

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

## Analisi sperimentale e numerica di un motore monocilindrico con sistema Passivo *Turbulent Jet Ignition* (TJI)

Relatori

Prof. Federico MILLO

Candidato

Alberto ZINGARELLI

Anno Accademico 2020/21



IMPORTANT NOTICE: This report contains some information which is not intended for publication. All the rights on the thesis, including the distribution through electronic media, are held by POWERTECH ENGINEERING SRL. The content of this work cannot be published or transmitted to third parties without an explicit written authorization from POWERTECH ENGINEERING SRL, for 5 years from the date of submission. After this period, the authorization is no longer compulsory.

AVVISO: Questo lavoro contiene informazioni riservate. È proibito divulgare l'opera o parti di essa senza il consenso scritto da parte di POWERTECH ENGINEERING SRL per un periodo di 5 anni dalla data della discussione della tesi. Trascorso questo periodo l'autorizzazione da parte di POWERTECH ENGINEERING SRL non è piu' necessaria.





# Abstract

In the framework of increasing demand for more sustainable mobility, where fuel consumption reduction is a key driver for the development of innovative Internal Combustion Engines (ICE), Turbulent Jet Ignition (TJI) represents one of the most promising solutions to improve thermal efficiency. However, details concerning turbulent jet assisted combustion are still to be fully captured and therefore the design and the calibration of efficient TJI systems require the support of reliable simulation tools that can provide additional information not accessible through experiments. To this aim, an experimental investigation combined with a 3D/CFD study was conducted to analyze combustion characteristics in a single-cylinder spark-ignition (SI) equipped with a TJI system. Firstly, in order to perform the post-processing of experimental data, a 1D/CFD analysis was conducted. After that, once the numerical model was realized, the 3D/CFD analysis was performed. In particular, a sensitivity analysis on the relative air-to-fuel ratio (stoichiometric and  $\lambda = 1,4$ , at 3000 *rpm*) was investigated in order to highlight and to compare the flame propagation inside the Pre-Chamber and the turbulent jets penetration phase inside the Main-Chamber. Finally, maintaining the same relative air-to-fuel ratio, the Pre-Chamber scavenging phase at 3000 *rpm* and 4000 *rpm* was compared. The results show, as expected, that the enleanment of the mixture heavily impacts on the early development phase of the combustion process, thus resulting in a significantly slower flame propagation in the pre-chamber and in a more pronounced uneven turbulent jet penetration in the main chamber. However, once the jets penetrate into the main chamber, the combustion process shows limited sensitivity to air/fuel ratio, suggesting the predominant role of turbulence.

# Sommario

In un contesto in cui si richiede una mobilità sempre più sostenibile, dove la riduzione del consumo di carburante gioca un ruolo chiave per lo sviluppo di motori a combustione interna innovativi, il sistema *Turbulent Jet Ignition* (TJI) rappresenta una delle soluzioni più promettenti per il miglioramento dell'efficienza termica del motore. Tuttavia, diversi dettagli relativi a questa tipologia di combustione, caratterizzata dalla presenza di getti turbolenti, devono ancora essere del tutto compresi ed inoltre la progettazione e la calibrazione di sistemi TJI efficienti richiede il supporto di strumenti di simulazione affidabili, che permettono di fornire informazioni aggiuntive non accessibili attraverso un approccio del tutto sperimentale. A tal scopo, l'analisi sperimentale è stata combinata con uno studio 3D/CFD con l'obiettivo di andare ad analizzare le caratteristiche della combustione all'interno di un motore monocilindrico (SI) equipaggiato con un sistema TJI. Inizialmente, al fine di andare ad eseguire il post-processing dei dati sperimentali, è stata eseguita un'analisi 1D/CFD. In seguito, una volta realizzato il modello numerico, è stata condotta l'analisi 3D/CFD. In particolare, mantenendo il regime di rotazione costante (3000 *rpm*) e variando la dosatura della miscela (da stechiometrica a  $\lambda = 1,4$ ) si è andato a confrontare la fase di propagazione della fiamma all'interno della Pre-Camera e la fase di penetrazione dei getti all'interno della camera principale. Infine, mantenendo la dosatura costante (stechiometrica) è stata confrontata la fase di lavaggio della Pre-Camera relativa ai casi a 3000 *rpm* e 4000 *rpm*. I risultati mostrano, come previsto, la forte influenza dell'impoverimento della miscela sulla fase iniziale del processo di combustione, con il conseguente rallentamento della fase di propagazione della fiamma all'interno della Pre-Camera, ed una formazione più irregolare dei getti turbolenti all'interno della camera principale. Tuttavia, una volta che i getti penetrano all'interno della camera principale, la fase di combustione mostra una dipendenza minima dalla dosatura della miscela, sinonimo di un ruolo predominante della turbolenza.

# Indice

<b>Elenco delle tabelle</b>	VIII
<b>Elenco delle figure</b>	IX
<b>Acronimi</b>	XV
<b>1 Introduzione</b>	1
1.1 Mercato Automobilistico attuale e proiezioni future . . . . .	1
1.2 Emissione inquinanti . . . . .	2
1.3 Sviluppo Tecnologico . . . . .	5
1.4 Scopo del lavoro . . . . .	6
<b>2 Tecnologia Jet Ignition</b>	8
2.1 Tecnologie <i>lean burn</i> . . . . .	8
2.2 Prime applicazioni di Pre-Camera di combustione . . . . .	10
2.2.1 Auxiliary Pre-Chamber Fueling . . . . .	10
2.2.2 No Auxiliary Pre-Chamber Fueling . . . . .	11
2.3 Sistemi Jet-Ignition . . . . .	12
2.3.1 Turbulent Jet Ignition - TJI . . . . .	16
<b>3 Metodologia</b>	21
3.1 Setup Sperimentale . . . . .	21
3.2 Dati sperimentali . . . . .	23
3.3 Analisi 1D . . . . .	30
3.3.1 Modello 1D . . . . .	32
3.3.2 Risultati . . . . .	35
3.4 Modello 3D/CFD . . . . .	39
3.4.1 Preparazione superficie . . . . .	39
3.4.2 Case-setup . . . . .	40

<b>4</b>	<b>Risultati</b>	<b>47</b>
4.1	3000 <i>rpm</i> / $\lambda = 1$ . . . . .	47
4.1.1	Cold Flow . . . . .	47
4.1.2	Combustione . . . . .	57
4.2	3000 <i>rpm</i> / $\lambda = 1,4$ . . . . .	69
4.2.1	Cold Flow . . . . .	69
4.2.2	Combustione . . . . .	70
4.3	3000 <i>rpm</i> vs 4000 <i>rpm</i> . . . . .	81
<b>5</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>84</b>
<b>A</b>	<b>Metodo SPINDT</b>	<b>86</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>89</b>

# Elenco delle tabelle

1.1	Panoramica di tecnologie avanzate in ambito motoristico e le corrispondenti riduzioni di $CO_2$ potenziali [7]. . . . .	6
3.1	Caratteristiche geometriche del motore impiegato nell'attività sperimentale. . . . .	22
3.2	Caratteristiche principali dell'iniettore PFI. . . . .	22
3.3	Caratteristiche geometriche principali della pre-camera. . . . .	22
3.4	Casi sperimentali. . . . .	24
3.5	Confronto tra i valori di $\lambda$ nominali ed i valori di $\lambda$ ottenuti con il metodo SPINDT. . . . .	27
3.6	Valori di $CoV_{pmi}$ misurato, per ciascun caso sperimentale. . . . .	28
3.7	Impostazioni definite per il <i>Fixed embedding grid</i> . . . . .	42
3.8	Impostazione dell' <i>Adaptive Mesh Refinement</i> . . . . .	42
3.9	Composizione dei due blend (RON=95) ottenuti da Morgan [28]. . .	45
4.1	Risultati relativi al caso 3000 rpm / $\lambda = 1$ , figura 4.17. . . . .	61

# Elenco delle figure

1.1	Andamento percentuale dei veicoli passeggeri HEV e PHEV venduti [1]. . . . .	2
1.2	Andamento mondiale della quantità dei veicoli presenti su strada, suddivisi in categorie: (Giallo) AFV (Alternative Fuel Vehicles), (Blu) EVs (Electric Vehicles) (PHEVs+BEVs), (Arancione) ICE Vehicles (Internal Combustion Engine Vehicles) [1]. . . . .	3
1.3	Limiti europei di emissione per veicoli passeggeri a benzina e diesel.	3
1.4	Livelli di emissione media di $CO_2$ nel 2019, nella prima metà del 2020 ed il limite di $CO_2$ fissato per il 2021 [2]. . . . .	4
1.5	Restrizioni adottate in termini di limite di $CO_2$ media annua emessa per diversi paesi [6]. . . . .	5
2.1	Andamento dell'emissioni di $NO_x$ in funzione della dosatura della miscela, per motori SI,[8]. . . . .	9
2.2	Testa-motore del <i>3-Valve engine</i> , [10]. . . . .	11
2.3	Configurazione del <i>Turbulence Generating Pot cell</i> di Toyota, [11]. .	11
2.4	Combustore <i>Pulsed Jet</i> , [9]. . . . .	12
2.5	Sistema <i>HAI</i> installato su un motore CFR, [9]. . . . .	14
2.6	Rappresentazione schematica della BPI: (a) prima iniezione, (b) seconda iniezione, (c) riempimento della PC, (d) accensione e formazione di getti, [9]. . . . .	14
2.7	Rappresentazione schematica di un motore con sistema <i>HCCI</i> , [9]: (12) camera principale, (15) pistone, (20a,20b) Pre-Camere, (22a,22b) micro-valvole. . . . .	15
2.8	Sezione della testa di un motore dotato di sistema TJI. Nel dettaglio vengono rappresentati il <i>nozzle</i> e i fori di collegamento tra PC e camera principale, [17]. . . . .	17
2.9	Confronto sull'andamento della frazione in massa di diluenti <i>in-cylinder</i> tollerabili tra sistema SI e TJI , [17]. . . . .	18
2.10	Confronto sull'andamento dell'efficienza termica al variare di lambda tra sistema SI e TJI , [17]. . . . .	18

2.11	Confronto sull'andamento dell'emissione di inquinanti ( $HC$ , $CO$ e $NO_X$ ) al variare di $\lambda$ tra sistema SI e TJI, [17]. . . . .	19
2.12	Orientazione dei fori: <i>tilted nozzles</i> e <i>straight nozzles</i> , [20]. . . . .	19
2.13	Schema riassuntivo dei principali sistemi di combustione con Pre-Camera. . . . .	20
3.1	Posizione e dimensione della pre-camera. . . . .	23
3.2	Orientazione fori PC. . . . .	23
3.3	Picco relativo al segnale di pressione di un ciclo trascinato a 2000 <i>rpm</i> . . . . .	24
3.4	Andamento della pressione all'interno del cilindro, rappresentato su un diagramma LogP-LogV.. E' rappresentato l'andamento del ciclo medio (linea continua) e l'andamento dei singoli cicli (linea tratteggiata). . . . .	25
3.5	Andamento della pressione all'interno del cilindro, rappresentato su un diagramma LogP-LogV, relativo al ciclo medio, non corretto (nero) e corretto (blu). . . . .	26
3.6	Singoli cicli sperimentali, al variare del regime di rotazione, nel caso stechiometrico (sx) e nel caso povero (dx). In rosso è evidenziato il ciclo mediano. . . . .	29
3.7	Confronto tra andamento medio e mediano della pressione e del HRR, al variare del regime di rotazione, nel caso stechiometrico (sx) e nel caso povero (dx). In rosso è evidenziato il ciclo mediano. . . . .	31
3.8	Esempio di un modello 1D utilizzato per l'analisi CPOA. . . . .	32
3.9	Modello 1D del motore in esame. . . . .	33
3.10	Risultati ottenuti dalla TPA. In rosso l'andamento misurato sperimentalmente, in blu l'andamento simulato da GT-Suite. Viene rappresentato solo un risultato per ogni condizione velocità/dosatura studiata. . . . .	36
3.11	Andamento di LHV Multiplier (a), Pressure Shift (b) e Compression Heat Release (c) relativo ai casi in esame. . . . .	38
3.12	Dominio di calcolo definito per l'analisi 3D/CFD. . . . .	39
3.13	Case Setup del modello numerico. . . . .	40
3.14	Variabilità del CFL max di convezione per le region <i>Intake system</i> e <i>Exhaust system</i> . . . . .	41
3.15	Griglia computazionale ottenuta al <i>run-time</i> . . . . .	43
3.16	Griglia computazionale ottenuta all'uscita dei getti turbolenti. . . . .	43
3.17	Griglia computazionale ottenuta nella fase di incrocio valvole. . . . .	44

4.1	Andamento della portata istantanea attraverso le valvole di scarico (rosso) e di aspirazione (blu). In linea sottile continua è rappresentata la legge di alzata delle valvole. In linea verticale tratteggiata è indicato lo <i>Start Time</i> . . . . .	48
4.2	Andamento delle massa totale aspirata all'interno del cilindro. . . .	49
4.3	Fase di incrocio valvole. In colore chiaro è rappresentata la miscela appena aspirata mentre in rosso sono rappresentati i gas combusti provenienti dal ciclo precedente. Sono rappresentati 9 frame ad intervalli regolari (ogni 10 CAD), fino ad EVC. . . . .	51
4.4	Andamento della vorticità all'interno della MC, durante la fase di aspirazione. Sono rappresentati 9 frame a intervalli regolari (ogni 60 CAD). . . . .	52
4.5	Andamento del Tumble Ratio X in funzione dell'angolo di manovella. Le linee verticali tratteggiate indicano IVO e IVC. . . . .	53
4.6	Andamento della massa dei passivi "Intake", "Exhaust", "Cylinder" e "Pre-Chamber" all'interno della MC in funzione dell'angolo di manovella. . . . .	53
4.7	Andamento della massa dei passivi "Intake", "Exhaust", "Cylinder" e "Pre-Chamber" all'interno della PC in funzione dell'angolo di manovella. . . . .	54
4.8	Fase di lavaggio PC. In colore chiaro è rappresentata la miscela appena aspirata mentre in rosso sono rappresentati i gas combusti provenienti dal ciclo precedente. Sono rappresentati 6 frame ad intervalli regolari (ogni 20 CAD) fino allo ST (-25 CAD). . . . .	55
4.9	Sezione ortogonale all'asse del cilindro, passante per gli elettrodi della candela, in corrispondenza dello ST. In colore chiaro è rappresentata la miscela appena aspirata mentre in rosso sono rappresentati i gas combusti provenienti dal ciclo precedente. . . . .	56
4.10	Sezione ortogonale all'asse della PC, passante per gli elettrodi della candela, in corrispondenza della ST, in cui è rappresentato il contour di velocità (sinistra) e di TKE (destra). . . . .	56
4.11	Andamento della pressione simulata all'interno della MC (nero) e PC (blu). In linea tratteggiata verticale è rappresentato lo ST (-25 CAD) . . . . .	57
4.12	Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) della pressione media in MC (nero) e PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è rappresentato lo ST (-25 CAD). . . . .	58
4.13	Numerazione sensori in ciascun foro. . . . .	59
4.14	Andamento del numero di Mach, misurato all'interno di ciascun fori, in funzione dell'angolo di manovella. . . . .	60



4.15	Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata), dell'Heat Release Rate in MC (nero) e PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-25 CAD).	61
4.16	Andamento simulato dell'Heat Release Rate in PC in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-25 CAD).	62
4.17	Andamento della frazione di combustibile bruciato.	62
4.18	Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) della temperatura media in MC (nero) e in PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-25 CAD).	63
4.19	Formazione e propagazione del fronte di fiamma all'interno della PC, utilizzando la temperatura locale, ( $\lambda = 1$ ). Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 3 CAD).	64
4.20	Velocità di propagazione della fiamma all'interno della PC, considerando solo la parte cilindrica e trascurando la parte tronco conica, evitando così di considerare l'effetto di una alta percentuale di gas residui.	65
4.21	Numerazione getti all'interno della MC.	66
4.22	Formazione e penetrazione dei getti turbolenti all'interno della MC, utilizzando la temperatura locale. Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 1 CAD).	67
4.23	Formazione e penetrazione dei getti turbolenti all'interno della MC, utilizzando l'iso-superficie di temperatura a 1700 K per monitorare la posizione del getto. Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 2 CAD).	68
4.24	Penetrazione dei getti, all'interno della MC, in funzione dell'angolo di manovella, partendo dall'istante in cui si forma il primo getto, ( $\lambda = 1$ ).	69
4.25	Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) della pressione media in MC (nero) e PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è rappresentato lo ST (-41 CAD).	70
4.26	Confronto tra gli andamenti di pressione simulati relativi al caso stechiometrico (linea continua) ed al caso povero (linea tratteggiata), a 3000 rpm. In linea tratteggiata verticale sono indicati gli ST relativi al caso stechiometrico (-25 CAD) ed al caso povero (-41 CAD).	71

4.27	Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) del Heat Release Rate in MC (nero) e PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-41 CAD). . . . .	72
4.28	Andamento di Heat Realease Heat simulato in PC. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-41 CAD). . . . .	73
4.29	Confronto tra gli andamenti di Heat Release Rate simulati relativi al caso stechiometrico ( $\lambda = 1$ ) ed al caso povero ( $\lambda = 1,4$ ), a 3000 <i>rpm</i> . In linea tratteggiata verticale sono indicati gli ST relativi al caso stechiometrico (-25 CAD) ed al caso povero (-41 CAD). . . . .	73
4.30	Confronto tra gli andamenti della frazione di combustibile bruciato relativi al caso stechiometrico (linea continua) ed al caso povero (linea tratteggiata), a 3000 <i>rpm</i> . In linea tratteggiata verticale sono indicati gli ST relativi al caso stechiometrico (-25 CAD) ed al caso povero (-41 CAD). . . . .	74
4.31	Andamento del numero di Mach, misurato all'interno di ciascun foro, in funzione dell'angolo di manovella. . . . .	75
4.32	Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) della temperatura media in MC (nero) e in PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-41 CAD). . . . .	75
4.33	Confronto tra gli andamenti di temperatura simulati (in PC e MC) relativi al caso stechiometrico (linea continua) ed al caso povero (linea tratteggiata), a 3000 <i>rpm</i> . In linea tratteggiata verticale sono indicati gli ST relativi al caso stechiometrico (-25 CAD) ed al caso povero (-41 CAD). . . . .	76
4.34	Formazione e propagazione del fronte di fiamma all'interno della PC, utilizzando la temperatura locale, caso povero (sopra) e caso stechiometrico (sotto). Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 3 CAD). . . . .	76
4.35	Formazione e propagazione del fronte di fiamma all'interno della PC, utilizzando la temperatura locale (caso povero). Sono rappresentati 5 frame a intervalli regolari (ogni 3 CAD). . . . .	77
4.36	Velocità di propagazione della fiamma all'interno della PC, considerando solo la parte cilindrica e trascurando la parte tronco conica, caso stechiometrico (rosso) e caso povero (blu). . . . .	78
4.37	Formazione e penetrazione dei getti turbolenti all'interno della MC, utilizzando la temperatura locale, caso povero (sopra) e caso stechiometrico (sotto) Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 1 CAD). . . . .	79

4.38	Formazione e penetrazione dei getti turbolenti all'interno della MC, utilizzando l'iso-superficie di temperatura a 1700 K per monitorare la posizione del getto, ( $\lambda = 1,4$ . sopra), ( $\lambda = 1$ , sotto). Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 2 CAD). . . . .	80
4.39	Penetrazione dei getti, all'interno della MC, in funzione dell'angolo di manovella, partendo dall'istante della formazione del primo getto, caso stechiometrico (linea continua) e caso povero (linea tratteggiata),	81
4.40	Fase di lavaggio PC, caso 3000 <i>rpm</i> (sopra) e caso 4000 <i>rpm</i> (sotto). In colore chiaro è rappresentata la miscela appena aspirata mentre in rosso sono rappresentati i gas combusti provenienti dal ciclo precedente. Sono rappresentati 4 frame ad intervalli regolari (ogni 20 CAD) fino allo ST. . . . .	82
4.41	Sezioni ortogonali all'asse della PC, passanti per gli elettrodi della candela, in corrispondenza dello ST. Caso 3000 <i>rpm</i> (sopra) e caso 4000 <i>rpm</i> (sotto), frazione gas residui(sinistra), velocità (centro) e TKE (destra). . . . .	83

# Acronimi

**AFV**

Alternative Fuel Vehicles

**AMR**

Automatic Mesh Refinement

**BEV**

Battery Electric Vehicles

**BPI**

Bowl Pre-chamber Ignition

**CA, CAD**

Crank Angle, Crank Angle Degree

**CFD**

Computational Fluid Dynamics

**CI**

Compression Ignition

**CNG**

Compressed Natural Gas

**CoV**

Coefficient of Variation

**CPOA**

Closed Volume Analysis

**CR**

Compression Ratio

**CVCC**

Compound Vortex Controlled Comustion

**DI**

Direct Injection

**EGR**

Exhaust Gas Ricirculation

**EV**

Electric Vehicles

**EVC, EVO**

Exhaust Valve Closing, Opening

**GDI**

Gasoline Direct Injection

**HAJI**

Hydrogen Assisted Jet Ignition

**HCJI**

Homogeneous Combustion Jet Ignition

**HEV**

Hybrid Electric Vehicle

**ICCT**

International Council on Clean Transportation

**ICE**

Internal Combustion Engine

**IVC, IVO**

Inlet Valve Closing, Opening

**JPIC**

Jet Plume Injection and Combustion

**LES**

Large Eddy Simulations

**MCI**

Motori a Combustione Interna

**NEDC**

New European Driving Cycle

**PC**

Pre-Camera

**PFI**

Port Fuel Injection

**PHEV**

Plug-in Hybrid Electric Vehicles

**PJC**

Pulse Jet Combustion

**PMI**

Punto Morto Inferiore

**PMS**

Punto Morto Superiore

**RANS**

Reynolds Averaged Navier-Stokes

**RCCI**

Reactivity Controlled Compression Ignition

**RON**

Research Octane Number

**SI**

Spark Ignition

**SoC**

Start of Cycle

**SOI**

Start Of Injection

**ST**

Spark Time

**TDC,aTDC,bTDC**

Top Dead Center, after TDC, before TDC

**TJI**

Turbulent Jet Ignition

**TGP**

Turbulence Generating Pot

**TPA**

Three Pressure Analysis

**VVT**

Variable Valve Timing

**WOT**

Wide Open Throttle





# Capitolo 1

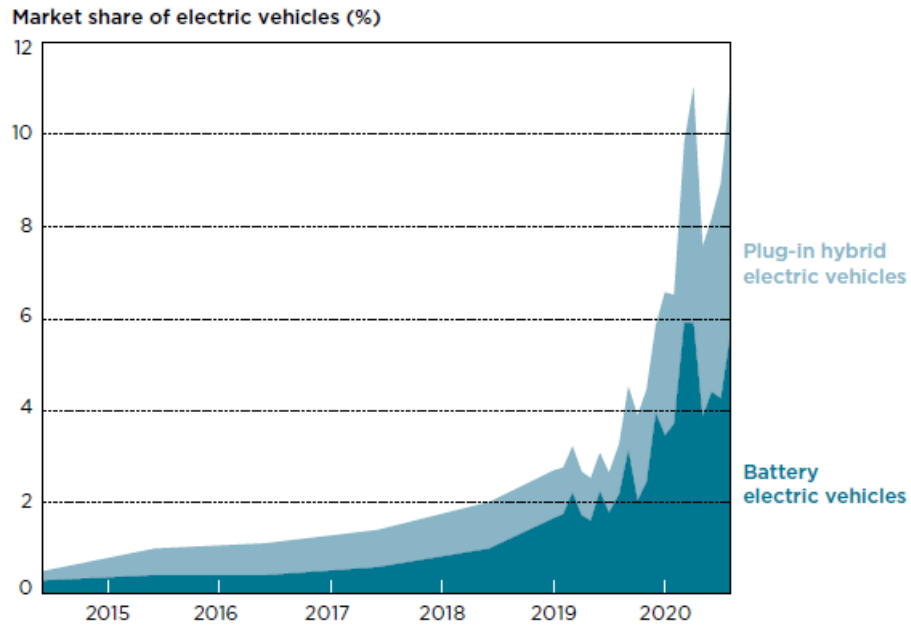
## Introduzione

### 1.1 Mercato Automobilistico attuale e proiezioni future

Ad oggi i Motori a Combustione Interna (MCI) vengono ancora riconosciuti come una delle più importanti invenzioni degli ultimi tempi. Dal 1885, anno in cui Karl Benz sviluppò il primo veicolo movimentato da un MCI, questa tecnologia è ancora ben presente nella stragrande maggioranza dei veicoli in circolazione oggi [1].

L'ICCT (*International Council On Clean Transportation*) [2] afferma, infatti, che nel 2019 solo i veicoli registrati nell'Unione Europea (EU) sono stati 15,5 milioni, con un aumento del circa 3% rispetto al 2018. Di questi veicoli, la maggior parte sono movimentati da motori a benzina o diesel. Parallelamente a questa categoria di veicoli, sta trovando spazio sempre più nel mercato automobilistico la categoria dei HEVs (*Hybrid Electric Vehicles*) ovvero i veicoli ibridi. Anche se la percentuale dei nuovi HEVs registrati nel 2019 è ferma ancora al circa il 4%, essi costituiscono una valida alternativa ai tradizionali veicoli ad azionamento puramente termico. Ancor minore è il numero dei veicoli PHEVs (*Plug-in Hybrid Electric Vehicles*) e BEVs (*Battery Electric Vehicles*), quest'ultimi ad azionamento puramente elettrico, considerati da molti, erroneamente, "*zero-emission vehicles*". La percentuale dei nuovi veicoli registrati nel 2019, in questo caso, tocca il 3%, raggiungendo il 10% nell'Agosto 2020, (figura 1.1).

Prendendo ora in considerazione le previsioni future (a medio/lungo termine), cercando di capire se i MCI continueranno ad esistere oppure verranno completamente sostituiti dai veicoli elettrici, molte proiezioni affermano che nel 2050 più della metà dei veicoli in circolazione sarà movimentata, completamente o in parte, da motori a combustione interna e solo circa il 20% dei veicoli sarà puramente elettrico [1], (figura 1.2). Se si consideri, inoltre, che nei prossimi anni le normative relative all'emissioni di inquinanti diventeranno sempre più stringenti, tutto ciò

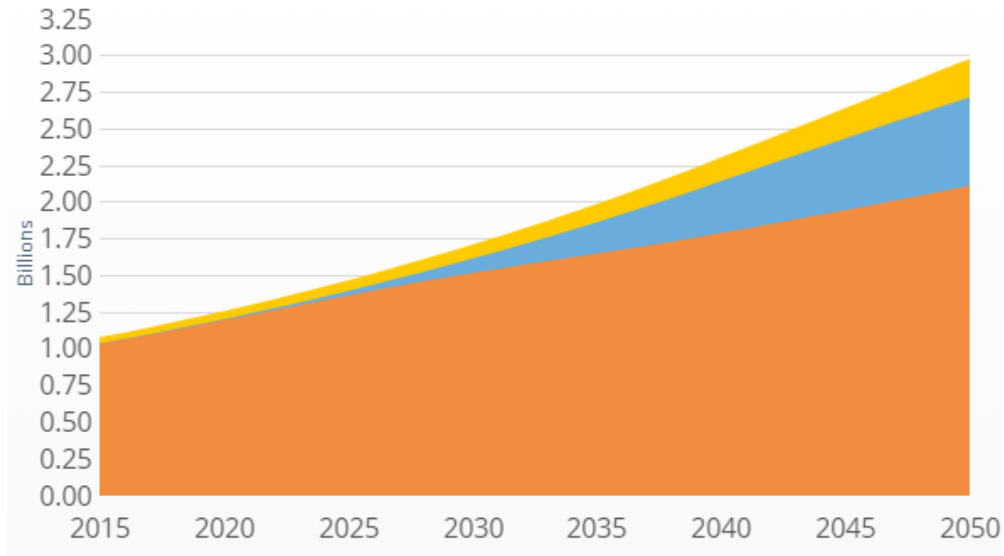


**Figura 1.1:** Andamento percentuale dei veicoli passeggeri HEV e PHEV venduti [1].

lascia intuire quale sia, attualmente e negli anni futuri, uno dei focus principali del mondo della ricerca in ambito automotive: sviluppo di potenziali tecnologie mirate al miglioramento dell'efficienza dei questi MCI, riducendo, conseguentemente, anche l'impatto che questi hanno sull'inquinamento atmosferico.

## 1.2 Emissione inquinanti

Negli ultimi anni suscita particolare preoccupazione la qualità dell'aria (che ha inevitabilmente ripercussione sulla salute umana) ed il conseguente problema ambientale, ovvero l'impatto che tali emissioni hanno sull'intero pianeta. In tutto ciò il settore del trasporto gioca un ruolo critico. Esso infatti è responsabile dell'emissione di circa il 50% della  $NO_x$  totale emessa nonché costituisce un'importante sorgente di particolato, circa il 10% del  $PM_{2,5}$  totale emesso [3]. A livello di  $CO_2$  invece, il settore del trasporto è responsabile del 16,2% della  $CO_2$  totale emessa, in particolare l'11,9% del totale è legato al trasporto su strada,[4]. Nonostante ciò, il consumo dei motori a combustione interna, dal 1975 ad oggi, è decisamente migliorato, con una riduzione di circa il 90% [5]. Analogamente, anche l'emissione dei motori (ad es. particolato,  $NO_x$ ,  $CO$ ,  $HC$ ), nel corso degli anni, è decisamente diminuita anche grazie a regolamentazioni governative sempre più stringenti, (figura 1.3). Anche



**Figura 1.2:** Andamento mondiale della quantità dei veicoli presenti su strada, suddivisi in categorie: (Giallo) AFV (Alternative Fuel Vehicles), (Blu) EVs (Electric Vehicles) (PHEVs+BEVs), (Arancione) ICE Vehicles (Internal Combustion Engine Vehicles) [1].

EU emission limits for gasoline passenger cars (in g/km)								
	Effective date*	CO	HC	NMHC	NO <sub>x</sub>	HC+NO <sub>x</sub>	PM	PN
Euro 3	Jan 2000	2.30	0.20	-	0.15	-	-	-
Euro 4	Jan 2005	1.00	0.10	-	0.08	-	-	-
Euro 5	Sep 2009	1.00	0.10	0.068	0.06	-	0.0050	-
Euro 6	Sep 2014	1.00	0.10	0.068	0.06	-	0.0050	6.0x10 <sup>11</sup> **

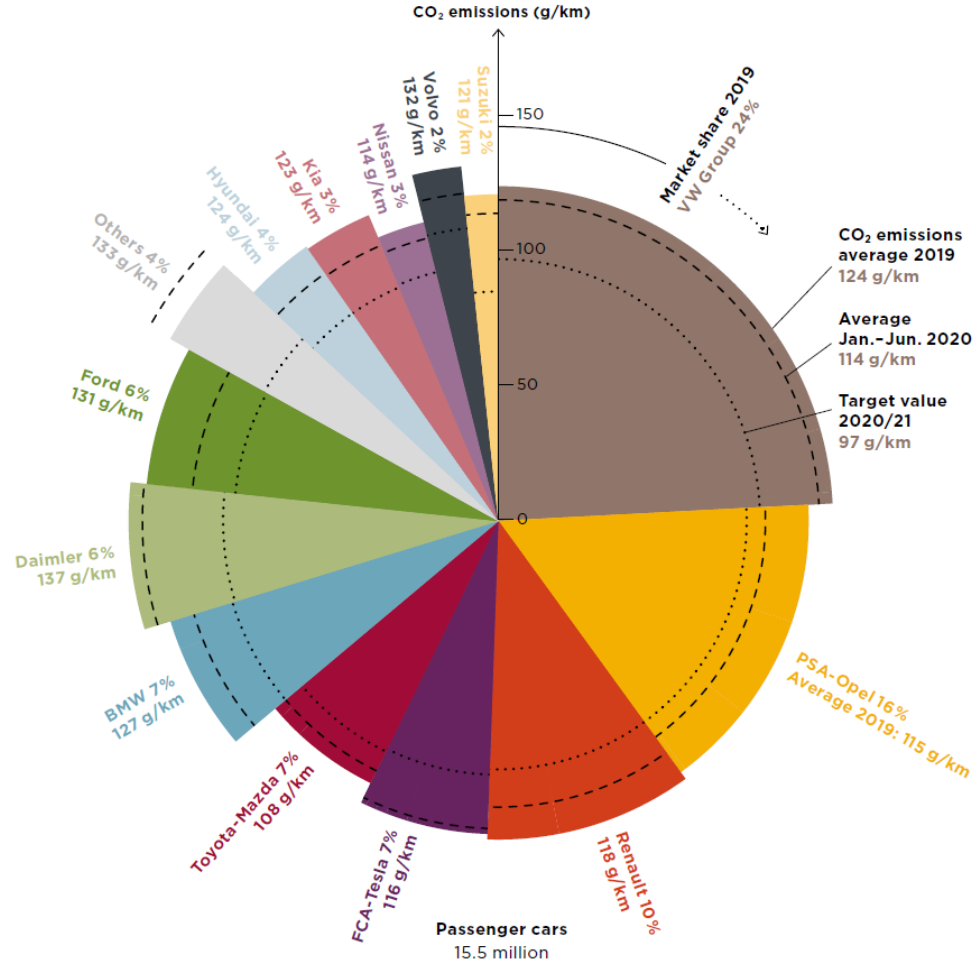
  

EU emission limits for diesel passenger cars (in g/km)								
	Effective date*	CO	HC	NMHC	NO <sub>x</sub>	HC+NO <sub>x</sub>	PM	PN
Euro 3	Jan 2000	0.64	-	-	0.50	0.56	0.0500	-
Euro 4	Jan 2005	0.50	-	-	0.25	0.30	0.0250	-
Euro 5	Sep 2009	0.50	-	-	0.18	0.23	0.0050	-
Euro 6	Sep 2014	0.50	-	-	0.08	0.17	0.0050	6.0x10 <sup>11</sup> **

**Figura 1.3:** Limiti europei di emissione per veicoli passeggeri a benzina e diesel.

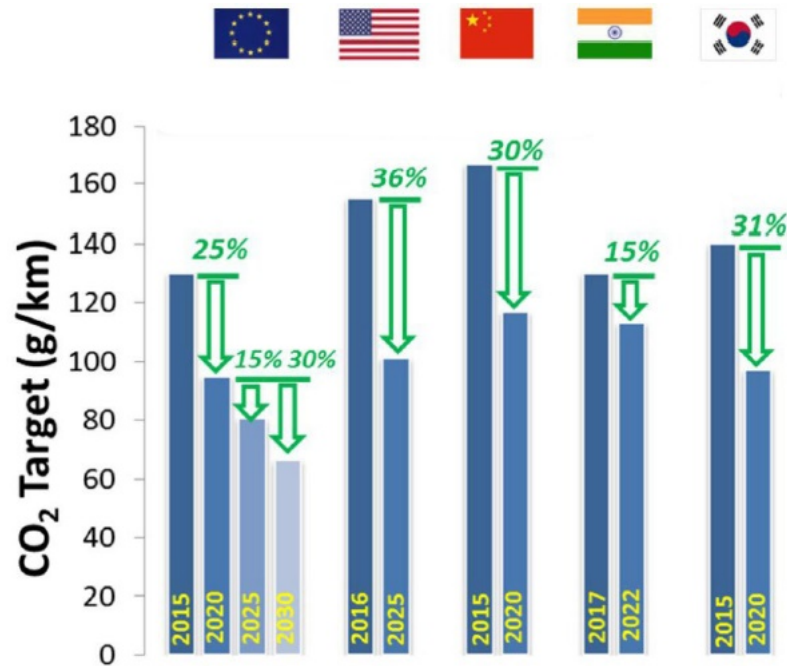
per quanto riguarda la  $CO_2$ , nonostante non venga riconosciuto come inquinante primario, è stata registrata una continua diminuzione in termini di emissione, figura 1.2. Infatti, l'eccessiva presenza di tale inquinante in atmosfera costituisce una delle principali cause dell'Effetto Serra che, insieme ad altri fenomeni, contribuisce al riscaldamento globale. Sempre secondo l'ICCT, nel corso degli anni, dal 2001 ad oggi, il livello di emissione di  $CO_2$  è sceso di circa il 28%, figura 1.2. Nel 2019

l'emissione di  $CO_2$  media relativa ai nuovi veicoli registrati nell'UE è stata di  $122g/km$ ,  $1g/km$  in più rispetto all'anno precedente. Nel 2021 però il target di  $CO_2$  media emessa è diminuita di circa 30%, passando da  $135g/km$  a  $95g/km$ , una sfida particolarmente ardua per tutte le principali case automobilistiche, (figura 1.4). Per tal motivo, negli ultimi anni diversi paesi del mondo hanno adottato



**Figura 1.4:** Livelli di emissione media di  $CO_2$  nel 2019, nella prima metà del 2020 ed il limite di  $CO_2$  fissato per il 2021 [2].

regolamentazioni sulle emissioni di inquinanti sempre più restrittive. Come ad esempio quelle relative all'emissione della  $CO_2$  per i veicoli passeggeri, come si può notare in figura 1.5. Per il raggiungimento di tali limiti, infatti, è richiesta una diminuzione della  $CO_2$  emessa che va da 3-6% all'anno [6]. L'Europa detiene le regolamentazioni più restrittive. La strategia per la mobilità a basse emissioni, adottata dalla Commissione Europea, prevede infatti nel 2050 una diminuzione



**Figura 1.5:** Restrizioni adottate in termini di limite di  $CO_2$  media annua emessa per diversi paesi [6].

della  $CO_2$  emessa di almeno il 60% rispetto al 1990. In linea con questa strategia, la Commissione Europea ha adottato una proposta legislativa che porterà ad una diminuzione del target di  $CO_2$  media annua emessa del 15% entro il 2025 e 30% entro il 2030 (rispetto al limite di  $95 \text{ gCO}_2/\text{km}$  ottenuto con il ciclo omologativo NEDC). Per poter seguire queste regolamentazioni e rientrare in questi limiti, relativi sia all'emissione di  $CO_2$  e sia al consumo di carburante, nuove tecnologie sono state già implementate e molte altre sono in via di sviluppo.

