

POLITECNICO DI TORINO  
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria  
Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Studio della combustione e modellazione di un motore  
a gas naturale con precamera per applicazioni heavy  
duty



Relatori:

Prof. Daniela Anna Misul

Prof. Mirko Baratta

Candidato:

Alessandro Curreri

Anno Accademico 2020/2021



*Alla mia famiglia e ad Alessia*

# Indice

Introduzione .....	1
1. Fondamenti del motore a combustione interna .....	3
1.1 Il gas naturale come combustibile per motori .....	4
1.2 Caratteristiche sperimentali del motore.....	7
2. Stato dell'arte dei principali modelli di combustione e turbolenza .....	11
2.1 Funzione di Wiebe.....	11
2.2 Modello di combustione frattale.....	13
2.2.1 Stima dell'area del fronte di fiamma laminare .....	17
2.2.2 Stima della velocità del fronte di fiamma.....	18
2.3 Modello di turbolenza .....	21
2.3.1 Modello K-k .....	23
3. Introduzione al modello e descrizione del software utilizzato .....	28
3.1 Struttura del software GT-Power.....	29
3.2 Dati sperimentali disponibili .....	30
4. Calibrazione del motore lato aspirazione .....	39
4.1 Integrated design optimizer .....	41
4.2 Ottimizzazione sul diametro del diametro della strozzatura .....	42
5. Misurazione dell'andamento della frazione di massa bruciata.....	49
5.1 Three Pressure Analysis (TPA).....	50
5.2 Calibrazione iniettore PFI .....	52
5.3 Funzione di Wiebe in precamera.....	55
5.4 Calibrazione iniettore precamera.....	58
6. Risultati Three Pressure Analysis.....	65
6.1 Risultati casi a dosatura costante ( $\lambda = 1.5$ ).....	65
6.2 Risultati casi a spark timing costante ( $ST = -12^\circ$ ).....	72
6.3 Risultati CA 50.....	77
6.4 Effetti della dosatura e dell'anticipo di accensione sulle emissioni .....	78
Conclusioni .....	81
Bibliografia.....	82

## Lista delle figure

Figura 1: Schematizzazione delle fasi di un motore a combustione interna 4 tempi .....	4
Figura 2: Layout schematico del setup sperimentale .....	8
Figura 3: Schema del sistema di iniezione della precamera .....	9
Figura 4: Influenza dei coefficienti di calibrazione sulla funzione di Wiebe .....	12
Figura 5: Schema della combustione nelle due camere .....	13
Figura 6: Corrugamento del fronte di fiamma turbolento .....	15
Figura 7: schematizzazione semplificata dello sviluppo del fronte di fiamma in precamera e in camera principale .....	17
Figura 8: esempio di un confronto dell'area di fiamma laminare tra un motore standard e uno a camere separate .....	18
Figura 9: esempio delle velocità caratteristiche per la stima della velocità turbolenta di fiamma complessiva .....	21
Figura 10: esempio moto di tumble .....	24
Figura 11: flussi convettivi in entrata e in uscita attraverso le valvole .....	25
Figura 12: esempio interfaccia grafica utente GT-Power .....	29
Figura 13: andamento della pressione prova 1, lambda 1,5 .....	31
Figura 14: andamento della pressione prova 2, lambda 1,7 .....	31
Figura 15: andamento della pressione prova 3, lambda 1,9 .....	32
Figura 16: andamento della pressione prova 4, lambda 2,1 .....	32
Figura 17: profili di apertura delle valvole .....	33
Figura 18: coefficienti di efflusso aspirazione .....	34
Figura 19: coefficienti di efflusso scarico .....	35
Figura 20: andamento temperatura aspirazione .....	35
Figura 21: andamento temperatura scarico .....	36
Figura 22: andamento pressione aspirazione .....	36
Figura 23: andamento pressione scarico .....	37
Figura 24: Ciclo trascinato 1 .....	37
Figura 25: Ciclo trascinato 2 .....	38
Figura 26: Ciclo trascinato 3 .....	38
Figura 27: confronto andamento del ciclo di pressione misurato sperimentalmente con quello ottenuto dalla simulazione .....	39
Figura 28: Ciclo di pressione in trascinato 1 .....	42
Figura 29: Ciclo di pressione in trascinato 2 .....	43
Figura 30: Ciclo di pressione in trascinato 3 .....	43
Figura 31: esempio parametri di output per il punto motore 1 in trascinato .....	44
Figura 32: Confronto cicli di pressione in trascinato punto motore 1 .....	47
Figura 33: Confronto cicli di pressione in trascinato punto motore 2 .....	47
Figura 34: Confronto cicli di pressione in trascinato punto motore 3 .....	48
Figura 35: Riassunto dei punti motore analizzati .....	51
Figura 36: Grafico Average mass flow rate lambda 1,5 .....	53
Figura 37: Grafico Average mass flow rate spark timing -12° .....	53
Figura 38: Mass flow rate casi a lambda costante .....	54
Figura 39: Mass flow rate casi a spark timing costante .....	55
Figura 40: parametri della funzione di Wiebe .....	56

Figura 41: Andamento Funzione di Wiebe casi a lambda costante 1.5.....	57
Figura 42: Andamento Funzione di Wiebe casi a spark timing costante -12° .....	57
Figura 43: Pressione di iniezione precamera casi a lambda costante .....	58
Figura 44: pressione di iniezione in precamera casi a spark timing costante .....	58
Figura 45: Dosatura locale in precamera casi a lambda globale costante .....	59
Figura 46: Dosatura locale in precamera casi a spark timing costante.....	59
Figura 47: Pressione in precamera al momento dell'accensione - casi a lambda globale costante .....	60
Figura 48: Pressione in precamera al momento dell'accensione - casi a spark timing costante.....	60
Figura 49: Temperatura in precamera al momento dell'accensione - casi a lambda globale costante ..	61
Figura 50: Temperatura in precamera al momento dell'accensione - casi a spark timing costante.....	61
Figura 51: Grafico average mass flow rate iniettore precamera lambda 1,5 .....	62
Figura 52: Grafico average mass flow rate iniettore precamera spark timing -12 .....	63
Figura 53: Mass flow rate iniettore precamera casi a lambda costante .....	64
Figura 54: Mass flow rate iniettore precamera casi a spark timing costante.....	64
Figura 55: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, spark timing -12° .....	65
Figura 56: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, spark timing -8° .....	66
Figura 57: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, spark timing -4° .....	66
Figura 58: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, spark timing -2° .....	67
Figura 59: Cylinder pressure analysis - parametri di pressione.....	68
Figura 60: Cylinder pressure analysis - parametri energetici.....	69
Figura 61: Heat Release Rate - Casi a lambda costante = 1.5 .....	69
Figura 62: esempio andamento Heat Release Rate .....	70
Figura 63: Confronto curve HRR – casi a lambda = 1.5 .....	71
Figura 64: Confronto curve di pressione – casi a lambda = 1.5 .....	71
Figura 65: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, lambda 1.7 .....	72
Figura 66: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, lambda 1.9 .....	72
Figura 67: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, lambda 2.1 .....	73
Figura 68: Cylinder pressure analysis - parametri di pressione.....	74
Figura 69: Cylinder pressure analysis - parametri energetici.....	75
Figura 70: Heat Release Rate - Casi a spark timing costante = -12° .....	75
Figura 71: Confronto curve HRR - casi con spark timing = -12° .....	76
Figura 72: Confronto curve di pressione - casi con spark timing = -12° .....	76
Figura 73: Confronto CA50 - casi a lambda costante = 1.5 .....	77
Figura 74: Confronto CA50 - casi a spark timing costante = -12° .....	77
Figura 75: Emissioni di inquinanti - casi a lambda costante = 1.5 .....	78
Figura 76: Emissioni di inquinanti - casi a spark timing costante = -12° .....	79

## Lista delle tabelle

Tabella 1: composizione chimica del gas naturale [mol-%].....	5
Tabella 2: proprietà del gas naturale .....	5
Tabella 3: Specifiche principali del motore.....	8
Tabella 4: Parametri geometrici della precamera .....	10
Tabella 5: schema riassuntivo delle prove effettuate.....	30
Tabella 6: valori di diametro delle valvole.....	33
Tabella 7: Confronto grandezze misurate sperimentalmente e grandezze ottenute dalla simulazione .	40
Tabella 8: Valori sperimentalmente dei punti motore in trascinato .....	44
Tabella 9: Risultati dell'IDO per i punti motore in trascinato.....	45
Tabella 10: Risultati dell'IDO sui punti motore in trascinato con diametro strozzatura pari a quello medio.....	46
Tabella 11: Valori di durata 10-90 Funzione di Wiebe .....	56
Tabella 12: Durate di iniezione iniettore precamera casi a lambda costante.....	63
Tabella 13: Durate iniezione iniettore precamera casi a spark timing costante .....	63
Tabella 14: Confronto pressione massima tra cicli sperimentalmente e TPA, casi a lambda costante 1.5....	67
Tabella 15: Confronto portata d'aria tra cicli sperimentalmente e TPA, casi a lambda costante 1.5.....	68
Tabella 16: Confronto pressione massima tra cicli sperimentalmente e TPA, casi a spark timing costante - 12° .....	73
Tabella 17: Confronto portata d'aria tra cicli sperimentalmente e TPA, casi a spark timing costante -12° ...	74



## Introduzione

La questione relativa alle emissioni inquinanti rilasciate dai motori a combustione interna costituisce oggi la sfida più grande che il settore del trasporto terrestre si trova a dovere affrontare e, con il passare del tempo, le normative sulle emissioni sono diventate sempre più stringenti; così l'industria automotive sta concentrando i propri sforzi nella ricerca e nello sviluppo di nuove strategie in grado di rispettare questi vincoli, con lo scopo di tutelare le condizioni ambientali e abbassare i costi di utilizzo del veicolo. Al fine di perseguire questo obiettivo sono state studiate nuove tipologie di combustibile, come il gas naturale, che possano sostituire il gasolio e ridurre le emissioni degli inquinanti [1]. Inoltre, un altro metodo preso in considerazione è quello di far avvenire la combustione a partire da una miscela magra di aria e carburante, in modo tale da ridurre le emissioni degli ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ), pur mantenendo valori di efficienza paragonabili ai motori diesel. Di contro, le miscele molto magre influenzano negativamente la stabilità della combustione, la corretta propagazione della fiamma e conseguentemente anche la velocità di rilascio del calore; inoltre potrebbero produrre emissioni elevate di monossido di carbonio (CO) e idrocarburi incombusti (HC) a causa di accensioni irregolari (misfire) e instabilità della combustione all'interno della camera di combustione.

Per garantire che queste miscele vengano bruciate in maniera regolare ed omogenea si può utilizzare una camera di combustione ausiliaria, detta pre-camera, posta in collegamento con la camera principale di combustione; questa precamera misura circa il 3% del volume della camera principale.

La precamera è dotata sia di un iniettore che di una candela per accendere la miscela, in modo tale da generare dei prodotti di combustione parzialmente completi che andranno ad innescare la combustione nella camera principale, dopo essere stati espulsi attraverso una serie di ugelli. Questi getti fungono da sorgenti di accensione nella camera principale e aiutano a ridurre la durata della combustione contrastando così la lenta combustione caratteristica del gas naturale, estendendo in questo modo il funzionamento anche per dosature particolarmente povere [2]. Utilizzando miscele di aria e carburante più magre si riesce a ridurre il consumo di combustibile e migliorare l'efficienza termica del motore, oltre al già citato fatto di abbattere le emissioni di ossidi di azoto, in quanto all'interno della camera di combustione si raggiungeranno temperature minori.

Questo progetto di tesi si concentra sulla valutazione delle prestazioni di un motore a pre-camera per applicazioni heavy-duty, funzionante a differenti dosature e tempi di accensione. Il motore utilizzato per lo studio era originariamente a 6 cilindri e ad accensione per compressione; questo è stato trasformato in un mono-cilindro nel quale sono state eseguite opportune modifiche per installare una pre-camera (con relativo sistema di iniezione e candela), oltre che una nuova tazza per il pistone per diminuire il rapporto di compressione.

I codici virtuali di simulazione numerica giocano un importante ruolo per l'evoluzione e lo studio di questi sistemi, in quanto riducono notevolmente i tempi di sviluppo e i costi che derivano dalle prove sperimentali. Questi codici di calcolo mono-dimensionali si sono dimostrati particolarmente utili dal momento che garantiscono un buon compromesso tra i tempi computazionali ed i risultati delle analisi effettuate. Uno dei più importanti software utilizzati nel campo automotive è sicuramente GT-SUITE, ovvero un programma di simulazione fluidodinamica rilasciato dalla Gamma Technologies Inc. Con questo software è possibile modellizzare gran parte dei sistemi che compongono un motore a combustione interna e valutarne l'interazione termo-fluidodinamica.

Lo scopo di questo elaborato è lo sviluppo di un modello di combustione predittivo, all'interno della camera di combustione, considerando la geometria del motore e le variabili di funzionamento.

Il lavoro può essere suddiviso in due parti principali:

- Analisi dei dati sperimentali
- Simulazione del modello di combustione in ambiente GT-SUITE

Nella prima parte si è svolta un'analisi TPA al fine di ricavare l'andamento della frazione di massa bruciata; il vantaggio di questo tipo di analisi è l'opportunità di utilizzare direttamente i dati sperimentali.

Nella seconda parte i risultati ottenuti dall'analisi dei dati sperimentali sono stati utilizzati per la validazione del modello di combustione predittivo.

La realizzazione di questo elaborato è stata possibile grazie alla collaborazione e alla disponibilità dell'Istituto Motori del Consiglio Nazionale delle Ricerche di Napoli, che ha fornito gli strumenti e le conoscenze per lo sviluppo dell'intero progetto.

# 1. Fondamenti del motore a combustione interna

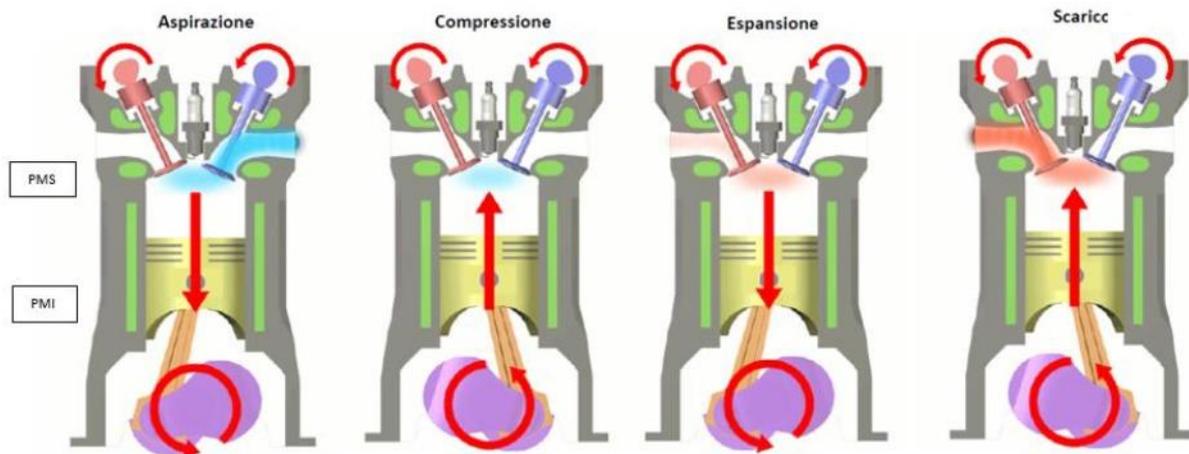
I motori a combustione interna sono macchine volumetriche che sfruttano la variazione di volume di una massa di gas per produrre energia. Esse convertono l'energia termica posseduta dal gas in lavoro meccanico reso disponibile all'albero motore. Il motore comunemente utilizzato in campo automotive è il motore a quattro tempi, ovvero una macchina nel quale si ripetono ciclicamente 4 diverse corse. A seconda del tipo di combustibile che brucia si possono distinguere 2 grandi famiglie:

-i motori ad accensione comandata (Spark Ignition, SI), alimentati generalmente con benzina, gpl o gas naturale, che sfruttano il ciclo Otto; l'iniezione del combustibile può avvenire o nel condotto di aspirazione (port fuel injection, PFI) oppure all'interno della camera di combustione (gasoline direct injection, GDI);

-i motori ad accensione per compressione (Compression Ignition, CI), alimentati generalmente con gasolio o biodiesel, che sfruttano il ciclo Diesel; l'iniezione generalmente avviene all'interno della camera di combustione;

Le 4 corse che ripetutamente compie il motore a combustione interna sono le seguenti:

1. Aspirazione: il gas entra nel motore attraverso le valvole di aspirazione mentre il pistone si sposta in basso verso la sua posizione inferiore, ovvero verso quello che viene chiamato Punto Morto Inferiore (bottom dead center, BDC).
2. Compressione: le valvole di aspirazione vengono chiuse e il pistone si muove verso la sua posizione superiore, ovvero il Punto Morto Superiore (top dead center, TDC). La carica verrà portata ad elevati valori di pressione e temperatura.
3. Espansione: è l'unica fase in cui si produce un lavoro utile, in quanto sfrutta l'espansione dei gas dovuta alla combustione. Solitamente la combustione inizia prima che il pistone raggiunga il punto morto superiore e termina nella prima parte della corsa di espansione.
4. Scarico: i gas combusti escono dal motore attraverso le valvole di scarico mentre il pistone si sposta in alto verso il punto morto superiore.



*Figura 1: Schematizzazione delle fasi di un motore a combustione interna 4 tempi*

La differenza tra ciclo Otto e ciclo Diesel non sta nelle fasi appena menzionate, ma piuttosto nel modo con cui si ottiene e poi si accende la miscela. Nel ciclo Diesel la carica che entra nel cilindro è composta da sola aria; il combustibile utilizzato è il gasolio, ovvero un insieme di idrocarburi altamente reattivi, che viene iniettato allo stato liquido ad elevate pressioni. La miscelazione tra combustibile e comburente avviene quasi al termine della corsa di compressione perché la miscela che si ottiene si autoaccende in tempi molto brevi. Mentre nel ciclo Otto il combustibile utilizzato è poco reattivo, quindi la miscelazione con l'aria deve avvenire molto prima; se si tratta di un motore PFI avverrà nel port di aspirazione, mentre se si tratta di un motore GDI avverrà già nelle prime fasi della corsa di compressione. La combustione sarà innescata da una candela nell'intorno del punto morto superiore.

Il combustibile utilizzato in questo elaborato è il gas naturale; generalmente i motori a gas naturale sono ottenuti tramite conversione del motore a benzina di cui vengono mantenute le caratteristiche geometriche e strutturali, ma in questo lavoro viene utilizzata una particolare configurazione di motore diesel per applicazioni heavy duty che è stata opportunamente modificata per operare con il gas naturale. Della particolare configurazione utilizzata se ne parlerà in seguito.

### 1.1 Il gas naturale come combustibile per motori

Il gas naturale è sempre più utilizzato come alternativa ai combustibili derivati dal petrolio nei motori a combustione interna, questo a causa dei minori effetti sull'ambiente, nonché per

ragioni economiche. Il gas naturale è una miscela di diversi idrocarburi, come si può osservare dalla tabella 1 [1]. Esso è composto principalmente da metano ( $\text{CH}_4$ ), l'alcano con il più alto rapporto idrogeno/carbonio, e da composti a catena corta come etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) e butano ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ), così come da altri alcani e alcheni più complessi ma in percentuali inferiori.

*Tabella 1: composizione chimica del gas naturale [mol-%]*

Metano $\text{CH}_4$	89.29
Etano $\text{C}_2\text{H}_6$	5.77
Propano $\text{C}_3\text{H}_8$	2.38
i-Butano i- $\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.40
n-Butano n- $\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.63
i-Pentano i- $\text{C}_5\text{H}_{12}$	0.15
n-Pentano n- $\text{C}_5\text{H}_{12}$	0.11
Esano i- $\text{C}_6\text{H}_{14}$	0.06
Nitrogeno $\text{N}_2$	0.30
Biossido di carbonio $\text{CO}_2$	0.91

Nella tabella 2 invece si possono vedere alcune tra le proprietà più importanti del gas naturale [3]:

*Tabella 2: proprietà del gas naturale*

Densità relativa a $15^\circ\text{C}$	0.72 - 0.81
Punto di ebollizione	$-162^\circ\text{C}$
Temperatura di autoaccensione	$540^\circ\text{C}$ - $560^\circ\text{C}$
Numero di ottano (RON)	120 - 130
Rapporto stechiometrico $\alpha$	17.2
Potere calorifico inferiore $H_i$	50 MJ/kg
Parametro energetico $H_i/\alpha$	2,9 MJ/kg

Visto da una prospettiva economico-ambientale il gas naturale sembra essere un ottimo sostituto dei carburanti convenzionali nel settore automobilistico; tuttavia il problema più grande di questo tipo di combustibile è la tecnologia di stoccaggio all'interno del veicolo e presso le stazioni di rifornimento. La quantità totale di massa di gas naturale immagazzinata in condizioni ambientali standard (1 bar, 20°C) è di 3 ordini di grandezza inferiore rispetto alla benzina, dunque con il fine di incrementare la quantità di carburante a bordo del veicolo sono state sviluppate alcune soluzioni.

I principali metodi di stoccaggio del gas naturale sono due [4]: per le passenger cars si utilizza il gas naturale compresso (CNG) mentre per le applicazioni heavy duty la soluzione preferita è quella del gas naturale liquefatto (LNG).

LNG, come detto, è la forma liquida del gas naturale; quando questo viene portato ad una temperatura di  $-162^{\circ}\text{C}$  passa allo stato liquido riducendo il suo volume di circa 1/600 di quello del gas a temperatura ambiente. In questo modo la densità raggiunge valori molto prossimi a quelli della benzina o del gasolio, con la conseguenza dunque di poter immagazzinare molto più energia all'interno del serbatoio. Questa tecnologia è adottata nel settore dei trasporti, dove vengono installati grandi serbatoi criogenici a causa della necessità di coprire lunghe distanze.

L'utilizzo del CNG invece è la soluzione più semplice per i veicoli leggeri; il gas naturale viene semplicemente compresso tipicamente fino ad una pressione di 220 bar all'interno del serbatoio, aumentando in questo modo la quantità di energia disponibile.

A fronte delle difficoltà di stoccaggio appena descritte, il gas naturale presenta alcuni vantaggi se confrontato con altri combustibili, quali la benzina o il gasolio, che andremo a riassumere di seguito:

- Presenta valori di emissioni di anidride carbonica inferiori di circa il 20%
- I suoi componenti hanno un rapporto idrogeno/carbonio che risulta molto favorevole per scongiurare alti valori di formazione di particolato
- Utilizzando il gas naturale come combustibile si nota che le temperature massime raggiunte in camera di combustione diminuiscono; in questo modo vengono ridotte anche le emissioni di ossidi di azoto

- Essendo un combustibile gassoso, nelle applicazioni PFI, non è necessario praticare un arricchimento della miscela durante l'avviamento a freddo, perché si miscela molto facilmente con l'aria. In questo modo non verrà a formarsi il caratteristico film liquido di combustibile, tipico dei motori che utilizzano combustibili liquidi, nei condotti di aspirazione, che nelle fasi successive porterebbe ad uno sfasamento della dosatura.
- Come riportato in precedenza il RON del gas naturale varia tra 120 e 130, questo si traduce nel poter far funzionare il motore con un rapporto di compressione maggiore rispetto a quello di un motore alimentato a benzina, senza incorrere in fenomeni di detonazione. Poter avere un rapporto di compressione più elevato significa poter migliorare l'efficienza termica del motore
- Poiché il gas naturale entra all'interno del motore in forma gassosa non può diluirsi con l'olio lubrificante nella regione delle fasce elastiche, come invece fanno sia benzina che gasolio, conservando dunque i parametri di lubrificazione per molti più cicli. Pertanto il gas naturale riduce i costi di manutenzione e prolunga la vita utile del motore

Nonostante il problema dello stoccaggio, la domanda di gas naturale nel settore dei trasporti continua ad aumentare, principalmente per i costi vantaggiosi rispetto ai combustibili convenzionali ma anche a causa delle sempre più stringenti normative sulle emissioni. La sfida più grande nei prossimi anni sarà quella di potenziare le infrastrutture al fine di ottenere una maggiore copertura sul territorio.

## 1.2 Caratteristiche sperimentali del motore

Il motore originale impiegato in questo studio è uno SCANIA D13 a 6 cilindri ad accensione per compressione. Per il progetto è stato utilizzato un solo cilindro, per il quale sono stati realizzati i sistemi di aspirazione e scarico, oltre che di alimentazione del carburante. Il pistone originale è stato sostituito da un nuovo pistone opportunamente lavorato per fornire un rapporto di compressione minore rispetto alla configurazione originale. L'aria aspirata dal motore è fornita da un compressore esterno la cui pressione di mandata può essere regolata fino ad 11 bar. La temperatura di ingresso dell'aria viene controllata da un controller PID (proporzionale integrativo derivativo) con una precisione di 0,5° C. Sulla testata del cilindro è

stato montato un sensore di pressione del tipo Kistler 6053CC; le misurazioni del sensore sono state eseguite con una risoluzione di  $0.2^\circ$  di angolo di manovella. Per ogni punto operativo, i cicli di pressione sono stati registrati a partire da 200 cicli consecutivi stabili. In Figura 2 viene mostrato il layout schematico del setup sperimentale.

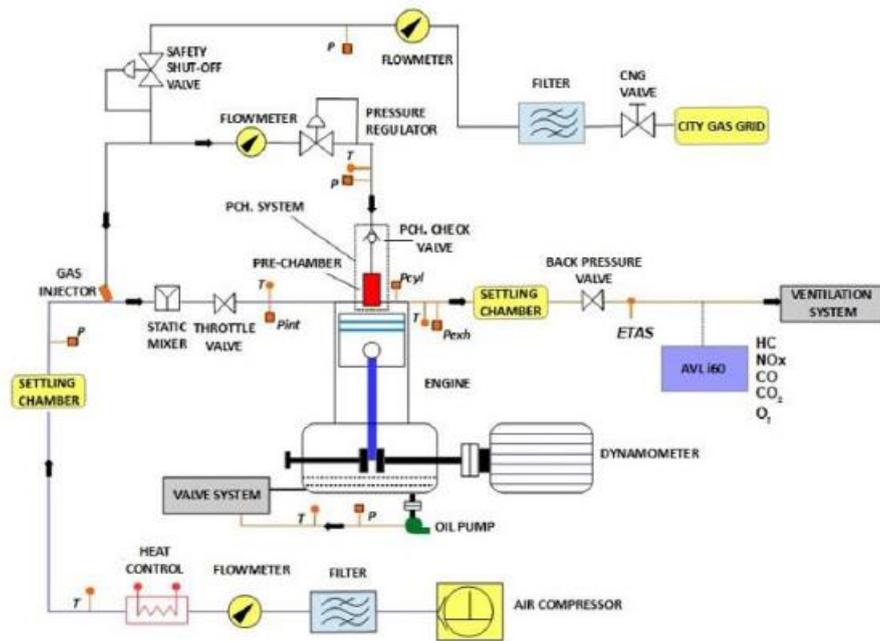


Figura 2: Layout schematico del setup sperimentale

Nella tabella 3 invece sono indicate quelle che sono le specifiche principali del motore:

Tabella 3: Specifiche principali del motore

Displaced volume [cc]	2124
Stroke [mm]	160
Bore [mm]	130
Connecting rod [mm]	255
Compression ratio	12.09
Number of valves	4
Exhaust valve open (EVO)	62 deg bBDC
Intake valve close (IVC)	44 deg aBDC
Engine speed [rpm]	1500

Per quanto riguarda invece il sistema di iniezione, il gas naturale viene iniettato sia nella linea della camera principale di combustione che nella precamera; prima della divisione, il flusso di

carburante viene misurato da un flussimetro Bronkhorst. La linea di alimentazione della camera principale è equipaggiata con un sistema di iniezione PFI (port fuel injection); a valle del sistema PFI viene posizionato un miscelatore statico per garantire l'omogeneità della miscela aria-gas naturale.

L'alimentazione in precamera invece avviene tramite un sistema di regolazione della pressione: la pressione di linea del gas naturale viene portata ad un valore di 250 mbar superiore alla pressione di aspirazione. L'erogazione del gas naturale in precamera è ottenuto utilizzando un valvola di controllo in grado di sostenere una pressione di 280 bar nella direzione controllata. L'apertura di questa valvola avviene quando si raggiunge una differenza di 400 mbar con la pressione interna nel cilindro. La Figura 3 propone uno schema del sistema di iniezione della precamera.

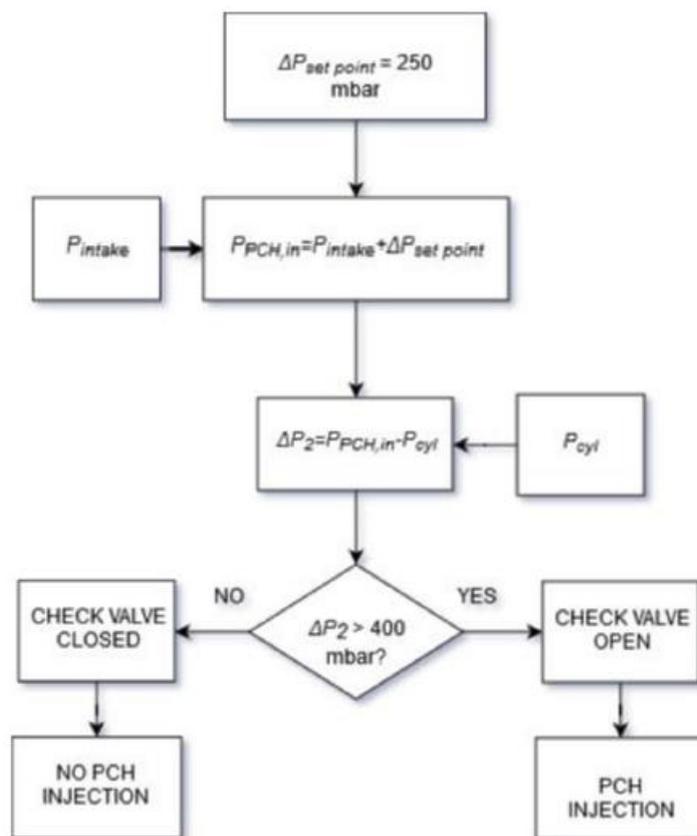


Figura 3: Schema del sistema di iniezione della precamera

I parametri geometrici della precamera impiegata in questo progetto sono elencati nella Tabella 4. Per l'accensione della miscela è stata utilizzata una candela all'iridio da 14 mm con una capacità di 30 kV ed un'energia di accensione nell'intervallo di 10 – 200 mJ.

