Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Sviluppo di un modello predittivo di combustione e di detonazione per un motore alimentato con una miscela di gas naturale ed etano.

Relatori:

Prof. Daniela Anna Misul

Prof. Mirko Baratta

Candidato:

Molinar Min Lorenzo

Anno Accademico 2017/2018

Indice

Introduzione 5
1.Concetti teorici 6
1.1 Combustibile CNG 6
1.2 VVA: sistema di attuazione variabile delle valvole di aspirazione 10
1.3 Variabilità ciclica 12
1.4 Detonazione 15
2.Modello di combustione 21
2.1 Funzione di Wiebe 21
2.2 Modello di combustione frattale 23
2.3 Intervallo angolare di applicazione del modello frattale 26
2.3.1 Condizioni iniziali 26
2.3.2 Condizioni finali 27
3.Modello di turbolenza 29
4.DARS 31
4.1 Descrizione software 31
4.2 Obbiettivo 31
4.3 Procedura utilizzata 32
Step 1: 34
Step 2: 35
Step 3: 35
Step 4: 36
4.4 Generazione della libreria 36
4.5 Validazione risultati 37
4.5.1 Validazione risultati al variare della pressione 38
4.5.2 Validazione risultati al variare della temperatura 39
5.Modello software del motore in analisi 40
5.1 Gt-Power: descrizione software 40
5.2 Obbiettivo 40
5.3 Dati sperimentali disponibili 40
5.4 Procedura seguita 41
5.5 Setup modello 41
5.5.1 Setup tempo di iniezione 42
5.5.2 Setup VVA 44

5.5.3 Setup combustibile 47
5.5.3.1 Inserimento della libreria del combustibile nel modello Gt-Power 50
5.6 Analisi con modello TPA 51
5.6.1 Dati sperimentali simulazione TPA 52
5.6.2 Risultati TPA 53
5.7 Modello Frattale 56
5.7.1 Calibrazione modello frattale 57
5.7.1.1 Influenza del parametro C_L sull'andamento di x_b 60
5.7.2 Risultati modello Frattale 61
5.8 Modello Frattale con integrazione del fenomeno della Variabilità Ciclica 66
5.8.1 Calibrazione modello di variabilità ciclica 67
5.8.1.1 Influenza della covarianza di C_L sulla covarianza della pressione massima 69
5.9 Modello di detonazione 70
5.9.1 Calibrazione del modello di detonazione 71
5.9.1.1 Calibrazione parametro C1 73
5.9.1.2 Calibrazione parametri C1, C2 e C3 74
6.Conclusioni e prospettive future 77
Bibliografia 78
Idice delle figure 80
Indice delle tabelle 82
Ringraziamenti 83

Introduzione

La continua ricerca verso la diminuzione delle emissioni inquinanti dei motori a combustione interna e verso l'aumento della loro efficienza sta ricoprendo negli ultimi anni un ruolo sempre più rilevante sia per un fine di miglioramento delle condizioni ambientali, in particolar luogo in ambito del trasporto urbano, sia per una riduzione dei costi di utilizzo del veicolo. Nel contesto dei motori ad accensione comandata si è osservata una crescita della produzione e della vendita di veicoli alimentati con gas naturale ed equipaggiati con propulsori *Bi-Fuel*, ovvero con la possibilità di poter essere alimentati da benzina o combustibile gassoso. La diffusione di questa tipologia di combustibili è dovuta principalmente alla loro versatilità, all'alta efficienza di conversione e alla bassa emissione di sostanze inquinanti in confronto alla benzina o al gasolio. L'evoluzione della ricerca in questo ambito per un continuo miglioramento delle prestazioni e dell'efficienza richiede uno sviluppo sempre più accurato di modelli termodinamici in grado di simulare la corretta evoluzione della combustione al fine di predire le performance del propulsore ed eventuali problematiche. Inoltre, unitamente alla diffusione di combustibili gassosi, si constata un aumento delle strategie di *downsizing* e *downspeeding* con conseguente sovralimentazione, che permette l'ottenimento di alte prestazioni. La sovralimentazione, l'esigenza di evitare anomalie di combustione come la detonazione e la riduzione dei consumi implicano un affinamento dei modelli di combustione adottati sia in ambito di progettazione sia in ambito di controllo motore.

Il presente lavoro di tesi si colloca in questo contesto e si pone l'obbiettivo di sviluppare e convalidare un modello predittivo di combustione e di detonazione applicato ad un propulsore quattro cilindri in linea di cilindrata totale 1400 cm^3, alimentato con una miscela di metano ed etano e sovralimentato tramite turbocompressore centrifugo.

1.Concetti teorici

In questa sezione sono trattati i principali argomenti su cui si è fondato il presente lavoro di tesi in modo da creare un collegamento fra le applicazioni pratiche e modellistiche affrontate e i concetti teorici che ne stanno alla base.

1.1 Combustibile CNG

Come anticipato il settore dei trasporti sta assistendo ad una crescita dell'utilizzo di combustibili gassosi, in particolare CNG (*compressed natural gas*) composto da metano in percentuali volumiche superiori all'85%. Tale crescita è osservabile nel grafico sottostante di fig.1 che indica il volume di gas consumato giornalmente dalle varie categorie di utilizzo [1].

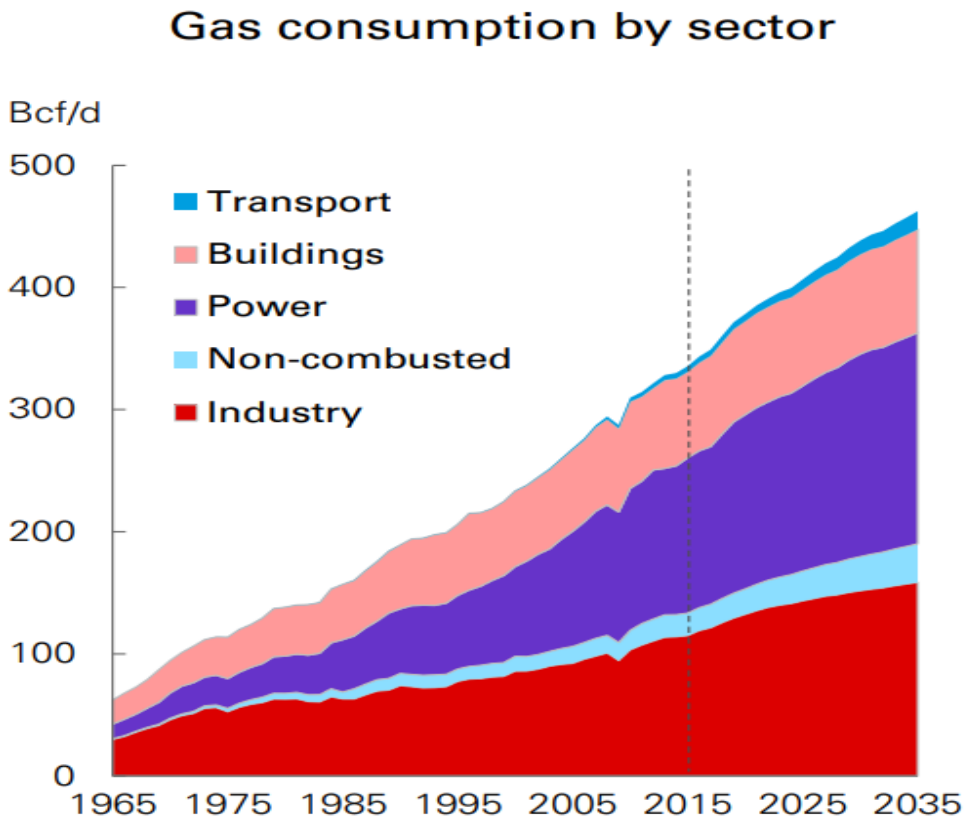

Figura 1: Crescita utilizzo combustibile gassoso.

Tale crescita è spronata generalmente da una grande disponibilità di risorsa utile a coprire il fabbisogno per i prossimi decenni a costi relativamente contenuti rispetto ai combustibili fossili classici.

Inoltre nel settore automotive l'utilizzo di gas naturale come combustibile presenta dei vantaggi per quanto riguarda l'emissione di sostanze inquinanti se paragonato ad un propulsore tradizionale alimentato con gasolio o benzina:

- Riduce del 20% o più le emissioni di anidride carbonica che è la principale causa dell'effetto serra;
- Grazie alla formulazione chimica dei suoi componenti, in gran parte metano (CH_4), possiede un favorevole rapporto $\frac{H}{C}$ e quindi una bassissima formazione ed emissione di particolato;
- Ha una temperatura di fiamma inferiore permettendo così di ridurre anche le emissioni degli NO_x (ossidi di azoto) che rappresentano una delle principali fonti inquinanti dei motori a combustione interna.
- Essendo un combustibile gassoso non necessita dell'arricchimento della miscela che è necessario adottare nei motori *PFI* durante l'avviamento a freddo e durante i transitori, poiché è facilmente vaporizzabile. Si evita quindi la formazione di un film liquido di combustibile nei condotti di aspirazione che in fasi successive darebbe luogo ad uno scostamento dalla dosatura stechiometrica;
- É caratterizzato da una bassissima solubilità nell'olio lubrificante presente sulle pareti dei cilindri, perciò a differenza della benzina e del gasolio i suoi idrocarburi incombusti non vengono assorbiti e possono essere ossidati più facilmente anche nelle fasi successive alla combustione;
- Grazie alla struttura chimica compatta dei suoi costituenti possiede un alto potere antidetonante, consentendo l'utilizzo di gradi di sovralimentazione piuttosto elevati nei propulsori che però non utilizzano la tecnologia *bi-fuel*, poichè questi ultimi sono limitati dal compromesso derivante dal funzionamento tradizionale a benzina. Per merito di questa sua caratteristica, unitamente all'utilizzo dell'iniezione diretta, è possibile recuperare con la sovralimentazione la perdita di prestazioni che presenterebbe un motore *NA* alimentato a gas naturale (fig.2) [2].

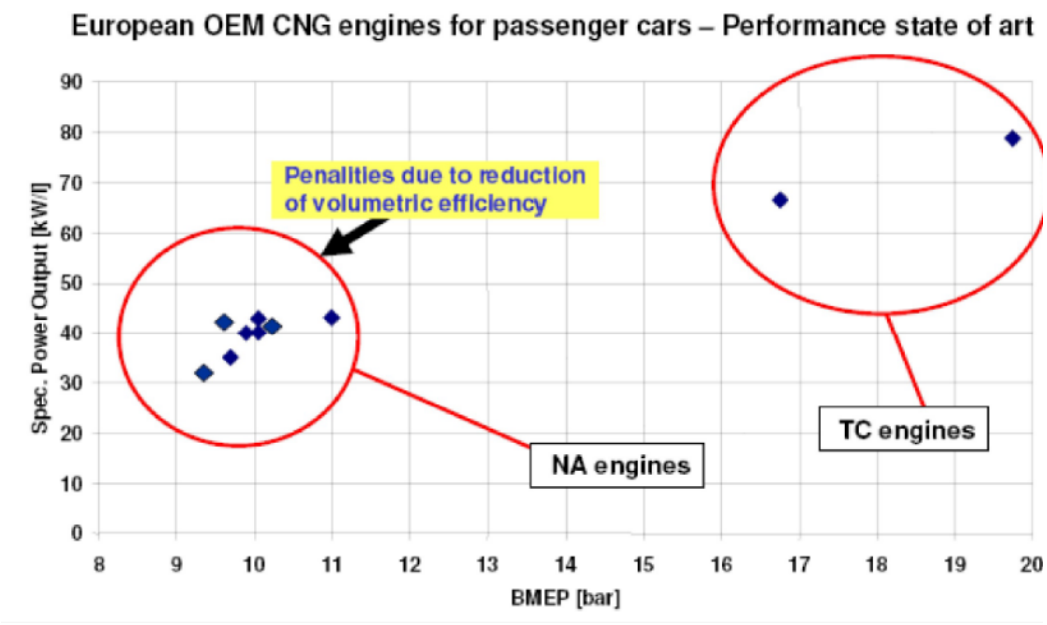

Figura 2: confronto prestazioni motore NA e TC.

Il combustibile fin'ora elogiato non è però esente da svantaggi, infatti:

- Gli idrocarburi incombusti formati dal metano puro sono difficilmente ossidabili rispetto a quelli originati da benzina e gasolio, in quanto possiedono una struttura chimica molto compatta e difficilmente attaccabile dagli agenti ossidanti presenti nel catalizzatore a tre vie. É necessario quindi aumentare la quantità di metalli nobili atti all'ossidazione ottenendo un'inevitabile crescita dei costi;
- Per via dello svantaggio sopracitato, il controllo sulla combustione deve essere molto raffinato, soprattutto perché una molecola di CH_4 che viene immessa incombusta nell'atmosfera ha un indice CDE (*Carbon Dioxide Equivalent*) circa 21 volte superiore a quello della CO_2. Questo significa che per ogni grammo di metano rilasciato è come se si rilasciassero in atmosfera 21 grammi di anidride carbonica.
- Rispetto alla benzina ed al gasolio possiede una bassa densità energetica, come è possibile notare nei dati riportati in tab.1.

Potere calorifico inferiore dei combustibili Hi				
	Metano	CNG	Benzina	Gasolio
Potere cal. Inf. [MJ/kg]	**49.8**	**46.8**	**44.0**	**42.0**
Potere cal. Inf. [MJ/(m^3)]	**0.032**	**9**	**35.7**	**32.7**

Tabella 1: Poteri calorifici inferiori combustibili

Infatti anche se il potere calorifico massico inferiore è confrontabile con i combustibili liquidi tradizionali, bisogna tener conto che trattandosi di un combustibile gassoso il potere calorifico volumico è nettamente inferiore. Perciò deve essere stoccato a circa 220 bar in modo da garantire una densità energetica maggiore e di conseguenza si devono adottare pesanti bombole in acciaio che diminuiscono le prestazioni del veicolo senza garantire un'autonomia molto elevata.

Anche se considerassimo il potere calorifico massico che è maggiore dei combustibili liquidi dovremmo fare un paragone più appropriato utilizzando il Parametro Energetico:

$$Parametro\ energetico = \frac{Hi}{\alpha_{ST}}$$

Tenendo in considerazione la fig.3 dove è esposto graficamente come varia il rapporto stechiometrico al variare del rapporto fra idrogeno e carbonio [3], si nota come il metano abbia un rapporto stechiometrico maggiore rispetto alla benzina il che porta ad avere un valore di parametro energetico massico confrontabile fra tutti i combustibili di tab.1.

- Infine trattandosi di combustibile gassoso comporta un notevole abbassamento del coefficiente di riempimento poiché sottrae un maggior volume all'aria comburente rispetto ad un combustibile liquido (motori *PFI*) e, all'atto dell'iniezione, non comporta alcuna diminuzione di temperatura perché non evapora essendo già sotto forma gassosa.

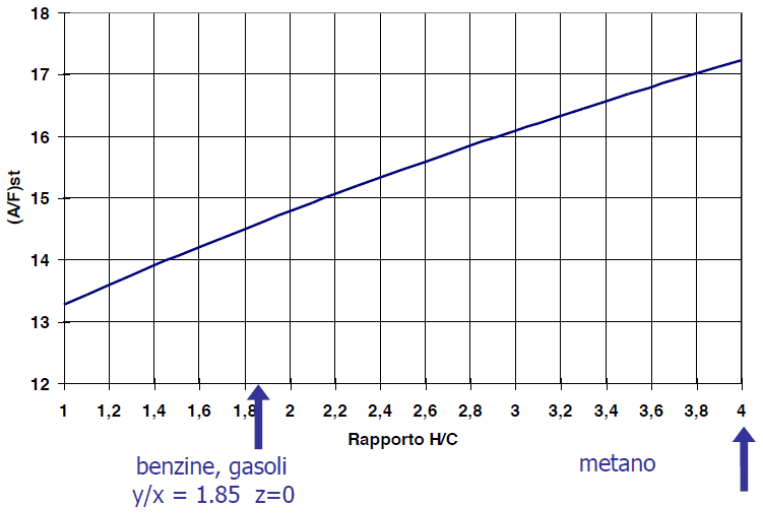

Figura 3: Rapporto stechiometrico al variare del rapporto H/C

1.2 VVA: sistema di attuazione variabile delle valvole di aspirazione

Il motore utilizzato da *Gason* su cui si sono svolti i test analizzati in questo lavoro di tesi utilizza il sistema di attuazione variabile delle valvole di aspirazione. Il *VVA* permette una variazione sia della fasatura di aspirazione sia dell'alzata valvola con aperture e chiusure teoricamente istantanee in modo da limitare le laminazioni dell'aria aspirata.

É possibile quindi ottenere una regolazione con chiusura anticipata della valvola di aspirazione (regolazione *EIVC*) ed una regolazione che agisce sull'alzata valvola permettendo un'apertura ritardata e una chiusura anticipata (fig.4) [3].

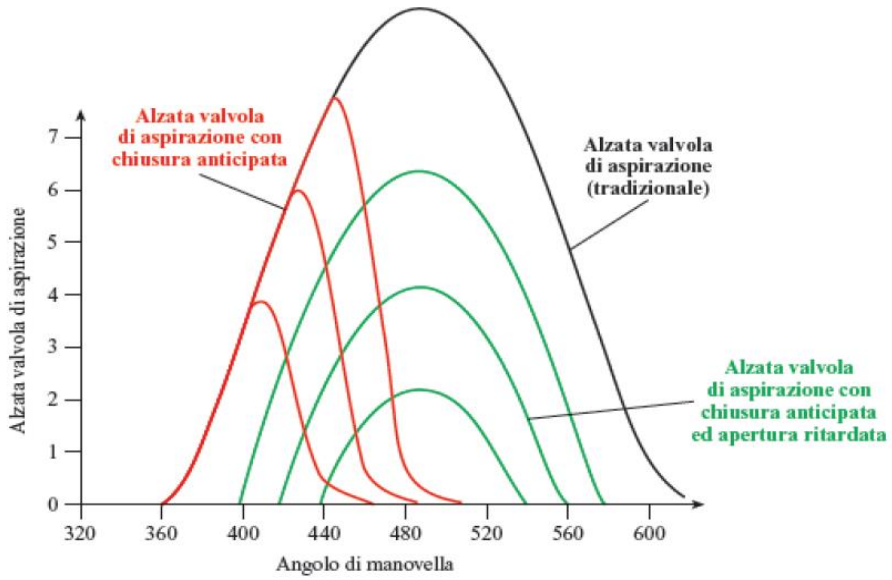

Figura 4: Controllo della legge di alzata valvole.

I principali vantaggi rispetto ad un sistema tradizionale sono:

- Coppia più elevata alle basse velocità di rotazione del motore perché si può limitare il fenomeno del riflusso operando una chiusura anticipata;
- Potenza più elevata verso i massimi regimi di rotazione potendo limitare il fenomeno del rifiuto operando una chiusura ritardata;
- Eliminazione teorica della valvola a farfalla nei motori SI in quanto ai bassi regimi, attuando una strategia *EIVC,* è possibile limitare la quantità d'aria aspirata. Ciò comporta una riduzione dell'area di pompaggio e quindi una diminuzione dei consumi ai bassi carichi;
- Possibilità di creare un controllo interno dell'EGR.

In questo lavoro di tesi le prove del motore sono state effettuate tutte a 1750 rpm, quindi ad un regime medio-basso di rotazione e si è adottata di conseguenza una regolazione *EIVC* detta anche *Reduce Cam* in quanto utilizza solo una porzione della camma (fig.5).

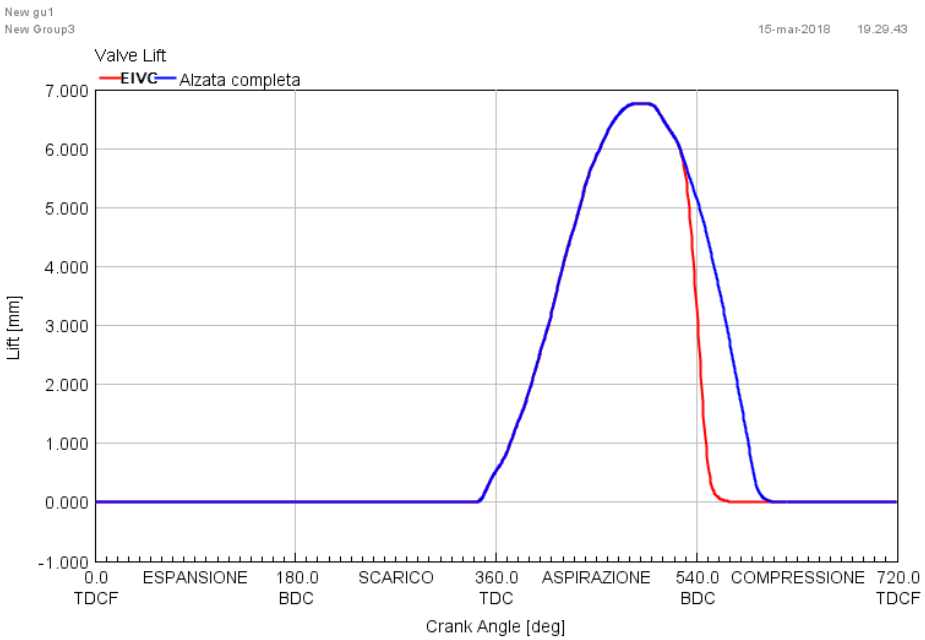

Figura 5: Regolazione EIVC valvola aspirazione

1.3 Variabilità ciclica

In un motore ad accensione comandata il processo di combustione non si ripete mai identicamente a se stesso neanche in condizioni stazionarie, ma varia da ciclo a ciclo. Infatti, anche se sulla macroscala i parametri che influenzano la combustione rimangono invariati, si verificano delle fluttuazioni del moto turbolento che influenzano la composizione locale della carica formata in camera di combustione durante le fasi di aspirazione e compressione (fig.6) [4].

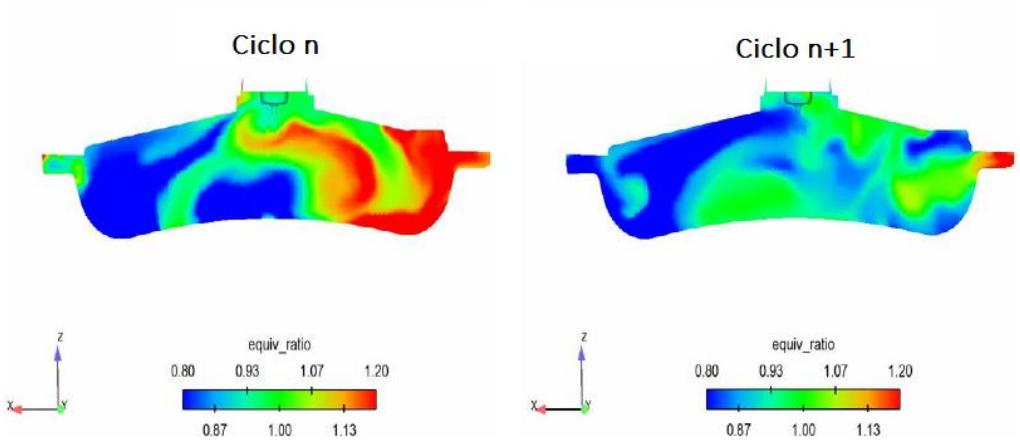

Figura 6: Variazione spaziale della dosatura in camera di combustione

Inoltre da ciclo a ciclo si possono presentare delle variabilità del processo di combustione dovute alla diversa quantità di gas residui o altre dovute al processo di iniezione del combustibile. L'effetto più evidente della dispersione ciclica di queste variabili si ha, come anticipato, sulla combustione e più precisamente è osservabile confrontando il profilo di massa combusta in funzione dell'angolo di manovella per diversi cicli motore in successione. In particolare, un parametro utile al monitoramento della durata della combustione è l'$MFB_{10\text{-}90\%}$, ovvero il tempo impiegato (o intervallo angolare) dalla frazione di massa combusta a portarsi dal 10% al 90%. In fig.7 è possibile notare la dispersione di questo parametro in una serie consecutiva di cicli motore campionati in condizioni stazionarie.