### 1.3 Sviluppo Tecnologico

Negli ultimi 45 anni, anche grazie a nuove innovazioni tecnologiche, si sono ottenuti significativi progressi nello sviluppo di motori più "green" e sicuramente più efficienti. I motori a benzina, in particolare, al fine di andare sempre più a ridurre il gap di efficienza rispetto ai motori Diesel, continuano ad alzare il loro limite di rendimento anche grazie, appunto, all'adozione di diverse tecnologie avanzate. Nella tabella 1.1 sono elencate alcune tra le tecnologie e soluzioni più promettenti per la riduzione della  $CO_2$ , [7].

Tra le varie voci presenti all'interno della tabella 1.1, si ha: Ciclo Atkinson, dove con una legge variabile di alzata valvole (VVT, Variable Valve Timing) è

Tecnologia	Potenziiale Riduzione $CO_2$
GDI, Sovralimentazione	0
Ciclo Atkinson (+VVT)	3-5%
Start-Stop	2-5%
Disattivazione Cilindri	
+ Ciclo Miller	10-15%
Lean burn GDI	10-20%
CR variabile	10%
Iniezione d'acqua	5-10%
Homogeneous Lean	15-20%
EGR dedicato	15-20%
RCCI	20-30%

**Tabella 1.1:** Panoramica di tecnologie avanzate in ambito motoristico e le corrispettive riduzioni di  $CO_2$  potenziali [7].

possibile andare ad ottenere un rapporto di compressione "variabile", aumentando il rendimento del ciclo; Disattivazione cilindri, dove a parità di carico (medio/basso) si va sostanzialmente ad operare con la metà dei cilindri a disposizione ma in condizioni operative più efficienti; RCCI, o in generale tutte le *Low Temperature Combustions* (LTCs), ovvero tutte quelle strategie di combustione (HCCI, RCCI, PCCI, SCCI) che permettono di avere dei processi di combustione a temperature minori, con inevitabili miglioramenti in termini di emissioni. In questo lavoro di tesi si porrà l'attenzione sulle modalità di combustione *Homogeneous Lean*, ovvero combustioni caratterizzate da miscele povere omogenee, che soprattutto a carico parziale forniscono diversi vantaggi, tra i quali una diminuzione di consumo di carburante, diminuzione delle perdite di pompaggio oltre che un aumento dell'efficienza termica del motore. In particolar modo si analizzerà nel dettaglio una delle tecnologie riemerse nell'ultimo periodo, la tecnologia ***Turbulent Jet Ignition*** (**TJI**) (analizzata nel dettaglio nel capitolo 2) che sta mostrando di riuscire a superare molte delle problematiche associate a questa tipologia di combustione, permettendo inoltre di estendere, per i motori a benzina, il limite di operatività del povero.

## 1.4 Scopo del lavoro

L'obiettivo principale di questo lavoro di tesi è stato quello di combinare l'analisi sperimentale con un'analisi 3D/CFD di un motore dotato di un sistema di combustione TJI col fine di andare ad analizzare nel dettaglio le caratteristiche della

fase di combustione, all'interno di tale sistema. Il motore in esame è monocilindrico, per applicazioni motocicliste, in cui la candela presente originariamente è stata sostituita con una Pre-Camera (PC) di combustione. Saranno presi in esame diverse condizioni operative, che si differenzieranno per velocità di funzionamento del motore e per dosatura di miscela utilizzata.

Il lavoro di tesi si costituisce in una prima parte dedicata alle tecniche di modellazione del motore. In particolare ci sarà una parte preliminare di modellazione 1D. Con l'utilizzo del software GT-Suite verrà eseguita, infatti, una analisi unidimensionale mirata sia ad un primo post-processing dei dati sperimentali forniti ma soprattutto mirata all'ottenimento delle condizioni al contorno necessarie per l'analisi 3D/CFD. La prima parte si conclude con la modellazione del modello numerico utilizzato per l'analisi fluidodinamica, eseguita per mezzo del software Converge. Nel dettaglio si è andato a definire il dominio di calcolo e le varie condizioni al contorno, è stata impostata la mesh di discretizzazione ed i vari modelli fisici utilizzati. Nella seconda parte di questo lavoro, una volta che il modello numerico è stato validato per determinati punti operativi, è stata condotta la vera e propria analisi numerica dei risultati ottenuti dalla simulazione CFD.

## Capitolo 2

# Tecnologia Jet Ignition

Il concetto di *lean burn combustion*, ovvero di combustione "*povera*" non è un concetto recente ma nasce durante gli anni '70, quando la priorità assoluta era quella di diminuire il consumo di carburante, priorità principalmente dettata dalla crisi petrolifera del tempo. Nei successivi anni '80 però, l'applicazione di questa modalità di combustione nei motori a benzina andava in contrasto con i sistemi di *after-treatment* impiegati all'epoca (capaci di operare solo con miscela stechiometrica), non permettendo il rispetto dei limiti sulle emissioni, che già all'epoca tendevano ad essere piuttosto stringenti. Con il progresso tecnologico e lo sviluppo di nuove tecnologie impiegate nei sistemi di post-trattamento, il concetto di *lean burn* ha riconquistato interesse.

Nella prima parte di questo capitolo verrà quindi fatta una breve panoramica delle prime tecnologie *lean burn* ideate, in modo tale da avere un'idea dello sviluppo e del progresso che c'è stato. Particolare attenzione sarà rivolta, nella seconda parte di questo capitolo, sulla tecnologia presa in esame in questo lavoro di tesi, il sistema *Turbulent Jet Ignition*.

### 2.1 Tecnologie *lean burn*

Prima di passare all'analisi dei diversi sistemi che consentono questa tipologia di combustione, è bene soffermarsi brevemente sul concetto di miscela povera e sui motivi per i quali questa combustione permetta di ottenere i vantaggi sopra citati.

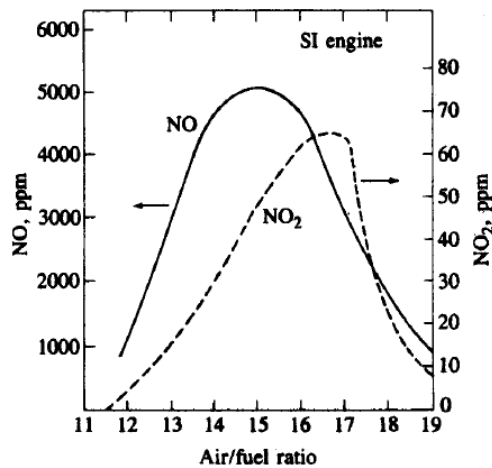
In generale, una miscela si definisce "ricca" o "povera" in base alla quantità di aria e combustibile presente al momento della combustione. Si definisce quindi *dosatura* o *Air to Fuel Ratio*:

$$AFR = \frac{mass_a}{mass_f} \quad (2.1)$$



il rapporto tra la massa di aria e la massa di combustibile presente all'interno della camera di combustione. Per ogni combustibile viene definito un  $AFR_{stoich}$ , ovvero un rapporto *Air to Fuel* stechiometrico, che definisce la quantità di aria necessaria per ossidare completamente una determinata quantità di combustibile. Il rapporto tra questi due parametri viene indicato con  $\lambda$ , ( $\lambda = \frac{AFR}{AFR_{stoich}}$ ) e prende il nome di *dosatura relativa*. Una miscela "povera" sarà quindi una miscela con un  $\lambda > 1$  ( $AFR > AFR_{stoich}$ ) viceversa, una miscela "ricca" sarà una miscela con un  $\lambda < 1$  ( $AFR < AFR_{stoich}$ ), ovvero ricca di combustibile. Quindi è facilmente intuibile che i motori che operano con dosature povere hanno un minor consumo di carburante, in quanto a parità di aria introdotta è possibile introdurre una quantità minore di combustibile. Inoltre in questo modo, a carichi parziali, è anche possibile andare a ridurre le perdite legate al ricambio fluido in quanto, piuttosto che operare sull'organo di regolazione dell'aria in aspirazione (valvola a farfalla) si va semplicemente a diminuire la quantità di combustibile iniettato.

Per quanto riguarda le emissioni, sembra immediato intuire che, inserendo una minor quantità di combustibile (e quindi minor quantità di atomi di carbonio) si andrà a diminuire la possibilità di formazione di molecole di  $CO_2$ . Di minor intuizione è invece l'effetto che le combustioni magre hanno, ad esempio, sull'emissione di  $NO_x$ . L'ossidazione dell'azoto atmosferico può avvenire a seguito di una sua permanenza prolungata ad elevate temperature, in presenza di una adeguata concentrazione di ossigeno. Per tal motivo, in figura 2.1 è possibile osservare che la concentrazione di  $NO_x$  emessa è massima per miscela leggermente povera,  $\alpha \approx 1,05\alpha_{st}$ , in cui le temperature sono alte (non massime) ma allo stesso tempo si ha una maggior disponibilità di ossigeno. Andando quindi ad operare con miscele



**Figura 2.1:** Andamento dell'emissioni di  $NO_x$  in funzione della dosatura della miscela, per motori SI,[8].

particolarmente magre, le temperature raggiunte a seguito della combustione, data l'eccessiva presenza di aria all'interno del cilindro, saranno inevitabilmente più basse, sfavorendo le reazioni di formazione delle molecole di  $NO_x$ .

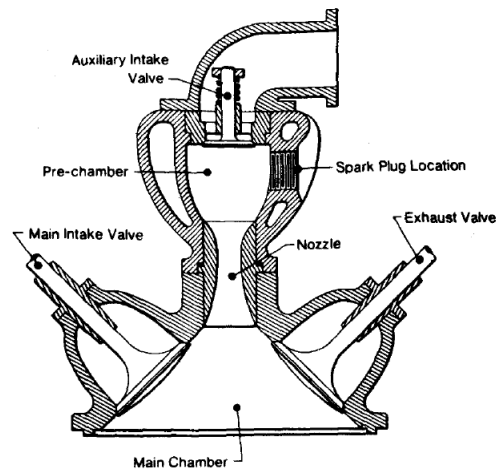
Naturalmente, a questa modalità di combustione sono legati anche diversi svantaggi. L'introduzione di una minore quantità di combustione conferisce alla miscela, inevitabilmente, una minor infiammabilità, con una conseguente maggiore instabilità del processo di combustione. Questa instabilità, oltre a causare una diminuzione dell'energia fornita dal motore, in termini di emissioni porta ad un incremento della produzione di  $HC$ , legato appunto ad una maggiore presenza di cicli "misfire" o a parziale combustione. Nella combustione di miscele povere, infatti, la velocità del fronte di fiamma tende ad essere minore e quindi si ha una maggiore probabilità che questo si spenga prima che tutto il combustibile presente bruci. Di conseguenza, è necessario che per far operare il motore con dosatura povera si debbano impiegare tecniche per accelerare il processo di combustione. Ciò è reso possibile, ad esempio, attraverso il sistema **Jet Ignition**, ovvero la realizzazione di getti turbolenti all'interno della camera principale che fungono da generatori di numerosi siti di accensione della miscela.

## 2.2 Prime applicazioni di Pre-Camera di combustione

Prima di passare ad analizzare nel dettaglio il sistema oggetto di questo lavoro di tesi, è bene comprendere in linea generale qual è stata l'evoluzione, nel corso degli anni, di questi sistemi *Jet Ignition*, partendo dalle primissime soluzioni sviluppate in passato [9].

### 2.2.1 Auxiliary Pre-Chamber Fueling

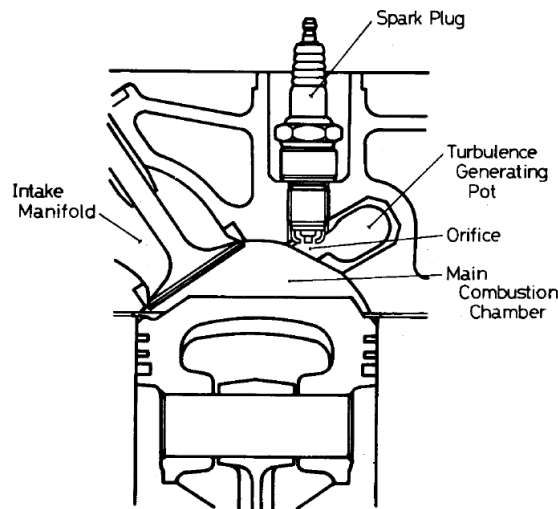
L'idea di introdurre all'interno della struttura motore un volume aggiuntivo, rispetto alla tradizionale camera di combustione, nasce nella prima metà del ventesimo secolo, intorno al 1920, con Ricardo Dolphin [10] ed il *3-Valve Engine* (figura 2.2). L'idea di Dolphin prevedeva, infatti, la presenza di una terza valvola ausiliaria con la quale alimentare la PC con una miscela ricca, separatamente rispetto alla MC. La candela presente all'interno della PC consentiva l'accensione di questa miscela che, a sua volta, favoriva l'innesco della miscela più povera presente nella camera principale. Questa tecnologia è inclusa nella categoria di sistemi a PC che prende il nome di *Auxiliary Pre-chamber Fueling* (o anche "sistemi attivi"), ovvero in cui è presente un sistema secondario di fornitura di combustibile e grazie al quale era possibile andare a realizzare una stratificazione della carica (per questo vengono anche chiamati *divided chamber stratified charge engines*).



**Figura 2.2:** Testa-motore del *3-Valve engine*, [10].

### 2.2.2 No Auxiliary Pre-Chamber Fueling

Parallelamente ai sistemi *Auxiliary Pre-chamber Fueling* ci sono i sistemi *No Auxiliary Pre-chamber Fueling* (o anche "sistemi passivi"), in cui si sfrutta esclusivamente la fase di compressione per alimentare la PC. Il *Turbulent Torch Cell Engine* nasce, ad esempio, partendo dal design appena descritto del *3-Valve Engine* e rimuovendo la valvola ausiliaria. In questo caso la PC viene quindi alimentata direttamente



**Figura 2.3:** Configurazione del *Turbulence Generating Pot cell* di Toyota, [11].

dalla camera principale durante la fase di compressione. La miscela all'interno della PC viene sempre accesa per mezzo di una candela a cui segue la realizzazione

di un getto di fiamma (da qui il nome "*turbulent torch*") che favorisce l'accensione della miscela in camera principale. Un esempio di questo sistema è rappresentato in figura 2.3, il *Turbulence Generating Pot* (TGP) di Toyota, [11].

Inizialmente, nei primi sistemi sviluppati, si tendeva ad utilizzare pre-camere con foro di collegamento particolarmente grande. In questo modo, una volta avvenuta la combustione all'interno della PC, la fiamma riusciva ad attraversare il foro, senza spegnersi, entrando direttamente nella MC e bruciando la miscela al suo interno.

Con il concetto di *Jet Ignition* si andò a diminuire decisamente il volume della PC e la dimensione del foro, aumentandone al contempo il numero. Si notò, infatti, che andando a ridurre la sezione di passaggio di questi fori, la miscela appena accesa viaggiava più velocemente e riusciva a penetrare maggiormente all'interno della camera principale, migliorando ulteriormente il processo di combustione.

## 2.3 Sistemi Jet-Ignition

### Pulse Jet Combustion - PJC

Il *Pulse Jet Combustion* [12] è uno dei primi sistemi che sfrutta il concetto di *Jet Ignition*. Nella PJC, la PC viene realizzata attorno agli elettrodi della candela ed ottenuta in modo tale da accogliere al suo interno un piccolo dispositivo che permette di alimentare direttamente la PC stessa con miscela ricca (tale dispositivo prende il nome di combustore PJ ed è rappresentato in figura 2.4). Durante la

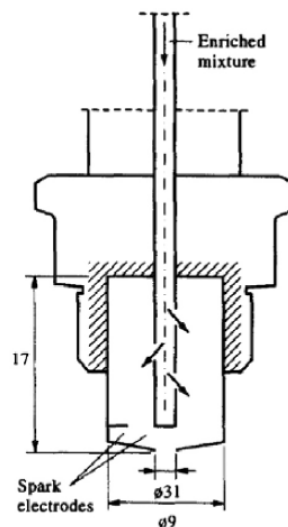


Figura 2.4: Combustore *Pulsed Jet*, [9].

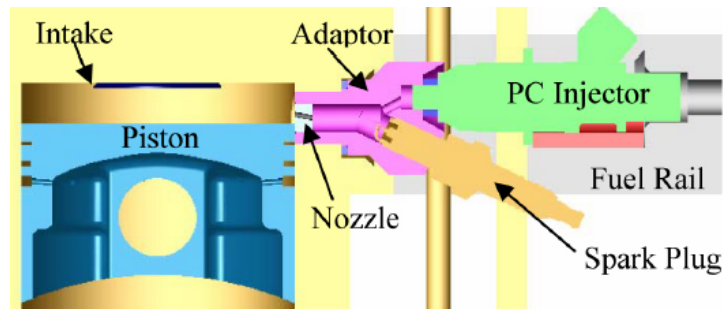
fase di compressione viene fatta scoccare la scintilla che permette l'accensione della miscela (ricca) presente nella PC. Ciò determina l'incremento della pressione in PC e la nascita di getti verso la MC, costituiti dai prodotti di una parziale combustione (il fronte di fiamma, infatti, si spegne all'interno del foro data la sua ridotta dimensione), permettendo l'accensione della miscela più povera all'interno del cilindro. Rispetto ad un convenzionale motore SI, questo sistema ha evidenziato un processo di combustione più veloce (picchi di pressione maggiori), specialmente in condizioni di funzionamento con miscele povere.

### **Jet Plume Injection and Combustion - JPIC**

Dall'idea della PJC è nato il sistema *Jet Plume Injection and Combustion* [13]. In questo nuovo sistema, anch'esso attivo, oltre il combustore PJ è presente anche un iniettore di combustibile, collegato in serie con il primo (incluso sempre all'interno della pre-camera). In una prima fase, vengono a crearsi dei getti di miscela aria-combustibile all'interno della camera principale ottenuti per mezzo delle alte pressioni raggiunte dall'iniettore. In una seconda fase, invece, per mezzo di una candela, si va ad accendere la rimanente parte di miscela rimasta all'interno della cavità del combustore PJ generando, di conseguenza, una seconda formazione di getti all'interno della camera principale. Ciò che si ottiene è quindi una stratificazione di carica, non solo in termini di composizione chimica, ma anche in termini di intensità e scala di turbolenza, potando inevitabilmente ad un miglioramento nel processo di combustione. Inoltre, a differenza del sistema PJC, questo sistema era in grado di "auto-lavarsi", riuscendo quindi a liberare la cavità dai gas residui, riducendo al minimo eventuali problemi di accensione.

### **Hydrogen Assisted Jet Ignition - HAJI**

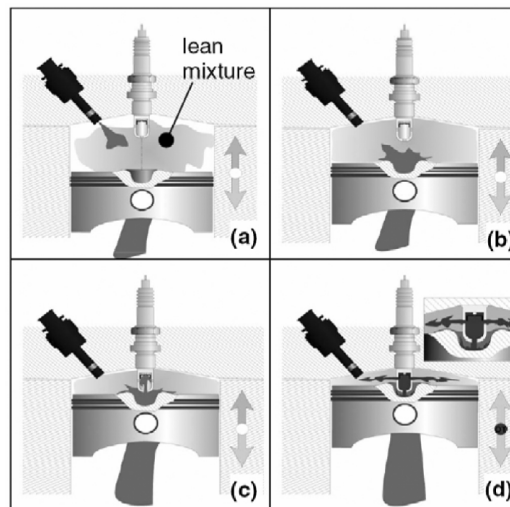
Negli anni '90, Harry C. Watcson sviluppa il sistema *Hydrogen Assisted Jet Ignition*, sistema attivo che sfrutta l'uso di getti turbolenti, chimicamente attivi, per innescare la combustione di miscele ultra-povere. Il HAJI è sostanzialmente costituito da una piccola PC, in cui è presente un iniettore e una candela (figura 2.5). Una piccola quantità di idrogeno viene iniettato nelle vicinanze degli elettrodi della candela, in modo tale da realizzare una piccola zona concentrata di miscela ricca. Quest'ultima viene accesa ed i gas, bruciando, fluiscono ad alta velocità all'interno della MC, attraverso i fori di collegamento, andando di conseguenza ad innescare l'accensione della miscela principale, più povera. Con questo sistema, il limite di miscela povera accendibile poteva essere esteso fino a toccare  $\lambda = 5$ , in condizioni di *Wide Open Throttle* (WOT).



**Figura 2.5:** Sistema *HAJI* installato su un motore CFR, [9].

### Bowl Pre-chamber Ignition - BPI

Questo sistema [9] fa parte della categoria *No Auxiliary Pre-chamber Fueling* e quindi mira a sfruttare la fase di compressione per alimentare la PC. Questo è reso possibile per mezzo di una cosiddetta *PC spark-plug*, un iniettore, che si affaccia direttamente all'interno della camera principale ed un pistone sul quale è realizzata una rientranza (*piston bowl*). Con la BPI si hanno due eventi di iniezione (figura



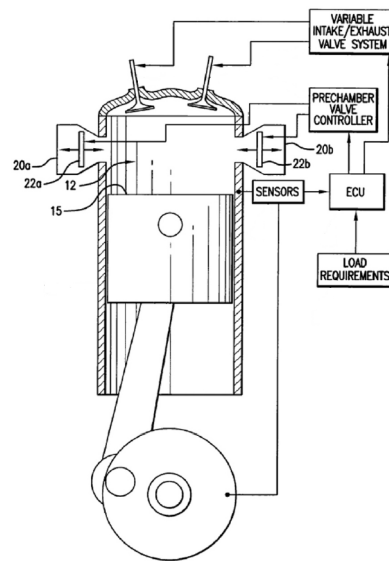
**Figura 2.6:** Rappresentazione schematica della BPI: (a) prima iniezione, (b) seconda iniezione, (c) riempimento della PC, (d) accensione e formazione di getti, [9].

2.6): il primo, durante la fase di aspirazione, riuscendo ad ottenere una miscela povera ( $\lambda = 1,4 - 1,7$ ) omogenea all'interno del cilindro; la seconda iniezione, più piccola, avviene durante la fase di compressione ed è rivolta verso la *bowl* del pistone in modo tale da realizzare una zona concentrata di miscela ricca che

verrà direzionata, durante la corsa di compressione, direttamente all'interno della PC. Questa viene poi accesa, causando la formazione dei getti che permettono l'accensione della miscela (povera) nella MC. Studi successivi sono stati svolti al fine di andare a migliorare la fase di lavaggio della PC, estendendo di conseguenza il limite del povero.

### Homogeneous Combustion Jet Ignition - HCJI

Intorno agli anni 2000, con l'avvento delle *Low Temperature Combustions* (LTCs) ed in particolare della *Homogeneous Charge Compression Ignition* (HCCI), risultava necessario un sistema che permettesse di controllare il timing dell'auto-accensione della carica (che avveniva appunto per compressione). In questo contesto, R.Bosch sviluppa la *Homogeneous Combustion Jet Ignition*, un sistema che riesce a controllare, appunto, l'istante di auto-accensione della miscela all'interno della MC. Questa auto-accensione viene controllata, in particolare, attraverso delle accensioni (sempre per compressione) che si sviluppano all'interno delle PC (figura 2.7) e rese possibili dalla presenza di due piccoli pistoncini (*PC pistons*), evitando in questo modo l'utilizzo della candela. Nella parte iniziale della fase di compressione, quindi,



**Figura 2.7:** Rappresentazione schematica di un motore con sistema *HCJI*, [9]: (12) camera principale, (15) pistone, (20a,20b) Pre-Camere, (22a,22b) micro-valvole.

le micro-valvole che separano il cilindro dalle PC vengono chiuse. Attraverso il controllo della movimentazione dei pistoncini più piccoli, si comprime e auto-accende

la miscela presente nelle PC. In quell'istante le micro-valvole vengono aperte, permettendo la fuoriuscita dei getti caldi verso la MC e quindi l'accensione della miscela presente al suo interno.

### 2.3.1 Turbulent Jet Ignition - TJI

Una delle ultime tecnologie, tutt'ora ancora in via di sviluppo, è il sistema *Turbulent Jet Ignition*. L'obiettivo è quello di andare a rendere i sistemi *jet ignition* più flessibili, andando ad integrare nel tradizionale concetto di PC, le più moderne innovazioni tecnologiche. Nella prossima sezione si andrà ad analizzare, quindi, più nel dettaglio questa tecnologia, si andrà a spiegare quali sono i vantaggi ed i svantaggi legati ad un eventuale suo utilizzo e si andranno, in breve, a riportare alcuni dei risultati che in questi ultimi anni il mondo della ricerca ha portato. Questo sistema, come già visto per i sistemi descritti precedentemente, ha l'obiettivo di andare ad ampliare il campo operativo del motore in ambiente povero, rispetto ad un convenzionale motore SI.

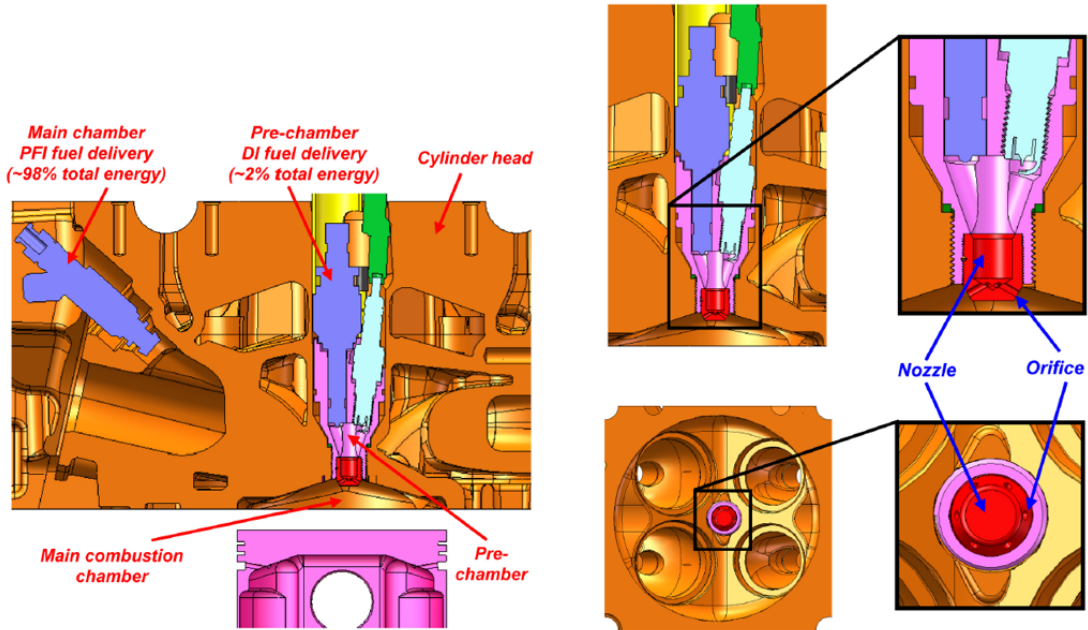
Il sistema TJI, in particolare, è generalmente composto da una piccola PC (da circa 1-2% fino ad un massimo di 5% del volume dello spazio morto, [14]-[15]-[16], ossia il volume che intercorre tra la testa del cilindro ed il PMS), all'interno della quale è presente sia la candela e sia, eventualmente, un secondo iniettore. Un esempio di un moderno sistema TJI è rappresentato in figura 2.8.

La PC, come già anticipatamente discusso, può quindi lavorare in *forma passiva* o in *forma attiva*. Indipendentemente dall'utilizzo o meno del secondo iniettore, come avveniva generalmente negli ultimi sistemi descritti precedentemente, nel momento in cui viene fatta scoccare la scintilla, la miscela presente nelle vicinanze degli elettrodi della candela (all'interno della PC) si accende, generando di conseguenza un fronte di fiamma che viaggia verso i fori di uscita che si affacciano nella MC.

In questo particolare sistema di accensione però, la presenza di fori di dimensione particolarmente piccola (solitamente circa 1mm) porta allo spegnimento del fronte di fiamma (*flame quenching*) proprio in prossimità dei fori stessi. Di conseguenza i getti che si creeranno all'interno del cilindro, non saranno dei getti di fiamma (tipici dei sistemi *Torch Jet Ignition*), piuttosto si noterà la formazione di getti di gas caldo, costituito sostanzialmente dai prodotti della parziale combustione avvenuta all'interno della PC. Il flusso di questi prodotti di parziale ossidazione, grazie ad effetti turbolenti, chimici e termici [17], permette l'accensione della miscela.

Sono stati diversi i temi di ricerca, mirati allo studio dei sistemi TJI, condotti negli ultimi anni. Tra i vari risultati ottenuti si osserva, ad esempio, che con questo particolare sistema di accensione è possibile estendere il campo di operatività del  $\lambda$  fino a 2,1 (con funzionamento in modalità *attiva*) rispetto a circa un massimo di 1,4 raggiungibile con un convenzionale motore SI (figura 2.9). Questo ampliamento



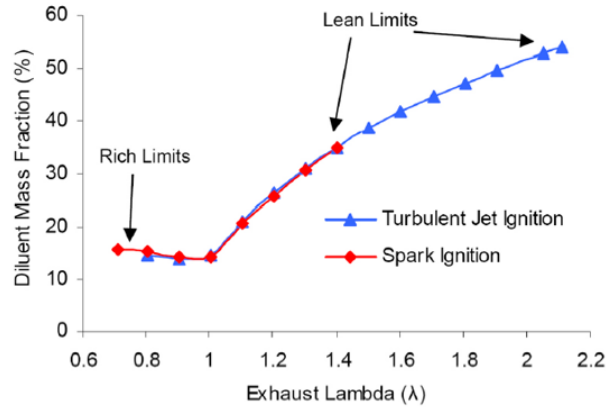


**Figura 2.8:** Sezione della testa di un motore dotato di sistema TJI. Nel dettaglio vengono rappresentati il *nozzle* e i fori di collegamento tra PC e camera principale, [17].

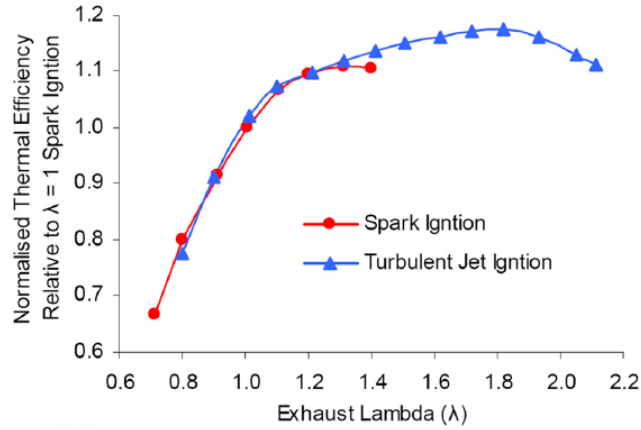
di operatività nel campo del povero, di conseguenza, porta anche ad un ulteriore vantaggio in termini di efficienza termica, come è possibile notare in figura 2.10.

Tutto ciò porta anche ad un grande vantaggio in termini di emissioni. Infatti, la presenza di un eccesso di aria all'interno del cilindro permette di avere dei picchi di temperatura, in seguito alla combustione, decisamente più bassi e di conseguenza dei livelli emissivi *engine-out* di  $NO_x$  nettamente minori ( $<10$  ppm) (figura 2.11). In termini di prestazioni, invece, si evidenzia un miglioramento sulla *fuel economy* del circa 18% rispetto ad una combustione SI stechiometrica. Tale miglioramento è strettamente legato sia ad un miglioramento della fase di combustione ma anche alla possibilità di una minore parzializzazione in fase di aspirazione. Infatti, il poter operare con miscele  $\lambda = 1,4$ , a carichi più bassi, permette di intervenire solo sulla quantità di combustibile iniettato, evitando il più possibile l'intervento sulla valvola a farfalla, riducendo in questo modo le perdite di carico all'aspirazione, [17].

Ulteriori studi sono anche stati svolti sulla geometria della PC e sul suo impatto sulle prestazioni del motore. Sono stati effettuati, ad esempio, studi sul volume della PC [14], che in qualche modo vanno a confermare ciò che si era già ben visto in passato. J.Hua *et al* affermano infatti che una PC con volume più piccolo porta al raggiungimento di prestazioni maggiori ed a un minor consumo di carburante, tutto

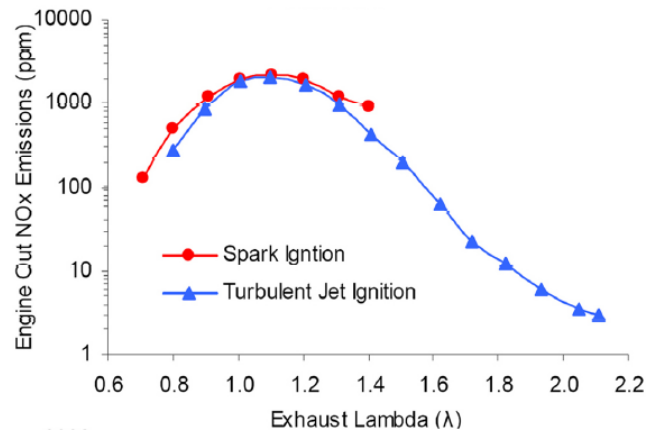


**Figura 2.9:** Confronto sull'andamento della frazione in massa di diluenti *in-cylinder* tollerabili tra sistema SI e TJI , [17].



**Figura 2.10:** Confronto sull'andamento dell'efficienza termica al variare di lambda tra sistema SI e TJI , [17].

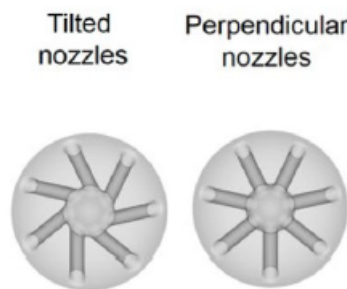
ciò strettamente legato ad una minor dissipazione di calore. Di conseguenza, sia la quantità di  $HC$ ,  $CO$  e soprattutto  $NO_x$  emessa tende ad essere minore rispetto all'impiego di una PC con volume maggiore. Gli studi di Bunce *et al* [18], invece, mostrano il ruolo fondamentale che assume la dimensione dei fori della PC nella modalità di accensione della carica in camera principale, un ruolo di maggiore importanza rispetto, ad esempio, ad altre caratteristiche geometriche della PC [19]. Ad esempio, fori eccessivamente grandi permetterebbero alla fiamma di entrare indisturbata all'interno del cilindro, ottenendo in questo modo una modalità di accensione della miscela simile a quella che si ottiene con il sistema *torch ignition*. In aggiunta, Bunce *et al* [18], mostrano come la velocità dei getti che vengono a crearsi



**Figura 2.11:** Confronto sull'andamento dell'emissione di inquinanti ( $HC$ ,  $CO$  e  $NO_X$ ) al variare di  $\lambda$  tra sistema SI e TJI, [17].

