

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

Sviluppo di un tool diagnostico zero-dimensionale in ambiente Matlab per l'analisi della combustione e delle emissioni inquinanti in motori diesel

Relatori

Prof. Stefano D'Ambrosio

Prof. Roberto Finesso

Candidato

Salvatore Frisulli

ANNO ACCADEMICO 2020/2021

“Dedicato alla mia famiglia, naturalmente”

Sommario

La presente tesi si pone l'obiettivo di realizzare dei modelli diagnostici in ambiente Matlab in modo da ottenere un'analisi completa e basata su diversi livelli di accuratezza del processo di combustione. La validità è generale nell'ambito della motorizzazione diesel; nella fattispecie è esaminato un motore diesel sovralimentato di cilindrata pari a 2 dm³ per applicazioni "light duty" (A20DTR). Vengono presentati tre modelli con grado di precisione crescente: un modello a una zona semplificato (che prende come input solo le tracce del segnale di pressione e del comando elettrico dell'iniettore), un modello a una zona completo (che utilizza anche dati sperimentali acquisiti dalla sala prova, come le quantità iniettate, il grado di EGR, ecc...), un modello a tre zone (basato sulla risoluzione in forma chiusa delle equazioni fondamentali della termodinamica, come le leggi di conservazione dell'energia e della massa). Sono poi realizzati dei confronti per valutare se alcuni parametri possono efficacemente essere determinati con un modello meno accurato. Sono proposti quattro metodi di referenziazione del segnale di pressione e quattro approcci per la stima della massa intrappolata nel cilindro. Il modello a tre zone viene in seguito utilizzato per il calcolo delle emissioni di ossidi di azoto e di particolato in funzione dell'angolo di manovella e per ricavare un nuovo andamento del rapporto tra i calori specifici; quest'ultimo è sfruttato per affinare il modello a una zona. A tal proposito, sono estrapolate delle correlazioni in funzione della temperatura media in camera e della quantità iniettata. Ai fini della validazione della robustezza dei modelli, molte prove sono state effettuate considerando sei punti motore (da 1500x2 a 2750x12), tre strategie di iniezione multipla (pilota-pilota-main, pilota-main, pilota-main-after), la variazione del grado di EGR e le conseguenti analisi di sensitività sono state messe a punto.

Abstract

This thesis has the aim of developing some diagnostic models in Matlab environment in order to perform a complete analysis of the combustion process according to different accuracy levels. They could be applied on each diesel engine; in this particular case, a 2.0L light-duty turbocharged diesel engine (A20DTR) is analyzed. Three models with a growing accuracy degree are proposed: a simplified single zone model (which only uses as input the pressure trace and the injector electric command), a complete single zone model (which also uses experimental data coming from the dynamic and hydraulic test bed, such as the injected quantities and EGR rate), a three zone model (based on the resolution in closed form of the main thermodynamic equations, such as the energy and mass conservation laws). Some comparisons between the models are realised in order to evaluate if some parameters could be accurately determined with a less detailed model. Four referentiation methods and four approaches for the estimation of the in-cylinder trapped mass are implemented. The three zone thermodynamic model is then used to calculate the in-cylinder NO_x and PM emissions and to obtain a new trend of the specific heats ratio that is adopted to refine the single zone model. About this last topic, some correlations in function of the mean temperature and the injected quantities are obtained. Several tests have been performed in order to assess the robustness of the models, taking into account six key-points (from 1500x2 to 2750x12), three injection strategies (pilot-pilot-main, pilot-main, pilot-main-after) and the variation of EGR rate.

Indice

Sommario	3
Abstract	3
Elenco delle figure	6
Elenco delle tabelle	9
Elenco delle abbreviazioni e dei simboli	10
Elenco dei simboli greci	12
Elenco dei pedici	13
Introduzione	14
1. I motori ad accensione per compressione	16
1.1. Generalità	16
1.2. Alimentazione del combustibile	18
1.3. Processo di combustione	24
1.3.1. Combustione convenzionale	24
1.3.2. Combustione PCCI	28
1.4. Emissioni di inquinanti	29
1.4.1. Ossidi di azoto	30
1.4.2. Particolato	34
1.4.3. Idrocarburi incombusti	39
2. Modello di combustione mono-zona semplificato	43
2.1. Generalità sui modelli di combustione	43
2.2. Setup sperimentale	44
2.3. Presentazione del modello in ambiente Matlab	46
2.4. Volume istantaneo in camera	49
2.5. Metodi di referenziazione	51
2.6. Filtraggio del segnale di pressione	54
2.7. Parametri e metriche di combustione	55
2.7.1. Derivata prima del segnale di pressione	56
2.7.2. SOC	57
2.7.3. Heat Release Rate	58
2.7.4. EOC	60
2.7.5. Frazione di massa bruciata e metriche di combustione	61
2.8. Analisi statistica	62
3. Modello di combustione mono-zona completo	67
3.1. Descrizione del modello	67
3.2. Stima della massa intrappolata e della temperatura media in camera	68
3.3. Modello di scambio termico e calibrazione	71
3.4. Confronto con il modello mono-zona semplificato	79
4. Modello termodinamico a tre zone	81
4.1. Introduzione	81
4.2. Descrizione del modello	81
4.3. Costruzione del profilo di iniezione	88
4.4. Calibrazione del modello	93
4.5. Risultati grafici	97
4.6. Confronto con il modello mono-zona completo	104
5. Applicazioni del modello a tre zone	111
5.1. Analisi sull'impatto di EGR e strategia di iniezione	111
5.1.1. EGR sweep	111
5.1.2. Effetto della strategia di iniezione	115
5.2. Sotto-modello per la formazione degli ossidi di azoto	120
5.2.1. Descrizione e calibrazione	120
5.2.2. Risultati grafici	124

5.3. Sotto-modelli per la stima delle emissioni di particolato	127
5.3.1. Primo sotto-modello	127
5.3.2. Secondo sotto-modello	129
5.4. Individuazione di nuove correlazioni per il rapporto fra i calori specifici	133
Conclusioni	137
<i>Ringraziamenti</i>	139
<i>Bibliografia</i>	140

Elenco delle figure

Figura 1.1 - Ciclo diesel su diagramma T-s [1]	16
Figura 1.2 - Layout idraulico di un sistema <i>Common Rail</i> [1]	19
Figura 1.3 - Iniettore di un sistema <i>Common Rail</i> [1]	19
Figura 1.4 - Eventi meccanici e fluidodinamici in un iniettore [1]	20
Figura 1.5 - Iniettori piezoelettrici [1]	21
Figura 1.6 - <i>Injection rate</i> e quantità di combustibile iniettata [1]	22
Figura 1.7 - <i>Injection rate shaping</i> [1]	22
Figura 1.8 - Iniezione pilota seguita da un'iniezione <i>main</i> [1]	23
Figura 1.9 - Evoluzione del sistema <i>Common Rail</i> [1]	24
Figura 1.10 - Andamento durante la combustione della pressione e della curva di rilascio calore [1]	25
Figura 1.11 - Motore ad accesso ottico [2]	26
Figura 1.12 - Evoluzione del getto secondo il modello di J.E. Dec [2]	27
Figura 1.13 - Diagramma di Kamimoto-Bae [2]	28
Figura 1.14 - NO ₂ /NO in percentuale al variare della pressione media effettiva [2]	31
Figura 1.15 - Rapporto tra NO secondo il meccanismo "prompt" e NO all'equilibrio (in logaritmo) in funzione di ϕ [2]	32
Figura 1.16 - Andamento di NO e NO _x in funzione del rapporto di equivalenza [2]	32
Figura 1.17 - Emissioni specifiche di NO _x in funzione del grado di EGR (figura in alto) e della concentrazione di ossigeno nel collettore di aspirazione (figura in basso) per 4 punti motore [1]	34
Figura 1.18 - Composizione del PM in funzione di carico e velocità di rotazione [1]	35
Figura 1.19 - Evoluzione della struttura delle particelle carboniose di particolato [2]	35
Figura 1.20 - Concentrazione e diametro delle particelle carboniose in base alla modalità di formazione del PM [2]	37
Figura 1.21 - NO _x e PM al variare della dosatura [1]	38
Figura 1.22 - Effetto di anticipo di iniezione e grado di EGR sul consumo specifico e sulle emissioni di NO _x e PM [1]	39
Figura 1.23 - HC dovuti a " <i>overmixing</i> " in funzione del ritardo di accensione	40
Figura 1.24 - Getto di combustibile in un motore diesel con evidenziati gli HC dovuti a " <i>overmixing</i> " [2]	41
Figura 1.25 - Tre forme di camera di combustione di un motore diesel [2]	42
Figura 2.1 - Rappresentazione schematica del motore A20DTR [6]	46
Figura 2.2 - Interfacce grafiche del programma in C.....	47
Figura 2.3 - Rappresentazione dei " <i>key-points</i> " sul piano quotato	49
Figura 2.4 - Indicazione dei principali parametri geometrico-costruttivi in un cilindro di un motore a combustione interna [1]	49
Figura 2.5 - Andamento del volume istantaneo	50
Figura 2.6 - Andamento della pressione grezza assoluta in camera per i 4 metodi di referenziazione e 6 punti motore (ciclo numero 50)	53
Figura 2.7 - Andamento della pressione in camera prima e dopo filtraggio per 6 punti motore (ciclo numero 50)	55
Figura 2.8 - Derivata prima del segnale di pressione per 6 prove (una per punto motore)	56
Figura 2.9 - Ciclo medio con combustione e ciclo in trascinato per una prova 1500x2 con strategia di iniezione pM	57
Figura 2.10 - Segnale in tensione dell'iniettore per una prova 1500x5 con strategia di iniezione ppM ...	59

Figura 2.11 - Andamenti delle curve di NHRR per 6 prove.....	60
Figura 2.12 - Andamento di Q_{net} per 6 prove	60
Figura 2.13 - Andamento del coefficiente della politropica di espansione istantaneo (punto 2000x2 con strategia pM)	61
Figura 2.14 - Frazione di massa bruciata per 6 prove	61
Figura 2.15 - SOC su 100 cicli per due prove	64
Figura 2.16 - EOC su 100 cicli per due prove	65
Figura 2.17 - IMEP su 100 cicli per due prove	65
Figura 3.1 - Andamento della temperatura media in camera per un modello mono-zona secondo i 4 metodi proposti	71
Figura 3.2 - Andamento HRR e cumulata con $Y=1,37$ per una prova con strategia di iniezione pM (modello mono-zona completo)	76
Figura 3.3 - Andamento HRR e cumulata con $Y=Y(T)$ per una prova con strategia di iniezione pMa (modello mono-zona completo)	76
Figura 3.4 - Andamento HRR e cumulata con $Y=1,37$ per una prova con strategia di iniezione ppM (modello mono-zona completo)	76
Figura 3.5 - Andamento HRR e cumulata con $Y=Y(T)$ per una prova con strategia di iniezione pM (modello mono-zona completo)	77
Figura 3.6 - Andamento di x_b secondo un approccio a Y costante e un approccio a $Y=Y(T)$	77
Figura 3.7 - Frazione di massa bruciata secondo il modello mono-zona semplificato e il modello mono-zona completo	79
Figura 4.1 - α_{st}^u in funzione di $\frac{X_{r,tot}}{\lambda}$ [7]	83
Figura 4.2 - Equazioni del modello termodinamico a tre zone	86
Figura 4.3 - Profilo di iniezione triangolare	89
Figura 4.4 - Andamento di NOD e NCD in funzione di ET e p_{rail}	90
Figura 4.5 - Profili di iniezione ricavati da relazioni geometriche	92
Figura 4.6 - Andamento della massa di combustibile iniettata in funzione dell'angolo di manovella	93
Figura 4.7 - Efficienza sperimentale in funzione della quantità di combustibile iniettata	94
Figura 4.8 - Massa della "fuel zone" prima della calibrazione (figura a sinistra) e dopo (figura a destra) per una prova 1500x5 con strategia ppM	95
Figura 4.9 - Andamento della massa nelle tre zone e della massa intrappolata	98
Figura 4.10 - Andamento della temperatura nelle tre zone e della temperatura media	99
Figura 4.11 - Andamento dei volumi delle tre zone	100
Figura 4.12 - Andamento di HRR (modello a tre zone)	101
Figura 4.13 - Andamento di x_b (modello a tre zone)	102
Figura 4.14 - Andamento della potenza specifica scambiata con le pareti (modello a tre zone)	103
Figura 4.15 - Cumulata dell'energia scambiata con le pareti (modello a tre zone)	104
Figura 4.16 - Andamento HRR secondo il modello a una zona completo e il modello a tre zone	105
Figura 4.17 - Andamento di Q_{gross} secondo il modello a tre zone e il modello a una zona completo	106
Figura 4.18 - Andamento di x_b secondo il modello a tre zone e il modello a una zona completo	107
Figura 4.19 - Andamento della temperatura media in camera secondo il modello a tre zone e il modello a una zona completo	110
Figura 5.1 - Andamento della pressione in camera per 4 punti motore con strategia di iniezione pM al variare del grado di EGR	112

Figura 5.2 - Andamento HRR per 4 punti motore al variare del grado di EGR	113
Figura 5.3 - Frazione di massa bruciata per 4 punti motore al variare del grado di EGR	113
Figura 5.4 - Andamento della temperatura della “burned zone” per 4 punti motore al variare del grado di EGR	115
Figura 5.5 - Andamento della portata iniettata e della pressione in camera per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione	116
Figura 5.6 - Andamento HRR per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione	117
Figura 5.7 – Frazione di massa bruciata per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione	117
Figura 5.8 - Andamento della potenza specifica scambiata con le pareti per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione	118
Figura 5.9 - Curve CN - NO _x per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione	120
Figura 5.10 - Andamento degli ossidi di azoto in funzione dell’angolo di manovella secondo il sotto-modello implementato	125
Figura 5.11 - NO prodotti secondo il meccanismo <i>prompt</i> per 4 punti motore al variare del grado di EGR	126
Figura 5.12 - Andamento in camera della massa di <i>soot</i> secondo i due sotto-modelli implementati	131
Figura 5.13 - Andamento in camera del <i>soot</i> in base al secondo sotto-modello al variare del grado di EGR	132
Figura 5.14 - Andamento del calore specifico a pressione costante nelle tre zone per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa	134
Figura 5.15 - Andamento del calore specifico a volume costante nelle tre zone per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa	134
Figura 5.16 - Andamento del rapporto tra i calori specifici nelle tre zone per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa	134
Figura 5.17 - Andamento del coefficiente Υ dalla correlazione usata per il mono-zona e dal modello a tre zone per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa	135
Figura 5.18 - Curve del rapporto tra i calori specifici dal modello a tre zone e dalla correlazione quadratica	136
Figura 5.19 - Curve del rapporto tra i calori specifici dal modello a tre zone e dalla correlazione quadratica per una prova 2750x12	136
Figura 5.20 - Valor medio del rapporto tra i calori specifici in funzione della quantità iniettata	137

Elenco delle tabelle

Tabella 2.1 - Specifiche del motore A20DTR	44
Tabella 2.2 - Caratteristiche aggiuntive del motore A20DTR e del combustibile	45
Tabella 2.3 - Parametri di combustione calcolati sul ciclo medio calcolati con il codice Matlab	62
Tabella 2.4 - Risultati dell'analisi statistica per una prova 1500x2 con strategia di iniezione pM	63
Tabella 2.5 - Risultati dell'analisi statistica per una prova 2000x5 con strategia di iniezione pM	63
Tabella 2.6 - Risultati dell'analisi statistica per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa	64
Tabella 3.1 - Risultati della calibrazione del modello mono-zona completo con $Y=1,37$	74
Tabella 3.2 - Risultati della calibrazione del modello mono-zona completo con $Y=Y(T)$	75
Tabella 3.3 - Metriche di combustione secondo il modello mono-zona semplificato con $Y=1,34$ e il modello mono-zona completo	79
Tabella 4.1 - Calcolo dei coefficienti per la stima delle entalpie specifiche delle zone [7]	87
Tabella 4.2 - Calcolo dei coefficienti per la stima delle temperature delle zone [7]	87
Tabella 4.3 - Risultati della calibrazione del modello a tre zone - parte 1	95
Tabella 4.4 - Risultati della calibrazione del modello a tre zone - parte 2	96
Tabella 4.5 - Metriche di combustione secondo il modello a tre zone (in blu) e il modello a una zona (in rosso) - parte 1	108
Tabella 4.6 - Metriche di combustione secondo il modello a tre zone (in blu) e il modello a una zona (in rosso) - parte 2	109
Tabella 5.1 - Risultati della calibrazione del sotto-modello di formazione degli ossidi di azoto - parte 1 .	123
Tabella 5.2 - Risultati della calibrazione del sotto-modello di formazione degli ossidi di azoto - parte 2 .	124
Tabella 5.3 - Risultati della calibrazione per il primo sotto-modello di stima delle emissioni di <i>soot</i>	129
Tabella 5.4 - Risultati della calibrazione per il secondo sotto-modello di stima delle emissioni di <i>soot</i>	130