Tabella 4: Parametri geometrici della precamera

Volume [cm <sup>3</sup> ]	4.67
Number of orifices	6
Orifice diameter [mm]	2
Orifice orientation	10°
Total nozzle cross-section area $A_n$ [cm <sup>2</sup> ]	0.031
$A_n/V_{pc}$ [cm <sup>-1</sup> ]	0.0066
$V_{pc}/V_c$ [%]	2.44
Material	Nimonic 80° UNS N07080/W. Nr. 2.4952

## 2. Stato dell'arte dei principali modelli di combustione e turbolenza

Lo sviluppo e l'ottimizzazione di un motore a gas naturale che presenta due differenti camere di combustione richiede l'ausilio in fase di prototipazione di un efficiente modello di combustione. La realizzazione di un modello di combustione passa attraverso la determinazione di molti parametri, a maggior ragione se si vuole che questo modello abbia capacità predittiva; realizzare un modello di combustione predittivo significa che questo deve essere in grado di determinare esattamente la curva di rilascio termico (HRR, Heat Release Rate). Per fare questo il modello di combustione deve necessariamente essere supportato da un altrettanto valido modello di turbolenza che possa regolare il processo di interazione tra il fronte di fiamma e la turbolenza presente in camera di combustione.

Con lo scopo di calcolare con esattezza la curva di rilascio termico è necessario determinare la frazione di massa che istantaneamente viene inglobata dal fronte di fiamma. Per far ciò esistono principalmente due differenti metodi.

### 2.1 Funzione di Wiebe

Il primo metodo usa la funzione di Wiebe per calcolare la frazione di massa bruciata al variare dell'angolo di manovella. Calibrando opportunamente i parametri di questa funzione si otterrà una legge di rilascio termico che sia coerente con i dati sperimentali presi al banco motore.

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

Dove:

$\theta_f$  = angolo di fine combustione

$\theta_i$  = angolo di inizio combustione

a = coefficiente di efficienza della combustione

m = coefficiente di velocità che definisce la velocità di combustione

Nella figura 4 possiamo osservare come la frazione di massa bruciata  $x_b$  è influenzata dalla calibrazione dei coefficienti di efficienza e velocità della combustione.

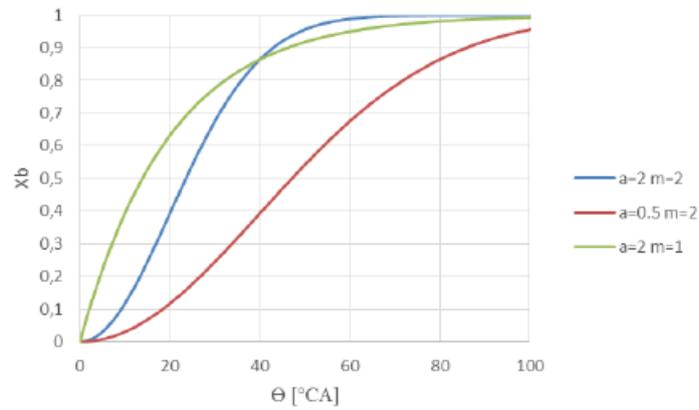


Figura 4: Influenza dei coefficienti di calibrazione sulla funzione di Wiebe

Si può pensare di utilizzare una funzione di questo tipo per impostare la combustione all'interno della precamera [5]; l'angolo di inizio combustione  $\theta_i$ , o Start of combustion (SOC), nella precamera si può calcolare come somma tra l'angolo di spark timing e un certa quantità di ritardo di accensione:

$$\theta_i = \theta_{spark} + \theta_{delay} \quad (2)$$

Il valore del coefficiente 'a' nell'equazione (1) è pari a 6.9, ottenuto assumendo una frazione di massa bruciata  $x_b$  alla fine della combustione pari al 99.9%.

La relazione tra la combustione in precamera e quella nella camera principale è stata sviluppata tramite una funzione di Wiebe parametrizzabile con una serie di regolazioni. In primo luogo si è visto [6] un'elevata correlazione tra la portata massica dei getti turbolenti uscenti dalla precamera e la velocità di combustione nella camera principale; le seguenti formule portano ad una espressione di Wiebe per la camera principale che sarà influenzata dall'intensità dei getti turbolenti che arrivano dalla precamera.

$$E_{turb} = \dot{m}_{turb} c_p T_{turb} \quad (3)$$

$$b = \beta E_{turb} + 1 \quad (4)$$

$$SOC_{main} = SOC_{pre} + \theta_{delay main} \quad (5)$$

$$\theta_{i main} = SOC_{main} - \int_{\theta_0}^{\theta} (b - 1) d\theta \quad (6)$$

$$x_{b\ main}(\theta) = 1 - e^{\left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_{i\ main}}{\theta_{f\ main} - \theta_{i\ main}} \right)^{m_{main} + 1} \right]} \quad (7)$$

Dove:

$E_{turb}$  = energia posseduta dai getti turbolenti uscenti dalla precamera

$\dot{m}_{turb}$  = portata dei getti turbolenti

$c_p$  = calore specifico a pressione costante

$T_{turb}$  = temperatura dei getti turbolenti

$b$  = parametro di intensità dei getti turbolenti

$\beta$  = parametro di calibrazione per mantenere la dipendenza tra le due camere

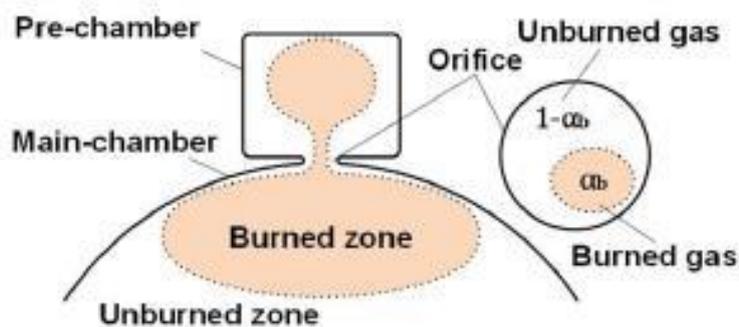


Figura 5: Schema della combustione nelle due camere

Il vantaggio di un approccio che utilizza la funzione di Wiebe consiste nella semplicità, in quanto avendo a disposizione i valori sperimentali dei parametri che la compongono occorre solamente effettuare una calibrazione di tali parametri per arrivare a simulare un rilascio termico.

Di contro però, una funzione di Wiebe non è in grado di determinare l'andamento della frazione di massa bruciata al variare di qualsiasi parametro che influenzi la combustione. Essa infatti non dipende né dai valori geometrici delle camere né da variabili fisiche, quindi occorre prestare attenzione al modello a cui si applica.

## 2.2 Modello di combustione frattale

Il secondo metodo usa il modello di combustione frattale quasi-dimensionale per calcolare il burn rate, ovvero la velocità con cui si propaga la combustione. Il modello viene utilizzato

quasi allo stesso modo sia nella camera principale di combustione che nella precamera [7]. Questo si basa su una schematizzazione a due zone, bruciata e non bruciata, che rileva sia la geometria del sistema che i parametri di funzionamento. La frazione di massa bruciata può essere scritta come:

$$\left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{fractal} = \rho_u A_L S_T = \rho_u A_T S_L = \rho_u A_L S_L \frac{A_T}{A_L} = \rho_u A_L S_L \left(\frac{L_{max}}{L_{min}}\right)^{D_3-2} \quad (8)$$

Dove:

$\rho_u$  = densità gas incombusti

$A_T$  = area del fronte di fiamma turbolento

$A_L$  = area del fronte di fiamma laminare

$S_T$  = velocità turbolenta del fronte di fiamma

$S_L$  = velocità laminare del fronte di fiamma

$\frac{A_T}{A_L}$  = rapporto di corrugamento

$L_{max}$  = lunghezza caratteristica massima del fronte di fiamma

$L_{min}$  = lunghezza caratteristica minima del fronte di fiamma

$D_3$  = dimensione frattale

$L_{max}$  è correlato ad una dimensione caratteristica macroscopica del fronte di fiamma, che viene assunta proporzionale al raggio della fiamma  $r_f$  e al moltiplicatore di rughe  $c_{wrk}$ :

$$L_{max} = r_f c_{wrk} \quad (9)$$

$L_{min}$  invece è considerato pari alla dimensione del più piccolo vortice turbolento, espresso dalla scala di lunghezza di Kolmogorov  $L_k$  [8]:

$$L_{min} = L_k \quad (10)$$

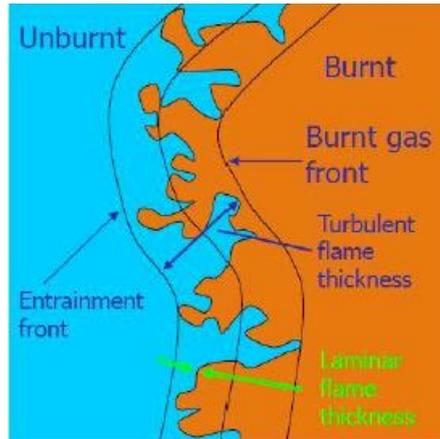


Figura 6: Corrugamento del fronte di fiamma turbolento

Per quanto riguarda la combustione in precamera, si prevede che questa avvenga in un regime di fronte di fiamma corrugato; ciò è particolarmente vero per una precamera attiva, dove molto probabilmente si forma una miscela stechiometrica tra aria e combustibile.

L'esponente  $D_3$  viene espresso attraverso una correlazione empirica [9] e dipende dall'intensità della turbolenza  $u'$  e dalla velocità laminare del fronte di fiamma  $S_L$ , come riportato nell'equazione (11):

$$D_3 = \frac{2.35 u' + 2 S_L}{u' + S_L} \quad (11)$$

L'equazione (11) appena descritta si applica effettivamente ad un fronte di fiamma turbolento completamente sviluppato e in libera espansione. All'inizio della combustione il fronte di fiamma non viene perfettamente corrugato dalla turbolenza, mentre alla fine il processo è caratterizzato da una progressiva interazione con le pareti; per questo motivo è necessario apportare alcune modifiche. Si presume che la combustione inizi con una propagazione puramente laminare. Il passaggio dalla combustione laminare a quella turbolenta è descritta da un progressivo aumento dell'esponente  $D_3$ :

$$D_3 = \frac{D_{3,max} u' + D_{3,min} S_L}{u' + S_L} \quad (12)$$

$$D_{3,min} = 2 \quad (13)$$

$$D_{3,max} = 2 (1 - w_{trans}) + 2.35 w_{trans} \quad (14)$$

$$w_{trans} = \int \frac{dt}{c_{trans} t_{trans}} \quad (15)$$

$$t_{trans} = \frac{k}{\varepsilon} \quad (16)$$

Dove:

$w_{trans}$  = variabile che regola l'evoluzione del processo di formazione delle rughe

$t_{trans}$  = scala temporale caratteristica

$c_{trans}$  = moltiplicatore della transizione laminare-turbolenta

$k$  = energia cinetica turbolenta

$\varepsilon$  = termine dissipativo

Se  $w_{trans}$  è pari a 0 allora:

$$D_3 = \frac{2u' + 2S_L}{u' + S_L} = \frac{2(u' + S_L)}{u' + S_L} = 2 \quad (17)$$

Se invece  $w_{trans}$  è pari a 1, otterremo l'equazione (11).

Quando il fronte di fiamma interagisce con le pareti della camera di combustione è necessario introdurre un'altra modifica all'equazione del burn rate. Sebbene una descrizione dettagliata dell'interazione tra le pareti della camera di combustione e il fronte di fiamma sia molto al di là delle possibilità offerte da un modello di questo tipo, si può sostenere che l'increspatura del fronte di fiamma sparisca nei pressi delle pareti e che la velocità del processo di combustione rallenti. La velocità di combustione complessiva è quindi espressa come media ponderata di una velocità di combustione puramente frattale e una velocità di combustione laminare a parete:

$$\frac{dm_b}{dt} = (1 - w_{wall}) \left( \frac{dm_b}{dt} \right)_{fractal} + w_{wall} \left( \frac{dm_b}{dt} \right)_{wall} \quad (18)$$

$$\left( \frac{dm_b}{dt} \right)_{wall} = \rho_u A_L S_L \quad (19)$$

$w_{wall}$  è la variabile di avanzamento e definisce la transizione dalla combustione turbolenta a quella a parete attraverso il rapporto tra l'area bagnata dal fronte di fiamma sul pistone, sulla

testa e sul cilindro, chiamata  $A_w$ , e l'area totale del fronte di fiamma,  $A_{tot}$ . Questo rapporto viene moltiplicato per la frazione di massa bruciata,  $x_b$ :

$$w_{wall} = \frac{A_w}{A_{tot}} x_b^{10} x_{wc} \quad (20)$$

Dove  $x_{wc}$  è il moltiplicatore di combustione della parete.

### 2.2.1 Stima dell'area del fronte di fiamma laminare

Per la stima dell'area del fronte di fiamma laminare  $A_L$  viene seguito un approccio tabulato per migliorare il tempo di calcolo. Nel caso della precamera viene adottata l'ipotesi di una superficie liscia di forma sferica centrata sulla candela; la corrispondente area del fronte di fiamma viene dunque calcolata come intersezione tra una sfera e le pareti della precamera. A tal fine, il volume della precamera è stato schematizzato come se fosse un piccolo cilindro.

Lo sviluppo dell'area del fronte di fiamma laminare per la camera principale di combustione è molto più complesso poiché è si prevede uno sviluppo sia assiale che radiale, lungo ciascuno dei getti turbolenti in uscita dalla precamera.

Sotto l'ipotesi di getti simmetrici e assumendo che la fiamma si sviluppi principalmente quando i getti hanno quasi totalmente dissipato la loro energia cinetica iniziale [10], si può costruire una caratterizzazione dell'area del fronte di fiamma semplificata; dunque, lungo ogni getto turbolento proveniente dalla precamera si troverà un sito di accensione fittizio. Occorre specificare che, sebbene ci si attenda che il sito di accensione si sposti lungo l'asse del getto, si presume che questo sia invece fisso in una posizione centrale tra l'ugello e le pareti della camera durante il processo di combustione, e rimanga in questa posizione anche cambiando le condizioni operative del motore. Da ogni sito di accensione si svilupperanno nel tempo fronti di fiamma sferici, che si intersecheranno tra loro e con le pareti della camera di combustione. La procedura appena spiegata è spiegata graficamente attraverso la seguente figura:

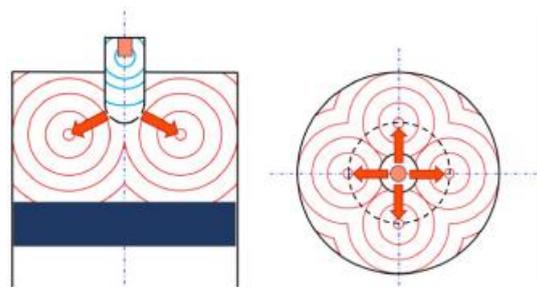


Figura 7: schematizzazione semplificata dello sviluppo del fronte di fiamma in precamera e in camera principale

In figura 7 abbiamo in blu lo sviluppo del fronte di fiamma in precamera, mentre in rosso lo sviluppo in camera principale. Con questa schematizzazione è possibile stimare l'area complessiva del fronte di fiamma laminare in funzione del raggio, per ogni singola sfera. Inizialmente, durante la prima fase della combustione avremo un valore di  $A_L$  che sarà molto elevato; questo perché i diversi fronti di fiamma centrati nei diversi siti di accensione non si intersecheranno tra di loro. Successivamente, man mano che il processo di combustione si svilupperà, il valore di  $A_L$  andrà diminuendo rapidamente a causa degli urti fiamma-fiamma e fiamma-pareti.

La valutazione dell'area del fronte di fiamma viene così ripetuta per diverse posizioni del pistone, coprendone l'intera corsa. In questo modo si genera una tabella che raccoglie i valori di  $A_L$  per la camera principale in funzione sia del raggio della fiamma che della posizione del pistone.

La stessa stima può essere effettuata per la precamera, che condurrà alla stima del fronte di fiamma laminare in precamera. A parte la fase iniziale della combustione, il fronte di fiamma, in questa situazione, interagisce abbastanza presto con le pareti circostanti, assumendo quindi valori molto più bassi rispetto alla camera principale. Inoltre, nel caso della precamera, l'area del fronte del fiamma dipende ovviamente soltanto dal raggio della fiamma, non essendoci in precamera alcun pistone. È bene sottolineare che il centro della fiamma è stato mantenuto fisso e centrato sulla candela; questa scelta favorisce una riduzione del carico computazionale, che sarebbe stato elevato nel caso di un centro di fiamma che si spostasse lungo la verticale.

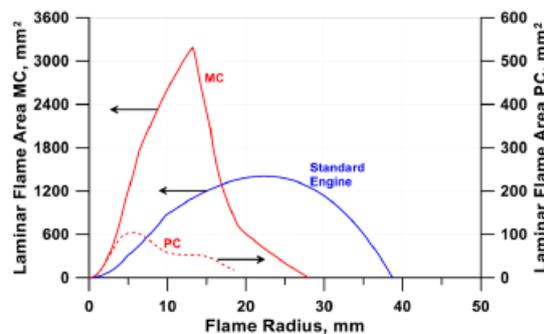


Figura 8: esempio di un confronto dell'area di fiamma laminare tra un motore standard e uno a camere separate

## 2.2.2 Stima della velocità del fronte di fiamma

Per la stima della velocità laminare del fronte di fiamma  $S_L$  viene proposto un approccio empirico [11].

$$S_L = S_{L0} \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left( \frac{p_u}{p_0} \right)^\beta \quad (21)$$

Dove:

$S_{L0}$  = velocità laminare della fiamma misurata a  $T_u = T_0$  e  $p_u = p_0$

$p_0 = 1$  atm

$T_0 = 298$  K

$p_u$  = pressione della miscela incombusta

$T_u$  = temperatura della miscela incombusta

$\alpha$  e  $\beta$  = costanti che dipendono dalla composizione della miscela

Gli esponenti  $\alpha$  e  $\beta$  possono essere rappresentati dalle seguenti espressioni, come funzioni del rapporto di equivalenza  $\Phi$ :

$$\alpha = 4,3 \Phi^2 - 9 \Phi + 6,6 \quad (22)$$

$$\beta = -0,7 \Phi^2 + 1,4 \Phi - 1,1 \quad (23)$$

$S_{L0}$  è anch'esso dipendente dal valore della dosatura, e ha una sua espressione per ogni tipologia di combustibile. Di seguito è riportata la formulazione empirica per una miscela di aria e metano:

$$S_{L0} = -204,6 \Phi^3 + 428,9 \Phi^2 - 220,2 \Phi + 33,3 \quad (24)$$

Questo studio empirico è stato validato mediante confronti con misurazioni sperimentali su miscele di metano e aria, per differenti valori di rapporto di equivalenza ( $0,5 < \Phi < 1,5$ ), per un range di temperatura dei gas incombusti che va da 300 K a 850 K e per un range di pressione che va da 1 atm a 15,2 atm.

Per quanto riguarda invece la stima della velocità turbolenta del fronte di fiamma  $S_T$ , è facile ottenere dall'equazione (8) la seguente espressione:

$$S_T = S_L \left( \frac{L_{max}}{L_{min}} \right)^{D_3^{-2}} \quad (25)$$

La propagazione della fiamma nella camera principale di combustione è dipendente dalla velocità con cui arrivano i getti turbolenti provenienti dalla precamera, soprattutto nei primi istanti della combustione. In questa prima fase, l'ipotesi di un fronte di fiamma corrugato non

può essere applicata a causa della elevata turbolenza indotta dai getti. Si prevede che la velocità di combustione iniziale dipenda dal trascinamento della carica fresca all'interno del getto. Per tenere conto di questa osservazione, viene proposta dunque una formulazione modificata della velocità di combustione, in cui la velocità del fronte di fiamma è collegata alla velocità dei getti. Praticamente viene calcolata una velocità assiale in uscita dall'ugello tramite l'equazione della portata; dopodiché si presume che la velocità della punta del getto nella camera principale  $v_{tip}$  vada decadendo rispetto alla velocità assiale con cui il getto fuoriesce dall'ugello. Questo decadimento avviene a causa della resistenza al taglio derivante dall'interazione del getto con la miscela fresca presente in camera:

$$v_{tip} = v_{ax} e^{-t/\tau} \quad (26)$$

Infine viene determinata una velocità di fiamma equivalente complessiva, chiamata  $S_{T,ov}$ , che assumerà il valore della quantità massima tra  $v_{tip}$  e la  $S_T$  calcolata nell'equazione (25):

$$S_{T,ov} = \max ( S_T, v_{tip} ) \quad (27)$$

Quest'ultimo parametro viene introdotto nell'espressione finale della velocità di combustione modificata per tener conto dell'effetto iniziale dei getti turbolenti provenienti dalla precamera:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_L S_{T,ov} \quad (28)$$

In figura 9, a titolo di esempio, vengono raffigurate le grandezze introdotte precedentemente per spiegare meglio la logica del modello:

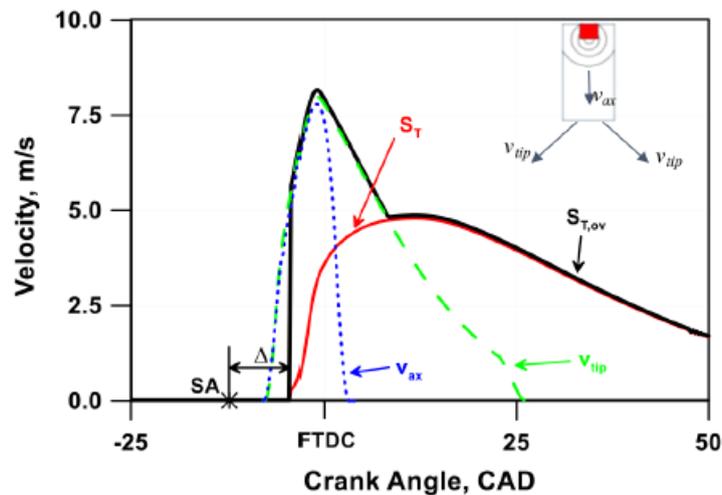


Figura 9: esempio delle velocità caratteristiche per la stima della velocità turbolenta di fiamma complessiva

Osservando la figura 9 risulta evidente come la correzione della velocità di fiamma è presente soltanto durante la prima parte del processo di combustione nella camera principale. Non appena la velocità  $S_T$  diventa maggiore della velocità  $v_{tip}$  si stabilirà un fronte di fiamma corrugato in grado di autosostenersi; da questo punto in avanti il processo di combustione si svilupperà in modo del tutto simile ad un motore ad accensione comandata convenzionale.

### 2.3 Modello di turbolenza

Molti dei fenomeni fondamentali associati alla combustione nei motori a combustione interna sono fortemente legati alle caratteristiche del campo di moto dei gas all'interno della camera di combustione. In particolare, gli effetti della turbolenza dei gas influiscono:

- sullo scambio termico convettivo con le pareti della camera; gli effetti dell'energia cinetica turbolenta favoriscono le perdite di calore per effetto convettivo.
- sull'efficienza della combustione; un'elevata turbolenza in camera aumenta il contenuto energetico del fluido.
- sulla propagazione della fiamma; lo sviluppo del fronte di fiamma, dopo una prima fase detta 'laminare', è legato all'intensità della turbolenza della carica e dei gas incombusti. Un fronte di fiamma turbolento permette un avanzamento più rapido della combustione, poiché si formano corrugazioni sulla sua superficie che incrementano la superficie utile di reazione.

Pertanto, un accurato modello di turbolenza è necessario al fine di potere dare una base solida al modello di combustione.

I modelli di turbolenza solitamente utilizzati al fine di elaborare modelli 0-D o quasi dimensionali di combustione si possono raggruppare nelle seguenti famiglie:

- Modelli  $k - \varepsilon$ : sono basati su due equazioni di bilancio; una per l'energia cinetica turbolenta  $k$ , mentre l'altra per il termine di dissipazione della turbolenza  $\varepsilon$ . Solitamente derivano da considerazioni su modelli di turbolenza 3D, mentre modelli più raffinati tengono conto anche degli effetti dovuti alle strutture ordinate di flusso [12].
- Modelli  $K - k$ : sono basati anch'essi su due equazioni di bilancio; una per l'energia cinetica turbolenta  $k$ , mentre l'altra per l'energia cinetica totale del fluido  $K$ . Descrivono la progressiva degradazione dell'energia cinetica di flusso  $K$  di macro-scala in energia cinetica turbolenta  $k$  di micro-scala, attraverso meccanismi viscosi [7,13].
- Modelli  $K - k - \varepsilon$ : sono basati su tre equazioni di bilancio; questi modelli sono i più completi e cercano di ovviare ai problemi mostrati dai modelli precedenti [14].

Altri metodi per modellizzare la turbolenza richiedono la soluzione di equazioni differenziali nelle tre coordinate spaziali, oppure si fa ricorso ai metodi CFD (computational fluid dynamic analysis). Entrambi i metodi però risultano troppo onerosi per lo sviluppo di modelli 0-D.

Una caratteristica che le equazioni di bilancio dei modelli di turbolenza hanno in comune è la presenza di termini che rappresentino contributi di:

- Flusso, dovuti all'ingresso e all'uscita di gas nel volume di controllo.
- Sorgente, dovuti alla trasformazione dell'energia cinetica di alcune strutture vorticosi in energia turbolenta.
- Dissipazione, dovuti al fatto che parte dell'energia turbolenta viene persa sotto forma di calore ceduto al fluido o alle pareti

Inoltre, tutti i modelli 0-D sono basati sull'assunzione che nel volume di controllo le proprietà termodinamiche e di flusso sono omogenee; non possono dunque predire la distribuzione spaziale della pressione o dell'intensità della turbolenza in camera, ma possono dare una ragionevole stima dei valori medi.

Infine, la presenza di una precamera di combustione esige che il modello preveda un contributo di turbolenza in precamera legato alla formazione di strutture vorticosi al suo interno e all'interazione con le pareti; questo ultimo aspetto risulta molto importante dato l'elevato rapporto superficie – volume. Inoltre occorrerà tenere conto anche del contributo di turbolenza portato in camera principale dai getti provenienti dalla precamera; a seguito della combustione in precamera, attraverso gli orifizi si sviluppa un getto che porta a sua volta un contributo di  $K$  e di  $k$  nella camera principale di combustione.

Il modello che è sembrato più appropriato in letteratura per lo studio della turbolenza in un motore che presenta due camera di combustione separate è quello K – k, di cui si esporranno i principi di seguito.

### 2.3.1 Modello K-k

Questo modello, nella sua versione più recente, oltre alle equazioni per l'energia cinetica turbolenta  $k$  e per l'energia cinetica totale del fluido  $K$  include anche un'equazione di equilibrio per il momento angolare di tumble  $T$  [7]. Quest'ultimo termine è considerato soltanto per la camera principale di combustione, in quanto non si presume che si verifichi una struttura di flusso ordinata nella precamera. Il modello descrive la cascata di energia, partendo dall'energia cinetica del flusso  $K$  fino all'energia cinetica turbolenta  $k$ , tenendo conto delle portate massiche in ingresso e in uscita attraverso le valvole.

I parametri alla base di questo modello sono definiti come:

$$k = \frac{3}{2} u'^2 \quad (29)$$

$$K = \frac{1}{2} U_{fK}^2 \quad (30)$$

$$T = U_T r_T \quad (31)$$

Dove:

$u'$  = intensità della turbolenza

$U_{fK}$  = velocità media del flusso

$r_T$  = raggio del vortice di tumble

Con tumble si intende un moto rotatorio che si sviluppa su di un piano passante per l'asse del cilindro, che comincia a formarsi durante la fase di aspirazione ed è poi sostenuto ed amplificato verso la fine della corsa di compressione. Durante la fase di aspirazione si inizia a formare infatti un moto rotatorio organizzato in un unico vortice. Successivamente, durante la fase di compressione, la risalita del pistone "schiaccia" il vortice, riducendone la dimensione e aumentandone l'intensità. Il principale vantaggio del moto di tumble consiste quindi nella capacità di generare turbolenza verso la fine della corsa di compressione in modo da accelerare e stabilizzare la parte iniziale del processo di combustione.

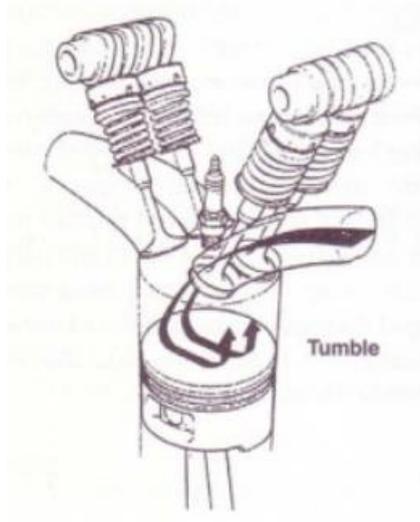


Figura 10: esempio moto di tumble

L'equazione di equilibrio per l'energia cinetica turbolenta  $k$  è la seguente:

$$\frac{dmk}{dt} = (\dot{m}k)_{in} - (\dot{m}k)_{out} + \frac{2}{3} \frac{\dot{p}}{\rho} \left( -mv_t \frac{\dot{p}}{\rho} + mk \right) + P - m\varepsilon \quad (32)$$

Dove  $v_t$  è la viscosità turbolenta, ed è definita come:

$$v_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (33)$$

$c_\mu$  è una costante del modello di turbolenza  $k$ - $\varepsilon$ .

Mentre l'equazione di equilibrio per l'energia cinetica di flusso medio  $K$  e per il momento angolare di tumble  $T$  sono:

$$\frac{dmK}{dt} = (\dot{m}K)_{in} - (\dot{m}K)_{out} - f_d \frac{mK}{t_T} + mK \frac{\dot{p}}{\rho} - P + \dot{K}_{inj} + \dot{K}_p \quad (34)$$

$$\frac{dT}{dt} = (\dot{m}T)_{in} - (\dot{m}T)_{out} - f_d \frac{mT}{t_T} \quad (35)$$

Il primo e il secondo termine del secondo membro delle equazioni (32), (34) e (35) descrivono i flussi convettivi in entrata e in uscita dalla camera di combustione attraverso le valvole [12]. È bene ricordare che i flussi in entrata nelle equazioni sopracitate tengono conto anche della variazione di massa dovuta all'iniezione di carburante; questo

contributo risulta trascurabile nella camera principale ma non si può dire lo stesso per la precamera, dove l'immissione di carburante ha un effetto significativo sulla stima della massa.

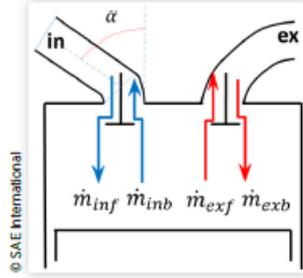


Figura 11: flussi convettivi in entrata e in uscita attraverso le valvole

Il terzo termine nelle equazioni (34) e (35) esprime il decadimento dovuto alle sollecitazioni di taglio con le pareti della camera di combustione; per modellare questo effetto vengono introdotte una funzione di decadimento  $f_d$  e una scala temporale caratteristica  $t_T$ , che vengono definite come:

$$f_d = c_{f_{d0}} + c_{f_{dm}} \left[ \max\left(\frac{B}{H}, 1\right) - 1 \right] \quad (36)$$

$$t_T = \frac{r_T}{u'} \quad (37)$$

La funzione di decadimento dipende soltanto dalle dimensioni geometriche istantanee della camera di combustione. Questo parametro è costruito per avere un decadimento particolarmente elevato vicino al PMS, dove si prevede che si verifichi il collasso del vortice di tumble.

