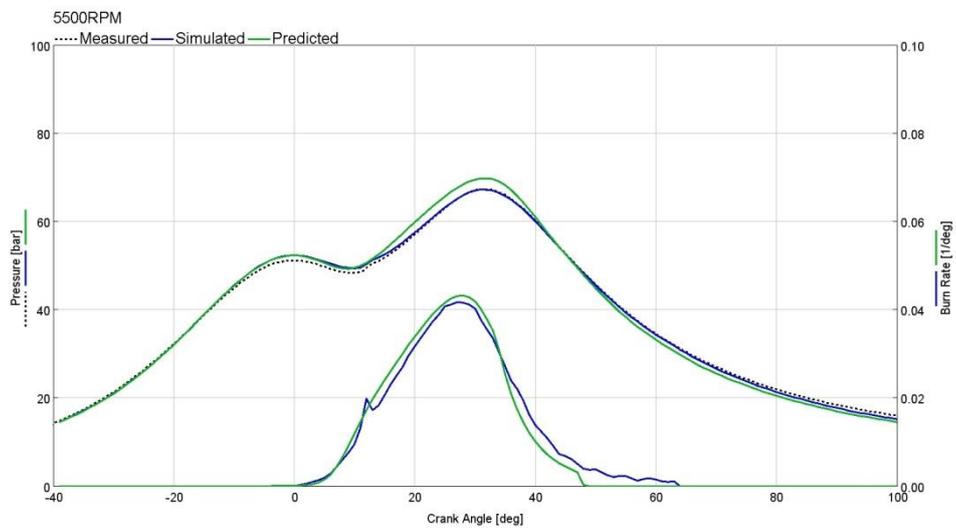


Figura 4.35 - Pressione nel cilindro e burn rate – Modello dettagliato @5500 RPM

4.4 Implementazione del modello con iniezione di acqua

Come già detto nel capitolo introduttivo, la presenza dell'acqua comporta una riduzione delle temperature massime raggiunte durante l'intero ciclo termodinamico e di conseguenza una minore probabilità di detonazione.

L'acqua, infatti, sarà introdotta in un ambiente caratterizzato da temperature elevate che le permetteranno di evaporare.

Il calore necessario, però, potrà essere sottratto sia alla carica aspirata e sia alle pareti del collettore di aspirazione e delle valvole.

Un ulteriore problema è dato dal fatto che, dell'acqua iniettata, un'aliquota si depositerà come film liquido nel collettore di aspirazione, un'altra aliquota si perderà per effetto di diluizione nell'olio lubrificante, ed infine un'altra aliquota fuoriuscirà dalla camera e condenserà nella coppa dell'olio.

In definitiva, dell'acqua totale iniettata, solo una frazione verrà effettivamente utilizzata per lo scopo desiderato, ossia raffreddare la carica aspirata.

Poiché il modello monodimensionale non sarà capace di prevedere i fenomeni appena citati, si è costretti a ridurre la quantità iniettata nel modello 0D rispetto a quella indicata dai dati sperimentali, così come mostrato nella figura 4.36.

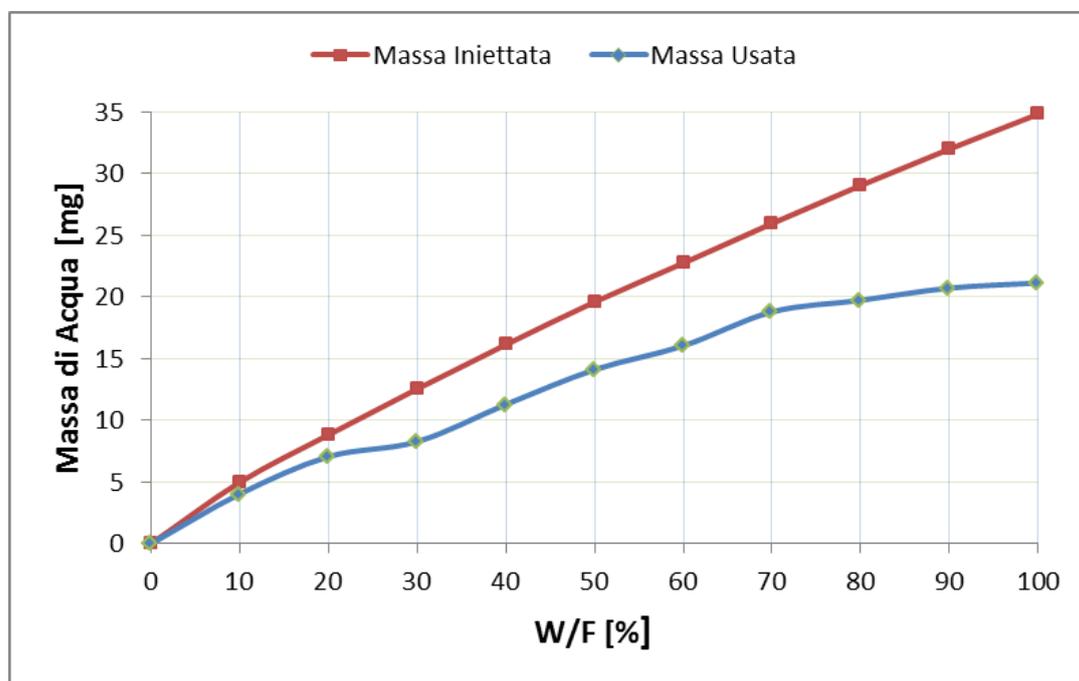


Figura 4.36 – Massa di acqua usata nel modello 0D rispetto a quella totale sperimentale

Questi risultati sono stati ottenuti rifacendosi ad analisi 3D-CFD, le quali confermano quanto detto; dalla figura 4.37 [3], si nota che l'”index of evaporation”, ossia il rapporto tra il vapore

presente in camera istante per istante rispetto all'acqua totale iniettata, nel momento in cui viene chiusa la valvola di aspirazione risulta inferiore all'unità.

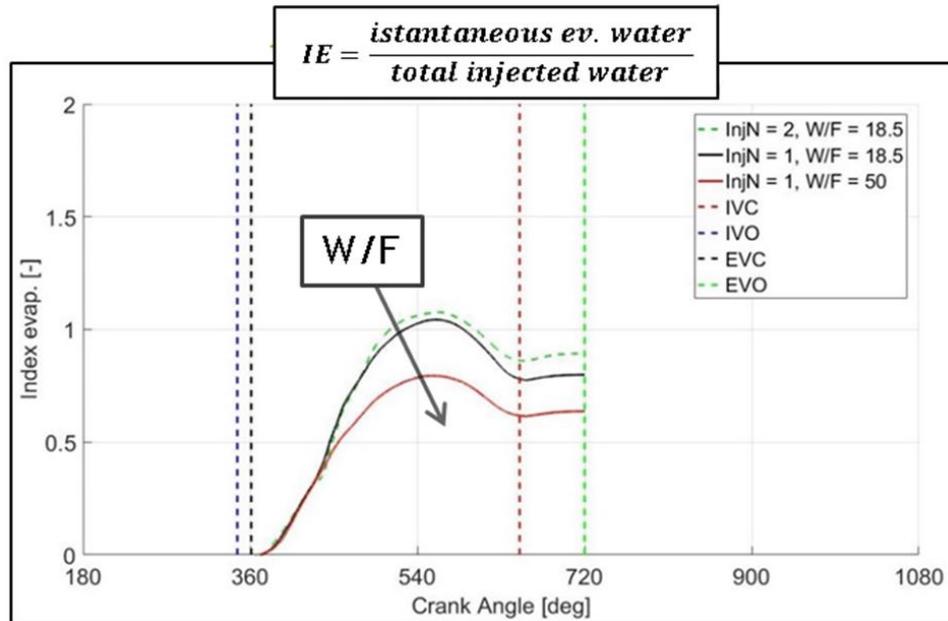


Figura 4.37 – Indice di evaporazione da analisi 3D-CFD

Questo effetto risulta sempre più pronunciato all'aumentare del rapporto W/F, ossia della quantità di acqua iniettata rispetto a quella di combustibile; l'efficacia dell'evaporazione dell'acqua diminuisce, e quindi l'aliquota utilizzata per raffreddare l'aria, rispetto a quella totale, diminuirà sempre più.

Inoltre, la presenza di acqua provocherà un significativo rallentamento della velocità del fronte di fiamma laminare a causa dell'aumento di specie inerti all'interno del cilindro (fig. 4.38) [14].

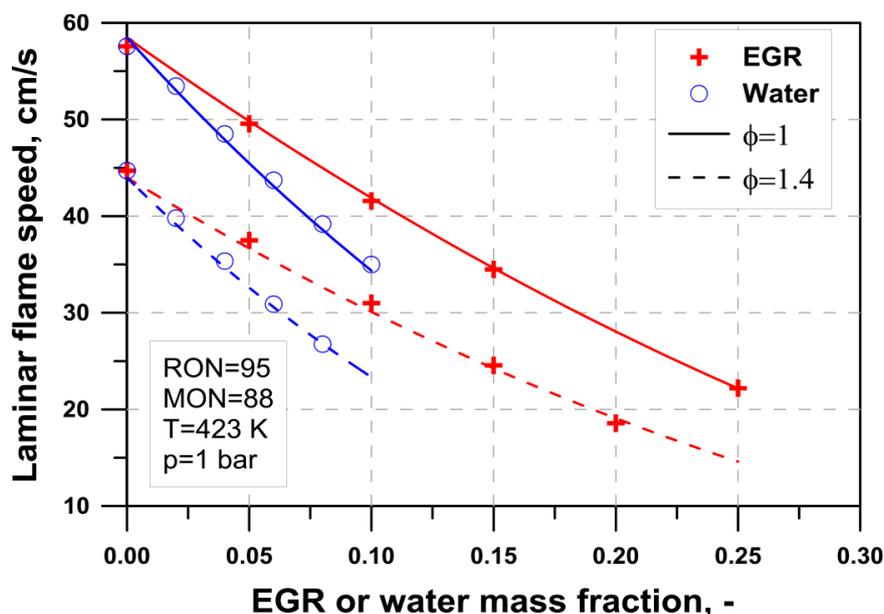


Figura 4.38 – Velocità della fiamma laminare in presenza di inerti

Dalla figura 4.39 viene evidenziato questo aspetto; in essa sono riportati quattro diversi burned fuel fraction, tutti ancorati allo stesso angolo iniziale, prescindendo quindi dalla diversità degli istanti di accensione.