Elenco delle abbreviazioni e dei simboli

A Area

ASI *After Start Of Injection*

ATDC *After Top Dead Center*

C_0 Parametro di calibrazione del modello di scambio termico di Woschni

c_p Calore specifico a pressione costante

c_v Calore specifico a volume costante

CA *Crankshaft Angle*

CN *Combustion Noise*

CoV *Coefficient of Variation*

D Alesaggio

EGR *Exhaust Gas Recirculation*

EOC *End Of Combustion*

EOI *End Of Injection*

ET *Energizing Time*

EVC *Exhaust Valve Closing*

EVO *Exhaust Valve Opening*

H_{abs} Umidità assoluta

h_{conv} Coefficiente di scambio termico convettivo

HC Idrocarburi incombusti

HRR *Heat Release Rate*

i Entalpia specifica

IAP *Indirect Acting Piezo*

IAS *Indirect Acting Solenoid*

IMEP *Indicated Mean Effettive Pressure*

ITL *Injection Time Length*

IVC *Intake Valve Closing*

IVO *Intake Valve Opening*

k_{rad} Coefficiente di scambio termico per irraggiamento

l Lunghezza della biella

LHV *Lower Heat Value*

LTC *Low Temperature Combustion*

M Massa molecolare

m Massa

m_{compr} Esponente della politropica di compressione

m_{esp} Esponente della politropica di espansione

\dot{m} Portata massica

MFB5 *5% Mass Fuel Burned*

MFB10 *10% Mass Fuel Burned*

MFB50 *50% Mass Fuel Burned*

MFB90 *90% Mass Fuel Burned*

N Velocità di rotazione

n Numero di moli

NHHR *Net Heat Release Rate*

NCD *Nozzle Closure Delay*

NOD *Nozzle Opening Delay*

NO_x Ossidi di azoto

p Pressione

PAH Policiclici aromatici

PCCI *Premixed Charge Compression Ignition*

PFP *Peak Firing Pressure*

PM *Particulate Matter*

PMI Punto Morto Inferiore

PMS Punto Morto Superiore

Q Energia termica

\dot{Q} Potenza termica

q Quantità iniettata

R Costante elastica dei gas

\bar{R} Costante universale dei gas

r Raggio di manovella

SOC *Start Of Combustion*

SOI *Start Of Injection*

\bar{S}_p Velocità media dello stantuffo
T Temperatura
t Tempo
THC *Total Hydrocarbon Content*
V Volume
 V_d Cilindrata unitaria
w Velocità dei gas
WG Valvola di *wastegate*
X Coefficiente di *overlap*
x Spostamento dello stantuffo
 x_b Frazione di massa bruciata
 X_r Frazione di EGR
[Y] Concentrazione generica

Elenco dei simboli greci

θ Angolo di rotazione della manovella
 τ Ritardo di accensione
 Λ Rapporto di allungamento del manovellismo
 β Angolo di inclinazione della biella
 ϵ Rapporto di compressione geometrico
 Υ Rapporto tra i calori specifici
 ρ Densità
 Γ Coefficiente di calibrazione NO_x
 α Dosatura assoluta
 λ Dosatura relativa
 ϕ Rapporto di equivalenza

Elenco dei pedici

abs Assoluto/a

air Aria

b Gas combustibili

coll,asp Collettore di aspirazione

coll,exh Collettore di scarico

cyl Cilindro

el Elettrico

exh Scarico

exp Sperimentale

f Combustibile

gross Gross

ht Scambio termico

hydr Idraulico

inj Iniettato/a

m Medio/a

man Manifold

max Massimo/a

min Minimo/a

mis Misurato/a

net Netto

p Pistone

rail Rail

rif Condizioni di riferimento

res Gas residui

s Soot

st Stechiometrico

u Gas incombustibili

w Parete/i

INTRODUZIONE

Fino ad oggi il motore a combustione interna ha posseduto un ruolo da protagonista nel settore dei trasporti terrestri sia per quanto riguarda il trasporto di passeggeri che di merci. Le ragioni del suo successo sono molteplici. Esso rappresenta una soluzione semplice, compatta ed economica rispetto ad altre architetture dedicate alla propulsione. Inoltre possiede un favorevole rapporto peso-potenza, legato all'elevata densità energetica posseduta dai combustibili liquidi, come gasolio e benzina [1]. Tuttavia, esso possiede alcuni inconvenienti come:

- bassi rendimenti;
- uso di combustibili fossili (che rappresentano delle risorse non rinnovabili). Oggi il 95% dell'energia utilizzata nel settore dei trasporti su strada deriva da combustibili fossili. Come conseguenza, si assiste ad un incremento della domanda di petrolio;
- produzione di anidride carbonica, un gas serra che contribuisce al riscaldamento terrestre (il cosiddetto "global warming");
- produzione di sostanze inquinanti che derivano dal fatto che il processo di combustione non è ideale e quindi risulta incompleto. Queste sostanze risultano molto pericolose per l'ambiente e per la salute umana.

In seguito al fatto che negli ultimi anni si è assistito ad un incremento sempre maggiore di veicoli, soprattutto nelle aree più sviluppate (USA, Giappone, Europa), questi problemi si sono accentuati contribuendo ad incrementare l'inquinamento a livello locale e globale e i danni per la salute dell'uomo. Queste motivazioni hanno portato all'introduzione di normative sulle emissioni inquinanti che diventano via via sempre più stringenti. Per rispettare queste severe normative, i produttori sono stati spinti alla ricerca di nuove tecnologie. Ad esempio, alcuni produttori hanno già introdotto sistemi di elettrificazione a livello di propulsione terrestre, che portano sicuramente molti vantaggi ma che necessitano ancora di qualche anno per riuscire a sostituire completamente il sistema di propulsione termico che al momento presenta dei vantaggi schiacciati come lo stoccaggio di energia a bordo veicolo. L'elettrificazione del *powertrain* risulta, quindi, essere una soluzione a lungo termine; è però un dato di fatto che la ricerca si stia focalizzando sullo sviluppo di nuovi motori più efficienti e con basse emissioni di inquinanti. Questo ha portato allo sviluppo di sistemi di after-treatment, in grado di abbattere le emissioni di sostanze inquinanti emesse allo scarico di un veicolo, ma anche di nuovi concetti quali differenti tipi di EGR, nuove strategie di iniezione e sistemi di attuazione variabile delle valvole.

Entrando nello specifico dell'attività di tesi svolta, lo scopo principale è quello di offrire uno strumento diagnostico quanto più completo possibile per studiare, a livello zero-dimensionale, ciò che avviene durante il processo di combustione. L'ambiente di lavoro scelto per svolgere questa attività è il software Matlab. Il codice che viene realizzato è applicato ad uno specifico motore ma nasce con l'intento di essere generale, nell'ambito della motorizzazione diesel, e prestarsi così a qualsivoglia motore, traccia del segnale di pressione o strategia di iniezione. L'indirizzo che viene seguito consiste in un'analisi progressiva, secondo un livello di accuratezza crescente. Il motivo che ha portato a questa scelta è stata la volontà di investigare la possibilità di ottenere alcuni risultati corretti già partendo da modelli semplici, il che rappresenta un indubbio vantaggio a livello di sforzo computazionale. Le applicazioni di maggior rilievo alle quali un tool di questo tipo si può rivolgere riguardano un'analisi di "post-processing" dei dati sperimentali acquisiti in sala prova o la centralina di controllo motore in modo che questa possa compiere dei calcoli in tempo reale e, in base ad essi, prendere delle opportune decisioni.

Il capitolo 1 fornisce una panoramica sui motori ad accensione per compressione con un focus particolare sulle tematiche che vengono affrontate nel corso dell'esposizione della tesi. Dopo una prima trattazione

generale, si discute della modalità odierna di alimentazione del combustibile, ossia il sistema *Common Rail*, del processo di combustione (sia quello convenzionale che una tecnologia innovativa, che è la combustione PCCI) e dei processi che portano alla formazione delle principali sostanze inquinanti emesse da tali motori: ossidi di azoto, particolato, idrocarburi incombusti e monossido di carbonio (quest'ultimo ai bassi carichi).

Il capitolo 2 entra nel dettaglio del lavoro di tesi. Dapprima viene presentato lo stato dell'arte riguardo i modelli di combustione e la strumentazione sperimentale del banco prova, in seguito viene spiegato il modello mono-zona semplificato e determinati i suoi output. La definizione di questo capitolo ricalca quello di un programma in linguaggio C scritto anni fa dai prof. Catania e Finesso e dedica anche un paragrafo allo svolgimento di un'analisi statistica ciclo-ciclo dei parametri di combustione.

Il capitolo 3 tratta della realizzazione del modello mono-zona completo. Particolare attenzione viene rivolta alla calibrazione delle numerose prove prese in considerazione e al confronto dei risultati con quelli dati dal modello mono-zona semplificato.

Nel capitolo 4 si tratta il principale argomento, ovvero la realizzazione del modello termodinamico a tre zone. L'ordine di esposizione segue pressochè quello del capitolo 3; anche qui un paragrafo preposto viene dedicato al confronto con il modello a una zona. Risalto viene dato al fatto che tale modello è indipendente da un software che determina la legge di iniezione poiché la calcola "in loco" partendo dall'ipotesi di un profilo triangolare.

Nel quinto e ultimo capitolo si spiega come alcuni output del modello termodinamico a tre zone possono essere sfruttati per fare delle stime riguardanti gli effetti delle variazioni di EGR e strategia di iniezione sui principali parametri di combustione, i processi di formazione di ossidi di azoto e particolato (nella fattispecie della sua frazione solida carboniosa), mediante l'implementazione di sotto-modelli, e la ricerca di correlazioni per il rapporto tra i calori specifici. Per quanto concerne quest'ultimo caso, due correlazioni sono state individuate in funzione della temperatura media in camera e della quantità iniettata.

1. I MOTORI AD ACCENSIONE PER COMPRESSIONE

1.1 Generalità

I motori ad accensione per compressione sono anche detti motori diesel poiché il ciclo termodinamico di riferimento è il ciclo Diesel. Quest'ultimo si distingue dal ciclo Otto, riferimento per i motori ad accensione comandata (anche detti motori benzina), l'introduzione di calore (che corrisponde alla fase di combustione nei motori a combustione interna) avviene a pressione costante anziché a volume costante.

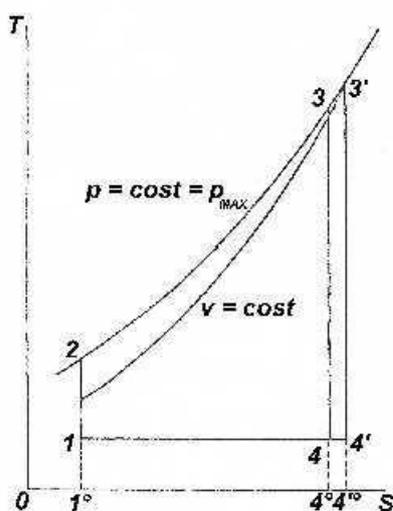


Figura 1.1 Ciclo diesel su diagramma T-s [1]

Nei motori ad accensione per compressione il limite è rappresentato dalla massima pressione raggiunta durante il ciclo, il che graficamente vuol dire che non si può andare oltre l'isobara 2-3. Confrontando a parità di calore somministrato quest'ultima curva con l'isocora 2'-3', emerge che assumendo una trasformazione a volume costante si raggiunge una temperatura massima superiore ($T_{3'} > T_3$, con T_3 che corrisponde alla temperatura di picco del processo di combustione). Ciò implica una maggiore quantità di calore ceduta, come si evince dal fatto che l'area $1^{\circ}14'4^{\circ}$ è più grande dell'area $1^{\circ}144^{\circ}$, e di conseguenza che una minore aliquota del calore fornito durante la combustione è stato convertito in lavoro. Per questa ragione si dimostra più conveniente adottare una trasformazione isobara per rappresentare la fase di cessione del calore. Le altre fasi del ciclo termodinamico sono le stesse fra ciclo Diesel e ciclo Otto, ossia due isoentropiche (1-2 e 3-4 per le fasi compressione ed espansione) e un'isocora 4-1 (per la fase di sottrazione del calore). Da evidenziare che finora ci si è riferiti a cicli ideali; infatti in un ciclo reale compressione ed espansione non possono essere efficacemente descritte da isoentropiche, ossia da adiabatiche reversibili poiché gli scambi termici con l'esterno della camera di combustione non possono essere trascurati così come non vengono considerati la fase di ricambio fluido e la non istantaneità dell'apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico. Tuttavia, un ciclo ideale è la base per passare ad analizzare un ciclo limite, cioè un ciclo privo di perdite ma descritto da un fluido reale, non più caratterizzato da proprietà chimico-fisiche costanti.

Anche dal punto di vista dei combustibili utilizzati, i motori ad accensione per compressione presentano notevoli differenze rispetto ai motori ad accensione comandata. Si tratta infatti di combustibili ad elevata reattività, dove la reattività è comunque valutata in condizioni di alta pressione e temperatura. Il combustibile più utilizzato è il gasolio di cui un idrocarburo rappresentativo è il cetano $C_{16}H_{34}$. Quest'ultimo

è costituito da una struttura molecolare lunga e flessibile che accelera in condizioni di alta pressione e temperatura le reazioni intermedie del processo di combustione, rendendo più agevole la sua deformazione.

Per quanto riguarda il processo di combustione, data appunto l'elevata reattività del combustibile, non può essere simile a quello che si ha nei motori benzina. Prima di entrare nel dettaglio nel paragrafo 1.3, si presentano in prima istanza le caratteristiche principali. L'alta reattività del combustibile non permette di formare la miscela e comprimerla senza che questa, già nel corso della compressione stessa, raggiunga temperature e pressioni tali da portarla all'accensione spontanea in un istante opportuno. Per evitare ciò si vanno a miscelare combustibile e comburente soltanto un istante prima di quando si vuol far avvenire il processo di combustione. Si fa quindi aspirare al motore solo aria, che sarà l'unica ad essere compressa, mentre il combustibile viene iniettato solo quando il pistone si trova in prossimità del PMS (Punto Morto Superiore) miscelandosi da quel momento con la carica. Il combustibile viene iniettato in forma liquida, sotto forma di uno spray ad alta pressione (nell'ordine dei 800-1000 bar con conseguente velocità dell'ordine dei 100 m/s), in un ambiente ad alta densità (nella parte finale della fase di compressione può arrivare a 20-30 volte la densità in ambiente standard). Tale getto impatta così contro un vero e proprio muro d'aria polverizzandosi e atomizzandosi in una miriade di goccioline di dimensioni microscopiche (qualche decina di micron). Queste goccioline liquide sono circondate dalla miscela di aria e gas combusti riciclati ad alta temperatura (900 K è un valore indicativo di temperatura al termine della fase di compressione); avviene uno scambio di calore dalla miscela alle goccioline che di conseguenza evaporano in tempi estremamente rapidi (si dimostra che il tempo di evaporazione è proporzionale al diametro delle goccioline). I vapori di combustibile così formati si miscelano con l'aria circostante e, grazie all'alta reattività del combustibile, il processo di combustione può partire spontaneamente senza necessità di un innesco esterno.

La miscela che caratterizza la combustione di un motore diesel è, in base a quanto esposto finora, estremamente eterogenea a differenza di quello che si verifica nei motori benzina. Ci sono infatti zone in cui è presente il getto di combustibile e zone in cui praticamente si trovano solo aria e gas combusti. Ne deriva una dosatura locale altrettanto eterogenea (ad esempio dove c'è solo aria il rapporto aria/combustibile schizza all'infinito). Data la sua alta reattività, il combustibile inizia a bruciare anche con dosature relative (λ) inferiori di molto all'unità ($\lambda = 0,25-0,5$), cioè in condizioni di forte carenza di ossigeno (miscela ricca). In queste condizioni si tende ad avere un processo di deidrogenazione della molecola che porta alla formazione di scheletri carboniosi i quali, addensandosi gli uni sugli altri, danno origine a particelle solide carboniose responsabili delle emissioni di particolato e del fumo nero caratteristico dei motori diesel.

A differenza dei motori ad accensione comandata, l'aumento dell'intensità di turbolenza non consente ai motori diesel di autoadattarsi alle diverse velocità di rotazione. Ciò è dovuto al fatto che la fasatura dell'evento di iniezione è un aspetto molto delicato, in quanto ad elevato numero di giri si fa fatica ad adottare un anticipo di iniezione che impedisca alla carica fresca di autoaccendersi prima che lo stantuffo raggiunga il PMS (infatti per limitare le perdite per intemperività che riducono il rendimento termofluidodinamico interno è opportuno che il massimo rilascio di energia durante il processo di combustione avvenga a cavallo del PMS). La conseguenza è che la combustione tenderà ad avere una durata angolare sempre più ampia man mano che cresce la velocità del motore, ragion per cui i motori diesel sono limitati in termini di numero di giri fino a circa 5000 rpm [1].

I motori ad accensione per compressione riescono invece ad adattarsi a variazioni del carico. Infatti, la valvola a farfalla nei motori diesel non serve come nei benzina a regolare la quantità di aria aspirata in funzione della quantità di combustibile iniettata (variabile a seconda del carico) ; ciò permette di evitare strozzature e laminazioni che sono penalizzanti in termini di rendimento e di migliorare così il comportamento ai carichi parziali (essi ricoprono la quasi totalità delle condizioni di funzionamento dei motori destinati alla trazione) che risulta uno dei più grandi svantaggi dei motori ad accensione comandata. Un motore diesel lavora quindi sempre con rapporti aria/combustibile maggiori dello stechiometrico, ossia in condizioni di

miscela povera; in particolare, più diminuisce il carico più si impoverisce la miscela (più aumenta la dosatura relativa globale).