$c_{f_{d0}}$  e  $c_{f_{dm}}$  sono parametri di calibrazione: il primo è attivo per tutto il ciclo motore e considera la dissipazione di energia cinetica e di tumble dovuta agli effetti viscosi, mentre il secondo parametro è un moltiplicatore utilizzato per regolare il collasso dell'intensità del moto di tumble.

L'equazione per il K include poi un quarto termine legato alla comprimibilità del fluido durante la fase di compressione e successivamente un termine di produzione turbolenta sottrattivo, P; quest'ultima quantità è correlata alla differenza tra l'energia cinetica di flusso medio K e quella associata al moto rotatorio di tumble  $K_T$ :

$$K_T = \frac{u_T^2}{2} \quad (38)$$

$$P = c_{pKk} m \frac{K - K_T}{t_T} \quad (39)$$

$c_{pKk}$  è una costante di modello che regola il trasferimento di energia dal flusso medio a quello turbolento. Per la precamera il termine  $K_T$  è pari a 0.

La produzione di energia cinetica turbolenta dipende, come visto, dalla differenza tra l'energia cinetica totale  $K$  e quella associata al moto di tumble  $K_T$ ; difatti  $K$  tiene conto sia del moto ordinato che disordinato del flusso, mentre  $K_T$  solamente del moto ordinato. Si osserva dunque che il tasso di crescita dell'energia turbolenta è massimo laddove questa differenza è massima.

Continuando con l'analisi dei termini che compongono l'equazione del  $K$  abbiamo un termine produttivo dovuto all'iniezione di carburante  $\dot{K}_{inj}$  che viene espresso nel seguente modo:

$$\dot{K}_{inj} = \frac{1}{2} \dot{m}_{inj} (c_{inj} v_{inj})^2 \quad (40)$$

Dove  $v_{inj}$  è la velocità di iniezione isoentropica,  $c_{inj}$  è una costante del modello e  $\dot{m}_{inj}$  è la portata massica di combustibile iniettato. Questo contributo risulta trascurabile nella camera principale, mentre non lo è per la precamera.

Infine compare un termine che tiene conto dello scambio di massa tra la camera principale e la precamera, e che è stimato come:

$$\dot{K}_p = \frac{1}{2} \dot{m}_p (c_p v_p)^2 \quad (41)$$

Dove  $v_p$  è la velocità del fluido attraverso gli ugelli che collegano le due camere,  $c_p$  è una costante del modello mentre  $\dot{m}_p$  è la portata massica che passa attraverso gli ugelli.  $v_p$  è calcolato nel seguente modo:

$$v_p = \frac{\dot{m}_p}{A_p \rho_p} \quad (42)$$

Dove  $A_p$  è l'area di passaggio attraverso gli ugelli, che viene calcolata banalmente come:

$$A_p = n_{holes} \pi \frac{D_{hole}^2}{4} \quad (43)$$

Mentre  $\rho_p$  è la densità nel volume da cui esce il fluido, dunque o la camera principale o la precamera a seconda della fase motore.

Il termine dissipativo  $\varepsilon$  necessario per risolvere l'equazione (32) per il  $k$  è calcolato come:

$$\varepsilon = c_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L_t} \quad (44)$$

Dove  $L_t$  è la scala della lunghezza integrale della turbolenza. Questa non dipende dalle condizioni operative del motore bensì dalla sua geometria. Per la camera principale di combustione questo parametro viene determinato in maniera empirica, mentre per la precamera viene ragionevolmente considerato costante, in quanto il volume è fisso.

Il raggio di tumble è assunto come un parametro puramente geometrico ed è calcolato tramite la seguente formula, che contiene due costanti di aggiustamento:

$$r_T = c_{rT0} + c_{rTm} \frac{1}{4} \sqrt{B^2 + H^2} \quad (45)$$

Dove si ricorda che B sta ad indicare l'alesaggio del motore mentre H è la posizione del pistone riferita alla testa del cilindro.

Il modello appena esposto è stato validato con ottima accuratezza per differenti regimi di velocità, diversi rapporti di compressione, diverso numero di valvole e diversi rapporti Alesaggio/Corsa, e concorda abbastanza bene con le simulazioni 3D effettuate in laboratorio. Il modello predice accuratamente l'andamento dell'intensità di turbolenza e del moto di tumble e non richiede alcuna calibrazione aggiuntiva dei parametri.

### 3. Introduzione al modello e descrizione del software utilizzato

I software di simulazione sono ampiamente utilizzati dalla comunità scientifica e industriale perché offrono un grande vantaggio quando i test nella vita reale risultano onerosi e dispendiosi in termini di tempo. Il vantaggio più grande rispetto ad uno studio realizzato in laboratorio al banco motore è la possibilità, una volta che è stata effettuata la calibrazione del modello, di eseguire test iterativi per analizzare l'influenza di diversi parametri sui risultati attesi, risparmiando come già detto tempo e denaro.

Lo svantaggio nell'utilizzo di questi software sarebbe da ricercarsi nel consumo di tempo per la calibrazione stessa dei parametri che compongono il modello. Questo potrebbe produrre dei risultati che si discostino da quelli ottenuti sperimentalmente al banco prova a causa di diversi fattori, ma la validazione di questi modelli rispetto ai dati sperimentali produce dei risultati abbastanza vicini su cui poter fare affidamento.

La modellazione del motore a combustione interna alimentato a gas naturale con la presenza di una precamera, protagonista di questo lavoro, è stata effettuata tramite il software GT-Power.

GT-Power è un software di simulazione mono-dimensionale incluso nel programma GT-Suite rilasciato dalla Gamma Technology. Viene utilizzato per prevedere gli indicatori di prestazione in un motore, come la potenza, la coppia, la portata d'aria, l'efficienza volumetrica, il consumo di carburante, le caratteristiche del turbocompressore o le perdite di pompaggio, solo per citarne alcuni. Oltre a questo, GT-Power include modelli fisici per estendere le previsioni fino ad includere le emissioni di inquinanti allo scarico, le caratteristiche acustiche del sistema di aspirazione e di scarico, l'analisi della pressione misurata nel cilindro e la modellazione del sistema di controllo. I calcoli si basano su equazioni di dinamica dei fluidi unidimensionale che rappresentano il flusso e il trasferimento di calore nelle tubazioni, ovvero le Equazione di Navier-Stokes: equazione di conservazione della massa, equazione di conservazione dell'energia ed equazione di conservazione del momento.

Il tool è progettato per consentire la costruzione del modello motore trascinando e rilasciando oggetti (template) che vengono presi da una libreria; questi oggetti vengono poi posizionati nell'interfaccia grafica utente. Dopo aver posizionato tutti gli oggetti l'utente può definire le proprietà geometriche e fisiche di ogni componente, ed infine può collegare tutti gli oggetti completi, simulando l'effettiva connessione tra di loro. I componenti vengono discretizzati in tanti piccoli volumi di controllo collegati tra loro attraverso i contorni. Le quantità scalari, ovvero pressione e temperatura, vengono calcolate sul baricentro del volume di controllo e sono considerate uniformi. Per quanto riguarda invece le grandezze vettoriali, come la velocità o la portata di fluido, esse vengono calcolate al contorno.

### 3.1 Struttura del software GT-Power

Il formato di modellazione GT-Power utilizza una struttura orientata agli oggetti. Questa struttura è composta da una gerarchia a tre livelli:

- **Templates**
- **Objects**
- **Parts**

I templates sono costruiti e definiti attraverso gli objects; quando questi ultimi vengono riempiti assegnando a ciascun attributo un valore, vengono posizionati all'interno della mappa diventando parti; le parti dunque ereditano i contenuti degli oggetti padre. L'insieme delle parti formerà il modello che l'utente visiona nel foglio di lavoro virtuale, come si può vedere nella figura sottostante:

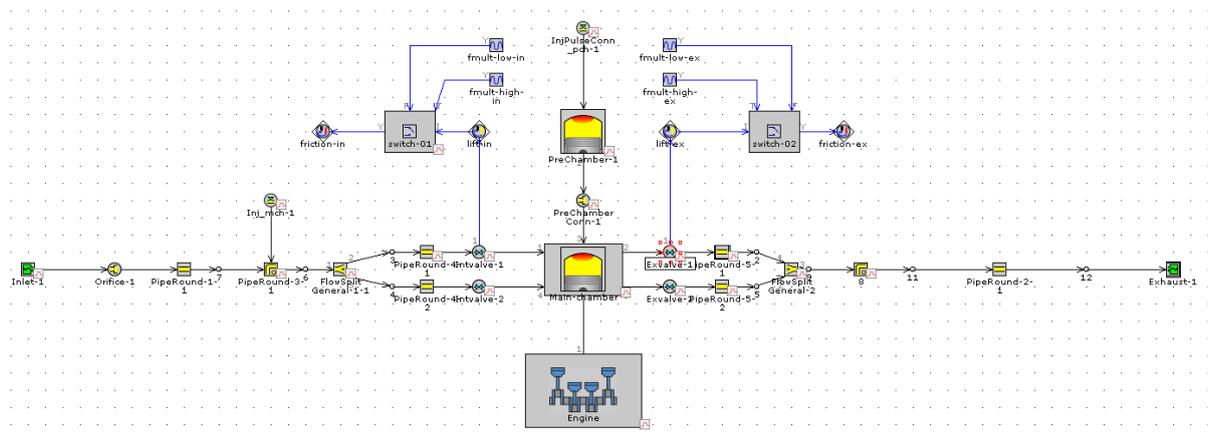


Figura 12: esempio interfaccia grafica utente GT-Power

A loro volta i templates possono essere suddivisi in tre categorie, ognuna con funzionalità e caratteristiche specifiche:

- **Components:** tipologia di template che consente di modellare i volumi fisici di cui è composto il motore, nel quale scorre una massa (quindi pipe, engine cylinder, prechamber, inlet...)
- **Connections:** tipologia di template che costituisce gli elementi che si usano per collegare due o più oggetti (valvole di aspirazione e scarico, iniettori, ugelli...)

- **References:** queste rappresentano un insieme di dati che vengono inseriti all'interno degli oggetti (come ad esempio i profili di alzata delle valvole)

### 3.2 Dati sperimentali disponibili

I dati sperimentali sono stati forniti dal CNR – Istituto Motori di Napoli e fanno riferimento a 4 differenti prove in cui è stata utilizzata una dosatura  $\lambda$  via via sempre più magra, e per ogni valore di dosatura sono state effettuate diverse misurazioni variando l'anticipo di accensione (spark timing), nonché tutte le variabili termodinamiche necessarie alla simulazione come temperatura e pressione ambiente, oltre che alla quantità di combustibile iniettato.

Nella tabella 4 viene riportato sinteticamente uno schema delle 4 prove eseguite per il modello:

*Tabella 5: schema riassuntivo delle prove effettuate*

N prova	Dosatura $\lambda$	rpm	pmi [bar]	Range spark timing [deg aTDC]
1	1,5	1500	15	$-12^\circ \div 2^\circ$
2	1,7	1500	15	$-12^\circ \div 0^\circ$
3	1,9	1500	15	$-14^\circ \div -2^\circ$
4	2,1	1500	15	$-16^\circ \div -10^\circ$

Si può subito notare, guardando la tabella, che man mano che la dosatura diventa più magra, il range di anticipi di accensione ispezionati si sposta sempre più verso valori negativi; questo perché essendo la miscela più magra si cerca di darle più tempo per bruciare, in quanto la combustione risulterà più lenta. Per ogni prova e per ogni valore di anticipo di accensione è stato fornito il ciclo di pressione sperimentale in funzione dell'angolo di manovella  $\theta$ ; di seguito sono riportati i grafici degli andamenti di pressione per ogni singola prova:

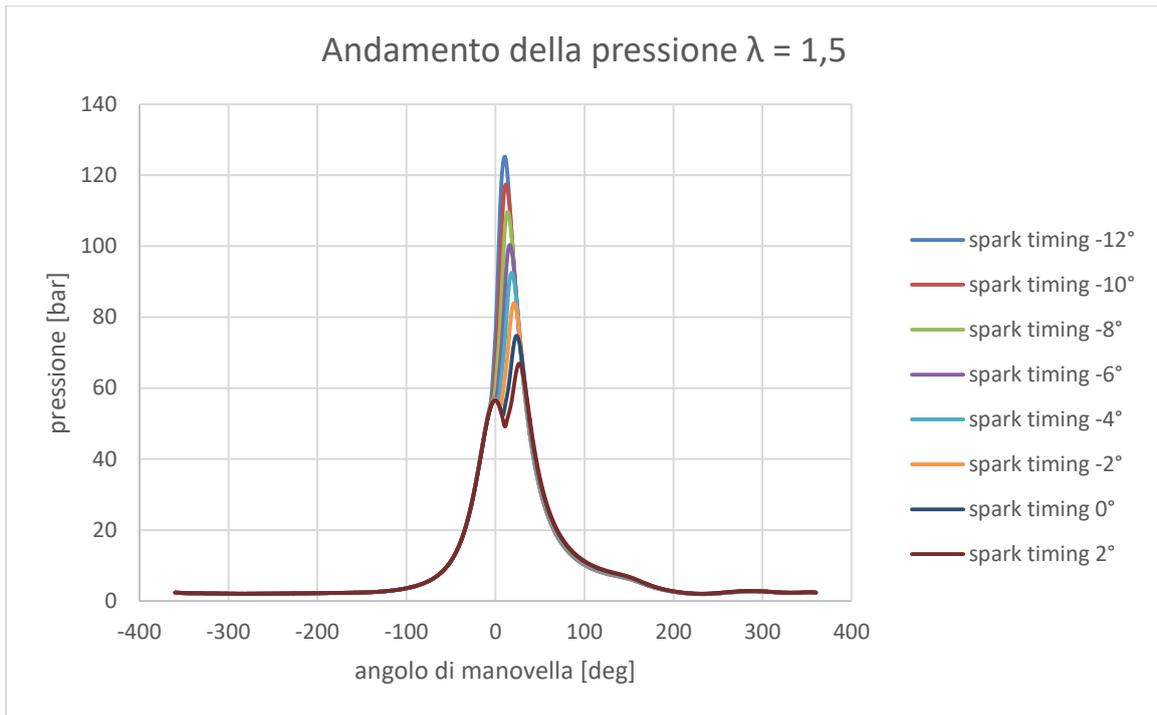


Figura 13: andamento della pressione prova 1, lambda 1,5

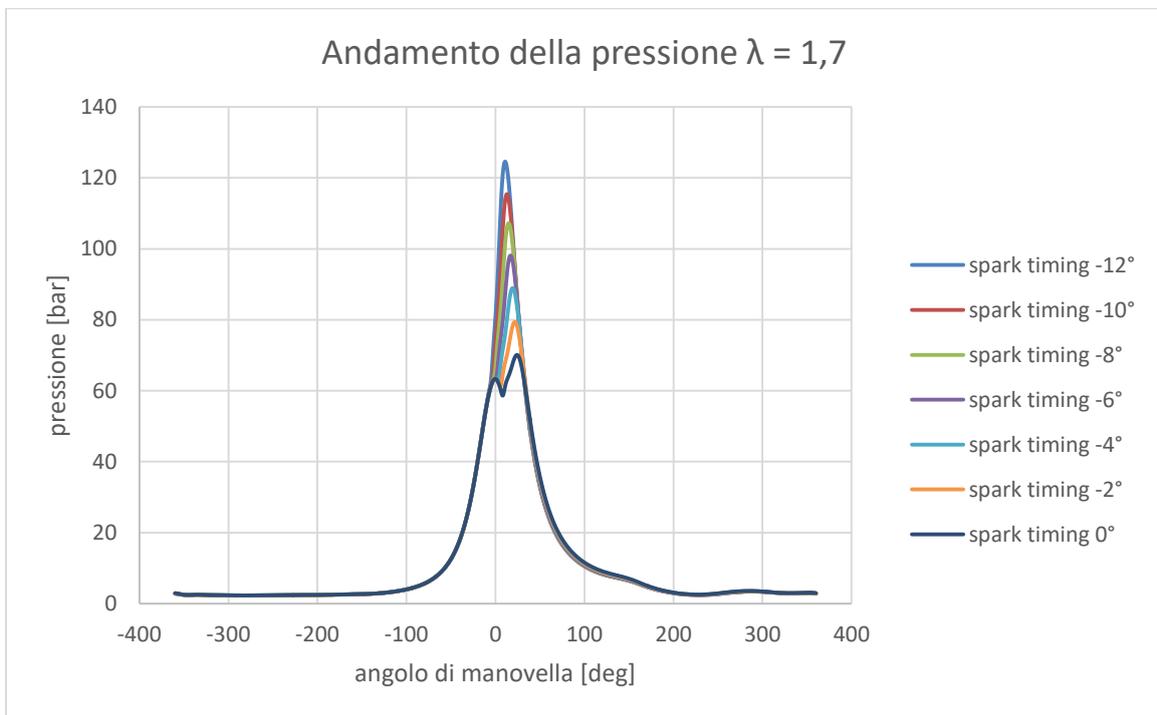


Figura 14: andamento della pressione prova 2, lambda 1,7

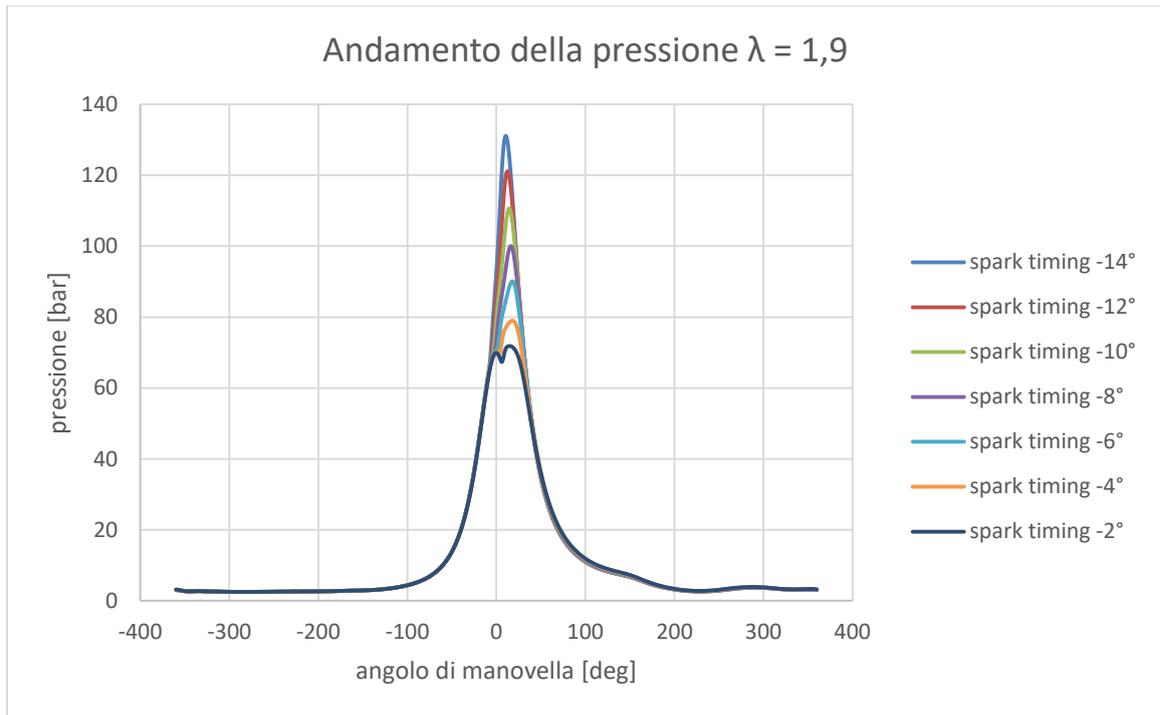


Figura 15: andamento della pressione prova 3, lambda 1,9

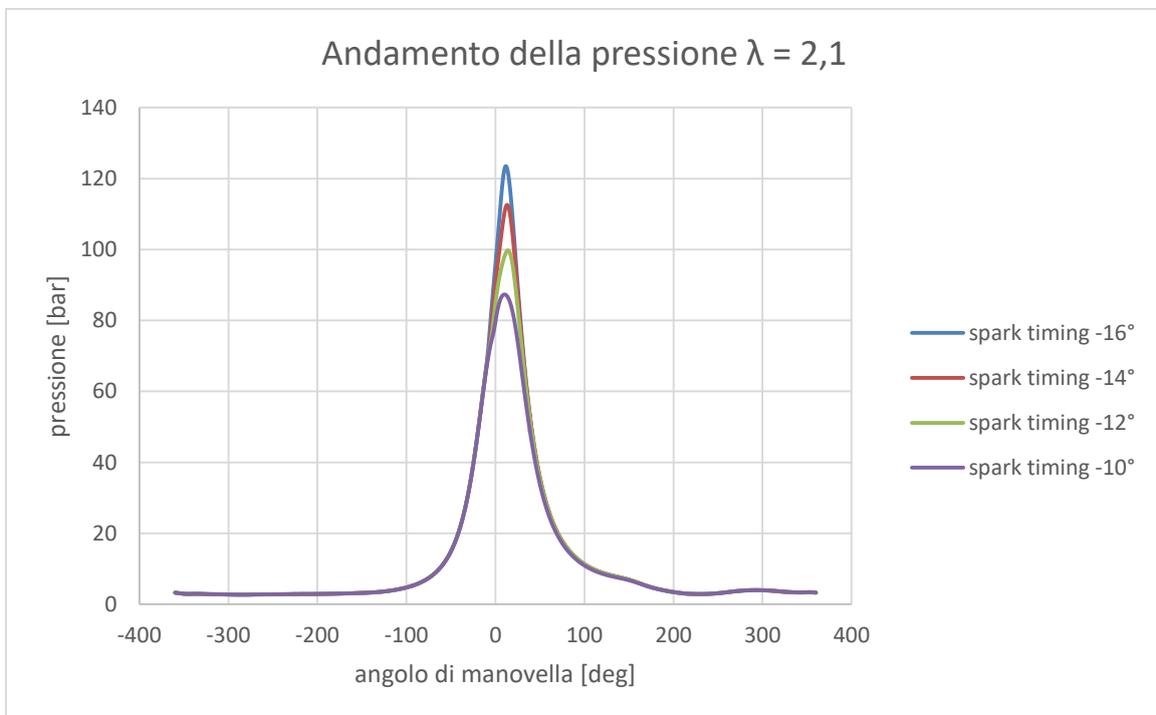


Figura 16: andamento della pressione prova 4, lambda 2,1

Successivamente sono riportati i profili di alzata valvola utilizzati nel modello, per l'aspirazione e per lo scarico:

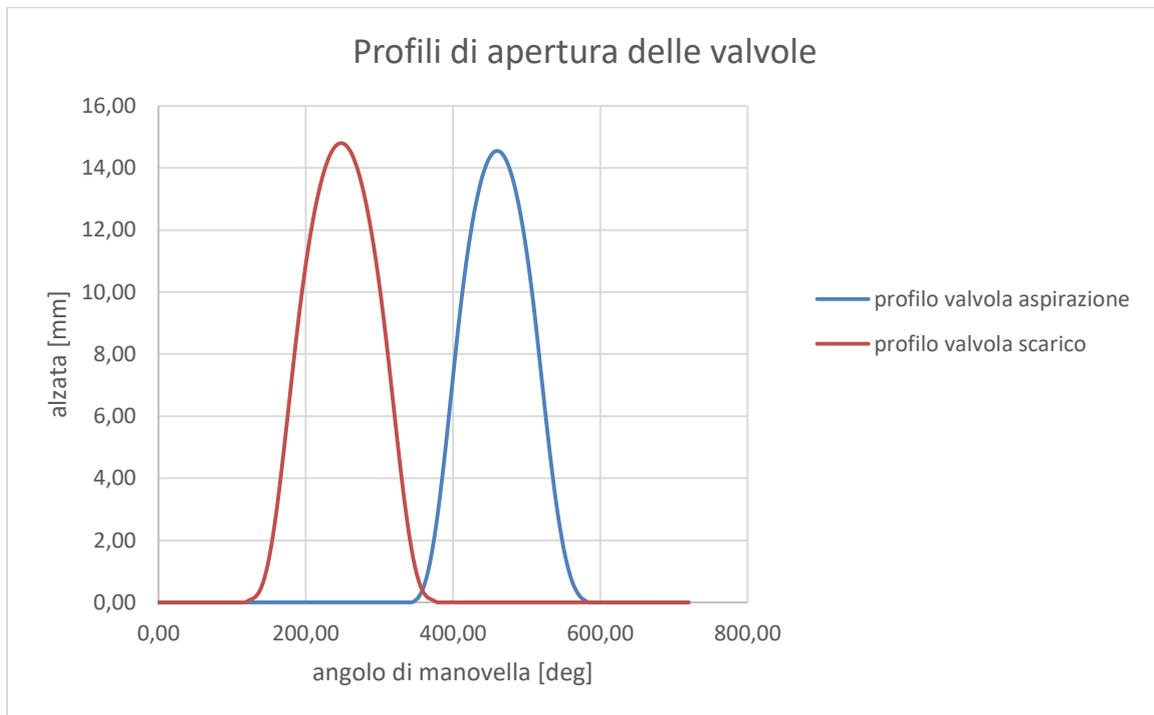


Figura 17: profili di apertura delle valvole

I valori caratteristici di questi profili sono i seguenti:

- Intake valve opening (IVO) =  $344^\circ$ , con un anticipo di apertura rispetto al PMS di  $16^\circ$
- Intake valve closing (IVC) =  $584^\circ$ , con un ritardo di chiusura rispetto al PMI di  $44^\circ$
- Exhaust valve opening (EVO) =  $118^\circ$ , con un anticipo di apertura rispetto al PMI di  $62^\circ$
- Exhaust valve closing (EVC) =  $378^\circ$ , con un ritardo di chiusura rispetto al PMS di  $18^\circ$
- Incrocio valvole al PMS =  $34^\circ$

In tabella 6 invece sono indicati i valori del diametro per le valvole di aspirazione e per quelle di scarico:

Tabella 6: valori di diametro delle valvole

Diametro valvole di aspirazione	Diametro valvole di scarico
38,5 mm	37,5 mm

Parallelamente ai profili delle valvole sono stati forniti anche i profili dei coefficienti di efflusso del fluido che attraversa le valvole; per far questo è stata misurata la portata di fluido reale per diversi valori di alzata delle valvole, tramite un banco di flussaggio. La portata reale che avremo in output fornirà diversi valori di coefficienti di efflusso, a seconda della modalità con cui viene calcolata la portata d'aria teorica. In questo caso la portata reale di fluido è stata rapportata alla portata di fluido isoentropica, ovvero quella misurata con un valore di area avente il diametro pari a quello della valvola in esame.

Nelle seguenti figure sono rappresentati i coefficienti di efflusso per entrambe le valvole in funzione del rapporto  $L/D$  ( alzata valvola / diametro valvola ), sia in forward sia in reverse:

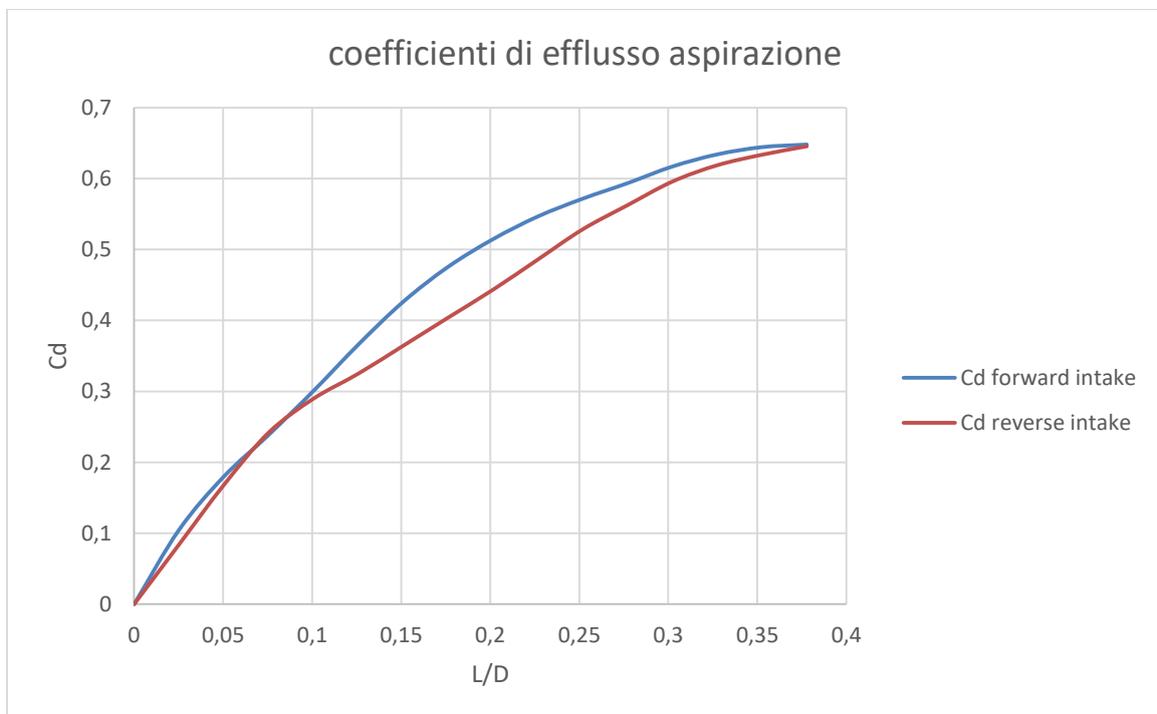


Figura 18: coefficienti di efflusso aspirazione

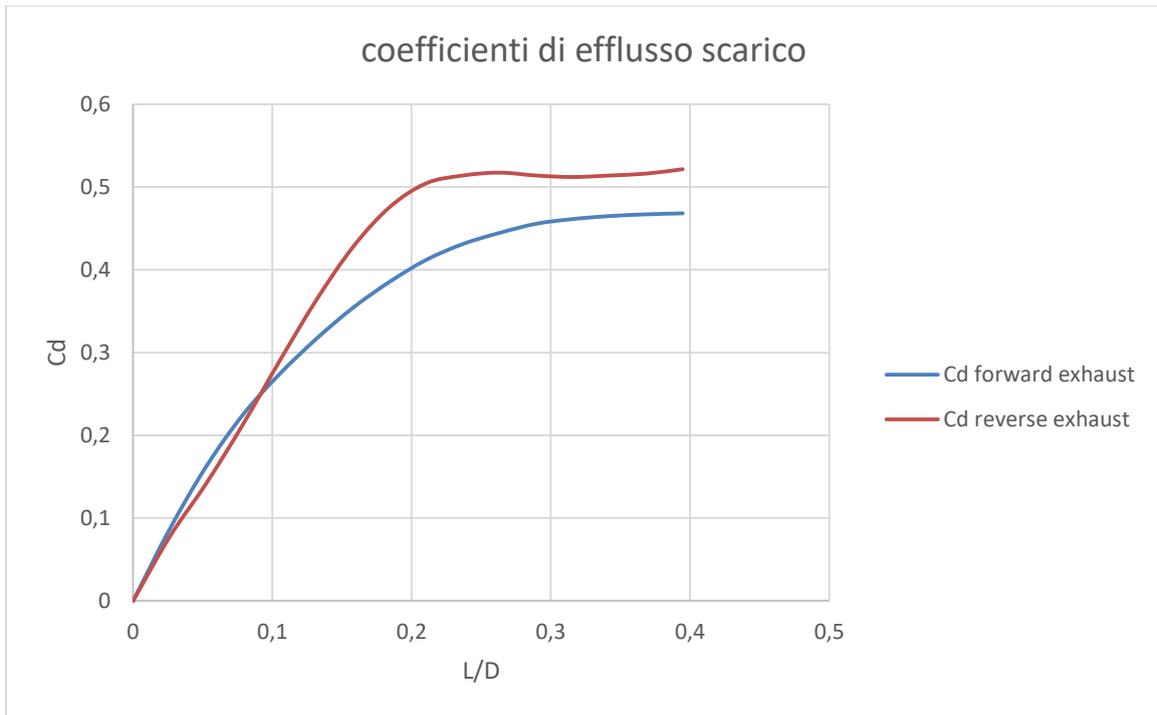


Figura 19: coefficienti di efflusso scarico

Sono stati forniti anche i valori di pressione e temperatura dell'ambiente di aspirazione e dello scarico, misurate in questo caso a monte dello split. Si ricorda che a monte del lato aspirazione è stato posto un compressore che manda aria compressa all'interno dei condotti.