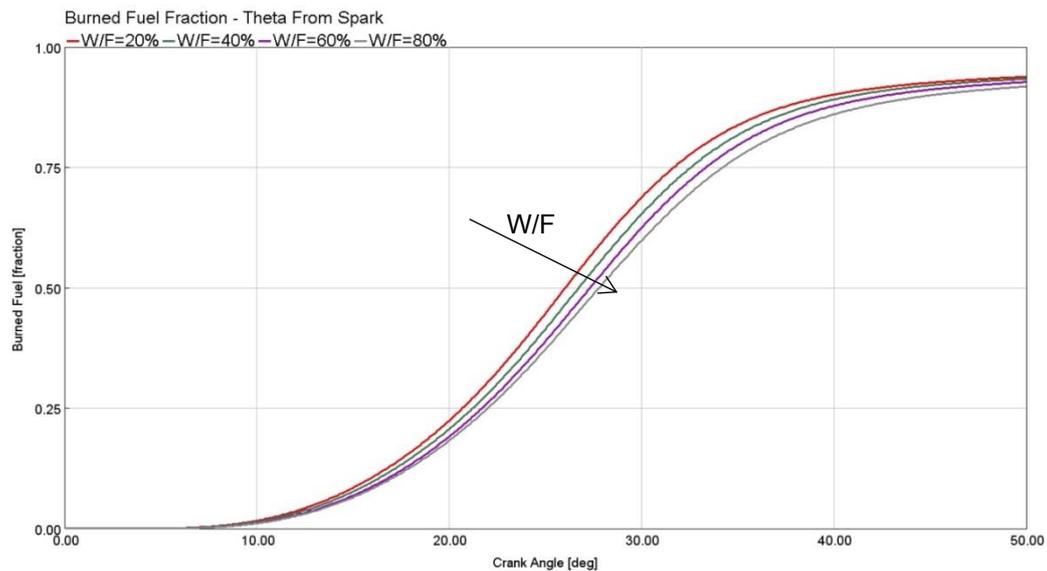


Figura 4.39 – Burned Fuel Fraction – Theta from Spark

Si nota che, a parità di tutte le altre condizioni, l'aumento dell'acqua causa un rallentamento della combustione di cui sarà possibile tenerne conto attraverso il Dilution Effect Multiplier (DEM) come mostrato nell'equazione 3.6.

Questo effetto potrà essere parzialmente mitigato da un aumento dell'anticipo di accensione, possibile grazie all'effetto di Knock Mitigation dell'acqua.

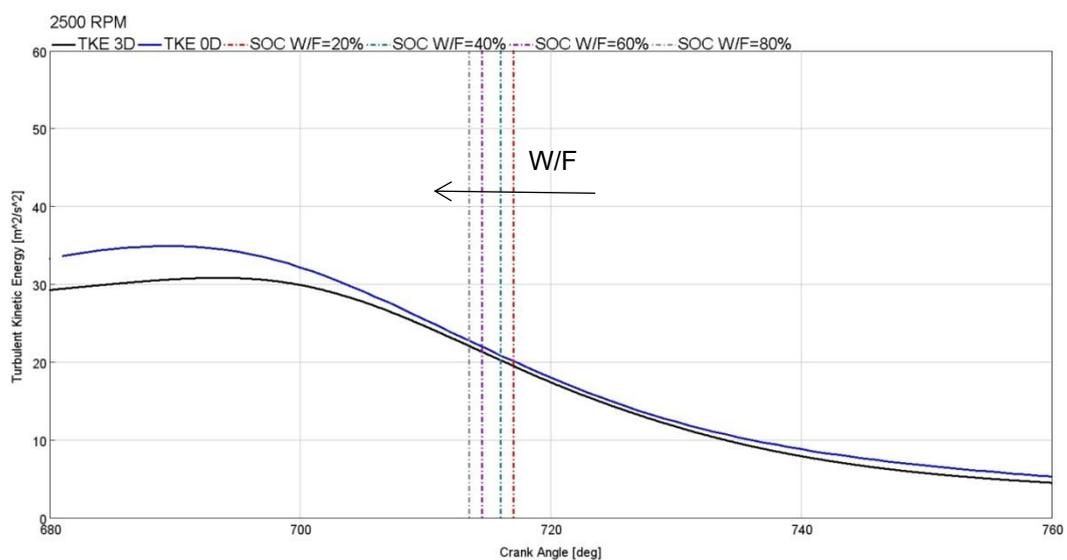


Figura 4.40 – TKE @2500 RPM con diversi SOC relativi a differenti W/F

Dalla figura 4.40 si nota che la scintilla, all'aumentare del rapporto W/F, viene fatta scoccare in istanti precedenti dove si hanno maggiori livelli di turbolenza, da cui l'effetto positivo in termini di velocità della fiamma.

Per quanto riguarda la calibrazione del modello di combustione predittivo in presenza di acqua, la procedura che è stata seguita è la stessa già esposta nel paragrafo 4.3.1; in questo caso, però, l'ottimizzazione dovrà interessare il solo Dilution Effect Multiplier.

4.5 Variabilità ciclica e modello di detonazione

Per rendere più completo il lavoro eseguito, una volta calibrato il modello di combustione predittivo con water injection, si è implementato quest'ultimo con un modello capace di riprodurre la variabilità ciclica e, successivamente, si è aggiunto un ulteriore modello in grado di prevedere i cicli in cui la detonazione si verifica.

Entrambi i modelli sono presenti all'interno del Combustion Object SITurb, come mostrato nella figura seguente, 4.41.

The screenshot shows a software configuration window for 'Combustion Object SITurb'. At the top, there is a 'Help' icon and an 'Object Comment' field. Below this are five tabs: 'Main', 'LamSpeed', 'TrbSpeed', 'Advanced', and 'Startup', all of which are checked. The main area is a table with three columns: 'Attribute', 'Unit', and 'Object Value'. The table is organized into several sections:

Attribute	Unit	Object Value
Knock Models		
Knock Model Selection		standard
Knock Model Object		Knock ...
Post-knock Combustion		no
Emission Models		
NOx Reference Object		ign ...
CO Reference Object		ign ...
HC Model Reference Object or Crevice Vol. Fraction	fraction	def ...
Burned Zone Kinetics Object		ign ...
CCV Models		
CCV Model Object		CCV ...
Miscellaneous		
Fast Solution for RT models (requires Model Version v75 or later)		<input type="checkbox"/>
Main Combustion Termination		BDC
Post Combustion Object		ign ...

Figura 4.41 – Knock e CCV Models

Per eseguire la calibrazione del modello CCV, acronimo di Cycle to Cycle Variation, una volta raggiunta la convergenza e la stazionarietà del flusso durante la simulazione, si perturbano due parametri del modello di combustione, ossia il Turbulent Flame Speed Multiplier ed il Taylor Length Scale Multiplier, per un numero prestabilito di cicli, nel nostro caso 300, come mostrato nella figura 4.42.

Main		
Attribute	Unit	Object Value
Number Of CCV Cycles		300 ...
GT CCV Model		
Standard Deviation of Perturbation to TFSM		[SD_TFSM] ...
Standard Deviation of Perturbation to TLSM		[SD_TLSM] ...

Figura 4.42 – Modello CCV

Nel corso di questi cicli aggiuntivi, i due parametri assumeranno dei valori casuali e tali da costruire una distribuzione Gaussiana, il cui valor medio è quello ottenuto dalla calibrazione precedente, e la cui deviazione standard è il grado di libertà da calibrare.

Infatti, a seconda del valore assunto dalle deviazioni standard dei due parametri, il processo di combustione assumerà una certa variabilità da ciclo a ciclo. L'obiettivo sarà quello di riprodurre nel modello monodimensionale la COV di IMEP fornita nei dati sperimentali.

Terminata tale calibrazione si è passati allo step successivo, nel quale si è costruito un modello di detonazione.

GT-Power fornisce diverse modelli capaci di riprodurre il fenomeno della detonazione; in questo lavoro si è scelto di utilizzare l'EngCylKnock, il cui template è riportato nella figura 4.43.

Main		
Attribute	Unit	Object Value
Knock Model		Douaud&Eyzat
End Gas Zones		Single-Zone
Fuel Octane Number		98 ...
Knock Induction Time Multiplier		[ITM] ...
Activation Energy Multiplier		[AEM] ...
Knock Index Multiplier		def (=1.0) ...

Figura 4.43 – Modello di Detonazione

Esso è capace di fare previsioni fenomenologiche sia della detonazione che della preaccensione, nei motori ad accensione comandata, basandosi su correlazioni empiriche relative al tempo di induzione.

L'equazione 1.7, riportata nel paragrafo 1.3, esamina il tempo di induzione in funzione del tempo; il modello utilizzato, invece, lega questa variabile in funzione dell'angolo motore, θ , come descritto nell'equazione 4.1.

$$I(\theta) = \frac{1}{6(RPM)} \int_{SOC}^{\theta} \frac{1}{M_1 C_1 \left(\frac{ON}{100}\right)^{C_2} p^{-C_3} \exp\left(\frac{C_4}{M_2 T}\right)} d\theta \quad (4.1)$$

Dove:

- I rappresenta l'integrale del tempo di induzione;
- RPM è la velocità, in giri al minuto, del motore;
- SOC, acronimo di Start of Combustion, è l'angolo in corrispondenza del quale ha inizio la combustione;
- C_1 , C_2 , C_3 e C_4 sono dei coefficienti che dipendono dal modello di detonazione scelto; nel caso in esame, ad esempio, si è scelto il modello di "Douaud&Eyzat", per cui essi assumeranno dei valori ben definiti;
- p e T sono, rispettivamente, la pressione e la temperatura istantanea;
- ON rappresenta il numero di ottano del combustibile utilizzato;
- M_1 indica il "Knock Induction Time Multiplier", è un fattore di scala del tempo di induzione. Maggiore sarà il valore che esso assumerà, e meno la detonazione sarà presente;
- M_2 indica l'"Activation Energy Multiplier", fattore di scala dell'energia di attivazione. Maggiore sarà il valore che esso assumerà, e più la detonazione sarà presente.

L'obiettivo della calibrazione sarà quello di trovare una combinazione del Knock Induction Time Multiplier e dell'Activation Energy Multiplier, tale per cui, dei 300 cicli riprodotti durante la cycle to cycle variation, il numero di quelli in cui è avvenuta la detonazione corrisponda a quelli indicati nei dati sperimentali.