In virtù di come avviene il processo di combustione, molte delle limitazioni geometrico-costruttive tipiche dei motori benzina non sono presenti nei diesel. Dunque non c'è un limite massimo né per quanto riguarda l'alesaggio, perché la combustione non si basa sulla propagazione del fronte di fiamma, né sul rapporto di compressione geometrico per via dell'assenza di detonazione (l'unico vincolo che impedisce al rapporto di compressione di essere indefinitamente elevato è ovviamente rappresentato dalle sollecitazioni strutturali che subiscono gli organi del motore).

Un aspetto tipico dei motori ad accensione per compressione è il cosiddetto rumore di combustione, che è la causa dell'impiego di strategie di iniezione multiple o di una modulazione della legge di iniezione e che ha delle dirette ripercussioni sul fronte delle emissioni inquinanti. La rumorosità è legata al fatto che il sussistere di un certo ritardo tra l'istante in cui avviene l'iniezione e l'istante in cui inizia la combustione provoca un accumularsi di combustibile all'interno della camera che, una volta avviatosi il processo di combustione, tende a bruciare simultaneamente generando un brusco incremento di pressione. La conseguenza è una sorta di sollecitazione a gradino applicata a tutti gli organi del motore i quali, dotati di una certa elasticità, vibrano e trasmettono vibrazioni elastiche all'esterno che si traducono in rumore. La rumorosità è dunque una caratteristica intrinseca al processo di combustione dei motori diesel.

1.2 Alimentazione del combustibile

Oggigiorno praticamente tutti i motori diesel sono equipaggiati con un sistema di iniezione elettromagnetico, il cosiddetto "*Common Rail*" che ha definitivamente soppiantato il vecchio sistema meccanico. Senza addentrarsi nel dettaglio di quest'ultimo, i principali motivi che hanno portato alla sua sostituzione con il sistema *Common Rail* sono stati i seguenti:

- la variazione dell'anticipo di iniezione con la velocità di rotazione del motore era affidata a un regolatore centrifugo che imponeva una legge di variazione piuttosto rigida;
- la pressione di iniezione era correlata con la velocità di rotazione del motore: ciò portava ad avere pressioni di iniezione basse alle basse velocità di rotazione con scarsa polverizzazione del getto;
- non era possibile frazionare l'evento di iniezione in più iniezioni nell'ambito del medesimo ciclo, soluzione particolarmente utile ad esempio per contenere l'accumulo di combustibile e la rumorosità.

Uno schema del sistema *Common Rail* è presentato in figura 1.2:

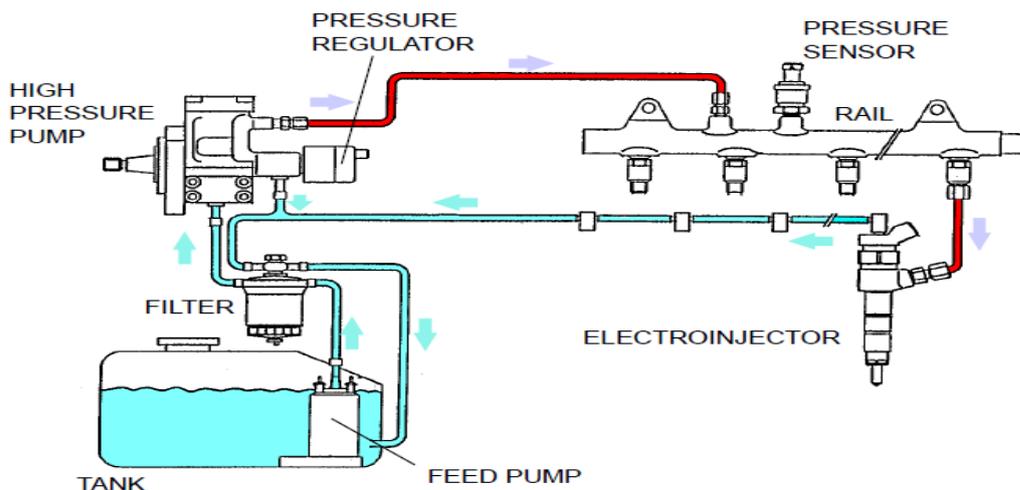


Figura 1.2. Layout idraulico di un sistema *Common Rail* [1]

La pompa elettrica di innesco ("*feed pump*") estrae il combustibile dal serbatoio e lo manda alla pompa di alta pressione ("*high pressure pump*"). Questa, di tipo volumetrico a pistoni radiali, invia una portata di gasolio largamente eccedente la quantità da iniettare ad un piccolo serbatoio di accumulo/controllo generalmente costituito da un cilindro cavo posizionato sulla testata del motore che per la sua forma prende appunto il nome di *Common Rail*. All'interno del *rail* la pressione può addirittura superare i 1800 bar; essa viene controllata tramite un sensore di pressione che trasmette il suo segnale alla centralina che provvede per mezzo di un'elettrovalvola a due vie ("*pressure regulator*") a ricircolare all'aspirazione della pompa un'adeguata quantità di combustibile al fine di regolare la pressione al valore desiderato.

Al *rail* sono collegati gli iniettori il cui funzionamento è determinato dall'eccitazione di un attuttore elettromagnetico a solenoide (integrato nel corpo di ogni iniettore). Date le elevate pressioni in gioco, non è possibile ricorrere ad un azionamento elettromagnetico diretto che richiederebbe avvolgimenti troppo grossi. Infatti, la particolarità dell'iniettore di un motore diesel è rappresentata dal fatto che lo spillo è mantenuto in posizione normalmente chiusa (NC) non dall'azione di una molla ma della pressione di iniezione stessa del combustibile che agisce nella parte superiore dello spillo, come si vede a sinistra della figura 1.3:

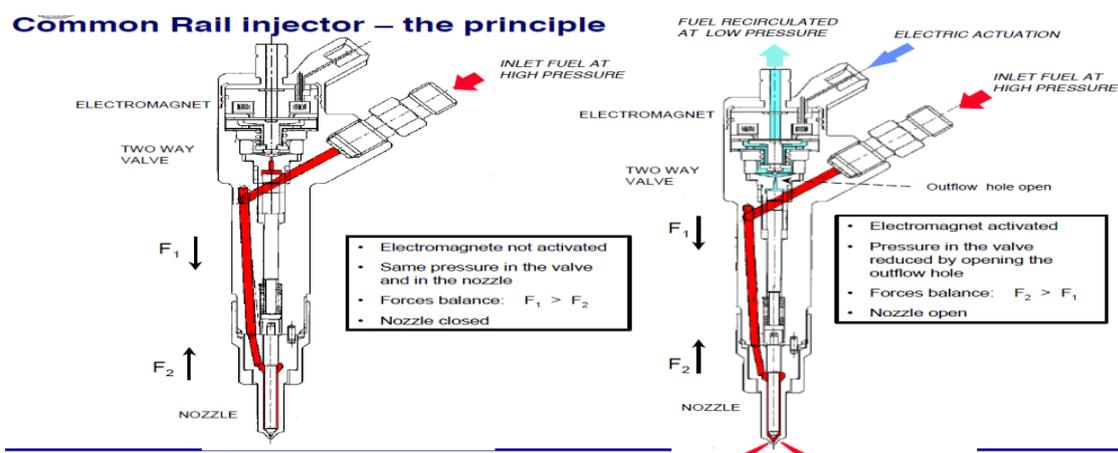


Figura 1.3 Iniettore di un sistema *Common Rail* [1]

Il fluido proveniente dalla pompa ad alta pressione agisce anche nella parte inferiore dello spillo. La pressione di iniezione si trova quindi ad agire su entrambi i lati dello spillo che tuttavia si trova in posizione normalmente chiusa a causa delle differenti aree di azione. La funzione della molla in questo caso non è di

contrastare la pressione di iniezione ma di dare un piccolo incremento di forza nel senso della chiusura quando l'iniettore non è attraversato da fluido.

Come detto, l'azionamento elettromagnetico non avviene direttamente sullo spillo ma su di uno stadio pilota che si trova nella parte alta dell'iniettore ed è costituito da una valvola NC che consente di stabilire una connessione tra la cameretta superiore e un ambiente a bassa pressione collegato all'aspirazione della pompa. La valvola può essere azionata con un comando elettromagnetico che vince la forza della molla e la mantiene in battuta contro la sua sede. Quando la valvola viene richiamata, sollevandosi libera la via di efflusso ("outflow hole open") che collega la cameretta superiore con l'ambiente a bassa pressione mettendola a scarico. In questo modo nella cameretta la pressione diminuisce creando uno sbilanciamento tra le forze che agiscono sull'iniettore. Essendo la forza F_1 nel senso della chiusura data soltanto dalla molla (forza di piccola entità) e dalla pressione sulla parte superiore dello spillo (a questo punto bassa pressione), essa risulta ora di piccola entità. Tale sbilanciamento provoca rapidamente il sollevamento dello spillo e quindi l'evento di iniezione. Un inconveniente di questo sistema consiste nel fatto che, quando l'ancoretta viene sollevata, la cameretta superiore si trova come detto ad essere collegata con l'ambiente a bassa pressione ma al contempo conserva una connessione anche con l'ambiente ad alta pressione; ciò causa una sorta di cortocircuito tra alta e bassa pressione e una conseguente fuga di combustibile dall'ambiente ad alta pressione verso lo scarico. La quantità che sfugge dipende dal dimensionamento dei fori sulla cameretta superiore; diventa perciò importante trovare un compromesso tra l'entità di queste fughe che può essere tollerata e la necessità di ridurre i transitori (fori maggiori favoriscono una risposta più veloce) [1].

I successivi diagrammi mettono in evidenza l'andamento delle grandezze di interesse del processo di iniezione, come il segnale elettrico di comando, il sollevamento dell'ancoretta e dello spillo, la portata istantanea di combustibile iniettato ("injection rate"):

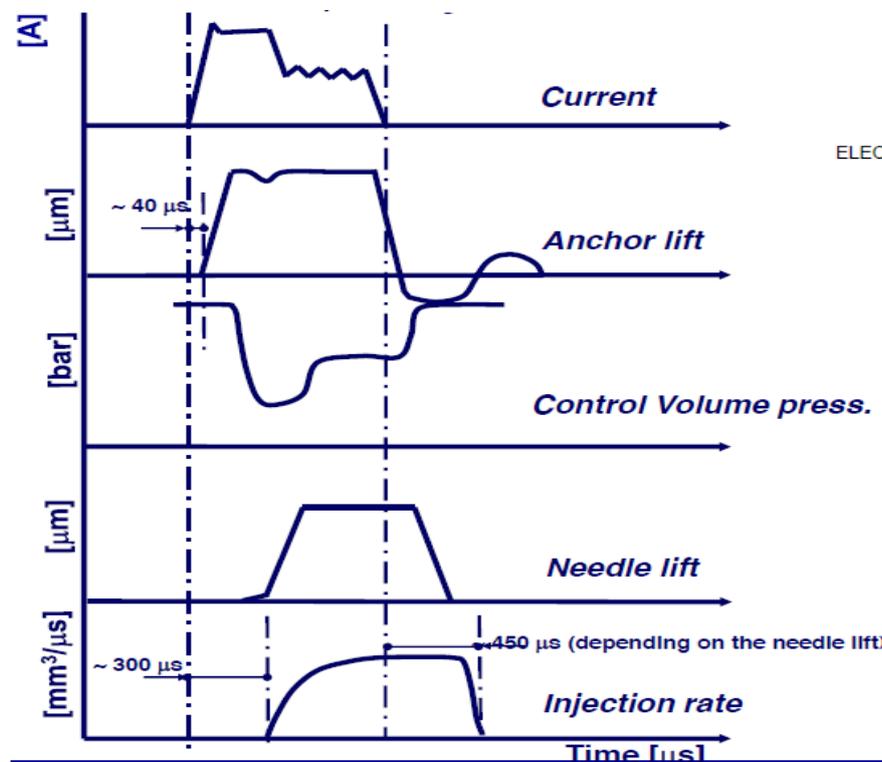


Figura 1.4 Eventi meccanici e fluidodinamici in un iniettore [1]

Il primo grafico riporta un tipico segnale di comando applicato all'elettromagnete. C'è una prima fase in cui la corrente viene fatta salire il più rapidamente possibile raggiungendo un valore che non potrebbe essere tollerato a lungo dall'avvolgimento; per tale motivo viene applicata soltanto nella fase iniziale perché si vuole

che l'azione della molla sia vinta velocemente. Una volta superata questa fase si può far diminuire la corrente e mantenerla su un livello sufficiente a tenere aperta la valvola di controllo.

Dal secondo grafico si nota un certo ritardo nel sollevamento dell'ancoretta (circa $40 \mu\text{s}$) rispetto all'inizio del comando elettrico (detto SOI_{el} , ossia Start Of Injection elettrico). Tale ritardo è dovuto al fatto che la corrente per poter vincere la forza della molla dell'ancoretta deve prima raggiungere un livello minimo I_0 ; solo dopo la forza della molla viene vinta e l'ancoretta può sollevarsi.

Il terzo diagramma sottolinea il decremento di pressione nel volume di controllo provocato dal sollevamento dell'ancoretta. Quando la pressione scende ad un livello tale che la forza nel senso della chiusura viene vinta da quella nel senso dell'apertura si ha l'alzata dello spillo ("needle lift") che corrisponde anche all'avvio dell'iniezione nel cilindro.

Analizzando i ritardi nella catena di attuazione, tra l'istante di inizio iniezione dal punto di vista del comando elettrico e l'istante di inizio iniezione effettivo (detto SOI idraulico) intercorre un intervallo di tempo di qualche centinaio di microsecondi, fisso in termini temporali ma variabile in termini angolari. Tale ritardo prende il nome di *Nozzle Opening Delay* (NOD) ed è un parametro fortemente dipendente dal tipo di iniettore.

Un transitorio analogo si ha anche in fase di chiusura. Lo spillo, una volta raggiunta l'alzata massima e iniettata la quantità voluta, inizia a ritirarsi in seguito ad un comando di chiusura ricevuto dalla centralina. Ciò provoca una diminuzione della corrente e, quando è inferiore a I_0 , la molla riporta in chiusura l'ancoretta. Non appena si va a richiudere la valvola la cameretta superiore si riempie nuovamente di combustibile ad alta pressione, prevale di nuovo la forza F_1 che porta lo spillo in battuta contro la sua sede. Quindi anche il transitorio di chiusura è composto dalla somma di un transitorio elettrico e di un transitorio fluidodinamico.

Finora il riferimento è ad iniettori ad azionamento indiretto di tipo solenoidale (detti IAS, cioè "Indirect Acting Solenoid"). Una possibile alternativa è rappresentata dai sistemi con azionamento, sempre indiretti, di tipo piezoelettrico (IAP, ossia "Indirect Acting Piezo"):

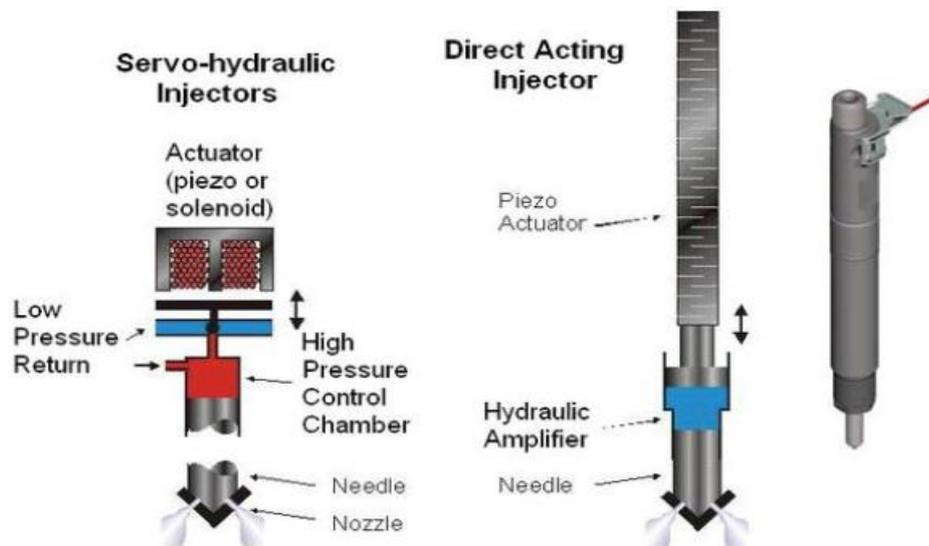


Figura 1.5 Iniettori piezoelettrici [1]

In questa tipologia di iniettori viene sfruttata la proprietà di alcuni materiali di generare un effetto di separazione di carica elettrica all'interno di cristalli di quarzo opportunamente drogati se sottoposti ad un carico meccanico. La quantità di carica separata è proporzionale alla deformazione e quindi alla sollecitazione subita. In realtà negli iniettori è sfruttato il principio inverso: applicando ad un materiale dotato di tali proprietà una tensione si può indurre una deformazione (anche se molto piccola). Impilando questi

componenti (detti "piezo stack" e visibili a destra di figura 1.5) si può provocare una deformazione complessiva che produce uno spostamento dell'ordine di qualche micron. Il vantaggio principale di questo sistema è la maggior rapidità di attuazione rispetto al sistema solenoidale; ciò riduce sensibilmente i transitori di apertura e chiusura e permette di azzerare quasi del tutto la separazione idraulica tra le iniezioni [1].