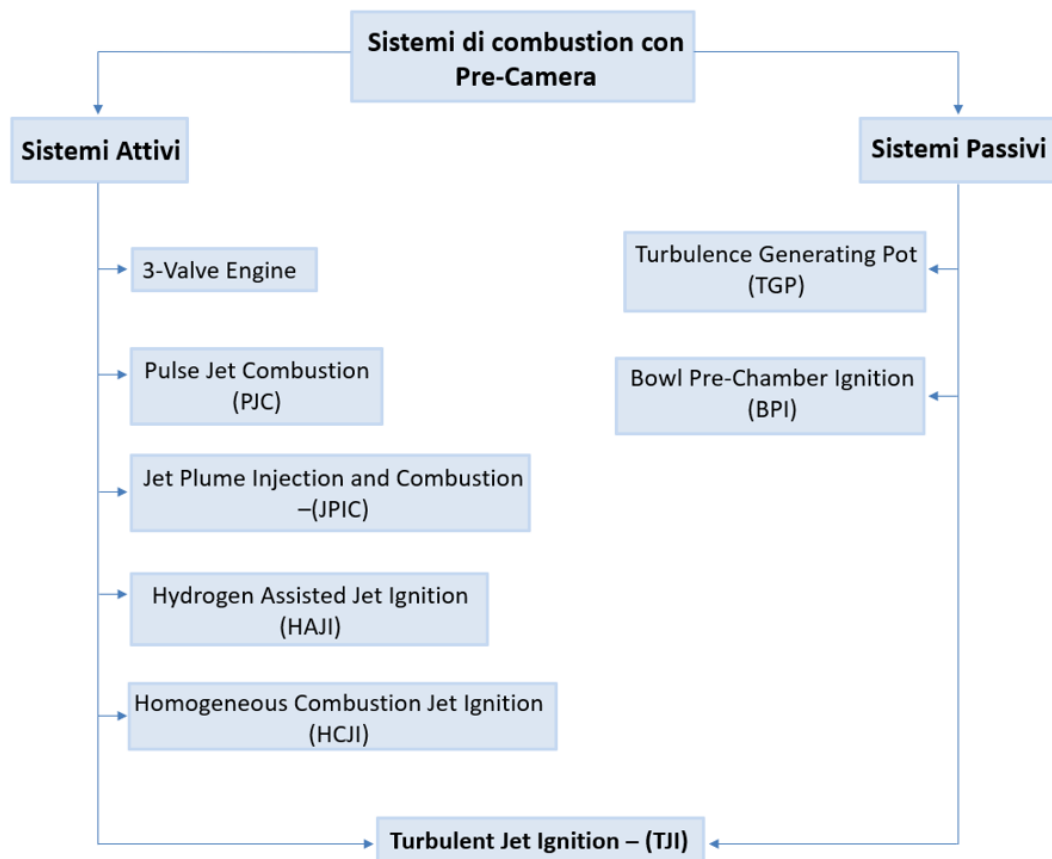
sia strettamente legata alla capacità di penetrazione degli stessi all'interno della camera principale. A seguito della combustione all'interno della PC, la presenza di fori con diametro opportunamente piccolo permette un maggior incremento di pressione all'interno della PC stessa (i gas hanno difficoltà a fuoriuscire dalla PC) e quindi la formazione di getti più veloci e penetranti ottenendo in questo modo un numero maggiore di siti di accensione della miscela principale. Se a ciò si andasse anche ad aumentare il numero di fori, si otterrebbero dei *ignition sites* maggiormente distribuiti. Si è visto infatti che una distribuzione più ampia di questi siti permette di avere dei fronti di fiamma che vanno a coprire una porzione di volume di camera principale minore, andando a diminuire di conseguenza la durata della combustione stessa, ottenendo vantaggi in termini di efficienza termica [18].

Risulta avere un impatto significativo anche l'orientazione dei fori [20] (figura 2.12), in particolare nella fase di riempimento della PC. I *tilted nozzles* permettono,



**Figura 2.12:** Orientazione dei fori: *tilted nozzles* e *straight nozzles*, [20].

ad esempio, di avere nelle vicinanze della candela una miscela più ricca rispetto ai *straight nozzles* ma con una intensità turbolenta minore. Anche la pozione della candela all'interno della PC risulta avere un particolare impatto sul processo di combustione [21]. Ciò che si è visto è che la posizione ideale in cui avere gli elettrodi della candela è il più lontano possibile dai fori della PC, in una posizione in cui sia comunque garantito un  $\lambda$  adeguato per l'accensione della carica. In questo modo, infatti, si è potuto osservare una quantità maggiore di gas bruciata, un maggior incremento di pressione all'interno della PC e quindi formazione di getti più robusti che portano ad una maggior turbolenza della miscela in camera principale.



**Figura 2.13:** Schema riassuntivo dei principali sistemi di combustione con Pre-Camera.

## Capitolo 3

# Metodologia

Nella prima parte di questo capitolo verrà descritto il motore preso in esame, dalla quale sono stati ottenuti i dati sperimentali che verranno successivamente utilizzati come riferimento di confronto dei risultati derivanti dall'analisi 3D/CFD. In particolare verranno spese alcune parole relative alle prove realizzate, alla tipologia ed alla qualità dei dati sperimentali a disposizione.

Nella seconda parte, invece, verrà descritta nel dettaglio l'analisi 1D/CFD eseguita in fase preliminare. Tale scelta è propedeutica alla successiva analisi 3D/CFD in quanto permetterà di ottenere delle condizioni al contorno più precise e robuste. Verrà descritta, in particolare, la fase di realizzazione del modello unidimensionale e successivamente verrà effettuata una breve analisi dei risultati ottenuti. Dopodiché, nella parte conclusiva del capitolo, verrà descritto, nel particolare, il modello numerico impiegato per l'analisi fluidodinamica 3D.

### 3.1 Setup Sperimentale

Il motore per applicazioni motociclistiche, impiegato in questa attività sperimentale è un motore Piaggio monocilindrico (tabella 3.1) di tipo SI. E' presente un iniettore di benzina (RON 95) PFI (tabella 3.2) nel runner di aspirazione. Oltre a questo primo iniettore, è presente un secondo iniettore, all'interno della PC, che non è stato utilizzato prevedendo in questo studio il solo funzionamento con modalità passiva.

Caratteristica geometrica	
Corsa	60 <i>mm</i>
Alesaggio	72 <i>mm</i>
Rapporto di compressione	10,5
Cilindrata	244 <i>cc</i>
Valve Timing	IVO = 6 CA ATDC
	IVC = 50 CA ABDC
	EVO = 4 CA BBDC
	EVC = 1 CA ATDC
Potenza max	16 <i>kW</i> @ 8000 <i>rpm</i>
Coppia max	20 <i>Nm</i> @ 5500 <i>rpm</i>

**Tabella 3.1:** Caratteristiche geometriche del motore impiegato nell'attività sperimentale.

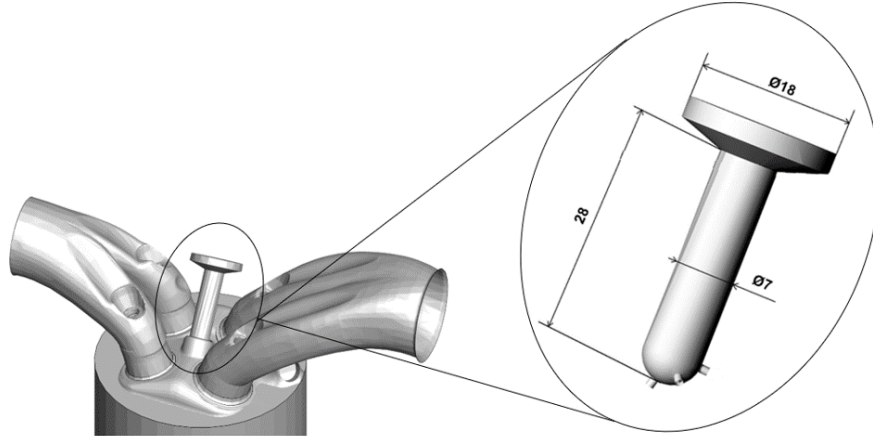
Iniettore	P. esercizio [bar]	n° fori	t.apertura [ms]	t.chiusura [ms]	SMD [um] medio
IWP 182	2.5	3	1,2	1	96@100 <i>mm</i> 98@125 <i>mm</i>

**Tabella 3.2:** Caratteristiche principali dell'iniettore PFI.

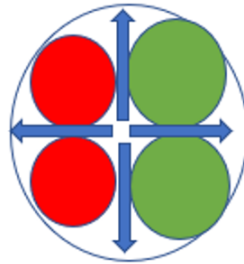
Caratteristica geometrica	
n° fori	4
Diametro fori	1 <i>mm</i>
Lunghezza fori	1 <i>mm</i>
Volume	1845,9 <i>mm</i> <sup>3</sup>
<i>Vol.PC/Vol.Cyl</i>	0,76 %
<i>Vol.PC/Vol.morto</i>	7,20 %

**Tabella 3.3:** Caratteristiche geometriche principali della pre-camera.

La testa cilindro è di tipo *pent-roof* in cui sono presenti quattro valvole. La PC, progettata per sostituire la candela originariamente presente, è posizionata al centro della testa cilindro (figura 3.1). Sulla testa della PC sono presenti quattro fori orientati in modo tale che l'asse di ciascun foro sia compreso tra due sedi valvole (figura 3.2). Le principali caratteristiche geometriche della PC sono riportate in tabella 3.3. Come si può ben osservare dalla tabella, il rapporto  $\frac{Vol_{PC}}{Vol_{morto}}$  risulta essere pari a 7,2%, decisamente maggiore rispetto a vari casi presenti in letteratura (range che va da circa 3% ad un massimo di circa 5%, [15]-[19]-[22]).



**Figura 3.1:** Posizione e dimensione della pre-camera.



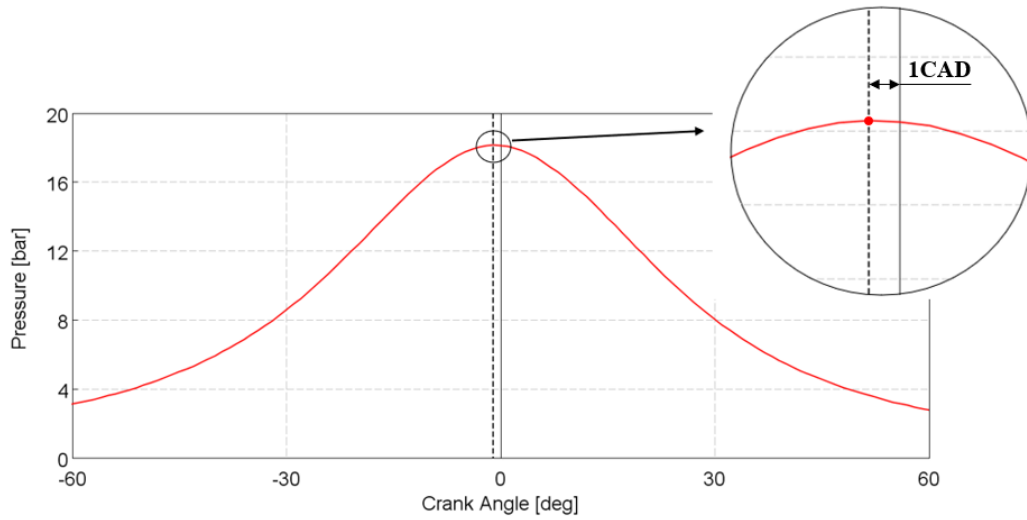
**Figura 3.2:** Orientazione fori PC.

## 3.2 Dati sperimentali

Le prove eseguite si differenziano sostanzialmente per la velocità di rotazione a cui è stato fatto girare il motore (2000 *rpm*, 3000 *rpm*, 4000 *rpm* e 5000 *rpm*) e per la dosatura ( $\lambda$ ) della miscela introdotta all'interno del cilindro (1, 1.2 e 1.4), per un totale di 14 prove, tabella 3.4. Per ogni caso studiato sono stati acquisiti 400 cicli consecutivi. Per ciascuno di essi, sono stati misurati diversi parametri motore, tra i quali anche gli andamenti di pressione nel manifold di aspirazione ed all'interno del cilindro. Non è invece noto l'andamento della pressione nel manifold di scarico ed all'interno della PC. A tal proposito, è bene soffermarsi e spendere alcune parole relative al segnale di pressione misurato in MC, nelle varie prove.

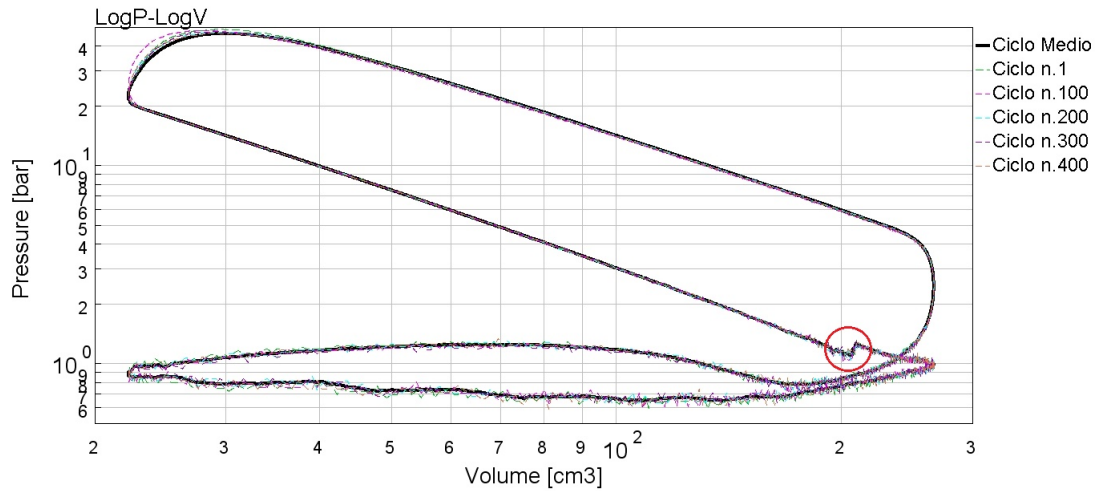
Nella figura 3.3 è rappresentato l'andamento della pressione misurata in camera principale, riferito ad un ciclo trascinato a 2000 *rpm*. Si nota un offset angolare (1 deg) del picco di pressione rispetto al Punto Morto Superiore (PMS). Tale errore verrà corretto successivamente, nell'impostazione del modello 1D, in modo da

Caso	[rpm]	$\lambda$	ST [°]	SOI [°]	Coppia [Nm]	PMI [bar]	T.eng [K]	T.exh1 [K]	T.exh2 [K]
1	2000	1	-17,5	-230	83	8,35	48	490	170
2	2000	1	-15	-230	81	8,01	89	501	290
3	2000	1,4	-25	-230	63	6,5	88	440	255
4	3000	1	-25	-230	101	9,28	77	612	401
5	3000	1	-22	-230	99	9,18	90	630	388
6	3000	1,4	-41	-230	78	7,65	66	558	245
7	3000	1,4	-41	-230	78	7,65	74	560	290
8	3000	1,4	-41	-230	78	7,65	80	570	312
9	4000	1	-29	-230	114	10,11	70	684	412
10	4000	1	-30	-230	111	9,75	95	689	475
11	4000	1	-30	-230	111	9,71	90	687	438
12	4000	1,2	-74	-230	99	8,8	85	644	412
13	4000	1,2	-74	-230	98	8,73	93	646	420
14	5000	1	-42	-230	115	10,12	90	750	495

**Tabella 3.4:** Casi sperimentali.**Figura 3.3:** Picco relativo al segnale di pressione di un ciclo trascinato a 2000 rpm.

traslare correttamente l'intero ciclo di pressione, per i vari casi in esame. Andando, invece, a raffigurare nuovamente l'andamento di pressione in camera, ma questa volta su un diagramma LogP-LogV, quello che si nota (figura 3.4) è la presenza di un gradino nella parte iniziale della fase di compressione. Questa discontinuità,



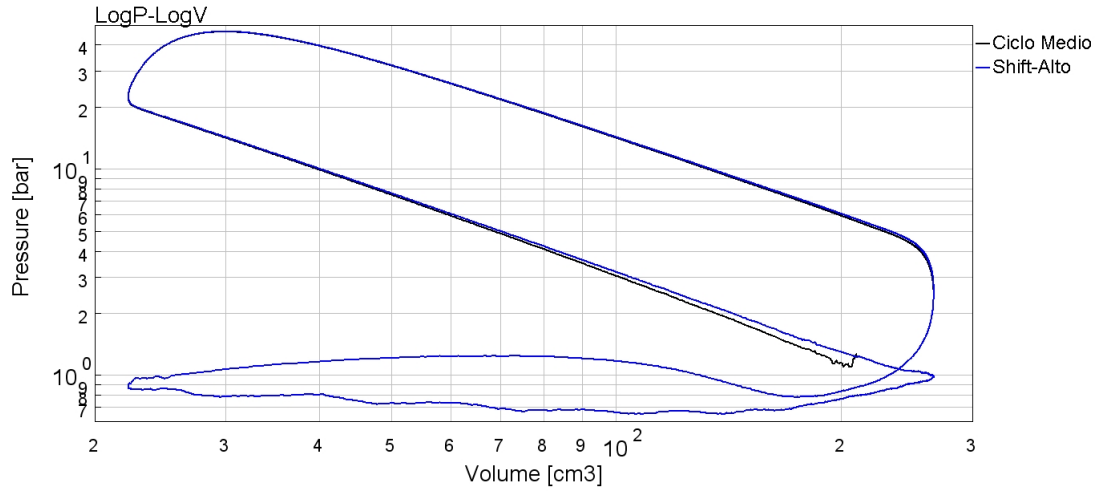


**Figura 3.4:** Andamento della pressione all'interno del cilindro, rappresentato su un diagramma LogP-LogV.. E' rappresentato l'andamento del ciclo medio (linea continua) e l'andamento dei singoli cicli (linea tratteggiata).

visibile sia rappresentando l'andamento medio e sia rappresentando l'andamento dei singoli cicli, è molto probabilmente legato all'evento di chiusura delle valvole di aspirazione, vista la loro ridotta distanza dal sensore di pressione. Al fine di migliorare la qualità dei risultati ottenibili dell'analisi 1D/CFD, si è reputato utile andare a correggere il ciclo di pressione sperimentale misurato, andando ad eliminare questo gradino di pressione. Tale correzione è possibile effettuarla attraverso tre differenti metodologie, descritte in breve di seguito:

1. Traslazione verso l'alto della parte di ciclo successiva al gradino, fino al raggiungimento del BDC;
2. Traslazione verso il basso della parte precedente al gradino, che comprende l'intero ciclo di ricambio fluido e la parte iniziale della fase di compressione.
3. Ricostruzione della politropica di compressione, fino allo *Spark-Time*, utilizzando un esponente ricavato da un intervallo angolare precedente al gradino.

Il terzo metodo ha dato risultati differenti dagli altri due che, invece, risultano allineati. Infatti, l'intervallo angolare che precede il gradino, utilizzato per determinare l'esponente della politropica, precede anche l'IVC, rendendo il calcolo non preciso (una piccola variazione dell'intervallo utilizzato per il calcolo dell'esponente produceva dei risultati molto diversi da loro). Per tal motivo si è deciso di procedere con uno dei primi due metodi, in particolare con il primo (il risultato è mostrato in figura 3.5).



**Figura 3.5:** Andamento della pressione all'interno del cilindro, rappresentato su un diagramma LogP-LogV, relativo al ciclo medio, non corretto (nero) e corretto (blu).

Come è possibile notare dalla tabella 3.4, lo *Start of Injection* (SOI) viene mantenuto costante per tutti i casi mentre viene variato l'anticipo di accensione della miscela, ST (*Spark Time*). In particolare si osserva che, a parità di velocità di rotazione, l'anticipo di accensione aumenta all'aumentare della dosatura della miscela. Tale incremento è giustificato dal fatto che, per miscele più povere si tende a sfavorire un eccessivo mescolamento (e quindi un eccessivo abbassamento della reattività della miscela), evitando il rischio di una mancata accensione. Viene inoltre riportata la coppia e la Pmi (Pressione media indicata) che, a parità di dosatura, tendono ovviamente ad aumentare con il numero di giri. Le ultima tre colonne, invece, si riferiscono a 3 valori di temperatura, in particolare:

- $T_{eng}$ : è la misura di temperatura del liquido di raffreddamento misurata in uscita dalla testata, in corrispondenza della valvola termostatica;
- $T_{exh1}$ : è la misura di temperatura rilevata all'interno del collettore di scarico, ad una distanza di circa 10 cm dalle valvole;
- $T_{exh2}$ : è la misura di temperatura rilevata all'interno del collettore di scarico, ad una distanza di circa 45 cm dalle valvole;

Data la mancanza di informazioni riguardanti la portata d'aria aspirata e la portata di combustibile e data, invece, la sola conoscenza del consumo stimato dall'apertura dell'iniettore, è stato reputato utile eseguire una verifica sul dato del lambda fornito, attraverso il metodo SPINDT [23], avendo a disposizione le emissioni degli

inquinanti. Tale metodo, ideato da Spindt, consiste in un singolo algoritmo che permette, attraverso la sola conoscenza della concentrazione degli inquinanti allo scarico ( $CO_2$ ,  $CO$ ,  $HC$ ,  $NO_x$ ), il calcolo del rapporto  $A/F$ . In appendice A viene riportato lo script Matlab implementato mentre in tabella 3.5 vengono riportati i risultati di tale analisi.

Caso	[rpm]	lambda nominale	lambda SPINDT	errore [%]
1	2000	1	1,041	4,13
2	2000	1	1,006	0,65
3	2000	1,4	1,361	2,78
4	3000	1	1,011	1,12
5	3000	1	1,008	0,87
6	3000	1,4	1,298	7,22
7	3000	1,4	1,298	7,22
8	3000	1,4	1,298	7,22
9	4000	1	1,008	0,83
10	4000	1	1,023	2,38
11	4000	1	1,023	2,38
12	4000	1,2	1,353	12,78
13	4000	1,2	1,353	12,78
14	5000	1	0,968	3,11

**Tabella 3.5:** Confronto tra i valori di lambda nominali ed i valori di lambda ottenuti con il metodo SPINDT.

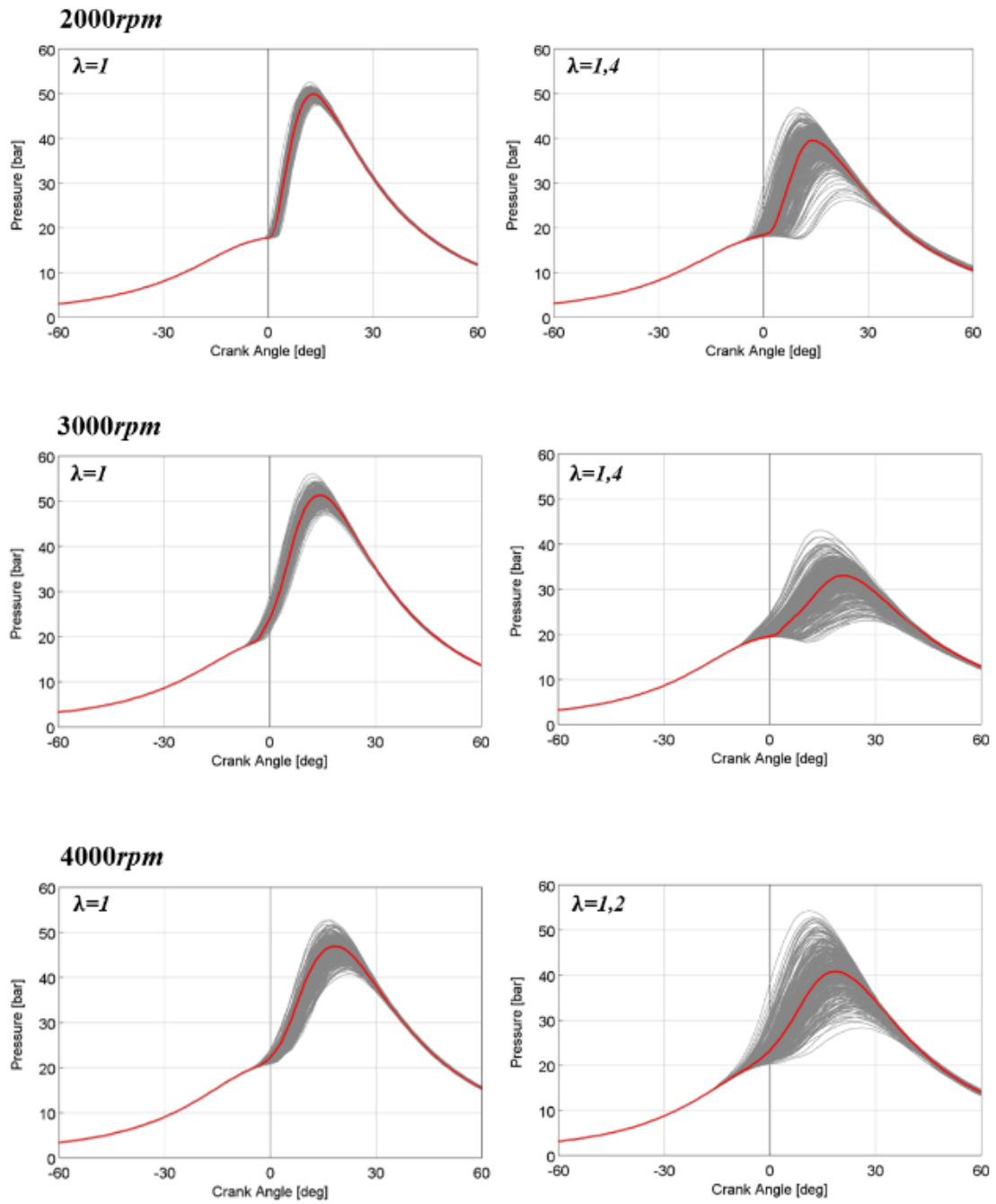
Osservando i risultati, le prove con dosatura povera risultano essere quelle con errore tra  $\lambda_{nom}$  e  $\lambda_{spindt}$  maggiore. Nonostante gli errori rilevati risultino essere non trascurabili, si è deciso di proseguire utilizzando i valori di dosatura nominale.

In aggiunta ai dati presenti in tabella 3.4, per ciascun punto operativo analizzato è stato fornito anche il valore della  $CoV_{pmi}$  (*Coefficient Of Variation of Pmi*) (tabella 3.6). In generale questo parametro, che indica sostanzialmente la variabilità ciclica della Pmi, viene utilizzato come misura della stabilità del processo di combustione. Affinché si abbia, in una determinata condizione operativa, un funzionamento stabile del motore, si tende a mantenere la  $CoV_{pmi}$  al di sotto del 2-3% [8]. Come è possibile osservare dai risultati riportati in tabella, in alcuni casi si verifica il superamento di tale limite, con valori di  $CoV_{pmi}$  particolarmente alti. Questo aumento di dispersione ciclica, conseguente al passaggio da miscela stechiometrica a miscela povera, è sostanzialmente legato, alla diminuzione della velocità di propagazione del fronte di fiamma in condizioni di miscela maggiormente diluita

Caso	$[rpm]$	$\lambda$	$CoV_{pmi}$
1	2000	1	0,58%
2	2000	1	0,69%
3	2000	1,4	2,09%
4	3000	1	0,59%
5	3000	1	0,58%
6	3000	1,4	3,75%
7	3000	1,4	2,62%
8	3000	1,4	1,97%
9	4000	1	0,90%
10	4000	1	0,58%
11	4000	1	0,79%
12	4000	1,2	2,49%
13	4000	1,2	2,39%
14	5000	1	1,81%

**Tabella 3.6:** Valori di  $CoV_{pmi}$  misurato, per ciascun caso sperimentale.

(come sarà possibile vedere meglio nel capitolo 4). Data la presenza di valori di  $CoV_{pmi}$  importanti (casi 3-6-7-8-12-13-14), è stato ritenuto opportuno approfondire tale aspetto. Per ciascun regime di rotazione analizzato (2000 *rpm*, 3000 *rpm*, 4000 *rpm*) e per ciascuna condizione di dosatura analizzata (1, 1,2/1,4) sono stati rappresentati i 400 singoli cicli di pressione misurati sperimentalmente (ordinati in maniera crescente rispetto alla pressione massima raggiunta) (figura 3.6), in modo tale da poter andare ad osservare, graficamente, la dispersione ciclica presente in ciascun caso. Come già anticipato in precedenza, per ogni regime di rotazione esaminato, si nota un marcato aumento di instabilità del ciclo motore passando dal caso stechiometrico al caso povero, sia in termini di pressione massima raggiunta in camera principale e sia in termini di istante di accensione della miscela. Prendendo come esempio il caso a 2000 *rpm*, si può osservare che la variazione massima dal picco di pressione, nel caso stechiometrico (caso 1) non supera i 5 *bar* mentre nel caso con  $\lambda = 1,4$  (caso 3), si superano i 20 *bar*. Analogamente, sempre per i casi appena citati, osservando l'istante di accensione della miscela in camera principale, la variazione massima registrata nel caso a  $\lambda = 1,4$  arriva a 15 CAD a fronte dei 4 CAD registrati nel caso  $\lambda = 1$ . Un'ulteriore osservazione che può essere fatta, riferendosi sempre alla figura 3.6, è capire come varia la dispersione ciclica, a parità di dosatura (ad esempio dosatura stechiometrica), all'aumentare del regime di rotazione. Quello che si nota è che a velocità maggiori (4000 rpm, caso 9) l'instabilità ciclica tende leggermente ad aumentare. Ciò potrebbe essere legato ad un incremento eccessivo della turbolenza all'interno della PC che potrebbe



**Figura 3.6:** Singoli cicli sperimentali, al variare del regime di rotazione, nel caso stechiometrico (sx) e nel caso povero (dx). In rosso è evidenziato il ciclo mediano.

ostacolare la formazione e la successiva propagazione del fronte di fiamma. Conclusa l'analisi dei singoli cicli sperimentali, sono stati confrontati gli andamenti medi con quelli mediani, in modo da capire quale sia l'andamento più opportuno da utilizzare come sperimentale di riferimento per i risultati 3D/CFD. Nelle figura 3.7, oltre ai cicli di pressione in MC, si sono confrontati anche quelli relativi all'Heat Release Rate (HRR). Com'era facilmente prevedibile, le maggiori differenze registrate, tra andamenti medi e mediani, riguardano sostanzialmente i casi con miscela povera. In particolare, prendendo in considerazione il rilascio di calore, oltre a delle differenze relative al picco massimo di calore rilasciato (ad esempio il caso povero a 2000 *rpm*), si osserva un diverso andamento nella parte iniziale della fase di combustione. Soffermendosi nel dettaglio sul caso a 3000 *rpm*, si osserva, sia nel caso  $\lambda = 1$  (caso 4) ma soprattutto nel caso  $\lambda = 1,4$  (caso 6), un picco di rilascio di calore nell'andamento mediano, non rappresentato nell'andamento medio che, per contro, descrive questa prima fase di rilascio termico in maniera meno accentuata. Di conseguenza, per evitare che passando da un andamento mediano ad uno medio si andasse a trascurare particolari fenomeni all'interno della MC, si è deciso di procedere utilizzando come sperimentale di riferimento gli andamenti mediani. Nonostante ciò, in definitiva, non sono state comunque registrate notevoli differenze tra andamento medio e mediano, sia in termini di HRR che in termini di pressione.

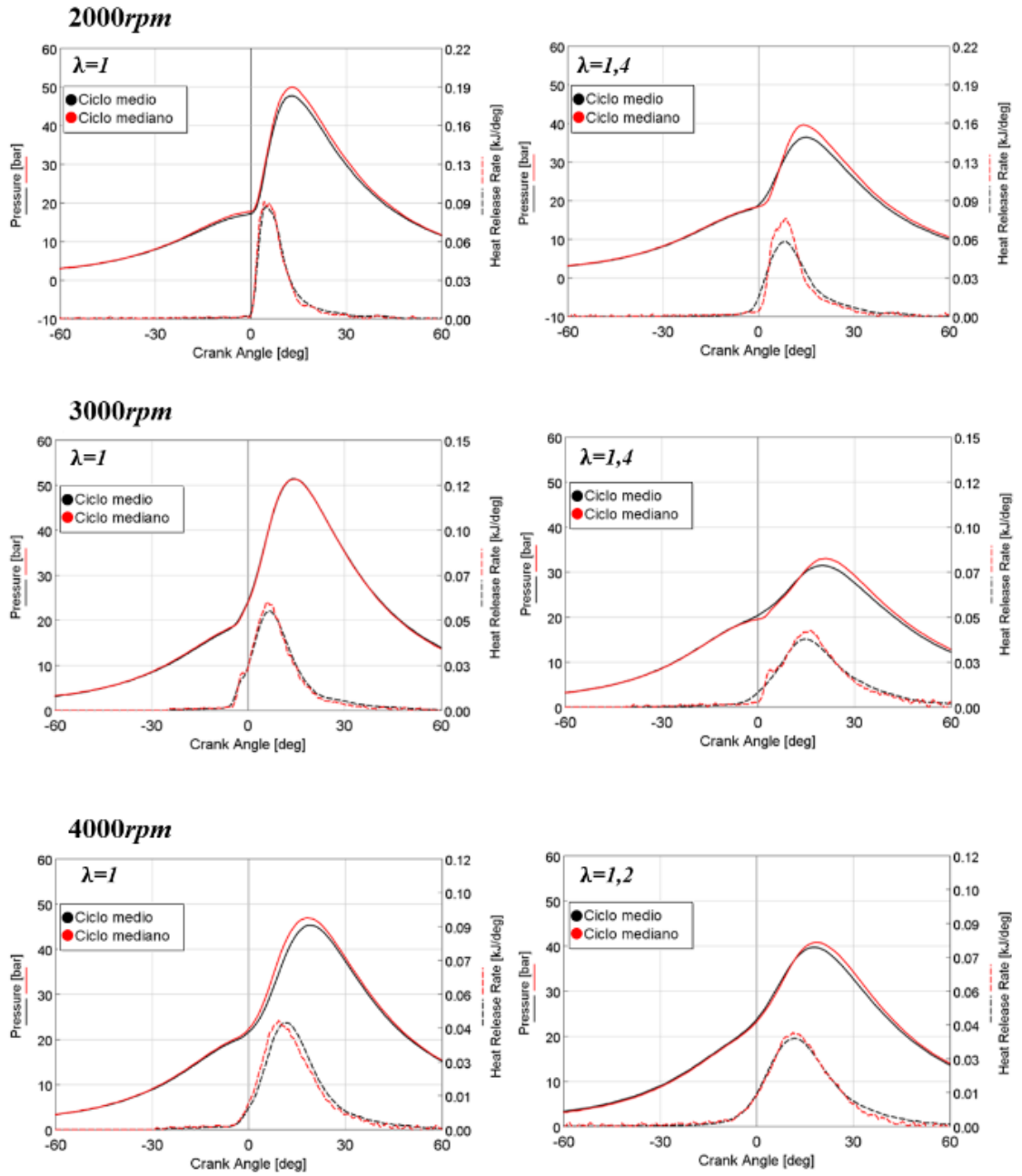
### 3.3 Analisi 1D

Prima di procedere con l'analisi 3D/CFD, è stato effettuato un post-processing dei dati sperimentali forniti, attraverso una prima analisi 1D/CFD. Inoltre, come già detto precedentemente, questa analisi preliminare ha anche l'obiettivo di fornire le condizioni al contorno necessarie per il modello numerico 3D. Per effettuare questa tipologia di analisi, all'interno del software GT-SUITE [24] è possibile seguire due approcci differenti:

- Closed Volume Analysis (CPOA)
- Three Pressure Analysis (TPA)

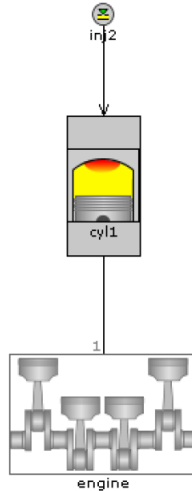
L'output di questa analisi è il calcolo del *burn rate* che si ha all'interno della camera principale.