Capitolo 5

Analisi dei risultati

In questo capitolo sono riportati i risultati ottenuti in seguito all'ottimizzazione del Dilution Effect Multiplier per il modello di combustione predittivo con iniezioni di acqua, oltre a quelli relativi al modello di variabilità ciclica e al modello di detonazione.

La calibrazione del modello di combustione con iniezioni di acqua è stata eseguita su un unico punto, ossia 2500 RPM, a pieno carico.

Per questo, durante le analisi sperimentali si è valutata l'introduzione di acqua con incrementi crescenti del 10% del rapporto W/F.

Di questi si sono considerati quattro diversi casi:

- W/F = 20%
- W/F = 40%
- W/F = 60%
- W/F = 80%

Successivamente i risultati sono stati validati sugli altri casi disponibili ed infine sugli stessi per il punto 4000 RPM.

Nella tabella 5.1 è riportato il valore del DEM ottenuto nel caso precedente in assenza di acqua, ed è confrontato con quello attuale.

Dilution Effect Multiplier No Water Injection	Dilution Effect Multiplier Water Injection
1.21	1.25

Tabella 5.1 – DEM a confronto

Come previsto, la presenza dell'acqua ha causato un incremento di questo parametro e quindi una diminuzione della velocità della fiamma laminare.

Per i quattro casi analizzati, nelle figure seguenti, si riporta l'andamento del burn rate simulato (in blu), confrontato con quello predetto (in verde), ed i relativi cicli di pressione. Tutti questi risultati sono stati ottenuti utilizzando il modello monocilindrico.

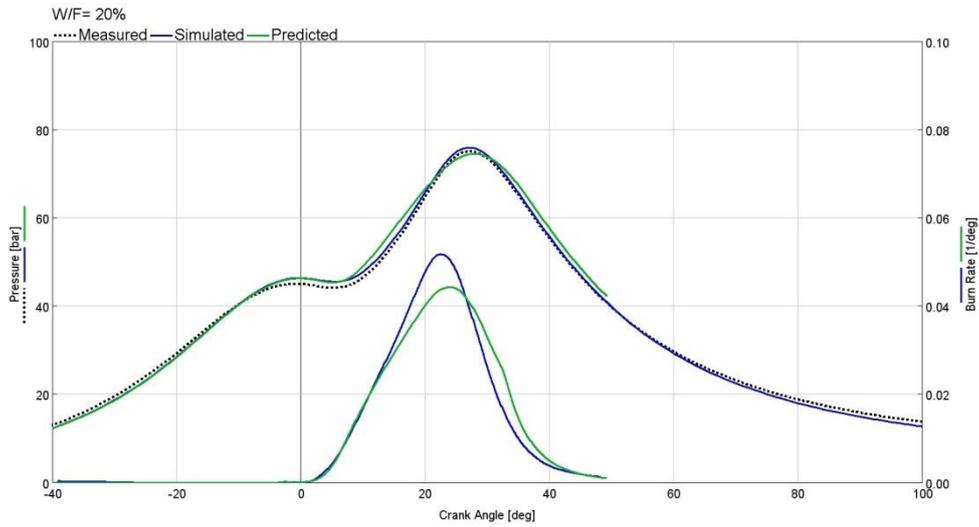


Figura 5.1 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @ 2500 RPM - W/F = 20% - Modello Monocilindrico

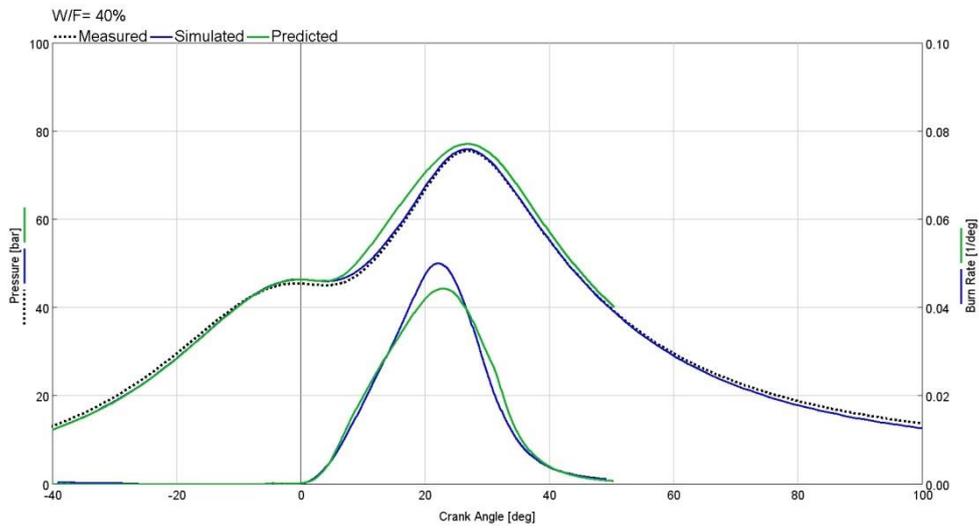


Figura 5.2 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @ 2500RPM - W/F = 40% - Modello Monocilindrico

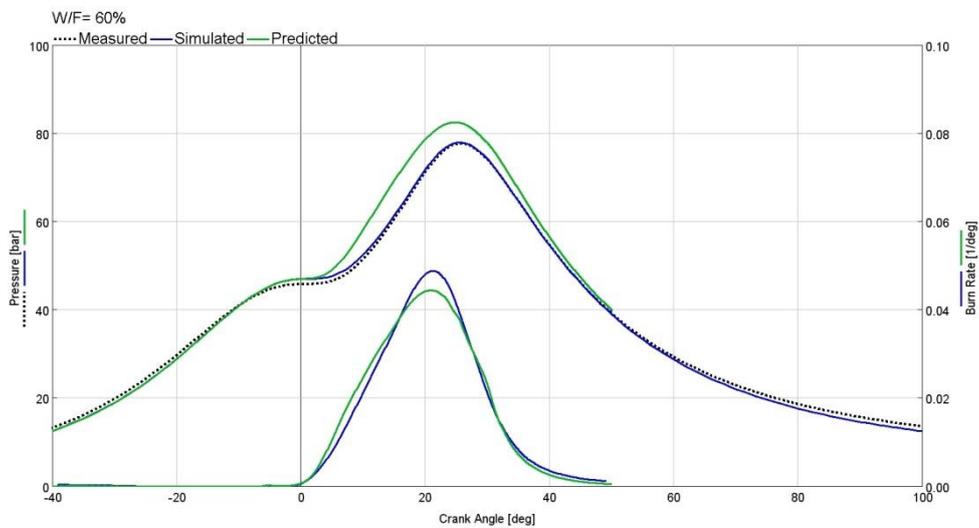


Figura 5.3 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @ 2500 RPM - W/F= 60% - Modello Monocilindrico

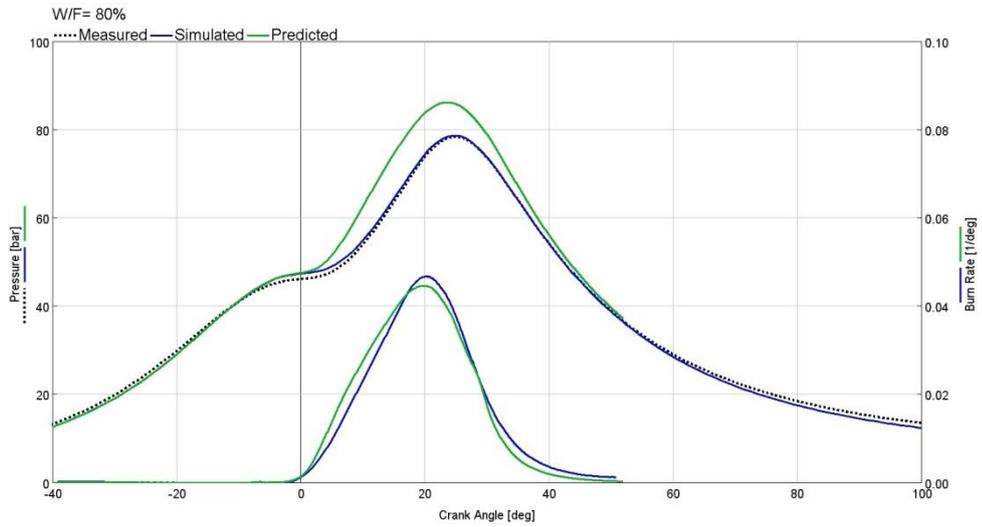


Figura 5.4 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - $W/F = 80\%$ - Modello Monocilindrico

Una volta completato il processo di ottimizzazione, il modello di combustione è stato validato per il punto 2500 RPM, considerando tutti gli sweep di acqua, utilizzando il modello dettagliato completo. I risultati, in termini di pressione nel cilindro e di burn rate, sono riportati di seguito.