Un aspetto su cui porre l'accento riguarda la diversificazione delle strategie di iniezione al fine di contenere il rumore di combustione. Le possibilità sono tre:

- si può intervenire sulla portata istantanea immessa in camera, pensando di iniettarla su un intervallo di tempo più ampio (linea tratteggiata di figura 1.6):

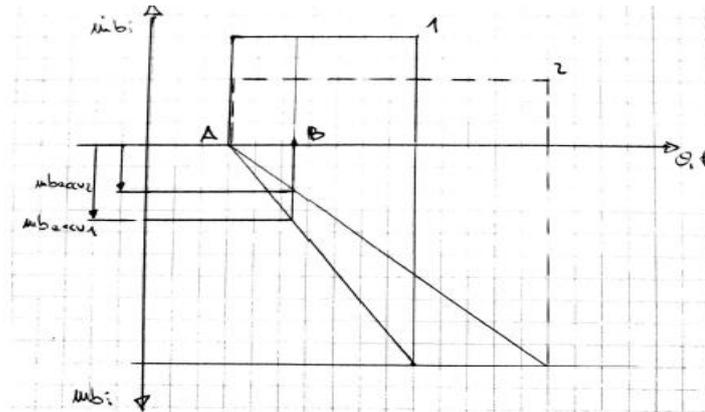


Figura 1.6 Injection rate e quantità di combustibile iniettata [1]

Tale tecnica porta ad un andamento della quantità iniettata (descritta dalle rette in basso di figura 1.6) con una pendenza molto minore e, a parità di ritardo tra SOI elettrico e SOC, la quantità accumulata si ridurrebbe sensibilmente rispetto al caso precedente. L'inconveniente sarebbe rappresentato da un degrado dell'efficienza del processo: spalmando il processo di combustione su un intervallo angolare maggiore ci si ritroverebbe con una combustione ancora attiva in fase di espansione;

- si può effettuare una modulazione della portata iniettata ("injection rate shaping") mantenendola relativamente bassa nelle prime fasi dell'iniezione, in modo che si accumuli poco combustibile in camera, per poi farla salire successivamente (figura 1.7):

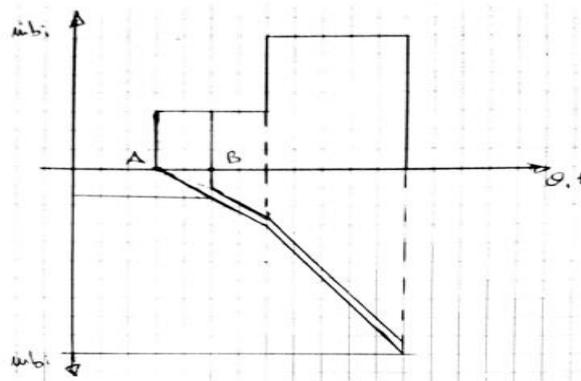


Figura 1.7 Injection rate shaping [1]

In questo modo si ha un primo tratto della quantità iniettata a pendenza contenuta seguito da un secondo tratto a pendenza più marcata. Ciò consente di limitare l'accumulo e non avere in seguito penalizzazioni dovute ad un allungamento della combustione. Una volta passati nella fase successiva si può aumentare l'injection rate e quindi la rapidità del processo (ormai sotto controllo);

- si possono utilizzare una o più iniezioni pilota, cioè far precedere l'iniezione principale (detta *main*) da un'iniezione di una piccola quantità di combustibile (circa il 5-10% del totale):

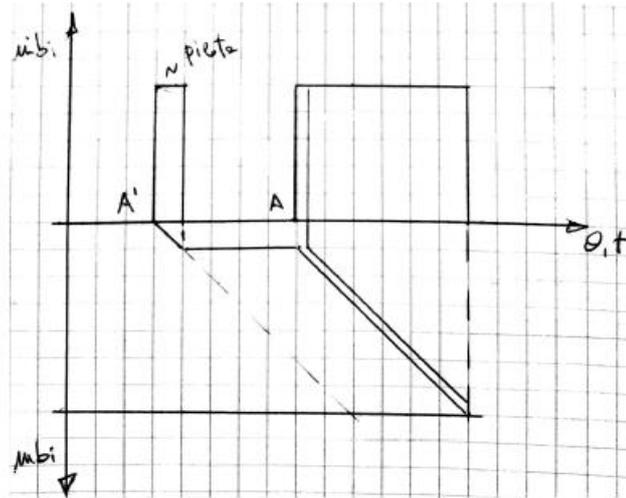


Figura 1.8 Iniezione pilota seguita da un'iniezione *main*

La portata di combustibile immessa durante l'iniezione pilota si accumula interamente all'interno della camera per poi bruciare tutta insieme. Così si può controllare l'entità dell'accumulo interrompendo la fase di iniezione: dopo aver iniettato il 5-10% del totale si interrompe l'iniezione in modo da evitare che in camera si accumuli troppo combustibile. Facendo opportunamente l'iniezione pilota si può fare in modo che il combustibile accumulato inizi a bruciare quando parte l'iniezione principale; così facendo, la combustione della pilota può innalzare localmente la temperatura e accelerare il processo per il combustibile iniettato successivamente. L'accumulo durante l'evento principale sarà di conseguenza minore.

Tra i vantaggi del sistema di iniezione *Common Rail* vi è, come già menzionato, la possibilità di frazionare l'evento di iniezione. I sistemi di prima generazione (*Unijet*) consentivano di far precedere o seguire l'iniezione principale da un'iniezione pilota o da una post-iniezione, mentre quelli di ultima generazione (*Multijet*) permettono di suddividere la quantità iniettata per ciclo fino a realizzare 5 iniezioni per ciclo (o addirittura 8 in casi particolari). Oltre all'iniezione pilota di cui si è già parlato, la nuova generazione di sistemi *Common Rail* consente di attuare questi tipi di iniezioni:

- PRE: effettuata con bassissimi valori di anticipo rispetto all'iniezione principale, permette di controllare la rapidità di sviluppo della combustione, limitando la formazione degli inquinanti (in particolare degli ossidi di azoto e dell'aliquota carboniosa del particolato, detta *soot*). Infatti, queste iniezioni riescono ad attenuare le temperature di picco del processo di combustione che hanno una correlazione diretta con le emissioni di NO_x ;
- MAIN: è l'iniezione principale e ha come scopo la combustione;
- AFTER: è l'iniezione effettuata subito dopo l'iniezione principale al fine di modulare la fase finale del processo di combustione. La sua introduzione, aumentando la temperatura nella fase finale del processo di combustione, favorisce l'ossidazione del *soot* formatosi in precedenza;
- POST: quando lo stantuffo è nell'intorno del PMI è possibile attuare un'ulteriore iniezione che determina un sensibile innalzamento della temperatura allo scarico permettendo la rigenerazione periodica della trappola per il particolato. Tale iniezione può anche produrre gli idrocarburi incombusti (HC) necessari a creare l'ambiente riducente indispensabile per la rigenerazione del catalizzatore DeNO_x . Si tratta quindi di iniezioni ausiliarie per la gestione del sistema di post-trattamento e non hanno nulla a che vedere con il processo di combustione.

In figura 1.9 si riporta l'evoluzione del sistema *Common Rail*:

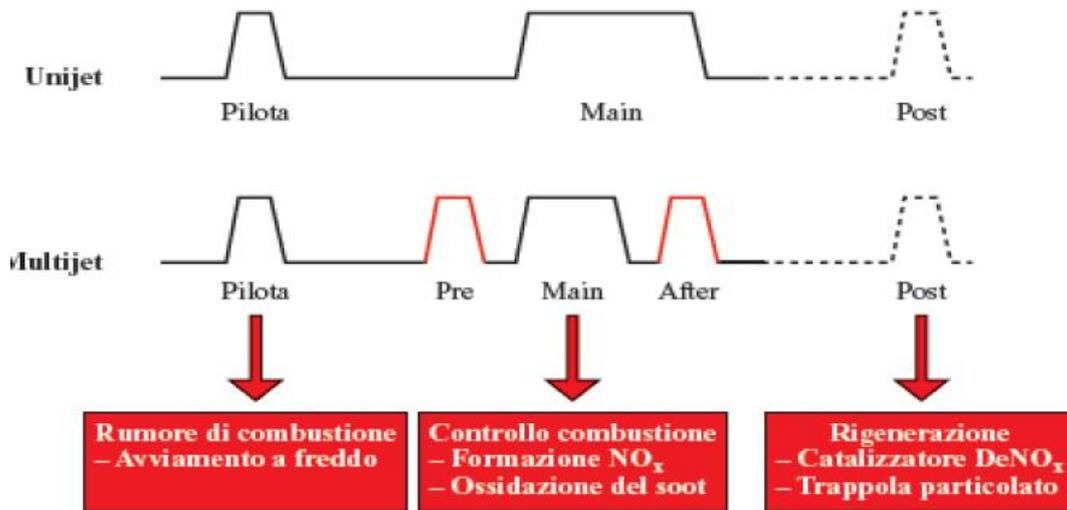


Figura 1.9 Evoluzione del sistema *Common Rail* [1]

Ricapitolando, rispetto ad un sistema di iniezione di tipo tradizionale a controllo meccanico, il sistema a controllo elettronico *Common Rail* consente di ottenere un'elevata flessibilità nella gestione dell'iniezione del combustibile e in particolare di:

- controllare la pressione di iniezione svincolandola totalmente dalla velocità di rotazione e dal carico del motore;
- controllare l'anticipo di iniezione adattandolo alle esigenze del motore a seconda delle diverse condizioni di funzionamento;
- frazionare l'evento di iniezione, realizzando più iniezioni per ciclo.

1.3 Processo di combustione

1.3.1 Combustione convenzionale

Il processo di combustione convenzionale di un motore diesel può essere suddiviso in 4 intervalli, come visibile da figura 1.10:

- 1) ritardo di accensione ("*ignition delay*"), corrispondente al tratto A-B;
- 2) combustione in fase premiscelata ("*premixed phase*"), corrispondente al tratto B-C;
- 3) combustione in fase diffusiva ("*mixing controlled phase*"), corrispondente al tratto C-D;
- 4) completamento della combustione ("*late combustion phase*"), corrispondente al tratto D-E.

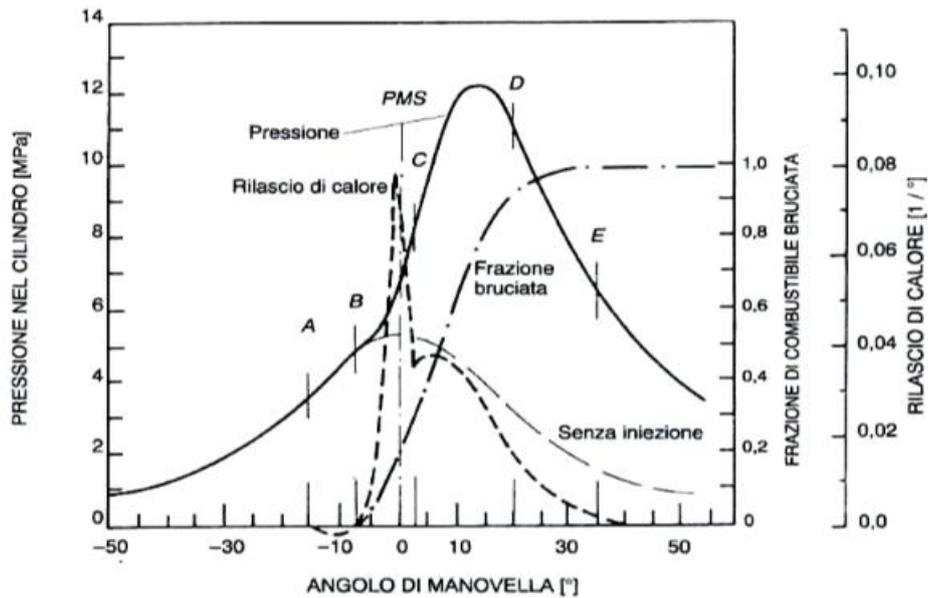


Figura 1.10 Andamento durante la combustione della pressione e della curva di rilascio calore [1]

Con riferimento alla figura 1.10, A è l'istante di inizio iniezione mentre B corrisponde al SOC.

Se l'evento di iniezione comincia in A le pressioni all'interno del cilindro continuano a seguire l'andamento della politropica di compressione fino al punto B in cui si manifesta il primo scostamento fra le pressioni. Infatti, la combustione non inizia esattamente quando le prime goccioline di gasolio vengono iniettate (A) ma si registra un certo ritardo (AB) dell'ordine di pochi millisecondi. L'intervallo di tempo che separa l'avvio dell'iniezione e l'effettivo inizio della combustione è indicato come "*ignition delay*" (ritardo di accensione). Tale tempo è necessario all'atomizzazione del getto, all'evaporazione delle goccioline di combustibile e al successivo miscelamento: è proprio in questo intervallo che si forma l'accumulo che brucia tutto insieme ed è responsabile della brusca impennata di pressione e della conseguente rumorosità dei motori diesel.

Il ritardo di accensione ingloba fenomeni di natura chimica e fisica: i primi riguardano le reazioni intermedie tipiche del processo di combustione che precedono gli stadi finali fortemente esotermici, mentre tra i secondi si distinguono la polverizzazione del getto di combustibile iniettato, l'evaporazione delle goccioline e il miscelamento dei vapori di combustibile con l'aria comburente. In realtà, le due categorie di fenomeni non sono rigorosamente in serie ma manifestano una certa sovrapposizione; inoltre, tra le due è maggiormente rilevante l'aliquota fisica dal momento che il combustibile è ad alta reattività e quindi le reazioni chimiche sono accelerate.

Una volta raggiunto il punto B e dunque l'autoaccensione dei primi nuclei, l'innalzamento di temperatura provocato dalla combustione di questi ultimi accelera notevolmente il proseguo del processo portando il combustibile accumulatosi nel frattempo a bruciare quasi simultaneamente dando origine ad un brusco gradiente di pressione, visibile in figura 1.10 dall'istante in cui la traccia di pressione del ciclo con combustione e quella del ciclo senza iniziano ad allontanarsi sensibilmente. Da evidenziare che tale incremento, se da una parte è responsabile della rumorosità, dall'altra è vantaggioso dal punto di vista del rendimento termodinamico in quanto il rilascio di calore (HRR, cioè "*Heat Release Rate*") tende a concentrarsi nell'intorno del PMS. Questo aumento di pressione che si verifica in fase premiscelata ha come effetto anche un picco nella curva di rilascio termico (curva tratteggiata di figura 1.10).

Una volta esauritasi la veloce combustione del combustibile accumulato, si entra nella fase diffusiva in cui il procedere del processo è regolato dalla rapidità con cui nuove frazioni di gasolio si rendono disponibili a bruciare, ossia dalla rapidità di evaporazione e diffusione nell'aria comburente. Normalmente durante questa

fase si raggiunge la massima pressione del ciclo. La rapidità con la quale viene rilasciata l'energia in questa fase può essere controllata tramite l'*injection rate*, cosa che non può avvenire per la fase precedente in cui si è costretti a subire la combustione simultanea dell'accumulo. Il problema principale è quello di assicurare che tutto il combustibile iniettato trovi ossigeno a sufficienza per reagire dal momento che si verifica un progressivo incremento della presenza di gas combustibili. Durante tale fase possono pertanto formarsi, per processi di deidrogenazione, condensazione e pirolisi nuclei carboniosi incombusti (*soot*).

Solo una frazione modesta (circa il 10%) del combustibile brucia durante la fase premiscelata: la maggior parte del processo si svolge durante la successiva fase diffusiva. Infatti, i tempi necessari per il miscelamento risultano nettamente superiori a quelli richiesti per l'evaporazione e dalla cinetica chimica.

Nell'ultima fase della combustione ("*late combustion phase*") le reazioni procedono ancora esaurendosi gradualmente e possono coinvolgere il *soot* formatosi durante la precedente fase permettendone l'ossidazione. Questa fase è alimentata e promossa dai moti turbolenti che rimescolano i gas all'interno della camera; è però necessario che non si prolunghi eccessivamente per non ridurre l'efficienza (come detto, occorre concentrare quanto più possibile il rilascio termico nell'intorno del PMS) [1].