**Closed Volume Analysis (CPOA).** Con questa prima tipologia di analisi è richiesta la conoscenza del segnale di pressione solo all'interno del cilindro. A ciò, però, si aggiunge la richiesta di ulteriori dati, tra i quali il rendimento volumetrico, la frazione dei gas residui, rapporto di aria e quantità di massa di combustibile intrappolata nel cilindro.



**Figura 3.7:** Confronto tra andamento medio e mediano della pressione e del HRR, al variare del regime di rotazione, nel caso stechiometrico (sx) e nel caso povero (dx). In rosso è evidenziato il ciclo mediano.

Per quanto riguarda il modello 1D, invece, la CPOA richiede la conoscenza di alcune caratteristiche geometriche relative al solo cilindro.



**Figura 3.8:** Esempio di un modello 1D utilizzato per l'analisi CPOA.

**Three Pressure analysis (TPA).** In questo secondo approccio, che sarà quello applicato nel caso specifico, il calcolo del *burn rate* richiede la conoscenza di tre segnali di pressione (come suggerisce il nome), in particolare all'aspirazione, nel cilindro ed allo scarico. Non richiede invece alcuna conoscenza riguardante la composizione della miscela all'interno del cilindro.

Con l'approccio TPA sono disponibili diverse tipologie di analisi. La più comune, nonché la tipologia utilizzata nel caso in esame, prende il nome di "*TPA steady*", in cui si vanno ad analizzare condizioni operative stazionarie ed in cui i dati forniti al calcolo sono ottenuti da cicli mediati oppure cicli singoli. L'obiettivo principale è quello di calcolare un singolo *burn rate* per ciascuna condizione operativa posta in esame.





### 3.3.1 Modello 1D

Affinché si possa eseguire l'analisi 1D/CFD, come già precedentemente sottolineato, viene richiesta la realizzazione di un modello unidimensionale (figura 3.9) che comprenda, oltre al cilindro, anche le linee di aspirazione e scarico. In questa sezione verrà analizzato più nel dettaglio il modello 1D ottenuto, andandolo a suddividere in tre macro-sezioni.







## Linea di aspirazione

La linea di aspirazione costituisce la prima parte del modello e permette al sistema di prelevare l'aria dall'ambiente, di mescolarla con il combustibile e di introdurre la miscela formatasi, all'interno del cilindro. L'elemento  *Intake* costituisce l'ambiente di aspirazione, nel quale viene definita la composizione dell'aria nonché il segnale di pressione misurato sperimentalmente in aspirazione. L'elemento  *IntRunner-2* rappresenta invece il runner di aspirazione, in particolare rappresenta il tratto di condotto compreso tra il sensore di pressione ed i port di aspirazione. Affacciato sull'intake runner c'è l'elemento  *InjAFSeqConn*, l'iniettore PFI nel quale è stata definita la portata di combustibile iniettata e la tipologia di combustibile (benzina). A valle del runner di aspirazione sono stati modellati i port di aspirazione, discretizzati tramite GEM3D. Gli ultimi elementi che costituiscono la linea di aspirazione sono le valvole. All'interno di quest'ultimo elemento,  *Int\_valve*, oltre alla legge d'alzata, costante per ogni caso analizzato in quanto non è previsto un variatore di fase, vengono definiti anche ulteriori parametri, come ad esempio: il "*valve lash*" imposto costante per tutti i casi in esame; il "*Valve Reference Diameter*", noto e pari a 19,7 mm; "*Forward/Reverse CD*", che rappresentano i coefficienti di perdita relativi al flusso da aspirazione verso il cilindro ("*Forward*") e viceversa, da cilindro verso l'aspirazione ("*Reverse*") (ad esempio in caso di riflusso). Quest'ultimi tendono, generalmente, ad essere più bassi. In questo caso particolare, però, essendo noti solo i "*Forward CD*", i "*Reverse CD*" sono stati posti pari ai primi.

## Cilindro

La parte centrale del modello, invece, è costituita dalla camera principale, dalla pre-camera ed infine dal "*Engine CrankTrain*", utilizzato per modellare la cinetica e la dinamica rigida del motore. All'interno della "*Main-Chamber*" è stato definito il segnale di pressione misurato sperimentalmente all'interno del cilindro. Oltre a ciò vengono definiti anche alcuni parametri legati al processo di combustione, come lo ST o ancora, alcuni parametri geometrici, come il rapporto *Head/Bore* oppure *Piston/Bore*. Collegata alla camera principale è presente la pre-camera,  *Prechamber*. Anche all'interno della PC sarebbe necessario, ai fini del calcolo del *burn-rate* al suo interno, introdurre un segnale di pressione sperimentale che nel caso in esame non è noto. Anche qui, oltre al segnale di pressione, vengono richiesti ulteriori parametri, tra i quali il volume (1846 mm<sup>3</sup>), la superficie (1842 mm<sup>2</sup>), il numero e la dimensione fori. A concludere la parte centrale del modello c'è il "*Engine CrankTrain*", all'interno del quale vengono definiti parametri come ad esempio velocità di rotazione, SoC e gli attriti presenti all'interno del sistema (FMEP).

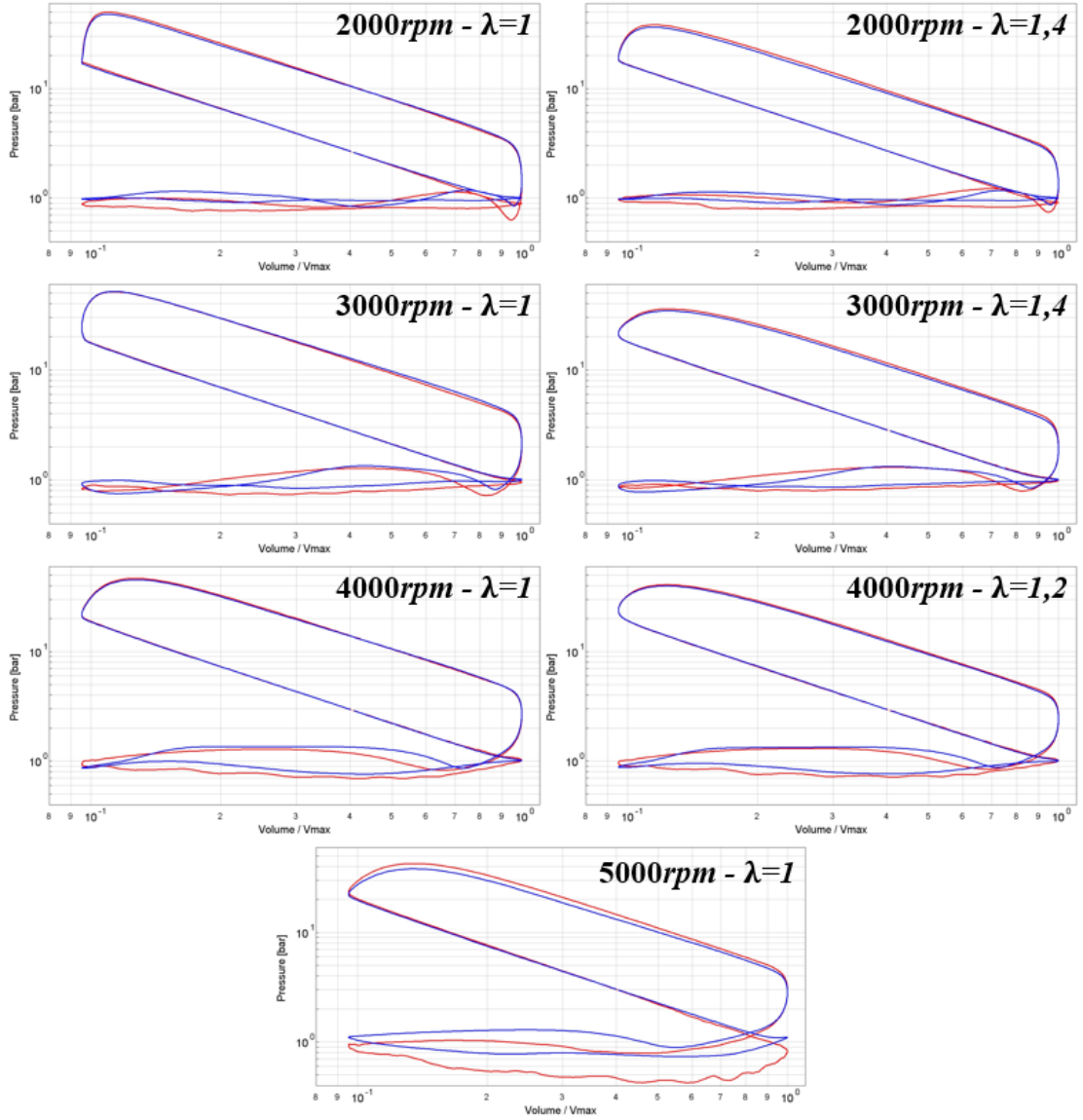
## Linea di scarico

L'ultima parte, che va a completare l'intero modello, è costituita dalla linea di scarico. Per quanto riguarda le valvole e i port di scarico, la discretizzazione è stata eseguita in maniera analoga a quanto già detto per la linea di aspirazione. Il modello poi segue con il runner di scarico. Inoltre, dalle informazioni a disposizione, la parte finale della linea di scarico prevede la presenza di un TWC, interposto tra due runner. In assenza di ulteriori informazione, si è pensato di procedere modellando questa parte (da *catconn1* a *ExhRunner-2-1*) facendo riferimento ad esempi di template presenti nel database di GT-Suite. L'elemento finale del modello, , rappresenta sostanzialmente l'ambiente di scarico. Qui è richiesto di definire il terzo ed ultimo segnale di pressione (analisi TPA) misurato appunto allo scarico. Nel caso in esame questo segnale non è noto e per tal motivo è stato imposto, invece, un valore di pressione costante e pari a 1 *bar*.

### 3.3.2 Risultati

In questa sezione verranno riportati ed analizzati i risultati ottenuti dall'analisi TPA. Questi verranno confrontati con i dati sperimentali a disposizione, in modo da comprendere quanto il comportamento del modello 1D realizzato si avvicini a quello del motore impiegato sperimentalmente. Tra i vari risultati ottenuti, si è fatto maggior riferimento al diagramma LogP-LogV (figura 3.10), in modo tale da poter monitorare in maniera più dettagliata il confronto tra i due andamenti (sperimentale e simulato), per ogni fase del ciclo motore. Per quanto riguarda le fasi di compressione, combustione ed espansione, si osserva una buona corrispondenza tra simulato (blu) e sperimentale (rosso), soprattutto per i casi a 3000 *rpm* (casi 4-6) e 4000 *rpm* (casi 9-12), meno invece per i casi caratterizzati da un regime di rotazione minore (2000 *rpm*, casi 2-3) e maggiore (5000 *rpm*, casi 14), ove non si riesce a simulare correttamente soprattutto le fasi di combustione ed espansione. Differente è invece il discorso relativo al ciclo di ricambio fluido (scarico-aspirazione). In questo caso si nota come il modello riesca, in maniera abbastanza buona, a seguire l'andamento sperimentale solo a 4000 *rpm* e meno nei restanti casi. Questo è parzialmente dovuto, come già discusso precedentemente, alla mancanza di dati che non permettono di definire, in maniera dettagliata, la linea di aspirazione e di scarico. In particolare si nota come, in tutti i casi rappresentati in figura 3.10 (soprattutto a 2000 *rpm* ed a 5000 *rpm*), l'andamento relativo alla fase di aspirazione simulata risulta essere sempre al di sopra (ovvero a pressioni maggiori) di quello misurato sperimentalmente, arrivando quindi ad inizio fase di compressione con una massa totale aspirata lievemente maggiore rispetto a quella sperimentale.

Oltre al diagramma LogP-LogV però, con lo scopo di andare in qualche modo a definire la "correttezza" di ciascun caso simulato, si è fatto riferimento ad ulteriori



**Figura 3.10:** Risultati ottenuti dalla TPA. In rosso l'andamento misurato sperimentalmente, in blu l'andamento simulato da GT-Suite. Viene rappresentato solo un risultato per ogni condizione velocità/dosatura studiata.

parametri:

- LHV multiplier: è considerato un indice correttivo del *burn-rate* simulato in camera da GT-Suite [24]. Può essere definita un banda di tolleranza (+/-5%) al di fuori della quale non è consigliabile andare, (figura 3.11(a));

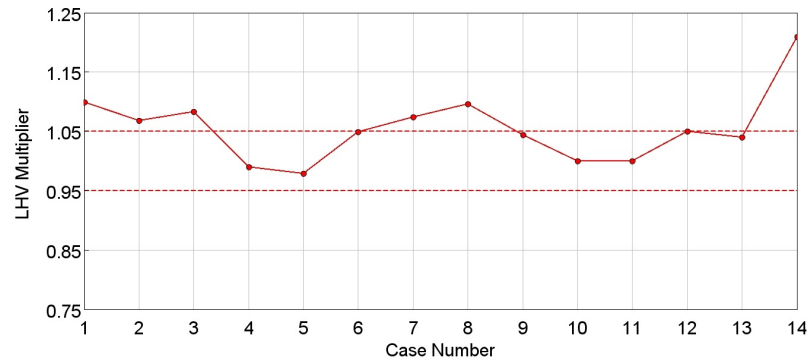
- Pressure shift: è uno shift, applicato sulla curva di pressione misurata da GT-Suite all'interno del cilindro, al fine di ottenere una buona corrispondenza in un intervallo della corsa di espansione. Anche qui può essere definita una banda di tolleranza ( $\pm 0,5 \text{ bar}$ ), (figura 3.11(b));
- Compression Heat Release: indica la quantità di energia rilasciata durante la compressione, prima che la combustione abbia inizio, rapportata all'energia del combustibile totale. In generale tale fattore deve essere molto vicino a 0, valori significativi (positivi o negativi) possono indicare un'inconsistenza nei dati input, (figura 3.11(c)).

Come si può notare dalle figure 3.11(a), 3.11(b), 3.11(c), mentre per quanto riguarda gli ultimi due indici non si riscontrano particolari problemi, differente è il caso relativo primo indice. Si nota, infatti, che alcuni casi cadono al di fuori della banda di tolleranza. Il caso più evidente, come si poteva già prevedere osservando l'ultimo risultato di figura 3.10, è il caso 5000 *rpm*, in cui l'indice LHV arriva circa ad un valore di 1,2.

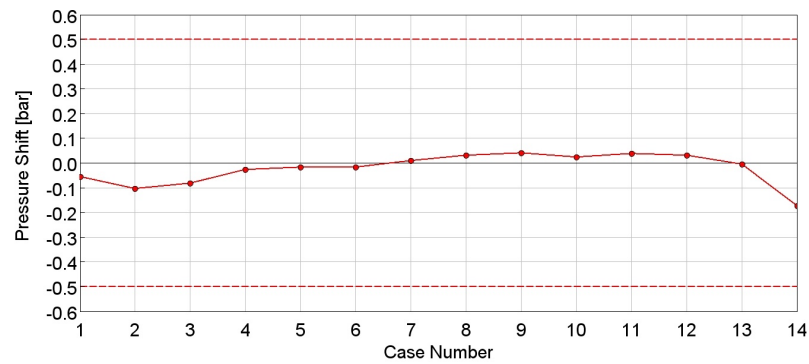
Conclusa l'analisi 1D/CFD, si è potuto procedere con l'analisi 3D/CFD. In particolare si è deciso di non effettuare un'analisi 3D/CFD per ciascun caso in esame ma scegliere, tra i 14 casi a disposizione, solo 3 condizioni operative. Alla luce dei risultati rappresentati in precedenza (figure 3.10 ,3.11(a), 3.11(b), 3.11(c)), sono stati scelti i seguenti casi:

- 3000 *rpm* /  $\lambda = 1$ ;
- 3000 *rpm* /  $\lambda = 1,4$ ;
- 4000 *rpm* /  $\lambda = 1$ ;

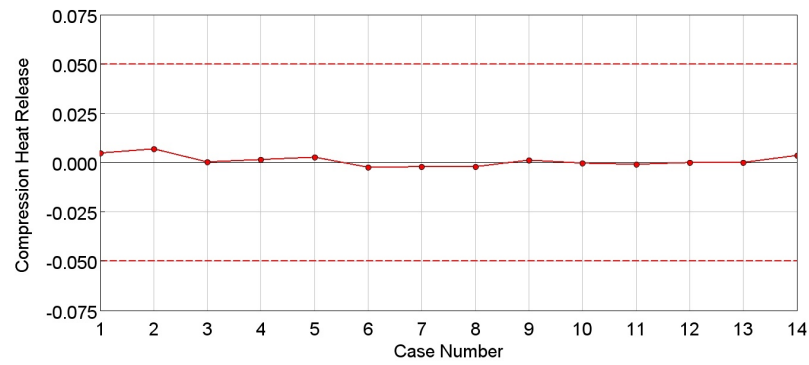
Tale scelta è giustificata dal fatto che in questo modo è possibile andare a studiare ed evidenziare come varia il ciclo motore (e quindi i vari fenomeni interni alla PC e MC) al variare della dosatura della miscela (mantenendo il regime di rotazione costante) e al variare del regime di rotazione (mantenendo la dosatura costante).



((a)) *LHV Multiplier.*



((b)) *Pressure Shift.*



((c)) *Compression Heat Release.*

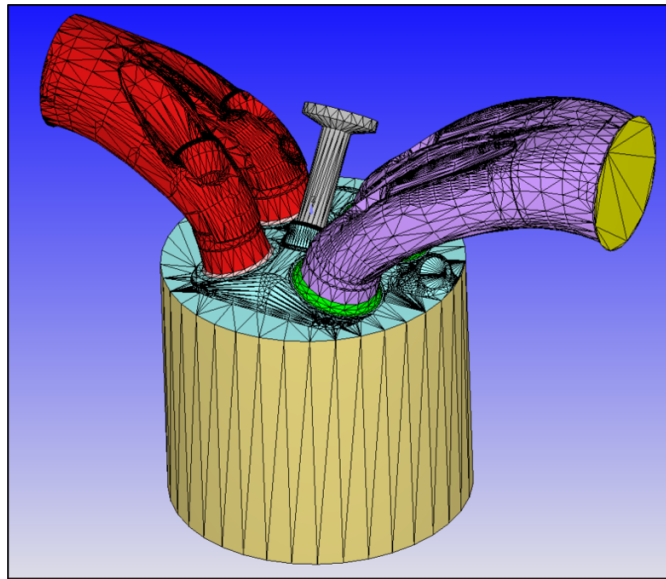
**Figura 3.11:** Andamento di LHV Multiplier (a), Pressure Shift (b) e Compression Heat Release (c) relativo ai casi in esame.

## 3.4 Modello 3D/CFD

L'analisi 3D/CFD presentata in questo capitolo è stata eseguita per mezzo del software CONVERGE v3.0 [25]. Nelle sezioni seguenti verrà presentato il setup finale del modello, risultato di una serie di analisi di sensitività che hanno coinvolto diversi parametri di modellazione, col fine di ottenere un modello numerico affidabile, che descriva nella maniera più fedele possibile il setup sperimentale.

### 3.4.1 Preparazione superficie

Il primo step necessario per definire il modello è inevitabilmente quello di definire la superficie geometrica nonché il dominio di calcolo. In una simulazione Converge, la geometria viene discretizzata per mezzo di elementi triangolari. Tale discretizzazione viene eseguita su un file CAD di partenza, fornito al software. Nel caso in esame, il file CAD a disposizione, fornito a Converge, rappresentava l'interno monoblocco, comprendendo anche parti non necessarie ai fini del calcolo. Infatti, la superficie richiesta dal software è la sola "*superficie bagnata*", ovvero quella parte di superficie strettamente a contatto con il fluido, che andrà a definire il dominio di calcolo per l'analisi CFD (figura 3.12). Durante questa fase di preparazione



**Figura 3.12:** Dominio di calcolo definito per l'analisi 3D/CFD.

della superficie, c'è stata anche una fase di correzione di "difetti superficiali" nati in seguito alla discretizzazione del file CAD di partenza. Una volta definita la superficie finale, l'ultimo step è stato quello di contrassegnare i vari triangoli di discretizzazione alle loro corrispettive "*boundaries*", ovvero insieme di triangoli che

vanno a rappresentare una determinata porzione di superficie (in figura 3.12 è possibile notare porzioni di superficie definite con colori differenti). Ciò risulterà fondamentale nella parte relativa alla definizione del *case-setup*, in cui per ciascuna "*boundary*" sarà possibile definire determinate condizioni al contorno. Inoltre, la definizione di queste "*boundaries*" permette di avere un maggior controllo ed una maggiore flessibilità nella fase di raffinamento della griglia di calcolo (come si potrà vedere successivamente).

Terminata questa prima parte dedicata alla definizione del dominio di calcolo, si è passati col definire il "*case-setup*".

### 3.4.2 Case-setup

Il *case-setup*, rappresentato in figura 3.13, è composto da diverse macro-sezioni nelle quali è possibile, ad esempio, definire modelli fisici, condizioni iniziali e tanti altri parametri di modellazione richiesti da Converge e necessari ai fini dell'analisi CFD.

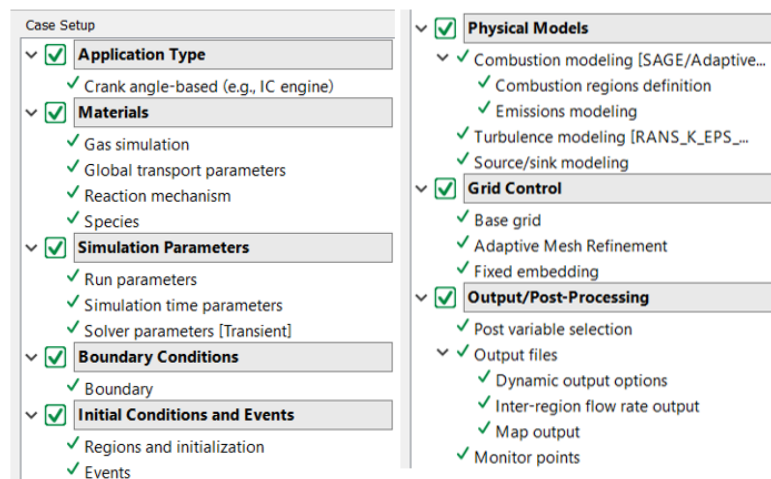


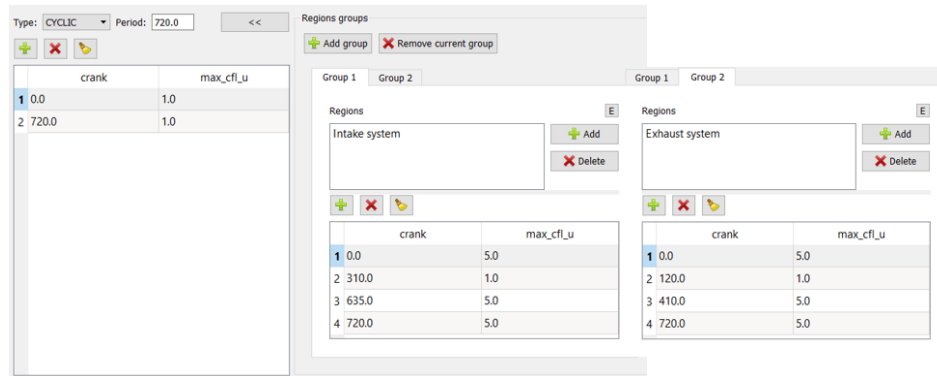
Figura 3.13: Case Setup del modello numerico.

### Setup Numerico

Lo schema numerico definito per questo lavoro è stato il seguente: è stato utilizzato il metodo delle differenze finite centrate del secondo ordine per la discretizzazione nello spazio mentre, per la discretizzazione nel tempo, è stato impiegato il metodo implicito di Eulero del primo ordine. Inoltre, è stato deciso di imporre un time-step variabile, partendo da un minimo di  $1e-08$  s fino ad un massimo di  $2,5e-05$  s. Per quanto riguarda, invece, le condizioni di Courant-Friedrichs-Lewy (CFL), sono stati



imposti dei CFL max di diffusione e Mach costanti e pari, rispettivamente, a 1 e 50. Si è deciso, invece, di definire un CFL max di convezione variabile (figura 3.14), in particolare si è scelto di diminuire questo parametro (da 5 a 1) durante le intere fasi di aspirazione e scarico. Per la risoluzione delle equazioni di conservazione, è stato utilizzato l'algoritmo *Pressure Implicit with Splitting Operator di Issa* (PISO), accoppiato con lo schema di interpolazione Rhie-Chow.



**Figura 3.14:** Variabilità del CFL max di convezione per le region *Intake system* e *Exhaust system*.

## Impostazione Mesh

Il software Converge, al *run-time*, genera automaticamente una mesh strutturata attraverso la metodologia di generazione *cut-cell Cartesian* in cui si va a definire una *base grid size*. In questo lavoro è stata definita una *base grid size* di 2 mm. Inoltre, attraverso l'opzione *Fixed embedding grid* è stato possibile andare a raffinare la griglia in zone ritenute particolarmente critiche. Dalla tabella 3.7 è possibile notare come, partendo da celle di dimensione base di 2 mm, si possa arrivare a dimensioni di 1 mm nei port di aspirazione e scarico, a 0,250 mm all'interno della PC fino ad un minimo di 0,125 mm all'interno dei fori che collegano la PC alla camera principale, dove si è già prevista la necessità di avere una maggiore risoluzione nei risultati, (figura 3.15).

In aggiunta, col fine di andare a raffinare ulteriormente la mesh in determinate zone ed istanti, è stato adottato l'algoritmo Adaptive Mesh Refinement (AMR). Tale algoritmo permette un *smart refinement* della griglia nel momento in cui, in specifiche aree del dominio (definite dall'utente), si raggiungono e superano specifiche condizioni di temperatura e velocità (definite anch'esse dall'utente). In tabella 3.8, si può infatti notare, per le varie *regions*, i limiti su velocità e temperatura definiti ed il corrispettivo livello di raffinamento della mesh impostato. Il risultato dell'impiego di questo algoritmo lo si può notare, ad esempio, in figura

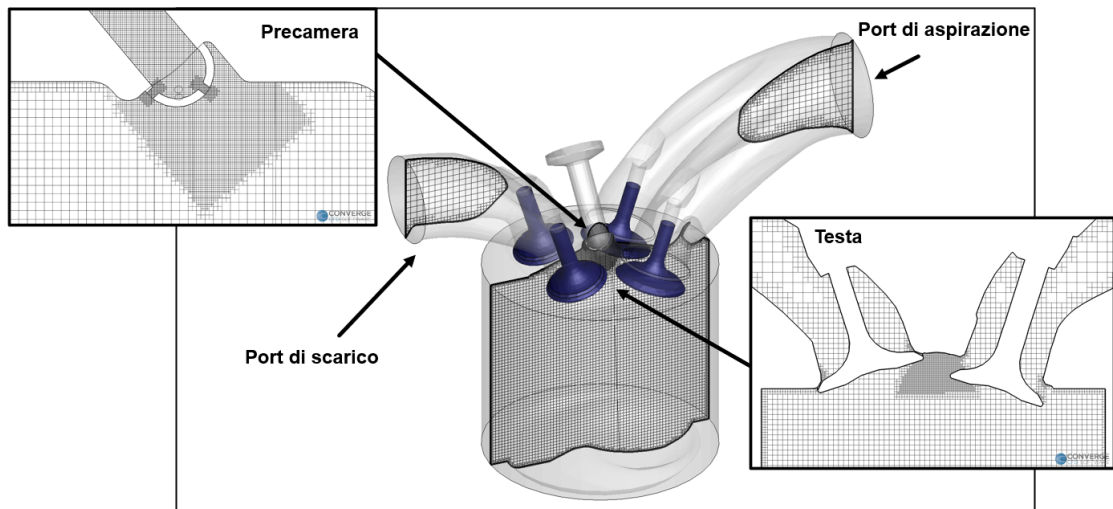
Boudary	Grid size [mm]	Boudary
Cilindro 1	1	Exhaust port
Fori Pre-Camera 0,5	0,125	Testa Cilindro
Candela 0,5	0,125	Liner
Sede valvola (Intake) 0,5	0,250	Pistone
Sede valvola (Exhaust) 0,250	0,250	Corpo Pre-Camera
Intake port 0,250	1	Testa Pre-Camera

**Tabella 3.7:** Impostazioni definite per il *Fixed embedding grid*.

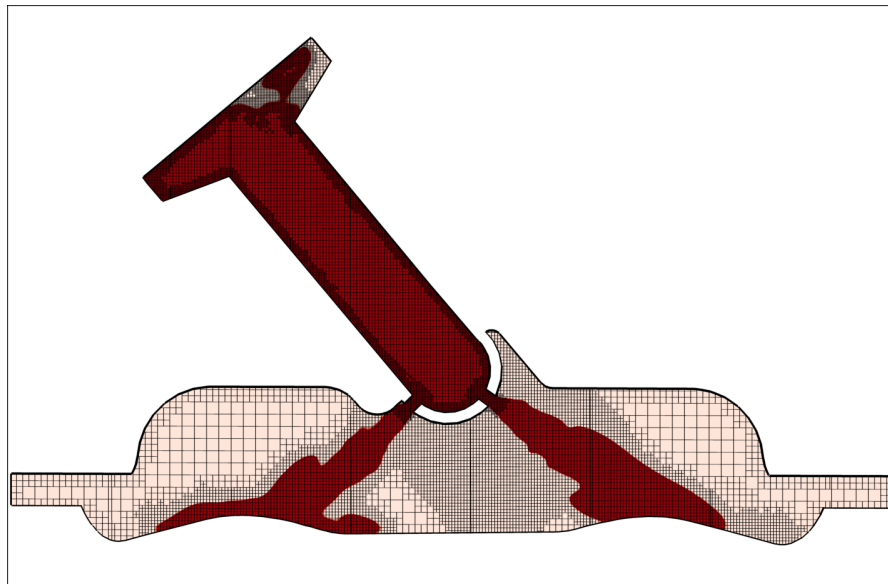
AMR setting				
Region	Velocità		Temperatura	
	Sub-grid criteria [m/s]	Grid Size [mm]	Sub-grid criteria [K]	Grid Size [mm]
Cilindro	1	0,250	2,5	0,250
Aspirazione	1	0,500	-	-
Pre-Camera	1	0,125	2,5	0,125
Scarico	1	0,500	-	-

**Tabella 3.8:** Impostazione dell'*Adaprtive Mesh Refinement*.

3.16. Si osserva come, nel momento in cui i getti fuoriescono dalla PC per entrare all'interno del cilindro, la mesh viene raffinata automaticamente, seguendo appunto solo il getto. In figura 3.17 si osserva, invece, l'AMR applicato durante la fase di apertura/chiusura valvole, nella quale il fluido, che attraversa la sede valvola, tende ad accelerare. Si noti come la mesh viene raffinata in maniera automatica nelle zone in cui il fluido raggiunge, appunto, elevati gradienti di velocità (zone caratterizzate da brusche variazioni di colore). Il grande vantaggio nell'adottare questo algoritmo deriva dal fatto che in molti casi è estremamente difficile, a priori, determinare le zone in cui effettuare un *fixed mesh embedding*. Applicando, invece, l'AMR è possibile andare a localizzare il raffinamento, ottenendo enormi vantaggi sia in termini di spesa computazionale che intermini di accuratezza del risultato.



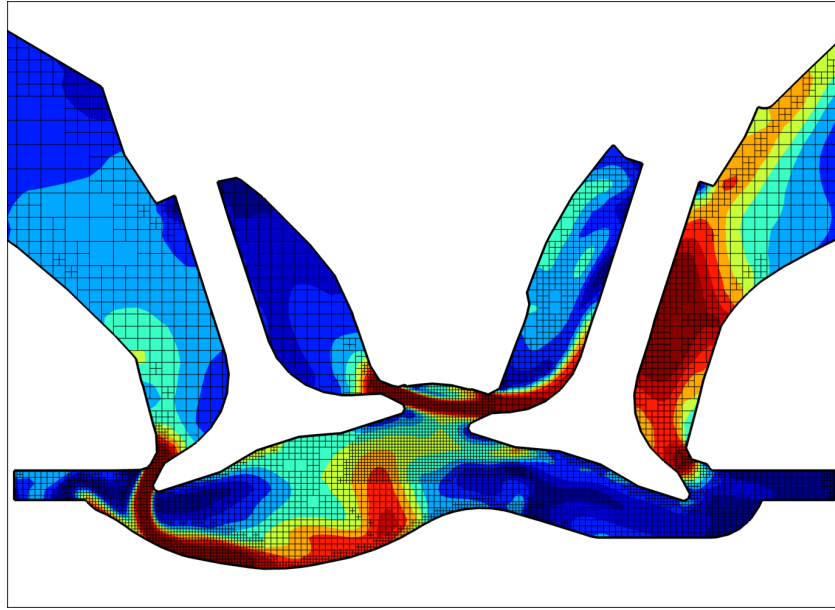
**Figura 3.15:** Griglia computazionale ottenuta al *run-time*



**Figura 3.16:** Griglia computazionale ottenuta all'uscita dei getti turbolenti.

### Modello di turbolenza

La modellazione della turbolenza risulta avere un ruolo chiave, soprattutto nel contesto di modellazione 3D/CFD di sistemi TJI. Infatti, non è importante solo andare a modellare correttamente la turbolenza all'interno della MC e della PC durante le fase di aspirazione e compressione (andando, ad esempio, in questo modo a simulare correttamente la fase di lavaggio e riempimento della PC), ma risulta



**Figura 3.17:** Griglia computazionale ottenuta nella fase di incrocio valvole.

fondamentale anche andare a valutare correttamente lo sviluppo dei getti turbolenti che vengono a crearsi. L'accensione e la combustione della miscela all'interno della camera principale, infatti, sono strettamente legati a questi effetti turbolenti (in particolare ai loro effetti termici e chimici [26]).

In questo lavoro, in linea con studi relativi ai sistemi TJI già presenti in letteratura, si è deciso di procedere con il modello di turbolenza RANS, preferendola al modello LES che, nonostante risulti fornire dei risultati più accurati, è caratterizzato da una spesa computazionale decisamente maggiore rispetto al primo. In particolare, è stato deciso di procedere con il modello RANS RNG  $k-\epsilon$ .

Inoltre, per andare a descrivere correttamente la formazione e lo sviluppo dei getti all'interno della camera principale, sarebbe opportuno andare a definire una legge di variazione del numero di Prandtl (numero adimensionale che esprime il rapporto della diffusività cinematica rispetto alla diffusività termica). Sperimentalmente, infatti, è stato notato che, nel momento in cui i getti entrano in MC questi tendono, in un primo momento, ad espandere radialmente per poi successivamente espandere in maniera circonferenziale rispetto al cilindro. La fase finale è quella di *merge* dei fronti di fiamma creati dai vari getti. Ed è proprio quest'ultima fase che risulta avere un impatto non trascurabile sull'evoluzione della turbolenza all'interno della camera, [27]. Tuttavia, è stato deciso di mantenere costante sia il numero di Prandtl che il numero di Schmidt (numero adimensionale che esprime il rapporto tra diffusività cinematica e diffusività di materia), rispettivamente pari a 0,9 e 0,78 in quanto hanno comunque portato a risultati soddisfacenti per lo scopo del

presente lavoro.

Infine, per andare a descrivere correttamente la cinetica del flusso nelle vicinanze della parete, sono state adottate le *Law of the walls*. Per quanto riguarda la modellazione dello scambio termico a parete, tra i vari modelli disponibile su Converge, è stato deciso di optare per il modello *O'Rourke and Amsden*.