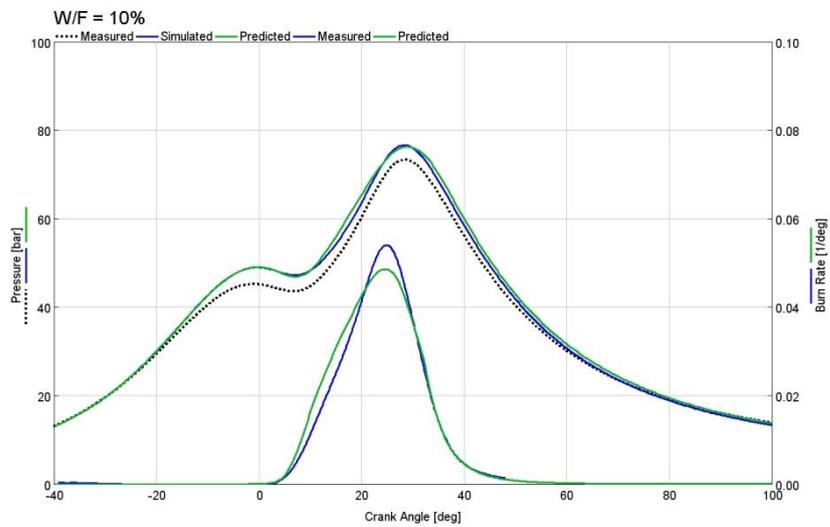


Figura 5.5 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - $W/F = 10\%$ - Modello Dettagliato

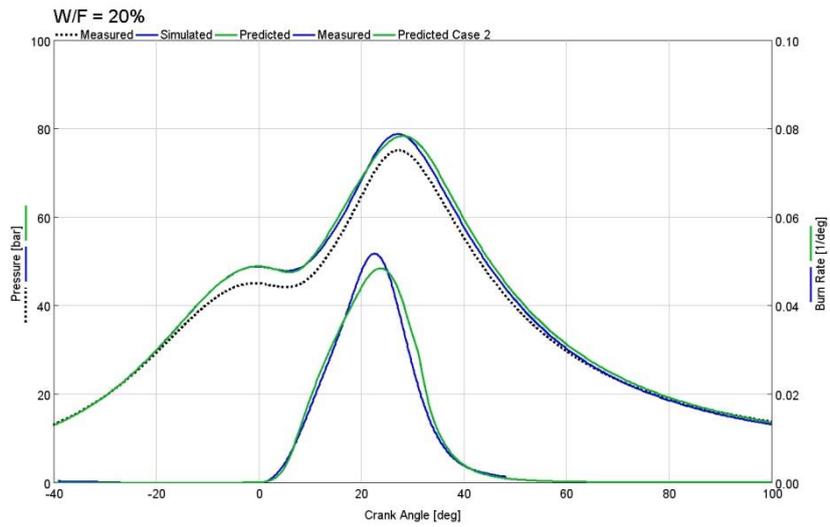


Figura 5.6 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - $W/F = 20\%$ - Modello Dettagliato

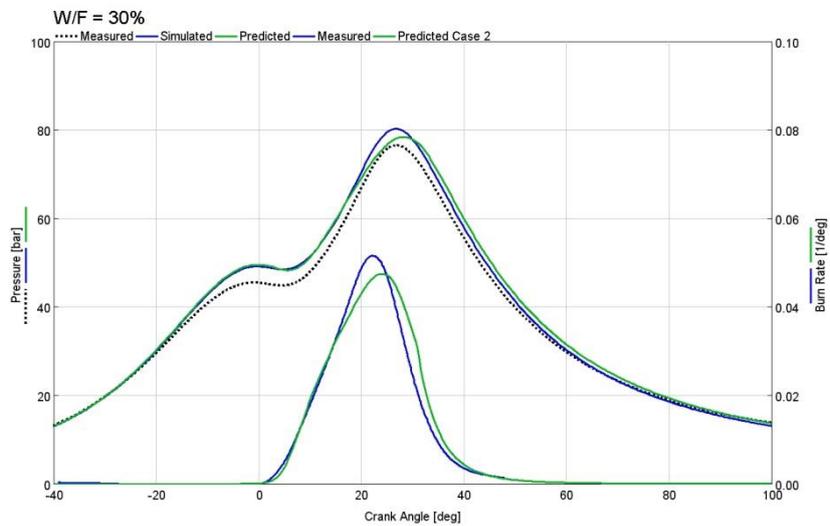


Figura 5.7 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - $W/F = 30\%$ - Modello Dettagliato

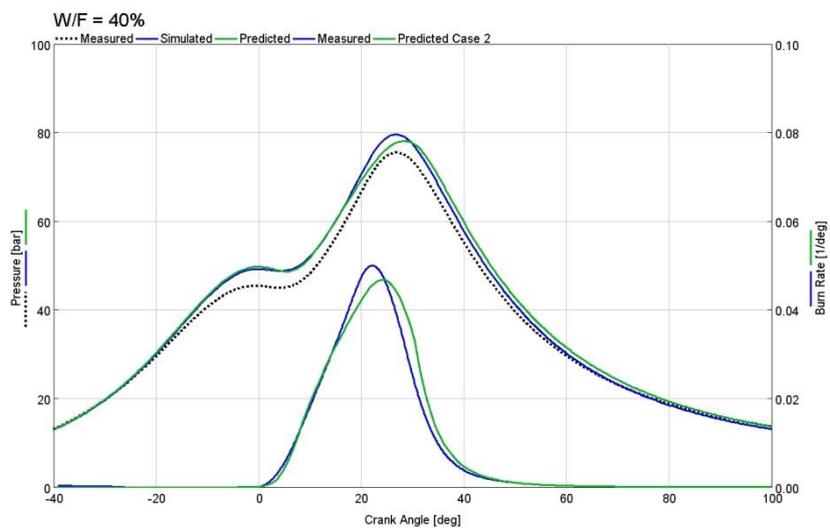


Figura 5.8 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - $W/F = 40\%$ - Modello Dettagliato

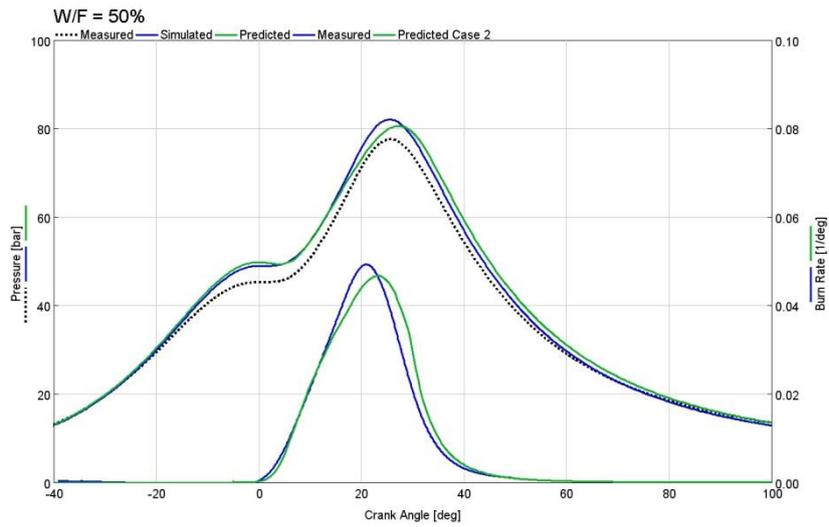


Figura 5.9 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 50% - Modello Dettagliato

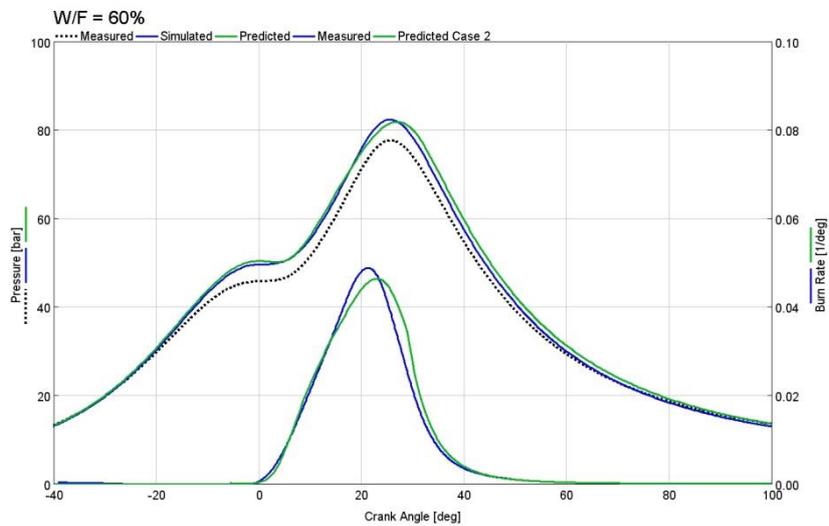


Figura 5.10 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 60% - Modello Dettagliato

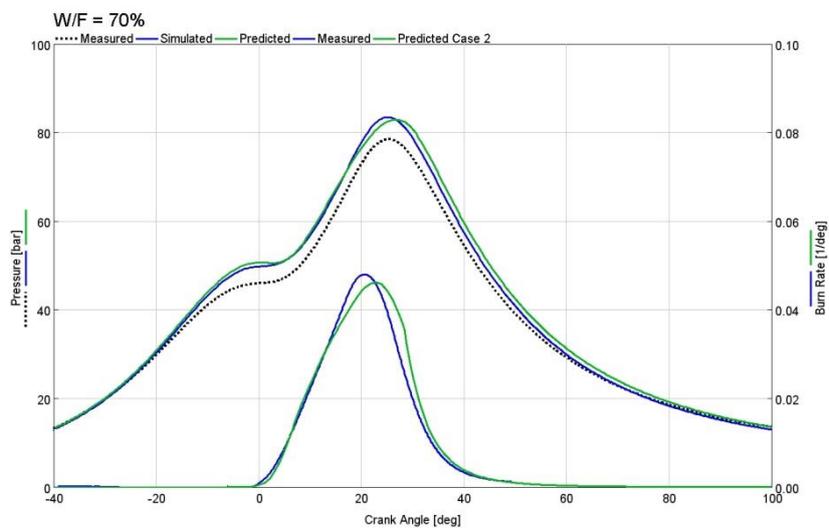


Figura 5.11 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 70% - Modello Dettagliato

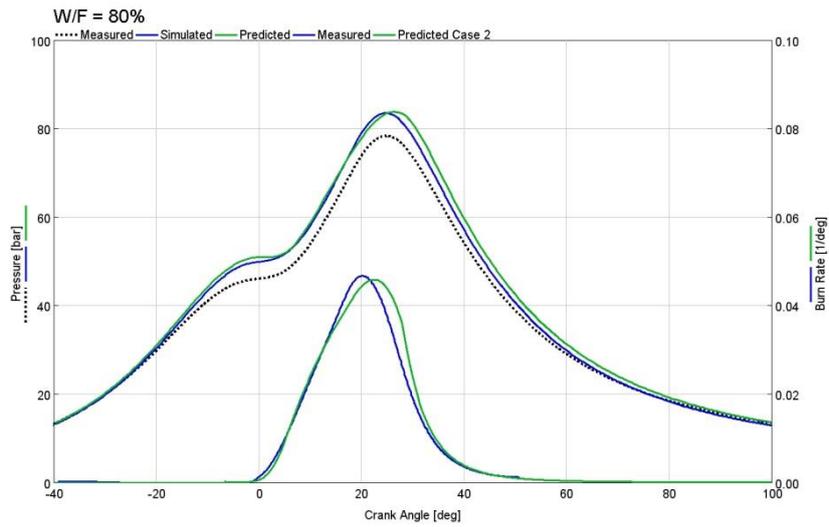


Figura 5.12 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 80% - Modello Dettagliato