Uno dei modelli più utilizzati per descrivere l'evoluzione del processo di combustione è quello realizzato da John E. Dec formulato nel 1997. Questo modello è stato ricavato a partire da un motore monocilindrico ad accesso ottico del tipo in figura 1.11:

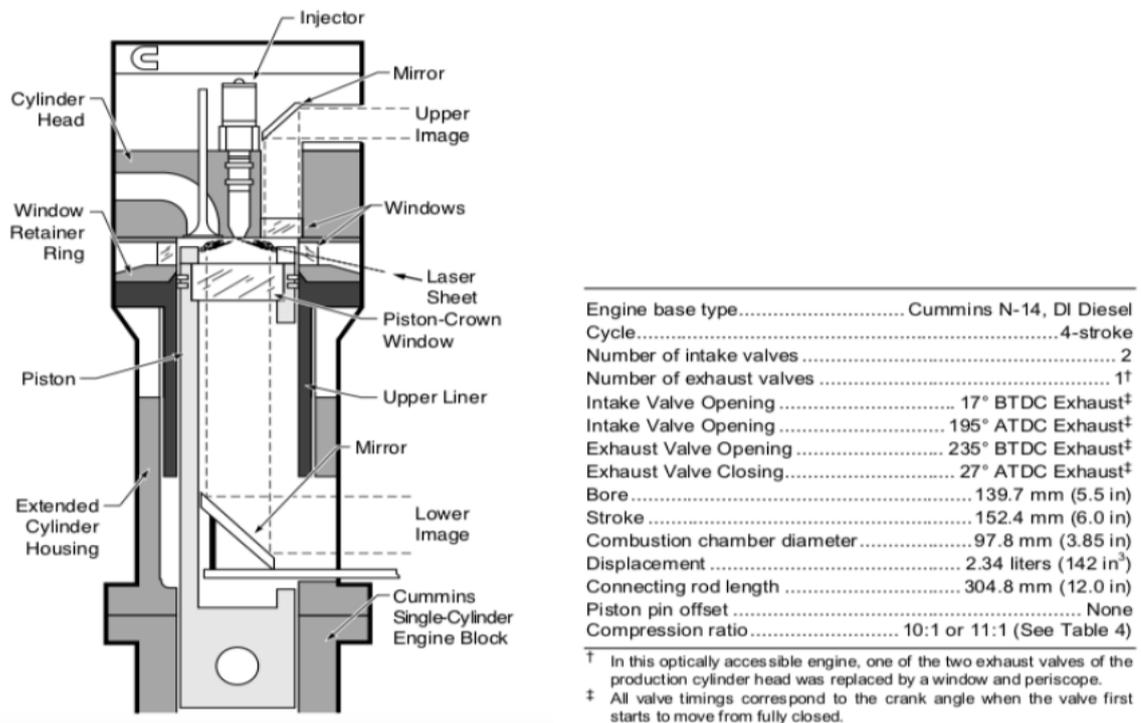


Figura 1.11 Motore ad accesso ottico [2]

Si tratta di motori che subiscono delle modifiche al fine di poter osservare ciò che avviene all'interno della camera di combustione, come la sostituzione del pistone e di una valvola di scarico con finestre di quarzo e la rimozione della parte superiore della canna cilindro. Tali modifiche limitano ovviamente le condizioni di funzionamento del motore che potrà lavorare solo a carichi medio-bassi.

Si possono visualizzare ed analizzare le zone del getto di combustibile e le sue caratteristiche principali come la penetrazione, la composizione e l'interazione con l'aria comburente e conoscere in modo più accurato l'evoluzione del processo nonché i fenomeni che portano alla formazione delle specie inquinanti.

In figura 1.12 è rappresentata in diversi istanti l'evoluzione del getto:

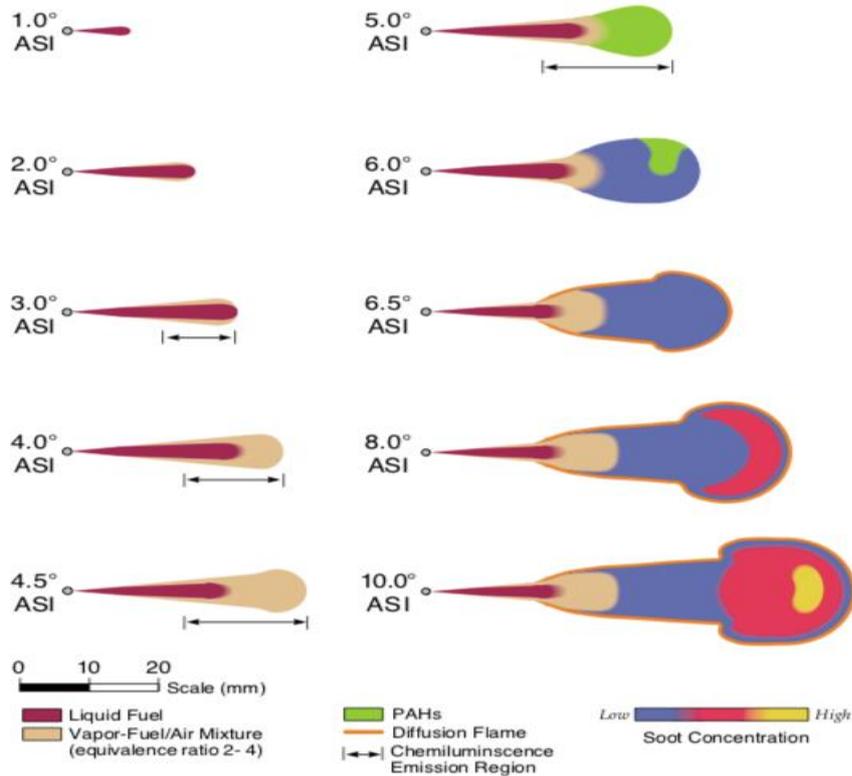


Figura 1.12 Evoluzione del getto secondo il modello di J.E Dec [2]

Con riferimento alla figura 1.12 si descrive cosa succede in ciascuno degli istanti considerati:

1. 1.0° ASI: il getto iniettato in camera è interamente in forma liquida;
2. 2.0° ASI: si comincia a intravedere una zona costituita da una miscela di aria e vapori di combustibile che si estende progressivamente dai fianchi alla punta del getto;
3. 3.0° ASI: il getto liquido raggiunge la massima estensione mentre la penetrazione dello spray prosegue. Inizia a innescarsi il processo di evaporazione a seguito della capacità del getto di intrattenere aria circostante ad alta temperatura. Infatti, l'aumento di temperatura accelera l'evaporazione e riduce la penetrazione della fase liquida. A partire da questo istante è inoltre possibile osservare fenomeni di chemiluminescenza dovuti alle emissioni di fotoni da parte dei radicali che si formano in seguito a reazioni a basso rilascio energetico che producono scarsa luminosità;
4. 4.0° ASI: si assiste ad un ingrossamento della regione di vapori di combustibile e aria e all'incremento di pressione tipico della fase premiscelata. Si nota altresì un aumento della luminosità, segno della crescita di energia rilasciata dalle nuove reazioni intermedie;
5. 4.5° ASI: una zona estremamente ricca ($\lambda = 0,25-0,5$) comincia a svilupparsi alle spalle del getto liquido. I prodotti di una combustione del genere sono quelli tipici di una combustione ricca: in particolare, si possono individuare una minima frazione di prodotti di una combustione completa (CO_2 e H_2O) e una maggioranza di prodotti di parziale ossidazione, come H e CO;
6. 5.0° ASI: si formano i policiclici aromatici PAH che hanno la caratteristica di reagire in un ambiente con carenza di ossigeno già alle basse temperature (circa 1600 K) per generare delle particelle carboniose mediante meccanismi di deidrogenazione (perdita di atomi di H) e di aggiunta di atomi di C (meccanismo HACA);

7. 6.0° ASI: appaiono le prime particelle solide carboniose (*soot*) e inizia a svilupparsi la fiamma diffusiva alla periferia del getto. Dato che i prodotti della combustione premiscelata sono soltanto parzialmente ossidati, possono ancora reagire con l'ossigeno per ossidarsi completamente. La fiamma diffusiva ha una dosatura locale nell'intorno dello stechiometrico, pertanto la maggiore disponibilità di ossigeno unita all'elevata temperatura favorisce l'ossidazione delle particelle carboniose da una parte e la formazione degli ossidi di azoto dall'altra;
8. 6.5° ASI: il getto liquido si contrae mentre la parte interna continua ad ingrandirsi in seguito al fatto che prosegue l'iniezione di combustibile. Allo stesso tempo la fiamma diffusiva circonda del tutto il getto;
9. 8.0° ASI: la combustione premiscelata si conclude. Le particelle carboniose crescono e le più grandi si concentrano vicino alla punta e alla periferia del getto; ciò è dovuto alla continua formazione di policiclici aromatici;
10. 10° ASI: la fase diffusiva domina interamente il processo. Si nota come la concentrazione di *soot* sia più alta in prossimità della testa del getto e più bassa verso la periferia dove l'ossidazione risulta favorita.

1.3.2 Combustione PCCI

Emissioni di *soot* e NO_x , che rappresentano la stragrande maggioranza delle emissioni dei motori diesel, hanno un comportamento per certi versi opposto. Ad esempio, laddove è favorita la formazione del *soot* (fase premiscelata) gli ossidi di azoto si formano meno (per carenza di ossigeno); al contrario, dove la concentrazione di NO_x cresce (fase diffusiva) viene promossa l'ossidazione del *soot*. Ciò comporta la presenza di un trade-off tra le due emissioni che rende particolarmente complessa la calibrazione dei punti motore su banco prova. Tale comportamento è ben evidenziato dal diagramma di Kamimoto-Bae:

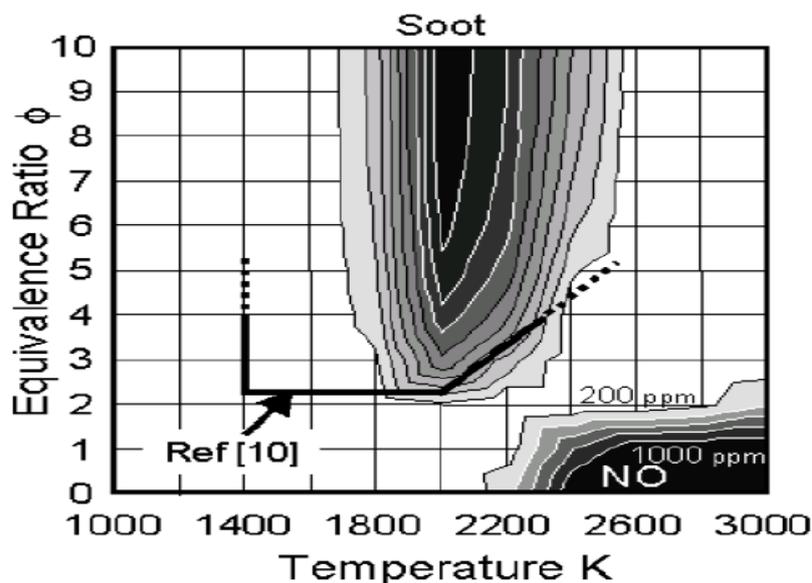


Figura 1.13 Diagramma di Kamimoto-Bae [2]

Questo diagramma rappresenta con due penisole le emissioni di *soot* e NO_x in funzione del rapporto di equivalenza e della temperatura. Come si vede dalla figura 1.13 le due penisole non si sovrappongono mai, segno del differente comportamento appena descritto. L'obiettivo delle combustioni alternative è quello di lavorare nella parte in basso a sinistra del diagramma dove sono minime entrambe le emissioni, "spezzando" così il trade-off.

Il concetto di combustione PCCI si pone a metà strada tra la soluzione HCCI e la normale combustione diesel, e si sviluppa mediante la creazione di una carica premiscelata alla quale si aggiunge un certo quantitativo di gas ricircolato mediante EGR. Si vuole infatti evitare zone troppo estese di miscela ricca in camera per ridurre la produzione di particolato. La zona di funzionamento mira ad essere quella delle *Low Temperature Combustion* (LTC); pertanto, per ridurre la temperatura di combustione, si ricorre ad una certa quantità di EGR. Poiché il ricircolo di gas combusti permette anche di ridurre sensibilmente le emissioni di NO_x, si può operare in una condizione locale, ottenuta mediante un'opportuna strategia di iniezione, che comporti la contemporanea riduzione delle due specie inquinanti evitando in questo modo la possibilità di equipaggiare il motore con sistemi di post-trattamento più costosi e ingombranti. I motori con combustione PCCI possono adottare sia un anticipo che un posticipo dell'iniezione della *main*; nel primo caso l'iniezione principale è spostata nel pieno della corsa di compressione, nel secondo caso durante la fase di espansione.

Le controindicazioni sono rappresentate dalle difficoltà di gestione del fenomeno che possono essere riassunte nei seguenti punti:

- piccole variazioni delle condizioni in camera di possono influenzare notevolmente l'istante di avvio della combustione e di conseguenza lo sviluppo della stessa, dalla quale derivano le emissioni;
- al crescere della velocità di rotazione del motore, a parità di fasatura dell'iniezione, il rilascio termico si sposta progressivamente dopo il PMS riducendo l'efficienza. Fasare opportunamente l'iniezione risulta complesso in un motore diesel;
- nel caso di iniezione anticipata, essendo minori i livelli di temperatura e pressione in camera in cui avviene, si assiste ad un allungamento dell'*ignition delay* e di conseguenza della massa di combustibile accumulata e del rumore di combustione [3];
- nel caso di iniezione ritardata, i benefici in termini di NO_x, PM e CN sono contrastati dal peggioramento dell'efficienza del motore [3];
- a medio-alto carico e regime estendere questa tecnica è ancora più complesso perché con l'aumentare della quantità di combustibile iniettata si riduce il tempo di miscelamento fra combustibile e aria, con il rischio di ricadere nella regione dominata dalla diffusione.

1.4 Emissioni di inquinanti

Uno degli aspetti critici dei motori ad accensione per compressione è costituito dalle emissioni di sostanze inquinanti. Si tratta di prodotti di combustione che si sviluppano a partire da svariati fenomeni come reazioni secondarie oppure in seguito al fatto che l'efficienza di combustione non è unitaria e che quindi non tutto il combustibile presente in camera riesce a bruciare. La criticità di tali emissioni è da imputare agli effetti dannosi che producono sulla salute umana, ragion per cui è negli anni diventata sempre più impellente la necessità di contenerle, in seguito al costante miglioramento dei sistemi di post-trattamento, e di irrigidire al contempo il contesto normativo. L'obiettivo è cercare di innescare specifiche reazioni chimiche, attraverso l'uso di appositi reagenti, che promuovono la formazione dei prodotti di combustione prevalenti (CO₂ e H₂O) a scapito delle specie inquinanti, in modo che il loro livello rilevato allo scarico sia al di sotto delle soglie limite imposte dalla normativa.

Le principali sostanze inquinanti che si formano nei motori diesel sono:

- ossidi di azoto (NO_x)
- particolato (PM)
- idrocarburi incombusti (HC)

Come si è già intuito dai paragrafi precedenti, i meccanismi che generano NO_x e PM sono ben diversi e riguardano fasi distinte del processo di combustione. Per quanto concerne gli idrocarburi incombusti, si analizzeranno in seguito alcune delle numerose cause della loro formazione.

1.4.1 Ossidi di azoto

Con il termine ossidi di azoto si intende la somma delle concentrazioni di NO e NO₂; queste ultime nei motori diesel sono tutt'altro che trascurabili.

I meccanismi di formazione sono:

- meccanismo termico (detto anche meccanismo di Zeldovich)
- meccanismo "prompt"
- meccanismo "fuel NO"

Si parte dall'analisi del meccanismo termico.

La principale sorgente di NO è costituita dall'ossidazione dell'azoto atmosferico (azoto molecolare). Durante il processo di combustione, le elevate temperature raggiunte spezzano il legame molecolare di ossigeno e azoto contenuti nell'aria aspirata; i prodotti si ricombinano poi nei gas combusti per dare NO. La velocità di formazione di NO è bassa se confrontata con quella dell'intero processo di combustione ma aumenta esponenzialmente con la temperatura dei gas combusti. Si può allora dire che i due principali parametri che influenzano la formazione di NO sono:

1. la storia temporale dei gas combusti in camera e in particolare il valore del picco di temperatura raggiunto durante la combustione;
2. a parità di temperatura di combustione, la concentrazione di ossigeno in camera.