## Modello di combustione

La modellazione della combustione in motori con sistema TJI risulta essere particolarmente complessa. Si è notato infatti che in questi casi la combustione, soprattutto in presenza di miscela povera, può essere caratterizzata dalla presenza di differenti regimi di fiamma [15] che inevitabilmente rendono il processo di combustione più difficile da simulare. Per tal motivo è stato deciso di impiegare il modello di combustione chimica dettagliato SAGE, che ha già ampiamente dimostrato di essere in grado di modellare i molteplici siti di accensione all'interno della camera principale, a differenza di modelli di combustione *flamelet based*.

Per la definizione del surrogato utilizzato nella simulazione 3D/CFD si è fatto riferimento al surrogato di Morgan [28]. Morgan *et al.* definiscono un algoritmo che permette, partendo dal valore di RON e MON del combustibile reale, di ottenere la composizione del corrispettivo surrogato, composto da toluene, iso-ottano e n-eptano. In particolare, per un combustibile reale avente RON 95, sono stati definiti due differenti blend di surrogato (tabella 3.9). Per il caso in esame è stato

Blend	Toluene (vol %)	i-Ottano (vol %)	n-eptano (vol %)
1	60,537	20,645	18,818
2	71,366	6,598	22,036

**Tabella 3.9:** Composizione dei due blend (RON=95) ottenuti da Morgan [28].

scelto di utilizzare il secondo blend. Per quanto riguarda, invece, il meccanismo di reazione adottato, riferito proprio a questa tipologia di surrogato (mix di toluene, iso-ottano e n-eptano), è stato scelto il meccanismo semi-dettagliato (137 specie e 633 reazioni), ottenuto da Andrae *et al.* [29].

Non essendo a conoscenza dell'esatta posizione dell'iniettore PFI, all'interno del runner di aspirazione, si è preferito definire una miscela pre-miscelata direttamente nel port di aspirazione, piuttosto che andare a simulare l'evento di iniezione.

La combustione viene inizializzata, all'interno della simulazione, per mezzo di una sorgente di energia, modellata da una sfera di raggio 2 mm, posta nell'esatta posizione in cui sono posizionati gli elettrodi della candela. In particolare, è stata definita una prima sorgente di energia, stazionaria, che va a simulare la prima fase di *breakdown*, in cui vengono liberati 0,02 J per un intervallo di circa 0,055 ms e una seconda sorgente di energia, anch'essa stazionaria, che invece va a simulare l'arco

elettrico (fase di *glow/arc phase*), in cui vengono liberati sempre  $0,02\ J$  ma per un intervallo di circa  $0,55\ ms$ . Questo rilascio di energia determina un incremento di temperatura locale, con conseguente accensione della miscela presente nelle vicinanze della sorgente, portando alla formazione del fronte di fiamma che poi propagherà per tutta la PC, verso la MC.

# Capitolo 4

## Risultati

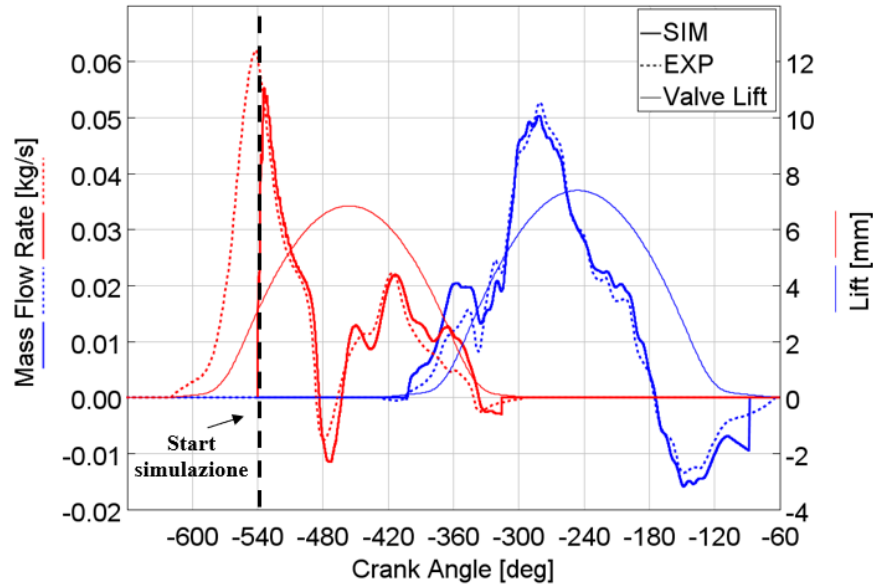
In questo capitolo verranno mostrati i risultati ottenuti dall'analisi 3D/CFD, relativi principalmente ai casi a 3000 *rpm*, con miscela stechiometrica ( $\lambda = 1$ ) e con miscela povera ( $\lambda = 1,4$ ). In particolare verranno analizzati e commentati i risultati relativi al "cold flow" (fase di aspirazione e scarico) ed al "hot flow" (ovvero fase di combustione). Nella parte finale verranno mostrati alcuni risultati riguardanti il caso stechiometrico a 4000 *rpm* (principalmente relativi alla fase di ricambio fluido) in modo tale da poter esaminare anche l'effetto di una variazione del regime di rotazione, a parità di  $\lambda$ .

### 4.1 3000 *rpm* / $\lambda = 1$

#### 4.1.1 Cold Flow

Come già anticipato, in questa prima parte verranno analizzati i risultati ottenuti durante la fase di scarico ed aspirazione. Particolare attenzione verrà rivolta alla portata istantanea in ingresso ed uscita cilindro, nonché alla massa totale intrappolata al suo interno a fine fase di aspirazione. L'analisi proseguirà con un piccolo focus sulla fase di incrocio valvole in cui, attraverso delle visualizzazioni 2D, sarà possibile osservare il fenomeno di riflusso di portata verso l'ambiente di scarico all'inizio della fase di aspirazione. Quest'ultima verrà successivamente esaminata nella sua interezza, con particolare interesse sui moti che si realizzano all'interno della camera principale. La parte finale riguarderà principalmente la PC ed in particolare la fase di lavaggio/riempimento.

**Main Chamber** In figura 4.1 viene rappresentato l'andamento della portata istantanea che attraversa le valvole di scarico e di aspirazione. In generale si può notare, nonostante sia stata simulata solo la seconda metà della fase di scarico



**Figura 4.1:** Andamento della portata istantanea attraverso le valvole di scarico (rosso) e di aspirazione (blu). In linea sottile continua è rappresentata la legge di alzata delle valvole. In linea verticale tratteggiata è indicato lo *Start Time*

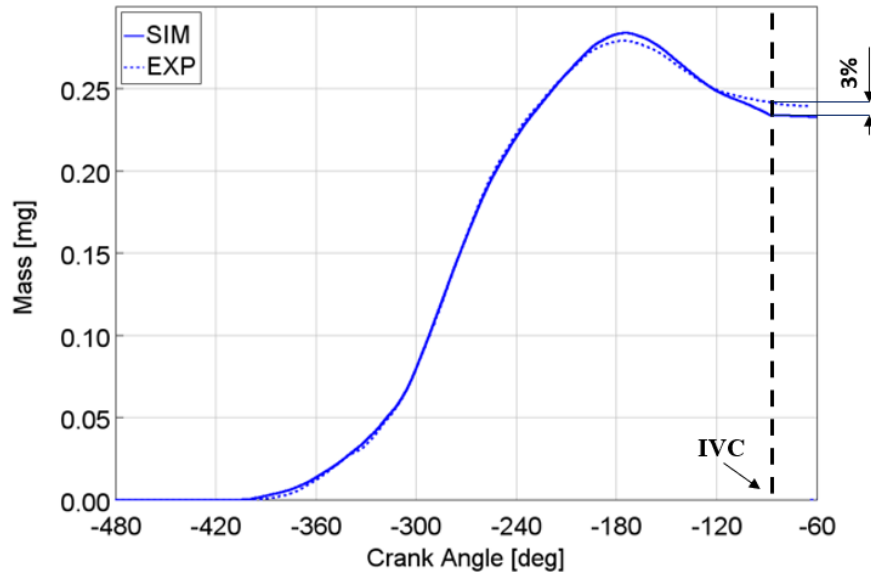
(l'inizio della simulazione è stato impostato a -540 CAD) una buona corrispondenza tra andamento simulato ed andamento sperimentale. A circa metà fase di scarico, intorno ai -480 CAD, si osserva in entrambi gli andamenti valori di *mass flow* negativi, sinonimo di una portata che dall'ambiente di scarico entra nel cilindro, nonostante il pistone stia risalendo verso il PMS. Ciò è strettamente legato alle onde di pressione generate all'interno del condotto di scarico che in quell'intervallo angolare forzano i gas di scarico a rientrare in MC. Nella parte finale della fase di scarico è possibile notare, invece, una maggior differenza tra modello numerico e caso sperimentale, con il primo che tende a sovrastimare la portata di gas mandata allo scarico.

Un particolare che si nota sia a fine fase di scarico e sia ad inizio e fine fase di aspirazione è che, a differenza del caso sperimentale, nel caso simulato la portata sembra aumentare o diminuire istantaneamente, nell'esatto momento in cui le valvole rispettivamente si aprono o chiudono. Tale andamento è decisamente poco vicino alla realtà e strettamente legato al software di calcolo, in cui viene definita una alzata minima al di sotto della quale Converge considera separate la *region* "Cylinder" dalle *regions* "Intake System" e "Exhaust System". Passando ora alla fase di aspirazione, anche qui si nota, in linea generale, una buona corrispondenza tra andamento simulato ed andamento sperimentale, con un picco di portata aspirata quasi in corrispondenza dell'alzata massima. Andando ad effettuare un'analisi



più dettagliata, è possibile notare come il modello numerico, nella parte iniziale della fase di aspirazione, tenda anche qui a sovrastimare leggermente la portata in entrata al cilindro. Analogamente, nella parte finale della fase di aspirazione (circa intorno a -150 CAD), si nota invece come il caso simulato vada a sovrastimare la portata di riflusso verso l'ambiente di aspirazione. Questo fenomeno è strettamente legato alla fase di risalita del pistone verso il PMS, in cui le valvole di aspirazione non sono ancora del tutto chiuse.

Andando ora ad integrare nel tempo gli andamenti (relativi alla fase di aspirazione) visti in figura 4.1, si ottiene la massa totale aspirata (figura 4.2). Anche



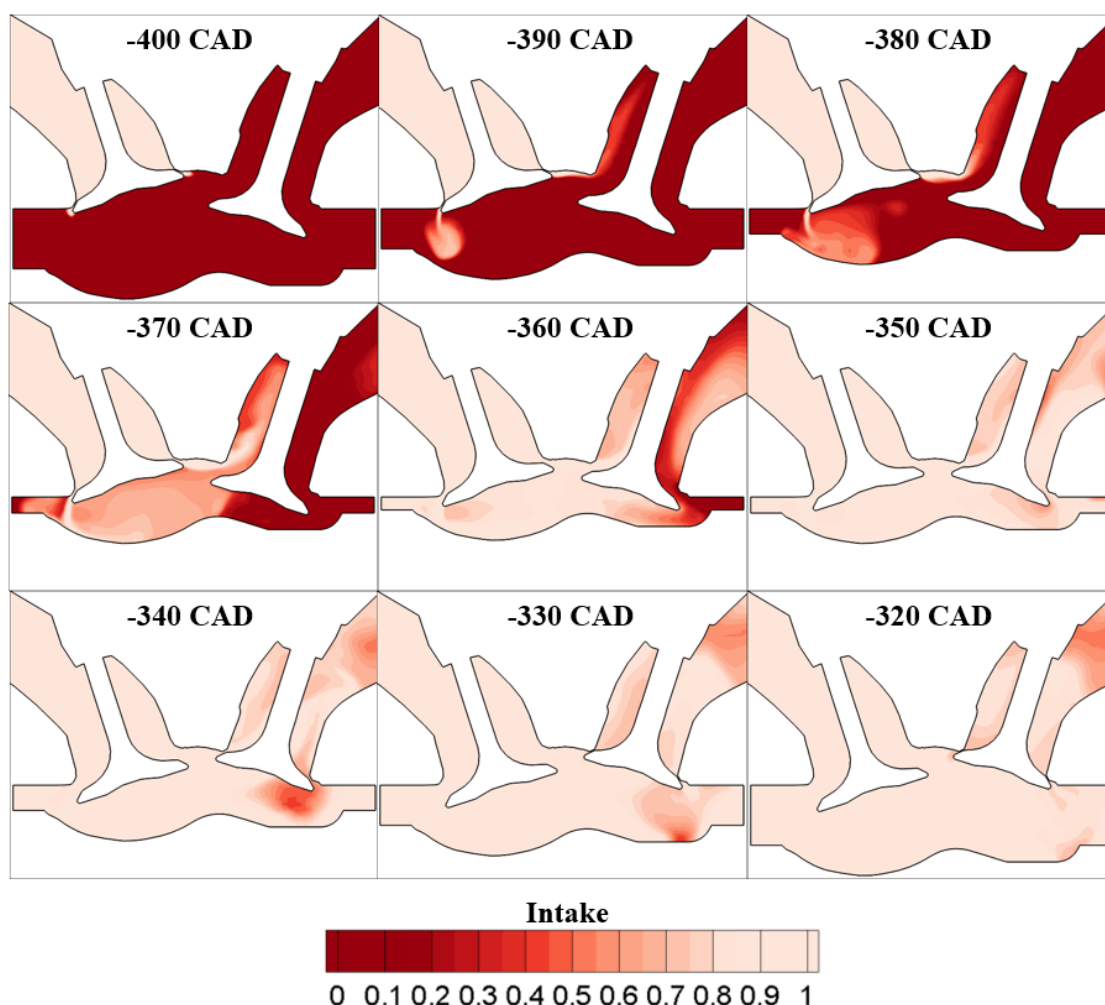
**Figura 4.2:** Andamento della massa totale aspirata all'interno del cilindro.

qui, soprattutto nella parte iniziale dell'aspirazione, si nota un buon match tra simulato e sperimentale, fino circa all'istante -180 CAD, in cui si ha il picco di massa introdotta all'interno del cilindro. Come si può osservare dalla figura precedente (figura 4.1), tale istante corrisponde al momento in cui il flusso di portata inizia ad invertire ed il cilindro inizia a svuotarsi. Inoltre, da questo istante (figura 4.2), si nota una leggera differenza tra l'andamento ottenuto dal modello numerico e quello ottenuto sperimentalmente. In particolare, il primo va a sovrastimare, come già detto precedentemente, la fase di riflusso e quindi la fase di svuotamento del cilindro. All'IVC (-86 CAD) si registra infatti una differenza sulla massa totale presente all'interno del cilindro di circa 3%. E' bene precisare, però, che parte di questa differenza è strettamente legata all'analisi 1D effettuata in precedenza ed in particolare a come sono state modellate le valvole all'interno del modello 1D. Infatti, come già specificato nel capitolo precedente, i coefficienti di Forward/Reverse

CD sono stati posti uguali e ciò comporta una sovrastima delle perdite in fase di riflusso (nel caso sperimentale), andando in questo modo ad "ostacolare" tale fase. Il risultato di questa approssimazione è l'ottenimento di un valore finale di massa totale aspirata sperimentale leggermente sovrastimata.

Come si è già potuto intuire dalla figura 4.1, la fase di scarico e di aspirazione non sono ben distinte ma piuttosto si verifica, in un determinato intervallo angolare, la sovrapposizione tra i due eventi. Questa particolare fase prende comunemente il nome di "incrocio valvole", in cui tutte le valvole risultano aperte (quelle di scarico sono in fase di chiusura mentre quelle di aspirazione sono in fase di apertura) e ciò comporta, inevitabilmente, un riflusso di portata appena aspirata direttamente allo scarico. In figura 4.3 è rappresentata una sequenza di istanti angolari che vanno a descrivere tale fase. Per rappresentare nel migliore dei modi questo fenomeno, è stato utilizzato un tracciante (di colore chiaro) all'interno del *Intake Port* per rappresentare la miscela proveniente dall'aspirazione. In rosso, invece, viene rappresentato il fluido presente nelle altre "regions" ad inizio simulazione, ovvero i gas combusti provenienti dal ciclo precedente. Ciò che appunto si nota è che, nel preciso istante di apertura delle valvole di aspirazione, IVC (-400 CAD) e negli istanti successivi, si ha un distaccamento di fluido che dall'aspirazione si dirige diretto verso lo scarico. Questo trasferimento di massa termina sostanzialmente con la chiusura delle valvole di scarico, EVC (-320 CAD). Riferendosi ora alla sola fase di aspirazione, risulta interessante analizzare i moti che si generano all'interno della MC. In figura 4.4 vengono riportati i contour di vorticità (vorticità lungo l'asse X, ortogonale al piano analizzato), che permettono di andare meglio a descrivere il campo di moto generato durante questa fase. Come è possibile osservare, nei primi istanti della fase di aspirazione, vengono a generarsi dei moti di tumble [8], (moti organizzati della carica con asse di rotazione ortogonale all'asse del cilindro), favoriti dalla geometria delle valvole nonché dalla geometria della superficie superiore del pistone e che permettono un maggior mescolamento della miscela. Tali moti sono favoriti fino a circa -270 CAD, istante dopo il quale la miscela tende a stabilizzarsi, come è possibile osservare anche dalla figura 4.5, dove viene rappresentato, in funzione dell'angolo di manovella, l'intensità del "Tumble Ratio X", indice utilizzato per descrivere l'intensità dei moti tumble presenti. Nell'ultimo frame di figura 4.4 (fine fase di aspirazione) si nota un aumento di intensità di vorticità all'interno del port di aspirazione, aumento legato principalmente al riflusso di portata che dalla MC si dirige verso l'ambiente di aspirazione.

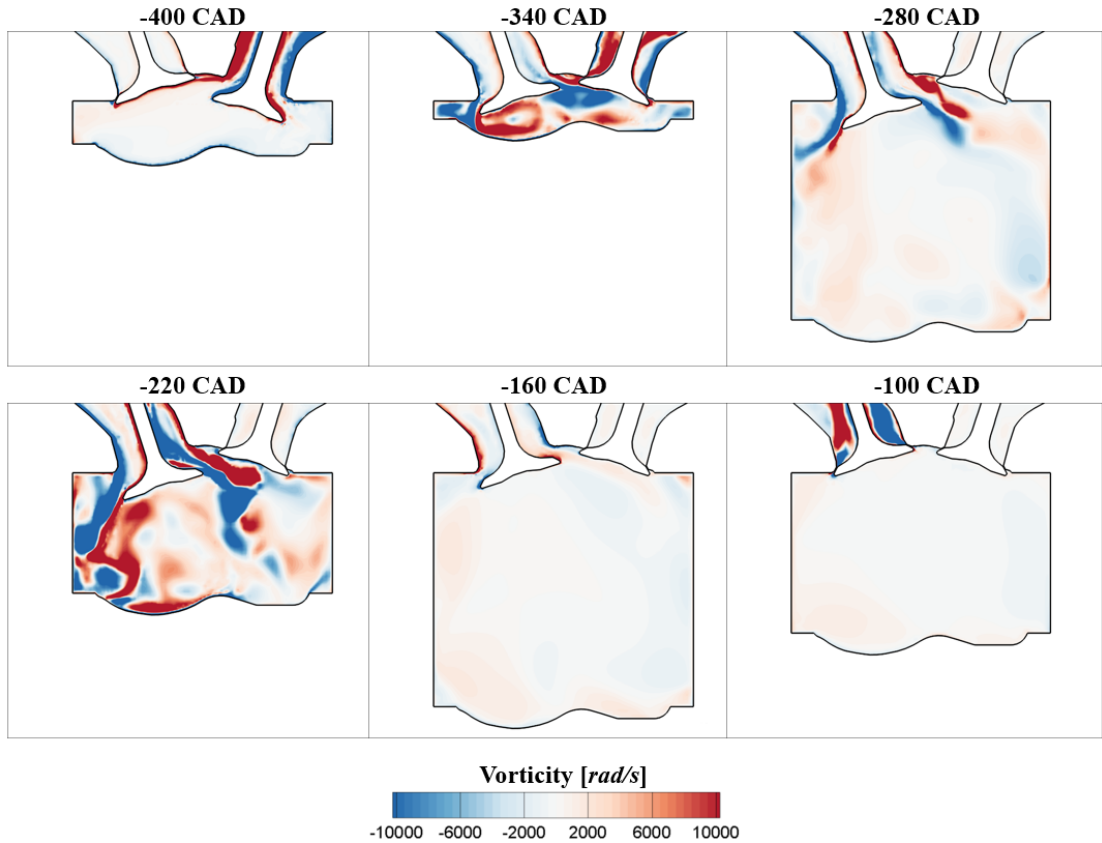
Conclusa l'analisi della fase di aspirazione, è interessante andare a capire quanta sia stata effettivamente efficiente la fase di lavaggio/riempimento della MC o, in altre parole, andare a capire quanto dei gas combusti provenienti dal ciclo precedente siano rimasti intrappolati all'interno del cilindro all'IVC. Per tal motivo si è andato a monitorare, nuovamente, la massa di tracciante "Intake" (miscela fresca) e di tracciante "Pre-Chamber", "Cylinder" e "Exhaust" (gas combusti del



**Figura 4.3:** Fase di incrocio valvole. In colore chiaro è rappresentata la miscela appena aspirata mentre in rosso sono rappresentati i gas combusti provenienti dal ciclo precedente. Sono rappresentati 9 frame ad intervalli regolari (ogni 10 CAD), fino ad EVC.

ciclo precedente), da inizio simulazione (-540 CAD) a IVC (-86 CAD), (figura 4.6). Come si osserva, la quasi totalità di fluido intrappolato all'interno del cilindro, all'IVC, è costituito da miscela fresca. In particolare, solo poco più dell'1% (1,1%) del fluido è composto dai gas combusti del ciclo precedente, di cui circa il 20% è costituito da  $CO_2$  e circa il 10% da  $H_2O$ .

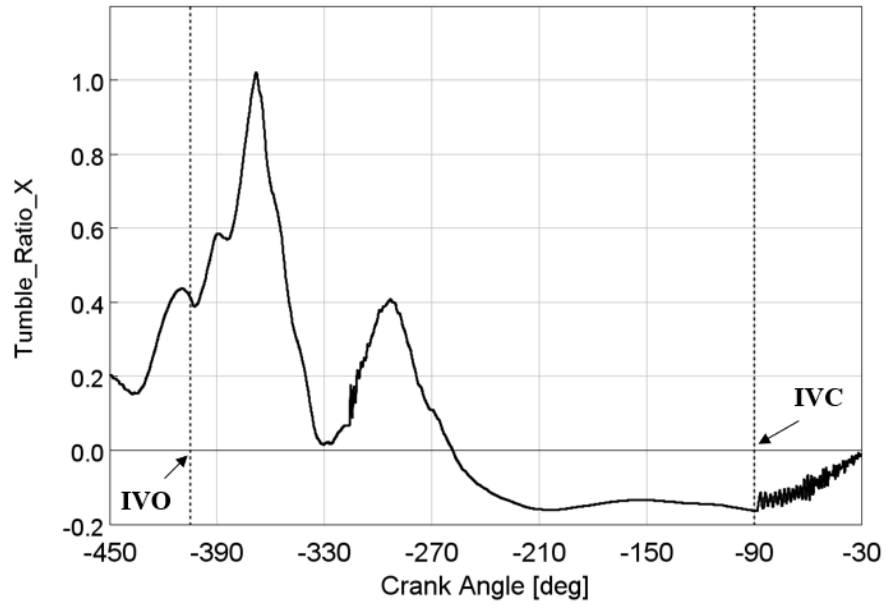
**Pre-Chamber** Terminata l'analisi del *cold flow* all'interno della MC, è interessante esaminare cosa succede all'interno della PC, andando in particolare ad analizzare



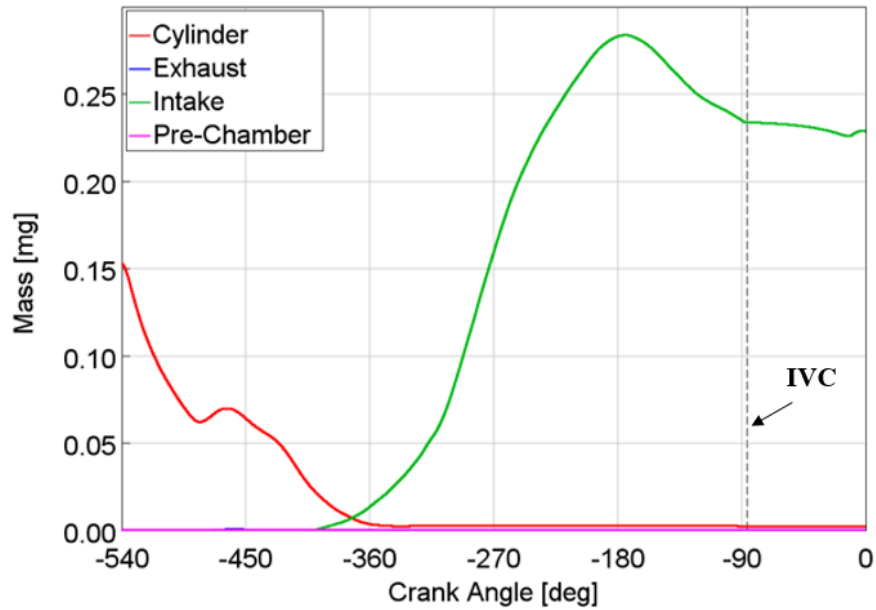
**Figura 4.4:** Andamento della vorticità all'interno della MC, durante la fase di aspirazione. Sono rappresentati 9 frame a intervalli regolari (ogni 60 CAD).

la fase di lavaggio/riempimento. Quest'ultima infatti, può incidere in maniera significativa sulla composizione della miscela all'interno della PC (ed in particolare nelle vicinanze degli elettrodi della candela) e di conseguenza sul processo di combustione. Analogamente a quanto fatto per la MC, in figura 4.7 vengono rappresentati gli andamenti delle quantità dei vari traccianti, all'interno della PC.

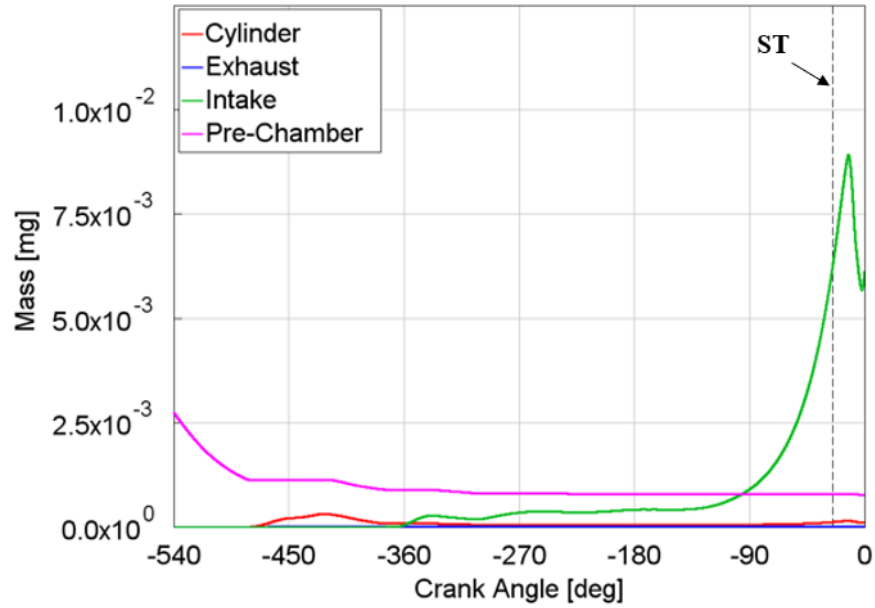
In questo caso si nota come il lavaggio non sia stato particolarmente efficiente, con una quantità di gas combusti intrappolati all'interno della PC, al momento dell'accensione, pari a circa il 13% della totalità della massa al suo interno. Andando ad analizzare, nel particolare, la composizione di questi gas, si scopre che il circa 20% è composto da  $CO_2$  e circa l'8% da  $H_2O$ . Una volta definita, in linea generale, la quantità di gas combusti rimasti intrappolati all'interno della PC, è importante anche andare a capire la loro posizione all'interno della stessa, in quanto può avere senza dubbio un impatto elevato sulla combustione. Infatti, tanto più questi gas sono vicini alla zona degli elettrodi, tanto più la miscela risulterà diluita e tanto più il processo di formazione e propagazione del fronte di fiamma risulterà lento,



**Figura 4.5:** Andamento del Tumble Ratio X in funzione dell'angolo di manovella. Le linee verticali tratteggiate indicano IVO e IVC.

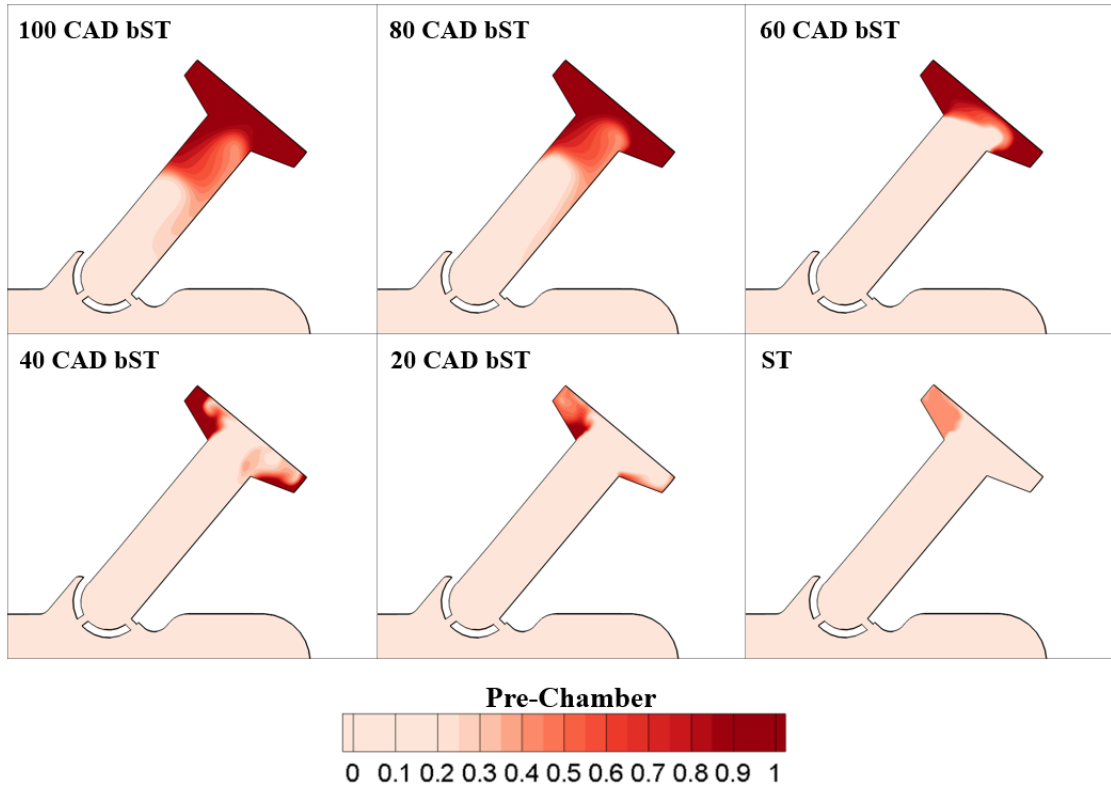


**Figura 4.6:** Andamento della massa dei passivi "Intake", "Exhaust", "Cylinder" e "Pre-Chamber" all'interno della MC in funzione dell'angolo di manovella.

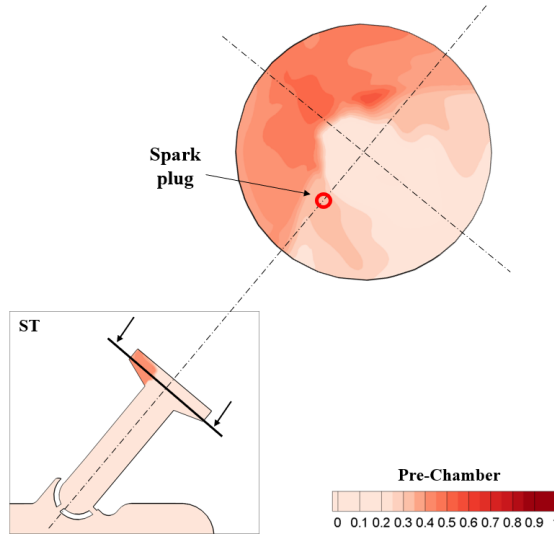


**Figura 4.7:** Andamento della massa dei passivi "Intake", "Exhaust", "Cylinder" e "Pre-Chamber" all'interno della PC in funzione dell'angolo di manovella.

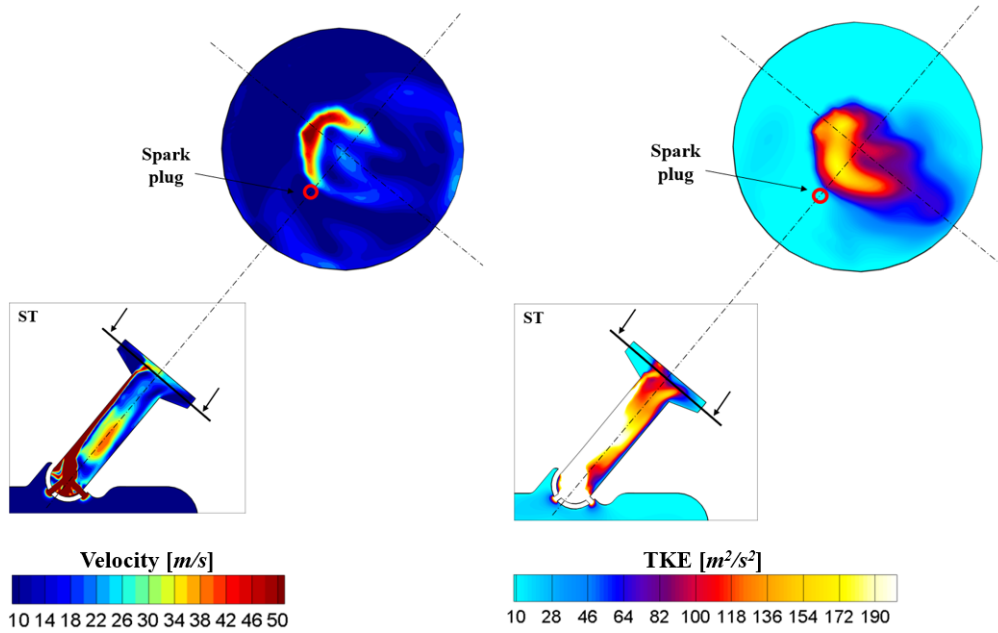
con conseguenze negative sull'efficienza. Sfruttando questa volta il tracciante "Pre-Chamber" è possibile visualizzare, quanto dei gas presenti all'interno della PC ad inizio simulazione (gas combusti) rimanga intrappolato al suo interno. Dall'analisi di figura 4.8 si osserva che la parte più complicata da "lavare" risulta essere la parte superiore della PC, dove rimane intrappolata la maggior parte dei gas combusti. Analizzando nel dettaglio ciò che succede nelle vicinanze della candela, attraverso un piano ortogonale all'asse della PC e passante per gli elettrodi della candela (figura 4.9), si può effettivamente notare che, al momento dello ST, nelle vicinanze degli elettrodi non è presente solo miscela stechiometrica, ma anche residui provenienti dal ciclo precedente. Tuttavia, oltre alla composizione della miscela, anche il campo di velocità ed il campo di turbolenza, nella zona degli elettrodi, può avere un effetto non trascurabile sul processo di combustione. Sfruttando lo stesso piano di sezione utilizzato in figura 4.9, in figura 4.10 viene rappresentato il contour di velocità e di TKE. Si nota come, in corrispondenza della candela, sia la velocità che l'energia cinetica turbolenta del fluido non sembrano favorire particolarmente l'accensione della miscela.



**Figura 4.8:** Fase di lavaggio PC. In colore chiaro è rappresentata la miscela appena aspirata mentre in rosso sono rappresentati i gas combusti provenienti dal ciclo precedente. Sono rappresentati 6 frame ad intervalli regolari (ogni 20 CAD) fino allo ST (-25 CAD).



**Figura 4.9:** Sezione ortogonale all'asse del cilindro, passante per gli elettrodi della candela, in corrispondenza dello ST. In colore chiaro è rappresentata la miscela appena aspirata mentre in rosso sono rappresentati i gas combusti provenienti dal ciclo precedente.