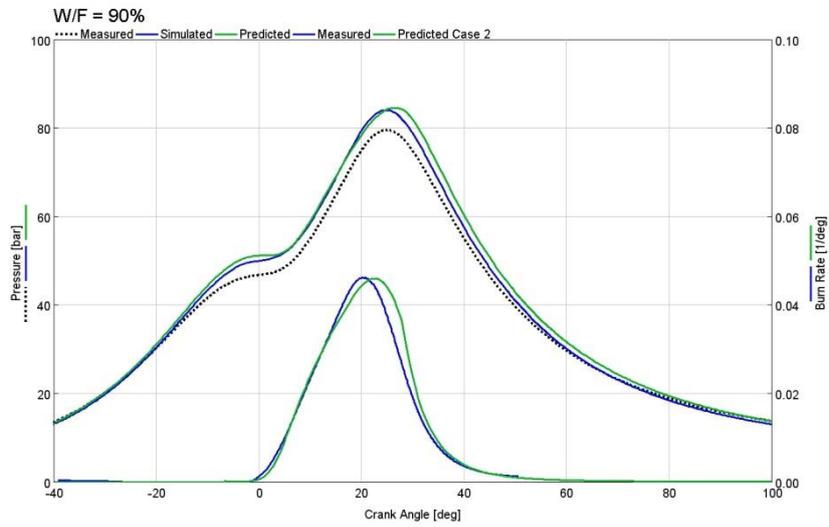


Figura 5.13 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 90% - Modello Dettagliato

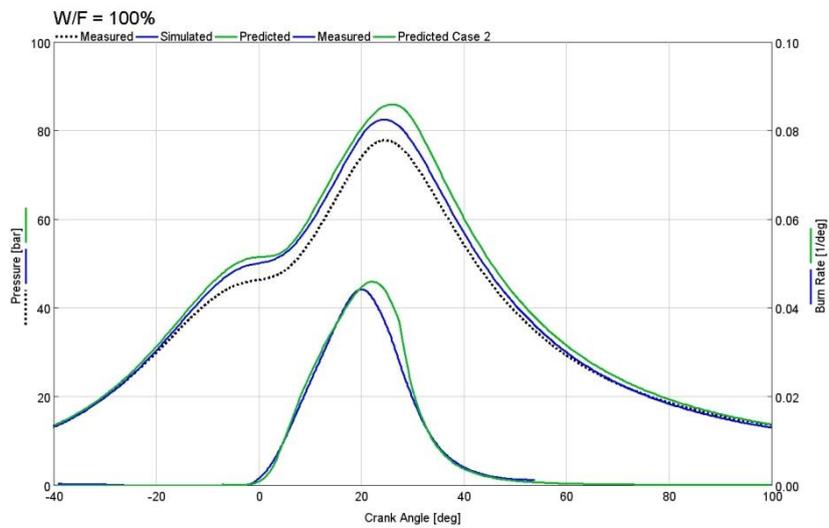


Figura 5.14 – Burn Rate e Pressione nel Cilindro @2500 RPM - W/F = 100% - Modello Dettagliato

Per poter quantificare l'errore commesso dal modello predittivo si possono confrontare i principali indici che hanno caratterizzato tale combustione, con quelli ottenuti a partire dal modello dettagliato completo con combustione imposta, al quale è stato fornito il burn rate simulato.

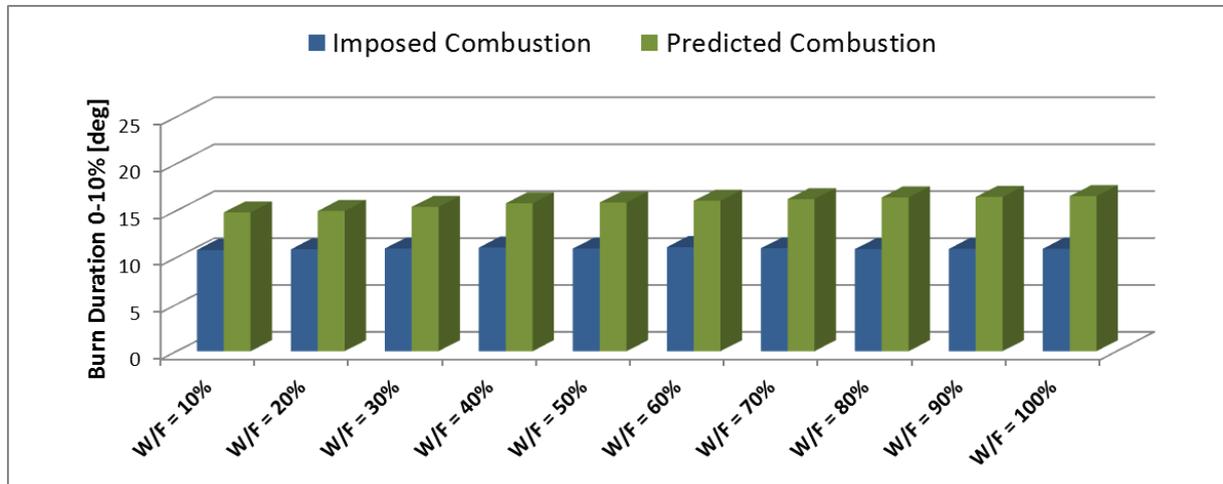


Figura 5.15 – Burn Duration 0-10%

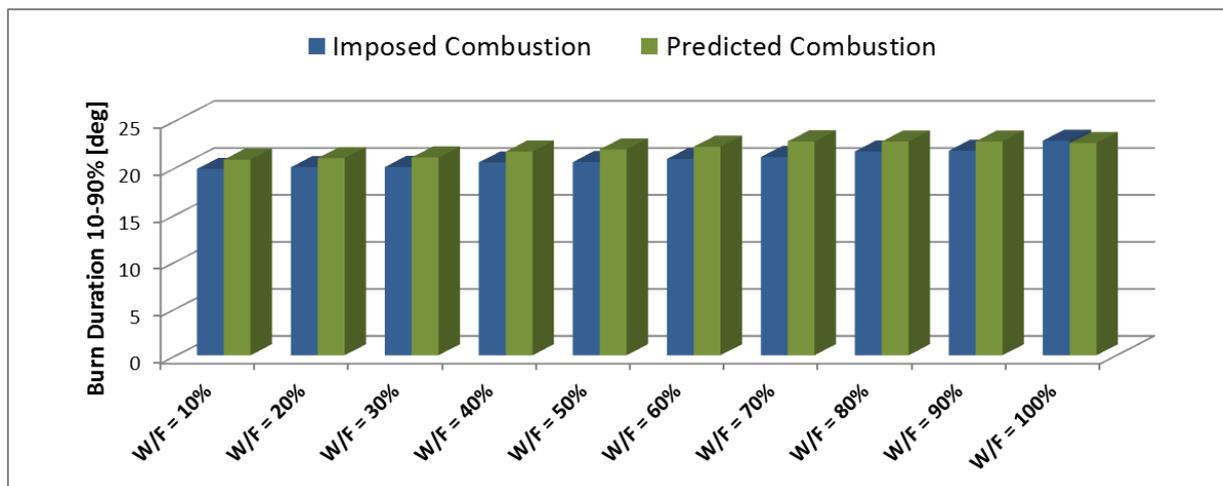


Figura 5.16 – Burn Duration 10-90%

Nella figura 5.5 si è riportato un confronto tra le due durate, in termini angolari, della prima fase del processo di combustione a cui prende parte fino al 10% del combustibile iniettato ed in cui si sviluppa il primo nucleo dal quale il processo di combustione, in seguito, si estenderà in tutta la camera.

Dalla figura 5.7 si nota che la seconda fase del processo di combustione, caratterizzata da una velocità molto elevata del fronte di fiamma, ha una durata molto prossima a quella ottenuta dal modello dettagliato con combustione imposta.

Infine, si riportano la pressione massima in camera ed il valore dell'angolo in corrispondenza del quale brucia il 50% del combustibile iniettato, sia per il modello con combustione imposta che per quello predittivo, per ciascun sweep di acqua.