Il meccanismo di Zeldovich si compone di numerose reazioni tra le quali quelle a cui generalmente si fa riferimento sono le prime sei:

- 1) $N_2 + O \rightarrow NO + N$
- 2) $N + O_2 \rightarrow NO + O$
- 3) $N + OH \rightarrow NO + H$
- 4) $H + N_2O \rightarrow N_2 + OH$
- 5) $O + N_2O \rightarrow N_2 + O_2$
- 6) $O + N_2O \rightarrow NO + NO$

Poiché nei motori ad accensione per compressione l'iniezione avviene poco prima dell'avvio della combustione, il mescolamento tra aria e combustibile è un fenomeno complesso che porta ad una distribuzione non uniforme del combustibile stesso in camera e di conseguenza ad una distribuzione non uniforme della temperatura. Ciò è la causa di un processo di formazione degli NO_x disomogeneo. Infatti, la fase premiscelata, essendo caratterizzata da valori di rapporto di equivalenza compresi fra 2 e 4, produce ridotte quantità di NO. Al contrario la fase diffusiva, in cui la dosatura è vicina allo stechiometrico e le temperature dei prodotti della combustione sono maggiori, si riscontrano significative velocità di formazione di NO, con i gas combusti che diffondono sia verso l'interno del getto (ambiente povero di ossigeno) sia verso l'aria circostante. Le temperature dei gas combusti sono massime in prossimità del picco di pressione in camera per poi scendere a causa sia dell'espansione che del mescolamento con l'aria che li circonda. Tale diminuzione dovrebbe innescare delle reazioni di decomposizione che riducono le quantità di NO; tuttavia, poiché la fase di espansione è estremamente rapida e soprattutto a causa dell'effetto del mescolamento, il congelamento delle reazioni che portano alla formazione di NO è favorito e quindi un maggior livello allo

scarico è presente. Inoltre, l'NO che si forma nella zona della fiamma diffusiva è soggetto a delle reazioni di conversione in NO₂ e riconversione in NO:



In base alle condizioni di equilibrio chimico nei gas combusti, alla temperatura tipica della fiamma, il rapporto tra NO₂ e NO dovrebbe essere piccolo e trascurabile; tuttavia, nei motori diesel, proprio in virtù del repentino raffreddamento dei gas combusti, l'ultima reazione può essere congelata e i livelli di NO₂ possono raggiungere il 10-30% delle emissioni complessive di NO_x. In particolare, si riscontra che i più elevati rapporti NO₂/NO si trovano ai bassi carichi per i quali sono più numerose in camera le regioni più fredde che possono congelare la decomposizione di NO₂ [2]. In figura 1.15 un tipico andamento di NO₂/NO in funzione del carico:

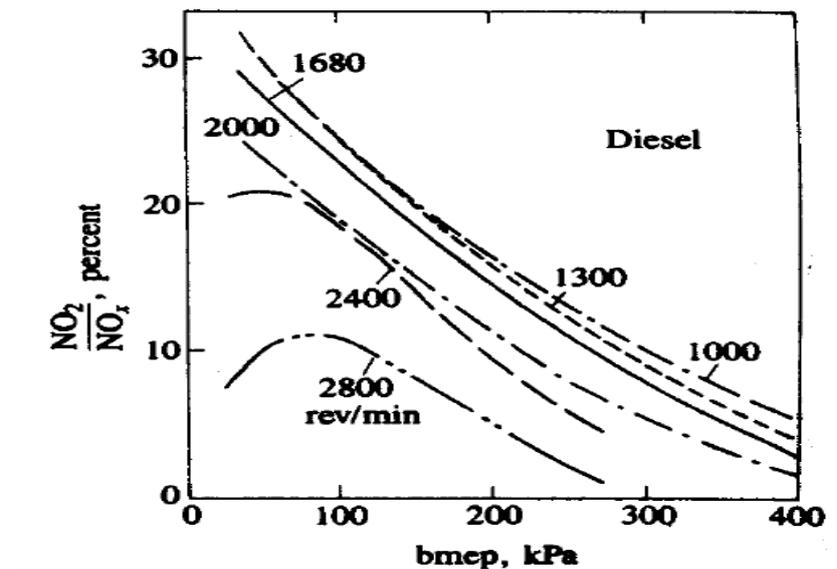
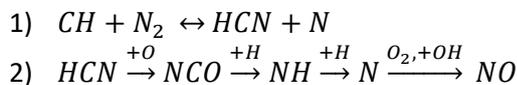


Figura 1.14 NO₂/NO in percentuale al variare della pressione media effettiva [2]

Per quanto riguarda il meccanismo *prompt*, tra i primi a intuirne l'esistenza fu Fenimore nel 1971 il quale ipotizzò che la velocità di formazione di NO in fiamme di idrocarburi/aria dipenda dal fatto che il carbonio o un gruppo radicale degli idrocarburi reagisca con le molecole di azoto:



Il meccanismo di reazione a catena è pertanto promosso dagli atomi di azoto (a differenza del meccanismo termico in cui è promosso dagli atomi di ossigeno). Dal momento che è richiesta la presenza di almeno un idrocarburo o di radicali, tale meccanismo è prevalente nelle regioni in cui vi è una miscela ricca; infatti, i radicali CH che innescano la prima reazione sono dei tipici prodotti di una combustione incompleta. Inoltre, sono fonti di innesco anche quelle condizioni di funzionamento in cui la produzione termica è ridotta per le basse temperature, come quelle con elevata diluizione della carica. Il nome "*prompt*" deriva dal fatto che si tratta di un meccanismo estremamente rapido, oltre ad essere scarsamente influenzato dalla temperatura.

Nel 1973 Lavoie e Blumberg introdussero un calcolo semplificato dei NO prodotti secondo questo meccanismo, utilizzando i dati sperimentali ottenuti da Fenimore, per ricavare in funzione del rapporto di equivalenza il rapporto fra la concentrazione di NO e la concentrazione di NO all'equilibrio, come riportato nella prossima figura [2].

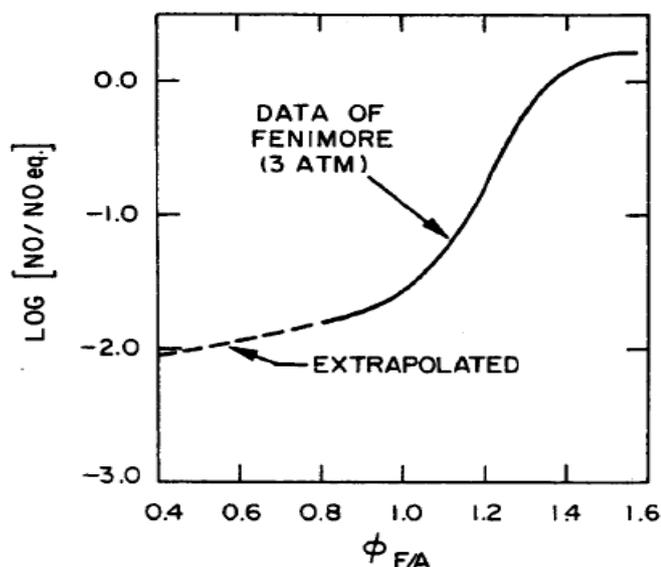


Figura 1.15 Rapporto tra NO secondo il meccanismo "prompt" e NO all'equilibrio (in logaritmo) in funzione di ϕ [2]

Riguardo invece il meccanismo "fuel NO", può essere rilevante laddove si usa combustibile contenente una percentuale non trascurabile di azoto. Sebbene i gasoli ne abbiano una quantità maggiore delle benzine, non è comunque considerata tale da dare importanti contributi alla formazione di NO.

I livelli di NO presenti istante per istante in camera durante le fasi del ciclo motore sono fortemente influenzati da molti parametri, tra i quali i più significativi sono:

- rapporto di equivalenza (o carico, poiché nei motori diesel sono direttamente legati)
- anticipo di iniezione
- diluizione della carica

Per quanto riguarda l'effetto del carico, al suo aumentare (che corrisponde ad un aumento del rapporto di equivalenza) la formazione di NO è maggiore perché sono più alte la temperatura e la pressione in camera, come evidenziato dal grafico seguente.

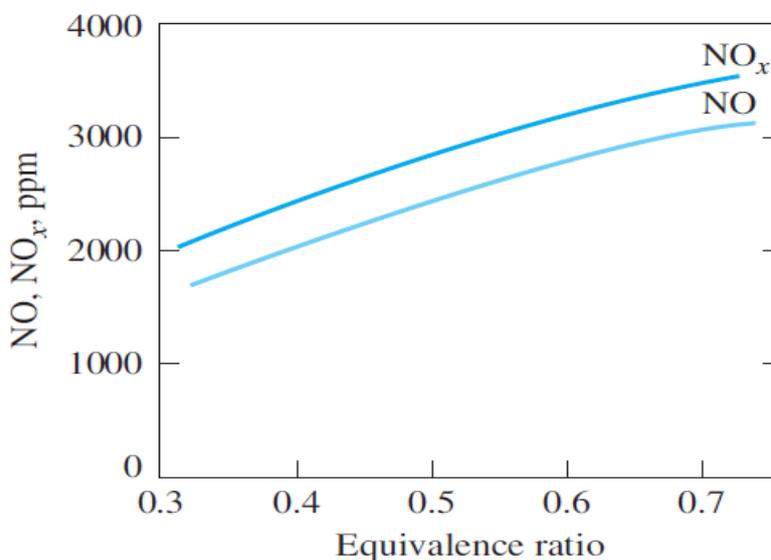


Figura 1.16 Andamento di NO e NO_x in funzione del rapporto di equivalenza [2]

Da notare che, riducendo la quantità di combustibile iniettata (e quindi il carico e ϕ), i livelli di NO scendono ma in misura poco marcata, molto meno di quanto avviene nei motori ad accensione comandata. Questo perché, indipendentemente dal carico, la stragrande maggioranza di NO si forma nella zona della fiamma diffusiva in cui la dosatura resta sempre prossima a quella stechiometrica. In altre parole, nei motori diesel ciò che conta è la dosatura locale e non quella globale.

L'anticipo di iniezione è una leva molto potente per modificare la quantità di ossidi di azoto. Infatti, aumentando l'anticipo, l'introduzione di combustibile avviene quando i livelli di temperatura e pressione in camera sono progressivamente inferiori, con conseguente aumento del ritardo di accensione e della quantità di gasolio accumulata; quest'ultima, bruciando tutta insieme, scatena un brusco incremento di pressione e un picco del rilascio termico nella fase premiscelata. Se quindi la temperatura nella fase premiscelata è più alta, evidentemente anche la temperatura nella fase diffusiva è più alta e pertanto il meccanismo termico di formazione di NO è favorito. Al contrario, ritardando il SOI rispetto al PMS, l'intero processo di combustione è ritardato e quindi la formazione di NO, avvenendo in fasi del ciclo caratterizzate da temperature minori, risulta svantaggiata.

L'ultimo parametro da analizzare è il grado di EGR. Utilizzare un'elevata percentuale di gas combusti riciccolati permette di abbassare sensibilmente le emissioni di NO_x grazie in particolare a tre effetti:

- effetto di diluizione
- effetto termico
- effetto chimico

L'effetto prevalente è il primo in quanto occupare una porzione significativa della camera con gas combusti riciccolati vuol dire ridurre la concentrazione di ossigeno, dal momento che è presente meno aria fresca. Il secondo effetto sfrutta la maggiore capacità termica dei gas combusti (rispetto ai reagenti di combustione) che pertanto sono in grado di assorbire una maggiore quantità di calore e abbassare la temperatura in camera. Il terzo effetto comprende ad esempio la reazione di dissociazione della CO₂ che riduce le temperature.

La quantità di EGR che necessita di essere riciccolata è strettamente correlata al carico. Ciò è dovuto al fatto che i motori diesel, essendo caratterizzati da una dosatura globalmente povera, hanno sempre una certa quantità di ossigeno allo scarico che è tanto maggiore quanto più è basso il carico; questo significa che a basso carico occorre riciccolare più gas combusti per ottenere una notevole riduzione di NO_x e viceversa ai carichi alti. Infatti, gas combusti in senso stretto sono considerati CO₂ e H₂O mentre l'ossigeno non fornisce nessuno dei tre effetti descritti in precedenza. Si può pertanto dire che la percentuale di EGR non è un parametro significativo per diminuire le emissioni di ossidi di azoto, bensì è più appropriato fare riferimento alla concentrazione di ossigeno nel collettore di aspirazione. Le differenze sono ben esplicitate nei due grafici in figura 1.17.

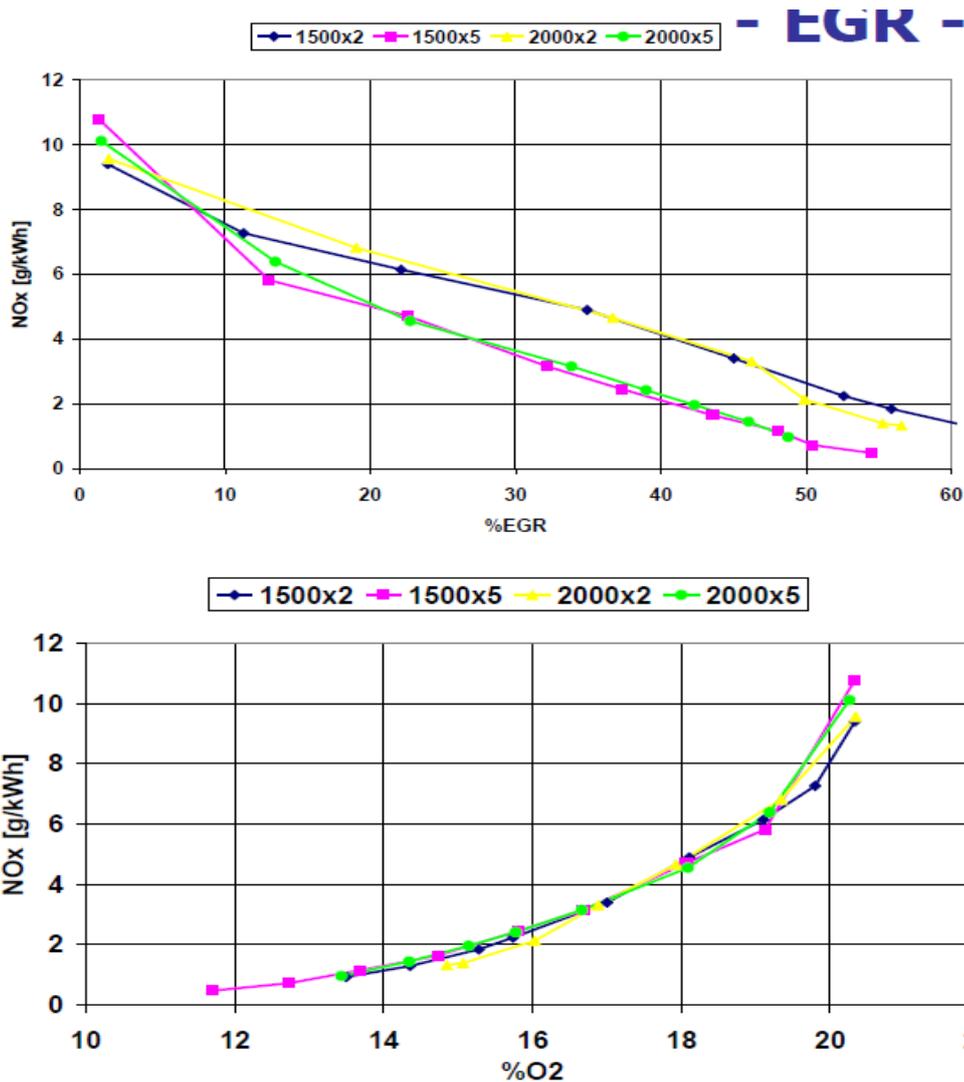


Figura 1.17 Emissioni specifiche di NO_x in funzione del grado di EGR (figura in alto) e della concentrazione di ossigeno nel collettore di aspirazione (figura in basso) per 4 punti motore [1]

Si vede che il secondo grafico è praticamente indipendente dal carico, al contrario del primo.

Altri due aspetti sono da considerare riguardo l'EGR:

- la percentuale massima di EGR non è tanto limitata da problemi di stabilità di combustione, quanto piuttosto da un incremento delle emissioni di particolato (per via del trade-off cui si è già accennato), idrocarburi incombusti e monossido di carbonio [1];
- l'impiego di alte percentuali di EGR (fino al 50%) può comportare la necessità di refrigerare i gas combusti riciclati, ragion per cui spesso i motori diesel sono dotati di un "cooled EGR".

1.4.2 Particolato

Con il termine "particolato" si indica tutto ciò che si raccoglie su di un filtro attraverso il quale vengono fatti passare i gas di scarico, diluiti con aria fino a portarne la temperatura a valori inferiori a 52 °C. La definizione è quindi piuttosto vaga poiché non indica un particolare composto chimico ma un mix di sostanze che è variabile a seconda delle modalità di prelievo dei gas e del loro filtraggio. Inoltre, i rapporti di diluizione usati in laboratorio per la misura del PM, al fine di ottenere le temperature prescritte, sono molto diversi da quelli

che si realizzano in atmosfera e ciò rende imperfetta la simulazione della dispersione in atmosfera. L'insieme di sostanze che costituiscono il particolato possono essere inserite in tre categorie:

- frazione solida, comprendente le particelle carboniose e le ceneri;
- frazione organica solubile (SOF), comprendente il materiale organico dall'olio lubrificante e dal combustibile;
- solfati

La composizione del PM, ossia le percentuali con cui le tre componenti si distribuiscono, è dipendente dalle condizioni di funzionamento, come si può vedere dalla figura 1.18:

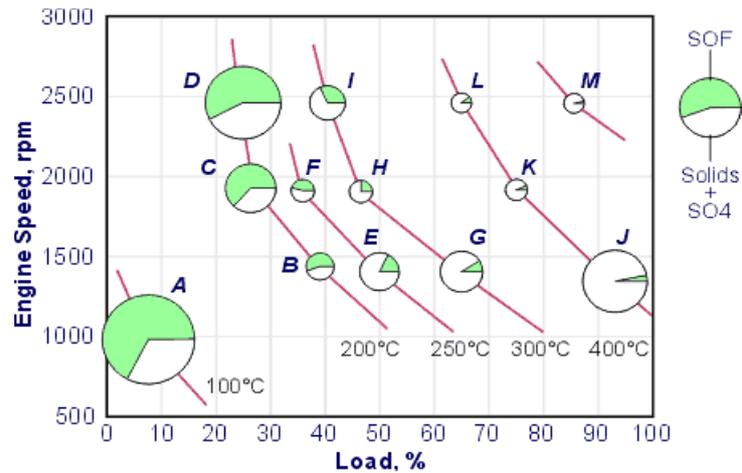


Figura 1.18 Composizione del PM in funzione di carico e velocità di rotazione [1]

La zona verde rappresenta la SOF, quella bianca la frazione solida. Emerge che all'aumentare del carico la frazione solubile tende a diminuire; solitamente si dice che il particolato tende a diventare "secco" in quanto quasi interamente composto dall'aliquota solida. Al contrario, a bassi carichi e velocità di rotazione, il PM tende ad essere "umido" perché la frazione solubile è molto più rilevante della solida.