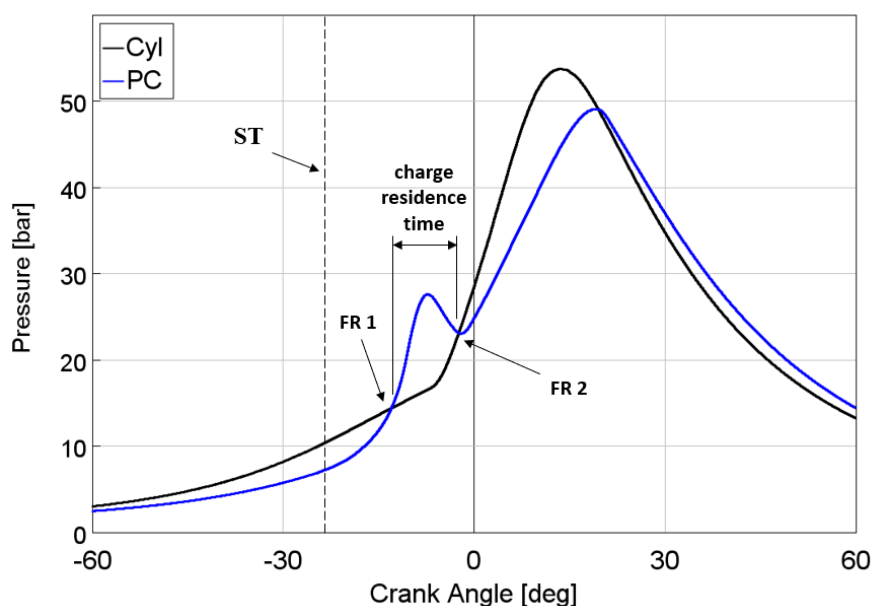


**Figura 4.10:** Sezione ortogonale all'asse della PC, passante per gli elettrodi della candela, in corrispondenza della ST, in cui è rappresentato il contour di velocità (sinistra) e di TKE (destra).



### 4.1.2 Combustione

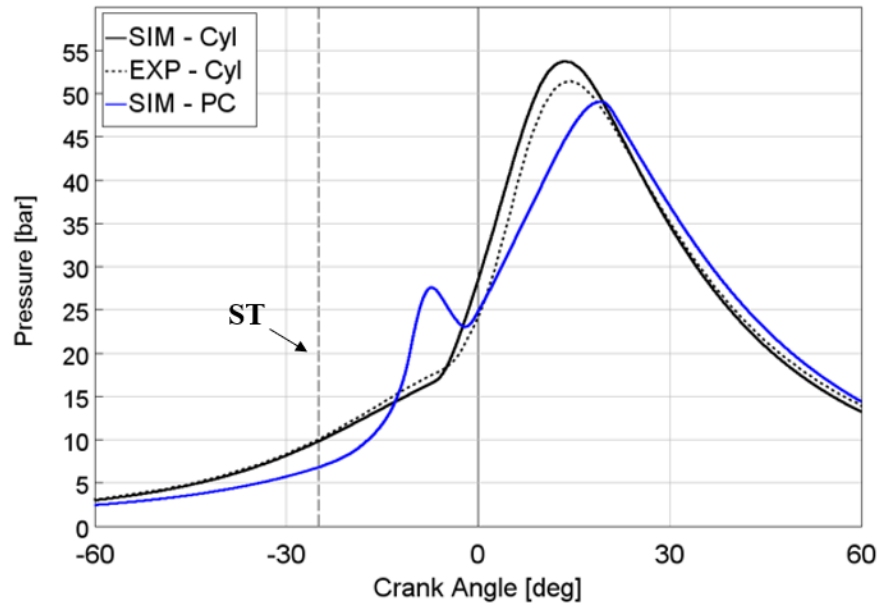
Conclusa l'analisi relativa al cold flow, si passa ora con l'analizzare la fase di combustione, che ha inizio sostanzialmente con lo ST ed arriva fino a circa inizio fase di scarico. La prima grandezza che si andrà ad esaminare è l'andamento della pressione media all'interno della MC e PC. Ma, prima di passare all'effettivo confronto tra l'andamento ottenuto dalla simulazione e quello sperimentale, è bene spiegare il motivo per il quale la pressione in MC e PC assuma tale andamento, (figura 4.11). Superato l'IVC il pistone, risalendo verso il PMS, incrementa la



**Figura 4.11:** Andamento della pressione simulata all'interno della MC (nero) e PC (blu). In linea tratteggiata verticale è rappresentato lo ST (-25 CAD)

pressione della miscela e forza parte di essa all'interno della PC (dalla figura 4.11 si può vedere infatti che la pressione all'interno della PC si mantiene leggermente al di sotto della pressione in MC). Successivamente allo ST, all'interno della PC nasce una competizione tra la miscela che continua ad essere forzata all'interno dal pistone e i gas che, a seguito dell'espansione della fiamma, tendono ad uscire dalla PC. Questa competizione termina nel momento in cui la pressione media in PC uguaglia la pressione media in MC. Tale istante prende il nome di "*flow reversal 1*" (FR1) e nel caso in esame avviene intorno a -15 CAD. Da FR1 fino al picco di pressione in PC, la pressione aumenta in maniera monotona e conseguentemente iniziano a formarsi i primi getti turbolenti all'interno della MC. Nel momento in cui la miscela in MC inizia ad accendersi, la pressione in PC sta già diminuendo. Ciò è sostanzialmente legato alla ormai ridotta presenza di miscela fresca da bruciare,

oltre che al trasferimento di massa da PC a MC. A seguito dell'accensione, la pressione in MC tende ad aumentare fino ad ottenere un ulteriore istante in cui le due pressioni si uguagliano. Tale istante prende il nome di "*flow reversal 2*" (FR2) e nel caso in esame avviene intorno a -3 CAD. L'intervallo di tempo che intercorre tra FR1 e FR2 è considerato il massimo tempo di residenza della carica all'interno della PC e prende il nome di "*charge residence time*". Superato l'istante FR2, la pressione in MC supera la pressione in PC e si verifica un trasferimento di massa invertito, da MC a PC, con quest'ultima che fungerà da grande "*crevices*", in cui verranno accumulati i prodotti di combustione (completa o parziale) provenienti appunto dalla MC. Successivamente, nella fase di espansione, durante la quale il pistone tende a dirigersi verso il PMI, si raggiungerà una nuova condizione in cui la pressione in MC scende al di sotto della pressione in PC e quindi una condizione in cui quest'ultima tenderà a svuotarsi dai gas accumulati in precedenza.

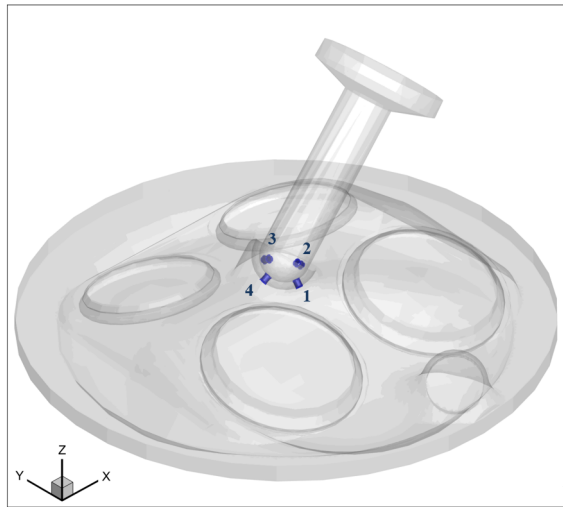


**Figura 4.12:** Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) della pressione media in MC (nero) e PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è rappresentato lo ST (-25 CAD).

In figura 4.12 vengono riportati gli andamenti delle pressioni, ottenuti dalla simulazione, confrontati con i corrispettivi andamenti sperimentali, sempre relativi al caso  $3000 \text{ rpm} / \lambda = 1$ . E' bene ricordare che il profilo sperimentale di riferimento che viene utilizzato in questa e nelle successive analisi è costituito (come visto nel capitolo precedente) dal ciclo mediano dei 400 cicli misurati sperimentalmente.

Osservando la figura 4.12 si nota che non è rappresentato l'andamento relativo alla pressione in PC in quanto non è stato installato alcun sensore al suo interno. Confrontando la pressione in MC, in generale si osserva una buona corrispondenza tra i due andamenti, sia in termini di intensità e sia in termini di timing. Si osserva, in particolare, un leggero anticipo di accensione nell'andamento simulato, con il conseguente raggiungimento di un picco di pressione più elevato (circa +2 bar). Concentrandosi sull'andamento di pressione in PC si osserva, a seguito dell'accensione all'interno della MC, un offset angolare rispetto alla MC che, in corrispondenza della pressione massima, vale circa 3 CAD. Ciò è sostanzialmente dovuto al volume di PC che, come si è potuto vedere nel capitolo precedente (capitolo 3), risulta essere particolarmente grande (rispetto ad altri casi studiati in letteratura).

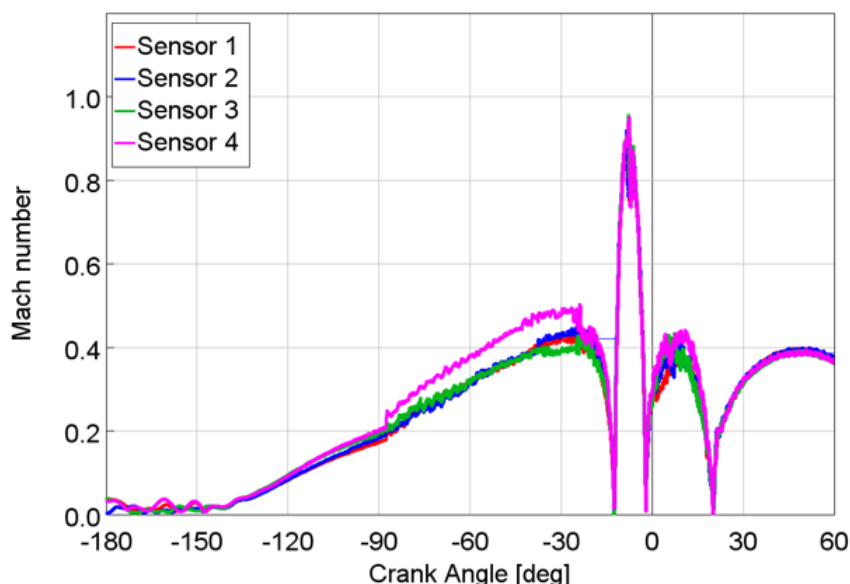
Come già visto in precedenza, è l'andamento delle pressioni in PC e MC a governare i flussi di massa tra queste due "regions". Particolare attenzione è stata quindi rivolta alle condizioni, in termini di velocità, raggiunte all'interno dei fori di collegamento PC-MC, in modo tale da verificare il raggiungimento di condizioni soniche. Sono stati quindi inseriti dei sensori, all'interno di ciascun foro (figura 4.13), attraverso i quali è stato appunto misurato il numero di Mach.



**Figura 4.13:** Numerazione sensori in ciascun foro.

Dalla figura 4.14 si può notare che in nessun momento è stata raggiunta la condizione sonica. L'istante più critico, dove si sono registrati i valori massimi del numero di Mach (e quindi velocità massime), è relativo all'istante in cui vengono a formarsi i primi getti turbolenti all'interno del MC (dove sostanzialmente la differenza di pressione tra PC e MC è massima). Un ulteriore particolare che si può osservare dalla figura 4.14 è che, a differenza dei primi 3 sensori in cui si registra un

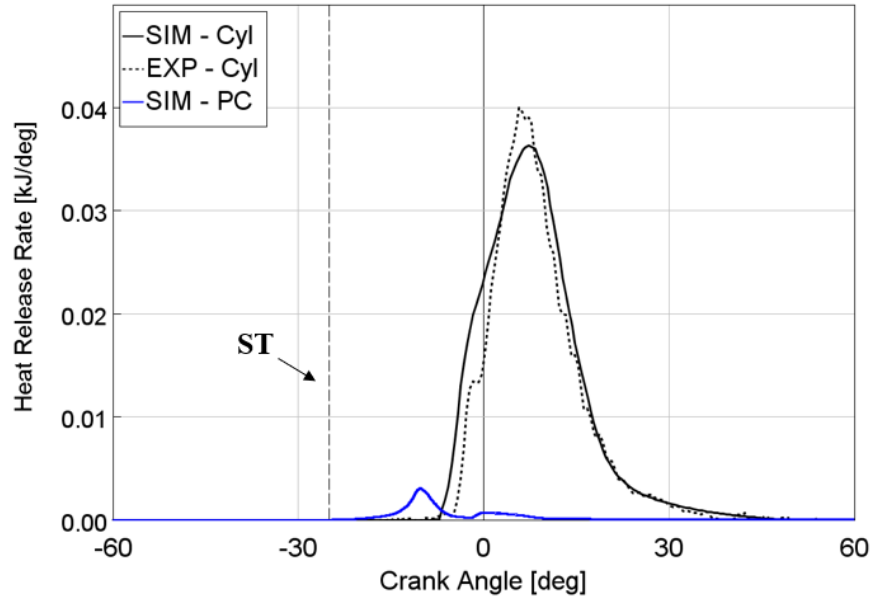
andamento delle velocità molto simile tra loro, il sensore 4, nella parte conclusiva della fase di compressione (circa per i 60 CAD precedenti lo ST), registra valori di velocità superiore. Ciò potrebbe essere legato all'orientazione del foro, il cui asse tende ad essere in linea con l'asse della PC. Un'analisi interessante da eseguire è



**Figura 4.14:** Andamento del numero di Mach, misurato all'interno di ciascun foro, in funzione dell'angolo di manovella.

anche quella relativa al rilascio di calore, all'interno della PC e della MC. E' stato confronto l'andamento simulato del HRR con quello ottenuto dal ciclo di pressione sperimentale (ottenuto dall'analisi TPA) (figura 4.15). Non essendo disponibile la pressione in PC, anche in questo caso è presente solo l'andamento sperimentale dell'HRR relativo alla MC. Confrontando quest'ultimo con l'andamento simulato, si registra in generale una buona corrispondenza tra i due. Nel simulato la combustione sembra essere leggermente più veloce rispetto allo sperimentale, nella sua prima fase. Osservando l'istante in cui avviene l'accensione della miscela in MC, analogamente a quanto visto per la pressione, la simulazione risulta essere in anticipo di circa 2 CAD rispetto allo sperimentale.

Passando ora ad un'analisi più dettagliata del solo andamento del HRR simulato all'interno della PC (figura 4.16), è possibile notare la presenza di due picchi, il primo di maggiore intensità e corrispondente all'accensione della miscela a seguito della scintilla ed un secondo, di minore intensità, quasi in corrispondenza del FR2. Quest'ultimo è strettamente legato all'inversione di portata verso la PC, introducendo al suo interno gas la cui combustione non è ancora completata, che



**Figura 4.15:** Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata), dell'Heat Release Rate in MC (nero) e PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-25 CAD).

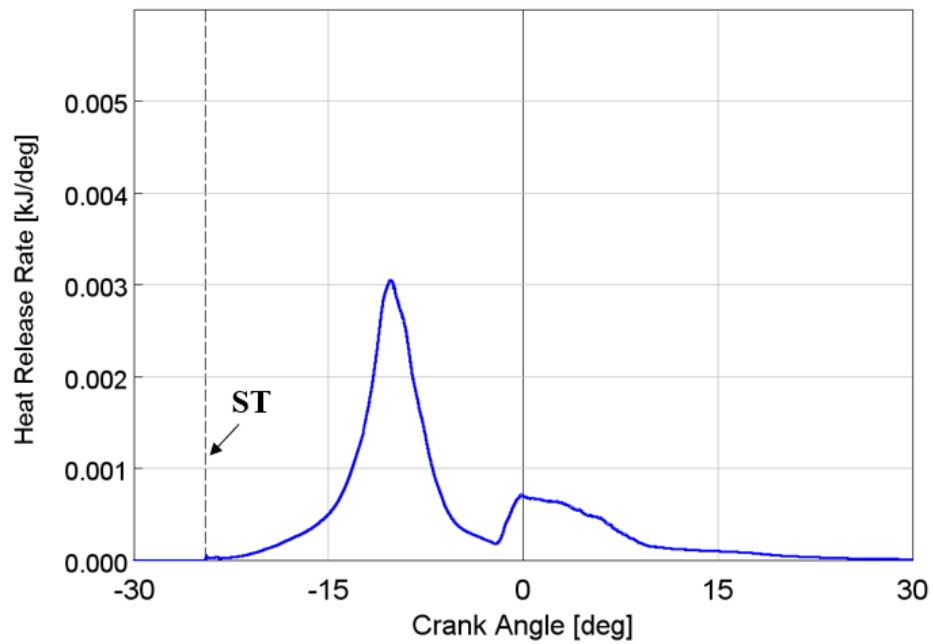
genera questo secondo rilascio di calore. Andando ad osservare, invece, l'andamento della frazione di massa bruciata (figura 4.17) è possibile definire alcuni parametri caratteristici della combustione, come:

- MFB50 - definito anche "*baricentro di combustione*", rappresenta l'istante in cui è stato bruciato il 50% del combustibile;
- MFB10-90 - intervallo angolare impiegato per passare dal 10% al 90% di combustibile bruciato, parametro visto anche come indice di durata della combustione.

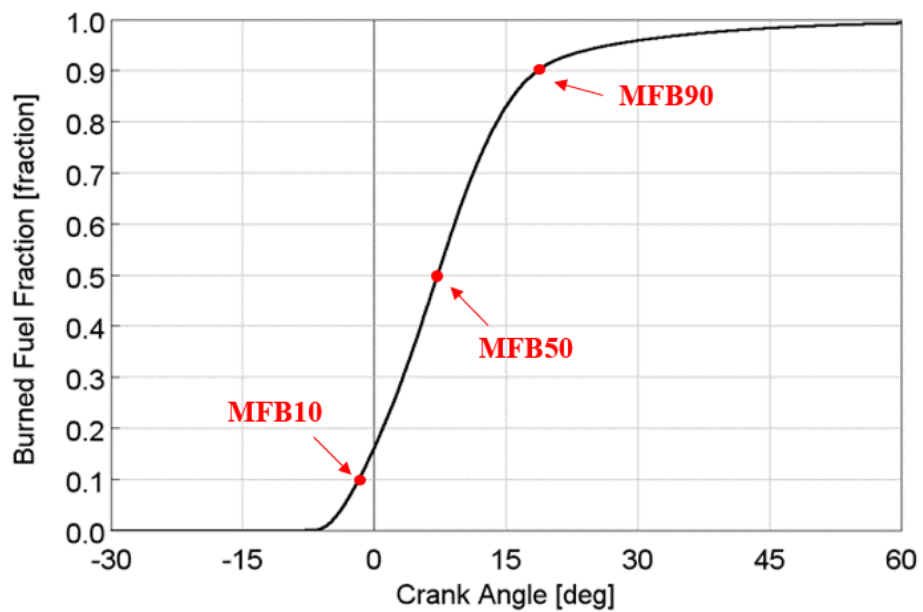
	CAD
MFB10	-2
MFB50	+7
MFB90	+18

**Tabella 4.1:** Risultati relativi al caso 3000 *rpm* /  $\lambda = 1$ , figura 4.17.

Questi parametri risulteranno più utili successivamente, nel confronto tra i punti operativi a diversa dosatura, andando ad esaminare quali sono i principali effetti che l'impovertimento della miscela ha sulla fase di combustione.

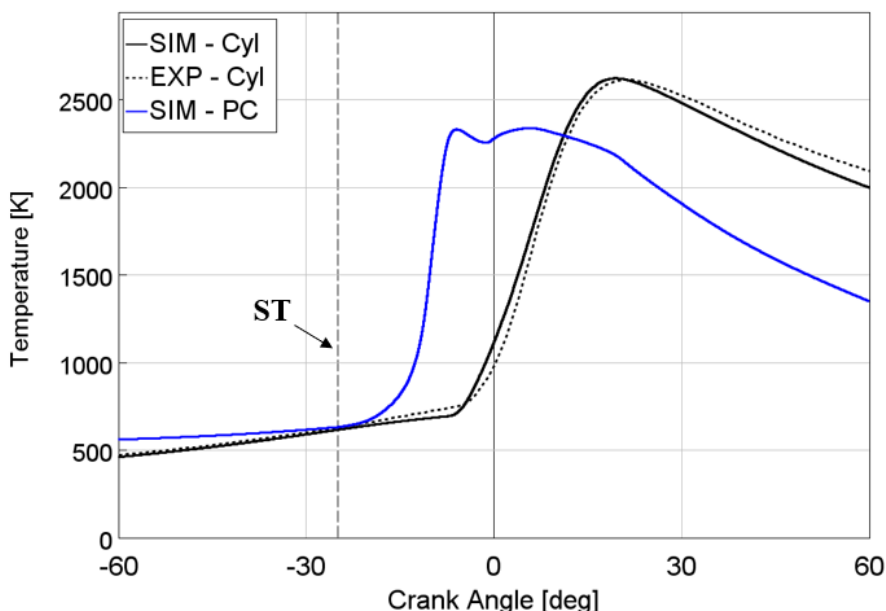


**Figura 4.16:** Andamento simulato dell'Heat Release Rate in PC in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-25 CAD).



**Figura 4.17:** Andamento della frazione di combustibile bruciato.

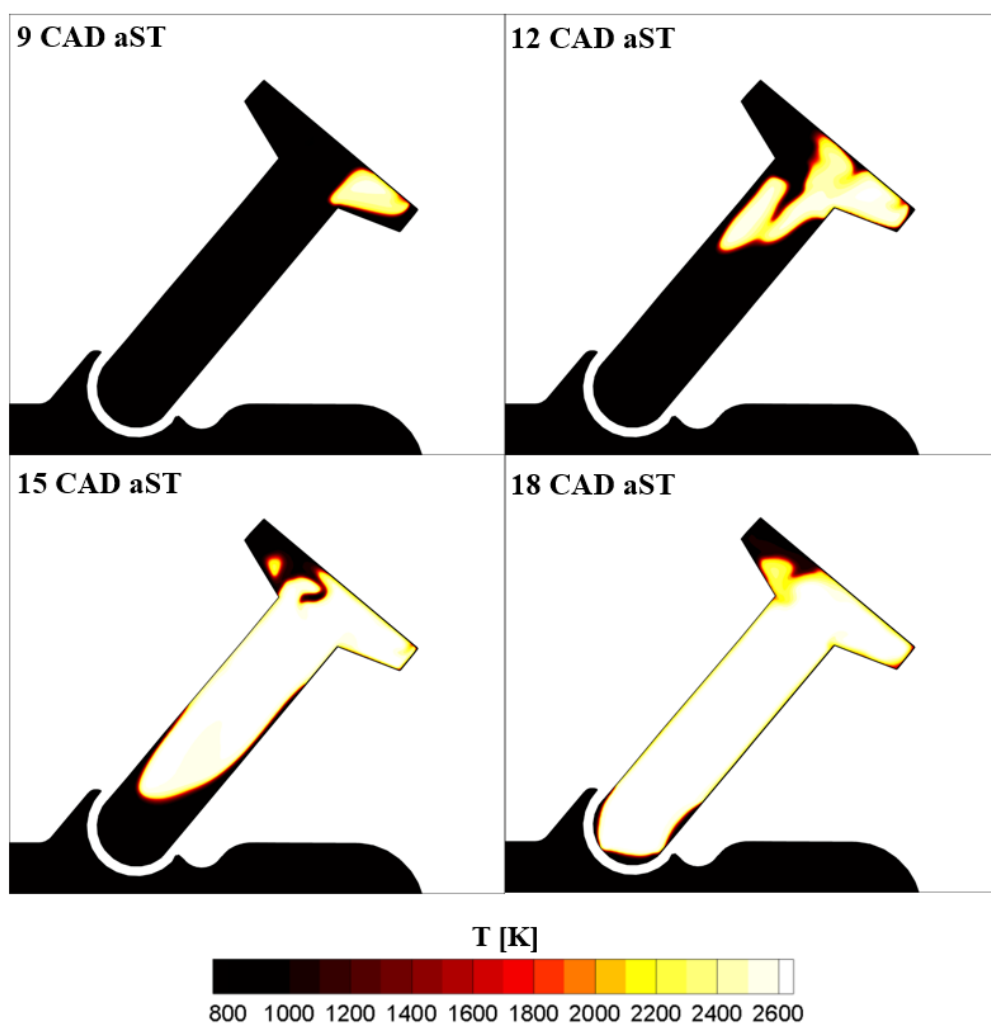
Un'altra principale grandezza rimasta da analizzare è la temperatura. In figura 4.18 vengono rappresentati gli andamenti simulati e sperimentali della temperatura media in PC e MC. Si osserva una buona corrispondenza tra l'andamento ottenuto



**Figura 4.18:** Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) della temperatura media in MC (nero) e in PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-25 CAD).

dal modello numerico e quello sperimentale. Conseguentemente a quanto visto durante l'analisi della pressione nella MC, in relazione all'anticipo di accensione che si ha nel caso simulato rispetto allo sperimentale, anche la temperatura registra un incremento leggermente anticipato rispetto allo sperimentale. Nella parte iniziale della fase di scarico, invece, si registra una maggiore differenza tra i due andamenti, in particolare il modello numerico sembra che tenda a sovrastimare la quantità di calore scambiato con le pareti.

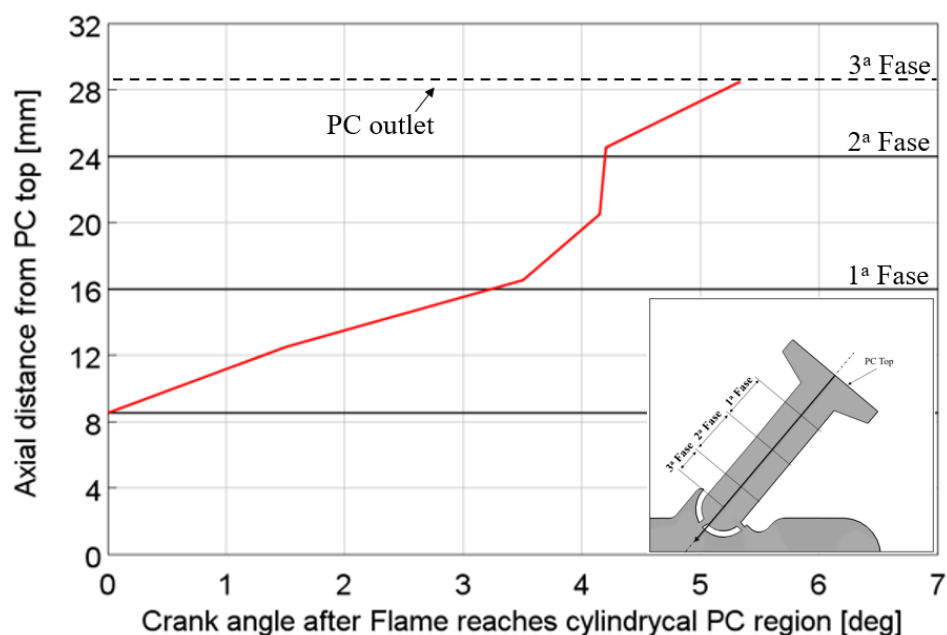
Entrando nel dettaglio dell'analisi sulla combustione, in figura 4.19, attraverso dei *contour* di temperatura locale, relativi ad un piano che contiene l'asse della PC, è possibile andare ad analizzare il processo di formazione e propagazione del fronte di fiamma all'interno della PC stessa. In generale si nota come, a seguito dello spark time, la fiamma tende a propagare verso la parte inferiore della PC, in cui sono presenti i fori di collegamento con la MC (impiegando all'incirca 9 CAD) piuttosto che dirigersi verso la metà superiore della testa, dove non è presente la candela. Ciò è sostanzialmente dovuto, come già visto in figura 4.8, alla presenza in



**Figura 4.19:** Formazione e propagazione del fronte di fiamma all'interno della PC, utilizzando la temperatura locale, ( $\lambda = 1$ ). Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 3 CAD).

quella zona di una quantità maggiore di gas residui proveniente dal ciclo precedente, che rendono la miscela meno propensa all'accensione. Infine, dopo circa 18 CAD dopo lo ST, la fiamma arriva nella parte inferiore della PC, in corrispondenza dei fori di collegamento con la MC. Inoltre, sono stati inseriti dei sensori lungo l'asse della PC (1 ogni 5 mm partendo dalla sezione iniziale della parte cilindrica) ed è stata considerata una temperatura di 1700 K come tracciante per individuare il fronte di fiamma (figura 4.20) al fine di andare, nel dettaglio, a monitorare ed analizzare la velocità del fronte di fiamma all'interno della PC. L'evoluzione della velocità del fronte di fiamma è possibile dividerla in tre fasi differenti:

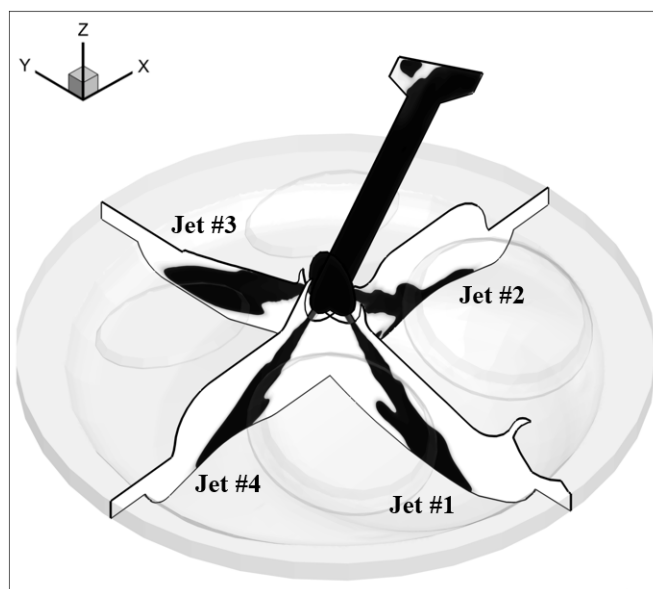




**Figura 4.20:** Velocità di propagazione della fiamma all'interno della PC, considerando solo la parte cilindrica e trascurando la parte tronco conica, evitando così di considerare l'effetto di una alta percentuale di gas residui.

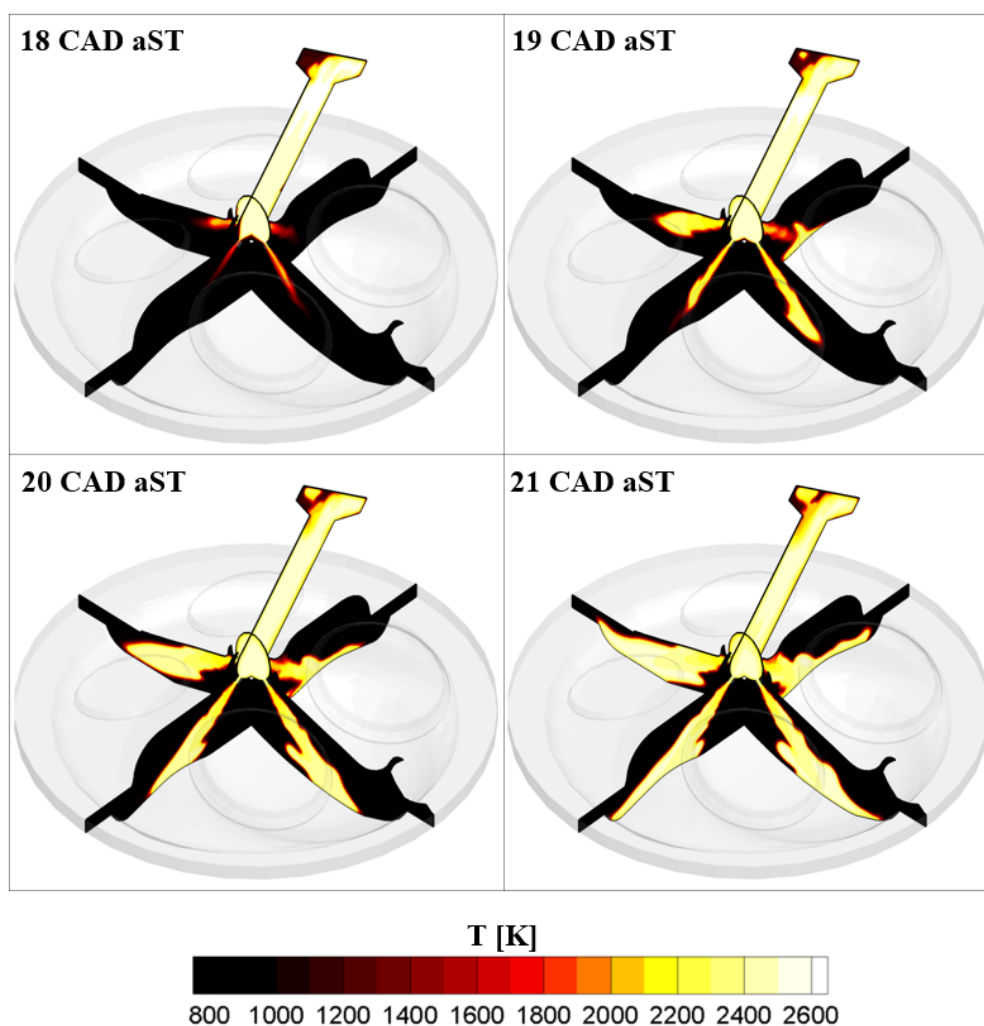
- Prima fase (da 8,5 mm a 16,0 mm) - la velocità del fronte di fiamma rimane pressochè costante. L'effetto della presenza di una maggior quantità di gas residui, rispetto al resto della PC, porta ad avere una velocità di propagazione che tende ad essere minore rispetto alla fase successiva;
- Seconda fase (da 16.0 mm a 24.0 mm) - si nota in generale un aumento della velocità. In particolare è possibile osservare un andamento non monotono della velocità, strettamente legato alla non uniformità del fronte di fiamma (si ricordi che l'analisi è stata effettuata lungo l'asse della PC);
- Terza fase (da 24.0 mm a 28.5 mm) - il fronte di fiamma entra nella testa della PC e questa variazione di geometria porta ad un rallentamento nella propagazione;

Una volta che sostanzialmente il fronte di fiamma arriva in prossimità dei fori della PC, i gas caldi sono forzati a passare attraverso quest'ultimi, venendo così a crearsi dei getti caldi turbolenti all'interno della MC, che favoriranno l'accensione della miscela lì presente. Col fine di rendere più semplice ed immediata l'analisi che segue, si è deciso di numerare, analogamente a quanto fatto per i sensori all'interno dei fori della PC, i 4 getti all'interno della MC (figura 4.21). In figura 4.22, attraverso il



**Figura 4.21:** Numerazione getti all'interno della MC.

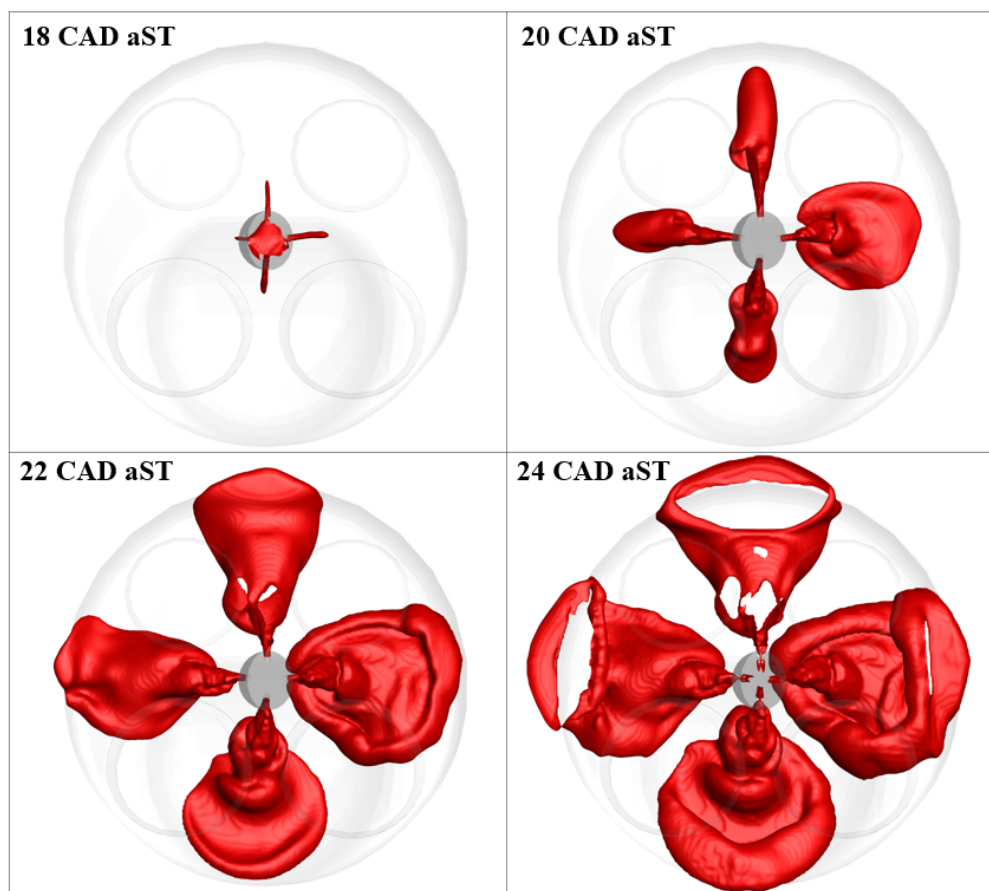
contour di temperatura locale, all'interno della MC, viene sostanzialmente mostrato il processo di formazione dei getti turbolenti. Come è possibile osservare dal primo frame, i getti iniziano a formarsi all'interno della camera principale circa a 18 CAD dopo lo ST, intorno a -7 CAD. Inoltre, sempre osservando il primo frame ed i successivi, è possibile notare come, in linea generale, il processo di penetrazione dei getti all'interno della MC sia pressochè uniforme. Continuando ad osservare i primi due frame, è possibile notare anche che, in un intervallo angolare limitato (1 CAD) la temperatura media dei gas all'interno dei getti passa da circa 1500 K a valori maggiori di 2200 K. In particolare all'istante 18 CAD aST, la temperatura media dei gas nell'immediata vicinanza dei fori del PC tocca valori che già superano i 2200 K. Questo potrebbe essere legato ad un mancato spegnimento della fiamma all'interno dei fori stessi. Volendo andare a comprendere meglio questo processo di formazione dei getti, è possibile rappresentare quest'ultimo anche attraverso delle visualizzazione 3D iso-superfici di temperatura a 1700 K, (figura 4.23). Attraverso una vista dall'alto è possibile osservare più nel dettaglio come, a 18 CAD aST, il getto 3 tenda ad essere meno privilegiato rispetto agli altri 3 getti. Dopo 2 CAD è possibile osservare, invece, come la penetrazione dei 4 getti tende ad essere più uniforme, con però una differenza marcata nella forma del getto 2 rispetto agli altri. Ciò è legato all'impatto del getto con la superficie superiore del pistone. A 22 CAD aST ormai tutti i getti hanno impattato sul pistone o sulla superficie laterale del cilindro, infatti si nota come i getti tendono a perdere la loro forma a "pennacchio" e tendono ad aprirsi, incrementando il loro rapporto area/volume. Nell'ultimo frame



**Figura 4.22:** Formazione e penetrazione dei getti turbolenti all'interno della MC, utilizzando la temperatura locale. Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 1 CAD).