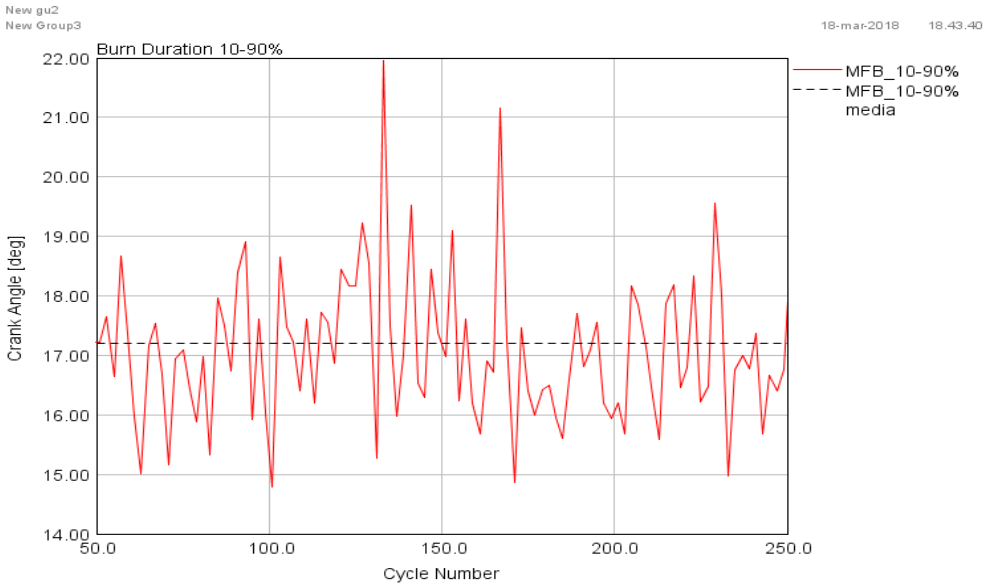

Figura 7: Dispersione ciclica del parametro mfb_10-90

Dall'osservazione grafica si evince come la dispersione non sia affatto trascurabile, poichè si ha un'escursione picco a picco di parecchi gradi di manovella anche considerando un intervallo di cicli ristretto. L'effetto della dispersione della durata della combustione si ripercuote sulla velocità di rilascio termico *HRR* (*Heat Release Rate*) e infine sulla massima pressione raggiunta in camera (*PFP Peak Firing Pressure*), come si nota da fig.8.

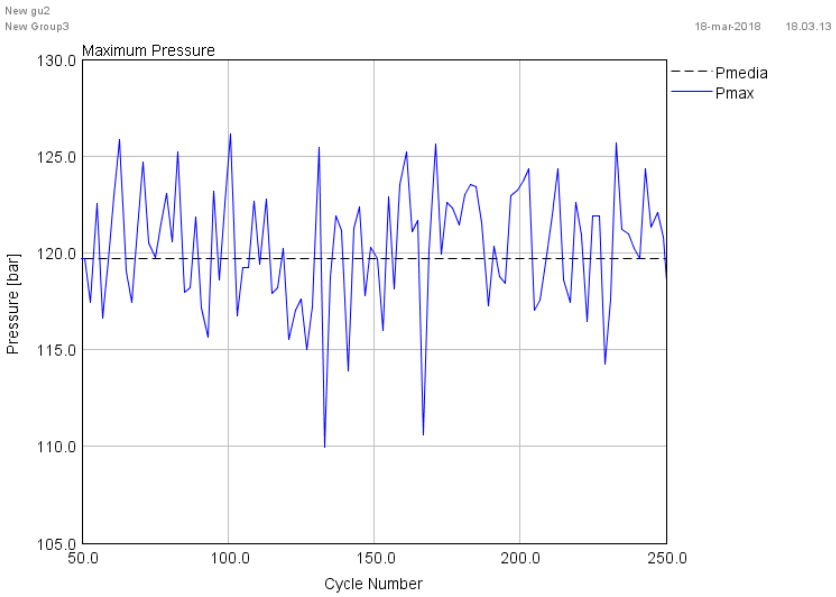

Figura 8: Dispersione ciclica della PFP

Rielaborando i dati di dispersione ciclica si può osservare come la frequenza dei valori del parametro $MFB_{10\text{-}90\%}$ possa essere approssimabile alla funzione statistica di distribuzione normale, come visibile in fig.9 [3].

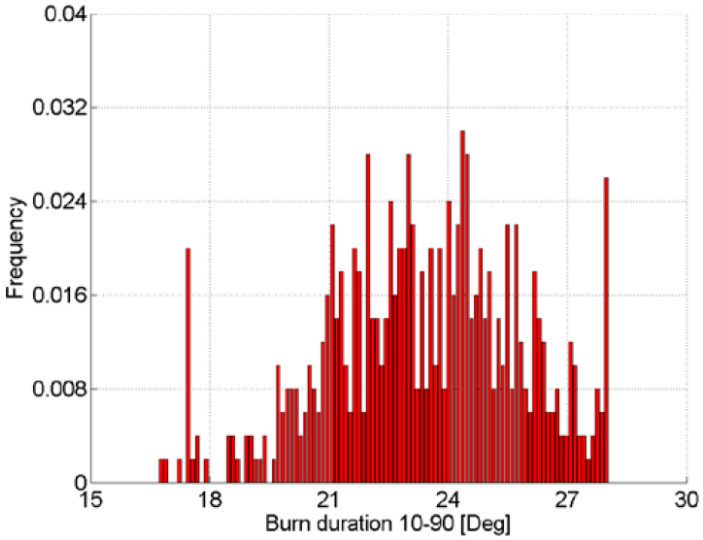

Figura 9: Distribuzione in frequenza del parametroMFB10-90%

In questo modo sarà possibile simulare la variabilità ciclica imponendo con un apposito modello (cap.5.8) una covarianza dei principali parametri che influenzano la durata della combustione rispetto al valor medio.

1.4 Detonazione

L'oscillazione del valore di pressione massima dovuta alla variabilità ciclica in un motore ad accensione comandata può indurre, in determinate condizioni di funzionamento, il fenomeno della detonazione. La detonazione è un'anomalia di combustione caratterizzata dall'autoaccensione dell'*end-gas* (fig.10), ovvero la porzione di carica che si trova più distante dall'elettrodo della candela.

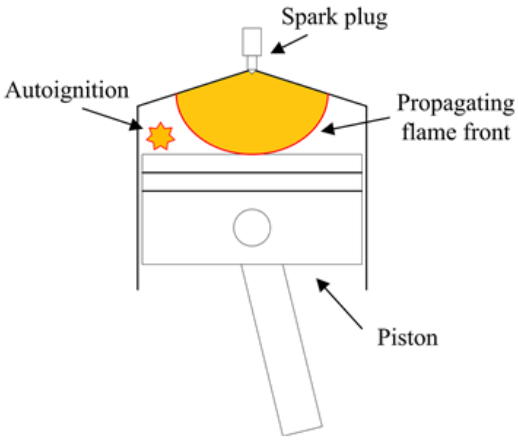

Figura 10: Autoaccensione end-gas

Più precisamente la detonazione è identificata quando le prereazioni chimiche, presenti nella zona dell'*end-gas,* durante la fase di compressione giungono ad un livello tale per cui si ha l'autoaccensione di quella porzione di carica prima che venga raggiunta dal processo di combustione innescato dall'elettrodo. Questo fenomeno porta ad un discostamento dal normale e controllato processo di combustione, provocando un rapido aumento di pressione in un tempo infinitesimo poiché si ha un repentino e consistente rilascio termico. Il brusco innalzamento della pressione dà luogo nella camera di combustione ad un'onda di sovrapressione, originata nel punto di autoaccensione dell'*end-gas,* che si riflette incontrando la parete opposta della camera e originando un fenomeno oscillatorio (fig.11) [3] che in base alla sua entità può provocare danni agli organi del motore oltre che vibrazioni della struttura.

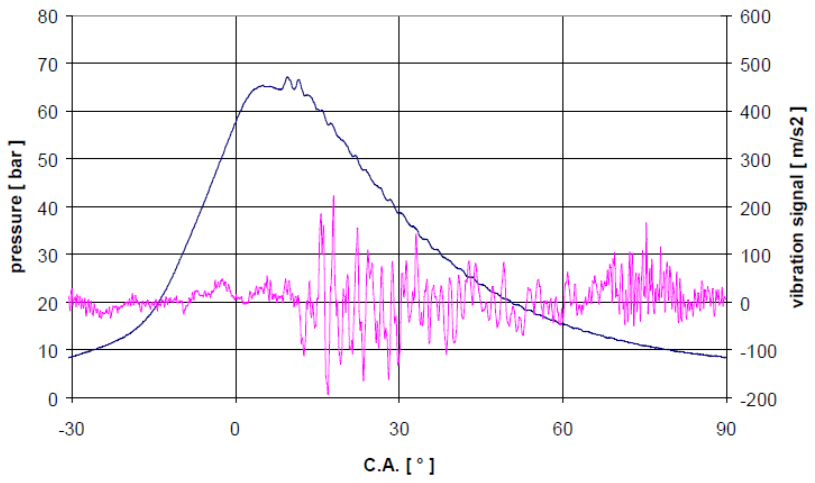

Figura 11: Vibrazioni provocate dalla detonazione

La porzione di carica compresa nella zona dell'*end-gas* è soggetta all'autoaccensione perché, in seguito all'innesco del processo di combustione, essa viene compressa sia dal moto di compressione da parte dello stantuffo sia dalla rapida espansione dei gas combusti, provocando un repentino e consistente aumento di temperatura e pressione a cui si aggiunge una permanenza maggiore in tali condizioni rispetto alle porzioni di carica prossime all'elettrodo. Per via dell'influenza della pressione massima raggiunta durante la combustione è fondamentale considerare il fenomeno della variabilità ciclica, poiché, influendo notevolmente sulla *Peak Firing Pressure,* può portare alla detonazione un ciclo che nelle condizioni di funzionamento teoricamente considerate non sarebbe stato detonante.

Al fine di poter predire come si evolverà la combustione è necessario quindi calcolare il tempo di induzione (*ignition delay)* della miscela considerata dovuto ad un meccanismo di reazioni a catena in cui si producono grandi quantità di radicali, durante le fasi che precedono l'ossidazione vera e propria. La misura del tempo di induzione di una miscela combustibile utilizzata in un motore a combustione interna pone vincoli stringenti sul layout sperimentale, poiché è necessario portare la miscela in condizioni di pressione e temperatura molto elevate ed in tempi inferiori all'*ignition delay* stesso (dell'ordine di 1 ms).

Si adottano quindi *macchine a compressione rapida* costituite da uno stantuffo che effettua un'unica corsa di compressione in tempi più brevi possibili. La miscela viene compressa a valori di pressione e temperatura nei quali si vuole valutare il tempo di induzione. Nella fig.12 è schematizzato l'andamento della pressione durante il tempo che incorre dalla compressione rapida all'autoaccensione.

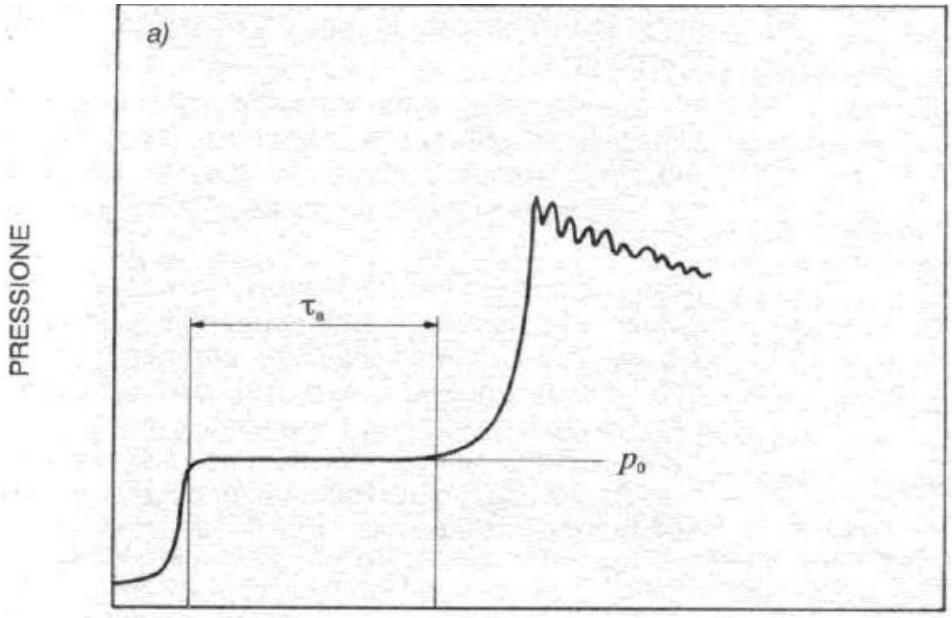

Figura 12: Pressione in funzione del tempo in una macchina a compressione rapida

Si può osservare come, dopo una prima fase idealmente a gradino dovuta alla rapidità di compressione della macchina, la miscela stazioni in condizioni di pressione apparentemente stabili per un certo intervallo di tempo: è la rappresentazione grafica dell'*ignition delay* (τ).

Al termine dell'intervallo che precede l'autoaccensione si riscontra un repentino aumento della pressione, sintomo dell'esaurimento delle prereazioni chimiche e quindi della conversione dell'energia chimica della specie combustibile in energia termica. In questo modo si è calcolato τ per una specifica coppia di pressione e temperatura ed estendendo la procedura per tutte le numerosissime condizioni termodinamiche, a cui viene sottoposta la miscela durante la compressione in un motore a combustione interna, è possibile creare una mappa del tempo di induzione in funzione della temperatura e della pressione.

Il risultato grafico delle prove sperimentali effettuate è riportato nel noto diagramma di *Livengood-Wu* (fig.13) [5].

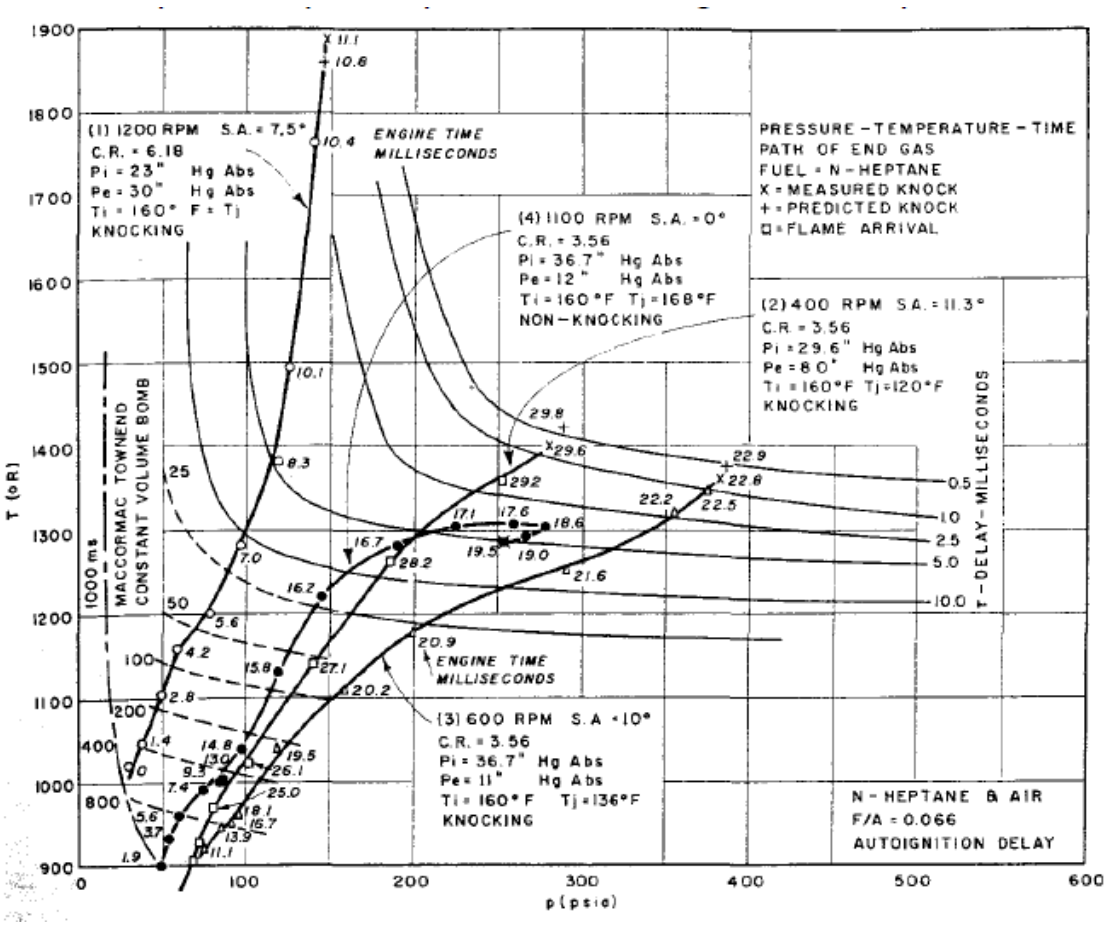

Figura 13: Diagramma Livengood-Wu per una miscela di eptano a dosatura costante

Si possono osservare le curve isoritardo (simili a rami di iperbole), ovvero i luoghi dei punti che presentano lo stesso ritardo di accensione per differenti condizioni di pressione e temperatura e le curve relative al comportamento dell'*end-gas* nelle condizioni operative del motore (angolo di anticipo, dosatura, rpm, temperatura iniziale, ecc). In questo modo è possibile calcolare τ per una determinata condizione di funzionamento del motore, ma per essere in grado di affermare o meno l'incombenza della detonazione occorre tener presente un particolare fondamentale. Infatti a differenza delle macchine a compressione rapida, la miscela presente in un motore è sottoposta ad un'evoluzione continua dei valori di pressione e temperatura durante la fase di compressione. Quindi supponendo di frazionare in valori infinitesimi la coordinata angolare di manovella si otterrà che per ogni

valore $d\Theta_i$ corrisponderanno pressioni p_i e temperature T_i con il relativo tempo di induzione τ_i.

Prima di proseguire con il calcolo di τ relativo al motore è bene dichiarare due ipotesi fondamentali per l'applicazione di tale formulazione:

- Ipotesi di cumulabilità: vi deve essere una cumulabilità delle prereazioni in modo tale che i prodotti intermedi, formati nella fase antecedente la combustione, siano utili al progredire delle reazioni successive. Se così non fosse il tempo dovuto alla formazione di prodotti intermedi non partecipanti alle reazioni successive contribuirebbe erroneamente al computo totale del tempo di induzione;
- Ipotesi di linearità: le reazioni chimiche devono procedere in modo lineare rispetto al tempo senza aumenti o diminuzioni di velocità in modo tale che i vari apporti infinitesimi τ_i abbiano tutti lo stesso peso.

Con queste ipotesi è possibile quindi attribuire una formulazione matematica coerente all'applicazione motoristica del calcolo di τ, dove il pedice *i* corrisponde ad un diverso istante temporale e quindi ad un diverso angolo di manovella.

$$\tau = \sum_{i=1}^{n} \frac{\Delta t_i}{\tau_i} \qquad (1)$$

La formula sopra riportata esprime il concetto tale per cui se la miscela nelle condizioni *i* sarebbe giunta all'autoaccensione dopo un tempo τ_i, ma permane solamente per un intervallo temporale Δt_i, allora la permanenza in quelle condizioni sottrae una frazione delle prereazioni con peso pari a $\frac{\Delta t_i}{\tau_i}$. Essendo così a conoscenza del tempo corretto di *ignition delay,* relativo alle condizioni motore, si può determinare se un particolare ciclo motore comporti la detonazione o meno. Perciò traducendo questo ragionamento in una formulazione integrale, si ottiene:

$$\int_{t_{in}}^{t_{fin}} \frac{dt}{\tau} = 1 \qquad (2)$$

Si ha detonazione quando τ raggiunge l'unità prima che la porzione di *end-gas* venga inglobata dalla normale propagazione del fronte di fiamma. Il procedimento tale per cui

vengono definiti gli estremi temporali dell'integrale di detonazione verrà esplicato nell'applicazione pratica del modello di detonazione (cap.5.9).

Al fine di semplificare l'utilizzo del metodo integrale, poiché bisognerebbe effettuare numerosissime prove tramite le macchine a compressione rapida per ogni tipologia di combustibile, dosatura e condizioni operative del motore, sono stati introdotti dei modelli che permettono l'interpolazione delle curve isoritardo sfruttando delle relazioni semiempiriche che ricalcano la formulazione di Arrhenius:

$$\tau = c_1 * p^{-c_2} * e^{(c_3/Tu)} \qquad (3)$$

Dove le costanti c_1, c_2 e c_3 dipendono dal tipo di combustibile utilizzato e le variabili p e T_u rappresentano rispettivamente il valore istantaneo della pressione e della temperatura degli *unburned gas.* Nel lavoro di tesi presente si è utilizzata la formulazione (3).

Una correlazione largamente diffusa è quella di Douaud e Eyzat:

$$\tau = 17.68 * \left(\frac{ON}{100}\right)^{3.402} p^{-1.7} * e^{(3800/Tu)}$$

Dove ON è il numero di ottano del combustibile impiegato.

2.Modello di combustione

Lo sviluppo e l'ottimizzazione di un motore alimentato a combustibile gassoso in grado di ridurre il consumo di combustibile, l'emissione di agenti inquinanti e al tempo stesso mantenere delle buone prestazioni rispetto ai concorrenti alimentati a benzina e gasolio richiede il supporto in fase di prototipazione di un valido modello di combustione. Un buon modello di combustione necessita il coinvolgimento di un alto numero di parametri, soprattutto se si ha l'obbiettivo di realizzare un modello con capacità predittiva. Al fine di raggiungere un'accettabile capacità predittiva della combustione il modello deve essere in grado di determinare il corretto profilo di rilascio termico (*HRR, Heat Release Rate*) e quindi deve essere affiancato ad altre componenti in grado di determinare sia la turbolenza in camera di combustione durante tutto il processo sia l'interazione fra fronte di fiamma e turbolenza. Per questo motivo in *Gt-Power* è stato implementato dall'utente il modello riguardante la combustione e quello riguardante la turbolenza.

Al fine di predire con accuratezza l'*HRR* è necessario calcolare la massa che istantaneamente viene inglobata nel fronte di fiamma, partecipando quindi alla combustione. La frazione in massa di gas combusta è ottenibile attraverso due differenti approcci.

2.1 Funzione di Wiebe

Il primo approccio riguarda il modello di rilascio calore solitamente utilizzato quando vi è la necessità di costruire un modello di combustione semplice basato su dati sperimentali. Il procedimento consiste quindi nell'imporre con la funzione di Wiebe l'andamento della frazione di massa bruciata al variare dell'angolo di manovella calibrando opportunatamente i parametri, affinché il rilascio termico sia coerente con le misure sperimentali.

$$x_b(\theta) = 1 - e^{\left[-a\left(\frac{\theta-\theta_i}{\theta_f-\theta_i}\right)^m\right]} \qquad (4)$$

I parametri necessari per la calibrazione sono:

- Θ_f = angolo di fine combustione;
- Θ_i = angolo di inizio combustione;

- a = parametro di efficienza: misura la completezza della combustione, ovvero se la frazione di massa combustibile raggiunga il 100 % durante la combustione o meno;
- m = parametro di velocità: è il parametro che definisce la velocità di combustione.