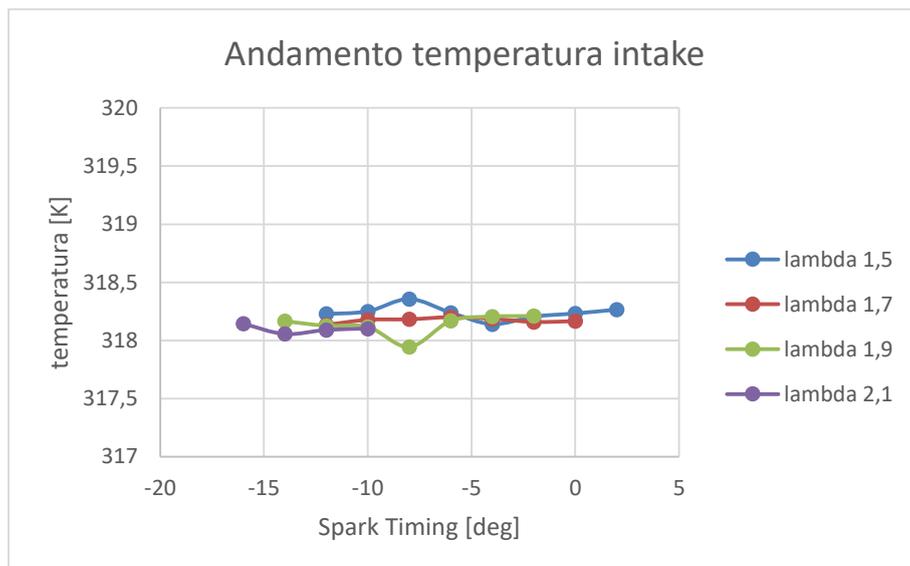


Figura 20: andamento temperatura aspirazione

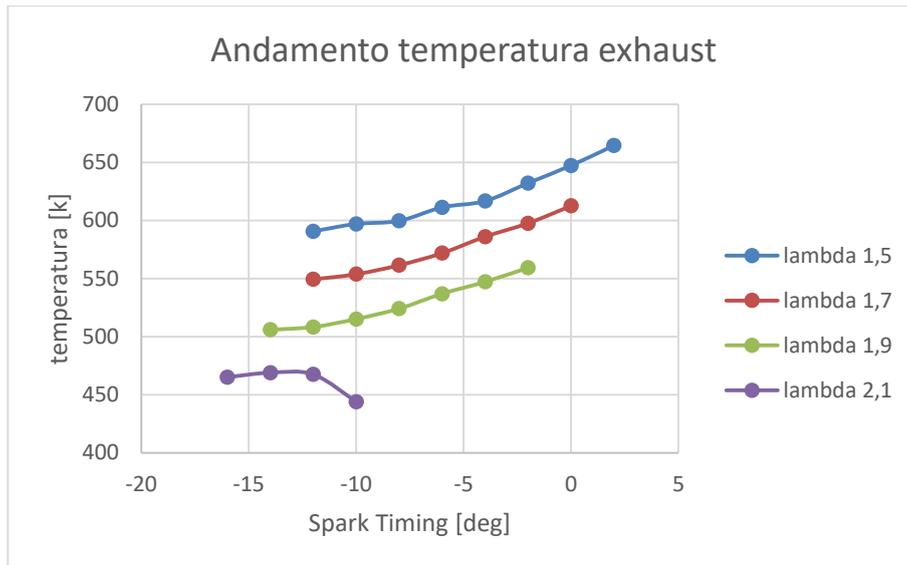


Figura 21: andamento temperatura scarico

Per quanto riguarda la temperatura nell'ambiente di aspirazione essa risulta essere pressoché costante e fissa ad un valore di circa 318 K. Invece, la temperatura nell'ambiente di scarico, misurata a monte dello split, ha una tendenza ad essere maggiore man mano che va a diminuire l'anticipo di accensione, dunque via via che la combustione viene spostata in avanti nella corsa di espansione. Si nota un'inversione di tendenza nell'andamento della temperatura nel caso con  $\lambda = 2,1$ ; questo perché il valore magro della dosatura e lo scarso anticipo di accensione portano ad una diminuzione della temperatura allo scarico. In generale, fissato un valore di anticipo di accensione, avremo una temperatura allo scarico maggiore quanto più ricco sarà il valore della dosatura  $\lambda$ .

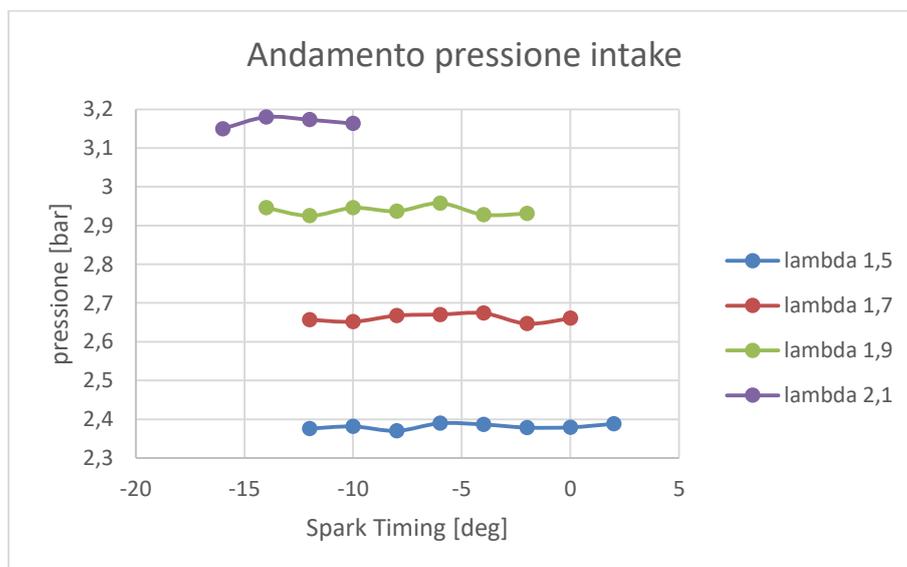


Figura 22: andamento pressione aspirazione

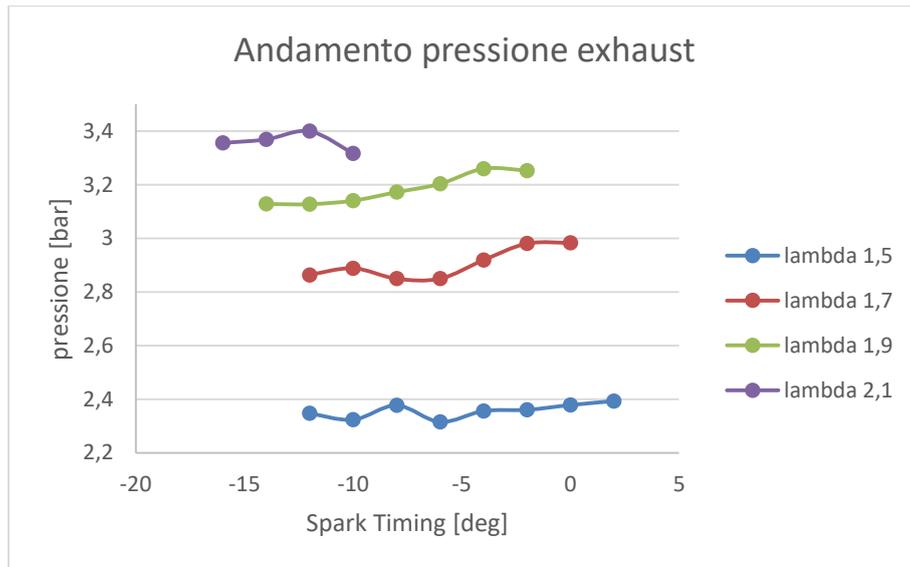


Figura 23: andamento pressione scarico

Per quanto riguarda la pressione nell'ambiente di aspirazione essa risulta essere pressoché indipendente all'anticipo di accensione. Cresce man mano che la dosatura diventa sempre più magra. Lo stesso comportamento lo osserviamo anche per il lato scarico.

Per concludere sono stati forniti anche 3 cicli di pressione in trascinato, ovvero quella condizione in cui il motore viene fatto girare senza iniezione di combustibile. Questi cicli saranno utili e necessari successivamente durante la fase di calibrazione del lay-out del motore lato aspirazione, prima di passare alle prove con combustione.

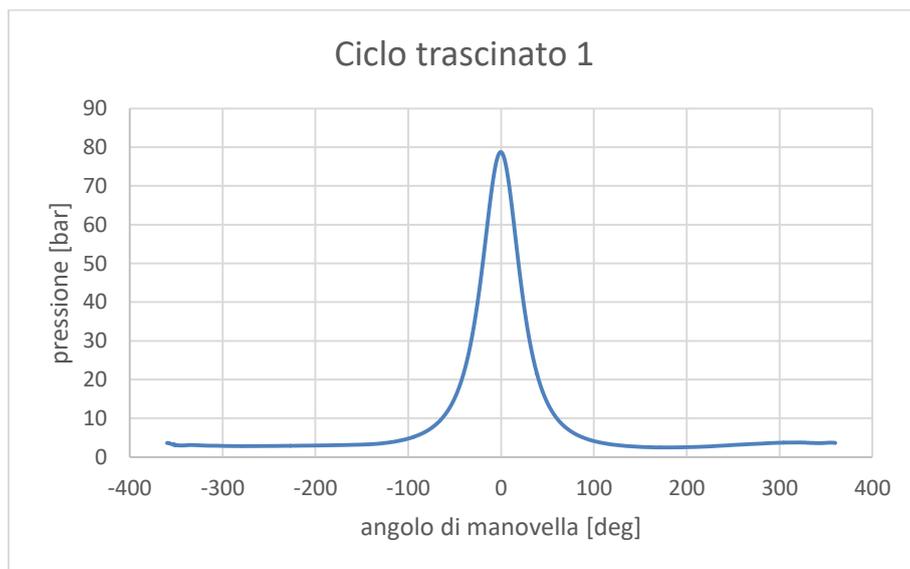
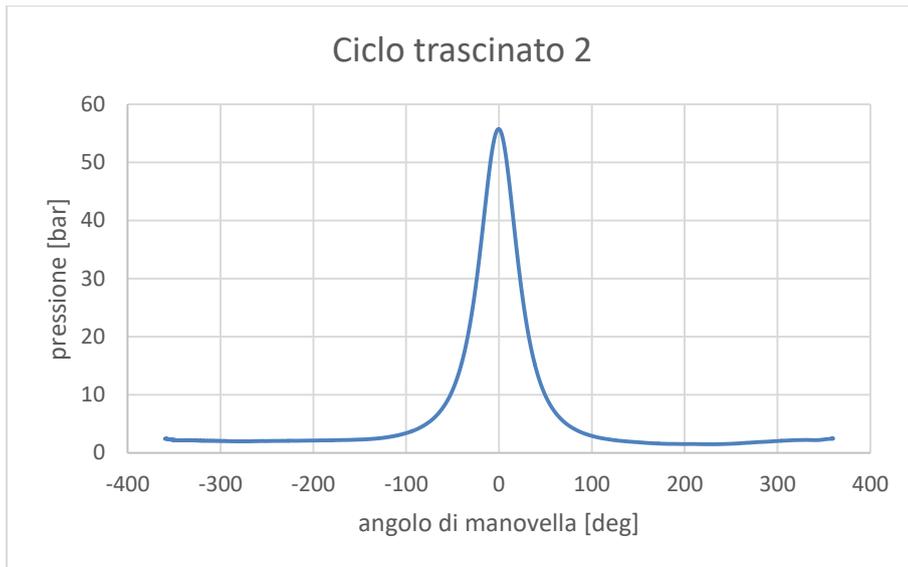
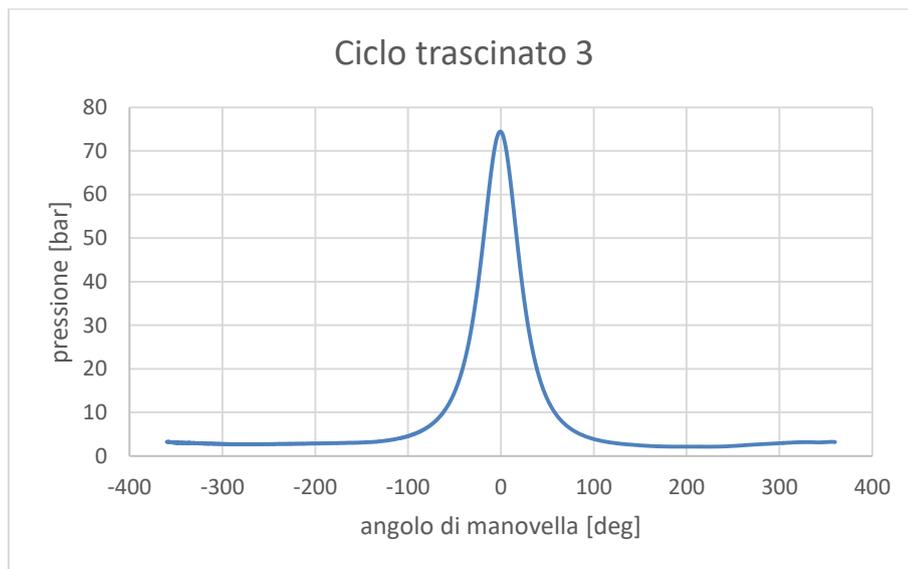


Figura 24: Ciclo trascinato 1



*Figura 25: Ciclo trascinato 2*



*Figura 26: Ciclo trascinato 3*

In aggiunta ai dati mostrati sono state fornite tutte le geometrie dei condotti di aspirazione e di scarico, oltre che quelle della camera principale di combustione, della precamera e degli ugelli di collegamento.

## 4. Calibrazione del motore lato aspirazione

Durante la fase di costruzione del modello in GT-power e la creazione di tutti i templates necessari si è fatto uso di cicli di pressione in trascinato sperimentali misurati al banco motore, con relativi dati di:

- Portata d'aria aspirata dal motore misurata in grammi al ciclo
- Pressione e Temperatura misurate in ambiente di aspirazione
- Pressione e Temperatura misurate in ambiente di scarico

Oltre a questi ovviamente sono stati forniti, come già detto, le misure di tutti i condotti e i profili di alzata valvole. Procedendo con l'analisi ci si è accorti che la portata d'aria aspirata dal motore eccedesse quella sperimentale, dando dunque come risultato un differente andamento di pressione in camera. Questo andamento presenta valori di pressione maggiori durante la fase di compressione che portano al raggiungimento di un valore di pressione massima molto maggiore rispetto al caso sperimentale. Di seguito è riportato l'andamento del ciclo di pressione in trascinato ottenuto dalla simulazione:

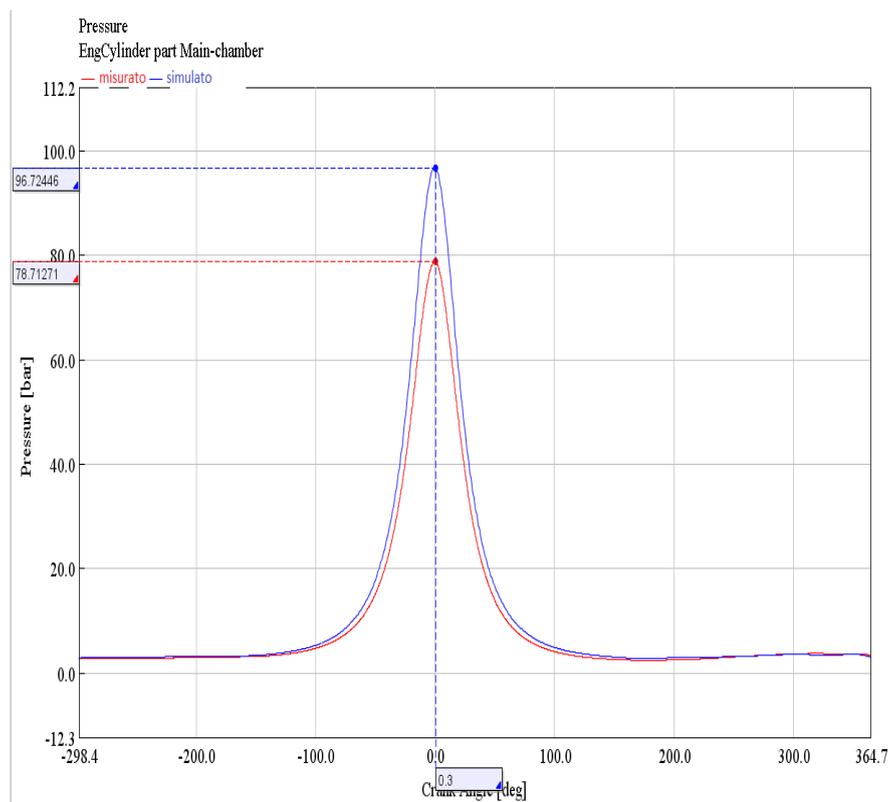


Figura 27: confronto andamento del ciclo di pressione misurato sperimentalmente con quello ottenuto dalla simulazione

Come si può notare, la pressione di picco raggiunta durante la simulazione è abbondantemente maggiore di quella raggiunta dal ciclo sperimentale. Nella seguente tabella sono indicati gli errori percentuali delle grandezze interessate:

*Tabella 7: Confronto grandezze misurate sperimentalmente e grandezze ottenute dalla simulazione*

	Misurazione sperimentale	Risultato simulazione	Errore percentuale sul dato
Pressione massima [bar]	78,75	96,72	22,9 %
Massa d'aria intrappolata [g/ciclo]	5,57	7,6	36,4 %

Analizzando i dati di questa tabella si capisce come ci sia un errore sul dato di portata; per questo motivo si è pensato che il classico layout di un motore aspirato non potesse andare bene per questo tipo di dati forniti.

Dunque, non conoscendo l'esatta geometria e conformazione del lato aspirazione del motore si sono effettuate una serie di prove con l'obiettivo di stabilire una configurazione che potesse rispettare quantomeno il segnale di pressione misurato sperimentalmente, accettando quindi un errore sul segnale di portata d'aria aspirata. Si è ritenuto più opportuno concentrarsi sul raggiungimento del dato di pressione in quanto la misurazione eseguita dal sensore di pressione Kistler 6053CC posto sulla testata del motore è stata giudicata più affidabile rispetto alla misurazione del debimetro circa la portata d'aria in ingresso.

Tra le varie configurazioni analizzate e simulate, quella che ha dato i risultati migliori è quella che prevede l'inserimento di una strozzatura posta a valle dell'ambiente di aspirazione e a monte di un plenum, ovvero un volume di raccolta dell'aria che ne garantisce il flusso ottimale.

## 4.1 Integrated design optimizer

GT-Power ha la capacità di eseguire delle ottimizzazioni; l'ottimizzazione è il processo di massimizzazione o minimizzazione di un parametro (oppure di raggiungimento di un valore di target), modificando sistematicamente una o più variabili di input. È un processo automatizzato che imposta iterativamente le variabili in input, esegue la simulazione del modello, valuta gli output generati e modifica nuovamente gli input per raggiungere lo scopo, fino a quando non vengono soddisfatti i criteri di arresto.

La funzione di ottimizzazione utilizza un algoritmo per determinare in maniera intelligente il successivo set di valori da analizzare, poiché ogni esecuzione del modello può essere dispendiosa in termini di calcolo e richiede tempo.

Il range di variazione dei parametri di input è definito dall'utente impostando il limite inferiore e quello superiore per ciascuno.

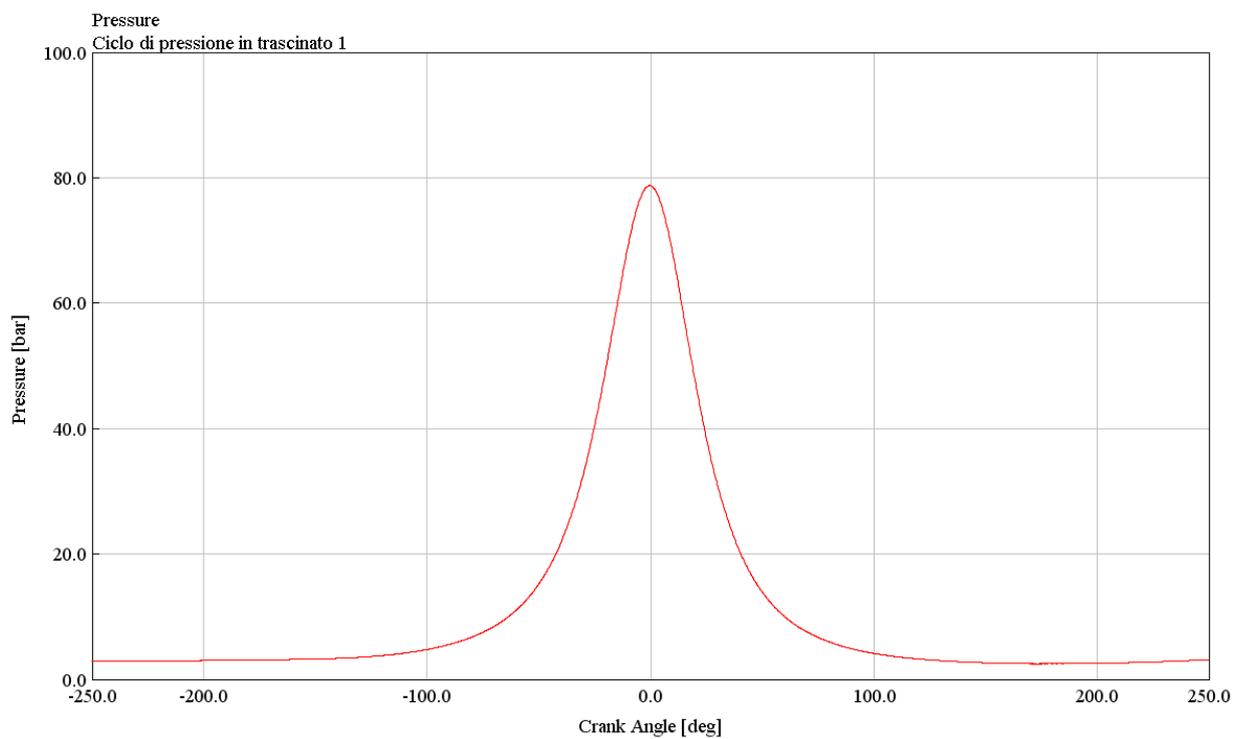
In GT\_power esistono due versioni di ottimizzatore; L'Integrated Design Optimizer è lo strumento principale da utilizzare per la maggior parte degli studi di ottimizzazione. Il secondo strumento è denominato Simple Optimizer, ed ha molte meno capacità del primo; in particolare l'Integrated Design Optimizer presenta i seguenti vantaggi rispetto al Simple Optimizer:

- Può utilizzare algoritmi più robusti, come quello genetico. L'algoritmo genetico è consigliato per tutti i problemi di complessità medio-alta, che deriverebbero da molti parametri, dalla presenza di uno o più vincoli o da caratteristiche non lineari.
- È possibile identificare un parametro come "sweep"; per il parametro sweep verrà trovato un unico valore ottimizzato per tutti i casi attivi.
- Può eseguire studi di ottimizzazione di Pareto multi-obiettivo, in modo tale da poter indirizzare l'analisi sul raggiungimento di più obiettivi.
- Può accelerare l'esecuzione di un'ottimizzazione inviando ed eseguendo più progetti in parallelo.
- Può continuare l'esecuzione dell'ottimizzazione anche se un'analisi fallisce.
- Può riavviare e continuare una precedente esecuzione di ottimizzazione.

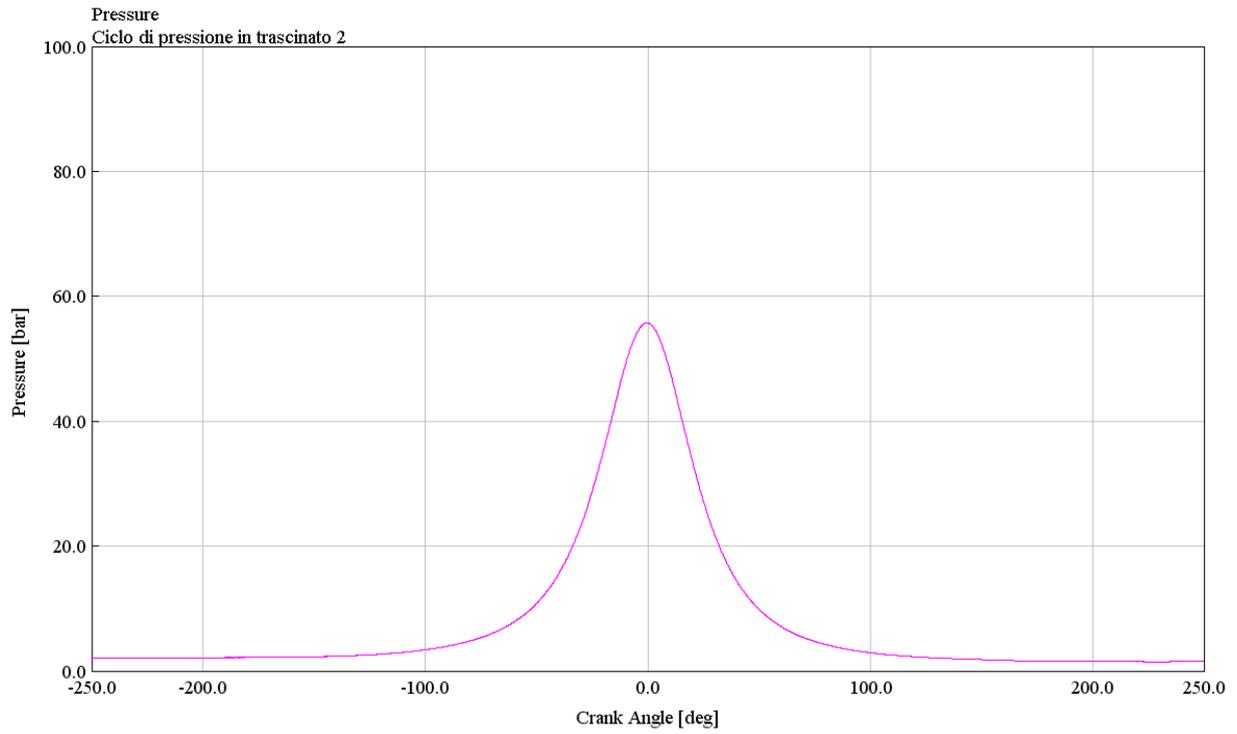
## 4.2 Ottimizzazione sul diametro del diametro della strozzatura

Per eseguire l'ottimizzazione sul diametro della strozzatura posta a valle dell'ambiente di aspirazione sono stati utilizzati 3 cicli di pressione in trascinamento, ovvero cicli in cui non avviene nessuna iniezione di combustibile e dunque senza combustione.

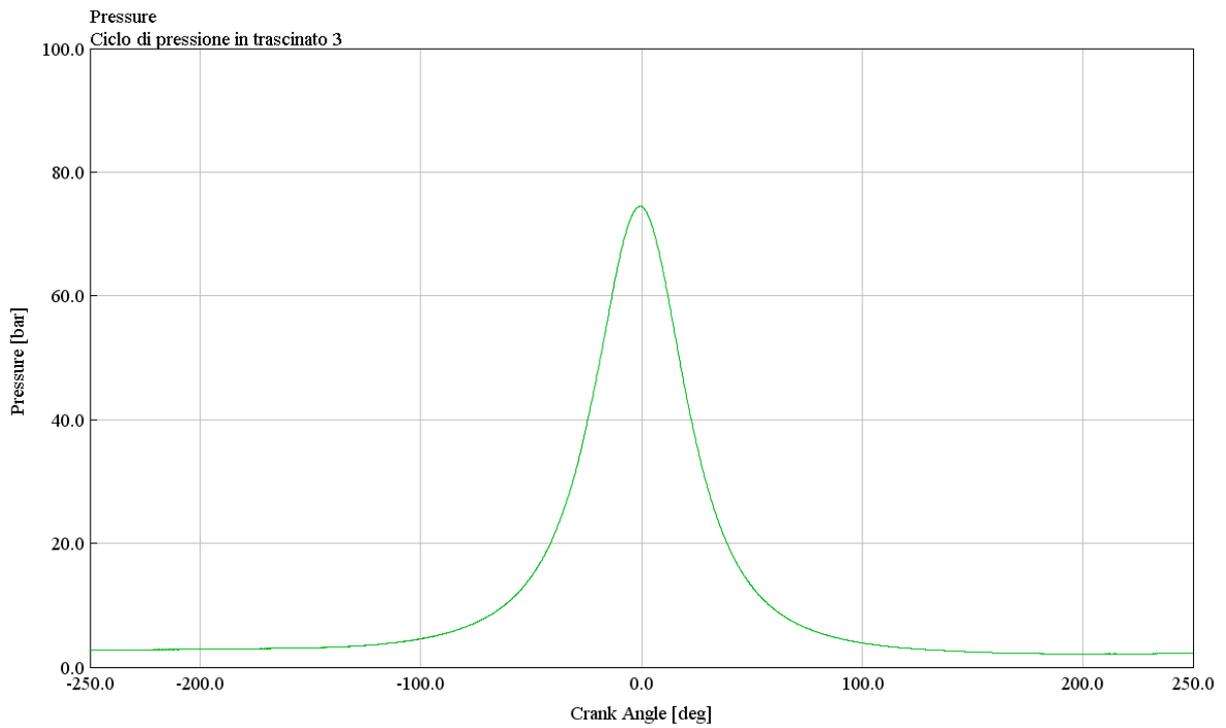
Gli andamenti di questi 3 cicli sono illustrati nelle seguenti figure:



*Figura 28: Ciclo di pressione in trascinamento 1*



*Figura 29: Ciclo di pressione in trascinato 2*



*Figura 30: Ciclo di pressione in trascinato 3*

Di seguito è riportata una tabella che riassume i valori sperimentali di pressione massima raggiunta, portata d'aria intrappolata e pressione e temperatura in ambiente di aspirazione per i 3 cicli di pressione in trascinato:

Tabella 8: Valori sperimentali dei punti motore in trascinato

	Punto motore in trascinato 1	Punto motore in trascinato 2	Punto motore in trascinato 3
Pressione massima [bar]	78,75	55,74	74,47
Portata d'aria intrappola [g/ciclo]	5,57	3,83	6,21
Pressione ambiente di aspirazione [bar]	3,22	2,29	3,1
Temperatura ambiente di aspirazione [K]	318,16	309	300,95

L'ottimizzazione è stata eseguita inserendo come parametro di input il diametro della strozzatura, e come parametri di output di target la pressione massima raggiunta in camera e la portata d'aria intrappolata al ciclo:

Attribute	Unit	1	2
Response RLT		cylpmx:Main-chamber ...	zmasscs:Main-chamber ...
Objective		Target	Target
Case Weighting		def (=1) ...	def ...
Multi-Case Objective Function Definition		Case-Weighted Average	Case-Weighted Average
Target Value		78.75112 ...	5569.7 ...