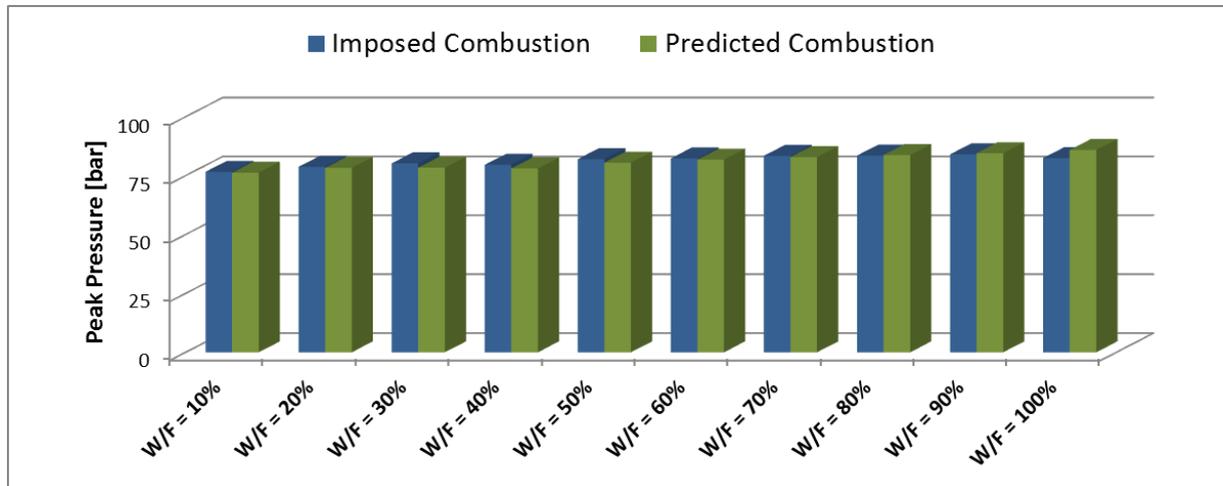


Figura 5.17 - Peak Pressure - Combustione Imposta vs Combustione Predetta

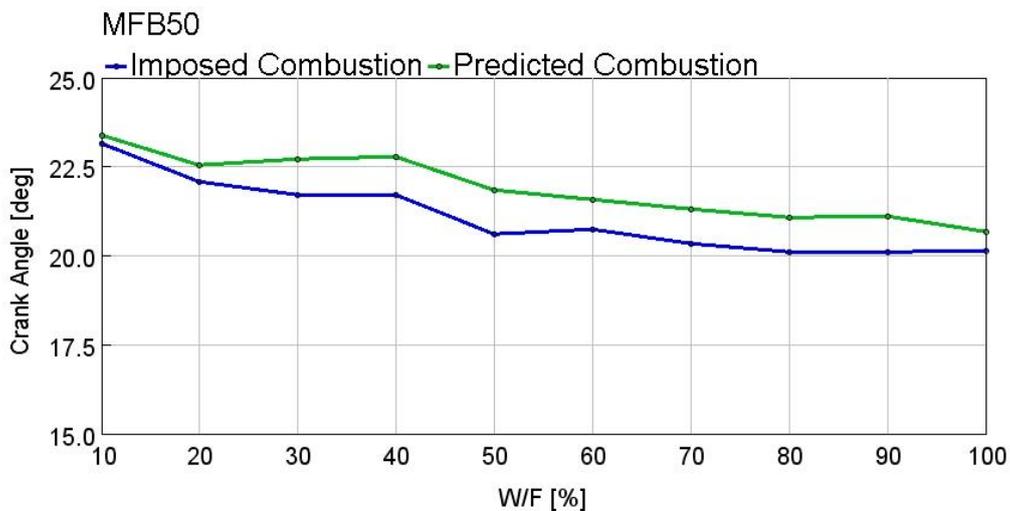


Figura 5.18 - MFB50 - Combustione Imposta vs Combustione Predetta

Il modello di combustione predittivo è stato inoltre validato sul punto 4000 RPM a pieno carico, anche in questo caso considerando tutti gli sweep di acqua. I risultati, in termini di pressione nel cilindro e di burn rate, sono riportati di seguito.

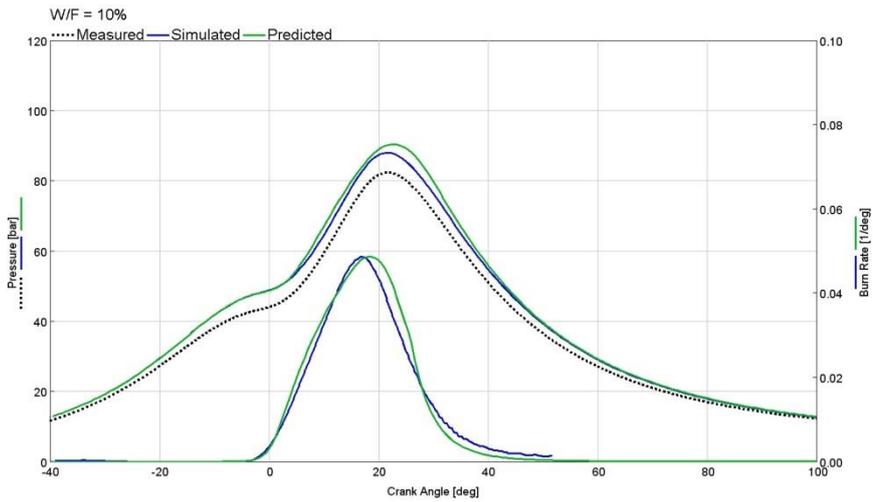


Figura 5.19 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 10% - Modello Dettagliato

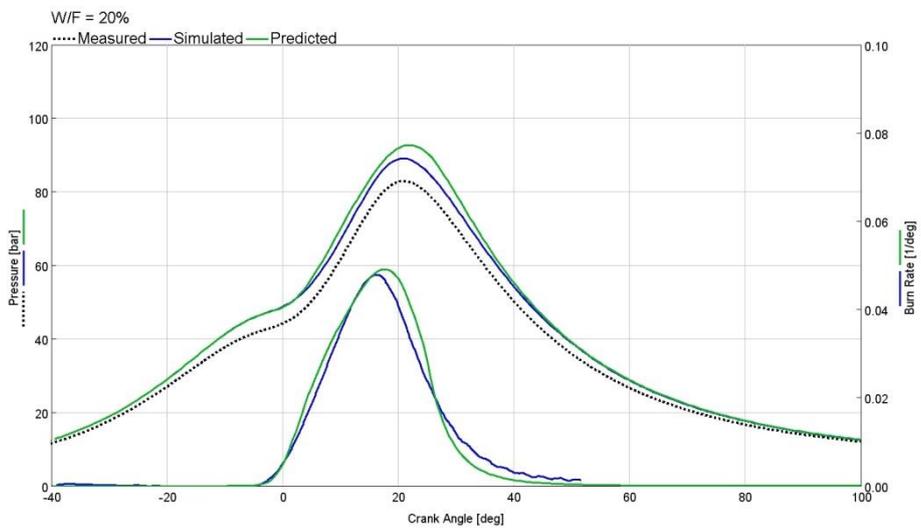


Figura 5.20 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 20% - Modello Dettagliato

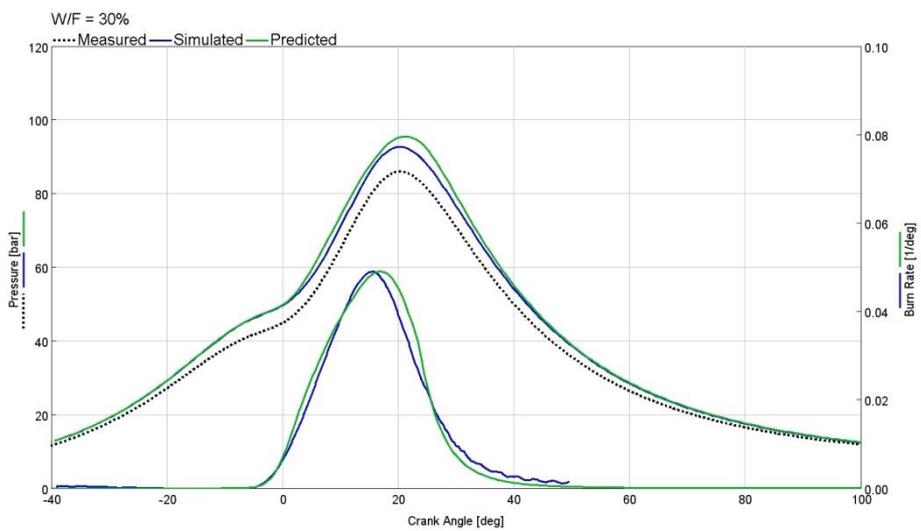


Figura 5.21 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 30% - Modello Dettagliato

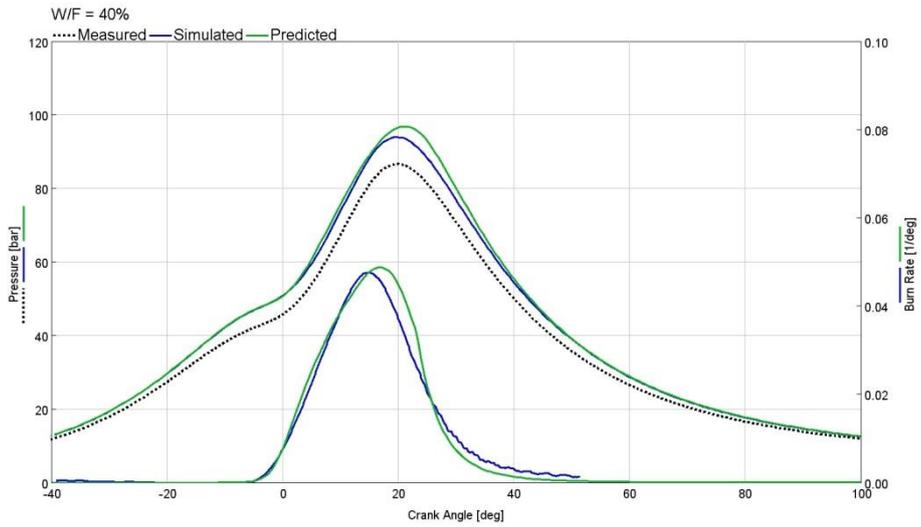


Figura 5.22 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 40% - Modello Dettagliato

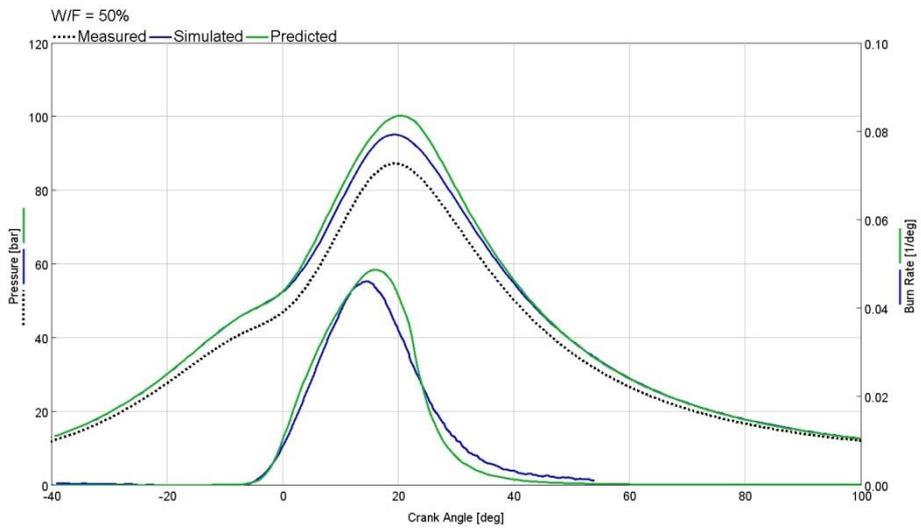


Figura 5.23 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 50% - Modello Dettagliato

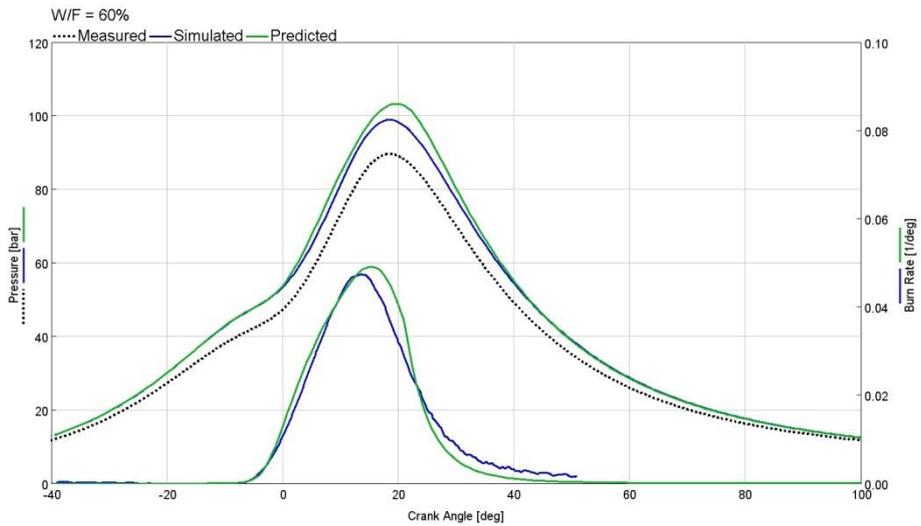


Figura 5.24 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 60% - Modello Dettagliato