In fig.14 possiamo osservare l'influenza dei parametri di efficienza e velocità sull'andamento complessivo della frazione di massa bruciata x_b.

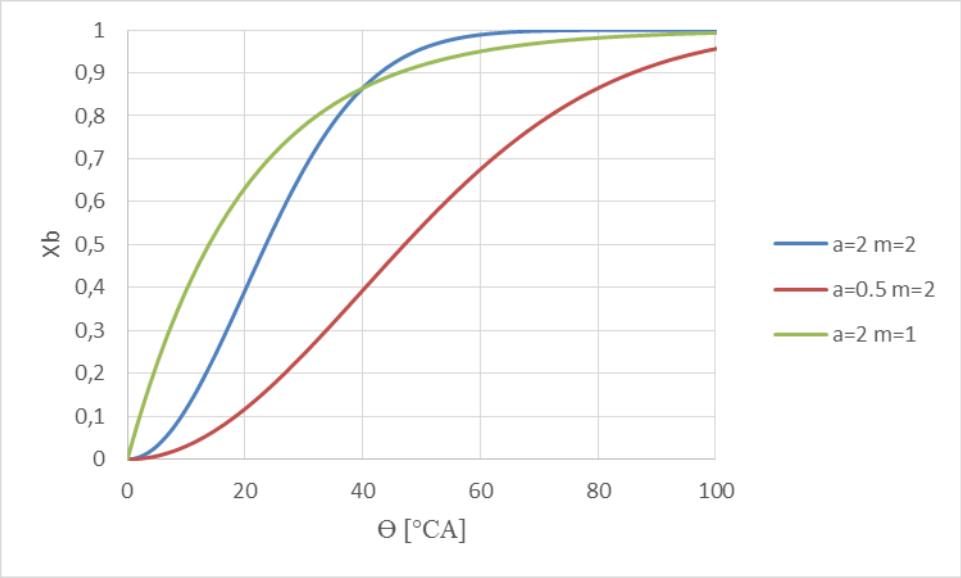

Figura 14: Influenza dei parametri di calibrazione sulla funzione di Wiebe

I vantaggi di questo approccio sono la semplicità è l'affidabilità poiché, avendo a disposizione i dati sperimentali di combustione, è in grado di simulare il rilascio termico solamente tramite la calibrazione dei parametri sopra elencati.
Però, essendo semplicemente una funzione matematica che impone un andamento di rilascio del calore, non è in grado di predire l'evoluzione in camera della massa bruciata al variare di qualsiasi parametro che influenzi la combustione. La funzione di Wiebe infatti non dipende nè da variabili fisiche nè da parametri geometrici relativi alla camera di combustione. Perciò è inutilizzabile per qualsiasi applicazione modellistica di prevenzione poiché non possiede alcuna capacità predittiva.

2.2 Modello di combustione frattale

Data l'esigenza in questo lavoro di tesi di ottenere un modello motoristico che sia in grado di predire l'evoluzione della combustione non è possibile utilizzare il modello di rilascio termico di Wiebe e si ricorre perciò al modello di combustione frattale.

A differenza della funzione di Wiebe, il calcolo della frazione di massa combusta al variare dell'angolo di manovella è dipendente, come si può notare dalla (5), dal valore istantaneo della velocità turbolenta del fronte di fiamma S_b e dalla superficie occupata dalla frazione di gas combusta A_{bf}.

$$dx_b = \frac{1}{m}\rho_u A_{bf} S_b \frac{d\theta}{\omega} \qquad (5)$$

Con questa formulazione è perciò possibile tenere in considerazione l'influenza dei parametri fisici e geometrici, poiché il modello non sarà più basato su un rilascio termico imposto da dati sperimentali, ma sarà in grado di adattarsi e aggiornarsi alle variazioni di tutte le condizioni fisiche e geometriche che hanno rilevanza su S_b e A_{bf} come il flusso della carica in camera di combustione e il valore di anticipo di accensione adottato [6].

Il valore della velocità di combustione turbolenta è determinato dalla seguente formula:

$$\frac{S_b}{S_L} = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^n * \left(\frac{C_L * \sqrt{A_{bf}}}{C_L * (h_{min} + S_p) * \left[\frac{u' * C_L * (h_{min} + S_p)}{\nu}\right]^{-\frac{3}{4}}}\right)^{D-2} \qquad (6)$$

Dove:

- D = dimensione frattale del fronte di fiamma;
- h_{min} = interstizio fra cielo pistone e testa calcolato al PMS;
- n = parametro di calibrazione del modello fissato a 1,25 in seguito a prove sperimentali su differenti propulsori;
- S_p = posizione istantanea del cielo pistone rispetto al PMS;
- u' = intensità turbolenta in camera;

- ν = viscosità cinematica della frazione di massa non ancora combusta;
- ρ_0 = densità media della carica valutata all'1 % di frazione di massa combusta. É costante in quanto dipende unicamente dal propulsore su cui è applicato il modello;
- C_L = coefficiente di calibrazione per la scala integrale di combustione turbolenta.

La calibrazione dei parametri da cui dipende il modello di combustione frattale verrà affrontata nell'apposito capitolo di applicazione pratica.

Al primo membro della (6) è messo in evidenza il rapporto fra velocità del fronte in condizioni turbolente ed in condizioni laminari. Per il modello semplificato proposto da Damkohler (1940) tale rapporto è proporzionale a quello fra superficie del fronte di fiamma corrugata e laminare e quindi rappresenta l'effetto moltiplicativo della superficie del fronte di fiamma che si ha grazie alla turbolenza.

$$\frac{S_b}{S_L} \propto \frac{A_b}{A_L} \qquad A_b \gg A_L$$

É proprio per merito di questo effetto moltiplicativo che un propulsore ad accensione comandata si autoadatta alla variazione della velocità di rotazione, poiché quest'ultima è proporzionale all'intensità dei moti turbolenti che determinano il corrugamento.

Dalla geometria corrugata del fronte di fiamma turbolento (fig.15) è derivato il nominativo "frattale" del modello.

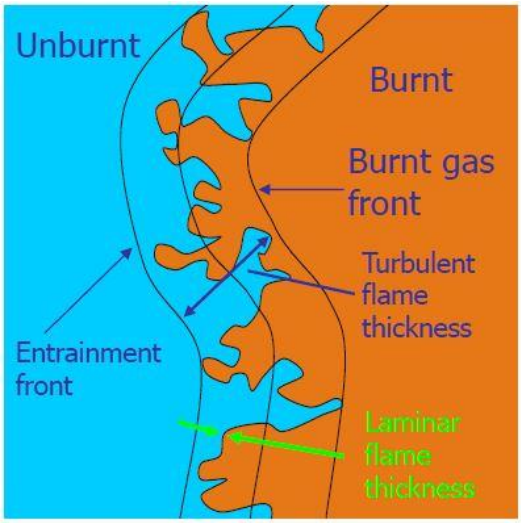

Figura 15: Corrugamento del fronte di fiamma turbolento

Osservando il secondo membro della (6) si può notare come l'unico parametro fisico da determinare per il propulsore in questione, come anticipato in precedenza, è ρ_0. Quindi abbinando un modello di turbolenza in camera che fornisca il valore istantaneo dell'intensità di turbolenza u' e calibrando il modello agendo su C_L è possibile ottenere il rapporto tra velocità turbolenta e laminare per ogni posizione istantanea dello stantuffo e di conseguenza per ogni corrispettivo angolo di manovella.

Essendo quindi a conoscenza del rapporto $\frac{S_b}{S_L}$ in ogni istante, è relativamente semplice determinare il valore della velocità di combustione turbolenta S_b. Infatti sarebbe risultato molto più complesso calcolarla direttamente trattandosi di una misura affetta dalle variabili del moto turbolento. Al fine di calcolare il valore della velocità del fronte di fiamma laminare S_L esistono in letteratura delle correlazioni come quelle sotto riportate [7,8,9].

$$S_L = S_{L,0}\left(\frac{T_u}{T_0}\right)^{\alpha}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\beta}(1 - 1.5x_{res}) \qquad (7)$$

Dove:

- T_0 = 298K e p_0 = 1atm;
- x_{res} = frazione di gas residui;
- α e β parametri che variano in base alla dosatura.

$$\alpha = 2.18 - 0.8\left(\frac{1}{RAFR} - 1\right) \qquad (8)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22\left(\frac{1}{RAFR} - 1\right) \qquad (9)$$

- $S_{L,0}$ è anch'essa dipendente dal valore di dosatura e presenta formulazioni caratteristiche di ogni combustibile. Si riporta in seguito a titolo d'esempio l'espressione relativa al metano.

$$S_{L,0} = 0.369 - 2.10\left(\frac{1}{RAFR} - 1.12\right)^2 - 3.35\left(\frac{1}{RAFR} - 1.43\right)^3$$

Siccome in questo lavoro di tesi il motore è alimentato con una miscela di metano ed etano, le cui caratteristiche sono trattate nell'apposito capitolo, non è stato possibile applicare una correlazione per il calcolo di S_L, ma si è usufruito del software *DARS* come esplicato nel capitolo 4.

2.3 Intervallo angolare di applicazione del modello frattale

Un'ulteriore differenza con la formulazione di Wiebe è dovuta al fatto che il modello frattale non è applicabile all'intero intervallo angolare della combustione, ma deve essere integrato con due sottomodelli per caratterizzare la combustione negli attimi immediatamente successivi lo scoccare della scintilla e per quanto riguarda gli attimi finali di combustione a parete.

2.3.1 Condizioni iniziali

La nascita di un nucleo di combustione negli istanti appena successivi alla scarica elettrica provocata dalla candela di accensione produce un basso rilascio di energia se comparata con la combustione vera e propria e ha effetti trascurabili sull'innalzamento della pressione istantanea in camera. Perciò la fase compresa fra lo 0% e l'1% di frazione di massa combusta, denominata $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$, è modellizzata con una formulazione polinomiale (10) indipendente dal modello di combustione frattale. É necessario imporre questa distinzione perché l'intervallo di combustione $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$ dipende da molte variabili casuali difficili da predire [10].

$$\Delta\Theta_{0-1\%} = \mathrm{a} * [1 + \mathrm{b}(\mathrm{RAFR} - \mathrm{RAFR}_0)^2] * \mathrm{P}_{\mathrm{SA}}^{-\mathrm{c}} * \exp\left(\frac{d}{T_{uSA}}\right) \qquad (10)$$

Dove:

- a, b, c, d sono coefficienti determinati sperimentalmente in base al combustibile adottato;
- RAFR_0 è la dosatura relativa per la quale S_L presenta il massimo;
- P_{SA} e T_{uSA} sono rispettivamente la pressione e la temperatura degli *unburned gas* valutati al tempo di accensione.

Al fine di inizializzare correttamente il calcolo non è sufficiente avere informazioni unicamente sull'intervallo $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$, ma è necessario avere anche una stima realistica della temperatura dei *burned gas* e del loro volume: bisogna applicare l'equazione di conservazione dell'energia anche per l'intervallo di sviluppo del nucleo di combustione.
Da un punto di vista teorico il modello frattale sopra esposto potrebbe essere applicato fin dalle prime fasi della combustione, poichè è in grado di estrapolare il modulo del rapporto $\frac{S_b}{S_L}$ anche per valori prossimi all'unità, ovvero quando il raggio del fronte di fiamma è tendente allo 0. Quindi potrebbe essere utilizzato fin dal valore di x_b = 0.1%, ma è dimostrato che si ottengono risultati migliori con l'applicazione della soglia all'1% in quanto presenta una minore sensibilità alla variazione da ciclo a ciclo.
L'intervallo $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$ è utilizzato anche per determinare l'angolo di manovella in cui calcolare la densità media della carica ρ_0, che per un dato motore mantiene lo stesso valore in tutte le condizioni operative.
La procedura pratica per determinare il parametro $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$ sarà esposta successivamente nel capitolo riguardante la calibrazione del modello frattale.

2.3.2 Condizioni finali

Per quanto riguarda le ultime fasi della combustione, ovvero quando il fronte di fiamma è in prossimità delle pareti della camera, occorre definire il passaggio da modello frattale a modello di combustione a parete. Il parametro che determina il momento esatto del passaggio è denominato *cwc* (*combustion wall coefficient*) e rappresenta la frazione di *burned gas* valutata all'inizio della combustione a parete, cioè il rapporto fra porzione di massa combusta e porzione del fronte di fiamma che lambisce le pareti della camera. La scelta del suo valore numerico verrà esplicata nella calibrazione del modello frattale.

Il modello di combustione a parete è necessario per migliorare il calcolo negli istanti finali del rilascio termico e nella fase nella quale il fronte di fiamma lambisce le pareti della camera.

É formulato come segue [11]:

$$\frac{dm_b}{dt} = \omega_2 \left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{frattale} + (1-\omega_2)\left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{\substack{combustione \\ a\ parete}} \qquad (11)$$

Con:

$$\left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{\substack{combustione \\ a\ parete}} = \frac{m - m_b}{t} \qquad (12)$$

Dove:

- t è la scala temporale della combustione a parete;
- m ed m_b sono rispettivamente la massa totale e quella combusta.

Quando si raggiunge il valore impostato di *cwc* ha inizio una transizione graduale fra modello frattale e modello di combustione a parete grazie al parametro ω_2 che decresce esponenzialmente nel tempo fino ad annullarsi (fig.16).

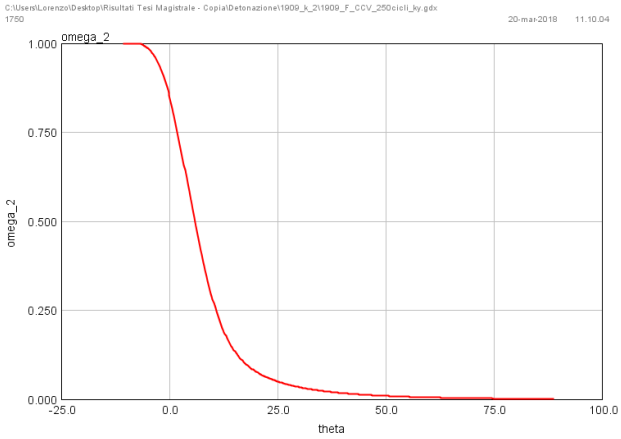

Figura 16: andamento parametro ω2

3.Modello di turbolenza

Il calcolo della velocità turbolenta S_b prevede un modello di turbolenza in grado di calcolare il valore di u'cioè dell'intensità turbolenta in camera, poiché la turbolenza influisce notevolmente sulla conformazione del fronte di fiamma. Il modello di turbolenza applicato in questo lavoro di tesi è basato sulla teoria zerodimensionale della dissipazione viscosa dell'energia cinetica dal moto medio fino ai più piccoli vortici di turbolenza (*eddies*). L'approccio zerodimensionale permette calcoli ben più rapidi dei modelli 3D CFD. Le equazioni differenziali che descrivono l'evoluzione temporale dell'energia cinetica del moto medio *K* e dell'energia cinetica della turbolenza *k* sono di seguito riportate e costituiscono il cosiddetto *Modello K-k* [12].

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2}\dot{m}_\iota v_i^2 - P - K\frac{\dot{m}_0}{m} \qquad (13)$$

$$\frac{dk}{dt} = P - m\varepsilon - k\frac{\dot{m}_0}{m} \qquad (14)$$

Con

$$K = \frac{1}{2}mU^2 \quad e \quad k = \frac{3}{2}mu'^2$$

Dove:

- $\varepsilon \approx u'^3/L_i$ è la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta per unità di massa;
- L_i è la dimensione caratteristica dei vortici di turbolenza più grandi;
- m è la massa totale nel cilindro;
- $\dot{m}_\iota$ e $\dot{m}_0$ sono rispettivamente le portate di massa entranti ed uscenti dal cilindro;

- P è la quantità di energia turbolenta prodotta ed è derivata empiricamente tramite:

$$P = 0.3307 c_\beta \frac{K}{L_i} \left(\frac{k}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \qquad (15)$$

Con c_β costante di calibrazione per ottenere il corretto profilo di u′.

La precisione del modello di velocità turbolenta è dipendente dall'evoluzione durante la combustione della turbolenza degli *unburned gas.* Per tenere conto della configurazione della camera di combustione e del tipo di turbolenza creata dal sistema di aspirazione, ovvero dei parametri che influiscono sulla turbolenza degli *unburned gas,* le equazioni sono state modificate e aggiornate come segue [13]:

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2}\dot{m}_i v_i^2 - P - K\frac{\dot{m}_0}{m} + K\frac{\dot{\rho}}{\rho} \qquad (16)$$

$$\frac{dk}{dt} = P - m\varepsilon - k\frac{\dot{m}_0}{m} + k\frac{\dot{\rho}}{\rho} \qquad (17)$$

Il termine aggiuntivo $k\frac{\dot{\rho}}{\rho}$ è dovuto all'evoluzione del moto della carica durante la fase di compressione.

Il modello di turbolenza è quindi utilizzato per descrivere come varia l'intensità turbolenta *u'* durante le fasi antecedenti la combustione, in seguito si utilizza la conservazione del momento angolare della scala integrale.

4.DARS

4.1 Descrizione software

DARS è uno strumento di simulazione 0-D o 1-D sviluppato da *CD-adapco* che permette l'analisi e la risoluzione di reazioni chimiche e meccanismi di ossidazione / riduzione. É utilizzato, ad esempio, per determinare il tempo di induzione, la produzione di elementi inquinanti e altri parametri relativi all'ossidazione di miscele combustibili. Grazie ad un'ampia gamma di specie chimiche presenti è possibile simulare con facilità e in tempi relativamente brevi la maggior parte delle reazioni chimiche di ossidazione.

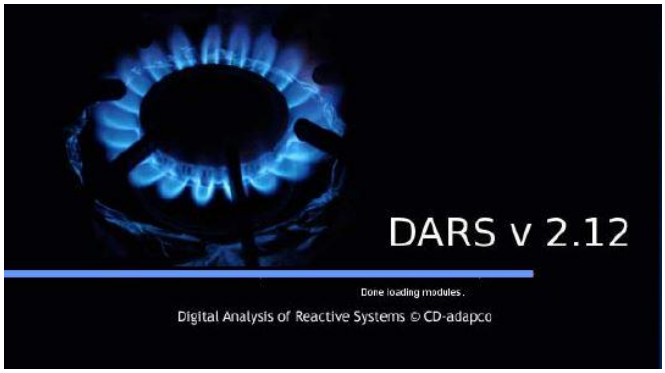

Figura 17

4.2 Obbiettivo

In questo lavoro di tesi *DARS* è stato utilizzato per generare una libreria riguardante l'ossidazione in camera di combustione della miscela di metano ed etano la cui composizione è riportata in tabella.

Composizione molare della miscela	
Metano	**86,98 %**
Etano	**13,02 %**

Tabella 2: Composizione miscela combustibile

La libreria in questione dovrà fornire il valore della velocità di combustione laminare del fronte di fiamma S_L per tutte le condizioni termodinamiche e di grado di ricircolo dei gas combusti che si presenteranno nella camera di combustione. In questo modo sarà possibile implementare la libreria nel modello di combustione adottato descritto nei capitoli successivi.

4.3 Procedura utilizzata

Come anticipato nel paragrafo precedente il software è stato utilizzato per ottenere il valore della velocità laminare del fronte di fiamma al variare di una serie di parametri che influenzano l'ossidazione della miscela di metano ed etano nella camera di combustione. Tali parametri sono riportati in tabella con i rispettivi intervalli di grandezza considerati.

Parametro	Intervallo considerato	
Pressione in camera	**1 ÷ 200**	bar
Temperatura Unburned Gas	**300 ÷ 1600**	K
Dosatura Relativa "Φ"	**0.1 ÷ 5**	-
Grado di EGR	**0 % ÷ 70 %**	-

Tabella 3: Intervalli delle variabili adottati

Per quanto riguarda la dosatura relativa è bene per chiarezza ricordare la convenzione utilizzata dal software, per cui:

$$\Phi = \frac{\left({}^{air}/_{fuel}\right)_{stech}}{{}^{air}/_{fuel}} \qquad (18)$$

Prima di procedere con la simulazione, come prima azione è stato necessario definire il layout su cui si è basato l'intero lavoro, impostando tre meccanismi che verranno utilizzati dal software [14]:

1. <u>Reazioni chimiche e velocità di reazione</u>:
   Contiene tutte le reazioni e sottoreazioni chimiche dovute all'ossidazione del combustibile gassoso, ovvero una lista di tutte le possibili reazioni che possono partecipare all'ossidazione e tutte le variabili da utilizzare nella legge di Arrhenius per calcolare la velocità di reazione. In figura vi è un esempio della lista di reazioni relative agli elementi chimici e alle loro specie.

```
ELEMENTS
  C  H  O  N AR
END
SPECIES
H               O               OH              HO2             H2O2
CH              HCO             CH2-P           CH2-S           CH2O
CH3             CH3O            CH2OH           CH3O2           CH4
CH3OH           CH3O2H          C2H             C2O             HCCO
C2H2            CH2CO           C2H3            CH2CHO          CH3CO
C               CO              CO2             H2              H2O
O2              AR              N2
END
REACTIONS
!-------------------------------------------------------------------------------
!Reaction                                        A            n         Ea
!-------------------------------------------------------------------------------
H+O2=O+OH                                       2.000E+14    0.00   1.679E+04
O+H2=H+OH                                       5.100E+04    2.67   6.282E+03
OH+H2=H+H2O                                     1.000E+08    1.60   3.296E+03
OH+OH=O+H2O                                     1.500E+09    1.14   1.003E+02
H+HO2=OH+OH                                     1.500E+14    0.00   1.003E+03
H+HO2=H2+O2                                     2.500E+13    0.00   6.927E+02
H+HO2=O+H2O                                     3.000E+13    0.00   1.720E+03
O+HO2=OH+O2                                     1.800E+13    0.00  -4.060E+02
...                                             ...          ...    ...
END
```

Figura 18: parametri legge di Arrhenius

2. <u>Trasporto molecolare:</u>

   Il secondo meccanismo descrive il trasporto molecolare poichè contiene tutte le variabili che influenzano il trasporto di una determinata specie chimica. Prestando attenzione alla figura, le variabili sono elencate da sinistra verso destra:

- Nome della specie chimica;
- Indicatore numerico rappresentante la struttura della specie chimica in questione (0 = singolo atomo, 1 = molecola lineare, 2 = molecola ramificata);
- Due parametri che descrivono l'andamento del potenziale di Lennard-Jones, diviso per la costante di Boltzmann e per il valore del diametro di collisione;
- Il momento del legame del dipolo;
- La polarizzabilità;
- Il numero di collisione rotazionale misurato a 298 K.

```
H                 0 0.145D+03 0.205D+01 0.000D+00 0.000D+00 0.000D+00
O                 0 0.800D+02 0.275D+01 0.000D+00 0.000D+00 0.000D+00
OH                1 0.800D+02 0.275D+01 0.000D+00 0.000D+00 0.000D+00
HO2               2 0.107D+03 0.346D+01 0.000D+00 0.000D+00 0.100D+01
H2O2              2 0.107D+03 0.346D+01 0.000D+00 0.000D+00 0.380D+01
CH                1 0.800D+02 0.275D+01 0.000D+00 0.000D+00 0.000D+00
HCO               2 0.498D+03 0.359D+01 0.000D+00 0.000D+00 0.000D+00
...               . ...       ...       ...       ...       ...
```

Figura 19: Trasporto molecolare specie chimiche

3. Variabili termodinamiche:

   Il terzo è ultimo meccanismo fornisce le funzioni delle variabili termodinamiche necessarie per descrivere i processi chimici, come l'entalpia e la capacità termica. Queste funzioni di stato sono derivate per ogni specie da un *fitting* dei coefficienti dei polinomi *NASA*.

Dopo aver inserito i tre meccanismi sopra elencati si è provveduto ad impostare le frazioni molari dei gas che compongono il combustibile in esame riportate precedentemente in tabella 3.