Figura 31: esempio parametri di output per il punto motore 1 in trascinato

I risultati ottenuti tramite l'utilizzo dell'Integrated Design Optimizer sono riassunti nella successiva tabella:

Tabella 9: Risultati dell'IDO per i punti motore in trascinato

	Pressione massima simulata [bar]	Portata d'aria intrappolata simulata [g/ciclo]	Errore percentuale sulla portata rispetto al caso sperimentale	Diametro della strozzatura [mm]
Punto motore in trascinato 1	78,76	5,12	8,1 %	21,039
Punto motore in trascinato 2	56,77	3,75	2,1 %	22,685
Punto motore in trascinato 3	74,49	5,62	9,5 %	20,651

Analizzando questi risultati si può notare come l'ottimizzazione riesce a convergere verso il target di pressione massima raggiunta in camera, ma non riesce a fare altrettanto per quanto riguarda la portata d'aria intrappolata dal motore al ciclo.

Come già detto prima si accetta un errore sul segnale di portata, che comunque rimane al di sotto del 10% rispetto i valori sperimentali.

Ma il risultato più interessante è sicuramente quello relativo al diametro della strozzatura. Infatti si nota come l'ottimizzazione dia per il diametro della strozzatura un valore molto simile per tutti e 3 i punti motore analizzati; per questo motivo si è deciso di prendere il valore medio come valore di diametro per la strozzatura da inserire nel modello:

$$D_{strozzatura} = 21,458 \text{ mm}$$

Una volta ricavato questo valore medio di diametro si ripete l'analisi dei tre punti motore in trascinato, questa volta utilizzando come diametro quello medio per tutti i casi.

Tabella 10: Risultati dell'IDO sui punti motore in trascinato con diametro strozzatura pari a quello medio

	Pressione massima simulata [bar]	Errore percentuale sulla p max rispetto al caso sperimentale	Portata d'aria intrappolata simulata [g/ciclo]	Errore percentuale sulla portata rispetto al caso sperimentale
Punto motore in trascinato 1	79,32	0,7 %	5,16	7,4 %
Punto motore in trascinato 2	55,7	0,08 %	3,67	4,2 %
Punto motore in trascinato 3	75,71	1,7 %	5,73	7,9 %

Si può notare che l'errore percentuale sulla portata diminuisce per i casi 1 e 3 mentre aumenta per il caso 2, rimanendo comunque su livelli accettabili. Per quanto riguarda invece i valori del picco di pressione ovviamente non sono più esattamente coincidenti come nel caso in cui ogni punto motore aveva il suo diametro ottimale, ma comunque gli errori si mantengono anch'essi su valori molto bassi.

Di seguito è illustrato il confronto grafico tra l'andamento di pressione sperimentale e quello invece prodotto dalla simulazione, per ogni singolo punto motore analizzato:

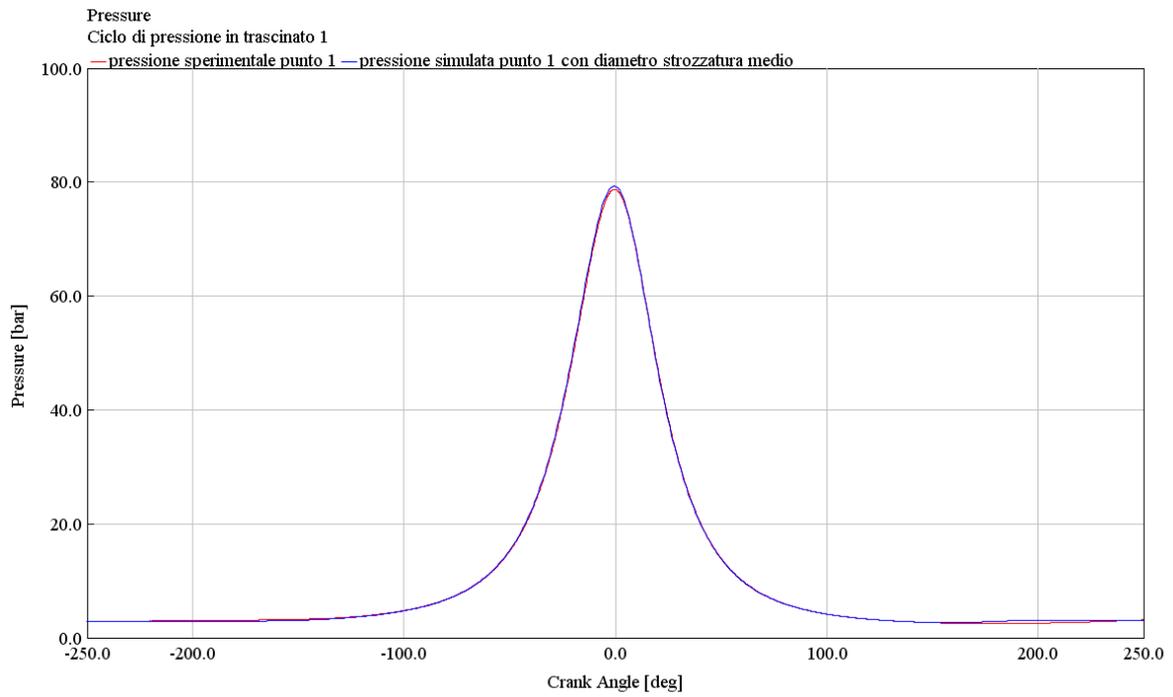


Figura 32: Confronto cicli di pressione in trascinato punto motore 1

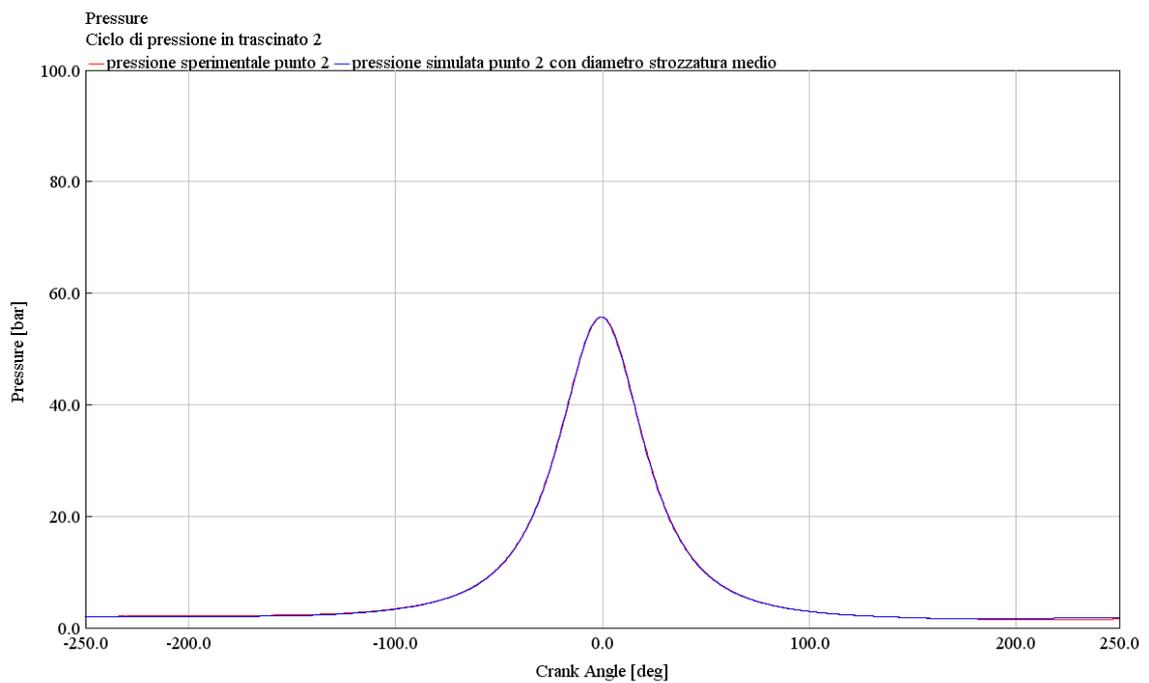


Figura 33: Confronto cicli di pressione in trascinato punto motore 2

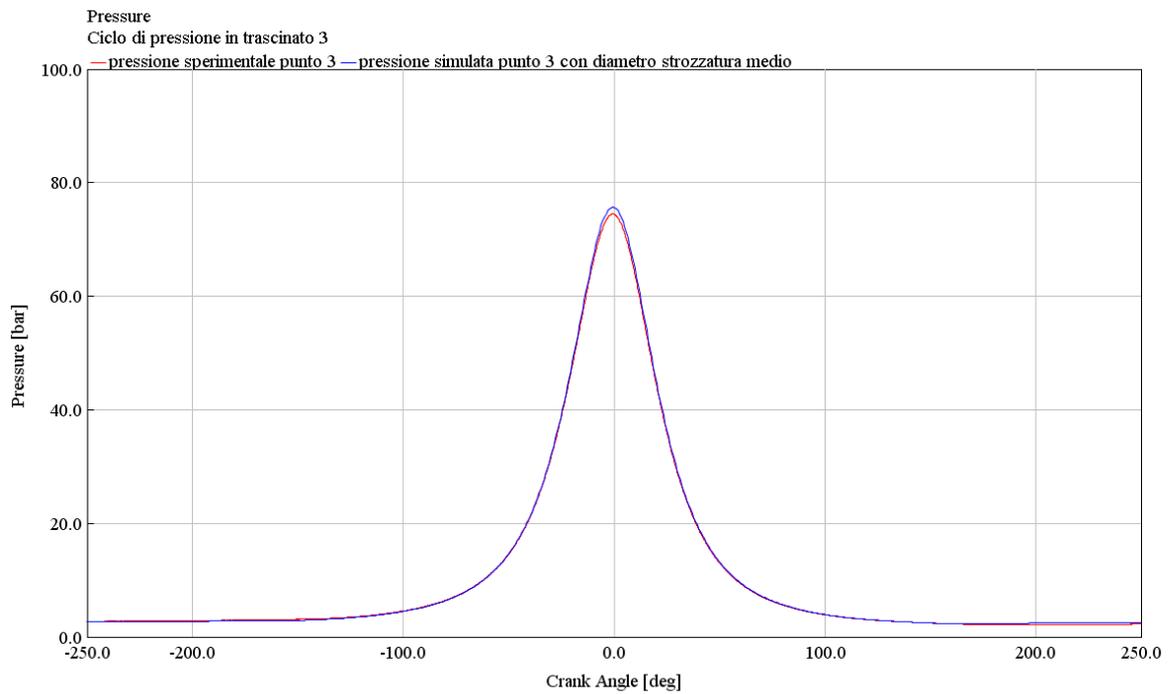


Figura 34: Confronto cicli di pressione in trascinato punto motore 3

Dunque, alla luce di questi risultati, si è deciso di utilizzare questa strozzatura con un diametro medio pari a 21,458 mm anche nelle analisi dei punti motore con combustione. Praticamente questa strozzatura riassume in qualche modo l'effetto di un qualche organo ignoto esistente in aspirazione del motore.

## 5. Misurazione dell'andamento della frazione di massa bruciata

L'ottenimento dell'informazione riguardo l'andamento della frazione di massa bruciata risulta molto importante perché essa influenza direttamente il fenomeno della combustione che avviene all'interno della camera del cilindro.

Il calcolo di tale grandezza durante la combustione è particolarmente complicato, e per questo motivo tale calcolo viene condotto a partire dalla misurazione del ciclo di pressione sperimentale all'interno del cilindro.

Questo tipo di operazione viene definito "reverse run", poiché i parametri di input e di output del calcolo sono invertiti rispetto ai tipici calcoli sulla combustione che si conducono durante le simulazioni. Operando con una modalità "forward run", dunque quella tipica, l'andamento della frazione di massa bruciata, o burn rate, è il dato di input mentre il segnale di pressione è il risultato di output. Eseguendo invece il calcolo in reverse run, il ciclo sperimentale di pressione è il parametro in input che darà successivamente come risultato un valore della burn rate.

Entrambi i metodi utilizzano comunque lo stesso modello a due zone; durante il processo di combustione la camera del cilindro viene divisa in due differenti regioni, quella dei gas combusti (burned gas) e quella dei gas incombusti (unburned gas). Il burn rate va a descrivere quella che è la velocità con cui la miscela di aria e combustibile passa dalla zona dei gas incombusti a quella dei gas combusti, attraverso una serie di reazioni chimiche. Risulta dunque ancor più evidente quanto possa essere importante un parametro di questo tipo.

Il calcolo della quantità di miscela che viene trasferita dall' unburned zone alla burned zone viene iterata temporalmente fino a quando la pressione nel cilindro non corrisponde alla pressione misurata sperimentalmente.

All'interno della libreria di GT-Power sono disponibili due approcci per calcolare l'andamento della frazione di massa bruciata all'interno del cilindro. I due approcci differiscono nel modo in cui acquisiscono i dati di input sul segnale di pressione. I due metodi sono:

- **Three pressure analysis (TPA)**
- **Cylinder pressure only analysis (CPOA)**

In questo progetto è stato utilizzato il metodo della Three pressure analysis (TPA), in quanto erano disponibili i segnali di pressione in aspirazione e sullo scarico, oltre che naturalmente all'interno della camera di combustione. Il secondo metodo utilizza invece esclusivamente il segnale di pressione ricavato all'interno del cilindro.

## 5.1 Three Pressure Analysis (TPA)

Questo metodo viene definito “analisi delle tre pressioni” in quanto richiede la misurazione di tre pressioni: quella in aspirazione del motore, quella allo scarico e quella all’interno del cilindro. Queste misurazioni devono essere effettuate in relazione all’angolo di manovella poiché le quantità medie non risultano sufficienti per l’analisi. La simulazione viene eseguita per più cicli fino a quando il modello non arriva a convergenza; di conseguenza verranno calcolate grandezze come il coefficiente di riempimento del motore e la frazione di gas residui all’interno della camera.

La Three Pressure Analysis è un modello che non ha al suo interno un sotto modello di combustione costruito e calibrato dall’utente in quanto, a differenza di un modello di combustione predittivo, utilizzando una strategia di “reverse run” fornisce un valore di burn rate basato sull’imposizione di un profilo di pressione misurato sperimentalmente.

Il risultato della TPA, come già detto, è un valore di burn rate che produca un ciclo di pressione simulato che può essere sovrapposto al ciclo effettivo sperimentale. Per raggiungere questo risultato il software GT-Power può correggere il valore del potere calorifico inferiore del combustibile attraverso un parametro che è conosciuto come LHV multiplier (Lower Heating Value multiplier); nei casi che si andranno ad analizzare successivamente, calibrando in maniera oculata lo scambio termico che avremo all’interno del cilindro con le pareti della camera, il valore della correzione resta in un intervallo di  $\pm 5\%$  del potere calorifico del gas naturale, rimanendo dunque in un range accettabile.

Di seguito sono riassunti tutti i dati sperimentali necessari per effettuare un’analisi di questo tipo:

- **Intake port pressure:** pressione istantanea misurata a monte dell’iniettore posto nel port di aspirazione.
- **Exhaust port pressure:** pressione istantanea misurata allo scarico, a valle della valvola di uscita.
- **Cylinder pressure:** pressione istantanea misurata all’interno del cilindro.
- **Intake port temperature:** temperatura media misurata nello stesso punto della intake port pressure.
- **Fuel injection data:** massa iniettata al ciclo, profilo e fasatura di iniezione.
- **Spark timing:** valore angolare in cui scocca la scintilla.

Quanto detto si può applicare senza alcun problema per quanto riguarda la camera principale di combustione, dove sono presenti tutti i requisiti necessari allo sviluppo del modello. La stessa cosa non si può dire della precamera, in quanto non si possiede un ciclo di pressione sperimentale misurato, né si conosce la legge con la quale l’iniettore manda il combustibile.

Per questo motivo, per quanto riguarda la precamera, è stato ritenuto opportuno calibrare una funzione di Wiebe.

I punti motore esaminati durante questa analisi sono suddivisi in due gruppi; nel primo abbiamo punti motore a dosatura costante, mentre nel secondo a costante anticipo di accensione. Tutti questi punti sono misurati alla velocità di 1500 rpm e a 15 bar di pressione media indicata (pmi).

Regime di rotazione: 1500 rpm		Pressione media indicata: 15 bar	
Dosatura $\lambda$		Spark timing [bTDC]	
1,5		-12°	
		-8°	
		-4°	
		-2°	
Spark timing [bTDC]		Dosatura $\lambda$	
-12°		1,7	
		1,9	
		2,1	

Figura 35: Riassunto dei punti motore analizzati

Poiché è possibile che si verifichino degli errori durante il calcolo dell'andamento della pressione all'interno del cilindro, il software GT-Power esegue dei controlli sui alcuni parametri durante l'analisi; questi controlli sono riassunti di seguito:

- **Controllo sulla pmi:** la pressione media indicata si calcola come integrale del profilo di pressione, e dovrebbe essere sempre maggiore della pressione media effettiva. La pme è la differenza tra la pmi e la pressione di marcia a vuoto; se questi valori non risultano ragionevoli il sistema indicherà un errore.
- **Combustione durante la fase di compressione:** durante la fase di compressione non dovrebbe esserci alcuna combustione; se la percentuale di combustibile bruciato durante questa fase è maggiore del 2% del totale il sistema darà errore.
- **Frazione di combustibile iniettato in ritardo:** se il combustibile iniettato al ciclo risulta insufficiente, il sistema correggerà l'errore fino ad un massimo di 0,02 grammi, dopo di che verrà segnalato un errore.
- **LHV multiplier:** di questo parametro se n'è parlato precedentemente, l'errore non deve mai superare il 5% rispetto all'unità.
- **Rapporto aria-carburante:** alla fine della simulazione il rapporto aria-combustibile viene confrontato con quello indicato nella prova; se la deviazione supera il 5% il sistema segnalerà un errore.

Il vantaggio di un controllo di questo tipo è che il sistema evidenzia immediatamente ed esattamente quali siano i problemi riscontrati durante la simulazione, in modo che sia possibile correggerli direttamente senza ricercarne la causa.

## 5.2 Calibrazione iniettore PFI

Prima di effettuare la simulazione occorre andare a calibrare e posizionare gli iniettori all'interno della mappa del motore. Per quanto riguarda l'iniettore PFI posto nel port di aspirazione è stato utilizzato una tipologia di iniettore che imponesse il vincolo della dosatura. Questo perché questo iniettore ha il compito di preparare la miscela aria-combustibile che successivamente entrerà nella camera di combustione con una dosatura imposta dall'utente.

Per far questo è stato utilizzato scelto dalla libreria di GT-Power un iniettore del tipo "Sequential injector with imposed A/F ratio". Per definire totalmente questo iniettore occorre:

- Conoscere la portata di combustibile iniettato dall'iniettore (Injector delivery rate)
- La dosatura  $\lambda$  della miscela aria-combustibile
- Il punto dove viene misurata la portata d'aria per effettuare il calcolo del rapporto di dosatura
- L'angolo di manovella in cui inizia l'iniezione (Injection timing angle)
- La temperatura di iniezione del combustibile (Injection fluid temperature)
- La tipologia di combustibile da iniettare
- La geometria dei fori dell'iniettore

L'inserimento di una strozzatura a monte del sistema di aspirazione ha alterato quello che era il segnale di portata d'aria misurato sperimentalmente. Infatti durante queste analisi si registrano valori di portata d'aria tendenzialmente superiori a quelli forniti di un 10% circa su tutti i punti in esame. Per questo motivo è stato necessario incrementare il valore di massa di combustibile iniettato per rispettare il vincolo della dosatura. Di seguito sono riportati i valori della portata di combustibile nei vari casi:

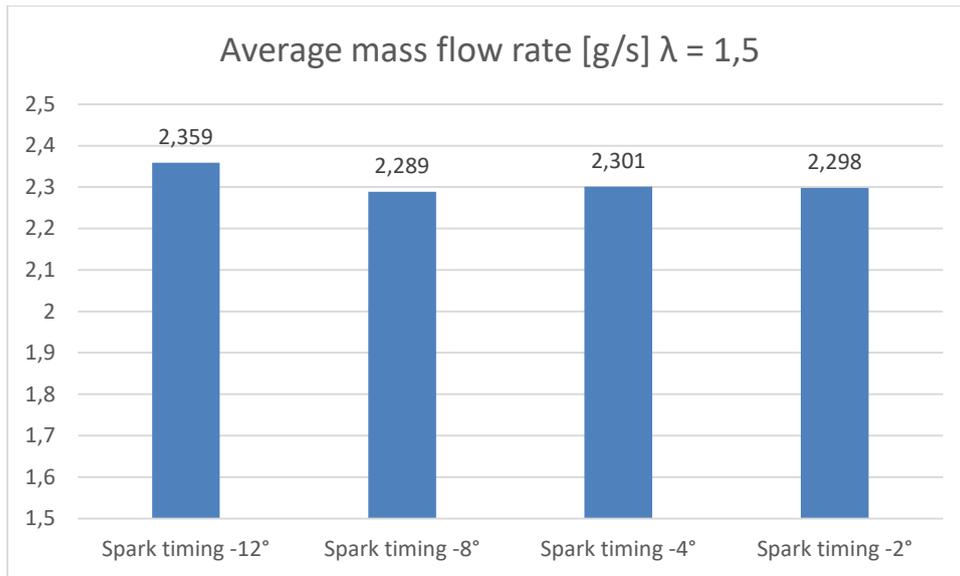


Figura 36: Grafico Average mass flow rate lambda 1,5

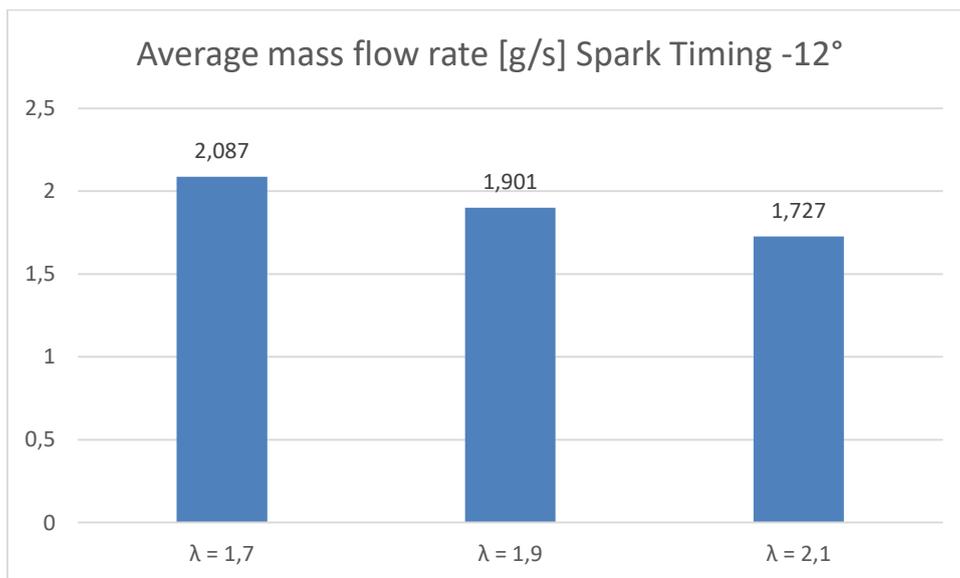


Figura 37: Grafico Average mass flow rate spark timing -12°

La durata di iniezione nei vari casi non cambia per i vari casi analizzati:

- In tutti i casi a  $\lambda$  costante la durata di iniezione è costante ed è pari a 27,3 ms
- Nei casi a spark timing costante invece questa cambia. Abbiamo durate di iniezione pfi pari a 27,4 ms per  $\lambda = 1,7$ , 28,2 ms per  $\lambda = 1,9$  e 29,6 ms per  $\lambda = 2,1$

Questo parametro è molto importante perché conoscendo anche la massa iniettata di combustibile e dividendola per il tempo durante il quale l'iniettore rimane aperto è possibile ricavare quella che è la portata istantanea di combustibile iniettato.

Di seguito è possibile vedere gli andamenti della portata di combustibile iniettato istantaneamente nei vari casi:

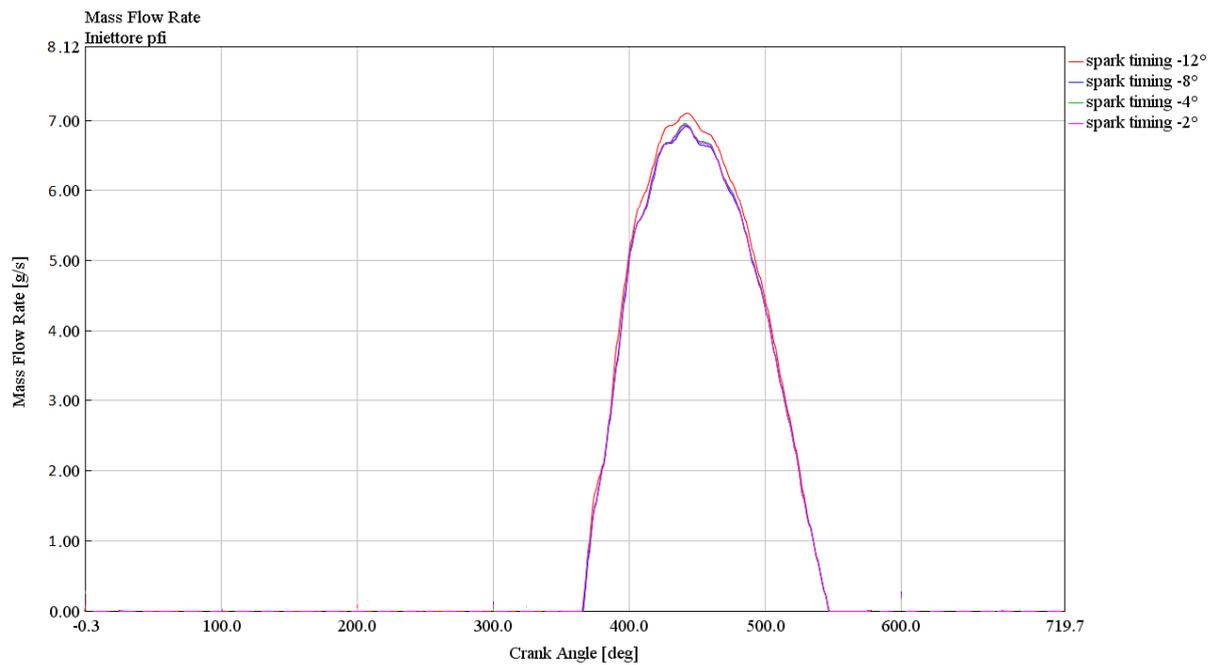


Figura 38: Mass flow rate casi a lambda costante

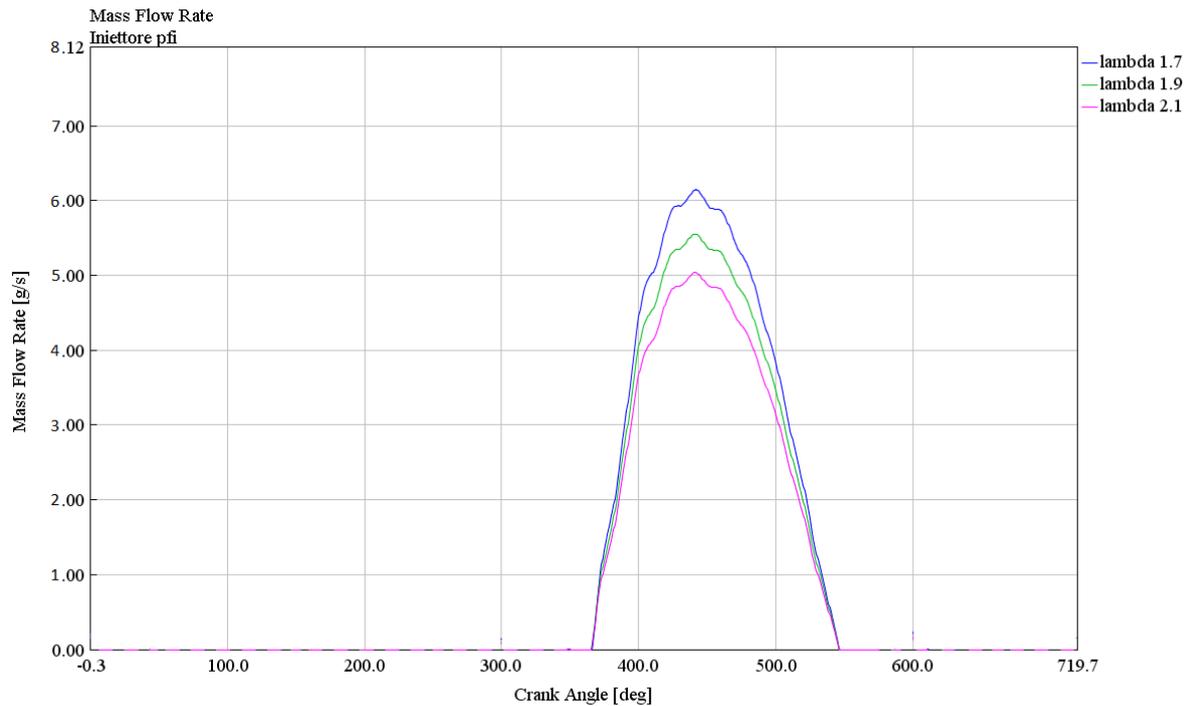


Figura 39: Mass flow rate casi a spark timing costante

### 5.3 Funzione di Wiebe in precamera

Si è già spiegato come all'interno della precamera non sia possibile utilizzare la Three pressure analysis per il calcolo dell'andamento della frazione di massa bruciata in quanto non è disponibile l'informazione sul segnale di pressione; per questo motivo, per ottenere un andamento della frazione di massa bruciata all'interno della precamera è stata utilizzata una funzione di Wiebe.