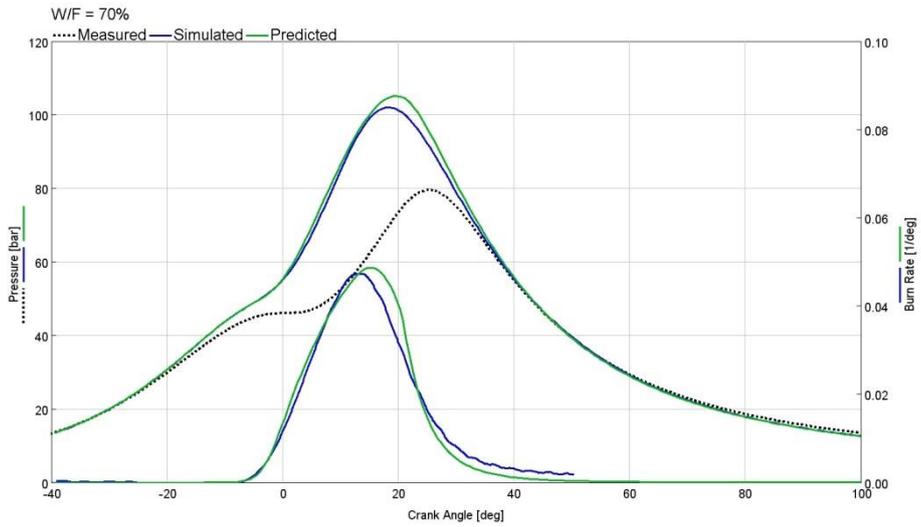


Figura 5.25 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 70% - Modello Dettagliato

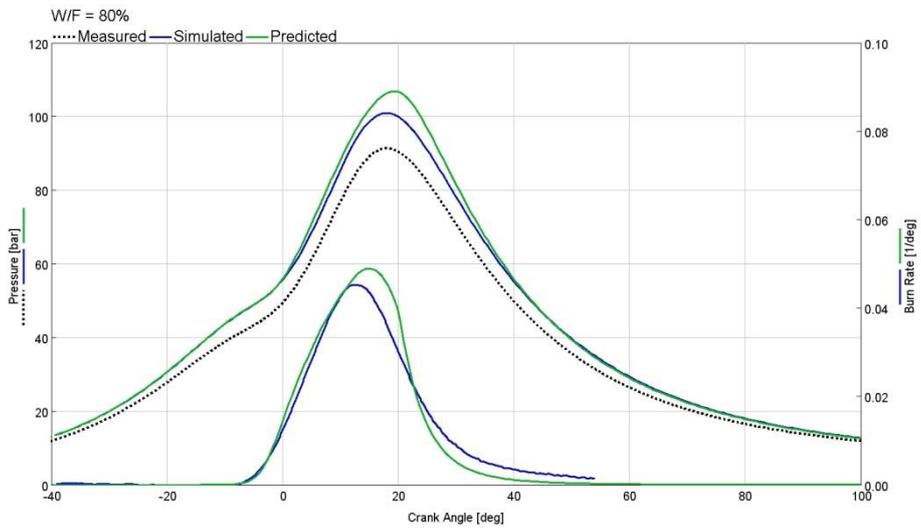


Figura 5.26 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 80% - Modello Dettagliato

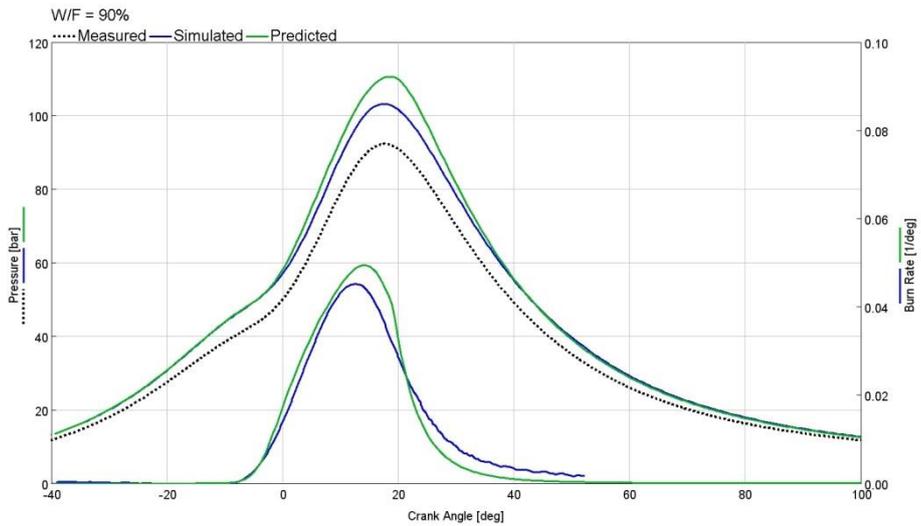


Figura 5.27 - Burn Rate e Pressione nel Cilindro @4000 RPM - W/F = 90% - Modello Dettagliato

In definitiva, i risultati ottenuti mostrano un errore commesso dal modello predittivo che può ritenersi accettabile. Esso dunque, può essere utilizzato come valido strumento per predire il processo di combustione per il motore analizzato.

Per quanto riguarda il modello di variabilità ciclica, la calibrazione è stata eseguita su due punti a pieno carico, 2500 e 4000 RPM, senza considerare la presenza dell'acqua.

Nella tabella 5.2 si riportano i valori della COV di IMEP sperimentale confrontati con quelli ottenuti dal modello monodimensionale in seguito all'ottimizzazione delle deviazioni standard del Turbulent Flame Speed Multiplier e del Taylor Length Scale Multiplier per i due punti analizzati.

Engine Speed [RPM]	COV di IMEP Sperimentale	COV di IMEP Modello 0D
4000	2.86	2.89
2500	2.61	2.65

Tabella 5.2 – COV di IMEP sui punti di calibrazione

I risultati ottenuti sono stati validati sugli altri punti della curva di pieno carico, definiti nel paragrafo 2.2, continuando a mostrare una buona corrispondenza, come mostrato nella tabella 5.3.

Engine Speed [RPM]	COV di IMEP Sperimentale	COV di IMEP Modello 0D
5500	3.12	3.51
5000	2.98	3.05
3000	2.7	2.65
2000	2.47	2.33

Tabella 5.3 – COV di IMEP sui punti non calibrati

Una volta calibrata la variabilità ciclica si è infine passati alla calibrazione del modello di detonazione, anche in questo caso eseguita sui due punti a pieno carico 2500 e 4000 RPM.

Nella tabella 5.4 sono riportate la percentuale dei cicli che hanno detonato durante le misure sperimentali, e quella dei cicli detonanti nel modello monodimensionale.

Nella tabella è inoltre riportato il valore dell'anticipo di accensione (Spark Advance) corrispondente a ciascun punto.

Engine Speed	Spark Advance	Percentuale dei cicli detonanti Sperimentale	Percentuale dei cicli detonanti Modello 0D
[RPM]	[deg BTDCF]	[%]	[%]
4000	0.5	0.56	0
2500	-4	2.02	2

Tabella 5.4 – Percentuale cicli detonanti su punti di calibrazione

Anche in questo caso i risultati ottenuti sono stati validati sugli altri punti della curva di pieno carico, mostrando una buona corrispondenza (tabella 5.5).

Engine Speed	Spark Advance	Percentuale dei cicli detonanti Sperimentale	Percentuale dei cicli detonanti Modello 0D
[RPM]	[deg BTDCF]	[%]	[%]
5500	3	0.26	0
5000	3.5	0.13	0
3000	-2	1.07	0
2000	-7	3.89	4.3

Tabella 5.5 - Percentuale cicli detonanti su punti di calibrazione

Per i due punti di calibrazione, utilizzando il modello dettagliato completo, è stato inoltre eseguita una variazione virtuale dell'anticipo di accensione. L'obiettivo è stato quello di valutare gli effetti di tale azione sulla percentuale dei cicli detonanti.

Per il punto 2500 RPM, i risultati sono riportati nella figura 5.28.

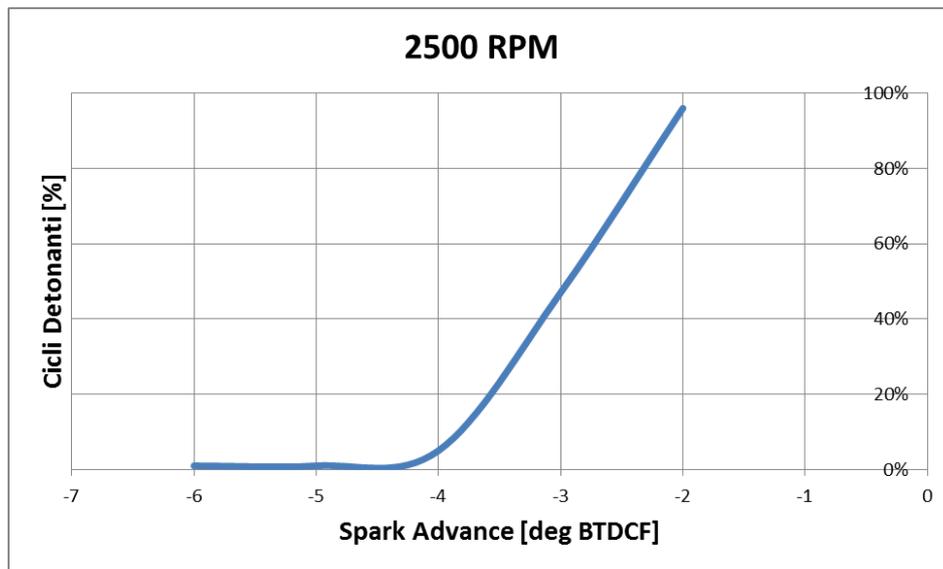


Figura 5.28 – Effetti della variazione dello Spark Advance sulla percentuale dei cicli detonanti @ 2500 RPM

Dalla figura 5.18 si può notare come l'anticipo di accensione sperimentale risulti trovarsi in corrispondenza dell'incipiente detonazione.