Riguardo l'aliquota solida, è costituita principalmente da particelle carboniose finemente disperse e che non formano legami chimici con altri elementi. Si tratta del risultato del processo di combustione eterogeneo tipico dei motori diesel, dove i precursori si formano soprattutto nella fase premiscelata. Sono composte da strutture esagonali, dette "platelets", che si organizzano in più strati a formare cristalli di grafite; a loro volta, questi ultimi si impacchettano in particelle [2]. Lo schema dell'evoluzione è rappresentato in figura 1.19:



Figura 1.19 Evoluzione della struttura delle particelle carboniose di particolato [2]

Le ceneri sono invece la componente minoritaria della frazione solida. Consistono in un mix di sostanze, tra le quali:

- fosfati, solfati, ossidi di calcio, zinco o magnesio che si formano in camera a seguito della combustione di additivi dell'olio lubrificante;
- ossidi metallici derivanti dalla canna cilindro e trascinati in camera dal lubrificante;

- altri ossidi metallici provenienti dalla corrosione del collettore di scarico o di componenti del sistema di post-trattamento;
- altri ossidi metallici, laddove siano inseriti metalli (soprattutto ferro e cerio) come additivi del combustibile al fine di favorire la rigenerazione del filtro antiparticolato.

Riguardo la SOF, è composta principalmente da:

- idrocarburi assorbiti sulla superficie delle particelle carboniose;
- idrocarburi sottoforma di goccioline formatesi in seguito a condensazione.

Questa frazione è molto più difficile da quantificare e analizzare. Il motivo è dovuto al fatto che le temperature dei sistemi di scarico dei motori diesel sono nettamente più alte di quelle necessarie per la condensazione (che si possono raggiungere nel tunnel di diluizione o in atmosfera e sono circa 50 °C). La conseguenza è che ciò che interessa esaminare è in forma vapore ma nel momento in cui viene esaminato sarà probabilmente condensato e quindi la sua composizione sarà differente.

La terza componente del particolato, ossia i solfati, è composta soprattutto da acidi solforici idrati ed è quindi per la maggior parte liquida. La formazione dei solfati richiede l'interazione tra le molecole di H_2SO_4 e H_2O . La nucleazione comincia con piccoli gruppi molecolari che poi si sviluppano in nuclei più stabili che risultano costituiti da circa 8000 molecole di H_2O e 3000 molecole di H_2SO_4 . I solfati possono anche includere sali come il solfato di calcio ($CaSO_4$), che si forma a partire dalle reazioni tra H_2SO_4 e i composti di calcio derivanti dagli additivi dell'olio lubrificante, o solfati prodotti in reazioni tra l'acido solforico e i componenti del sistema di scarico [2].

Un'altra suddivisione del particolato è in base alle dimensioni delle particelle, espresse con il diametro aerodinamico. Quest'ultimo è il diametro di una sfera di densità unitaria (1 g/cm^3) avente la stessa velocità di deposizione in aria delle particelle in esame. Si distinguono quindi queste categorie di particelle:

- PM10, che sono particelle con diametro aerodinamico inferiore a 10 μm ;
- particelle fini, con diametri sotto i 2,5 μm ;
- particelle ultrafini, con diametri sotto i 0,1 μm ;
- nanoparticelle, con diametri inferiori a 50 nm.

Le particelle di PM possono inoltre essere catalogate tenendo conto sia delle dimensioni che delle concentrazioni delle diverse frazioni. Si hanno dunque:

- *“Nuclei mode”*
- *“Accumulation mode”*
- *“Coarse mode”*

La figura 1.20 dà un'idea delle differenze.

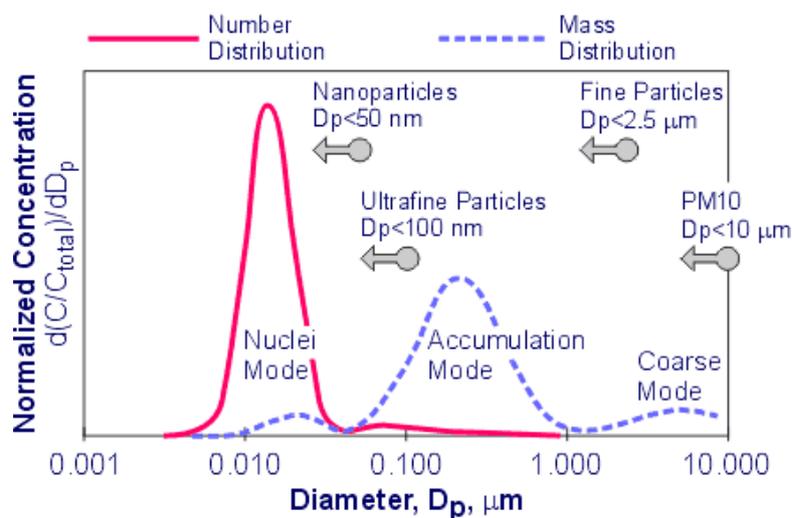


Figura 1.20 Concentrazione e diametro delle particelle carboniose in base alla modalità di formazione del PM [2]

Il “*Nuclei mode*” comprende particelle carboniose tra i 3 e i 40 nm e sono costituiti principalmente da idrocarburi e acidi solforici idrati condensati per via della diminuzione di temperatura che si ha nei sistemi di scarico e del mescolamento con aria più fredda (nel tunnel di diluizione o in atmosfera). Una piccola percentuale ingloba particelle solide, in particolare le ceneri provenienti dagli additivi dell’olio lubrificante. La concentrazione di queste particelle dipende fortemente dalle condizioni di diluizione (quindi dal rapporto di diluizione) e dal tempo di residenza. Si stima che circa il 90% di tutte le particelle di particolato appartengano a questa modalità di formazione; tuttavia, come si evince dalla figura 1.21, si tratta di particelle molto piccole (ultrafini o nanoparticelle), per cui danno un basso contributo in termini di massa (di solito si stima che comprenda da 0,1% al 10% della massa complessiva di PM).

Le particelle che appartengono all’“*Accumulation mode*” consistono soprattutto di particelle carboniose, accompagnate dagli idrocarburi assorbiti sulle loro superfici e dai vapori condensati. Possono anche includere dei solfati e delle ceneri. I diametri di queste particelle variano approssimativamente fra 0,03 e 0,5 μm; si tratta quindi di particelle di dimensioni maggiori di quelle del “*Nuclei mode*” (concorrono alla maggior parte della massa di PM) ma molto meno numerose.

Infine, le particelle del “*Coarse mode*” hanno un diametro aerodinamico che supera 1 μm e rappresentano circa il 15-20% della massa totale di particolato. Il loro contributo dal punto di vista del numero è invece trascurabile. Importante specificare che tale categoria di particelle non è generata dal processo di combustione ma dal trascinamento in camera di materiale metallico derivante dalle pareti del cilindro, dai sistemi di scarico o dalle apparecchiature di campionamento.

Può essere interessante entrare nel dettaglio del processo di formazione delle particelle carboniose. Sono tre i principali processi:

- Cracking termico: produce una frammentazione delle molecole di combustibile in molecole più piccole.
- Reazioni di condensazione e polimerizzazione: da esse derivano molecole più grandi.
- Deidrogenazione: riduce il rapporto H/C degli idrocarburi coinvolti.

La formazione dei nuclei carboniosi in miscele ricche può avvenire in base a tre meccanismi, dipendenti dalla temperatura:

- basse temperature (<1700-1800 K): gli idrocarburi aromatici possono condensare il proprio anello aromatico dando luogo direttamente a PAH, che hanno una struttura simile a quella della grafite. Il

processo di nucleazione prosegue e i PAH si accrescono grazie all'aggiunta progressiva di anelli benzenici;

- temperature > 1800 K: tutti gli idrocarburi, se la combustione avviene in una miscela ricca a sufficienza, sono soggetti a reazioni di pirolisi frammentandosi in composti più piccoli (comprendenti solo uno o due atomi di carbonio, come CH, CH₂ e C₂H₂). Al termine della pirolisi inizia la formazione dei PAH: CH e CH₂ reagiscono con C₂H₂ per formare dapprima anelli benzenici e poi PAH. In questa fase le reazioni di ossidazione, che potrebbero competere con la formazione dei PAH, sono molto lente per la carenza di ossigeno;
- temperature molto elevate: si tratta di condizioni che sono al di fuori del campo di interesse dei motori diesel.

Le emissioni di PM sono influenzate da alcuni parametri di funzionamento tra cui i principali sono:

- 1) dosatura (carico)
- 2) anticipo di iniezione
- 3) tenore di gas residui

Riguardo il carico, si manifesta un incremento delle emissioni di particolato al suo crescere (ovvero al diminuire della dosatura), come si vede dalla figura 1.21:

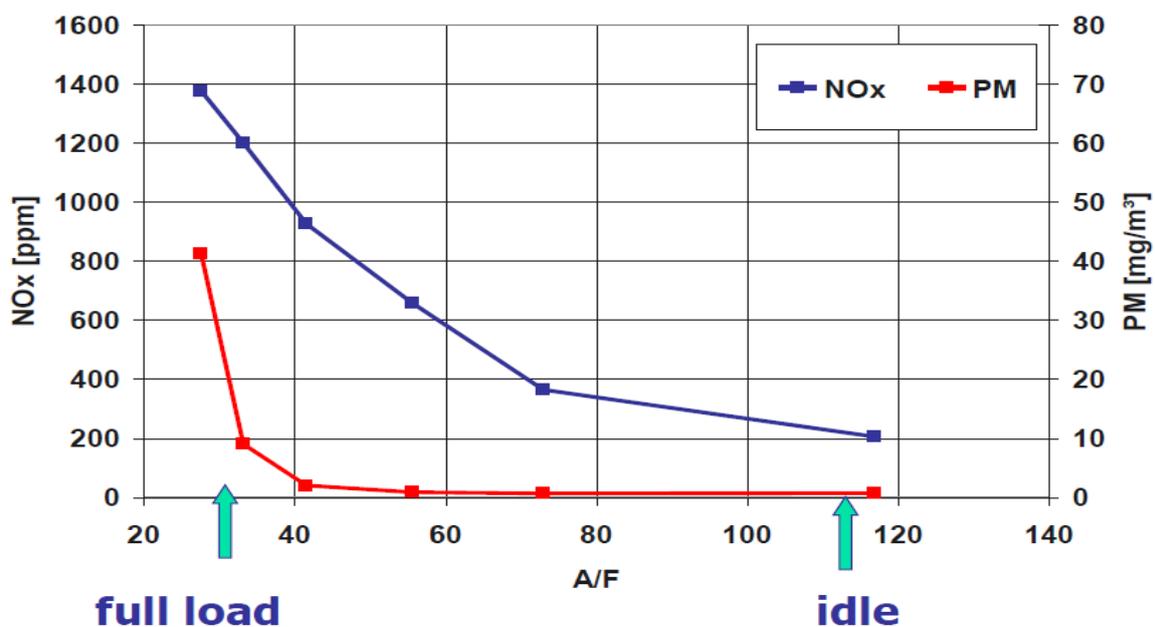


Figura 1.21 NO_x e PM al variare della dosatura [1]

Osservando la curva rossa, si nota come le emissioni di PM subiscano un'impennata quando la dosatura scende al di sotto di una certa soglia, che prende il nome di "dosatura limite di fumo", il cui valore dipende dalle caratteristiche della camera di combustione. Solitamente si attesta sul 15-20% in più della dosatura stechiometrica.

L'anticipo di iniezione comporta invece un aumento al diminuire dell'anticipo stesso, al contrario di quanto avviene per gli NO_x; è perciò necessario ricercare un valore ottimale dell'istante di inizio mandata, allo scopo di contenere entro limiti accettabili entrambe le emissioni inquinanti (ottimizzazione del trade-off). Dei miglioramenti possono essere ottenuti con l'uso di iniezioni multiple.

Sempre per via del trade-off tra PM e NO_x, un elevato tenore di gas residui ha un effetto negativo sulle emissioni di particolato; infatti, ridurre la concentrazione di ossigeno in camera rende più difficoltosa l'ossidazione delle particelle carboniose in fase diffusiva.

Resta ora da capire se convenga agire sul SOI o sull'EGR per contenere tutte e due le specie inquinanti. La risposta può essere dedotta dal diagramma seguente:

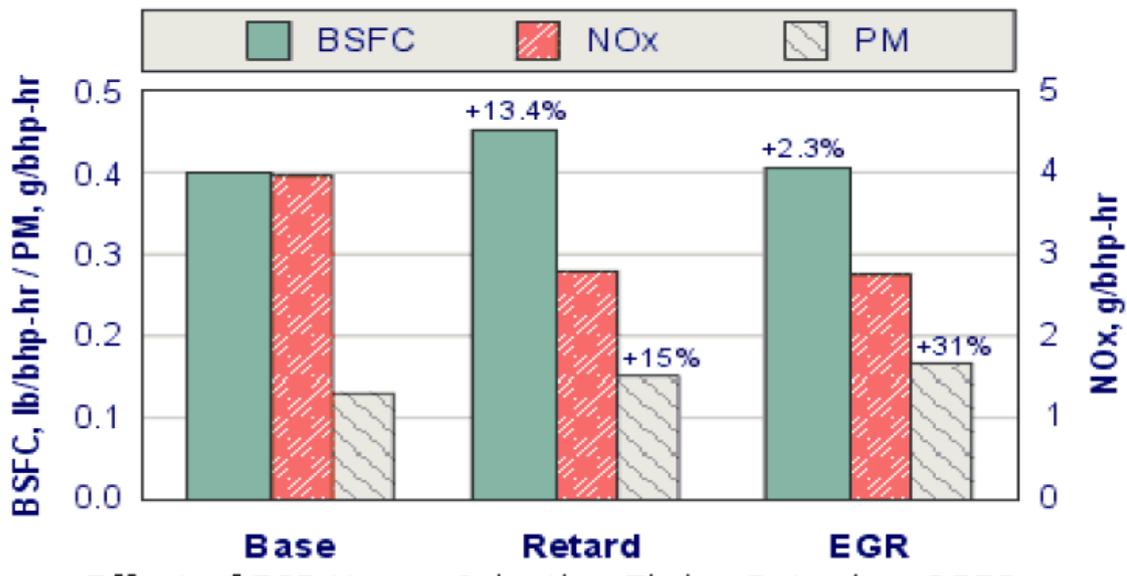


Figura 1.22 Effetto di anticipo di iniezione e grado di EGR sul consumo specifico e sulle emissioni di NO_x e PM [1]

Immaginando di volersi focalizzare sulla riduzione degli NO_x, si vede che, a parità di riduzione (secondo e terzo blocco rosso sono uguali), agire sul grado di EGR porta ad avere una percentuale maggiore di emissioni di PM (31% rispetto al 15% del caso in cui si ritarda l'iniezione). Tuttavia, se dal punto di vista del trade-off tra NO_x e PM è più conveniente sfruttare la leva del SOI, non altrettanto si può dire per il trade-off tra NO_x e consumi specifici (blocco verde); si nota infatti che, ritardando l'anticipo, i consumi sono decisamente superiori rispetto ad aumentare la frazione EGR (13,4% contro 2,3%).

1.4.3 Idrocarburi incombusti

Le emissioni di HC derivano dall'incompleta combustione degli idrocarburi costituenti il combustibile. La loro composizione allo scarico è molto complessa; infatti, sono stati individuati quasi 400 diversi composti organici. Dal punto di vista chimico, il gasolio comprende frazioni di idrocarburi con massa molecolare maggiore rispetto a quelle presenti nelle benzine e caratterizzate dunque da temperature di ebollizione più elevate. Ciò ha delle ripercussioni sulle modalità di prelievo degli HC allo scarico per determinare la concentrazione dell'inquinante. La strumentazione di misura consiste di un filtro riscaldato, di una linea di campionamento riscaldata (entrambi mantenuti a 190 °C) e di un analizzatore riscaldato a ionizzazione di fiamma. Il fatto che il filtro e la linea siano a 190 °C fa sì che i composti organici al di sopra di questa temperatura siano in fase vapore, mentre quelli al di sotto condensano e vengono separati dal filtro prima di entrare nell'analizzatore.