In seguito si sono settati quattro step temporali utili per la successiva generazione della libreria, in ognuno dei quali si è generato uno *sweep* su uno o più parametri.

Step 1:

Il primo step è stato scelto secondo una logica precisa, ovvero impostando le condizioni termodinamiche per le quali la miscela abbia, in condizioni di combustione laminare, un'ossidazione facilitata. Infatti si nota come il valore del grado di EGR sia posto a 0%, al fine di allontanarsi da un possibile rallentamento del processo di ossidazione. I valori delle variabili termodinamiche e del grado di EGR scelti sono mostrati nella tabella 4.

Parametri step temporale 1		
Pressione	**1**	bar
Temperatura	**800**	K
Dosatura relativa "Φ"	**1.0**	-
Grado di EGR	**0 %**	-

Tabella 4: Valori variabili step 1

Una volta lanciata e terminata questa prima simulazione, DARS ha restituito il valore della velocità laminare relativa alle condizioni riportate in tabella. Esso è stato utilizzato come punto di partenza per il secondo step temporale.

Step 2:

Il secondo step temporale, come anticipato, ha come valori di partenza il risultato ottenuto nel primo ed è stato caratterizzato da uno *sweep* sulla dosatura relativa. In tabella sono riportati i valori degli intervalli scelti e il corrispondente passo di discretizzazione adottato.

Parametri step temporale 2	
Intervallo dosatura relativa "Φ"	Passo di discretizzazione
0.1 ÷ 2.0	**0.1**
2.0 ÷ 2.5	**0.5**
5.0	**-**

Tabella 5: Valori variabili step 2

Si è scelta una discretizzazione più fitta per i valori di dosatura in cui si predilige ottenere una mappatura più consistente e una discretizzazione man mano più ampia al crescere della dosatura. Questo perché è doveroso tenere in considerazione che utilizzando una discretizzazione molto fitta anche dove non necessaria, aumenta notevolmente la potenza di calcolo impiegata, la durata della simulazione e soprattutto la dimensione fisica dei files ottenuti; si possono verificare così inconvenienti durante la successiva generazione della libreria.

Step 3:

Il terzo step temporale è stato impostato per effettuare uno *sweep* sulla temperatura nel range di valori riportato in tabella. Il grado di EGR è stato fissato a 0% e la dosatura relativa Φ pari a 1,0 .

Parametri step temporale 3	
Temperatura unburned gas	Passo di discretizzazione
300 K ÷1600 K	**100 K**

Tabella 6: Valori variabili step 3

Step 4:

Il quarto e ultimo step temporale prevede molti casi, poiché si ha uno *sweep* sia sulla temperatura sia sul grado di EGR. La temperatura e il grado di EGR sono stati fatti variare secondo i dati mostrati in tabella.

Parametri step temporale 4		
Parametri	Intervallo considerato	Passo di discretizzazione
T. unburned gas	**600 K ÷ 1400 K**	**100 K**
Grado di EGR	**0 % ÷ 70 %**	**10 %**

Tabella 7: Valori variabili step 4

Quindi per ogni incremento del grado di EGR è stato eseguito una variazione sulla temperatura degli *unburned gas* secondo l'intervallo precedentemente riportato.
In questo modo, dopo le quattro simulazioni, il software ha calcolato e memorizzato il valore della velocità laminare del fronte di fiamma per ogni combinazione di pressione, dosatura, temperatura e grado di ricircolo dei gas combusti impostata dall'utente.

4.4 Generazione della libreria

Una volta concluso l'ultimo step temporale si sono analizzati i risultati fino ad ora ottenuti, prestando molta attenzione ai casi non giunti a convergenza. Infatti si può verificare che, nelle condizioni meno adatte ad una combustione stabile come ad esempio un grado di EGR prossimo al 70%, DARS non riesca ad elaborare correttamente alcuni casi e quindi a riportare i relativi risultati nella libreria. Occorre quindi eliminare queste anomalie dal *case-setup* affinché non si verifichino problemi nella successiva fase. Dopo aver eseguito questo passaggio è stato possibile iniziare a settare le basi di quello che è il vero obbiettivo dell'utilizzo di questo software: la generazione di una libreria propria della miscela di combustibile impostato dall'utente, con il fine di essere utilizzata nel modello di combustione implementato su Gt-Power. Infatti la libreria è un set di files contenenti i risultati delle reazioni chimiche che possono essere utilizzati nei calcoli CFD.
In questo lavoro di tesi si è generata la "*ECFM equilibrium library*" [15], ovvero una libreria dove sono raccolti i risultati con le concentrazioni delle specie chimiche all'equilibrio. L'ECFM (*Extended Coherent flame model*) permette la simulazione delle modalità di combustione premiscelata, ovvero quella presente in un motore ad accensione

comandata. I dati sono creati partendo dai risultati ottenuti nei quattro steps precedenti, minimizzando l'energia libera di Gibbs per ogni punto della libreria e successivamente sono integrati su ipotetici tabulati PDF contenenti temperature e frazione in massa di combustibile, in modo da generare una mappa dettagliata per ogni punto di funzionamento.

Conclusa la generazione della libreria si è provveduto ad estrarre i risultati e a salvarli, tramite software, in opportuni files di testo riportanti per ogni punto caratterizzato da pressione, temperatura e dosatura relativa il corrispettivo valore della velocità laminare del fronte di fiamma. La figura sottostante mostra, a titolo esplicativo, come si presenta una piccola porzione di tutti i risultati ottenuti e riportati nei files di testo.

```
# T[K], P[Pa], EGR[-], PHI[-], FF[-], LFS[m/s]
8.000000000E+02  1.000000000E+05  0.000000000E+00  1.000000000E-01
1.000000000E+00  8.383304339E-03
 8.000000000E+02  1.000000000E+05  0.000000000E+00  2.000000000E-01
1.000000000E+00  7.819600000E-02
 8.000000000E+02  1.000000000E+05  0.000000000E+00  3.000000000E-01
1.000000000E+00  3.112060000E-01
 8.000000000E+02  1.000000000E+05  0.000000000E+00  4.000000000E-01
1.000000000E+00  6.815260000E-01
```

Figura 20: estratto di libreria LFS

4.5 Validazione risultati

Per validare i risultati ottenuti non è stato possibile effettuare un riscontro con dati presenti in letteratura, poiché non vi sono informazioni riguardanti la composizione della miscela di metano ed etano in questione. Per questo motivo ci si è dovuti limitare alla verifica dei risultati nelle condizioni di metano puro al fine di provare l'attendibilità dei dati ottenuti con il meccanismo "Gri-mech 3.0" usato in questo lavoro di tesi per modellizzare la combustione di gas naturale. Sono stati valutati due confronti al variare della pressione e al variare della temperatura degli unburned gas.

4.5.1 Validazione risultati al variare della pressione

In figura 21 osserviamo l'andamento della velocità laminare del fronte di fiamma del metano in combustione con la sola aria al variare della pressione iniziale. La linea più marcata è quella rappresentante l'andamento ottenuto con il meccanismo sotto analisi *Gri-mech 3.0*, mentre i punti sono stati ricavati sperimentalmente (Park 2011[16], Gu 2000[17], Rozenchan 2002[18]).

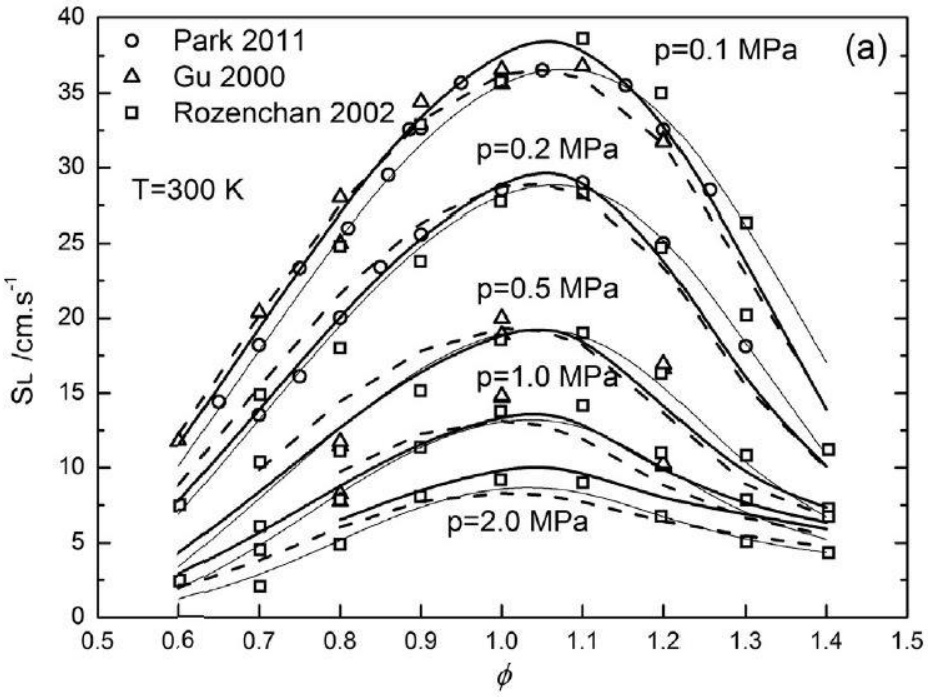

Figura 21: LFS al variare della Pressione

Per dosature più povere il GRI-Mech 3.0 fornisce risultati lievemente superiori ai punti sperimentali, per dosature circa stechiometriche l'accordo è ottimale ed infine per quelle più ricche tende a restituire valori con una lieve sottostima rispetto ai rilevamenti sperimentali. In generale però si può convalidare il meccanismo al variare della pressione in camera.

4.5.2 Validazione risultati al variare della temperatura

Per quanto concerne la validazione dei risultati al variare della temperatura degli unburned gas possiamo analizzare la figura, ricordando che la linea del meccanismo *GRI-Mech 3.0* è quella più marcata, mentre i punti sono ottenuti sperimentalmente (Park 2011, Halter 2010[19], Rozenchan 2002, Veloo 2010, Gu 2000, Hassan 1998[20]).

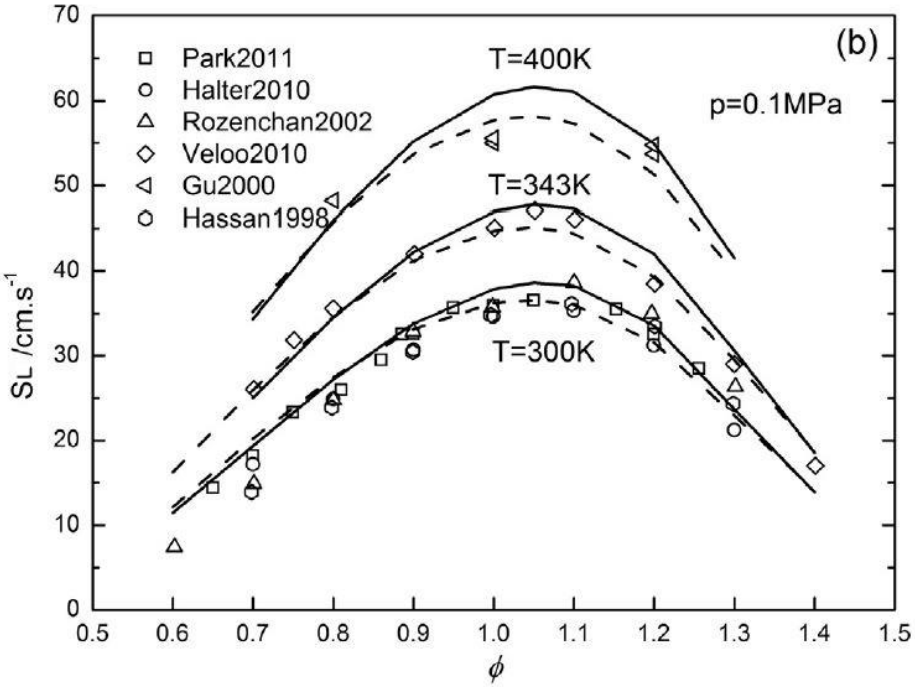

Figura 22: LFS al variare della Temperatura

Si nota come il meccanismo *GRI-Mech 3.0* predica in modo valido la velocità laminare alla pressione di 1 bar e alla temperatura prossima a quella ambiente (300 K). Al salire della temperatura in corrispondenza della dosatura stechiometrica invece tende a restituire una lieve sovrastima della velocità laminare, per poi riaccordarsi ai dati sperimentali verso dosature più ricche. In conclusione si può comunque affermare la validità del modello.

5.Modello software del motore in analisi

La modellizzazione del propulsore a combustione interna, alimentato con la miscela di gas studiata nel capitolo precedente, è stata affidata al software *Gt-Power* della *Gamma Technologies*.

5.1 Gt-Power: descrizione software

Figura 23

Gt-Power è un software di simulazione 1-D o 2-D con cui è possibile realizzare un modello virtuale del motore di cui bisogna studiarne le performance. É quindi indispensabile per le prime fasi di sviluppo o per poter effettuare un'ampia gamma di prove, cosa che nella realtà sarebbe proibitiva per tempi e costi. Per ottenere un buon modello però occorre replicare fedelmente tutti i parametri geometrici del motore, dal manovellismo ai condotti di aspirazione e scarico ed avere a disposizione i principali parametri termodinamici di funzionamento.

5.2 Obbiettivo

Il principale obbiettivo dell'utilizzo di *Gt-Power* in questo lavoro di tesi è quello di verificare la capacità del modello di combustione frattale implementato (descritto nel capitolo 2) di predire l'evoluzione della combustione e successivamente del fenomeno della detonazione in differenti punti operativi caratterizzati da un diverso valore di *Spark Advance*.

5.3 Dati sperimentali disponibili

I dati sperimentali forniti, relativi alle sei prove reali, contengono l'andamento della pressione in camera per ognuno dei quattro cilindri, nonché tutte le variabili termodinamiche necessarie al modello come pressione e temperatura ambiente, oltre al grado di sovralimentazione, angolo di anticipo di accensione ecc.

Nella tabella 8 si riportano i nominativi delle sei prove sperimentali analizzate con i rispettivi principali parametri di funzionamento.

ID Prova	SA [°CA bTDC]	rpm	pme [bar]	Air/fuel ratio	Pressione ass. di sovralimentazione [bar]
1906	**8.85**	**1750**	**15.75**	**17.235**	**1.484**
1907	**9.36**	**1750**	**15.74**	**17.223**	**1.483**
1908	**9.94**	**1750**	**15.66**	**17.218**	**1.478**
1909	**10.67**	**1750**	**15.55**	**17.211**	**1.472**
1910	**11.24**	**1750**	**15.44**	**17.241**	**1.466**
1911	**11.86**	**1750**	**15.35**	**17.235**	**1.461**

Tabella 8: Principali parametri identificativi prove AVL

5.4 Procedura seguita

Gt-Power è stato utilizzato in due modalità di analisi e simulazione. Infatti avendo a disposizione l'andamento della pressione in camera per ogni cilindro al variare dell'angolo di manovella (misura ormai relativamente semplice da ottenere sperimentalmente) è stato possibile effettuare una procedura di *reverse engineering* tramite il modello TPA (descritto nel cap.5.6) con l'obbiettivo di determinare l'HRR, ovvero il grado di rilascio termico, al fine di estrapolare la frazione di massa combusta x_b al variare dell'angolo di manovella. La frazione di massa combusta così ricavata si può considerare attendibile ed è stata utilizzata nella seconda modalità per calibrare il modello di combustione. Una volta calibrato il modello finale, cioè quello in cui sono implementati i codici relativi alla turbolenza e alla combustione che costituiscono il modello predittivo, è stato quindi possibile confrontare i risultati del modello di combustione frattale con quelli sperimentali.

5.5 Setup modello

Prima di procedere nel dettaglio con il modello TPA, è bene chiarire gli interventi effettuati sul modello fornito per renderlo concorde alle condizioni di test del propulsore nelle quali sono stati raccolti i dati sperimentali. Per modello fornito si intende un modello preesistente del motore alimentato da metano puro e avente punti di funzionamento differenti da quello adottato in questo lavoro di tesi.

5.5.1 Setup tempo di iniezione

Trattandosi di un motore ad iniezione diretta alimentato con una miscela di gas è fondamentale impostare il corretto *timing* di iniezione per garantire la giusta evoluzione della miscela in camera di combustione durante la fase di compressione. La quantità di combustibile iniettata, a differenza di come può venir spontaneo supporre, non è un input del modello, ma è calcolata in modo da garantire il mantenimento del rapporto aria combustibile in ogni istante della simulazione.

Le tempistiche di iniezione sono riportate nei dati sperimentali sotto forma di comando elettrico dell'iniettore, come è possibile vedere in fig.24.

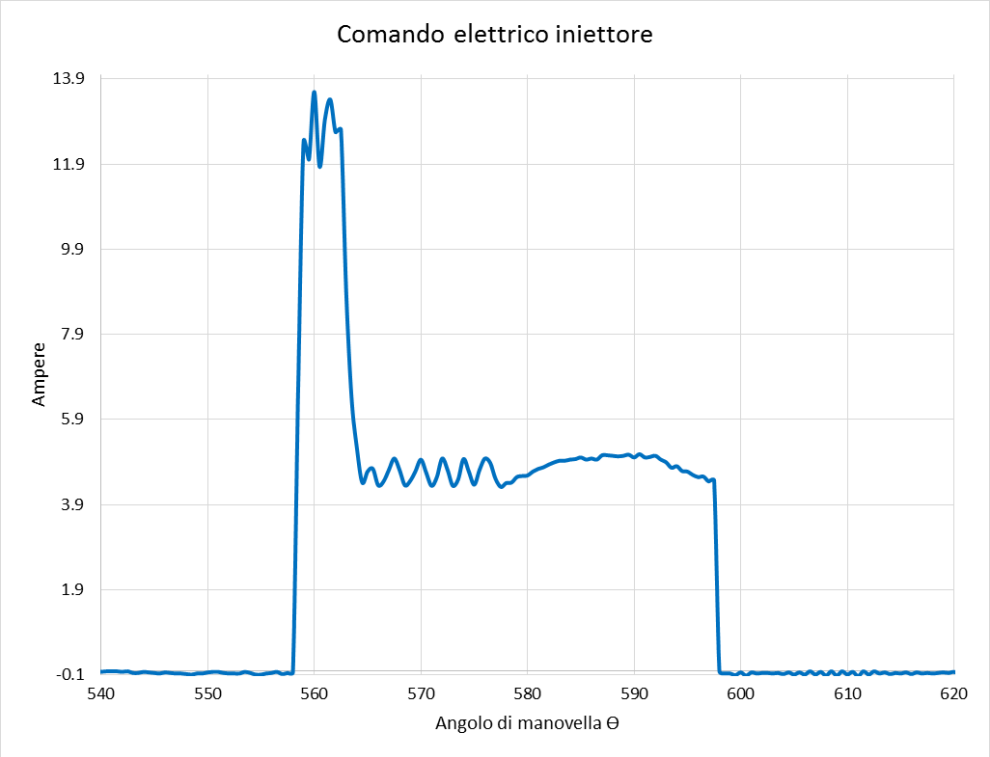

Figura 24: Comando elettrico iniettore

Da una semplice osservazione grafica si ottengono i valori di inizio e fine del comando di eccitazione del solenoide dell'iniettore (tab.9) che corrispondono rispettivamente al picco ascendente e a quello discendente mostrati nel grafico.

Timing iniettore		
Θ_i	**557.5**	°CA
Θ_f	**597.5**	°CA
Durata angolare comando	**40.0**	°CA

Tabella 9: Durata comando di iniezione

Nel *case-setup* di Gt-Power è sufficiente inserire l'angolo elettrico di inizio iniezione Θ_i e la durata totale del comando, in questo modo Θ_f è calcolato di conseguenza.

5.5.2 Setup VVA

Il propulsore è equipaggiato con un sistema di attuazione variabile delle valvole di aspirazione *VVA*, perciò è indispensabile impostare lo stesso profilo e *timing* di alzata valvola utilizzato durante i test. Il procedimento ricalca quello descritto nel paragrafo precedente, ovvero è fornito il comando elettrico di attuazione delle valvole adottato nel test, dal quale si estrae graficamente il valore dell'angolo di inizio e fine comando (fig.25) che corrispondono all'inizio del tratto ascendente e alla fine di quello discendente del profilo elettrico.

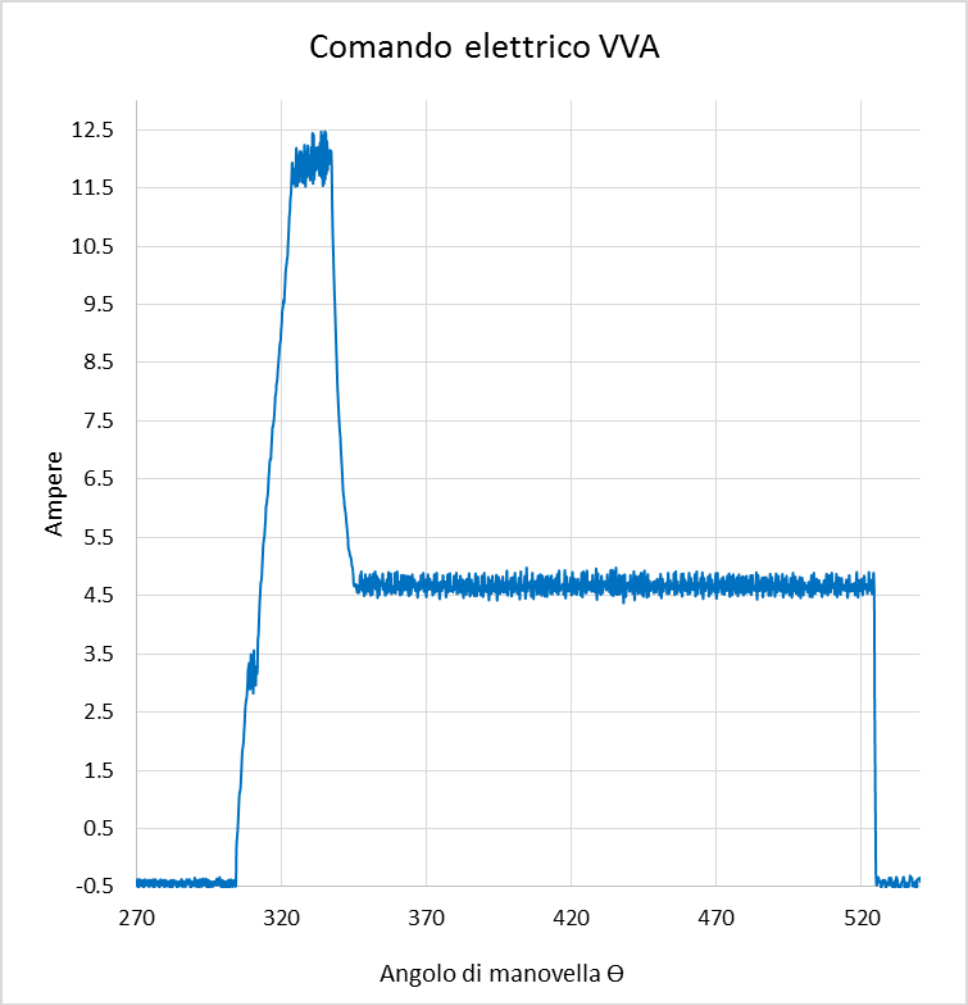

Figura 25: Comando elettrico VVA

Per cui si ricavano i valori:

Timing VVA		
Θ_i	**303.0**	°CA
Θ_f	**525.0**	°CA
Durata angolare comando	**222.0**	°CA

Tabella 10: durata comando VVA

Essendo un motore equipaggiato con il sistema *VVA* vi è la possibilità di intervenire sia sull'angolo di chiusura. Come si nota dalla tab.10, l'angolo elettrico di apertura Θ_i è prossimo al PMS ed è utilizzata la regolazione *Full cam* con chiusura anticipata, come è possibile supporre dal profilo elettrico di eccitazione del solenoide che presenta un picco nella fase di apertura. Di conseguenza si otterrà un'alzata valvola priva della forma a *boot*.