All'interno del software GT-Power, per utilizzare una funzione di Wiebe abbiamo la necessità di settare una serie di parametri:

- **Anchor angle:** è un valore angolare di ancoraggio al quale si fa corrispondere un valore percentuale della combustione.
- **Duration:** è la durata della combustione in gradi che va dal 10% al 90% della combustione (10% to 90%).
- **Wiebe exponent:** esponente della curva di Wiebe.

Attribute	Unit	Object Value
Anchor Angle (def = 50% burn)		...
Duration (def = 10% to 90%)		...
Wiebe Exponent		...

Figura 40: parametri della funzione di Wiebe

Non conoscendo alcuna informazione riguardo la combustione in precamera, come Anchor angle è stato preso quello corrispondente allo 0,1 % di evoluzione della combustione, per attribuire a questo parametro il valore dello spark timing. Come esponente è stato scelto un valore pari a 2 (valore consigliato sia in letteratura sia dal software), mentre come durata angolare della combustione 10-90 sono stati presi dei valori che sono stati ricavati dall'ottimizzazione effettuata su più parametri per ottenere una curva di pressione quanto più simile possibile a quella sperimentale. Di seguito sono riportati i valori delle durate per i vari casi:

Tabella 11: Valori di durata 10-90 Funzione di Wiebe

Casi		<u>Duration</u> 10-90
Lambda 1.5	<u>Spark timing</u> -12°	2,576°
	<u>Spark timing</u> -8°	2,669°
	<u>Spark timing</u> -4°	3,177°
	<u>Spark timing</u> -2°	3,236°
<u>Spark timing</u> -12°	Lambda 1.7	4,763°
	Lambda 1.9	6,165°
	Lambda 2.1	8,794°

Di seguito sono riportati gli andamenti della funzione di Wiebe per i vari casi:

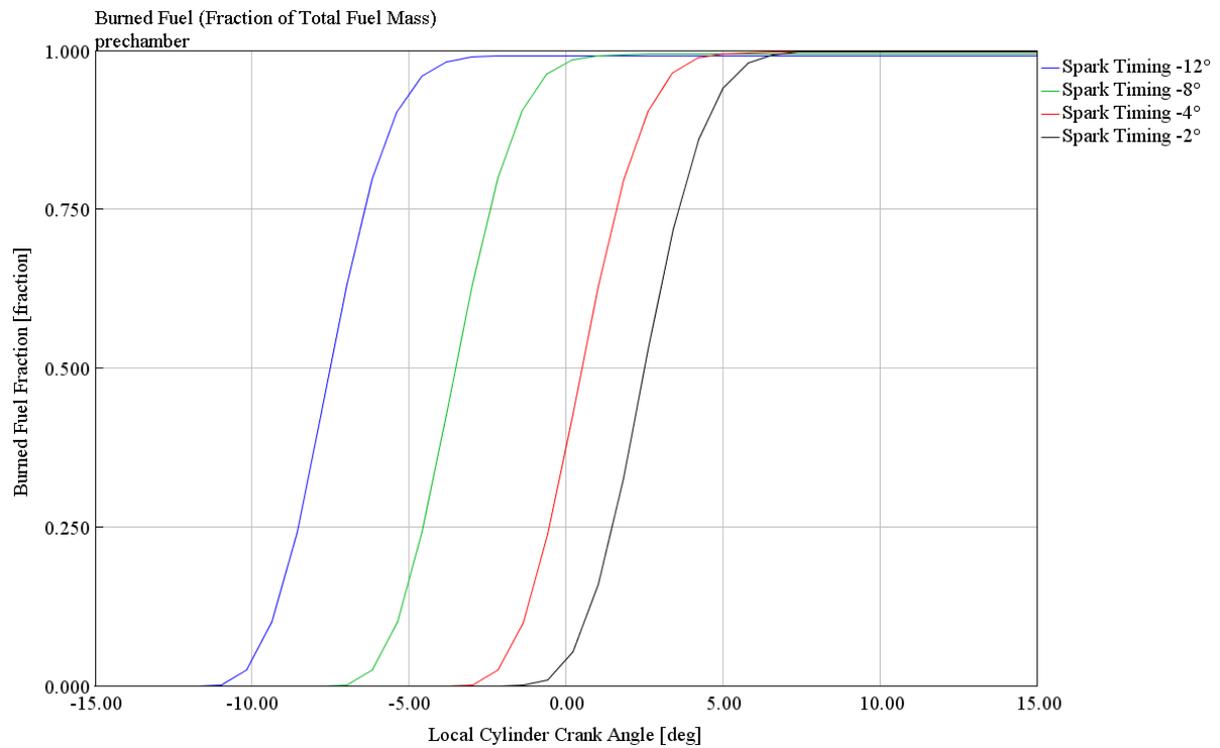


Figura 41: Andamento Funzione di Wiebe casi a lambda costante 1.5

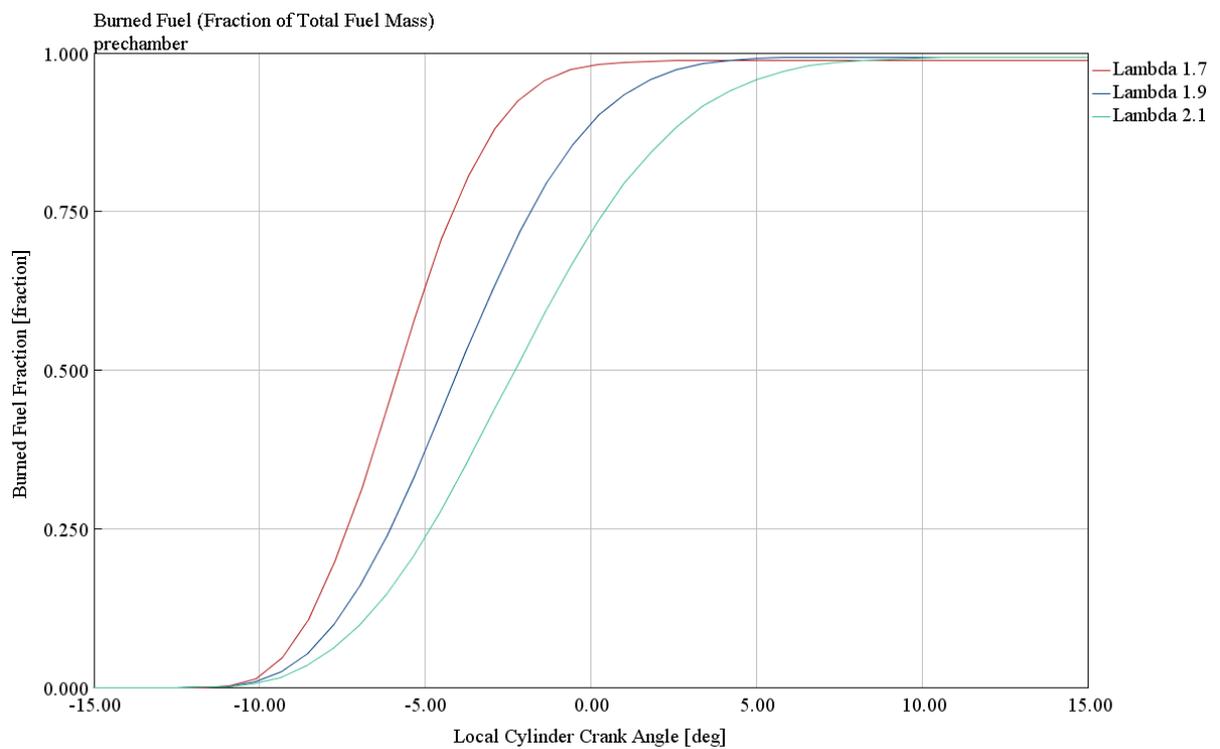


Figura 42: Andamento Funzione di Wiebe casi a spark timing costante -12°

## 5.4 Calibrazione iniettore precamera

Per quanto riguarda l'iniettore allocato in precamera la calibrazione ha coinvolto il tempo di iniezione e la portata istantanea di combustibile. In questo caso sono stati forniti anche i dati riguardanti la pressione e la temperatura con il quale il combustibile viene iniettato all'interno della precamera. Ovviamente le pressioni di iniezione dovranno essere contenute, altrimenti si rischierebbe che il combustibile vada ad impattare contro le pareti della precamera. Nelle seguenti figure sono indicate tali pressioni:

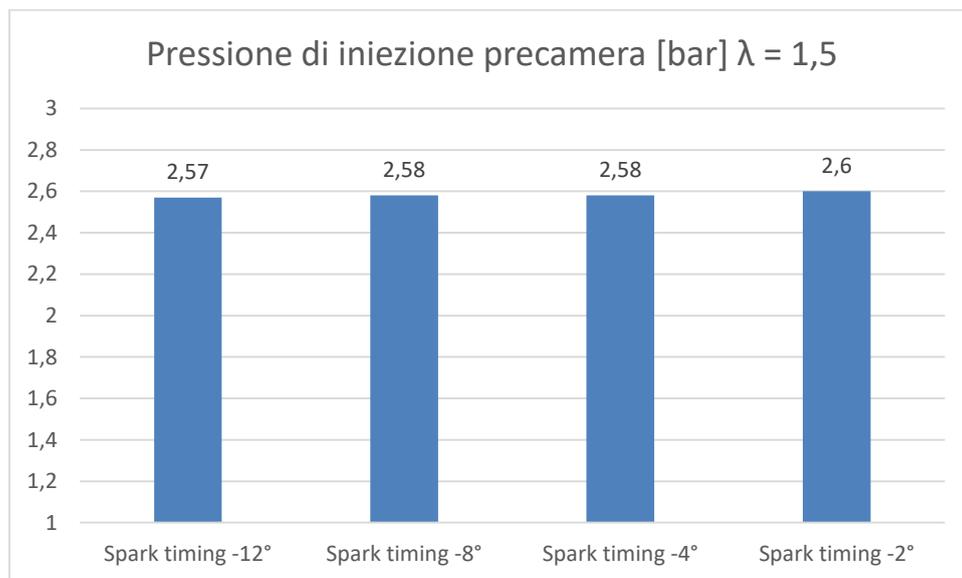


Figura 43: Pressione di iniezione precamera casi a lambda costante

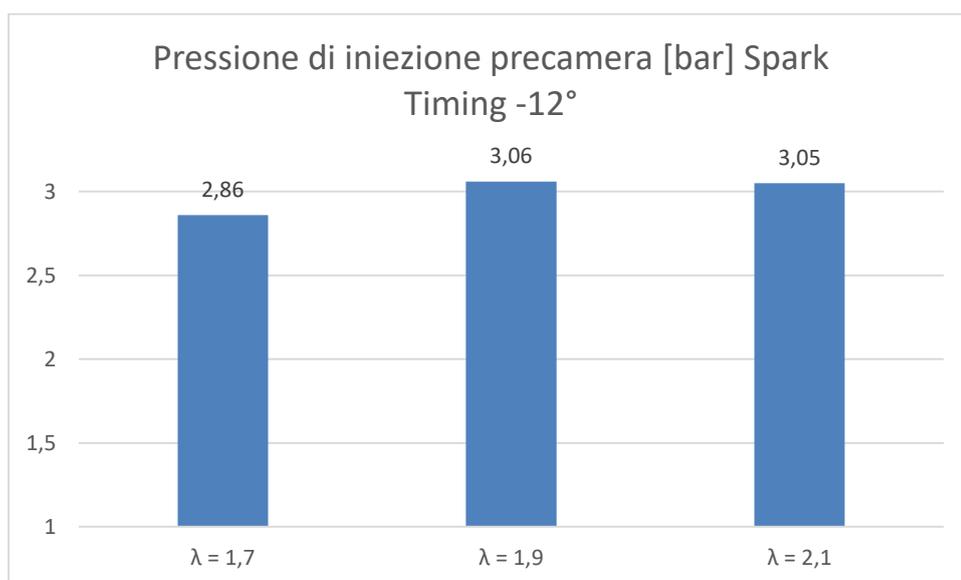


Figura 44: pressione di iniezione in precamera casi a spark timing costante

Si nota come per dosature più magre la pressione di iniezione in precamera aumenta leggermente; questo per favorire una migliore atomizzazione ed evaporazione del getto e dunque una miscela quanto più omogenea.

Come già è stato fatto per l'iniettore pfi, anche per l'iniettore della precamera è stato necessario adattare il dato di combustibile iniettato alla portata d'aria in ingresso in precamera, rispettando il vincolo di dosatura all'interno della stessa. I valori riguardanti l'informazione sulla dosatura locale vigente in precamera al variare dei casi studio sono sintetizzati nei seguenti grafici insieme ai grafici inerenti la pressione e la temperatura misurati in precamera al momento dell'accensione:

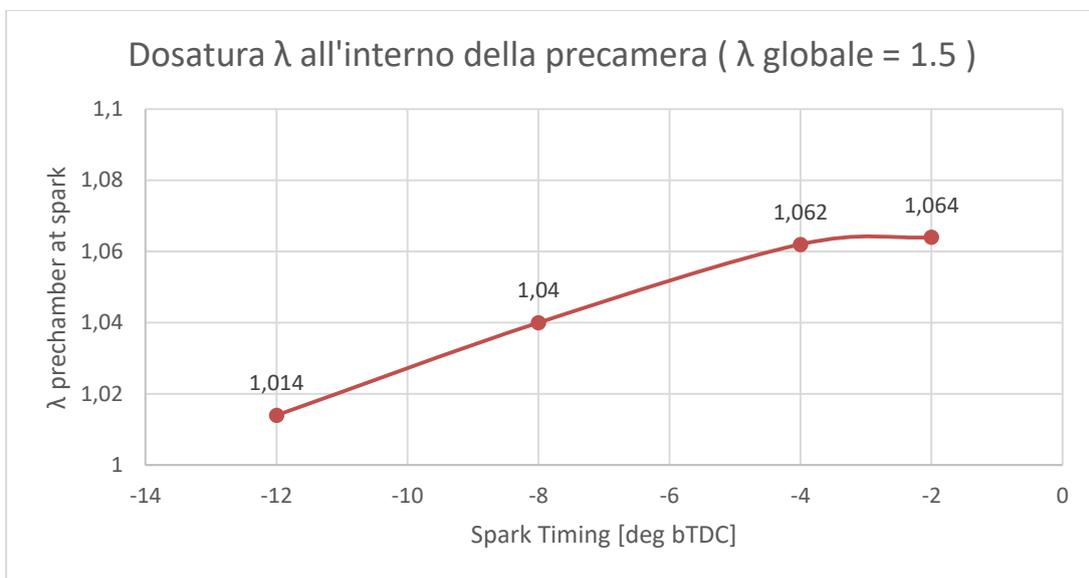


Figura 45: Dosatura locale in precamera casi a lambda globale costante

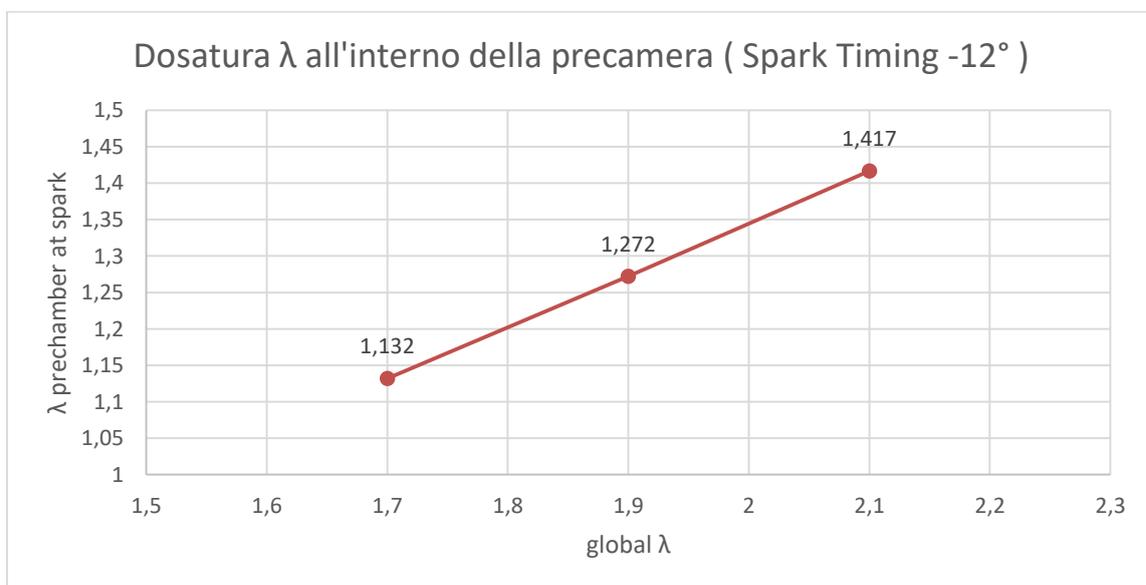


Figura 46: Dosatura locale in precamera casi a spark timing costante

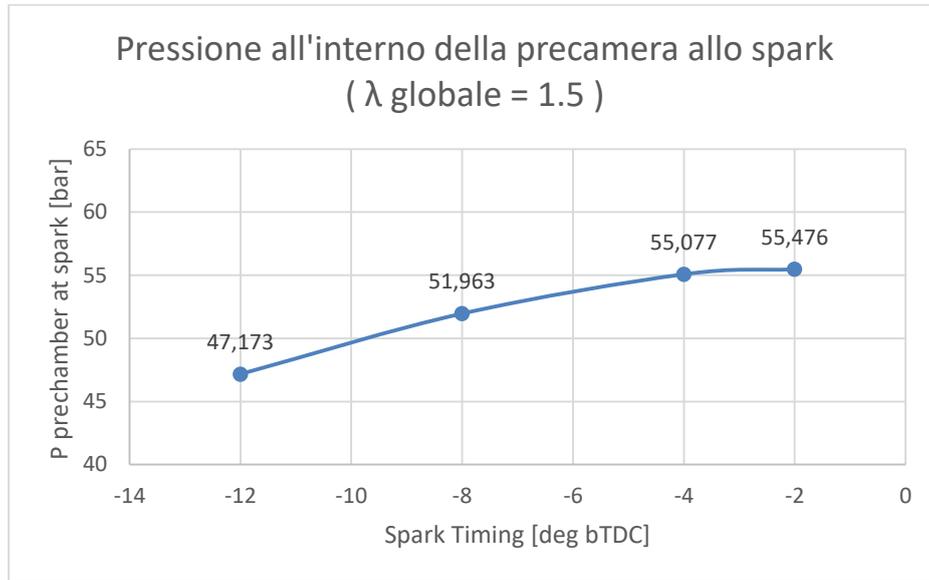


Figura 47: Pressione in precamera al momento dell'accensione - casi a lambda globale costante

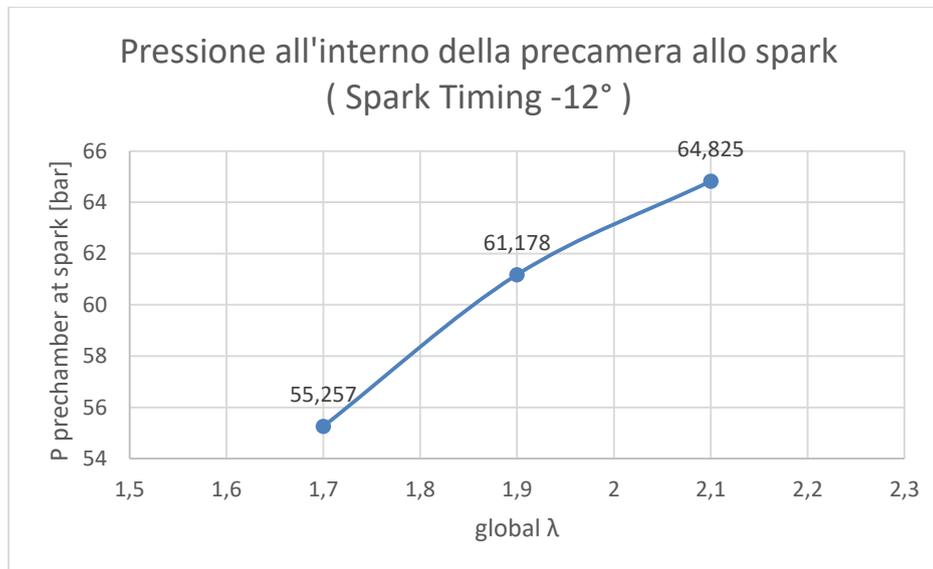


Figura 48: Pressione in precamera al momento dell'accensione - casi a spark timing costante

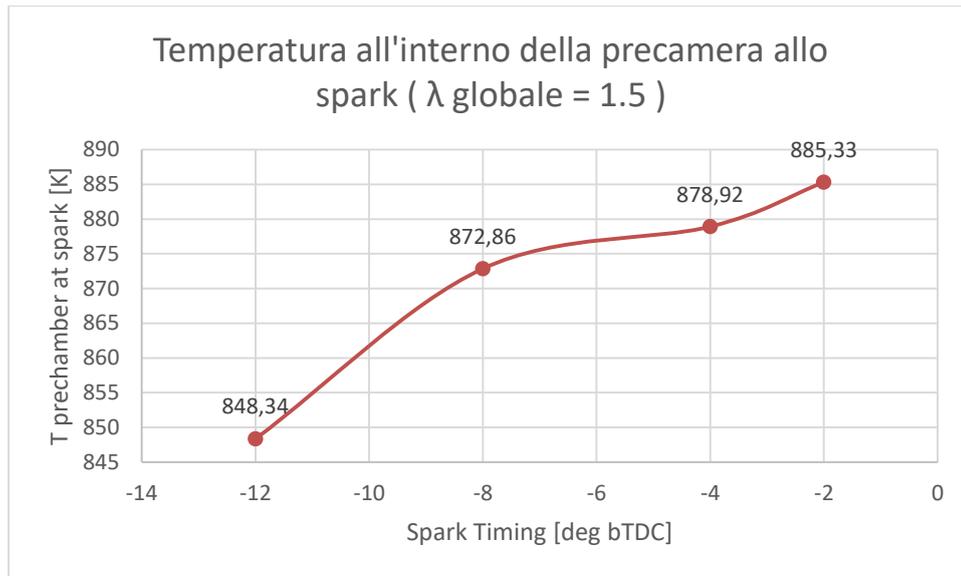


Figura 49: Temperatura in precamera al momento dell'accensione - casi a lambda globale costante

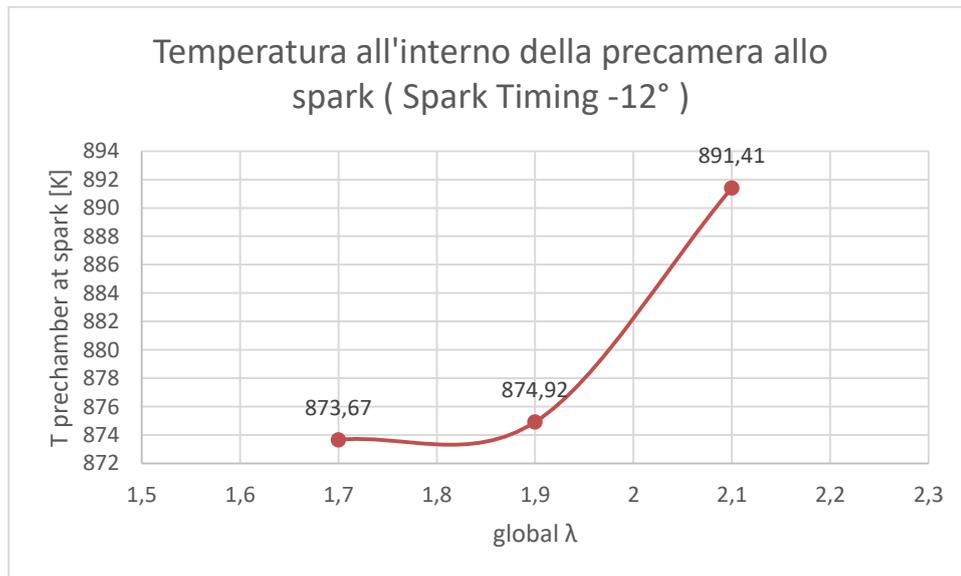


Figura 50: Temperatura in precamera al momento dell'accensione - casi a spark timing costante

Le condizioni locali all'interno della precamera possono essere considerate responsabili del comportamento del processo di combustione nelle prime fasi; le figure 42, 44 e 46 mostrano l'effetto della fasatura dell'accensione sulle condizioni locali di dosatura, pressione e temperatura. Al ritardare dell'accensione in precamera si registrano valori di pressione e temperatura sempre più elevati, mentre il rapporto tra aria e combustibile si discosta sempre di

più dal valore stechiometrico spostandosi verso dosature magre a causa del continuo ingresso di miscela all'interno della precamera.

Le figure 43, 45 e 47 invece mostrano l'effetto della variazione della dosatura globale sulle condizioni locali di dosatura, pressione e temperatura in precamera. Utilizzando delle dosature globali sempre più magre si vede come sia la pressione che la temperatura raggiungono valori via via crescenti, in quanto entrerà sempre più aria all'interno del volume della precamera; la dosatura globale ha un effetto diretto su quella locale poiché durante la fase di compressione parte della miscela presente nella camera principale viene spinta all'interno della precamera, contribuendo in questo modo all'aumento del rapporto aria-combustibile locale.

Conoscendo dunque i valori di dosatura locale all'interno della precamera è stato possibile effettuare una ottimizzazione sulla quantità di combustibile iniettato in precamera e la durata dell'iniezione, in modo tale da rispettare il valore di dosatura  $\lambda$  locale e la pressione massima raggiunta all'interno del cilindro. I risultati dell'ottimizzazione sono mostrati di seguito:

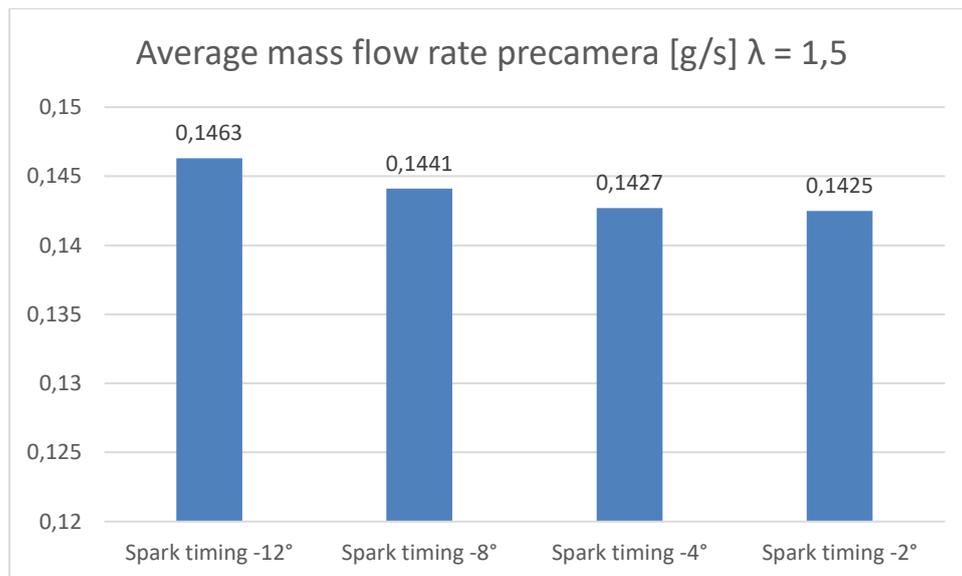


Figura 51: Grafico average mass flow rate iniettore precamera lambda 1,5

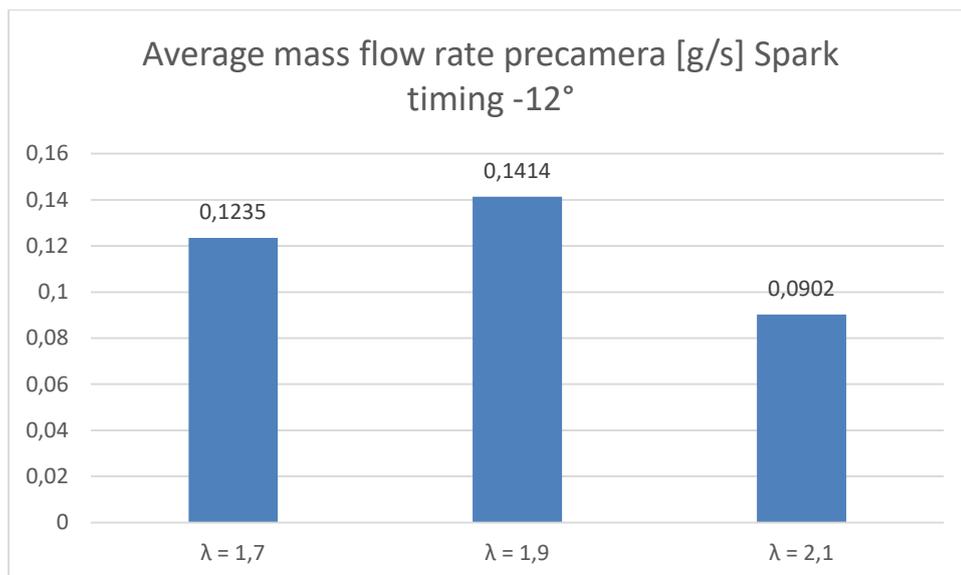


Figura 52: Grafico average mass flow rate iniettore precamera spark timing -12

Tabella 12: Durate di iniezione iniettore precamera casi a lambda costante

Caso ( $\lambda = 1.5$ )	Durata iniezione [ms]
Spark timing -12°	4,034
Spark timing -8°	4,323
Spark timing -4°	4,653
Spark timing -2°	4,812

Tabella 13: Durate iniezione iniettore precamera casi a spark timing costante

Caso ( Spark timing -12° )	Durata iniezione [ms]
$\lambda = 1.7$	3,952
$\lambda = 1.9$	3,965
$\lambda = 2.1$	3,356

Di seguito sono anche mostrati i grafici di portata istantanea dell'iniettore posto nella precamera:

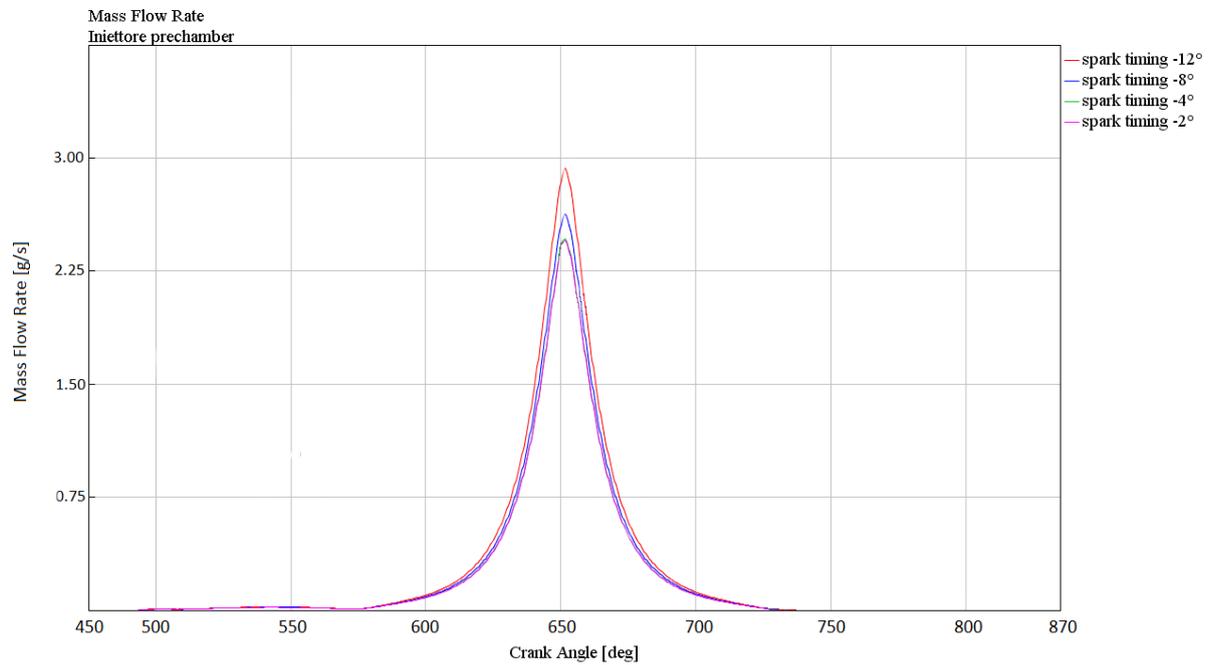


Figura 53: Mass flow rate iniettore precamera casi a lambda costante

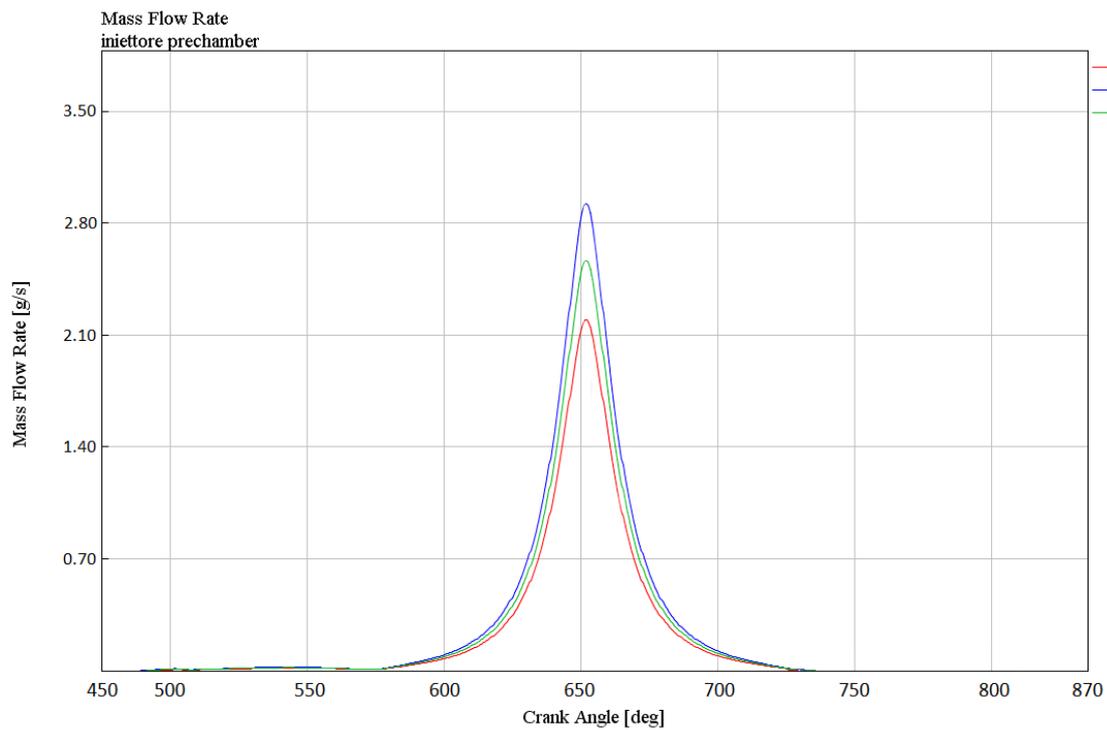


Figura 54: Mass flow rate iniettore precamera casi a spark timing costante

## 6. Risultati Three Pressure Analysis

Una volta ottimizzati tutti i parametri che hanno un'influenza concreta sulla misurazione del ciclo di pressione, la TPA è stata eseguita per ogni singolo punto motore. L'analisi dei risultati ottenuti è stata condotta prestando particolare attenzione alla qualità della sovrapposizione fra i cicli di pressione sperimentali e quelli invece ottenuti dalla simulazione, questo perché qualitativamente una differenza macroscopica tra i due andamenti sarebbe sintomo di una non corretta simulazione.

### 6.1 Risultati casi a dosatura costante ( $\lambda = 1.5$ )

Di seguito sono mostrati i confronti tra i cicli di pressione sperimentali e i cicli di pressione ottenuti tramite TPA, per i casi a dosatura  $\lambda$  costante:

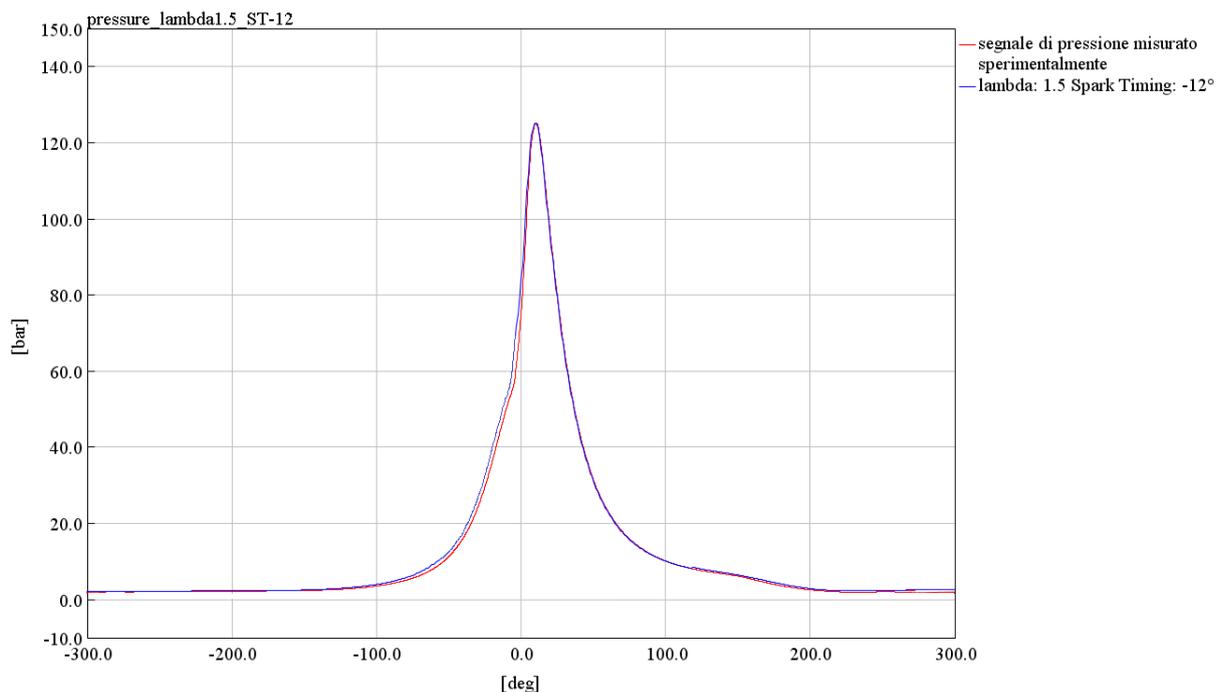


Figura 55: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, spark timing  $-12^\circ$

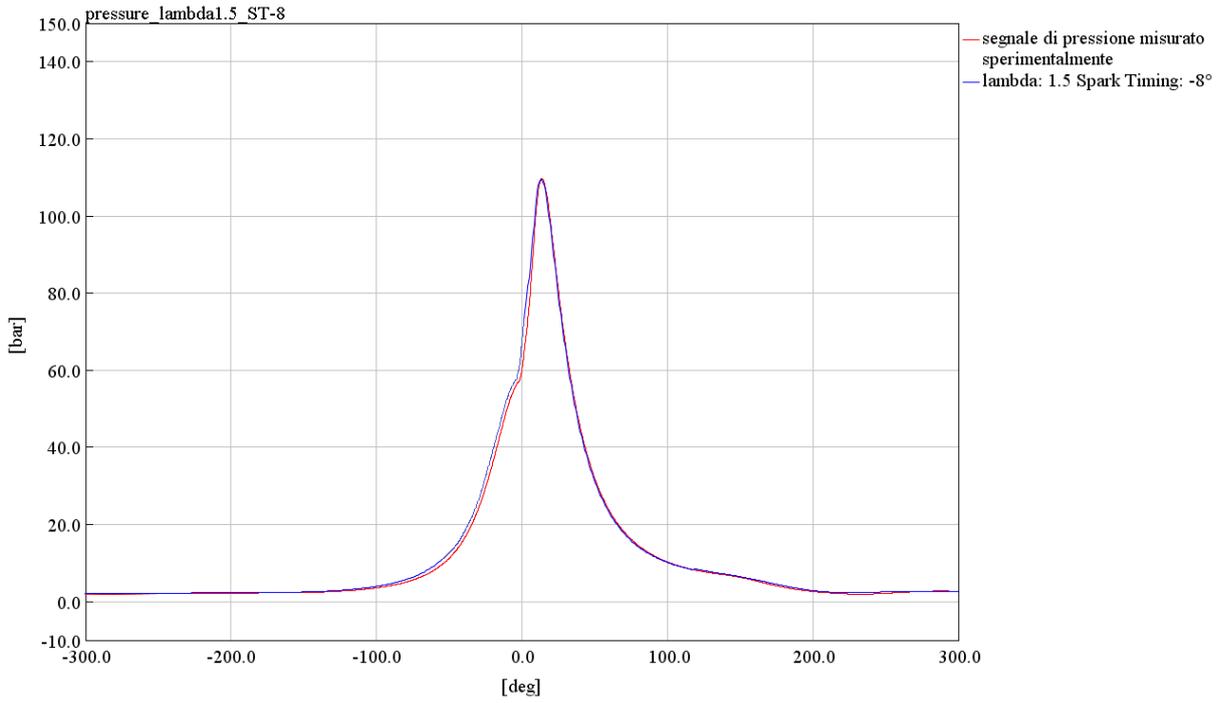


Figura 56: Confronto ciclo di pressione sperimentalmente - TPA, spark timing  $-8^\circ$

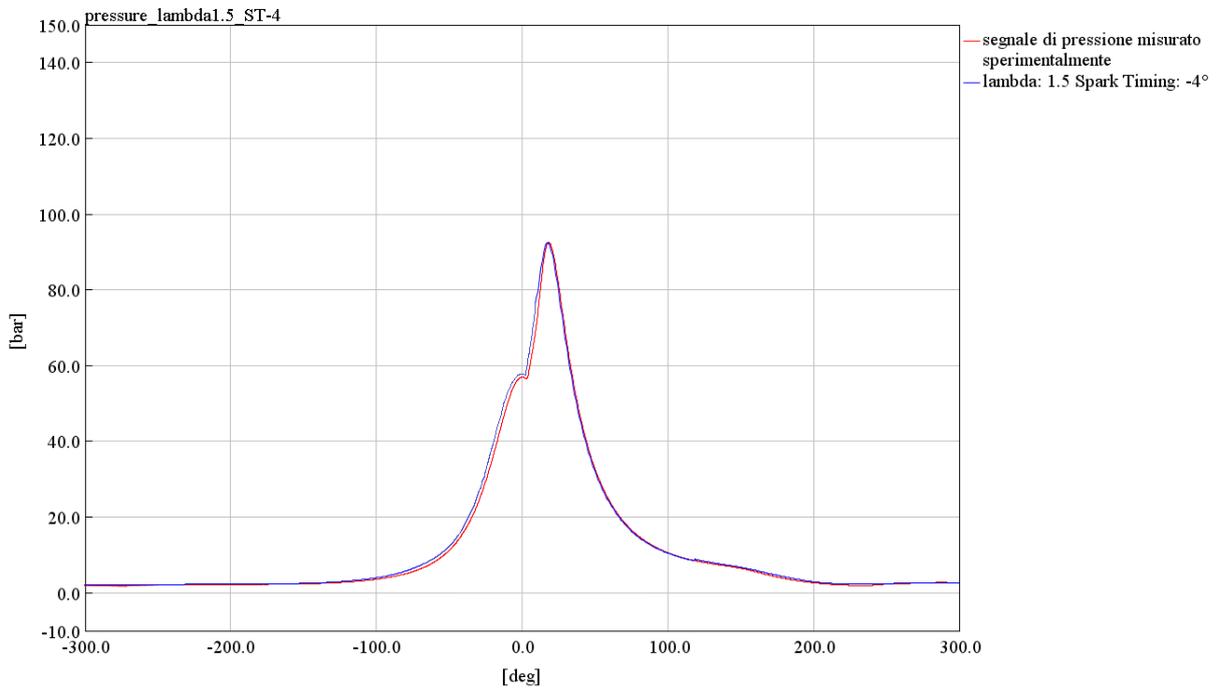


Figura 57: Confronto ciclo di pressione sperimentalmente - TPA, spark timing  $-4^\circ$

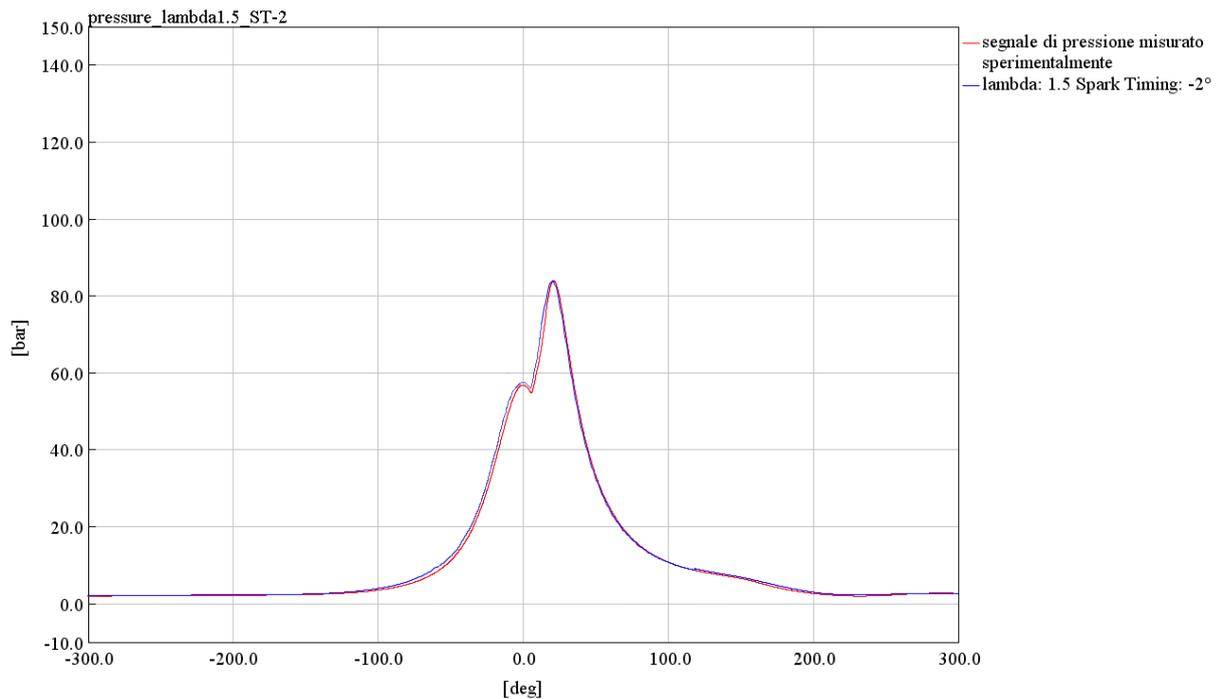


Figura 58: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, spark timing -2°

Il profilo di pressione generato dalla TPA presenta una discreta sovrapposizione con il profilo ricavato sperimentalmente, soprattutto nelle zone in cui si registra il picco di pressione. Nella seguente tabella sono specificati i picchi di pressione raggiunti con il corrispondente angolo di manovella:

Tabella 14: Confronto pressione massima tra cicli sperimentali e TPA, casi a lambda costante 1.5

Caso	Picco di pressione sperimentale [bar]	Picco di pressione TPA [bar]	Errore percentuale in valore assoluto	Angolo di manovella a p max sperimentale [deg aTDC]	Angolo di manovella a p max TPA [deg aTDC]	Errore percentuale in valore assoluto
ST = -12°	125,24	125,13	0,088 %	10,6°	9,8°	7,5 %
ST = -8°	109,66	109,53	0,119 %	13,8°	13°	5,8 %
ST = -4°	92,48	92,47	0,011 %	18,4°	17,8°	3,3 %
ST = -2°	83,97	83,85	0,143 %	21°	20,2°	3,8 %

Come si può notare gli errori risultano abbondantemente accettabili per quanto riguarda il picco di pressione raggiunta all'interno del cilindro, così come per l'angolo di manovella associato a questo valore che presenta errori percentuali inferiori al 10 %.

La zona dove i due profili di pressione sembrano essere meno sovrapponibili è quella corrispondente alla fase di compressione, dove, in tutti e 4 i casi a dosatura  $\lambda$  costante, la curva di pressione ricavata tramite TPA sta su valori di pressione costantemente superiori a quelli registrati nel ciclo sperimentale. Questo è dovuto all'errore sulla misura della portata d'aria immessa nel cilindro ad ogni ciclo; se infatti andiamo a vedere il confronto tra la portata d'aria sperimentale e quella invece ottenuta dalla TPA noteremo una differenza sostanziale:

Tabella 15: Confronto portata d'aria tra cicli sperimentali e TPA, casi a lambda costante 1.5

Caso	Portata d'aria sperimentale [g/s]	Portata d'aria TPA [g/s]	Errore percentuale in valore assoluto
ST = -12°	50,86	58,51	15,04 %
ST = -8°	50,64	56,81	12,18 %
ST = -4°	51,28	57,13	11,41 %
ST = -2°	51,26	57,06	11,31 %

L'errore sulla misurazione della portata d'aria è evidente anche nel controllo che il software esegue durante la three pressure analysis.

**cylinder pressure analysys - Lambda = 1.5**

**Pressure Parameters**

	spark timing -12°	spark timing -8°	spark timing -4°	spark timing -2°
Object Name	Main-chamber	Main-chamber	Main-chamber	Main-chamber
Engine Speed [RPM]	1500	1500	1500	1500
Consistency Check	E,2	E,2	E,2	E,2

Figura 59: Cylinder pressure analysis - parametri di pressione

Il "consistency check" di GT-Power evidenzia un errore denominato E2, ovvero un errore sulla misura della pressione all'IVC (intake valve closure); se la pressione del ciclo simulato in questo punto supera di 0,5 bar la pressione sperimentale il software genera un segnale di errore.

Un altro tipo di controllo effettuato da GT-Power riguarda il contenuto energetico disponibile per la combustione. GT-Power, tramite un moltiplicatore, aggiusta il valore del potere

calorifico inferiore del combustibile per ricercare la soluzione ottimale; qualora il moltiplicatore dovesse raggiungere valori superiori al 5% rispetto all'unità il sistema darà un errore:

**cylinder pressure analysys - Lambda = 1.5**

**Fuel Energy and Adjustments**

	spark timing -12°	spark timing -8°	spark timing -4°	spark timing -2°
Object Name	Main-chamber	Main-chamber	Main-chamber	Main-chamber
Consistency Check	OK	OK	OK	E,12
Fuel Energy (LHV) Mult. (1)	0.989	1.024	1.046	1.059

Figura 60: Cylinder pressure analysis - parametri energetici

Si nota che l'unico caso che genera un errore è quello con un anticipo di accensione pari a -2°, dove l'errore percentuale rispetto all'unità è del 5,9%.

Di seguito sono riportati gli andamenti dell'heat release rate, ovvero la curva di rilascio termico espressa in Joule/deg. E' un parametro che ci indica come avviene la combustione all'interno del cilindro e quanto veloce essa sia.

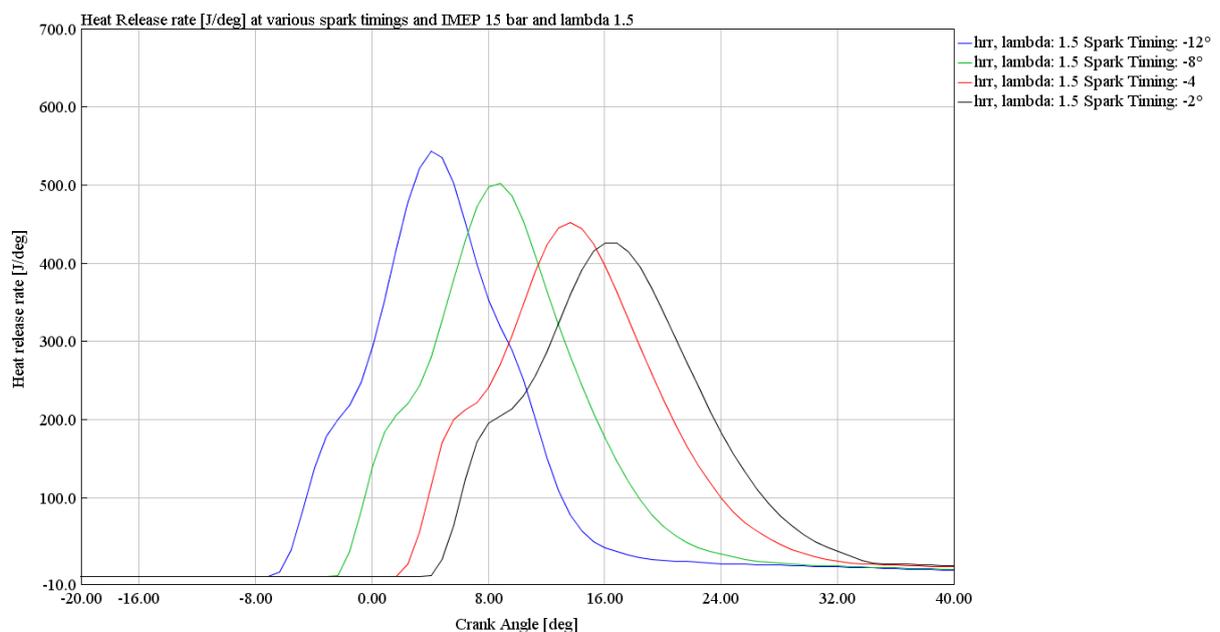


Figura 61: Heat Release Rate - Casi a lambda costante = 1.5

L'effetto del ritardo di accensione è quello di posticipare l'inizio della combustione e di prolungarne il processo verso la corsa di espansione. Inoltre, all'aumentare del ritardo di accensione il picco di heat release diminuisce influenzando la qualità della combustione.

Si può notare come il processo di combustione sia caratterizzato da 3 fasi distinte:

1. **Accensione e combustione nella precamera**, che corrisponde al primo tratto di salita della curva di heat release.
2. **Espulsione dei prodotti di combustione dalla precamera alla camera principale**, che corrisponde alla gobba che presentano tutte le curve prima di iniziare la fase di salita verso il picco.
3. **Combustione nella camera principale**, che corrisponde al restante tratto della curva.

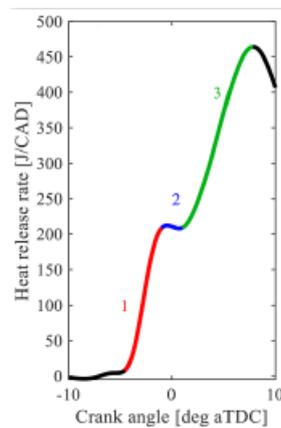


Figura 62: esempio andamento Heat Release Rate

L'andamento di HRR si basa sulla traccia di pressione all'interno del cilindro, quindi su fenomeni che avvengono in camera di combustione principale; nonostante ciò si può ipotizzare che lo sviluppo precoce e la forma del primo tratto della curva rappresentino i fenomeni di combustione che avvengono in precamera e l'interazione tra quest'ultima con la camera principale di combustione.

Per avere un metro di paragone per le curve di heat release rate ottenute dalla TPA è possibile servirsi di un confronto effettuato con le curve riportate nella documento di ricerca del CNR [1]; tale confronto riguarda principalmente le curve di HRR ma anche le curve di pressione.

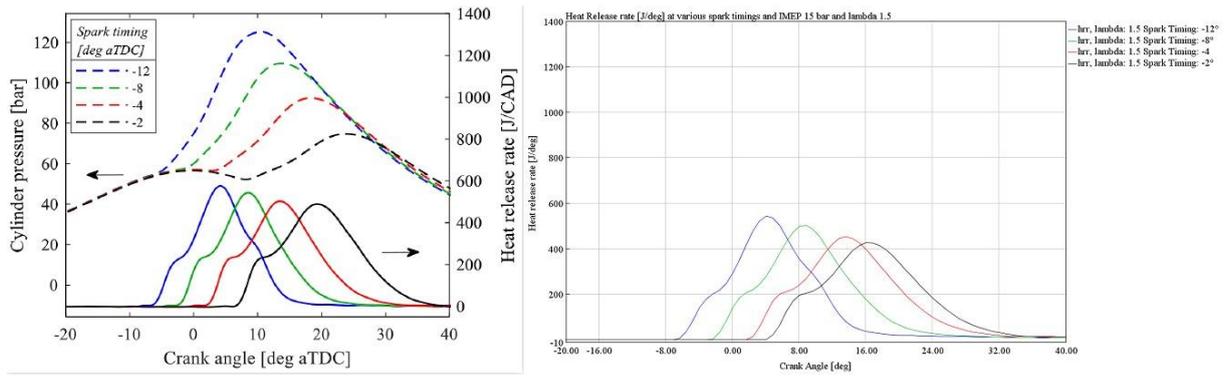


Figura 63: Confronto curve HRR – casi a  $\lambda = 1.5$

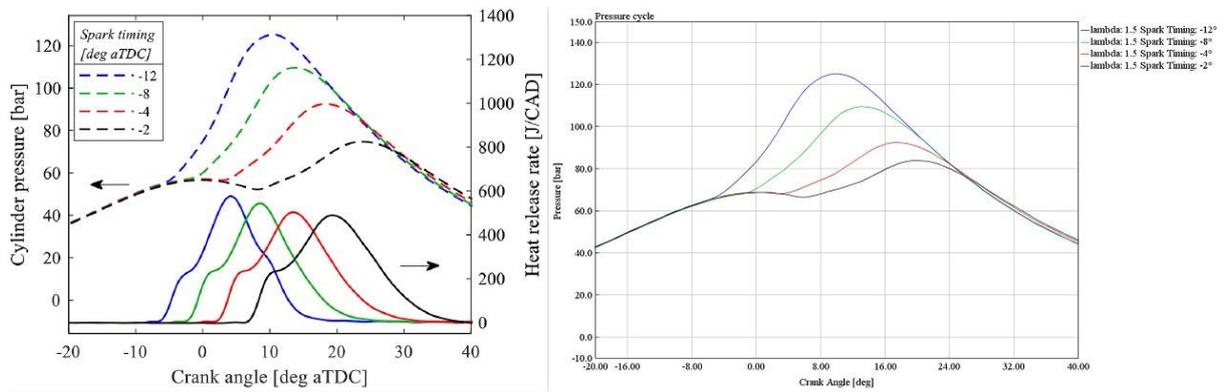


Figura 64: Confronto curve di pressione – casi a  $\lambda = 1.5$

## 6.2 Risultati casi a spark timing costante ( $ST = -12^\circ$ )

Come già fatto per i casi a  $\lambda$  costante, vengono mostrati i confronti tra i cicli di pressione sperimentali e i cicli di pressione ottenuti tramite TPA, per i casi ad anticipo di accensione costante:

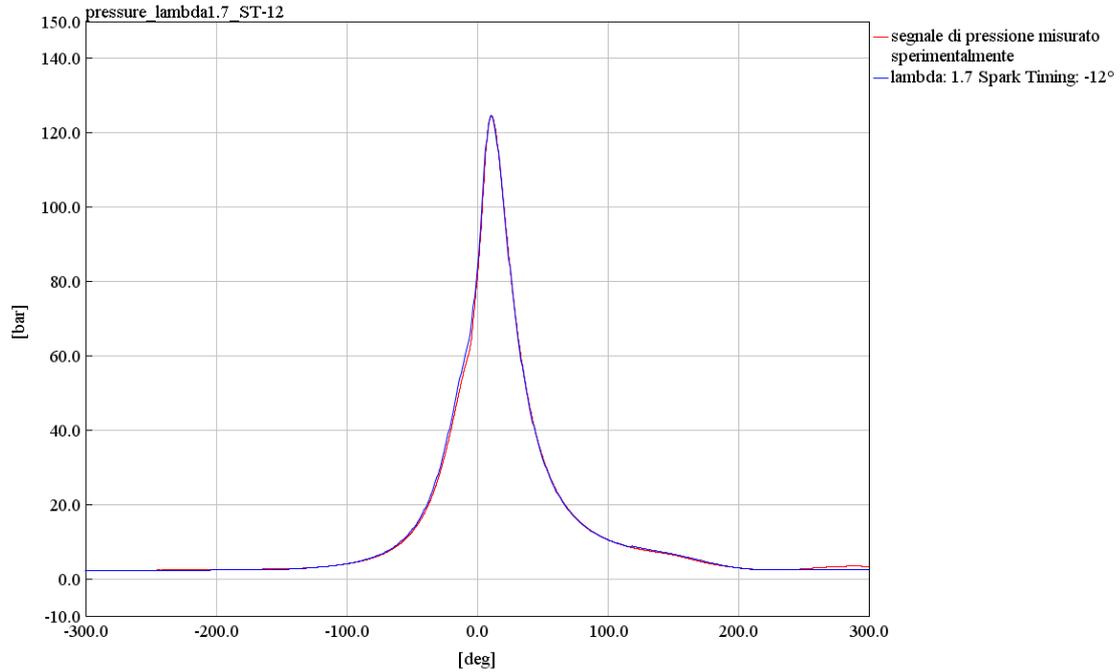


Figura 65: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, lambda 1.7

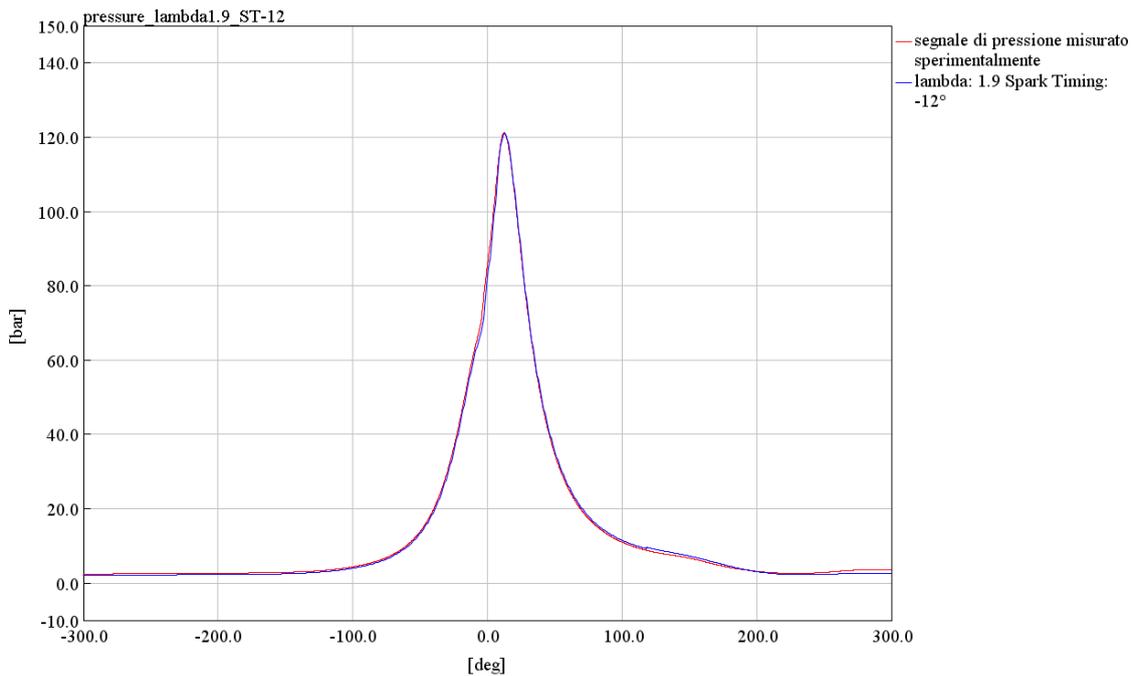


Figura 66: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, lambda 1.9

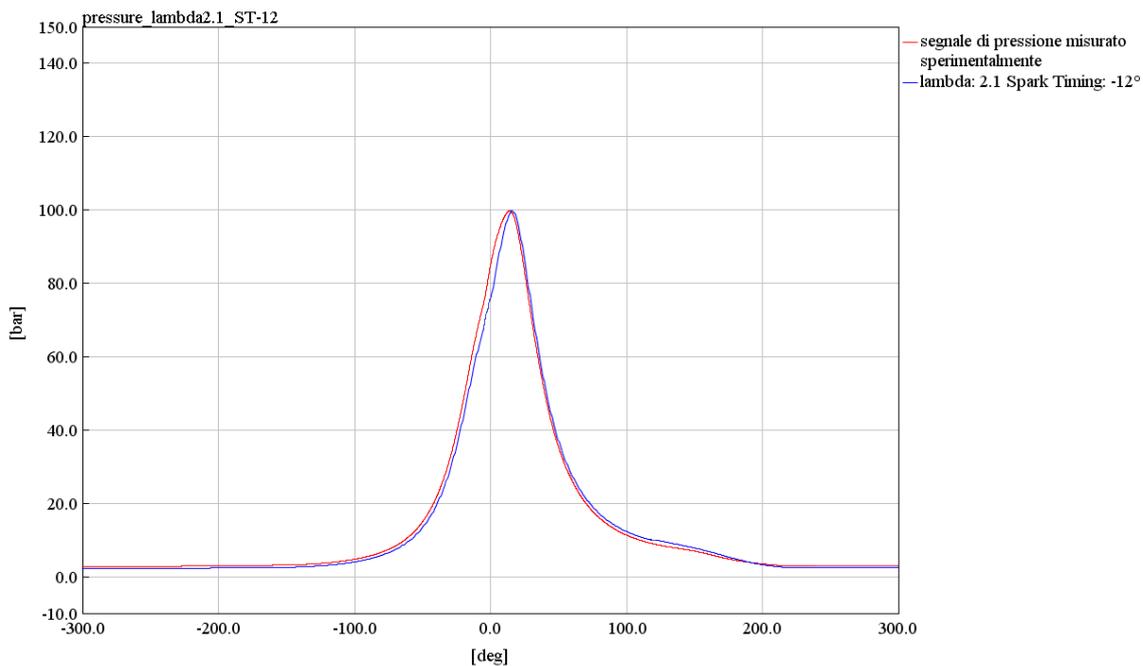


Figura 67: Confronto ciclo di pressione sperimentale - TPA, lambda 2.1

Il profilo di pressione generato dalla TPA presenta una discreta sovrapposizione con il profilo ricavato sperimentalmente, soprattutto nelle zone in cui si registra il picco di pressione. L'unico caso dove il profilo simulato si discosta in maniera più marcata da quello sperimentale è il caso con  $\lambda = 2,1$ . Nella seguente tabella sono specificati i picchi di pressione raggiunti con il corrispondente angolo di manovella:

Tabella 16: Confronto pressione massima tra cicli sperimentali e TPA, casi a spark timing costante -12°

Caso	Picco di pressione sperimentale [bar]	Picco di pressione TPA [bar]	Errore percentuale in valore assoluto	Angolo di manovella a p max sperimentale [deg aTDC]	Angolo di manovella a p max TPA [deg aTDC]	Errore percentuale in valore assoluto
$\lambda = 1.7$	124,6	124,59	0,008 %	10,8°	10,6°	1,85 %
$\lambda = 1.9$	121,09	121,07	0,017 %	12,4°	13°	4,84 %
$\lambda = 2.1$	99,75	99,74	0,010 %	14°	16,2°	15,71 %

Come si può notare gli errori risultano abbondantemente accettabili per quanto riguarda il picco di pressione raggiunta all'interno del cilindro, così come per l'angolo di manovella associato a questo valore; l'unico parametro che presenta un errore percentuale più

significativo è il valore dell'angolo di manovella associato al picco di pressione nel caso con dosatura  $\lambda$  pari a 2.1. Questo era anche il caso in cui il profilo di pressione generato con la TPA meno rispettava quello sperimentale; ciò potrebbe essere dovuto alla dosatura estremamente magra che porta ad avere in camera una combustione poco ripetibile con probabili fenomeni di misfire all'interno della carica.

Nella successiva tabella è riportato il confronto tra la portata d'aria sperimentale e quella invece ottenuta dalla TPA:

Tabella 17: Confronto portata d'aria tra cicli sperimentali e TPA, casi a spark timing costante  $-12^\circ$

Caso	Portata d'aria sperimentale [g/s]	Portata d'aria TPA [g/s]	Errore percentuale in valore assoluto
$\lambda = 1.7$	56,38	60,62	7,52 %
$\lambda = 1.9$	63,14	65,37	3,53 %
$\lambda = 2.1$	68,16	72,41	6,24 %

Di seguito invece sono riportati i risultati sintetici della cylinder pressure analysis:

cylinder pressure analysis - Spark timing = $-12^\circ$			
Pressure Parameters			
	lambda 1.7	lambda 1.9	lambda 2.1
Object Name	Main-chamber	Main-chamber	Main-chamber
Engine Speed [RPM]	1500	1500	1500
Consistency Check	E,2	OK	E,2

Figura 68: Cylinder pressure analysis - parametri di pressione

Il "consistency check" di GT-Power evidenzia per i casi con dosatura 1.7 e 2.1 un errore E2, ovvero un errore sulla misura della pressione all'IVC (intake valve closure), come già accaduto per i casi a dosatura costante. Per il caso con dosatura pari a 1.9 il software non segnala alcun errore di pressione all'IVC, questo perché l'errore sulla portata d'aria risulta inferiore rispetto agli altri casi.

Per quanto riguarda invece il controllo su LHV multiplier:

cylinder pressure analysys - Spark timing = -12°			
Fuel Energy and Adjustments			
	lambda 1.7	lambda 1.9	lambda 2.1
Object Name	Main-chamber	Main-chamber	Main-chamber
Consistency Check	OK	OK	E,12
Fuel Energy (LHV) Mult. (1)	1.016	0.995	1.061

Figura 69: Cylinder pressure analysis - parametri energetici

Si vede come l'unico caso che genera un errore è quello con una dosatura pari a 2.1, dove l'errore percentuale rispetto all'unità è del 6,1%.

Di seguito sono riportati gli andamenti dell'heat release rate, ovvero la curva di rilascio termico espressa in Joule/deg, per i casi ad anticipo di accensione costante:

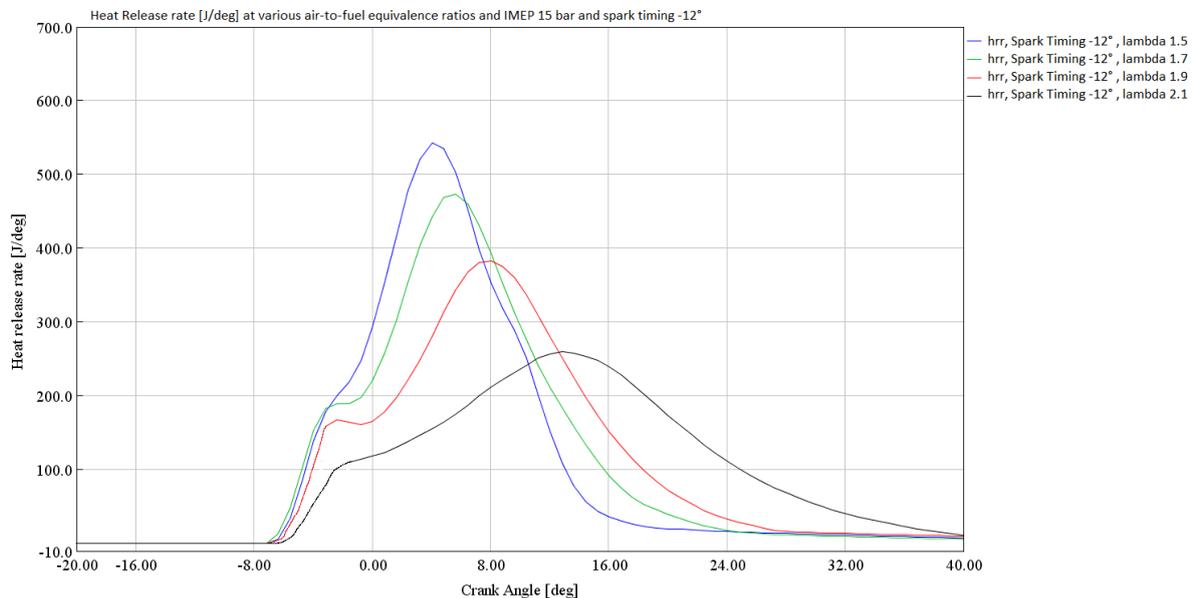


Figura 70: Heat Release Rate - Casi a spark timing costante = -12°

L'inizio della combustione è uguale per tutti i casi poiché la fasatura di accensione è costante, ma l'andamento dell'heat release rate in questo caso risulta più lento e raggiunge picchi significativamente più bassi via via che si rende la miscela sempre più magra.

Anche in questo caso, per avere un metro di paragone per le curve di heat release rate ottenute dalla TPA è possibile servirsi del confronto effettuato con le curve riportate nella documento di ricerca del CNR [1]:

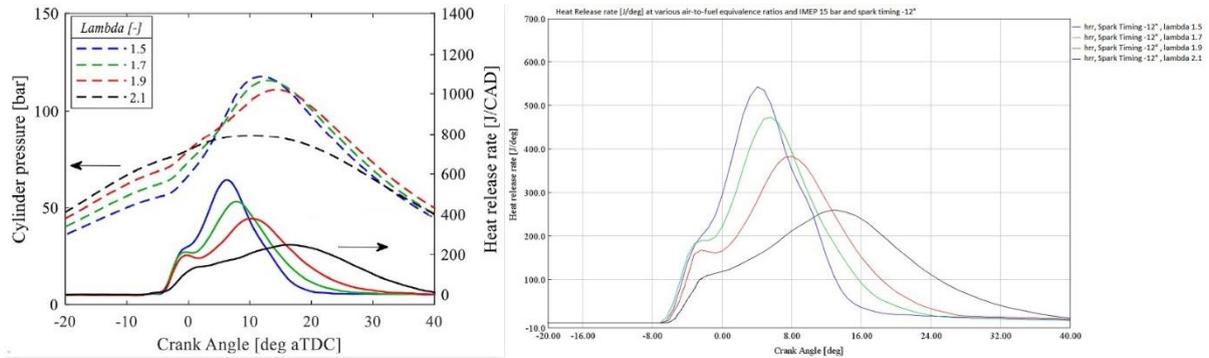


Figura 71: Confronto curve HRR - casi con spark timing =  $-12^\circ$

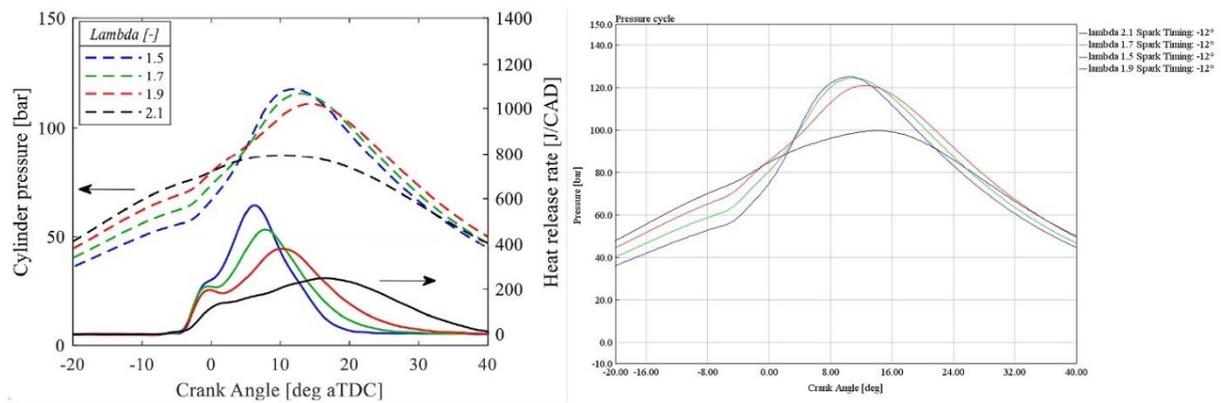


Figura 72: Confronto curve di pressione - casi con spark timing =  $-12^\circ$

### 6.3 Risultati CA 50

Un ulteriore confronto, tra i risultati generati dalla TPA e quelli sperimentali, si può effettuare andando ad esaminare l'angolo di manovella alla quale si registra una progressione del processo di combustione pari al 50%. Di seguito viene mostrato il confronto per entrambi i casi:

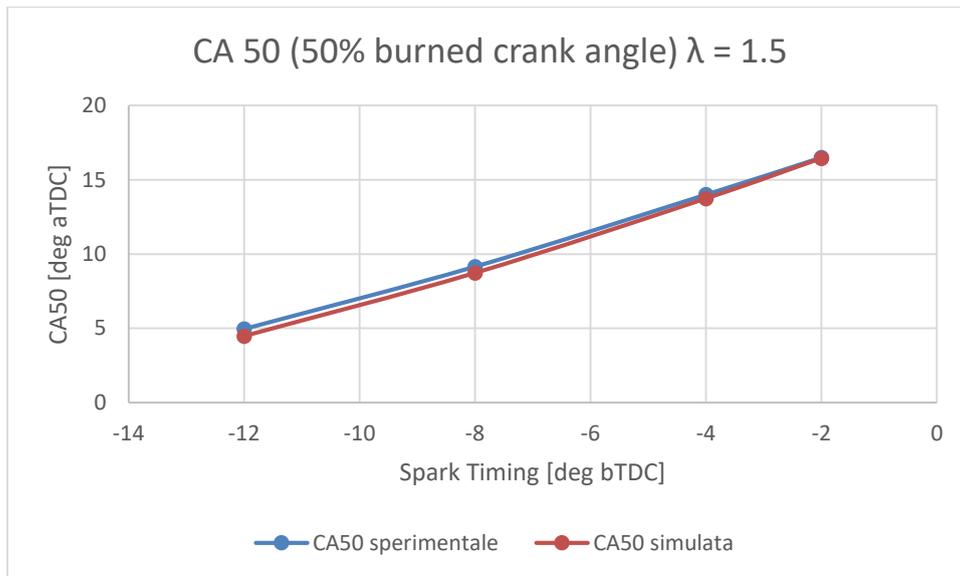


Figura 73: Confronto CA50 - casi a lambda costante = 1.5

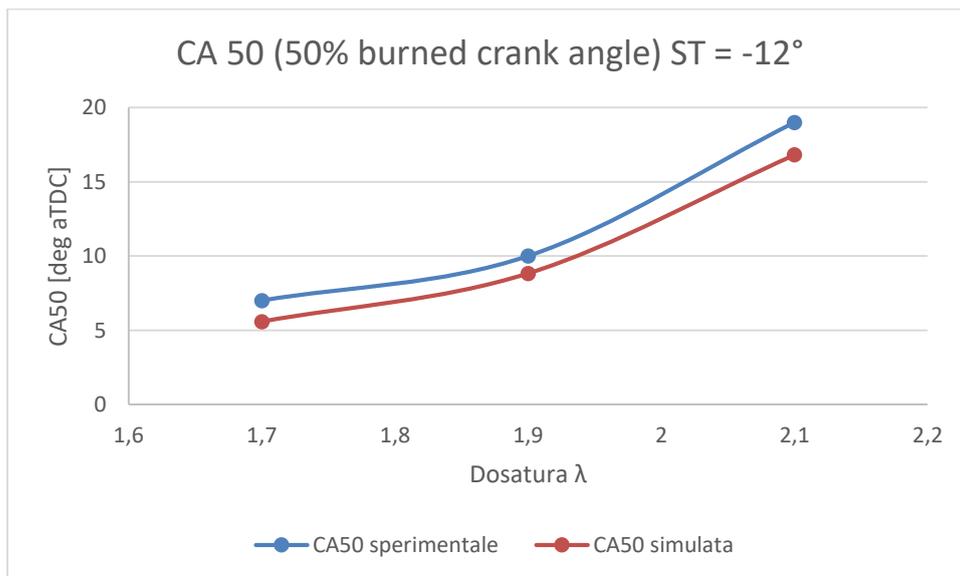


Figura 74: Confronto CA50 - casi a spark timing costante = -12°

Analizzando la figura 73, come già detto, l'effetto di posticipare l'accensione è quello di ritardare l'inizio del processo di combustione; dunque, come è chiaro dalla figura, il valore di CA 50 assume angoli via via maggiori all'aumentare del ritardo, spostando il processo di combustione sempre più la fase di espansione. Lo scarto tra la curva ottenuta tramite TPA e la curva sperimentale risulta minimo, a conferma di un discreto set di risultati.

Prendendo invece in esame la figura 74 notiamo come utilizzare miscele via via più magre porti ad un allungamento del processo di combustione e a valori di CA 50 crescenti. Più è magra la miscela e più il centro della combustione viene spostato verso la corsa di espansione; questo comportamento coincide con un degrado della qualità della combustione, che raggiungerà, come visto, picchi di HRR inferiori.

Si nota inoltre come la variazione della dosatura incide maggiormente sul parametro CA 50, in quanto la curva a spark timing costante risulta più inclinata rispetto a quella a dosatura costante.

#### 6.4 Effetti della dosatura e dell'anticipo di accensione sulle emissioni

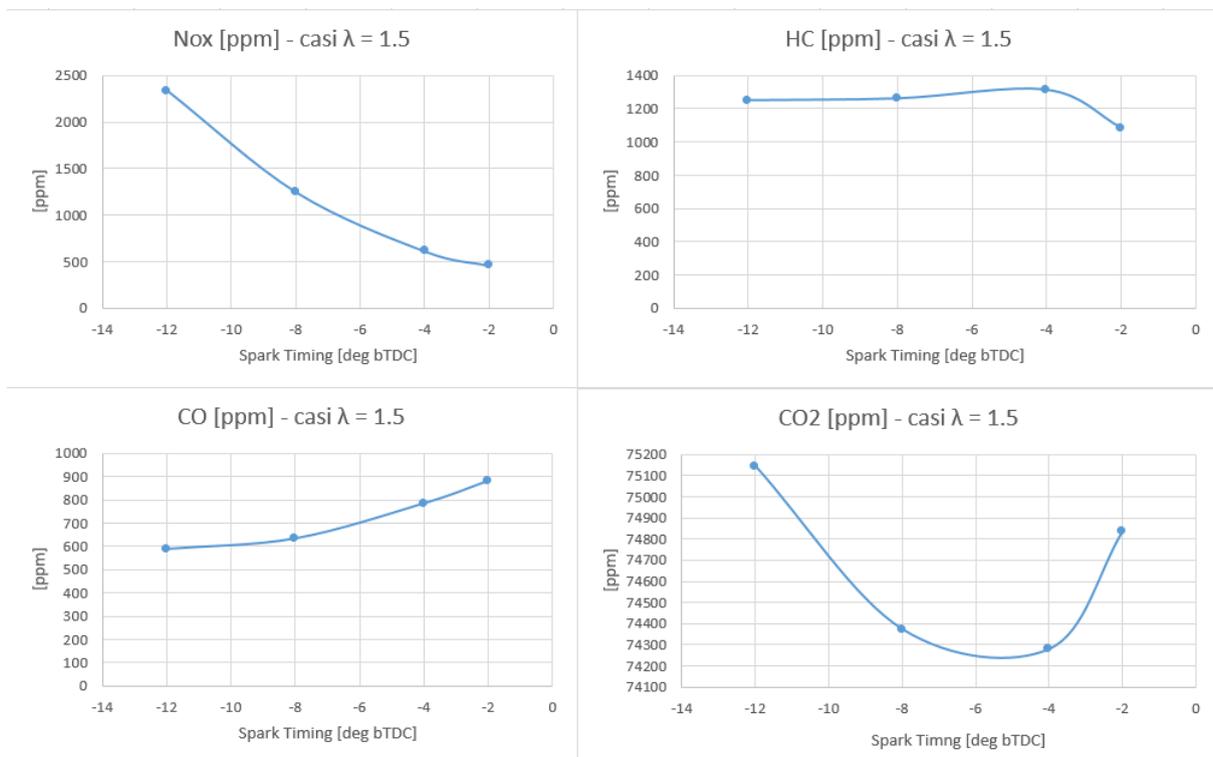


Figura 75: Emissioni di inquinanti - casi a lambda costante = 1.5

Analizzando questi grafici a dosatura costante si nota come il monossido di carbonio (CO) e gli idrocarburi incombusti (HC) risultano relativamente poco sensibili alla variazione dell'anticipo di accensione; la stessa cosa non si può dire degli  $\text{NO}_x$  dove si nota come all'aumentare dell'anticipo di accensione cresca il valore di ossidi di azoto emessi dal motore. Questo perché per valori anticipati di accensione in camera si raggiungeranno picchi di pressione e temperatura maggiori che facilitano la formazione di questa specie di inquinanti.

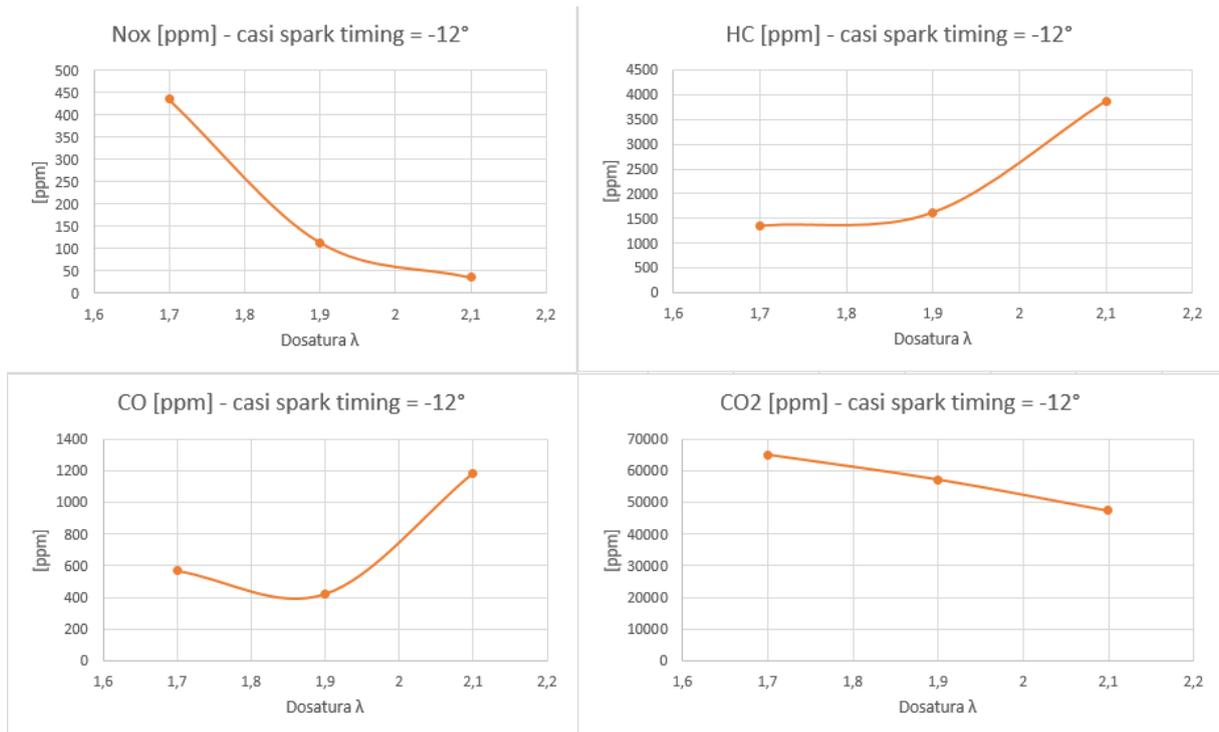


Figura 76: Emissioni di inquinanti - casi a spark timing costante = -12°

Analizzando invece i casi con anticipo di accensione costante si nota come per dosature sempre più magre si hanno sempre più idrocarburi incombusti HC allo scarico; questo perché avere miscele più magre significa avere più probabilità di incorrere in una combustione incompleta a causa della lenta propagazione del fronte di fiamma, che a sua volta può portare a fenomeni di misfire. Per quanto riguarda invece gli  $\text{NO}_x$  si registrano valori maggiori per dosature meno magre, in quanto in camera si raggiungeranno valori di pressione e temperatura più elevati. La presenza di elevate concentrazioni di CO nel campo di miscele molto magre è probabilmente imputabile sia a fenomeni di dissociazione sia all'ossidazione tardiva di alcuni degli idrocarburi incombusti che sono rimasti intrappolati durante le prime fasi di combustione.



## Conclusioni

In questo lavoro è stata studiata e modellata la combustione di un motore alimentato a gas naturale con precamera per applicazioni heavy duty. Per verificare la fattibilità di tale modello di combustione sono stati analizzati diversi punti motore a differente rapporto aria-combustibile e per differenti valore di anticipo di accensione. Particolare cura è stata dedicata alla calibrazione del motore al fine di eseguire la Three pressure analysis all'interno del cilindro.

E' stato dimostrato che sia la dosatura  $\lambda$  che l'anticipo di accensione hanno effetti significativi sull'evoluzione del processo di combustione. Lavorando con dosature via via più magre si allunga la durata della combustione, diminuisce la pressione all'interno del cilindro e si abbassano i picchi dell'heat release rate; operando invece con anticipi di accensione via via maggiori avremo una combustione più corta con maggiori picchi sia di pressione che di heat release rate.

Le condizioni locali della precamera al momento della scintilla hanno un effetto ed influenzano la velocità con cui viene rilasciato il calore all'interno della camera.

Le emissioni degli inquinanti mostrano un comportamento diverso rispetto ai parametri di controllo. Miscele più magre provocano un calo di formazione di  $\text{NO}_x$  mentre provocano l'innalzamento della quantità di CO e HC incombusti.

La Three pressure analysis è stata capace di predire in maniera abbastanza accurata il processo di combustione, e tutti i parametri che vengono influenzati da essa. Dai confronti effettuati per i cicli di pressione e le curve di heat release rate si vede la calibrazione abbia portato a dei risultati conformi con i risultati registrati sperimentalmente.

## Bibliografia

1. Onofrio, G., Li, C., Garcia Valladolid, P., De La Morena, J. et al., "Experimental and Numerical Assessment of Active Pre-chamber Ignition in Heavy Duty Natural Gas Stationary Engine," SAE Technical Paper 2020-01-0819, 2020, doi:10.4271/2020-01-0819.
2. Toulson, E., Schock, H.J., and Attard, W.P., "A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems," SAE Technical Paper 2010-01-2263, 2010, doi:https://doi.org/10.4271/2010-01-2263.
3. Liao, S.Y., Jiang, D.M., Cheng, Q., "Determination of laminar burning velocities for natural gas"
4. Eilts, P. and Klare, L., "Investigations on the Determination of the Service Methane Number of LNG," SAE Technical Paper 2018-01-1143, 2018, doi:10.4271/2018-01-1143.
5. Tolou, S., Schock, H., "Experiments and modeling of a dual-mode, turbulent jet ignition engine"
6. Song, R., Gentz, G., Zhu, G., Toulson, E., Schock, H., "A control-oriented model of turbulent jet ignition combustion in a rapid compression machine"
7. Bozza, F., De Bellis, V., Tufano, D., Malfi, E. et al., "A Quasi-Dimensional Model of Pre-Chamber Spark-Ignition Engines," SAE Technical Paper 2019-01-0470, 2019, doi:10.4271/2019-01-0470.
8. Gouldin, F.C., "An application of fractals to modeling premixed turbulent flames"
9. North, G.L., Santavicca, D.A., "The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames"
10. Mastorakos, E., Allison, P., Giusti, A., De Oliveira, P. et al., "Fundamental Aspects of Jet Ignition for Natural Gas Engines," *SAE Int. J. Engines* 10(5):2017, doi:10.4271/2017-24-0097.
11. Amirante, R., Distaso, E., Tamburrano, P., Reitz, R., "Laminar flame speed correlations for methane, ethane, propane and their mixtures, and natural gas and gasoline for spark-ignition engine simulations"
12. Bozza, F., Teodosio, L., De Bellis, V., Fontanesi, S. et al., "Refinement of a 0D Turbulence Model to Predict Tumble and Turbulent Intensity in SI Engines. Part II: Model Concept, Validation and Discussion," SAE Technical Paper 2018-01-0856, 2018, doi:10.4271/2018-01-0856.

13. De Bellis, V., Bozza, F., Fontanesi, S., Severi, E. et al., "Development of a Phenomenological Turbulence Model through a Hierarchical 1D/3D Approach Applied to a VVA Turbocharged Engine," *SAE Int. J. Engines* 9(1):2016, doi:10.4271/2016-01-0545.
14. Fogla, N., Bybee, M., Mirzaeian, M., Millo, F. et al., "Development of a K-k- $\epsilon$  Phenomenological Model to Predict In- Cylinder Turbulence," *SAE Int. J. Engines* 10(2):2017, doi:10.4271/2017-01-0542.