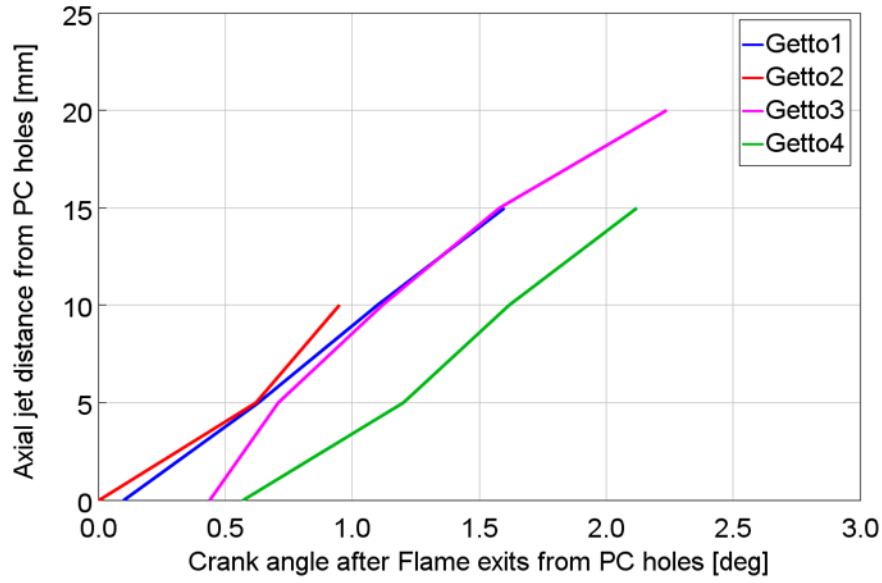
si osserva come l'iterazione dei getti con pistone e cilindro tende ad aumentare. In aggiunta, i getti 3 e 4 interagiscono anche con la testa del cilindro, come si evince dai buchi all'interno della superficie dei getti. E' interessante sottolineare come, nel caso appena analizzato, non si verifichi alcuna interazione tra i vari getti, come invece osservato in altri casi presenti in letteratura [27], questo probabilmente è dovuto sia ad una differenza relativa ai punti operativi analizzati e sia, inevitabilmente, ad una differente geometria della PC.

Andando ora ad esaminare, in maniera più dettagliata, la capacità penetrativa di ciascun getto all'interno della MC, in figura 4.24 viene rappresentata la distanza



**Figura 4.23:** Formazione e penetrazione dei getti turbolenti all'interno della MC, utilizzando l'iso-superficie di temperatura a 1700 K per monitorare la posizione del getto. Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 2 CAD).

che ciascun getto percorre, lungo l'asse del corrispettivo foro, in funzione dell'angolo di manovella, partendo dall'istante in cui si forma il primo getto in MC (18 CA aST). In generale, a conferma di quanto appena visto, si può osservare come la variabilità di ingresso registrata sia limitata (si arriva ad un massimo di circa 0,5 CAD). Inoltre, si nota come i getti 1 e 2 si formano quasi in maniera simultanea mentre il getto 4 risulta essere il più ritardato. Il getto 3, invece, risulta essere il getto con penetrazione maggiore, arrivando ad una lunghezza di 20 mm mentre, sempre a conferma dell'analisi precedente, il getto 2 risulta essere il primo getto ad impattare con il pistone (lunghezza assiale percorsa minore). E' anche possibile dividere l'intera fase di penetrazione dei getti, all'interno della MC, in due sotto-fasi: la prima (da 0 mm a 5mm), in cui la penetrazione dei getti è legata alla differenza di pressione tra PC e MC; la seconda (da 5 mm a fine curva), in cui la pendenza



**Figura 4.24:** Penetrazione dei getti, all'interno della MC, in funzione dell'angolo di manovella, partendo dall'istante in cui si forma il primo getto, ( $\lambda = 1$ ).

delle curve (e quindi la velocità con la quale i getti penetrano) tende in generale ad aumentare per tutti i getti, indice del fatto che ormai la penetrazione risulta indipendente dalle dinamiche relative alla PC.

## 4.2 3000 rpm / $\lambda = 1,4$

Conclusa l'analisi relativa alla condizione operativa 3000 rpm /  $\lambda = 1$ , si procede ora andando ad esaminare invece i risultati relativi ad un'ulteriore condizione operativa, caratterizzata da una stessa velocità di rotazione ma con rapporto *air-to-fuel* maggiore, in particolare con  $\lambda = 1,4$ . Tali risultati verranno confrontati direttamente con i risultati relativi al caso stechiometrico in modo tale da evidenziare l'impatto della miscela povera sul ciclo motore ed in particolare sulla fase di combustione.

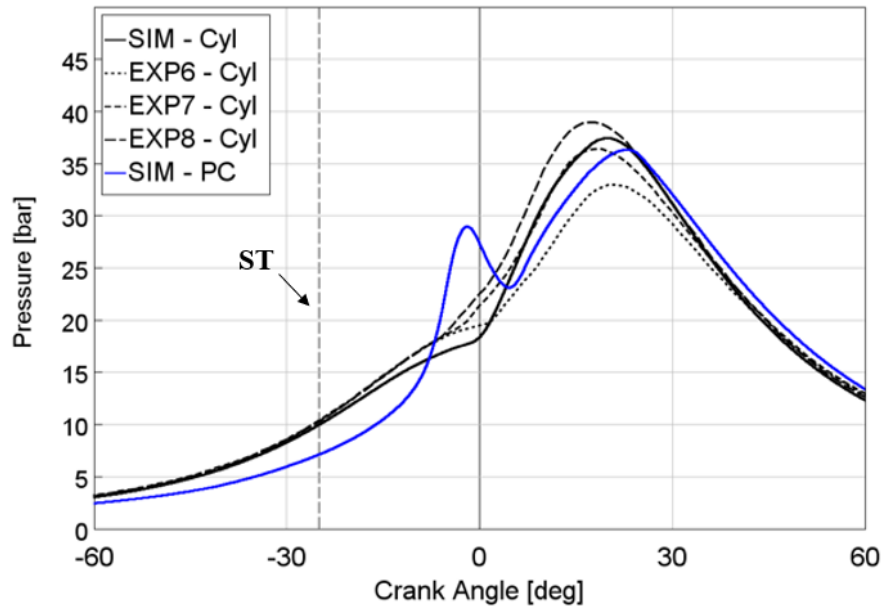
### 4.2.1 Cold Flow

Rimanendo costante la velocità di rotazione (pari a 3000 rpm), i risultati relativi al *cold flow* risultano praticamente invariati rispetto al caso precedente. Infatti, le prove sperimentali caratterizzate da una stessa velocità di rotazione ma una differente dosatura della miscela, sono state realizzate mantenendo invariata la

posizione dell'organo di regolazione dell'aria in aspirazione (valvola a farfalla), mantenendo quindi praticamente invariato l'intero ciclo di ricambio fluido ma variando solo la quantità di combustibile iniettato all'interno del runner di aspirazione.

#### 4.2.2 Combustione

Passando all'analisi dei risultati relativi alla fase di combustione, in figura 4.25 vengono rappresentati gli andamenti di pressione in PC e MC, ottenuti dalla simulazione e confrontati con quelli misurati sperimentalmente. A differenza di



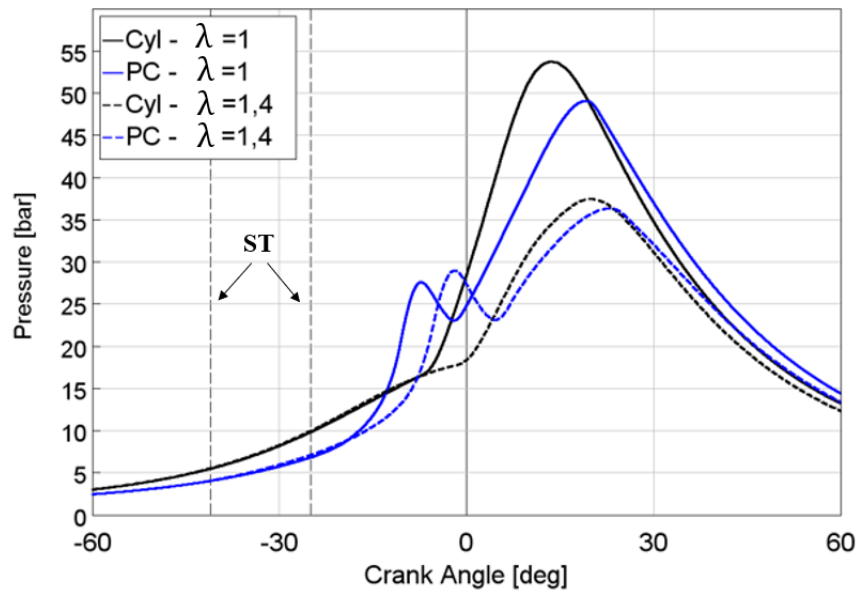
**Figura 4.25:** Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) della pressione media in MC (nero) e PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è rappresentato lo ST (-41 CAD).

quanto visto precedentemente, in questo caso si è deciso di andare a confrontare il simulato con tutti e tre i casi sperimentali a disposizione (casi EXP6, EXP7 e EXP8) che, come si può notare dalla tabella 3.4, si differenziano per le temperature medie misurate allo scarico. Il motivo di tale scelta è strettamente legato alla CoV relativa alla Pmi registrata in questi 3 casi che, come già ampiamente visto nel capitolo precedente (capitolo 3), risulta essere particolarmente elevata. Infatti, la figura 4.25 mostra come, a pari regime di rotazione, dosatura  $\lambda$  e di ST, si registrino variazioni significative nei tre casi sperimentali sia in termini di istante di accensione della miscela e sia in termini di pressione massima raggiunta in MC.

Rispetto al caso stechiometrico, qui il confronto tra simulato e sperimentale (figura 4.25) mostra una differenza maggiore tra i due andamenti, soprattutto nella

prima fase della combustione, ovvero tra lo ST (che in questo caso è stato anticipato a -41 CAD) fino all'istante di accensione della miscela in MC. Quest'ultimo (che per il caso simulato avviene circa al PMS) risulta in ritardo di circa 4 CAD rispetto ai due casi con temperature allo scarico maggiori (casi EXP7 e EXP8) mentre risulta in linea con il caso EXP6. Nell'ultima parte della combustione, invece, il comportamento del modello numerico tende ad avvicinarsi maggiormente al caso intermedio (caso EXP7), con però una differenza misurata sulla pressione massima di circa 1 bar.

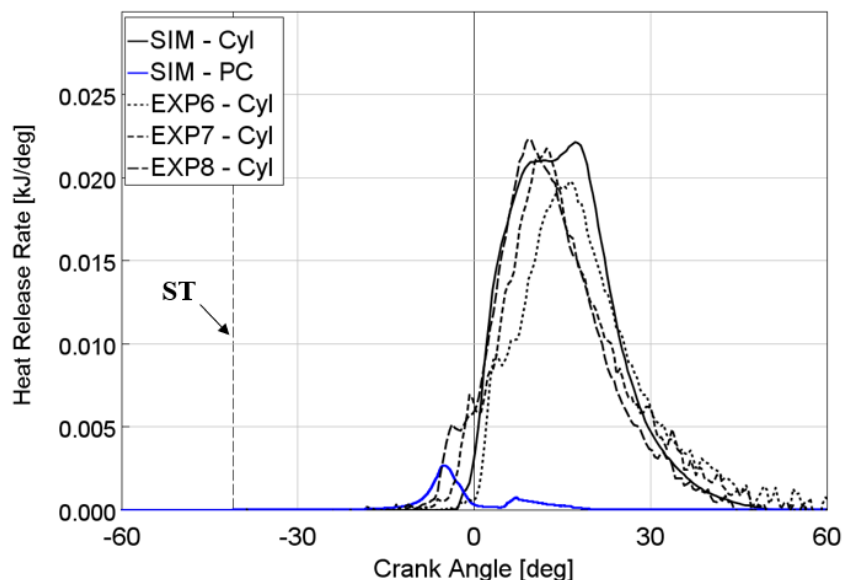
Confrontando direttamente i risultati ottenuti dalla simulazione, relativi ai due casi presi in esame (figura 4.26) si può notare, nonostante nel caso di miscela povera



**Figura 4.26:** Confronto tra gli andamenti di pressione simulati relativi al caso stechiometrico (linea continua) ed al caso povero (linea tratteggiata), a 3000 rpm. In linea tratteggiata verticale sono indicati gli ST relativi al caso stechiometrico (-25 CAD) ed al caso povero (-41 CAD).

ci sia un anticipo nello ST di circa 16 CAD rispetto al caso stechiometrico, che la minor accendibilità della miscela porta ad avere un'accensione in MC ritardata, di circa 5/6 CAD rispetto al caso con  $\lambda = 1$ . Infatti, andando ad osservare in maniera particolare l'andamento della pressione in PC (e come si potrà ampiamente osservare anche successivamente), si nota come nel caso di miscela povera il fronte di fiamma abbia bisogno di più tempo per propagare e quindi la pressione impieghi più tempo ad incrementare. Inevitabilmente, l'introduzione di una minor quantità di combustibile, a parità di velocità di rotazione, avrà effetti anche sui livelli di pressione raggiunti in MC e quindi sulla Pmi. La differenza sul picco di pressione

massima raggiunta in camera è di circa 15 bar, con una Pmi di 9,28 bar nel caso stechiometrico ed una Pmi di 7,65 bar nel caso di miscela povera. Proseguendo ora

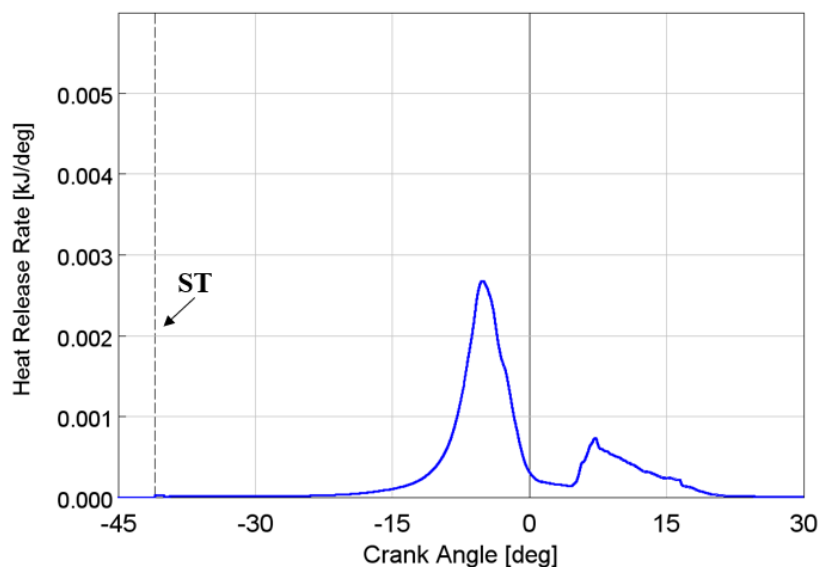


**Figura 4.27:** Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) del Heat Release Rate in MC (nero) e PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-41 CAD).

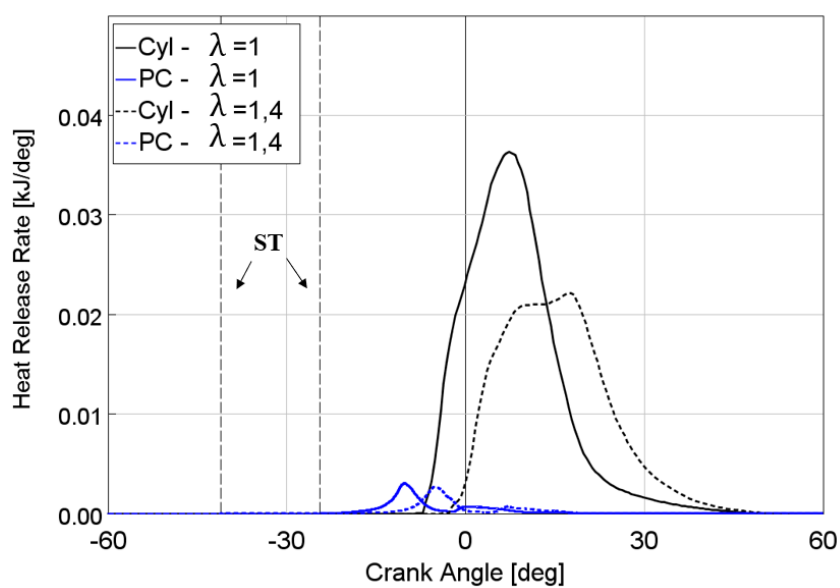
con l'analisi relativa al rilascio di calore, anche qui, analogamente a quanto fatto per la pressione, è stato deciso di utilizzare come confronto con il simulato, tutti e tre gli andamenti sperimentali (ottenuti eseguendo un'analisi CPOA dei singoli cicli di pressione mediani) (figura 4.27). Anche qui si nota, nella primissima parte della fase di combustione, una buona corrispondenza del simulato con il caso EXP6. Nella seconda parte, invece, il simulato tende ad avvicinarsi maggiormente agli altri due casi. Anche in termini di rapidità con la quale viene rilasciato il calore all'interno della MC, si può notare come il modello numerico si avvicini molto ai casi sperimentali (tutte e quattro le curve salgono in maniera praticamente parallela), anche se non riesce a simulare il picco iniziale presente invece in quest'ultimi. Rivolgendo ora l'attenzione sull'HRR ottenuto in PC (figura 4.28), analogamente a quanto visto per il caso stechiometrico, si nota la presenza di un secondo picco, legato sostanzialmente ai gas che rientrando all'interno della PC stanno completando il processo di combustione.

In figura 4.29 viene invece mostrato il confronto diretto dei risultati relativi all'HRR, ottenuti dal modello numerico nei due casi in esame con diversa dosatura  $\lambda$ .

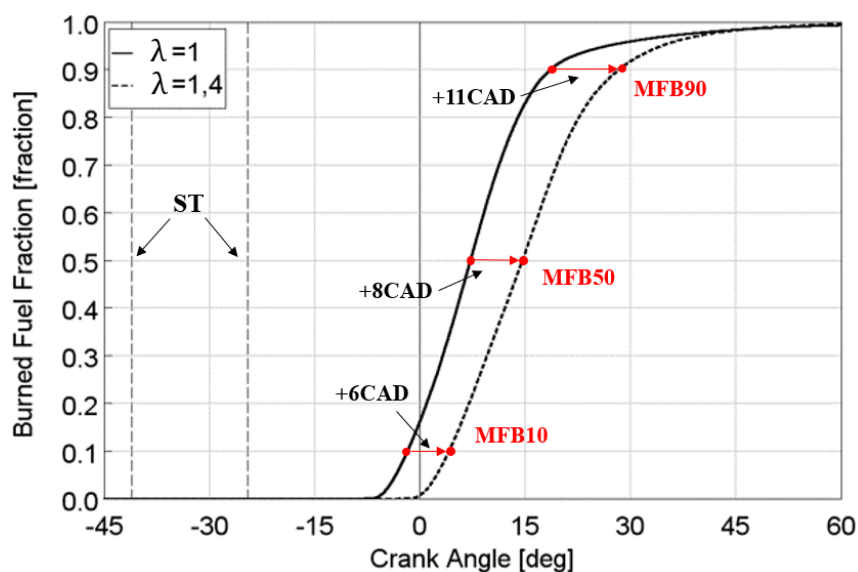




**Figura 4.28:** Andamento di Heat Release Rate simulato in PC. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-41 CAD).



**Figura 4.29:** Confronto tra gli andamenti di Heat Release Rate simulati relativi al caso stechiometrico ( $\lambda = 1$ ) ed al caso povero ( $\lambda = 1,4$ ), a 3000 rpm. In linea tratteggiata verticale sono indicati gli ST relativi al caso stechiometrico (-25 CAD) ed al caso povero (-41 CAD).

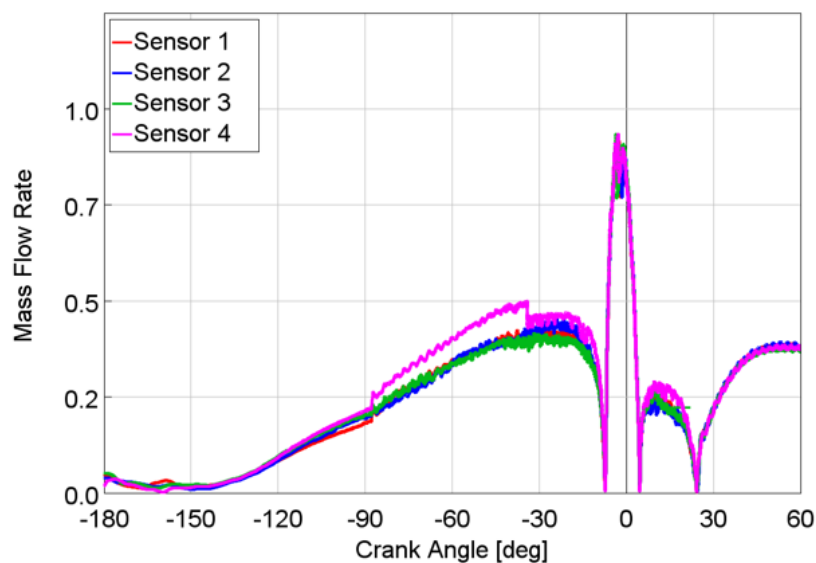


**Figura 4.30:** Confronto tra gli andamenti della frazione di combustibile bruciato relativi al caso stechiometrico (linea continua) ed al caso povero (linea tratteggiata), a 3000 *rpm*. In linea tratteggiata verticale sono indicati gli ST relativi al caso stechiometrico (-25 CAD) ed al caso povero (-41 CAD).

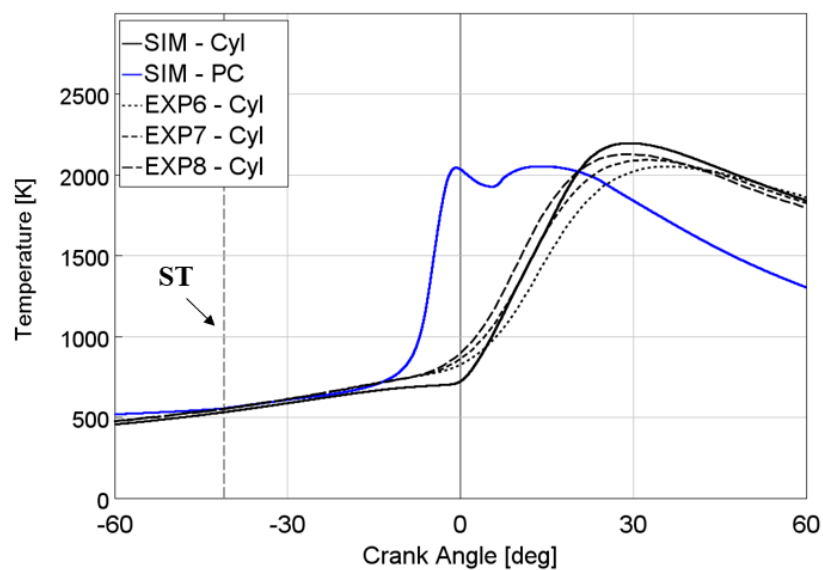
Un'ulteriore analisi, che permette di analizzare meglio questo aspetto, è quella relativa all'andamento della frazione di combustibile bruciato, relativo ai due casi in esame, rappresentato in figura 4.30. La differenza angolare registrata al MFB10 è di circa 6 CAD (in linea con quanto già visto in precedenza) mentre aumenta a circa 8 CAD la differenza di MFB50, indice del fatto che, non solo il processo di combustione inizia in ritardo, ma risulta essere anche più lento rispetto al caso stechiometrico. Andando, infatti, a confrontare la durata della combustione (MFB10-90), nel caso povero si registra un valore di circa 25 CAD, 5 CAD maggiore rispetto al caso stechiometrico.

Anche nel caso in esame sono stati misurati gli andamenti della velocità dei fori, analoghi a quelli relativi al caso stechiometrico in cui, nuovamente, in nessun caso si sono raggiunte le condizioni soniche (figura 4.31).

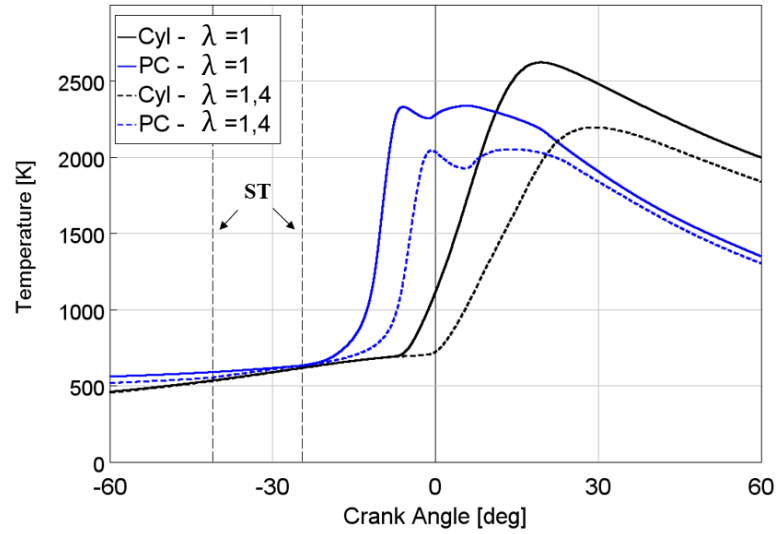
Terminata l'analisi relativa agli andamenti di pressione e di rilascio del calore, in figura 4.32 viene rappresentato il confronto relativo all'andamento della temperatura misurata sperimentalmente e quello invece ottenuto dalla simulazione. In figura 4.33, invece, quest'ultima viene messa a diretto confronto con quella ottenuta nel caso stechiometrico. Come poteva essere facilmente prevedibile, l'andamento relativo al caso con  $\lambda = 1$ , oltre ad essere anticipato rispetto al caso povero, risulta inevitabilmente maggiore rispetto a quest'ultimo, data la presenza di una maggior quantità di combustibile che brucia.



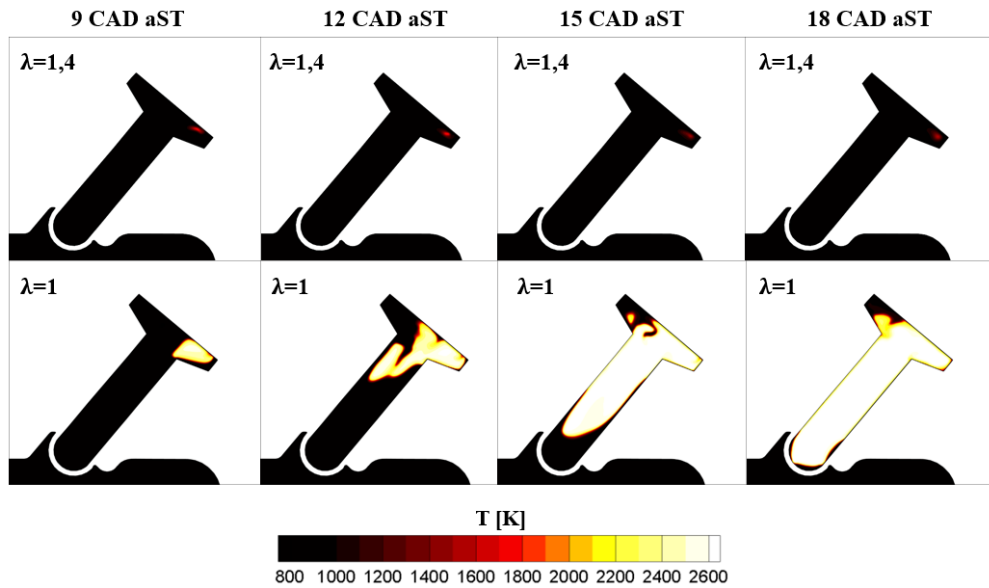
**Figura 4.31:** Andamento del numero di Mach, misurato all'interno di ciascun foro, in funzione dell'angolo di manovella.



**Figura 4.32:** Andamento simulato (linea continua) e sperimentale (linea tratteggiata) della temperatura media in MC (nero) e in PC (blu) in funzione dell'angolo di manovella. In linea tratteggiata verticale è indicato lo ST (-41 CAD).

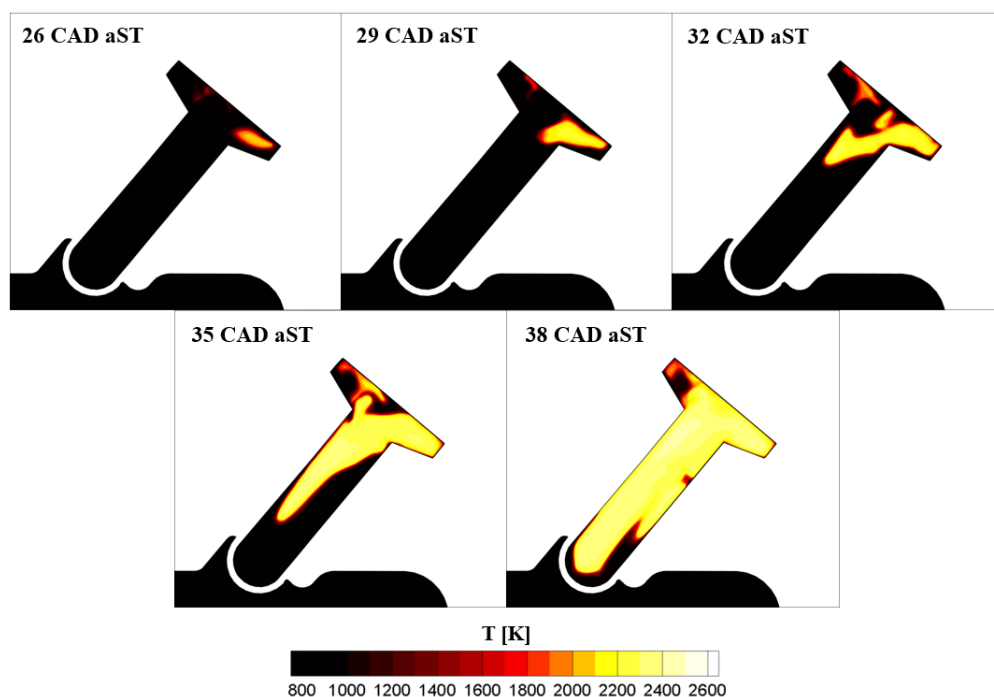


**Figura 4.33:** Confronto tra gli andamenti di temperatura simulati (in PC e MC) relativi al caso stechiometrico (linea continua) ed al caso povero (linea tratteggiata), a 3000 *rpm*. In linea tratteggiata verticale sono indicati gli ST relativi al caso stechiometrico (-25 CAD) ed al caso povero (-41 CAD).



**Figura 4.34:** Formazione e propagazione del fronte di fiamma all'interno della PC, utilizzando la temperatura locale, caso povero (sopra) e caso stechiometrico (sotto). Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 3 CAD).

In particolare, andando ad effettuare un'analisi più dettagliata su quello che succede all'interno della PC, in figura 4.34, (analogamente a quanto fatto per il caso stechiometrico, figura 4.20), viene eseguito un confronto dell'andamento della temperatura locale, a parità di istanti angolari successivi allo ST. Quello che si può subito notare, a conferma di quanto già visto in precedenza, è che la presenza di una miscela più diluita, rispetto alla condizione stechiometrica, ha un effetto sia sulla velocità di propagazione della fiamma all'interno della PC (come si vedrà meglio successivamente, figura 4.36) e sia un effetto di ritardo di accensione della miscela stessa. Per tal motivo, al fine di andare ad osservare la fase di propagazione della fiamma, all'interno della PC, in figura 4.35 viene nuovamente rappresentato l'andamento della temperatura locale ma ad istanti angolari differenti (posticipati). Per quanto appena discusso, una prima grande differenza che si può osservare

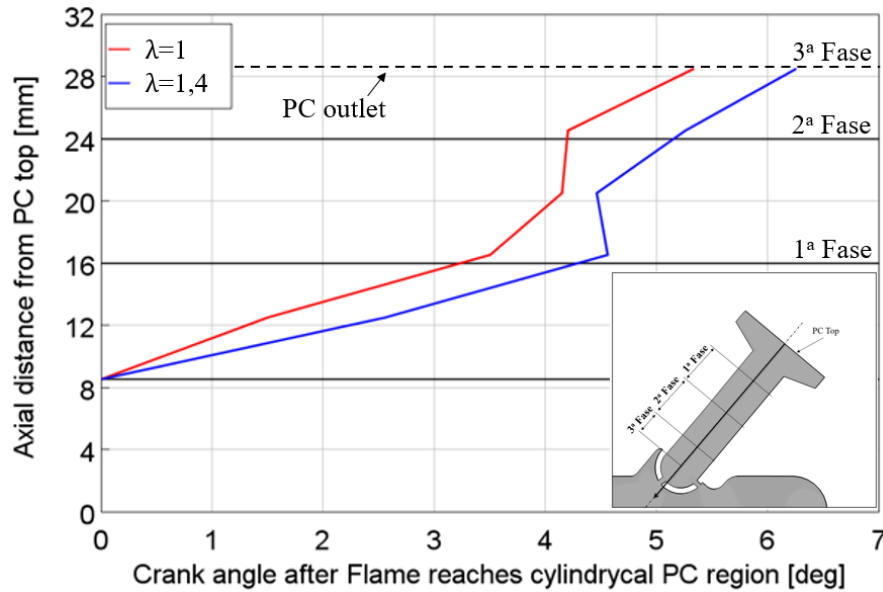


**Figura 4.35:** Formazione e propagazione del fronte di fiamma all'interno della PC, utilizzando la temperatura locale (caso povero). Sono rappresentati 5 frame a intervalli regolari (ogni 3 CAD).

confrontando la figura 4.35 con la figura 4.19 (relativo al caso stechiometrico) è che, inevitabilmente, nel caso povero l'intervallo angolare che la fiamma impiega per percorrere l'intera PC aumenta a 12 CAD, rispetto ai 9 CAD del caso stechiometrico. Inoltre, considerando il caso a  $\lambda = 1,4$ , si osserva come, una volta che la fiamma entra nella parte cilindrica della PC, questa tende a propagare in maniera meno

uniforme rispetto al caso  $\lambda = 1$ . Infine, come già visto per quest'ultimo caso, anche nel caso povero la fiamma tende a non propagare nella parte superiore della zona tronco-conica della PC, dove la presenza di una maggiore quantità di gas residui rende la miscela meno accendibile.