Per inserire nel modello *Gt-Power* il corretto profilo di alzata valvola, dopo aver compreso che si tratti di un *Reduce cam*, poiché il profilo del comando elettrico sperimentale fornisce un'apertura senza parzializzazione, è necessario estrarre i dati da un foglio Excel fornito dal *CRF*, all'interno del quale sono presenti i profili di alzata per ogni tipo di regolazione (fig.26). I dati riportati sono suddivisi in base al regime di rotazione del motore e al tipo di alzata (RC o FC) e all'interno di ogni foglio è presente un profilo per ogni angolo elettrico di chiusura Θ_f .

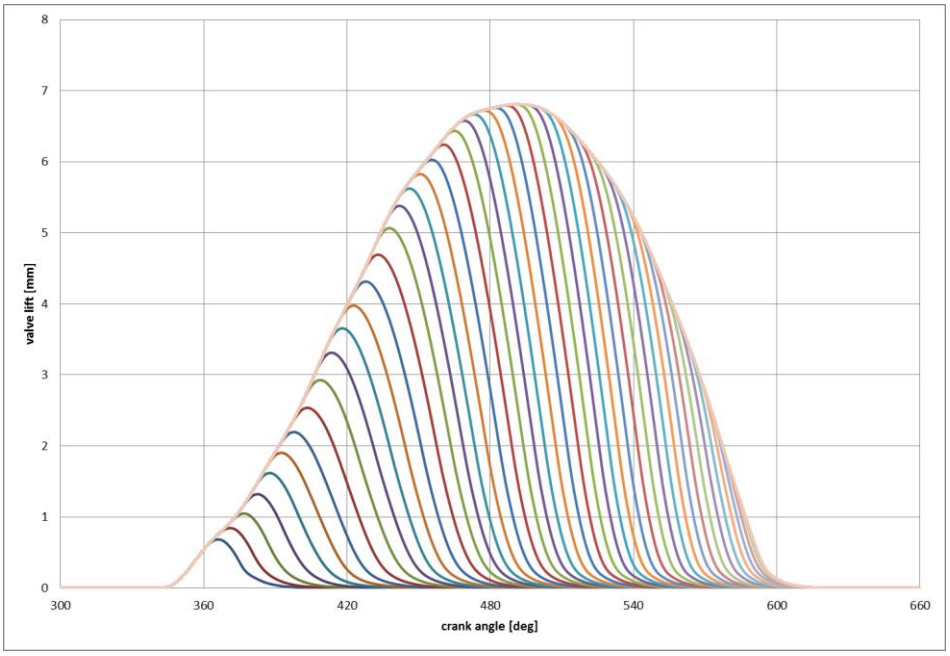

Figura 26: Profili di alzata valvola in regolazione EIVC

Ricordando che il propulsore nella condizione di prova ruota a 1750 rpm, si constata la mancanza tra i dati forniti di un profilo *Reduce cam* relativo alla velocità di rotazione in questione, per cui è stato inevitabile ricorrere ad un artificio: si è utilizzato il profilo *Reduce cam* relativo a 2000 rpm, ma selezionando un angolo di chiusura del comando elettrico leggermente anticipato, quindi da Θ_f = 525 °CA a Θ_f =520 °CA. In questo modo, avendo estratto i dati relativi ad una velocità di rotazione più elevata, anticipando di 5 °CA (del comando elettrico) la chiusura si ottiene un profilo molto simile a quello che si sarebbe ottenuto a 1750 rpm. In figura 27 è esposta graficamente l'attendibilità di questa decisione: sono tracciati gli andamenti dei profili di alzata valvola a 2000 rpm con angoli di chiusura Θ_f = 525 °CA e Θ_f =520 °CA e siccome a 1750 rpm si percorre, a parità di tempo, un arco angolare minore possiamo supporre che il profilo con chiusura a 520 °CA a 2000 rpm corrisponda a quello 525 °CA a 1750 rpm.

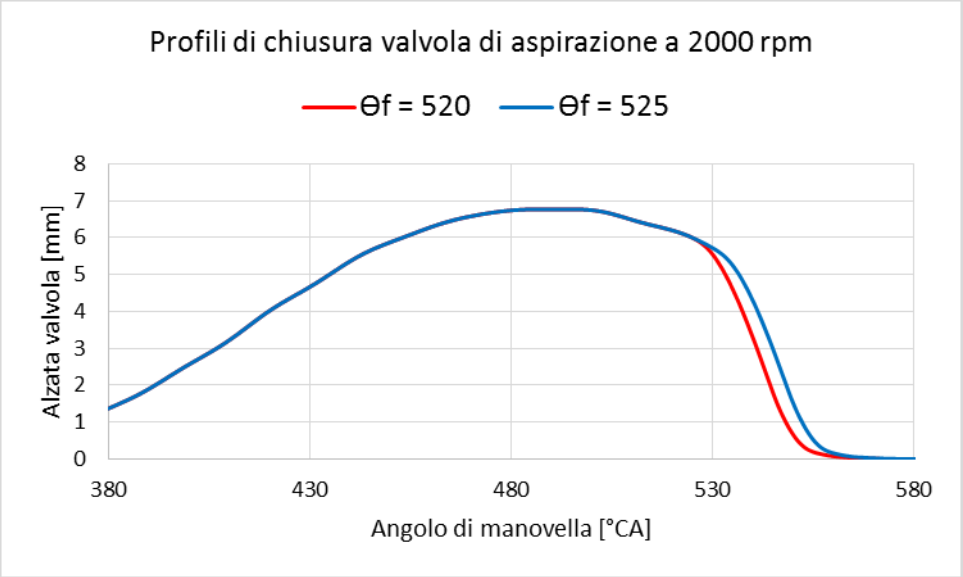

Figura 27: Profili di chiusura valvola a 2000 rpm

Il profilo di alzata valvole ottenuto è tracciato nel grafico sottostante.

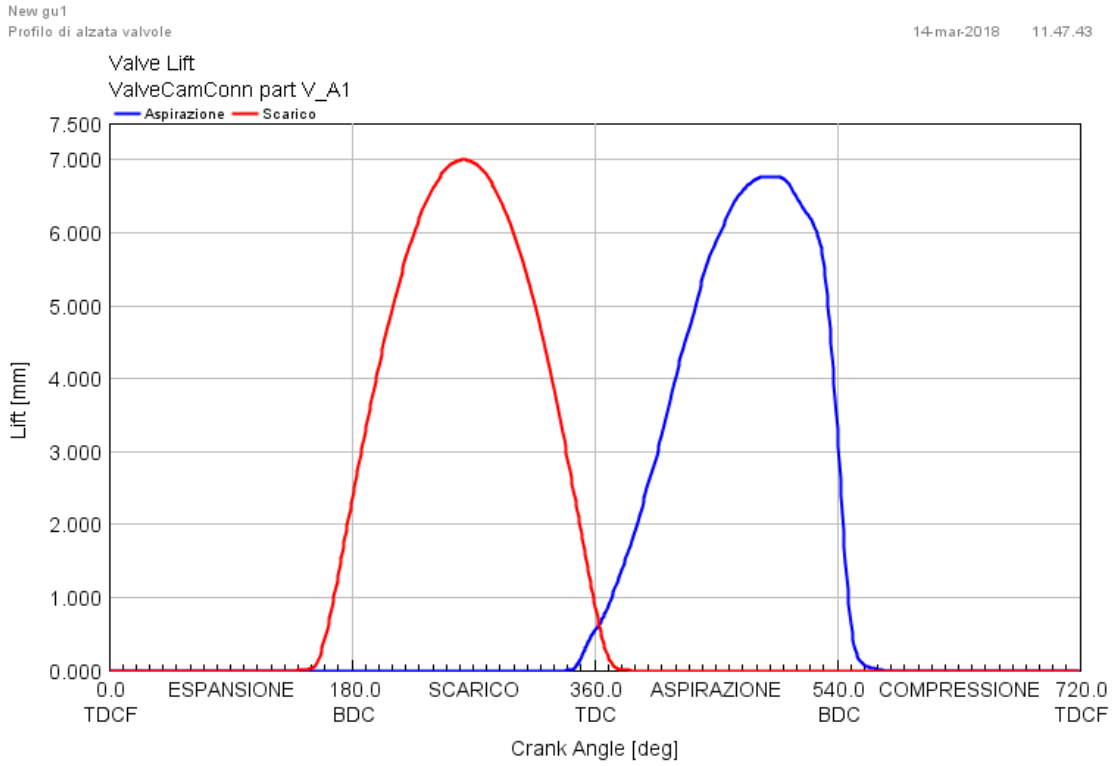

Figura 28: Profili di alzata e chiusura valvole

5.5.3 Setup combustibile

Il modello fornito era originariamente alimentato con metano puro, perciò si è dovuto inserire il combustibile utilizzato per questo lavoro di tesi la cui composizione è stata riportata precedentemente in tab.2. Si è quindi proceduto creando una miscela gassosa di metano ed etano. Le caratteristiche termofisiche del metano sono rimaste invariate, mentre quelle dell'etano sono state ricercate e calcolate per adeguarsi alla formulazione adottata da *Gt-Power*. In particolare sono stati ricercati in letteratura gli andamenti della viscosità dinamica e della conducibilità termica al variare della temperatura [21].

Per quanto riguarda l'entalpia, *Gt-Power* richiede l'inserimento di cinque coefficienti pdi un polinomio che permette di tracciare l'andamento della grandezza al variare della

temperatura. In fig.29 è riportata la schermata in cui sono mostrati i suddetti coefficienti con i relativi valori calcolati.

Template: FluidGas

Object: ethane-vap

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
(T-Tref) Coefficient, a1		1860
(T-Tref)^2 Coefficient, a2		1.23
(T-Tref)^3 Coefficient, a3		0.0015
(T-Tref)^4 Coefficient, a4		-0.000001572
(T-Tref)^5 Coefficient, a5		0.000000000417

Figura 29: Schermata Gt-Power dei coefficienti dell'entalpia

Nella guida del software i cinque coefficienti fanno riferimento al polinomio di quinto grado di seguito riportato:

$$h = h_{ref} + \sum_{K=1}^{5} a_K * \left(T - T_{ref}\right)^K \qquad (19)$$

Con h_{ref} calcolata a 298 K e T_{ref} = 298 K.

Data la difficoltà di trovare in letteratura dati che permettessero di effettuare il *fitting* polinomiale relativo all'entalpia con il fine di calcolarne i coefficienti, si è deciso di ricorrere ai registri termochimici *GRI-Mech* [22]. In essi è facile reperire il calore specifico a pressione costante C_p per una grande varietà di gas e per un ampio range di temperatura, ideale quindi per un'applicazione motoristica.

Si ricorda in seguito la correlazione fra entalpia e calore specifico a pressione costante:

$$\frac{\partial h}{\partial T} = C_p = a_1 + 2a_2\left(T - T_{ref}\right) + 3a_3\left(T - T_{ref}\right)^2 + 4a_4\left(T - T_{ref}\right)^3 + 5a_5\left(T - T_{ref}\right)^4 \qquad (20)$$

Con T_{ref} = 298 K.

É stato sufficiente quindi tracciare l'andamento di C_p in funzione della temperatura con i dati ricavati dai registri termodinamici e calibrare i coefficienti affinché il *fitting* del polinomio di quarto grado risultasse ottimale. Il risultato grafico di quanto appena esposto è mostrato in fig.30, mentre per i valori numerici dei coefficienti così calcolati si rimanda alla figura 29.

Come si può notare i valori dei coefficienti del polinomio di quarto grado a_1, a_2 ,a_3, a_4 ricavati permettono un'ottima corrispondenza fra le due curve nell'intervallo di temperatura d'interesse.

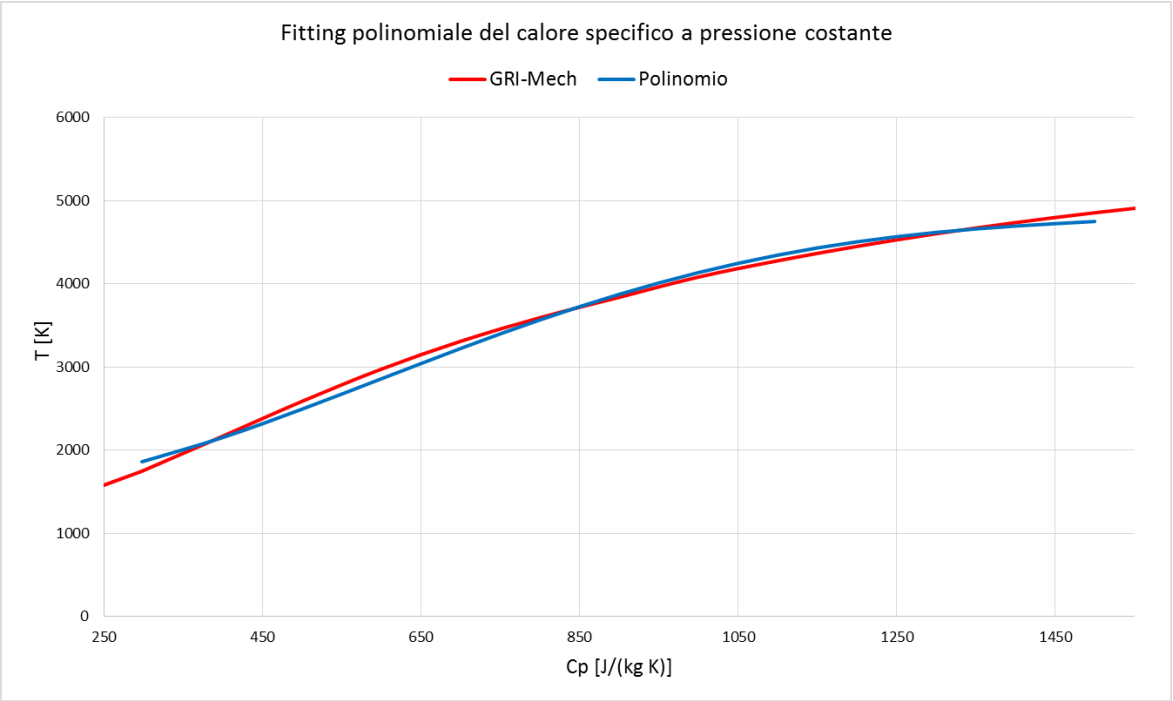

Figura 30: Fitting polinomiale del Cp

5.5.3.1 Inserimento della libreria del combustibile nel modello Gt-Power

L'inserimento del combustibile etano con tutti i parametri precedentemente calcolati e ricavati nel modello, non è l'unico passo riguardante l'adattamento del modello al nuovo combustibile.

Infatti la procedura prevede anche l'aggiunta della libreria di velocità laminare del fronte di fiamma creata con *DARS* ed esplicata nel capitolo. La libreria deve essere collocata nelle *look-up tables* presenti nella mappa di *Gt-Power* del modello frattale, in modo tale che il modello di combustione possa attingere da esse i dati relativi al valore della velocità laminare di combustione del fronte di fiamma in ogni istante e condizione di funzionamento. In figura 31 sono evidenziate le *look-up tables* (riquadro rosso) e il loro collegamento con il modello di combustione insito nei quattro cilindri (riquadro blu).

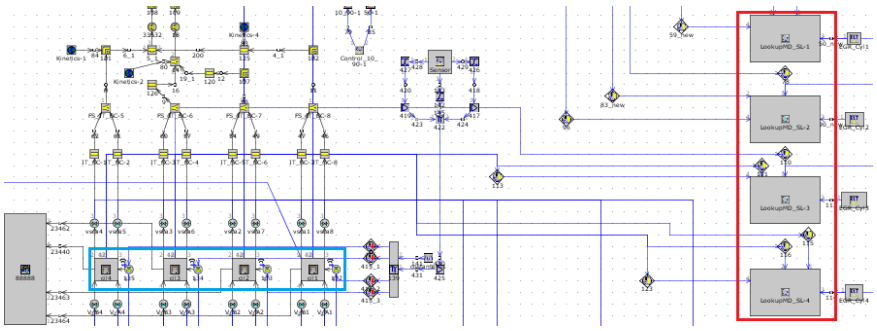

Figura 31: Mappa Gt-Power delle look-up tables LFS

All'interno delle *look-up tables* è necessario inserire in ordine come input i valori di:

- Pressione;
- Temperatura *unburned gas*;
- Grado di ricircolo dei gas combusti;
- Dosatura relativa λ.

Attri...	First Independent Variable	Second Independent Variable	Third Independent Variable	Fourth Independent Variable	Dependent Variable Array
Unit					
1	400	1	0	0.4	0.0281929
2	400	2	0	0.4	0.0146985
3	400	3	0	0.4	0.0100723
4	400	4	0	0.4	0.00860602
5	400	5	0	0.4	0.00791018
6	400	6	0	0.4	0.00758267

Figura 32: Look-up tables combustibile

Essa fornirà come output (*Dependent variable array)* il valore della velocità laminare del fronte di fiamma per ogni punto di funzionamento.

Con questa operazione termina il settaggio del modello per l'adattamento al nuovo combustibile e alle nuove condizioni.

5.6 Analisi con modello TPA

Come anticipato nella descrizione della procedura seguita il modello TPA (*Three Pressure Analysis*) è in grado di determinare l'andamento della frazione di massa combusta richiedendo come input relativamente pochi dati sperimentali. Come è possibile intuire dal nome del modello sono necessarie le misure sperimentali di tre pressioni:

1. Pressione del condotto di aspirazione a monte dell'iniettore;
2. Pressione del condotto di scarico a valle delle valvole di scarico;
3. Andamento della pressione in camera di combustione al variare dell'angolo di manovella.

É stato possibile applicare l'analisi TPA poiché nei dati sperimentali sono riportati accuratamente i valori rilevati delle pressioni sopracitate.

In figura 33 è riportata la mappa di *Gt-Power* relativa al modello del propulsore TPA. Come si può notare essa è priva di un sotto modello di combustione e turbolenza implementato dall'utente poiché, a differenza del modello frattale, adoperando una strategia di *reverse engineering* fornisce l'andamento del rilascio termico in base all'andamento del profilo di pressione imposto dai dati sperimentali.

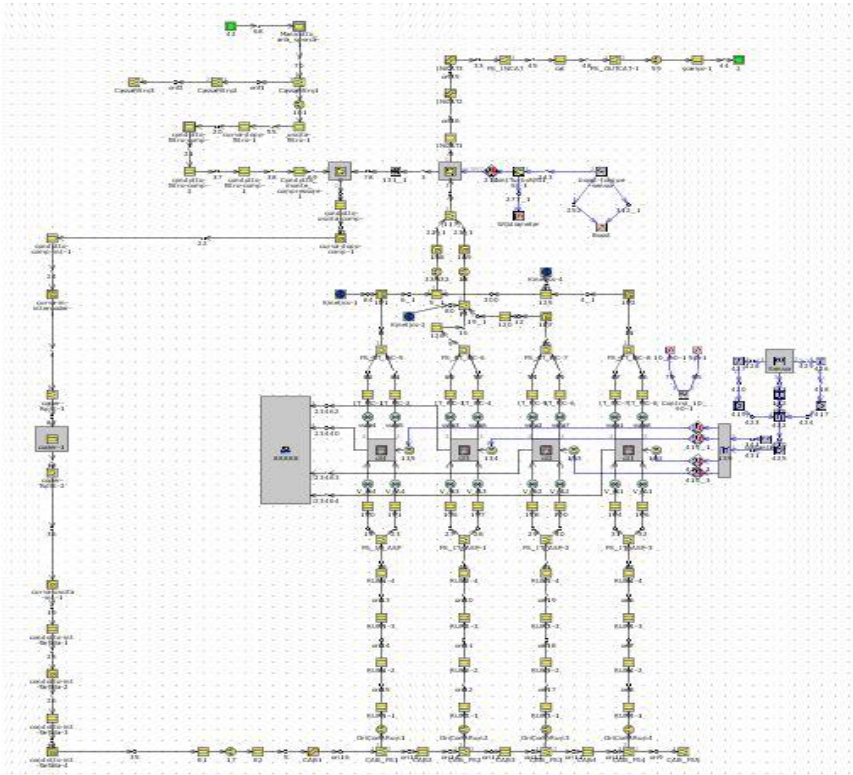

Figura 33: Mappa Gt-Power modello TPA

5.6.1 Dati sperimentali simulazione TPA

I dati sperimentali utilizzati per la simulazione TPA provengono dalla prova denominata 1907 della quale si riportano in tabella i principali valori delle grandezze che caratterizzano il punto operativo in questione.

Dati sperimentali prova ID 1907		
Giri motore	1750	rpm
Pme	15.743	bar
Anticipo (prima del PMS)	9.36	°CA
Temperatura uscita intercooler	45	°C
Pressione boost aspirazione	1.48	bar
Dosatura (m_a / m_f)	17.22	-

Tabella 11: dati sperimentali prova 1907

Settato il modello, inseriti i parametri di tab.11 e completato il case-setup con tutti i restanti dati termodinamici estratti dal resoconto della prova è stato possibile lanciare la simulazione TPA.

5.6.2 Risultati TPA

Conclusa la simulazione si è proceduto con l'estrazione e l'analisi dei dati ottenuti, prestando attenzione soprattutto alla qualità della sovrapposizione fra andamento della pressione in camera imposto dai dati sperimentali e quello simulato (fig.34), poiché una grande differenza fra i due andamenti significherebbe la non corretta esecuzione della simulazione.

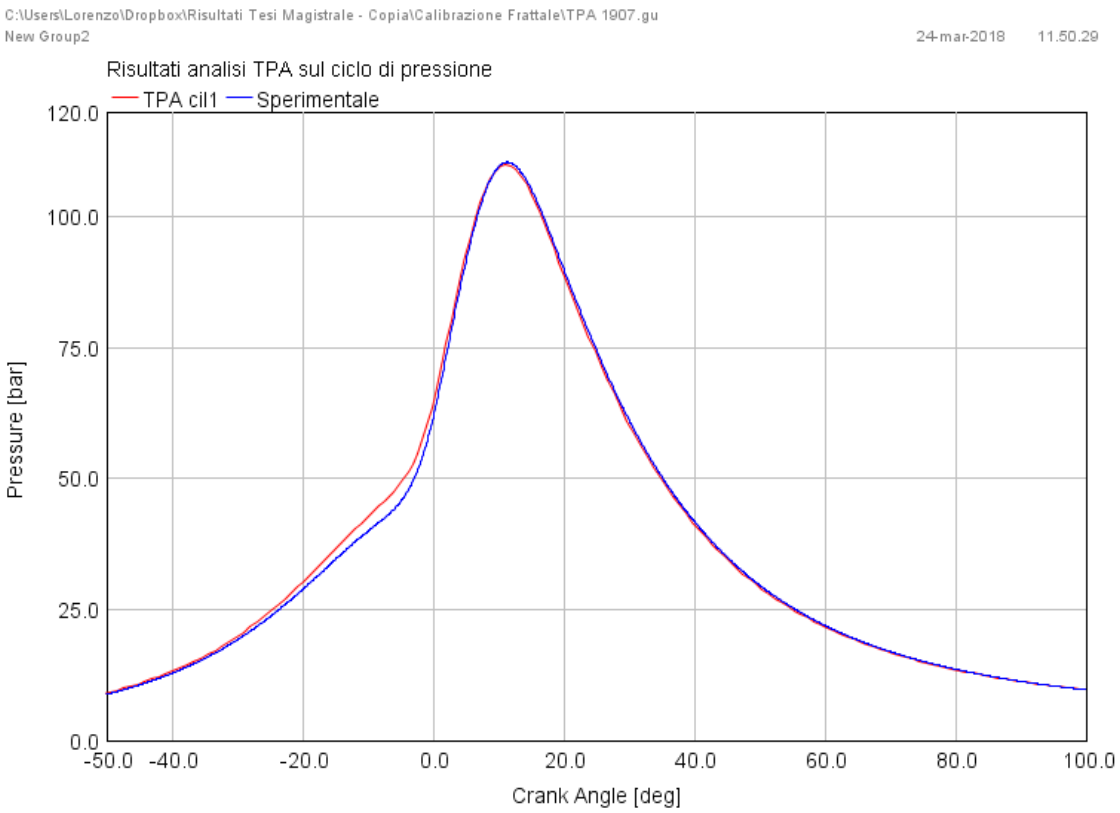

Figura 34: Risultato grafico analisi TPA della pressione in camera

Come possiamo osservare le curve presentano una buona sovrapposizione soprattutto nel picco di pressione che avviene a circa 11,7 °CA dopo il PMS e apprezzabile nell'ingrandimento di fig.35.