In altre parole, anche un leggero aumento di questo parametro causerebbe un aumento esponenziale della percentuale di cicli detonanti.

Lo stesso procedimento è stato ripetuto per il punto 4000 RPM ed i risultati sono riportati nella figura 5.29.

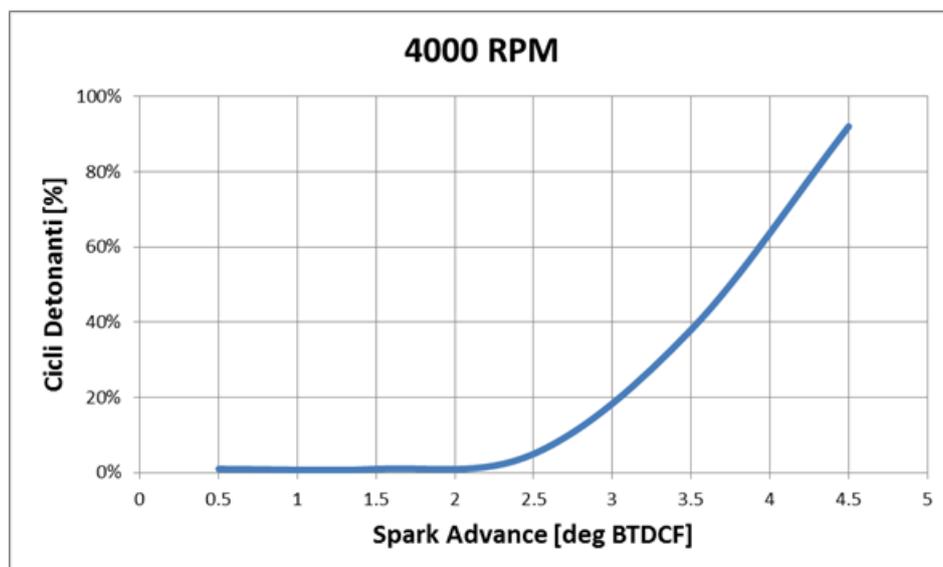


Figura 5.29 – Effetti della variazione dello Spark Advance sulla percentuale dei cicli detonanti @ 4000RPM

In questo caso, si può notare che per raggiungere le condizioni di incipiente detonazione è stato necessario aumentare l'anticipo di accensione di 1.5° rispetto al valore sperimentale.

In ultima analisi, il modello di detonazione costruito è stato utilizzato nel modello dettagliato completo in presenza di iniezioni di acqua, analizzando il punto 2500 RPM caratterizzato da un rapporto W/F del 20%. Per questo punto il modello ha dato i risultati presenti in tabella 5.6.

Engine Speed	Spark Advance	W/F Ratio	Percentuale dei cicli detonanti Sperimentale	Percentuale dei cicli detonanti Modello 0D
[RPM]	[deg BTDCF]	[%]	[%]	[%]
2500	3	20	1.08	0

Tabella 5.6 – Percentuale cicli detonanti per il caso con iniezioni di acqua

Anche in questo caso è stato variato nel modello virtuale il valore dell'anticipo di accensione rispetto al valore sperimentale in modo da valutare l'effetto sulla percentuale dei cicli detonanti. Il risultato è riportato nella figura 5.20.

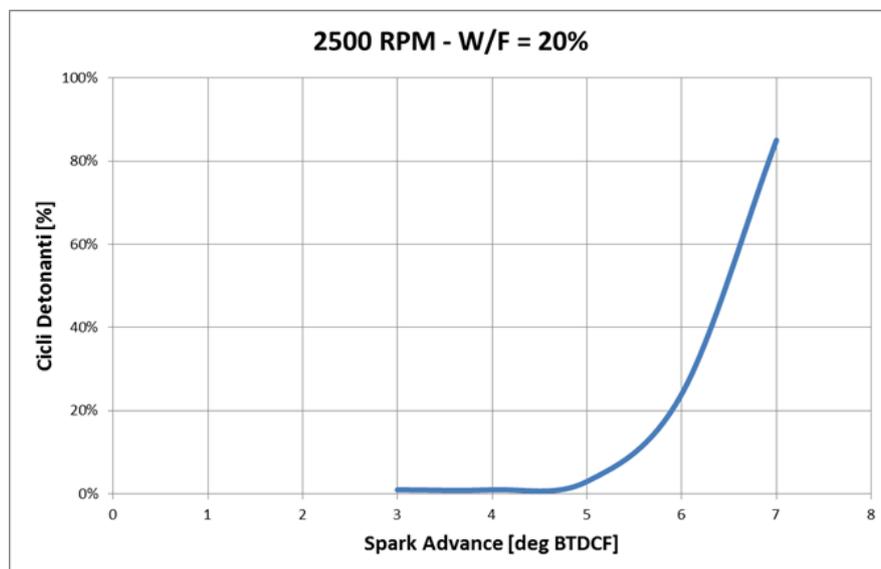


Figura 5.30 - Effetti della variazione dello Spark Advance sulla percentuale dei cicli detonanti @ 2500RPM e W/F=20%

Dalla figura 5.30 si può notare come, in questo caso analizzato, è stato necessario aumentare il valore dello Spark Advance di circa 1° per raggiungere le condizioni di incipiente detonazione.

Capitolo 6

Conclusioni

Oggigiorno, i produttori di auto, dovendo rispettare normative sempre più severe, sono spinti a sviluppare nuove tecnologie in grado di rendere i motori sempre più efficienti.

Con la sfida di raggiungere minori consumi di carburante e, di conseguenza, minori emissioni di CO₂, nel motore che è stato esaminato in questo lavoro sono state sperimentate diverse soluzioni, come il downsizing accoppiato al turbocharging con gas di scarico, l'aumento del rapporto di compressione, ed infine si è ricorsi alla tecnica della Water Injection, necessaria per evitare il fenomeno della detonazione.

Questa soluzione è caratterizzata da un'elevata semplicità costruttiva in quanto sono richieste piccole modifiche all'architettura del motore, quali, ad esempio, l'aggiunta di un iniettore di bassa pressione per l'introduzione dell'acqua.

Gli aspetti negativi legati a questa tecnica sono relativi alla diluizione nell'olio ed alla dispersione nel carter, ma il vero punto critico è il consumo di acqua.

Ad esempio, percorrendo il ciclo omologativo WLTC, è stato stimato un consumo di acqua di 0,5 l / 100 km [15]. Sarà quindi richiesto un corretto dimensionamento del serbatoio oppure si dovrà prevedere un recupero a bordo.

In questo lavoro è stato creato un modello capace di simulare il processo di combustione in un motore in cui sono presenti iniezioni di acqua.

Dapprima, è stato necessario calibrare un modello di turbolenza in quanto l'intero processo di combustione è fortemente influenzato dal moto del flusso aspirato ed entrante all'interno della camera. In questo primo passaggio si è fatto riferimento ai risultati ottenuti da analisi 3D-CFD più dettagliate.

Successivamente, calibrando i parametri caratterizzanti il modello di combustione SITurb, si è ottenuto uno strumento in grado di riprodurre i profili di combustione ottenuti dall'analisi dei cicli di pressione sperimentali.

I risultati ottenuti in questo lavoro mostrano una buona correlazione con i dati sperimentali; per questo motivo tale strumento potrà essere utilizzato al fine di valutare pro e contro che la tecnica della Water Injection può portare.

Inoltre, grazie al modello di detonazione creato, si potrà prevedere l'insorgenza del fenomeno della detonazione.

Bibliografia

- [1] N. Olmer e B. Comer, «Greenhouse gas emissions from global shipping,» 2017.10.17.
- [2] P. Leduc, B. Dubar, A. Ranini e G. Monnier, «Downsizing of a gasoline engine: an efficient way to reduce CO₂ emissions,» *Rev. IFP*, January-February 2003.
- [3] S. Luisi, V. Doria e A. Stroppiana, «Knock Mitigation Techniques for Highly Boosted Downsized SI Engines,» 2017.
- [4] F. Millo, Analisi dei rendimenti: cicli ideali di riferimento, Propulsori Termici, Dip. Energia, Politecnico di Torino, 2016/2017.
- [5] F. Hoppe, M. Thewes, S. Joerg, A. Balazs e J. Scharf, «Evaluation of the Potential of Water Injection for Gasoline Engines,» *SAE International Journal*, September 4, 2017.
- [6] Mingrui, W. Sa, N. Turkson, R. Jinping e L. Guo, «Water Injection for Higher Engine Performance and Lower Emissions,» *Journal of the Energy Institute*, January 2016.
- [7] F. Millo, Combustione nei motori alternativi, I parte: motori ad accensione comandata , Propulsori Termici, Dip. Energia, Politecnico di Torino, 2016/2017.
- [8] J. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, 1988.
- [9] J. Livengood, Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines, 1955.
- [10] F. Millo, M. Mirzaeian, M. Ferrera e A. Stroppiana, «Advanced Combustion Process for High Efficient Spark Ignited Engines,» CRF , Turin, December 20th , 2017.
- [11] W. Gottschalk, U. Lezius e L. Mathusall, «Investigations on the Potential of a Variable Miller Cycle for SI Knock Control,» *SAE Technical Paper*, 2013.
- [12] G. Technologies, Engine Performance Application Manual, Version 2017.
- [13] T. Morel e R. Keribar, «A Model for Predicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Bowl-in-Piston Combustion Chambers,» *SAE International*, February 1, 1985.
- [14] F. Bozza, V. De Bellis e L. Marchitto, «Extension and Validation of a 1D Model Applied to the,» *SAE International*, 2017.
- [15] F. Bozza e V. De Bellis, «Techniques for CO₂ Emission Reduction over a WLTC. A Numerical Comparison of Increased Compression Ratio, Cooled EGR and Water Injection,» *SAE Technical Paper*, 2018.
- [16] S. Potteau, P. Lutz, S. Leroux, S. Moroz e E. Tomas, «Cooled EGR for a Turbo SI Engine to Reduce Knocking and Fuel Consumption,» *SAE International*, October 29, 2007.