Analogamente a quanto fatto per il caso stechiometrico, è stata eseguita un'analisi più dettagliata della propagazione della fiamma all'interno della PC. In figura 4.36 viene direttamente messo a confronto la distanza assiale percorsa dal fronte di fiamma, all'interno della PC, rispetto all'angolo di manovella (anche qui considerando come istante iniziale l'istante in cui la fiamma raggiunge la parte cilindrica della PC). A conferma di quanto visto sinora, nella prima fase di propagazione la velocità

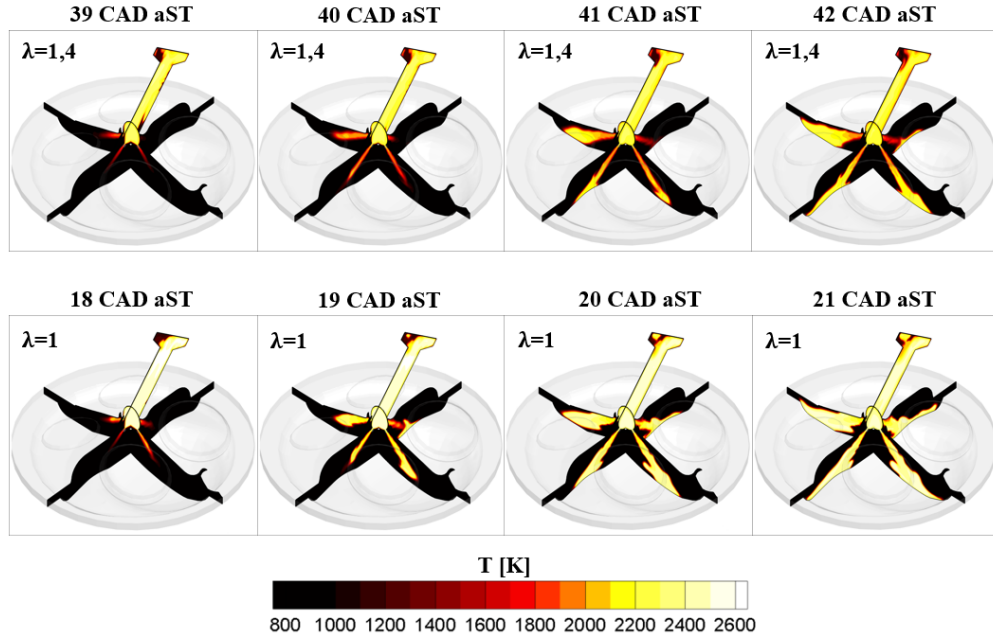


**Figura 4.36:** Velocità di propagazione della fiamma all'interno della PC, considerando solo la parte cilindrica e trascurando la parte tronco conica, caso stechiometrico (rosso) e caso povero (blu).

del fronte di fiamma è minore nel caso povero rispetto al caso stechiometrico (la pendenza della curva blu è minore rispetto a quella della curva rossa). In aggiunta a ciò, osservando l'intervallo angolare che la fiamma impiega per percorrere la parte cilindrica fino ad arrivare ai fori della PC, si osserva un ritardo di 1 CAD nel caso povero rispetto a quello stechiometrico. Considerando il ritardo complessivo visto in precedenza (3 CAD) è possibile arrivare alla conclusione che la maggior parte del ritardo è legato alla parte tronco-conica della PC, dove a causa di una maggior presenza di gas residui, la miscela risulta più diluita.

Passando ora ad un'analisi relativa ai getti turbolenti, all'interno della MC, in figura 4.37 vengono messe a confronto le fasi di formazione e penetrazione

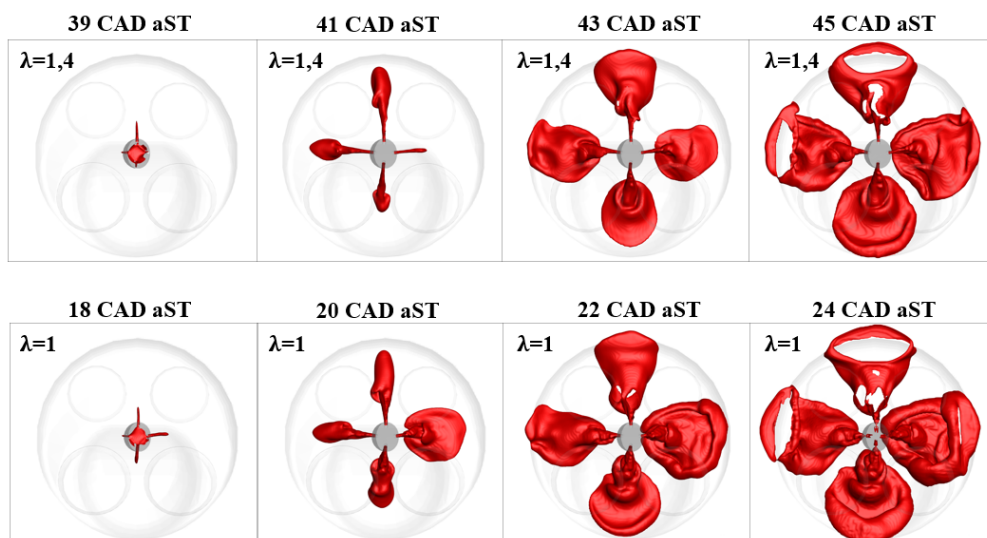
dei getti nel caso di funzionamento con miscela povera e stechiometrica. Un



**Figura 4.37:** Formazione e penetrazione dei getti turbolenti all'interno della MC, utilizzando la temperatura locale, caso povero (sopra) e caso stechiometrico (sotto) Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 1 CAD).

diretta conseguenza legata alla differente velocità di propagazione della fiamma all'interno PC è, inevitabilmente, il ritardo che si registra nella formazione dei getti all'interno del MC. Infatti, nel caso povero la formazione del primo getto si ha a 39 CA aST rispetto a 18 CA aST registrato nel caso stechiometrico. Inoltre, a differenza di quanto visto nel caso  $\lambda = 1$ , nel caso  $\lambda = 1,4$  la fase di formazione e penetrazione risulta decisamente meno uniforme. In particolare, dai primi due frame (figura 4.37) è possibile notare che il getto 3 risulta essere il più favorito mentre il getto 2 risulta essere decisamente più sfavorito, a causa della modalità con cui la fiamma è propaga all'interno della PC. Osservando infatti la figura 4.35, è possibile osservare come, nell'istante in cui la fiamma arriva ai fori della PC, questa occupa sostanzialmente solo la parte superiore (in corrispondenza dei fori 3 e 4). Anche a livello di "robustezza" dei getti, è possibile osservare che, mentre all'interno del getto 3 si toccano temperature locali superiori a 2200 K, per i restanti tre getti non si superano i 2000 K, segnale del fatto che anche le reazioni di combustione locali risulteranno inevitabilmente più lente. Il motivo di tale disuniformità dei processi di combustione è legata, oltre che alla presenza di una miscela più diluita rispetto al caso stechiometrico, anche al diverso effetto di turbolenza legato ai getti.

Passando ora alla visualizzazione 3D dei getti turbolenti, anche in questo caso vengono messi a diretto confronto i getti ottenuti nel caso di miscela povera con quelli ottenuti con miscela stechiometrica (figura 4.38). Analogamente a quanto

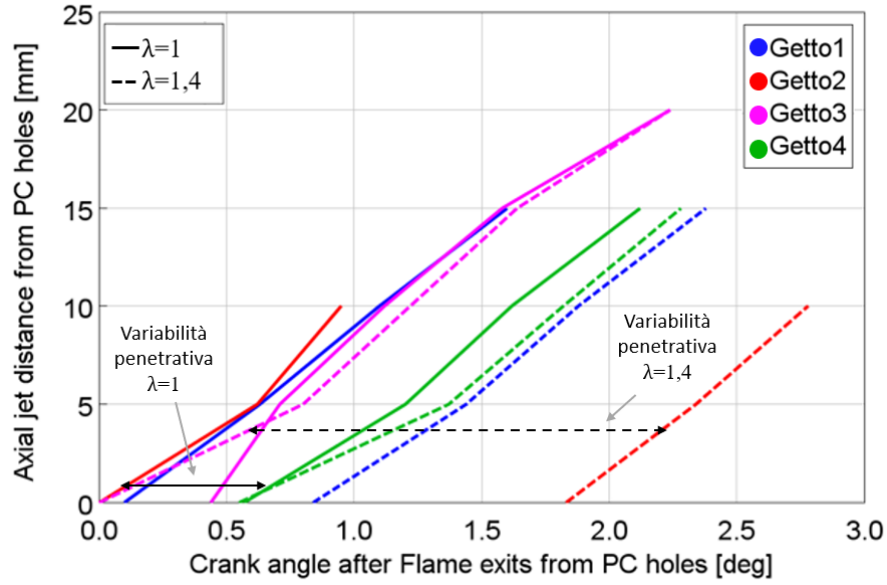


**Figura 4.38:** Formazione e penetrazione dei getti turbolenti all'interno della MC, utilizzando l'iso-superficie di temperatura a 1700 K per monitorare la posizione del getto, ( $\lambda = 1,4$ , sopra), ( $\lambda = 1$ , sotto). Sono rappresentati 4 frame a intervalli regolari (ogni 2 CAD).

successo nel caso stechiometrico, le visualizzazioni 3D dall'alto dei getti permettono di confermare quanto visto in precedenza. Dai primi due frame di sinistra risulta evidente la diversa penetrazione dei getti all'interno della MC, in particolare del getto 3 rispetto al getto 4, getto 1 e soprattutto rispetto al getto 2. Osservando nel dettaglio il secondo frame si nota come, la capacità penetrante dei getti aumenta, dal getto 2, passando per i getti 1 e 4 fino al getto 3, segnale del fatto che le zone più reattive, che favoriscono quindi la penetrazione dei getti turbolenti, sono spostate nella parte superiore sinistra del piano rappresentato in figura 4.38. Passando all'analisi dei frame successivi, anche in questo caso il primo getto ad impattare con la superficie del pistone è il getto 2. Successivamente anche i restanti getti impattano con la superficie del pistone o del cilindro. Inoltre, anche nel caso di miscela povera non si verifica nessun *merge* tra i vari getti.

Analizzando nel dettaglio la capacità penetrativa di ciascun getto, lungo il proprio asse, in figura 4.39 vengono messi a confronto i getti ottenuti nel caso in esame con quelli ottenuti nel caso stechiometrico. Un primo aspetto evidente, di cui si è parlato già ampiamente, è la maggiore variabilità penetrativa dei getti, registrata nel caso povero. In particolare si nota come, rispetto al caso  $\lambda = 1$ , il





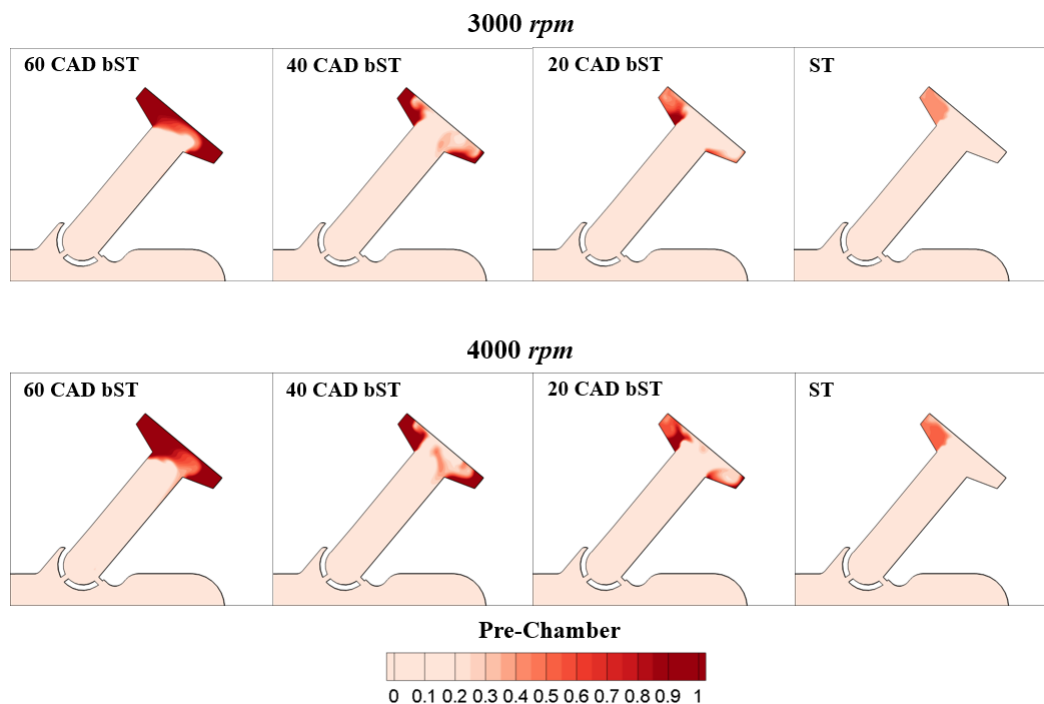
**Figura 4.39:** Penetrazione dei getti, all'interno della MC, in funzione dell'angolo di manovella, partendo dall'istante della formazione del primo getto, caso stechiometrico (linea continua) e caso povero (linea tratteggiata),

getto 3 risulta essere il primo ad uscire dai fori mentre il getto 2, che si conferma essere il getto con minore penetrazione, esce con un ritardo di circa 2 CAD rispetto al primo getto. Ricordando, dalla corrispettiva analisi eseguita nel caso precedente, le due fasi in cui è stata divisa la penetrazione dei getti all'interno della MC, nel caso povero si nota come la prima fase è definita da velocità di penetrazione minori rispetto al caso stechiometrico. Ciò può essere strettamente legato ad una minore differenza tra la pressione in PC e MC registrata nel caso povero. Nella seconda fase, invece, le velocità di penetrazione nei due casi risultano molto simili, segnale del fatto che la capacità penetrativa dei getti, oltre a non dipendere più dalle dinamiche della PC, risulta essere indipendente anche dalla dosatura della miscela ma legata esclusivamente agli effetti di turbolenza presenti in MC.

### 4.3 3000 rpm vs 4000 rpm

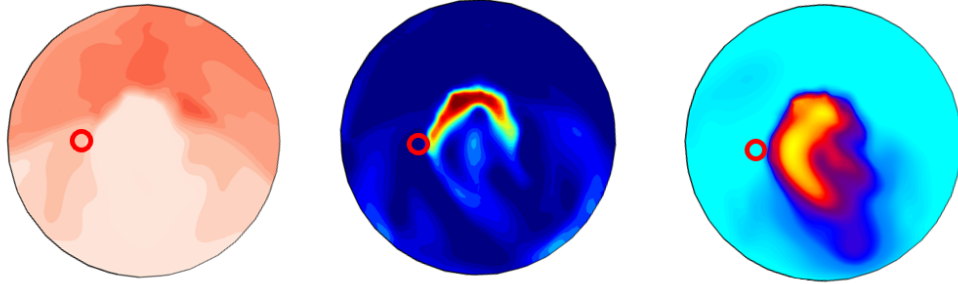
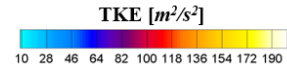
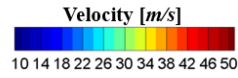
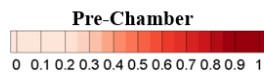
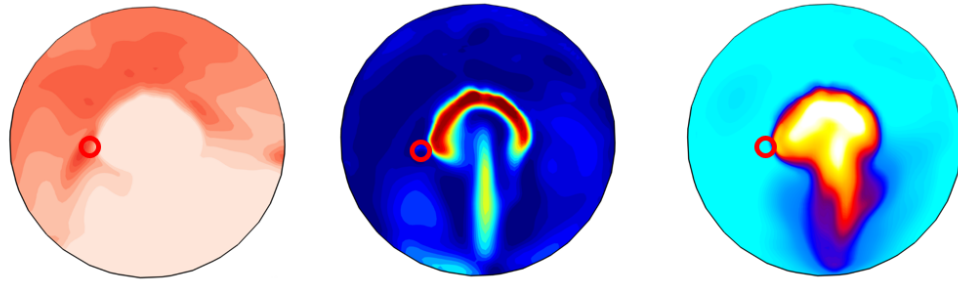
In questo paragrafo si andranno ad esaminare gli effetti di una variazione di regime di rotazione sulla fase di lavaggio all'interno della PC, mantenendo costante la dosatura della miscela (stechiometrica). Analogamente a quanto fatto per i casi studiati in precedenza (sezioni 4.1 e 4.2) si è andato a monitorare il tracciante "Pre-Chamber" ed i traccianti "Intake", "Exhaust" e "Cylinder". In figura 4.40 viene messa a confronto, a parità di angolo prima dello ST (che per il caso a 3000 rpm è

-25 CAD mentre per il caso a 4000 *rpm* è -29 CAD) la fase di lavaggio PC per i due casi in esame. Confrontando i due casi, si può notare che all'istante dello spark,



**Figura 4.40:** Fase di lavaggio PC, caso 3000 *rpm* (sopra) e caso 4000 *rpm* (sotto). In colore chiaro è rappresentata la miscela appena aspirata mentre in rosso sono rappresentati i gas combusti provenienti dal ciclo precedente. Sono rappresentati 4 frame ad intervalli regolari (ogni 20 CAD) fino allo ST.

nel caso a regime di rotazione maggiore, nella parte superiore della PC rimanga intrappolata una quantità di gas residui maggiore. Ciò è dovuto, oltre che ad un anticipo di accensione (e quindi ad un intervallo angolare tra il SOI e lo ST minore) soprattutto ad un minor intervallo temporale a disposizione per il lavaggio. Una diretta conseguenza di ciò la si può osservare in figura 4.41, dove viene messo a confronto il piano di sezione in corrispondenza degli elettrodi della candela. La prima fila di sinistra mette a confronto la situazione che si presenta, in termini di gas residui all'interno della PC, allo ST. Ciò che si nota è una condizione di accensione della miscela nel caso a 4000 *rpm* peggiore rispetto al 3000 *rpm*. Per quanto riguarda il campo di moto, analogamente a quello osservato nel caso a 3000 *rpm*, anche in questo caso tende a favorire meno l'accensione della miscela e la propagazione della fiamma.

ST – 3000 *rpm*ST – 4000 *rpm*

**Figura 4.41:** Sezioni ortogonali all'asse della PC, passanti per gli elettrodi della candela, in corrispondenza dello ST. Caso 3000 *rpm* (sopra) e caso 4000 *rpm* (sotto), frazione gas residui(sinistra), velocità (centro) e TKE (destra).

## Capitolo 5

# Conclusioni

E' stata condotta una analisi sperimentale e numerica 3D/CFD mirata allo studio del funzionamento di un motore PFI ad accensione comandata, monocilindrico, per applicazioni motociclistiche, dotato di un sistema *Turbulent Jet Ignition*, in diverse condizioni operative. E' stata eseguita una prima analisi preliminare 1D/CFD dei dati sperimentali (tramite analisi TPA), condotta al fine di ottenere le condizioni al contorno necessarie per la successiva modellazione 3D/CFD. Tra le diverse condizioni operative a disposizione (che si differenziavano per regime di rotazione e per dosatura della miscela  $\lambda$ ) si è deciso di proseguire l'analisi numerica principalmente su due condizioni operative, entrambe caratterizzate da stessa velocità di rotazione (3000 *rpm*), ma differente condizione di dosatura della miscela, stechiometrica e povera ( $\lambda = 1,4$ ). Una volta definito il modello numerico impiegato nell'analisi 3D/CFD, si è proceduti con l'analisi dei risultati. La prima parte è stata dedicata all'analisi del cold flow, ovvero della parte relativa alla fase di scarico ed aspirazione. Tale analisi è risultata comune per i due casi in esame in quanto, lavorando entrambi in condizioni a piena ammissione, il ciclo di pompaggio rimane sostanzialmente invariato. Ciò che si è potuto notare è una buona corrispondenza tra andamento sperimentale ed andamento simulato, sia in termini di portata istantanea in entrata ed uscita cilindro e sia in termini di massa totale introdotta all'interno della MC. Si è analizzato, nel dettaglio, la fase di lavaggio della PC monitorando la frazione di gas combusti provenienti dal ciclo precedente e rimasti ancora intrappolati all'interno della PC stessa. Data la sua particolare geometria, in corrispondenza dello ST, si è notata la presenza di una frazione di gas combusti principalmente intrappolati nella parte superiore della PC, dove sono presenti gli elettrodi della candela, con un inevitabile effetto sulla successiva fase di formazione e propagazione del fronte di fiamma. Per quanto riguarda l'analisi della fase di combustione e concentrandosi, in particolare, sulla fase di propagazione della fiamma all'interno della PC, l'analisi 3D/CFD ha confermato l'importante impatto che ha l'impoverimento della miscela sui processi di combustione. Passando dal

caso stechiometrico al caso povero, si è infatti registrato un ritardo (tra lo ST e la formazione dei primi getti turbolenti all'interno della MC) di circa 20 CAD maggiore. Un aspetto interessante che si è potuto osservare è che, avvenuta la formazione dei getti all'interno della MC, la successiva fase di combustione mostra solo una leggera dipendenza con la dosatura della miscela, indice della predominanza dell'effetto della turbolenza. La parte conclusiva è stata principalmente dedicata al confronto della fase di lavaggio della PC del caso a 3000 *rpm* con quella relativa al caso 4000 *rpm*. Ciò che si è notato, a parità di dosatura della miscela (stechiometrica), è la presenza, allo ST, di una frazione maggiore di gas combustibili, sostanzialmente legata ad un minor tempo a disposizione per il lavaggio.

In conclusione, a termine di questo lavoro di tesi, la metodologia proposta, che unisce l'analisi sperimentali con le simulazioni numeriche 3D/CFD, ha dimostrato essere particolarmente robusta, tale da poter essere utilizzata per ulteriori attività di ricerca mirate ai sistemi TJI e particolarmente su:

- Confronto del processo di combustione tra sistemi TJI e sistemi SI convenzionali;
- Confronto tra i risultati ottenuti da simulazione 3D/CFD e quelli ottenuti da un motore ad accesso ottico.

# Appendice A

## Metodo SPINDT

```
1 %% Dati di input
2 Spindt = 1;
3
4 %Emissioni
5 xlsname='dati_precamera_ordinato_rpm.xlsx';
6 HC = xlsread(xlsname, 'Foglio2', 'P2:P15'); % HC [ppm]
7 CO = xlsread(xlsname, 'Foglio2', 'O2:O15') * 10^4; % CO [ppm]
8 NOX = xlsread(xlsname, 'Foglio2', 'Q2:Q15'); % NOX [ppm]
9 CO2 = xlsread(xlsname, 'Foglio2', 'S2:S15'); % CO2%
10 O2 = xlsread(xlsname, 'Foglio2', 'R2:R15'); % O2%
11
12 %Combustibile
13 x= 1;
14 y= 1.89; %dai dati del combustibile
15 z= 0;
16 xp= 1; %Supponiamo HC incombusti allo scarico della stessa
    composizione media della benzina utilizzata
17 yp= 1.89;
18 zp= 0;
19
20 %Composizione aria:
21 O2_amb=0.2099;
22 N2_amb=0.7901;
23 CO2_amb=0; %Si trascura la presenza di CO2
24 Habs=10; %Imposto
25
26 %Altri parametri
27 K= 3.5; %Solitamente compreso tra K=3.5/3.8.
28 Tc=10; % Temperatura del cooler in C , supposta.
29
30 if (Tc>0)
```

```

31 CoolerH2O=(((((0.00000000418218 * Tc + 0.0000000932206) * Tc +
    0.0000352248) * Tc + 0.001244) * Tc + 0.0459058) * Tc + 0.6048346)
    / 101.3;
32 %CoolerH2O è la concentrazione di acqua a valle del cooler;
33 else
34 CoolerH2O = 0; %se il cooler è ideale, non ho acqua a valle del
    cooler.
35
36 %L'obiettivo è calcolare il numero di moli di ossigeno effettivamente
    impiegate nella combustione e rapportarle al numero di moli di
    ossigeno stechiometriche.
37
38 end
39
40 %% Calcolo moli reagenti (aspirazione)
41 AA = N2_amb / O2_amb;
42 BB = CO2_amb / O2_amb;
43 CC = 0.00160757 * Habs / O2_amb; %da Heywood, "corregge" la
    composizione dell'aria tenendo conto della sua umidità.
44
45 %Inizializzo alcune variabili
46 n = 1; %moli di ossigeno effettivamente impiegate nella combustione,
    poste ad 1.
47 n_old = 0;
48 d = 1; %moli d'acqua
49 Count = 0;
50
51 p_vap=CC/(1+AA+BB+CC)*1.01*10^5;
52 fi=p_vap/2338.8; %Calcolo umidità relativa, rapportando la pressione
    di vapore alle condizioni di saturazione a 20 C .
53
54 %Si risolve iterativamente, partendo da n=1.
55 while abs(n-n_old)>0.001
56 %% Calcolo moli prodotti (scarico)
57 ntot = ((x + BB * n) ./ (CO2 / 100 + CO / 1000000 + HC / 1000000) *
    (1 - CoolerH2O)) ; %(Eq.10)
58 a = CO2 / 100 .* ntot / (1 - CoolerH2O); %Calcolo delle moli di CO2, a
    partire dalla concentrazione di CO2 misurata allo scarico tenendo
    conto della presenza dell'acqua non condensata
59 b = CO / 1000000 .* ntot / (1 - CoolerH2O);
60 h = HC / 1000000 .* ntot / (1 - CoolerH2O) / xp; %xp sono il numero
    di atomi di carbonio degli idrocarburi incombusti.
61 g = NOX / 1000000 .* ntot / (1 - CoolerH2O) ;
62 c = (y - yp * h) / 2 + n .* CC - d;
63 e = O2 / 100 .* ntot / (1 - CoolerH2O);
64 nO2 = x + y / 4 - z / 2;
65 %A questo punto calcolo d, che può essere calcolato secondo Spindt
    and Brettschneider oppure Simons
66

```

---

```

67 if Spindt==1
68     %Metodo_SPINDT
69     n=((2*a+b+(y-yp*h) ./ (2*(b ./ (a*K)+1)))+2*e+g+zp*h-z) ./ (2+2*BB+CC-CC
    ./ (b ./ (a*K)+1));
70     d=(y+2*n*CC-yp*h) ./ (2*(b ./ (a*K)+1));
71     else
72
73     %Metodo_SIMONS
74     d=(ntot-a-b-c-e+g/2-g-h)*(((2+2*BB+CC) ./ AA)-2*a-b-2*e-g-zp*h+z);
75     n = (2 * a + b + d + 2 * e + g + zp * h - z) ./ (2 + CC + 2 * BB);
76 end
77
78
79 n_old = n;
80 Count = Count + 1;
81
82 end
83 Lambda = n / nO2;

```

---



# Bibliografia

- [1] *What cars will we be driving in 2050?* (Accessed 13 April 2021). URL: <https://www.fueelfreedom.org/cars-in-2050> (cit. alle pp. 1–3).
- [2] Peter Mock. «European Vehicle Market Statistics». In: (2020). URL: <https://theicct.org/publications/european-vehicle-market-statistics-202021> (cit. alle pp. 1, 4).
- [3] Gillian Cerbu, Fernando Codoceo, Cecile De, Tina Kasal e Ana De Kuppler. «World Energy Outlook Special Report 2016 - Energy and Air Pollution ». In: *International Energy Agency - Special Report* (2019) (cit. a p. 2).
- [4] *CO2 and greenhouse gas emissions, our world in data*. (Accessed 13 April 2021). URL: <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions> (cit. a p. 2).
- [5] *Highlights of the Automotive Trends Report*. (Accessed 13 April 2021). URL: <https://www.epa.gov/automotive-trends/highlights-automotive-trends-report> (cit. a p. 2).
- [6] Ameya Joshi. «Review of Vehicle Engine Efficiency and Emissions». In: *SAE Tech. Pap.* 2020-April. April (2020), pp. 1–23. DOI: 10.4271/2020-01-0352 (cit. alle pp. 4, 5).
- [7] P. K. Senecal e Felix Leach. «Diversity in transportation: Why a mix of propulsion technologies is the way forward for the future fleet». In: *Results Eng.* 4.October (2019). DOI: 10.1016/j.rineng.2019.100060. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2019.100060> (cit. alle pp. 5, 6).
- [8] John Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1988. DOI: 10.1002/9781118991978.hces077 (cit. alle pp. 9, 27, 50).
- [9] Elisa Toulson, Harold J. Schock e William P. Attard. «A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems». In: *SAE Tech. Pap.* (2010). DOI: 10.4271/2010-01-2263 (cit. alle pp. 10, 12, 14, 15).
- [10] Michael C. Turkish. «3 - Valve stratified charge engines: Evolvment, analysis and progression». In: *SAE Tech. Pap.* (1974), pp. 3483–3503. DOI: 10.4271/741163 (cit. alle pp. 10, 11).

- [11] M. Noguchi, S. Sanda e N. Nakamura. «Development of Toyota lean burn engine». In: *SAE Tech. Pap.* (1976). DOI: 10.4271/760757 (cit. alle pp. 11, 12).
- [12] A K Oppenheim, J Beltramo, D Paris e J A Maxson. «Combustion by Pulsed Jet Plumes - Key to Controlled Combustion Engines». In: *SAE Tech. Pap.* (2018) (cit. a p. 12).
- [13] D. M. Hensinger, J. A. Maxson, K. Hom e A. K. Oppenheim. «Jet plume injection and combustion». In: *SAE Tech. Pap.* (1992). DOI: 10.4271/920414 (cit. a p. 13).
- [14] Jianxiong Hua, Lei Zhou, Qiang Gao, Zhonghui Feng e Haiqiao Wei. «Influence of pre-chamber structure and injection parameters on engine performance and combustion characteristics in a turbulent jet ignition (TJI) engine». In: *Fuel* 283.July 2020 (2021). DOI: 10.1016/j.fuel.2020.119236. URL: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119236> (cit. alle pp. 16, 17).
- [15] Ricardo Novella, Jose Pastor, Josep Gomez-Soriano, Ibrahim Barbery, Cedric Libert, Fano Rampanarivo, Chistou Panagiotis e Maziar Dabiri. «Experimental and Numerical Analysis of Passive Pre-Chamber Ignition with EGR and Air Dilution for Future Generation Passenger Car Engines». In: *SAE Tech. Pap.* 2020-April.April (2020), pp. 1–18. DOI: 10.4271/2020-01-0238 (cit. alle pp. 16, 22, 45).
- [16] J. Benajes, R. Novella, J. Gomez-Soriano, P. J. Martinez-Hernandez, C. Libert e M. Dabiri. «Evaluation of the passive pre-chamber ignition concept for future high compression ratio turbocharged spark-ignition engines». In: *Appl. Energy* 248.March (2019), pp. 576–588. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.04.131. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.131> (cit. a p. 16).
- [17] William P. Attard, Neil Fraser, Patrick Parsons e Elisa Toulson. «A Turbulent Jet Ignition pre-chamber combustion system for large fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain». In: *SAE Tech. Pap.* 3.2 (2010), pp. 20–37. DOI: 10.4271/2010-01-1457 (cit. alle pp. 16–19).
- [18] Michael Bunce, Hugh Blaxill, Waruna Kulatilaka e Naibo Jiang. «The effects of turbulent jet characteristics on engine performance using a pre-chamber combustor». In: *SAE Tech. Pap.* 1 (2014). DOI: 10.4271/2014-01-1195 (cit. alle pp. 18, 19).
- [19] Mickael Silva, Sangeeth Sanal, Ponnya Hlaing, Emre Cenker, Bengt Johansson e Hong G. Im. «Effects of Geometry on Passive Pre-Chamber Combustion Characteristics». In: *SAE Tech. Pap.* 2020-April.April (2020). DOI: 10.4271/2020-01-0821 (cit. alle pp. 18, 22).

- [20] Michele Bolla, Evgeniy Shapiro, Nick Tiney e Panagiotis Kyrtatos. «Numerical study of turbulence and fuel-air mixing within a scavenged pre-chamber using RANS and les». In: *SAE Tech. Pap.* 2019-April.April (2019), pp. 1–11. DOI: 10.4271/2019-01-0198 (cit. a p. 19).
- [21] Bryce Charles Thelen, Gerald Gentz e Elisa Toulson. «Computational Study of a Turbulent Jet Ignition System for Lean Burn Operation in a Rapid Compression Machine». In: *SAE Tech. Pap.* 2015-April.April (2015). DOI: 10.4271/2015-01-0396 (cit. a p. 20).
- [22] Bryce Charles Thelen e Elisa Toulson. «A Computational Study of the Effects of Spark Location on the Performance of a Turbulent Jet Ignition System». In: *SAE Tech. Pap.* (2016). ISSN: 01487191. DOI: 10.4271/2016-01-0608 (cit. a p. 22).
- [23] William M. Silvis. «An algorithm for calculating the air/fuel ratio from exhaust emissions». In: *SAE Tech. Pap.* 412 (1997). ISSN: 26883627. DOI: 10.4271/970514 (cit. a p. 26).
- [24] «GTSUITE Engine Performance Application Manual». In: (2016) (cit. alle pp. 30, 36).
- [25] K.J. Richards, P.K. Senecal e E. Pomraning. «CONVERGE 3.0 Manual». In: (2020) (cit. a p. 39).
- [26] Matias Muller, Corbin Freeman, Peng Zhao e Haiwen Ge. «Numerical simulation of ignition mechanism in the main chamber of turbulent jet ignition system». In: *ASME 2018 Intern. Combust. Engine Div. Fall Tech. Conf. ICEF 2018 2* (2018), pp. 1–8. DOI: 10.1115/ICEF2018-9587 (cit. a p. 44).
- [27] Andrea Bianco, Federico Millo e Andrea Piano. «Modelling of combustion and knock onset risk in a high-performance turbulent jet ignition engine». In: *Transp. Eng.* 2.September (2020). DOI: 10.1016/j.treng.2020.100037 (cit. alle pp. 44, 67).
- [28] Neal Morgan, Andrew Smallbone, Amit Bhawe, Markus Kraft, Roger Crac-knell e Gautam Kalghatgi. «Mapping surrogate gasoline compositions into RON/MON space». In: *Combust. Flame* 157.6 (2010), pp. 1122–1131. ISSN: 00102180. DOI: 10.1016/j.combustflame.2010.02.003. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.02.003> (cit. a p. 45).
- [29] J. C.G. Andrae, T. Brinck e G. T. Kalghatgi. «HCCI experiments with toluene reference fuels modeled by a semidetalled chemical kinetic model». In: *Combust. Flame* 155.4 (2008), pp. 696–712. ISSN: 00102180 (cit. a p. 45).