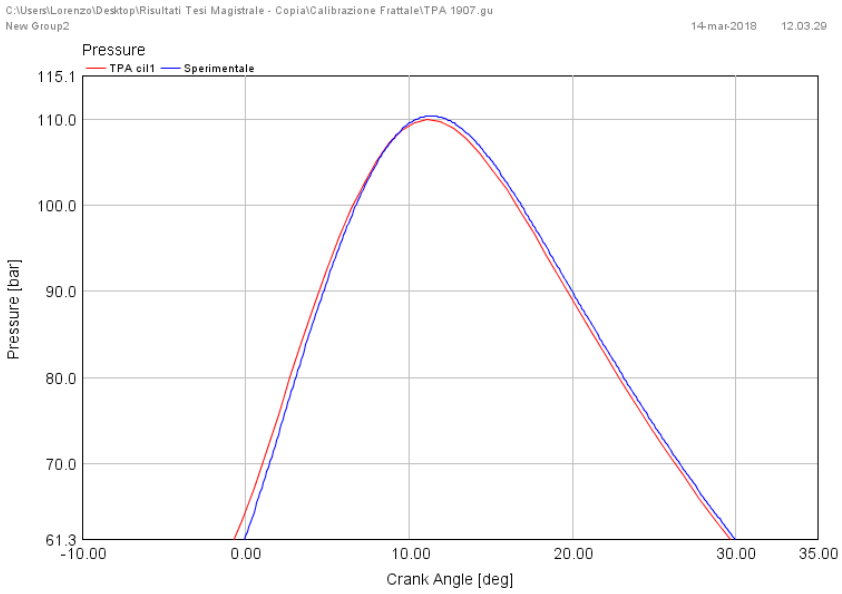

Figura 35:Zona di PFP prova 1907 e TPA

Inoltre si è verificata la buona riuscita della simulazione nei risultati riguardanti l'analisi della pressione come si nota in fig.36, dove la riga *Consistency Check* della tabella non presenta anomalie per tutti e quattro i cilindri.

Pressure Parameters

	cil1	cil2	cil3	cil4
Object Name	cil1	cil2	cil3	cil4
Engine Speed [RPM]	1750	1750	1750	1750
Consistency Check	OK	OK	OK	OK

Figura 36: Consistency Check analisi TPA

Dato che il modello TPA fornisce come output la portata d'aria immessa nel propulsore possiamo confrontarla con quella rilevata durante il test sperimentale al fine di avere un'ulteriore prova della bontà del modello. In tabella 12 possiamo osservare come le due portate differiscano di uno scarto trascurabile.

Portata d'aria immessa		
Simulata TPA	103,50	kg / h
Rilevata sperimentalmente	105,41	kg / h

Tabella 12: Confronto portata d'aria TPA e sperimentale

Quindi, in seguito all'accertamento della corretta riuscita della simulazione, si è provveduto ad analizzare quello che è il principale obbiettivo del modello TPA: fornire la frazione di massa combusta x_b tale che l'andamento della pressione in camera simulata rispecchi quella sperimentale. L'andamento della frazione di massa combusta relativa alla prova 1907 generato dal modello è visibile nel grafico sottostante.

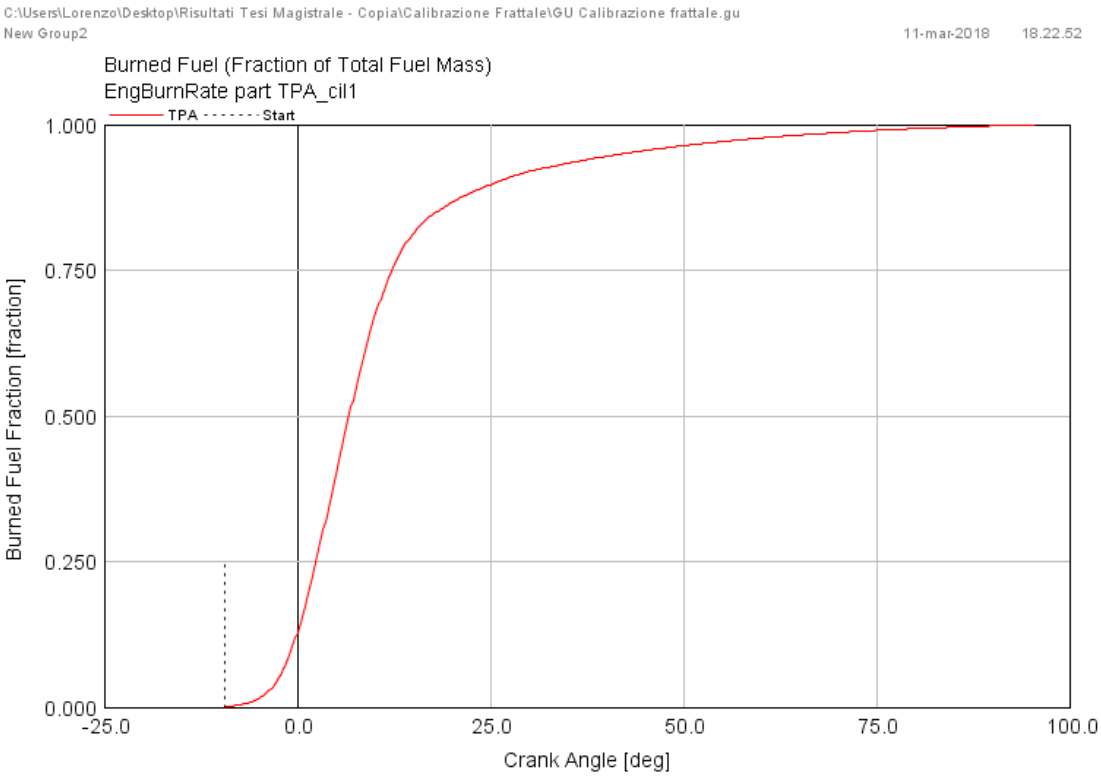

Figura 37: Andamento frazione di massa combusta estratto dall'analisi TPA

I principali parametri di controllo relativi alla frazione di massa bruciata sono evidenziati nella tabella 13 per via della loro importanza nella successiva fase di calibrazione del modello frattale.

Parametri angolari x_b		
ΔΘ 0-1%	3.6	°CA
MFB 50 %	6.7	°CA dopo PMS

Tabella 13: parametri frazione di massa combusta

5.7 Modello Frattale

Il modello del propulsore trattato in questo paragrafo è quello in cui è stato implementato il modello di combustione frattale e il modello di turbolenza definito dall'utente (quest'ultimo evidenziato in figura 38).

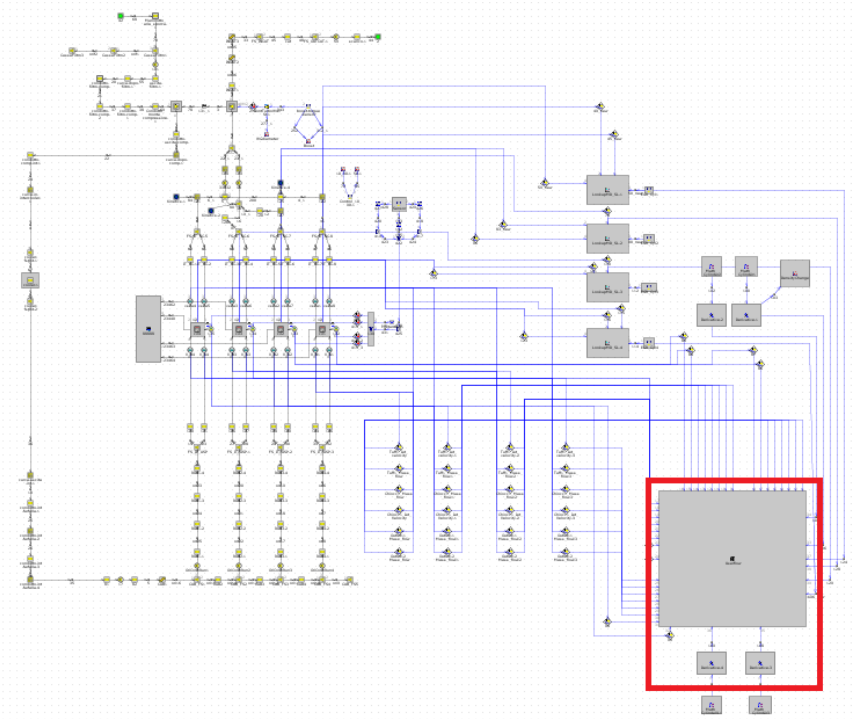

Figura 38: Mappa Gt-Power modello frattale

Come anticipato, il modello frattale è in grado di calcolare la frazione di massa combusta al variare dell'angolo di manovella tramite il valore istantaneo della velocità turbolenta del fronte di fiamma S_b e dalla superficie occupata dalla frazione di gas combusta A_{bf}.

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

É perciò possibile considerare l'influenza dei parametri geometrici e fisici che influenzano la combustione, rendendo così il modello predittivo.

Il modello frattale però non è applicabile direttamente, ma deve essere calibrato per adattarsi al combustibile adottato in questo lavoro di tesi.

5.7.1 Calibrazione modello frattale

Al fine di calibrare correttamente il modello predittivo di combustione frattale è necessario fornirsi dei dati ricavati in precedenza dall'analisi TPA.

In particolare è fondamentale l'analisi dell'andamento della frazione di massa combusta al variare dell'angolo di manovella dall'istante in cui scocca la scintilla a quello in cui x_b raggiunge il valore unitario, poiché dall'osservazione grafica si può ricavare il valore di $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$ come mostrato in fig.39, intercettando l'asse delle ascisse in corrispondenza dell'1% di massa bruciata.

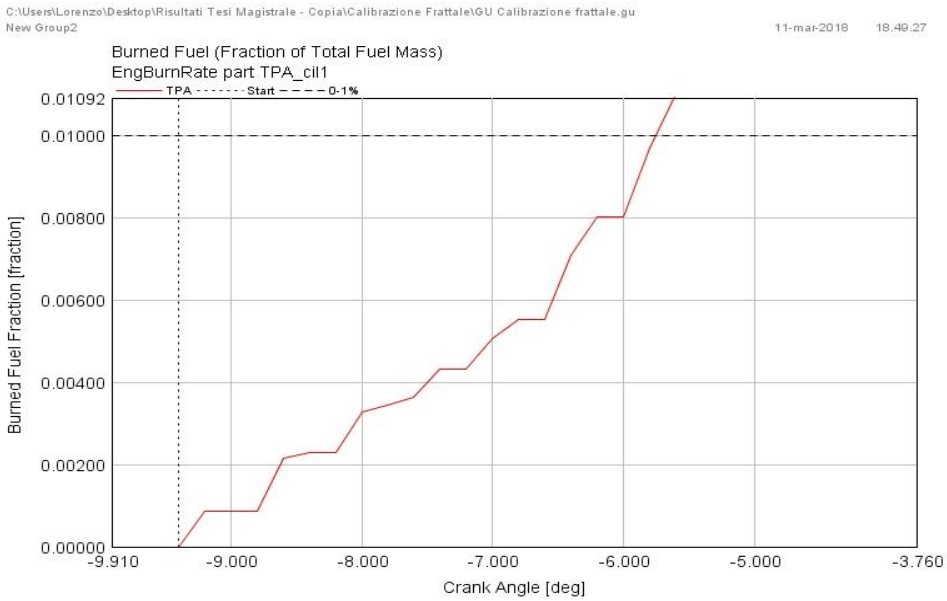

Figura 39: Ingrandimento zona $\Delta\Theta_{0-1\%}$

Quindi con una semplice operazione matematica:

$$\Delta\Theta_{0-1\%} = SA - \Theta_{mfb1\%} = |-9.4| - 5.9 = 3.6 \quad [°CA]$$

Dove SA è l'angolo di anticipo rispetto al PMS.

Ricavato l'intervallo angolare dopo il quale il modello frattale può essere applicato e in cui viene calcolata la costante del propulsore ρ_0 , si procede alla calibrazione del parametro C_L.

Il parametro C_L è fondamentale per ottenere il corretto profilo di x_b, in quanto determina la pendenza della curva nel tratto rettilineo successivo all'1% fino a circa all'80% di massa combusta. Al fine di determinare il corretto valore è necessario confrontare l'andamento di massa combusta ottenuta dal modello frattale con un C_L di primo tentativo con l'andamento ottenuto dal modello TPA che è ritenuto corretto. Si interviene su C_L affinché le due curve non presentino un'ottimale sovrapposizione soprattutto nella zona del baricentro della combustione (50% della massa bruciata), ricordando che al crescere di C_L la pendenza del tratto rettilineo cresce e viceversa.

La figura sottostante si mostra il risultato ottenuto con C_L pari a 0,261 che permette di avere una buona corrispondenza fra le due curve nel tratto rettilineo.

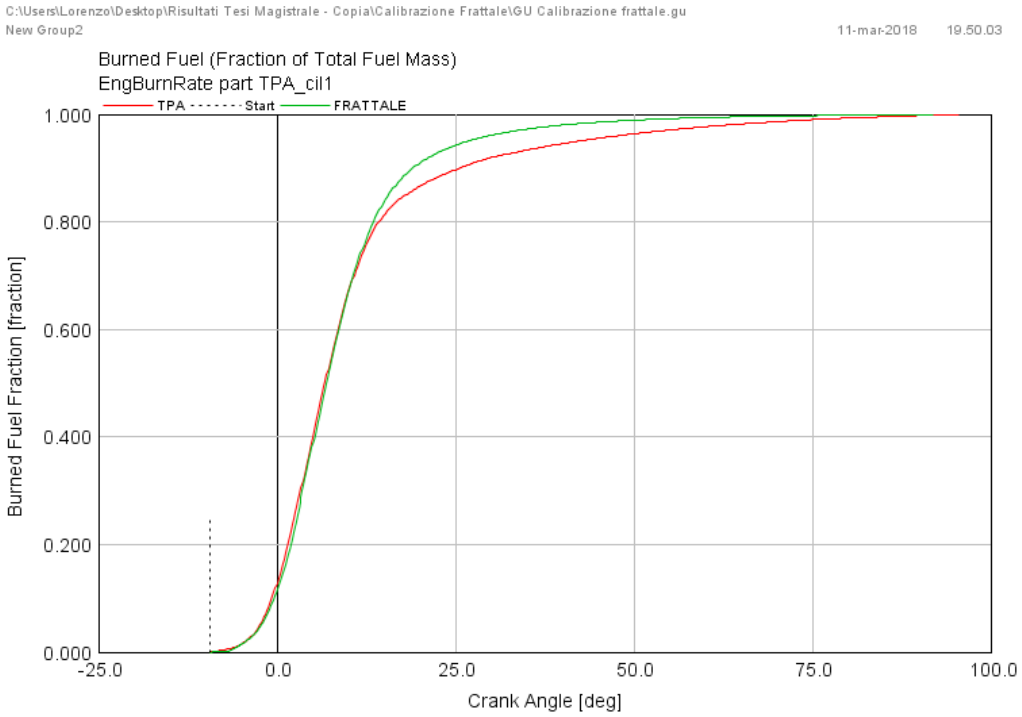

Figura 40: Risultato calibrazione modello Frattale sul profilo di x_b

Il passaggio da modello di combustione frattale a modello di combustione a parete è imposto dal parametro *cwc* che rappresenta il rapporto fra porzione di massa bruciata e porzione di fiamma che nell'istante considerato ha raggiunto la parete. Perciò *cwc* influenza l'ultimo tratto dell'andamento della frazione di massa combusta.

Il discostamento fra le due curve negli attimi finali della combustione può essere imputato a fenomeni di dissociazione e riassociazione chimica non presi in considerazione dal modello in analisi.

I parametri di calibrazione del modello frattale ricavati dal confronto grafico sono riportati nella tabella riassuntiva sottostante.

Coefficienti di calibrazione del modello Frattale		
ΔΘ 0-1%	3.6	°CA
C_L	0.261	-
cwc	0.010	-

Tabella 14: Coefficienti di calibrazione del modello frattale

5.7.1.1 Influenza del parametro C_L sull'andamento di x_b

In seguito si riporta graficamente l'influenza che esercita il parametro C_L sul tratto rettilineo di x_b. Un aumento del 10% provoca un aumento della pendenza rispetto al valore iniziale pari a $C_L = 0.261$ e viceversa.

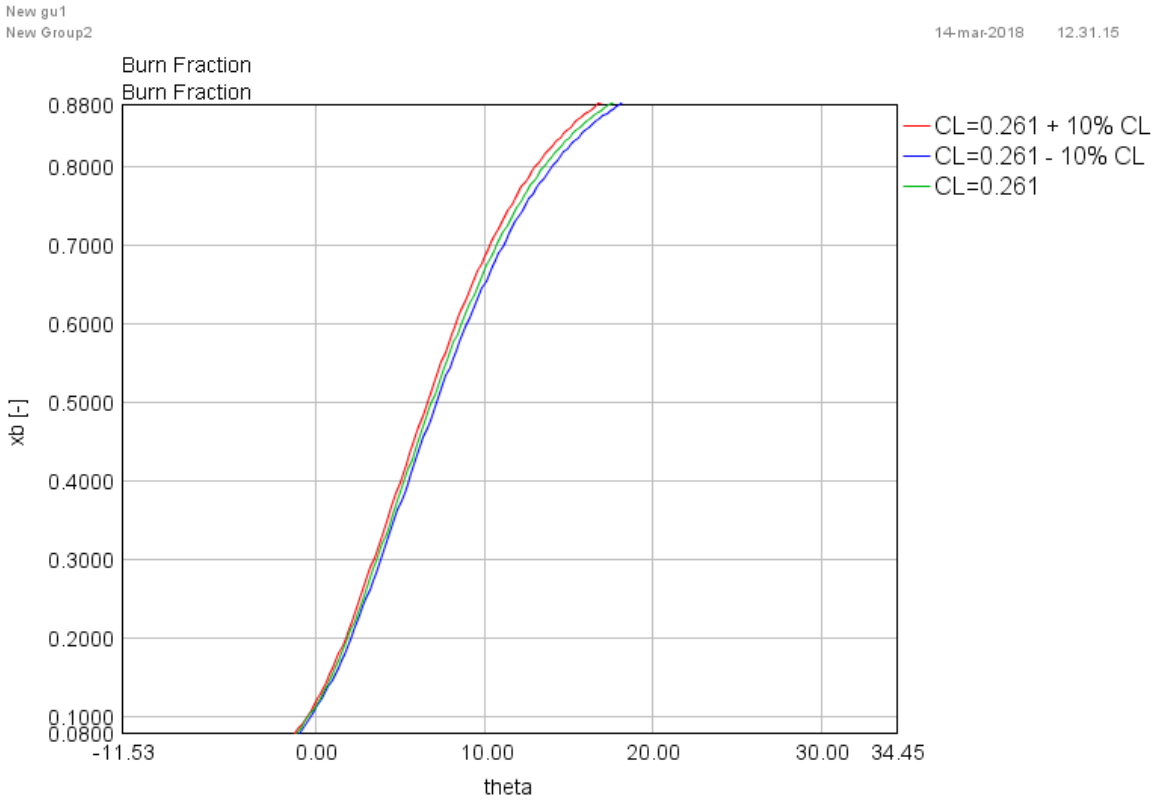

Figura 41: Influenza del parametro C_L sul profilo di massa combusta

5.7.2 Risultati modello Frattale

Si ricorda che la calibrazione del modello frattale è stata svolta sulla base dei dati ricavati dall'analisi TPA per la prova denominata "1907", i cui principali parametri sono riportati in, ma deve essere approvata per tutte e sei le prove sperimentali. In particolare si deve verificare se i profili dei cicli di pressione ricalchino con precisione i cicli di pressione forniti dai dati sperimentali e se il baricentro della combustione rispecchi quello ricavato sperimentalmente.

In seguito si riportano i confronti sul primo cilindro fra i cicli di pressione ricavati dal modello e quelli sperimentali per tutte e sei le prove. Si ricorda che le prove differiscono principalmente per l'angolo di anticipo di accensione via via crescente.

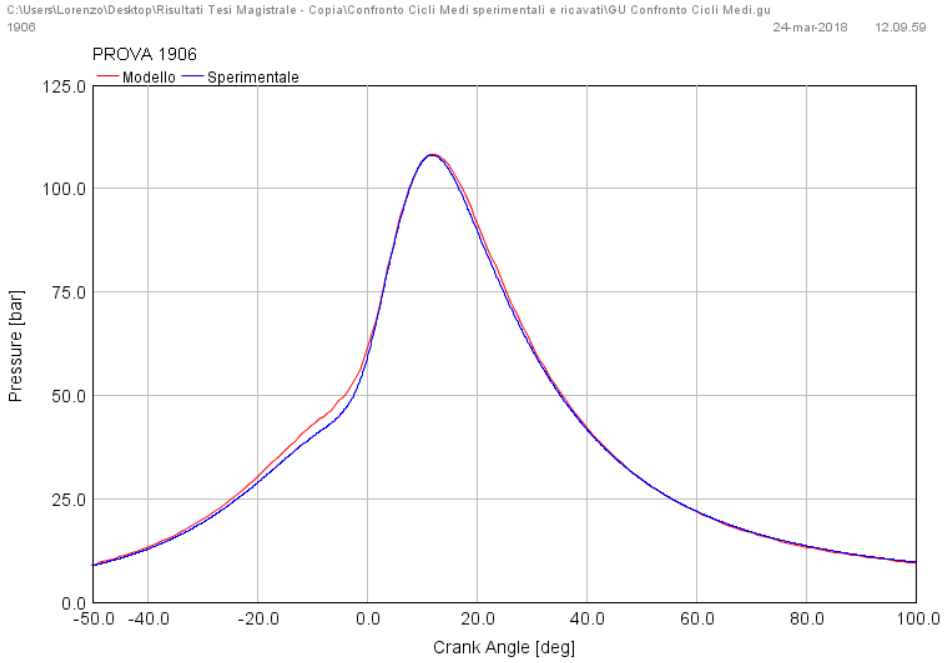

*Figura 42: Prova 1906 SA=**8.85** °CA*

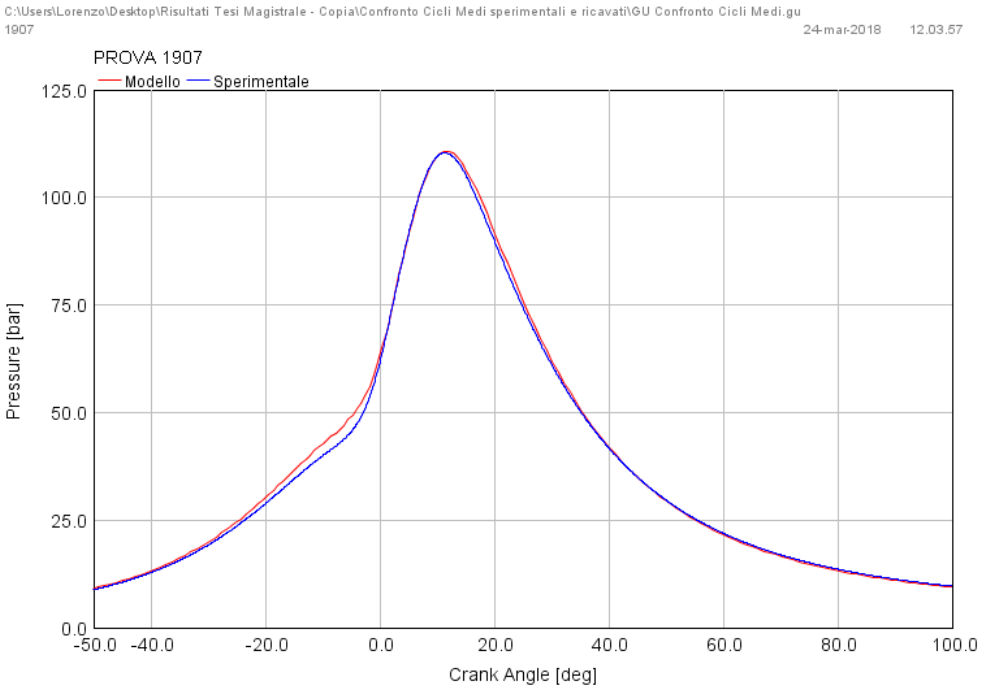

*Figura 43: Prova 1907 SA=**9.36** °CA*

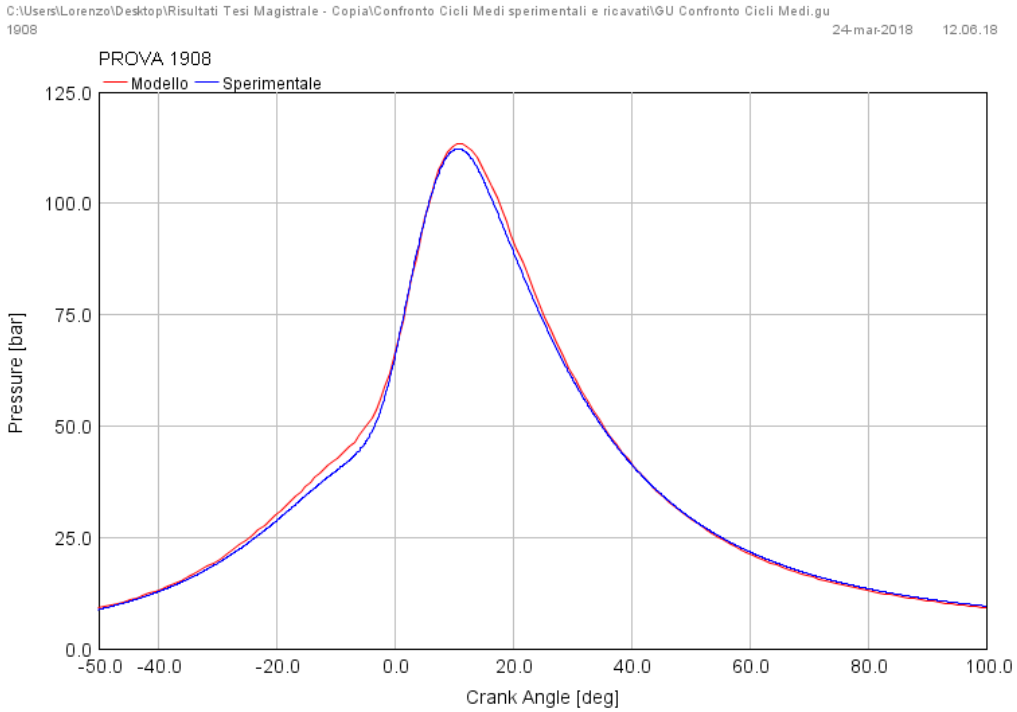

*Figura 44: Prova 1908 SA=**9.94** °CA*

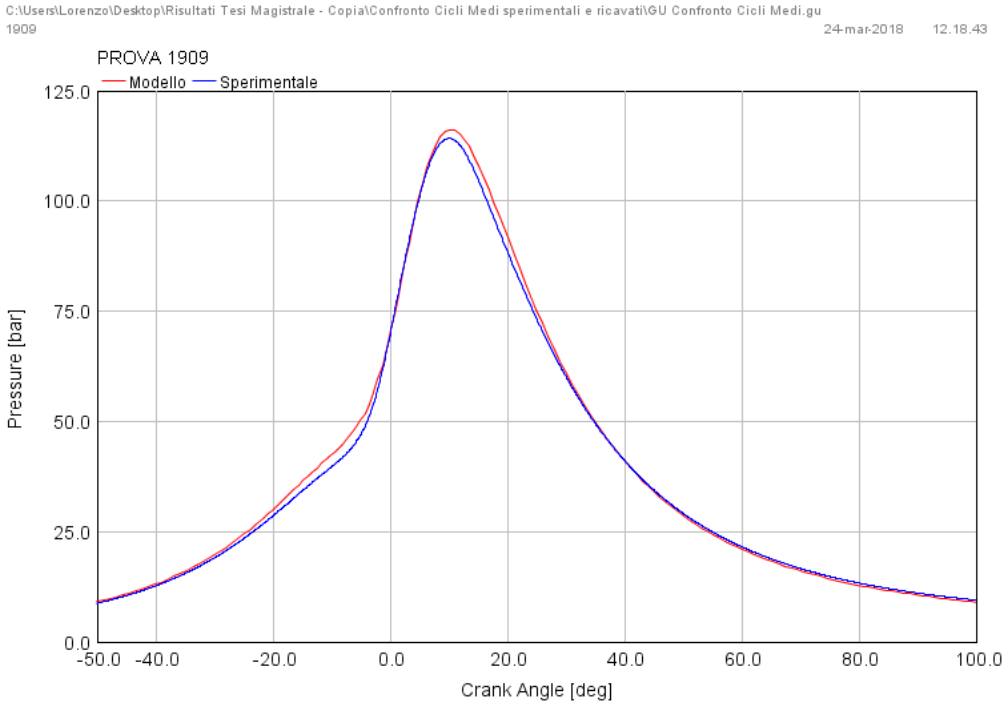

*Figura 45: Prova 1909 SA=**10.67** °CA*

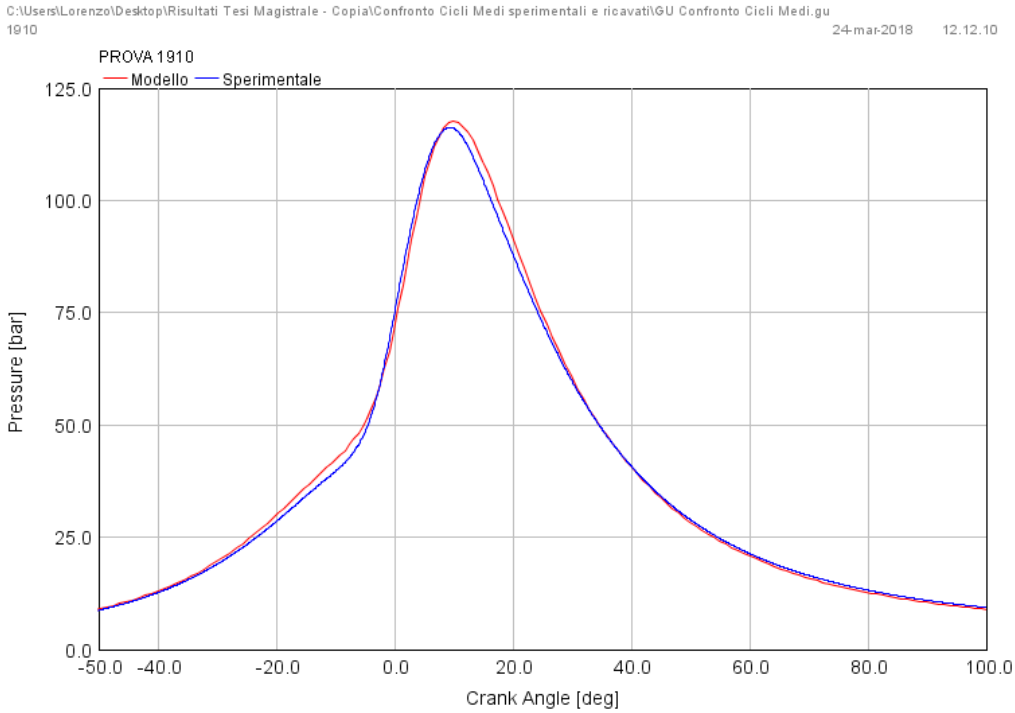

*Figura 46: Prova 1910 SA=**11.24** °CA*

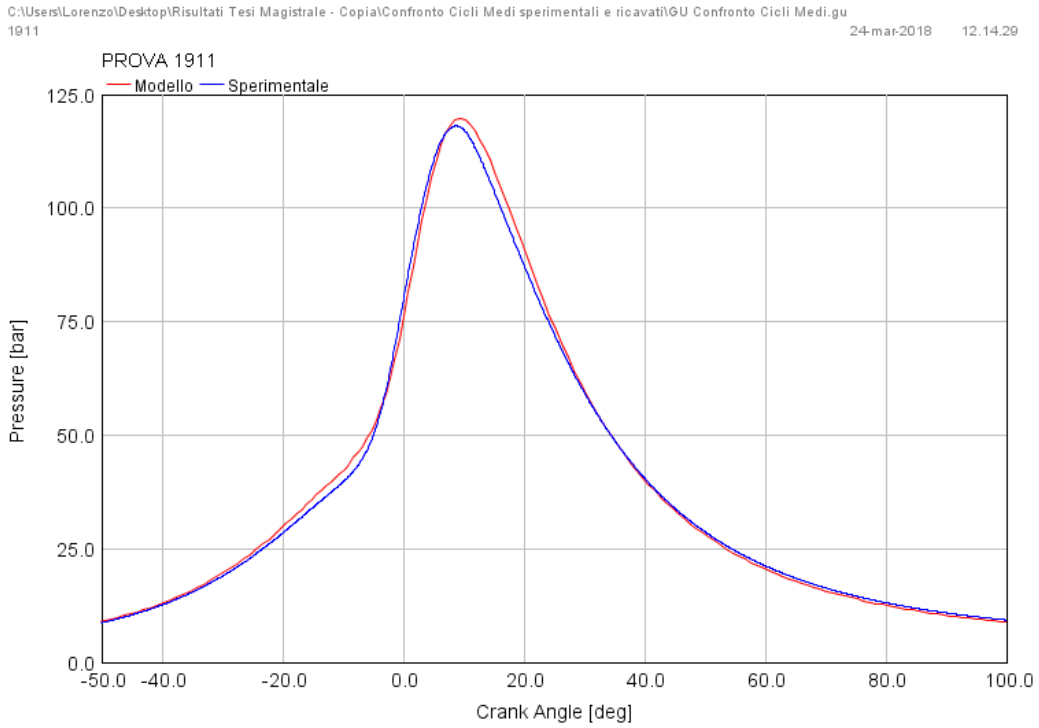

*Figura 47: Prova 1911 SA=**11.86** °CA*

Dall'osservazione grafica dei risultati si nota un ottimo accordo fra gli andamenti sperimentali e quelli estratti dal modello, confermando la correttezza dei parametri adottati nella calibrazione. Prestando attenzione alla zona di pressione massima si può notare una lieve sovrastima da parte del modello per le prove che presentano un'accensione più anticipata rispetto al PMS.

Per quanto riguarda il confronto fra i principali parametri che permettono di confermare la bontà del modello fin'ora utilizzato si rimanda alla tabella seguente.

			ID PROVA					
			1906	**1907**	**1908**	**1909**	**1910**	**1911**
Spark Advance	[°CA bTDC]		8.85	9.36	9.94	10.67	11.24	11.86
Posizione angolare Mfb 50	[°CA pTDC]	Sper.	7	6.4	5.6	4.7	3.9	3.1
		Mod.	7.3	6.7	6.0	5.1	4.8	4.0
Peak Firing Pressure	[bar]	Sper.	108.51	110.80	112.56	114.60	116.77	118.71
		Mod.	108.35	110.69	113.38	116.19	117.66	119.72
Posizione angolare *PFP*	[°CA pTDC]	Sper.	11.8	11.4	10.7	10.1	9.5	8.9
		Mod.	12.2	11.7	11.0	10.4	9.9	9.4

Tabella 15: Risultati principali modello frattale

Dai risultati riportati in tabella si nota quanto esposto prima dall'osservazione grafica dei cicli di pressione, ovvero una lieve sovrastima della *PFP* al crescere dell'anticipo di accensione e uno spostamento del baricentro di combustione verso un angolo di manovella più posticipato. Tuttavia queste sovrastime sono di lieve entità considerate le grandezze in gioco e quindi il modello può essere convalidato con i parametri di calibrazione precedentemente esposti.

5.8 Modello Frattale con integrazione del fenomeno della Variabilità Ciclica

In questo paragrafo viene trattata l'aggiunta delle componenti del modello che permettono di simulare la variabilità ciclica.

In figura è visibile la parte di mappa di *Gt-Power* che permette la simulazione del fenomeno.

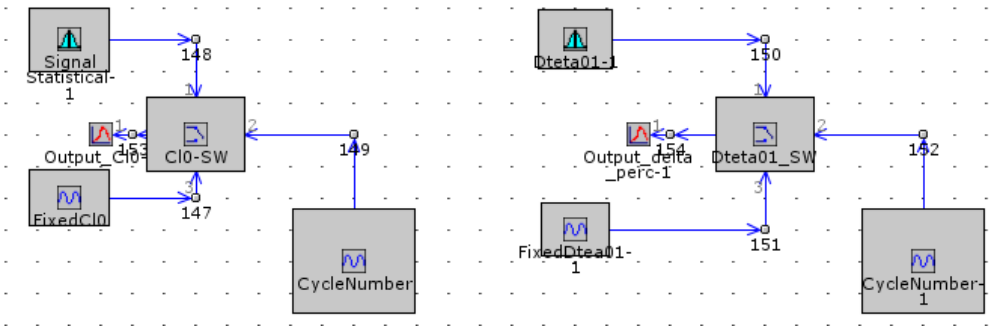

Figura 48: sottomodello Gt-power di variabilità ciclica

Il funzionamento di questa porzione di mappa è piuttosto semplice, ovvero dopo che il modello è giunto a convergenza e quindi alla stabilità (50 cicli motore) intervengono due *switch* che determinano il passaggio di C_L e $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$ da fissi a variabili. I parametri di partenza di C_L e $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$ sono quelli derivati dalla calibrazione del modello frattale (tab.14) e vengono fatti variare secondo una funzione statistica di distribuzione normale, in modo da simulare una reale variabilità ciclica. Infatti i parametri C_L e $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$ influenzano in modo considerevole l'andamento della frazione di massa combusta nel tempo e quindi agiscono sulla combustione e sulla massima pressione ottenibile in camera. Perciò una loro variazione comporta un diretto effetto sulla *PFP*, simulando in questo modo quello che avviene in un propulsore reale.

5.8.1 Calibrazione modello di variabilità ciclica

Il modulo aggiuntivo atto a simulare la variabilità ciclica descritto precedentemente deve essere calibrato affinché restituisca valori di covarianza della *Peak Firing Pressure* prossimi a quelli elaborati dai dati raccolti sperimentalmente e visibili in tab.16.

ID Prova	SA [°CA]	Cov *PFP* sperimentale
1906	8.85	0.0322
1907	9.36	0.0313
1908	9.94	0.0285
1909	10.67	0.0301
1910	11.24	0.0300
1911	11.86	0.0290

Tabella 16: Cov PFP sperimentale

Per la calibrazione si agisce attribuendo al parametro C_L una covarianza rispetto al valore medio in modo che i valori di dispersione della pressione massima durante i diversi cicli motori sia vicina a quella rilevata sperimentalmente. C_L non è il solo parametro ad esser fatto variare, poiché si attribuisce una covarianza anche a $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$ con la differenza che essa non deve essere calibrata perchè da dati sperimentali la covarianza è fissa a circa il 10% del valore medio. In tabella si mostrano i valori adottati di covarianza di C_L e di $\Delta\Theta_{0\text{-}1\%}$.

Cov Parametri	
Cov C_L	0.225
Cov $\Delta\Theta$ 0-1%	0.100

Tabella 17: Parametri calibrazione covarianza

Le Cov adottate hanno portato ai seguenti risultati di covarianza della *Peak Firing Pressure* con i quali è stato fatto un confronto grafico con i dati sperimentali.

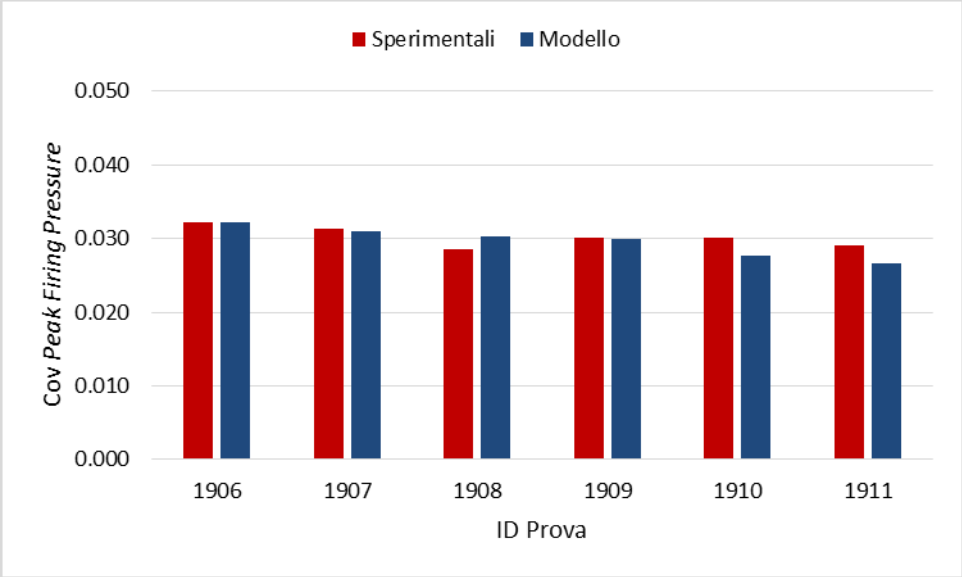

Figura 49: Istogramma Cov PFP

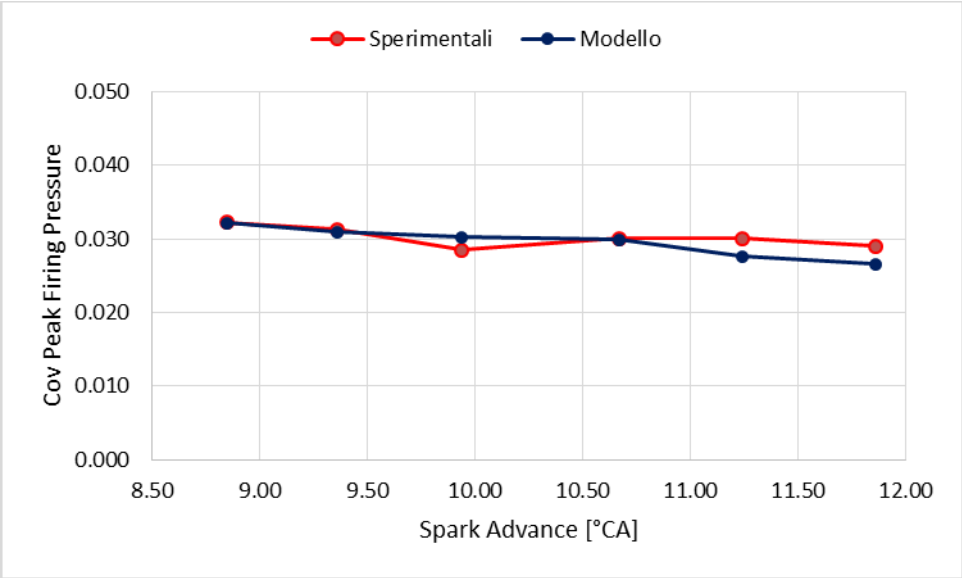

Figura 50: Andamenti Cov PFP al variare dello SA

L'errore massimo è inferiore allo 0.24% e ciò porta alla convalidazione dei valori di Cov di tab.17. Se si volesse migliorare il *matching* fra le due curve bisognerebbe adottare un valore di covarianza di C_L variabile a seconda dello *SA* adottato nelle singole prove e non un valore medio di compromesso.

5.8.1.1 Influenza della covarianza di C_L sulla covarianza della pressione massima

Per ottenere i valori di Cov della *PFP* mostrati nell'istogramma precedente si sono effettuate varie prove, constatando che, come era intuibile, un aumento della covarianza e quindi della deviazione standard del parametro C_L produca un aumento della dispersione ciclica della *Peak Firing Pressure* e viceversa, come mostrato in figura.

Figura 51: Influenza della Cov di C_L sulla PFP

5.9 Modello di detonazione

In seguito alla calibrazione del modulo di variabilità ciclica è stato possibile iniziare le simulazioni per sviluppare e calibrare un modello predittivo di detonazione, poichè questo fenomeno è correlato alla dispersione ciclica della *PFP*.

Il modello di detonazione in questione è quello che utilizza la formulazione integrale sotto riportata e descritta nel cap.1.4 per calcolare il tempo di autoaccensione della miscela formata in camera di combustione.

$$\tau = c_1 * p^{-c_2} * e^{(c_3/Tu)}$$

Si ricorda che nella modalità per cui è calcolato l'*ignition delay* si ha detonazione quando:

$$\int_{t1}^{t2} \frac{dt}{\tau} = 1$$

Dove nello specifico dell'applicazione del modello:

- C_1, C_2 e C_3 sono i coefficienti relativi al combustibile utilizzato e necessitano di calibrazione;
- *P* è la pressione in funzione dell'angolo di manovella [Pa];
- *Tu* è la temperatura degli *unburned gas* in funzione dell'angolo di manovella [K];
- t_1 e t_2 sono rispettivamente il tempo di inizio e fine del calcolo integrale.

t_1 è calcolato all'angolo di fine iniezione, che nella configurazione del motore adottata avviene a valvole chiuse.
Per la scelta di t_2 è necessario fare alcune considerazioni: t_2, come detto, è il tempo in cui termina il calcolo integrale del tempo di induzione e coincide con il termine della combustione che in questo lavoro di tesi è considerato al 3% del valore massimo dell'*HRR*. Essendo implementato il modello di variabilità ciclica anche l'*HRR* è soggetta a variabilità da ciclo a ciclo, perciò t_2 non è costante come t_1, ma deve essere calcolato ed aggiornato ciclo dopo ciclo. Esiste quindi una componente del modello che calcola il rapporto fra il massimo dell'*HRR* e l'*HRR* stessa e determina t_2 quando il loro rapporto giunge al 3% nella fase discendente del rilascio termico, cioè nella fase finale della combustione.

5.9.1 Calibrazione del modello di detonazione

Dato che il propulsore è alimentato con una miscela differente da quella impostata nel modello di partenza (100% metano) è stata necessaria una calibrazione per avvicinarsi alle percentuali di cicli detonanti rilevate sperimentalmente.

I valori di C_1, C_2 e C_3 utilizzati come primo tentativo sono quelli relativi da prove derivanti dal modello con combustibile 100% metano e sono mostrati in tabella 18.

Parametri di calibrazione	
C_1	0.00093495
C_2	1.11
C_3	17767.68

Tabella 18: Coefficienti calibrazione iniziali

Fin dalla prima simulazione è stato evidente come i valori dei coefficienti relativi al 100% metano non fossero adatte alla nuova configurazione di combustibile utilizzato (tab.2), poiché comportavano la detonazione di tutti i cicli motore anche nelle condizioni di *Spark Advance* meno critiche (ad es. prova 1906), discostandosi da tutti i dati sperimentali.

Questo comportamento è facilmente comprensibile osservando l'integrale di detonazione calcolato da *Gt-Power* nella condizione di stabilità (fig.52), quindi entro l'entrata in funzione del sub-modello di dispersione ciclica.

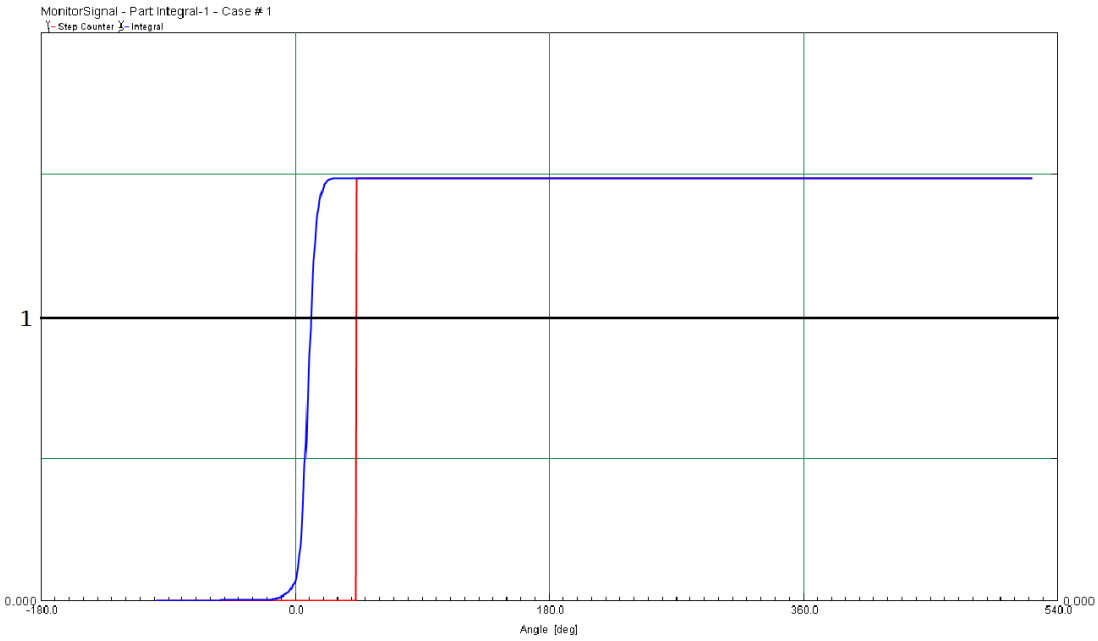

Figura 52 Integrale di detonazione ***PROVA 1906***

Come si può osservare l'integrale è maggiore dell'unità prima che entri in funzione la dispersione ciclica, comportando così in tutte le prove il 100% dei cicli detonanti. Al crescere dello *SA*, quindi per le prove successive, la condizione ovviamente peggiora.

5.9.1.1 Calibrazione parametro C1

Preso atto di questo comportamento dell'integrale di detonazione si è tentata una calibrazione del solo parametro C_1. Infatti osservando le formule (2) e (3), al crescere di C_1 si ha una diminuzione del modulo dell'integrale.

Prima di procedere con i risultati ottenuti dalla calibrazione del parametro C_1 si mostrano le percentuali di cicli detonanti (su 200 cicli motore in successione) calcolate sperimentalmente da AVL.

ID Prova	AVL
1906	<1%
1907	<1%
1908	~1%
1909	2%
1910	5%
1911	>5%

Tabella 19: Percentuali cicli detonanti sperimentali

In seguito si riportano i risultati grafici del confronto fra i dati sperimentali di AVL con i valori ottenuti dal modello in questione calibrando unicamente il parametro C_1 e mantenendo C_2 e C_3 invariati rispetto ai valori di tab.18.

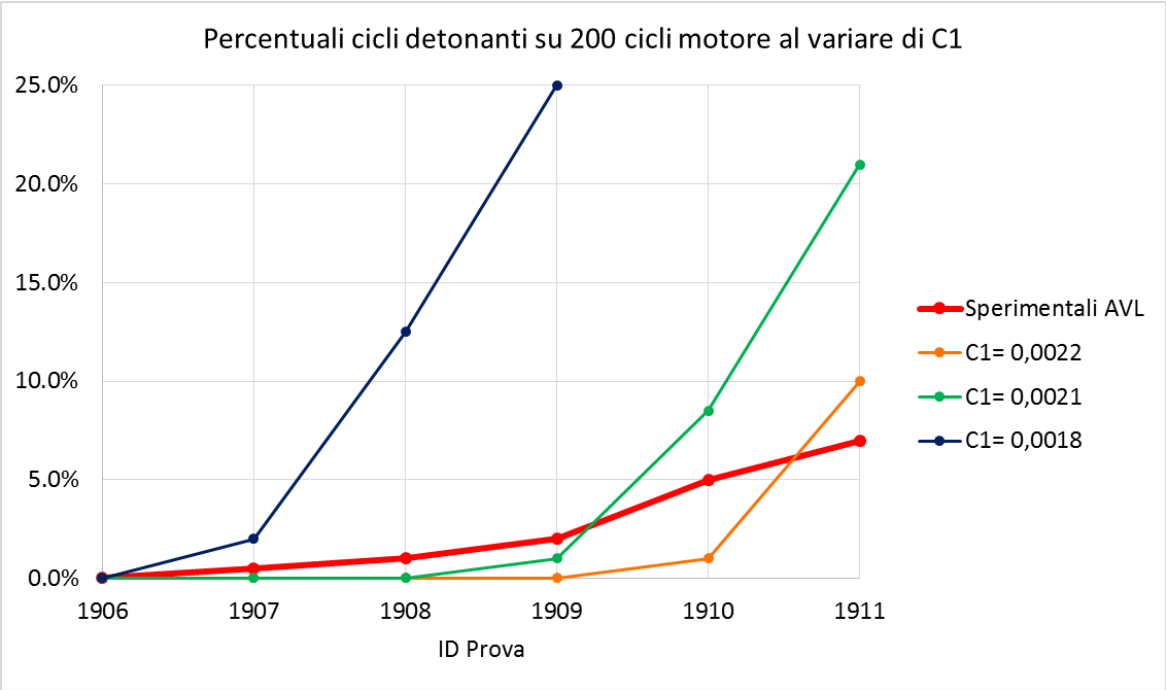

Figura 53: Confronti grafici della calibrazione di C1

Risulta evidente che la sola calibrazione del parametro C_1 non sia sufficiente. Infatti per avvicinarsi alle percentuali di cicli detonanti per le prove con *SA* minore (1906, 1907, 1908) si provoca una sovrastima eccessiva nelle prove con *SA* maggiore. Risulta esserci una dipendenza esponenziale tra il valore massimo di *PFP* raggiunto in camera di combustione e la percentuale di cicli detonanti calcolati.

5.9.1.2 Calibrazione parametri C1, C2 e C3

Come mostrato nel paragrafo precedente risulta impossibile ottenere un andamento che restituisca degli errori accettabili delle percentuali di cicli detonanti rispetto a quelle sperimentali variando solamente il parametro C_1. Evidentemente la miscela composta dall'87% di metano e dal 13% di etano si discosta parecchio dal comportamento del metano puro. Si ricorda infatti che tutti e tre i parametri sono dipendenti dal combustibile utilizzato e che l'etano contribuisce in maniera non trascurabile ad un aumento della velocità di combustione.

In questo paragrafo si riportano i risultati ottenuti in seguito a numerose prove nelle quali sono stati variati tutti e tre i coefficienti dai valori iniziali di tab.18 e la procedura utilizzata per avvicinarsi alle percentuali dichiarate da AVL.

Il primo obbiettivo è stato quello di diminuire la crescita esponenziale dei cicli detonanti all'aumentare dello *SA* (si ricorda la fig.53) e quindi della *PFP*. Ciò è stato possibile principalmente diminuendo il parametro C_2 che dalla formula (3) si nota agire direttamente sulla pressione istantanea, mentre i restanti parametri sono stati fatti variare di conseguenza, dato che un lieve abbassamento di C_2 provoca una forte diminuzione del valore dell'integrale di detonazione.

In tab.20 si ricordano i dati dichiarati nel resoconto di AVL e si mostrano i valori ipotizzati per poter creare un confronto grafico in modo da rendere più efficace la calibrazione.

ID Prova	Presentazione AVL	Ipotizzati dalla presentazione AVL
1906	<1%	0.5%
1907	<1%	0.5%
1908	~1%	1.0%
1909	2%	2.0%
1910	5%	5.0%
1911	>5%	7.0%

Tabella 20: Dati sperimentali AVL ed ipotizzati

I valori dei parametri di calibrazione utilizzati per il modello, per i quali si è ottenuto un buon riscontro con i dati sperimentali, sono riassunti nella tabella sottostante.

Parametri di calibrazione modello	
C_1	0.01057
C_2	0.41
C_3	5268.5

Tabella 21: Parametri di calibrazione modello

Per avere un confronto grafico si riportano anche in questo caso gli andamenti sperimentali e quelli ottenuti tramite la calibrazione del modello (fig.54).

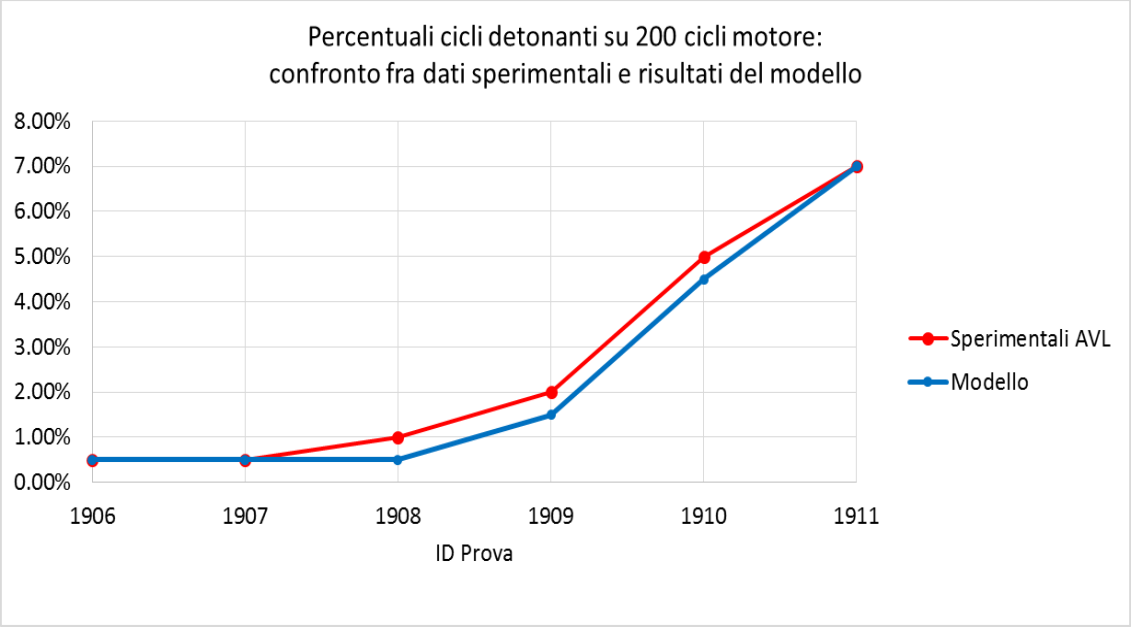

Figura 54: confronto grafico dati sperimentali AVL e modello utilizzato

Si nota come il modello di detonazione calibrato con i parametri di tab.21 sia in grado di rispecchiare l'andamento dei dati sperimentali con una buona precisione. Si attesta in questo modo la bontà dei parametri di calibrazione utilizzati.

6.Conclusioni e prospettive future

In questo lavoro di tesi è stato realizzato e calibrato un modello di combustione in grado di predire il verificarsi del fenomeno della detonazione e capace di simulare la variabilità ciclica tipica di un motore ad accensione comandata. Il modello è stato convalidato su differenti prove a regime di rotazione fisso pari a 1750 rpm, differenziate da un angolo di anticipo di accensione crescente. La calibrazione del modello è stata effettuata manualmente ed ha restituito dei risultati che si discostano in modo lieve dai dati raccolti sperimentalmente (fig54). Per affinare ulteriormente il modello si potrebbe ricorrere ad una calibrazione mediante una procedura software di ottimizzazione, in quanto è emerso come i parametri del modello richiedano una precisione tale da richiedere l'intervento mirato sulle più piccole cifre decimali.

Per estendere il campo di utilizzo del modello si potrebbe testare la sua validità al variare delle condizioni operative del motore, ad esempio effettuando test con uno *sweep* sulla velocità angolare. Inoltre si ricorda che il modello utilizzato è basato sull'ipotesi semplificativa di linearità per il calcolo del ritardo di accensione τ, ma studi volti a determinare il ritardo di accensione al variare della temperatura degli *unburned gas* [23] hanno evidenziato un comportamento che si discosta dalla linearità per alcuni range di temperatura (fig.55). Infatti a temperature intermedie (650 K ÷ 900 K) alcuni idrocarburi mostrano una tendenza inversa provocando un innalzamento di τ al crescere della temperatura. Il range di temperatura in cui avviene questo fenomeno è definito *Negative Temperature Coefficient zone*.

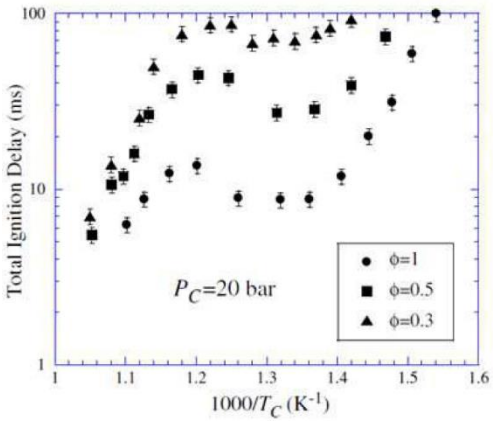

Figura 55: Zona NTC del ritardo di accensione [23]

Sarebbe utile quindi individuare sperimentalmente gli estremi della *NTC zone* per il combustibile in analisi, in modo da poter implementare un modello che consideri l'andamento non lineare di τ al variare della temperatura, come mostrato nella fig.56. In questo modo si potrebbe incrementare ulteriormente la capacità del modello di rispecchiare le condizioni operative del motore su cui è applicato.

$$\tau = \begin{cases} A\, p^{-n}\, e^{B/T} & T \leq T_{NTC} \\ A\, p^{-n}\, e^{B/T_{NTC}} & T > T_{NTC} \end{cases}$$

Figura 56: Equazioni modello NTC

Bibliografia

[1] *BP Energy Outlook 2017.*

[2] *Prof. Ezio Spessa, dal corso "Controllo delle emissioni di inquinanti" MSc in mechanical engineering, A.Y. 2016/2017.*

[3] *Prof. Federico Millo, dal corso "Propulsori termici", A.Y. 2016/2017.*

[4] *Argonne National Labs, Large eddies simulation.*

[5] *Livengood and Wu, 2.22.*

[6] *Mirko Baratta, Andrea E. Catania, Stefano d'Ambrosio, Ezio Spessa, Prediction of combustion parameters, performance and emissions in compressed natural gas and gasoline SI engine.*

[7] *Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York.*

[8] *Metghalchi, M., and Keck, J. C., 1982, Burning Velocities of Mixtures of Air With Methanol, Isooctane and Indolene at High Pressure and Temperature.*

[9] *Catania, A. E., Misul, D., Spessa, E., and Vassallo, A., 2005, Analysis of Combustion Parameters and Their Relation to Operating Variables and Exhaust Emissions in an Upgraded Multivalve Bi-Fuel CNG SI Engine.*

[10] *Baratta, M., d'Ambrosio, S., Spessa, E., and Vassallo, A., 2006, "Cycle-Resolved Detection of Combustion Start in SI Engines by Means of Different In-Cylinder Pressure Data-Reduction Techniques," ASME Paper No. ICES2006-1367.*

[11] *Vincenzo De Bellis, Elena Severi, Stefano Fontanesi, and Fabio Bozza. Hierarchical 1d/3d approach for the development of a turbulent combustion model applied to a vva turbocharged engine. part ii: combustion model. Energy Procedia, 45:1027–1036, 2014.*

[12] *Matthews, R. D., Hall, M. J., Dai, W., and Davis, G. C., 1996, "Combustion Modeling in SI Engines With a Peninsula-Fractal Combustion Model," SAE Paper No. 960072.*

[13] *Yoshiyama, S., Tomita, E., Zhang, Z., and Hamamoto, Y., 2001, "Measurement and Simulation of Turbulent Flame Propagation in a Spark Ignition Engine by Using Fractal Burning Model," SAE Paper No. 2001-01-3603.*

[14] *DARS Manual Book1 ,ThermodynamicsAndChemicalKinetics.*

[15] *DARS Manual Book7, LibraryGeneration.*

[16] Park O, Veloo PS, Liu N, Egolfopoulos FN. Combustion characteristics of alternative gaseous fuels. Proc. Combust. Inst. 2011;33:887–94.

[17] Gu XJ, Haq MZ, Lawes M, Woolley R. Laminar burning velocity and Markstein lengths of methane–air mixtures. Combust. Flame 2000;121:41–58.

[18] Rozenchan G, Zhu DL, Law CK, Tse SD. Outward propagation, burning velocities, and chemical effects of methane flames up to 60 ATM. Proc. Combust. Inst. 2002;29:1461–70.

[19] Tahtouh T, Halter F, Mounaïm-Rousselle C. Measurement of laminar burning speeds and Markstein lengths using a novel methodology. Combust. Flame 2009;156:1735–43.

[20] Hassan MI, Aung KT, Faeth GM. Measured and predicted properties of laminar premixed methane/air flames at various pressures. Combust. Flame 1998;115:539–50.

[21] *Daniel G.Friend, James F. Ely, Mepburn Ingham, Tables for the thermophysical properties of ethane, NIST technical note 1346.*

[22] *http://combustion.berkeley.edu/gri_mech/data/species/c2h6.html, NASA polynomials.*

[23] *Emiliano Pipitonea, Giuseppe Genchia, Stefano Beccaria, An NTC zone compliant knock onset prediction model for spark ignition engines, ATI 2015 - 70th Conference of the ATI Engineering Association.*

Idice delle figure

Figura 1: Crescita utilizzo combustibile gassoso. 6
Figura 2: confronto prestazioni motore NA e TC. 8
Figura 3: Rapporto stechiometrico al variare del rapporto H/C 10
Figura 4: Controllo della legge di alzata valvole. 10
Figura 5: Regolazione EIVC valvola aspirazione 11
Figura 6: Variazione spaziale della dosatura in camera di combustione 12
Figura 7: Dispersione ciclica del parametro mfb_10-90 13
Figura 8: Dispersione ciclica della PFP 13
Figura 9: Distribuzione in frequenza del parametroMFB10-90% 14
Figura 10: Autoaccensione end-gas 15
Figura 11: Vibrazioni provocate dalla detonazione 16
Figura 12: Pressione in funzione del tempo in una macchina a compressione rapida 17
Figura 13: Diagramma Livengood-Wu per una miscela di eptano a dosatura costante..... 18
Figura 14: Influenza dei parametri di calibrazione sulla funzione di Wiebe 22
Figura 15: Corrugamento del fronte di fiamma turbolento 24
Figura 16: andamento parametro ω2 28
Figura 18: parametri legge di Arrhenius 33
Figura 19: Trasporto molecolare specie chimiche 33
Figura 20: estratto di libreria LFS 37
Figura 21: LFS al variare della Pressione 38
Figura 22: LFS al variare della Temperatura 39
Figura 24: Comando elettrico iniettore 42
Figura 25: Comando elettrico VVA 44
Figura 26: Profili di alzata valvola in regolazione EIVC 45
Figura 27: Profili di chiusura valvola a 2000 rpm..... 46
Figura 28: Profili di alzata e chiusura valvole..... 47
Figura 29: Schermata Gt-Power dei coefficienti dell'entalpia 48
Figura 30: Fitting polinomiale del Cp 49
Figura 31: Mappa Gt-Power delle look-up tables LFS 50
Figura 32: Look-up tables combustibile..... 50
Figura 33: Mappa Gt-Power modello TPA 52
Figura 34: Risultato grafico analisi TPA della pressione in camera 53

Figura 35:Zona di PFP prova 1907 e TPA 54
Figura 36: Consistency Check analisi TPA 54
Figura 37: Andamento frazione di massa combusta estratto dall'analisi TPA 55
Figura 38: Mappa Gt-Power modello frattale 56
Figura 39: Ingrandimento zona $\Delta\Theta 0 - 1\%$ 57
Figura 40: Risultato calibrazione modello Frattale sul profilo di x_b 59
Figura 41: Influenza del parametro C_L sul profilo di massa combusta 60
Figura 42: Prova 1906 SA=8.85 °CA 61
Figura 43: Prova 1907 SA=9.36 °CA 62
Figura 44: Prova 1908 SA=9.94 °CA 62
Figura 45: Prova 1909 SA=10.67 °CA 63
Figura 46: Prova 1910 SA=11.24 °CA 63
Figura 47: Prova 1911 SA=11.86 °CA 64
Figura 48: sottomodello Gt-power di variabilità ciclica 66
Figura 49: Istogramma Cov PFP 68
Figura 50: Andamenti Cov PFP al variare dello SA 68
Figura 51: Influenza della Cov di C_L sulla PFP 69
Figura 52 Integrale di detonazione PROVA 1906 72
Figura 53: Confronti grafici della calibrazione di C1 74
Figura 54: confronto grafico dati sperimentali AVL e modello utilizzato 76
Figura 55: Zona NTC del ritardo di accensione 77
Figura 56: Equazioni modello NTC 77

Indice delle tabelle

Tabella 1: Poteri calorifici inferiori combustibili 9
Tabella 2: Composizione miscela combustibile 31
Tabella 3: Intervalli delle variabili adottati 32
Tabella 4: Valori variabili step 1 34
Tabella 5: Valori variabili step 2 35
Tabella 6: Valori variabili step 3 35
Tabella 7: Valori variabili step 4 36
Tabella 8: Principali parametri identificativi prove AVL 41
Tabella 9: Durata comando di iniezione 43
Tabella 10: durata comando VVA 45
Tabella 11: dati sperimentali prova 1907 52
Tabella 12: Confronto portata d'aria TPA e sperimentale 55
Tabella 13: parametri frazione di massa combusta 56
Tabella 14: Coefficienti di calibrazione del modello frattale 59
Tabella 15: Risultati principali modello frattale 65
Tabella 16: Cov PFP sperimentale 67
Tabella 17: Parametri calibrazione covarianza 67
Tabella 18: Coefficienti calibrazione iniziali 71
Tabella 19: Percentuali cicli detonanti sperimentali 73
Tabella 20: Dati sperimentali AVL ed ipotizzati 75
Tabella 21: Parametri di calibrazione modello 75

Ringraziamenti

Giunto al termine di questo percorso di studi non posso far a meno di ringraziare la mia famiglia che mi ha sempre sostenuto soprattutto nei momenti più difficili. Inoltre sarebbe impossibile non citare il supporto quotidiano della mia seconda famiglia: gli amici di una vita, nonché compagni di avventura.

Un grazie speciale è rivolto alla Professoressa Daniela Misul e al Professor Mirko Baratta che con la loro professionalità e cordialità mi hanno dato la possibilità di affrontare questo lavoro di tesi, permettendomi di toccare con mano temi che mi hanno appassionato fin da sempre.

Fondamentale è stato l'aiuto di Prashant Goel e di Danilo Laurenzano che con la loro esperienza hanno saputo risolvere ogni mio dubbio con pazienza ed amicizia.