I principali fenomeni che producono HC allo scarico sono:

- 1) *sovramescolamento ("overmixing")*, cioè l'eccessivo mescolamento tra aria e combustibile tale da generare una miscela troppo povera per autoaccendersi;
- 2) *sottomescolamento ("undermixing")*, che si verifica nelle zone caratterizzate da una dosatura locale particolarmente ricca (l'avvio del processo di combustione è reso difficoltoso dallo scarso mescolamento).

Altri fenomeni secondari che contribuiscono ad aumentare il livello di HC allo scarico sono:

- “*spray impingement*”, cioè parte del combustibile iniettato che raggiunge le pareti allo stato liquido, con il rischio di diluire l’olio lubrificante e di evaporare in ritardo e con poca aria circostante per bruciare;
- “*misfire*”, ossia mancata accensione per alcuni cicli;
- intrappolamento negli interstizi presenti in camera (ad esempio in quelli tra canna e segmenti). Questi HC possono essere rilasciati durante la fase di espansione ma è improbabile che subiscano un’ossidazione completa a causa delle temperature più basse.

Per quanto riguarda l’*“overmixing”*, si tratta di un fenomeno che si verifica durante il ritardo di accensione. Nel momento in cui il combustibile viene iniettato in camera, la stragrande maggioranza di esso si concentra nella porzione centrale del getto, dove si crea una dosatura locale ricca; tuttavia, del gasolio si deposita vicino alla periferia dello spray in cui il rapporto di equivalenza è estremamente basso e al di sotto di un valore limite ($\phi_L = 3$). In queste condizioni il combustibile non è in grado di autoaccendersi. All’interno di questa zona vi sono anche prodotti di decomposizione e di parziale ossidazione, molti dei quali non riescono a completare il processo di ossidazione e finiscono allo scarico. La quantità di HC imputabili a tale fenomeno sono variabili a seconda del grado di mescolamento con l’aria e soprattutto dall’accumulo di combustibile durante il ritardo di accensione. La figura 1.23 evidenzia come la tendenza sia quella di un aumento al crescere del ritardo:

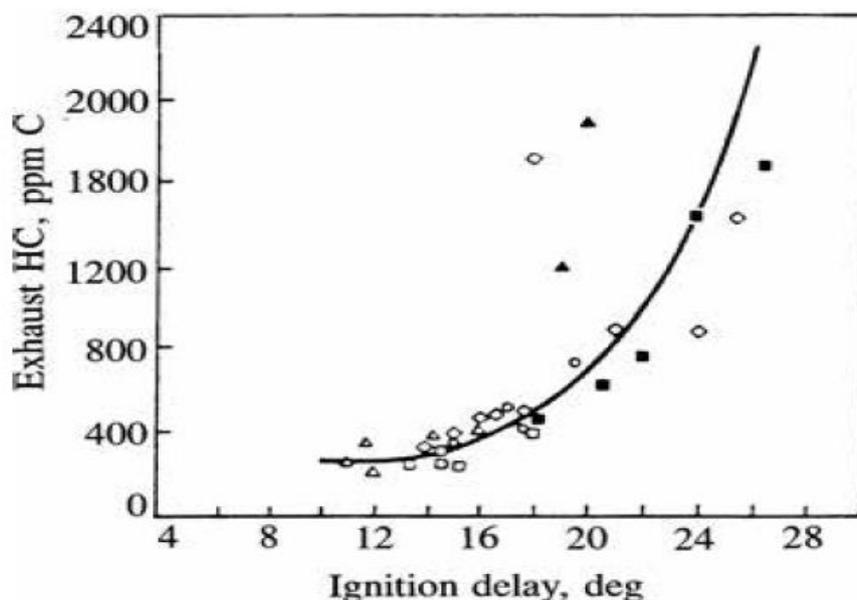


Figura 1.23 HC dovuti a “*overmixing*” in funzione del ritardo di accensione [2]

Un altro importante parametro che influisce sull’*“overmixing”* (in questa variante che è più propriamente detta “*overleaning*”) è la temperatura dell’aria all’aspirazione. È stato dimostrato infatti che il rapporto di equivalenza limite (ϕ_L) cresce al diminuire della temperatura dell’aria nel cilindro al momento dell’autoaccensione che, a sua volta, diminuisce al decrescere della temperatura dell’aria aspirata. Ne deriva una maggiore quantità di combustibile nella zona del getto caratterizzata da $\phi < \phi_L$ e dunque una quantità maggiore di HC prodotti per “*overleaning*”.

L’altra variante dell’*“overmixing”* (“*overrich mixture*”) è rappresentata dalla presenza di una regione centrale del getto più ricca del normale; una combustione completa di tale zona potrebbe avvenire in caso di un incremento del mescolamento con l’aria in fase diffusiva o in seguito con i gas combusti nel frattempo

formati prima delle fasi di espansione e scarico. In figura 1.24 una rappresentazione di uno spray con le zone in cui si originano gli HC dovuti a “overleaning” e all’“overrich mixture”:

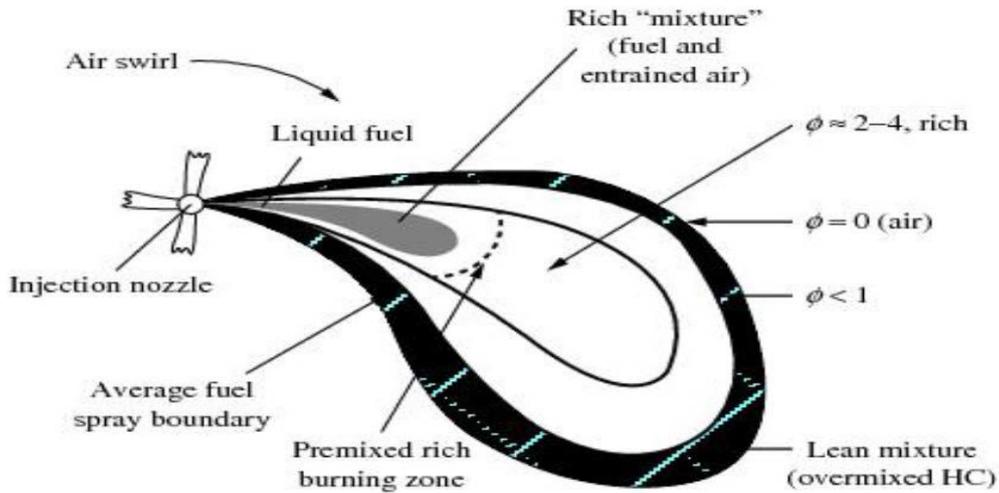


Figura 1.24 Getto di combustibile in un motore diesel con evidenziati gli HC dovuti a “overmixing” [2]

Un certo numero di HC possono anche formarsi al termine del ritardo di accensione. Il motivo è essenzialmente da attribuire a un lento mescolamento del combustibile con l’aria che può portare alla mancata o parziale combustione di alcuni idrocarburi incombusti.

Nella categoria dell’“undermixing” rientrano due fenomeni:

- il gocciolamento del combustibile dal sacco attraverso i fori dell’iniettore;
- il cosiddetto “overfueling”.

Il primo fa riferimento alla presenza di una piccola quantità di combustibile nel sacco dell’iniettore, cioè un piccolo volume che si trova all’estremità dell’iniettore stesso, dopo la sede dello spillo. Durante le fasi di combustione ed espansione tale combustibile si riscalda ed evapora, entrando nel cilindro a bassa velocità attraverso i fori dell’iniettore. Questi vapori di combustibile (che forse non evapora neanche del tutto) si mescolano con l’aria molto lentamente “evitando” il processo di combustione. Per ridurre gli HC formati in questo modo, occorrerebbe quindi diminuire il volume del sacco; tuttavia, così si penalizza la funzione per la quale è introdotto, ossia omogeneizzare la pressione di iniezione a monte dei fori dell’iniettore. In realtà non tutto il sacco può essere riempito completamente per via della cavitazione (indotta da una rapida chiusura dell’iniettore).

L’“overfueling” è un fenomeno che può avvenire in condizioni transitorie, come ad esempio in una manovra di accelerazione. Non è influenzato dal rapporto di equivalenza fino a valori di circa 0,9, dopodiché le emissioni si impennano bruscamente. E’ dovuto ad un eccesso di combustibile che crea un arricchimento della miscela in alcune zone (situazione simile a quella dell’“overrich mixture”).

Una delle cause principali di formazione degli HC è l’interferenza tra lo spray (specie la fase liquida) e le pareti della camera di combustione. Le emissioni aumentano se vengono adottati, ad esempio, iniettori con fori molto grandi e se la distanza fra l’estremità del pulverizzatore e la parete è inferiore ad una certa soglia. In queste condizioni, infatti, la fase liquida dello spray può aderire alle pareti della camera per cui è fondamentale impedire il deposito di combustibile liquido a parete. Avendo le pareti una temperatura relativamente bassa rispetto alla temperatura media del gas, ciò determina uno strato di spegnimento vicino alle pareti stesse. Ricapitolando, l’entità delle emissioni di HC dipende dalla temperatura delle pareti, dalla temperatura del gas, dal diametro dei fori del pulverizzatore, nonché dalle proprietà del combustibile stesso.

Un altro aspetto che ha delle conseguenze sul livello di HC allo scarico è rappresentato dalla variazione ciclica del processo di combustione. Sebbene si tratti di un problema di minore entità rispetto ai motori ad accensione comandata, può diventare non trascurabile per certe condizioni come basse temperature e pressioni durante la fase di compressione o iniezioni ritardate.

In base a quanto esposto, è evidente come le emissioni di HC dipendano notevolmente dalle condizioni operative in cui si trova il motore. In particolare, l'“*overmixing*” si fa sentire soprattutto nel funzionamento al minimo e ai carichi parziali, mentre, al salire del carico, diventa preminente l'“*undermixing*” (soprattutto l'“*overfueling*”). Quindi è una conseguenza il fatto che anche la composizione degli HC varia in funzione del carico motore; ai bassi carichi l'“*overmixing*” produce essenzialmente molecole di incombusti, mentre ai carichi più elevati l'“*undermixing*” dà luogo a composti di parziale ossidazione e pirolisi.

Un ulteriore fattore che in tempi recenti ha contribuito ad incrementare le emissioni di HC è il frazionamento dell'evento di iniezione. Senza dimenticare che, talvolta, aumentare le concentrazioni di HC allo scarico è una scelta voluta in quanto possono fungere da agente riducente per gli NO_x ed essere così impiegati per il post-trattamento degli ossidi di azoto.

Infine, occorre considerare il legame che le emissioni di HC hanno con la forma della camera di combustione. Se si adotta una camera con un pozzetto nel cielo dello stantuffo, viene amplificato il moto di *swirl* e generati moti di *squish* al termine della compressione. Per tali camere di combustione, nella frazione di miscela che viene proiettata dal pozzetto alla “zona di *squish*”, l'autoaccensione risulta più difficile e le reazioni chimiche all'interno della fiamma tendono ad arrestarsi per effetto del raffreddamento da parte della superficie inferiore della testa motore e della corona dello stantuffo. La quantità di combustibile nella zona di *squish* può quindi determinare un aumento degli HC. Indirizzando lo spray verso la sezione di ingresso del pozzetto, la quantità di combustibile che fuoriesce dal pozzetto aumenta e di conseguenza la generazione di HC dovuti allo spegnimento della carica per via del raffreddamento nella zona di *squish*. Al contempo, scende la quantità di combustibile nel pozzetto e crescono gli HC prodotti per “*overleaning*”. Nel caso di iniezioni effettuate prima del PMS, il moto di *squish* diretto impedisce allo spray e alla carica di disperdersi all'interno dell'area di *squish* e quindi le emissioni di HC sono influenzate principalmente dalla distanza tra i fori del polverizzatore e la parete. Pertanto, i pozzetti con diametro minore danno luogo a maggiori emissioni di HC. Nel caso di iniezioni effettuate dopo il PMS, il moto di *squish* inverso richiama parte dello spray e della carica all'interno dell'area di *squish*: ciò può determinare l'“*overleaning*” della carica nel pozzetto e lo spegnimento nell'area di *squish*. Perciò camere di combustione di forma rientrante (come quelle del caso B di figura 1.26) permettono di contrastare la fuoriuscita della carica dal pozzetto grazie al diverso angolo di impatto tra getto e parete, riducendo così le emissioni di HC rispetto all'impiego di camere toroidali (come quelle del caso A di figura 1.25) con diametro del pozzetto confrontabile [2].

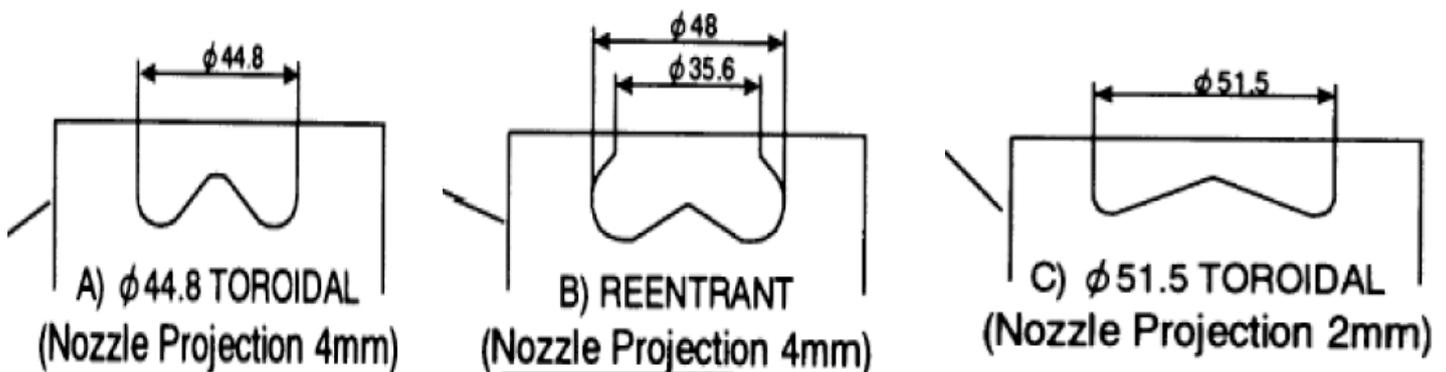


Figura 1.25 Tre forme di camera di combustione di un motore diesel [2]

2. MODELLO DI COMBUSTIONE MONO-ZONA SEMPLIFICATO

2.1 Generalità sui modelli di combustione

La realizzazione di modelli, nel mondo ingegneristico, può essere considerata come un processo che permette la descrizione dei fenomeni fisici in un particolare sistema grazie all'ausilio di equazioni matematiche, introdotte secondo ipotesi ragionevoli. Nell'ambito dei motori a combustione interna, l'attività di modellizzazione si è recentemente focalizzata sulla realizzazione di modelli di motori che avessero le migliori performance possibili in relazione all'obiettivo cardine di ridurre le emissioni di inquinanti.

Riguardo i modelli di combustione, quelli finora sviluppati possono essere raggruppati in tre categorie:

- modelli zero-dimensionali
- modelli quasi-dimensionali
- modelli multidimensionali

Procedendo dalla prima alla terza categoria elencata, aumenta da una parte il livello di dettaglio e dall'altra la complessità nel creare e usare tali modelli.

I modelli zero-dimensionali sono i più semplici e adatti a valutare gli effetti delle variazioni dei parametri operativi di un motore. Sono detti zero-dimensionali in quanto non prendono in considerazione variazioni del campo di moto. Si assume quindi che i vari parametri operativi analizzati siano funzione esclusivamente di una coordinata temporale e non dello spazio; in altre parole, considerando ad esempio una proprietà termodinamica come la pressione, si ritiene che sia costante all'interno di una precisa regione spaziale. I modelli zero-dimensionali possono poi essere ulteriormente suddivisi in:

- modelli a una zona (o mono-zona)
- modelli a due zone
- modelli multi-zona

Nei modelli mono-zona, l'ipotesi di partenza è che la miscela contenuta istante per istante all'interno del cilindro sia un sistema termodinamico che interagisce con ciò che lo circonda mediante scambi di energia e/o massa. Questo consente ad esempio di ottenere la curva di rilascio termico durante il processo di combustione grazie al primo principio della termodinamica. Si tratta dei modelli più semplici che non permettono, tra le altre cose, di implementare sotto-modelli per stimare le emissioni delle specie inquinanti.

Nei modelli a due zone, la miscela è divisa in due zone: una zona con sola presenza dei reagenti (detti "*unburned gas*") e una zona di soli gas combusti (detti "*burned gas*"). Queste due zone sono due sistemi termodinamici a sé stanti che possono scambiare massa ed energia tra di loro e con le pareti della camera. I vari output di interesse (come ad esempio la curva di rilascio termico e la frazione di massa bruciata) possono essere ricavati anche in questo caso applicando il primo principio ad entrambe le zone.

I modelli multi-zona possono essere considerati un'evoluzione dei modelli a due zone. Il più semplice è il modello a tre zone in cui si introduce una zona costituita dal combustibile. A differenza delle altre due categorie di modelli zero-dimensionali, il livello di accuratezza è superiore poiché permettono ad esempio di tenere conto degli effetti di differenti profili di iniezione, discriminare tra diverse strategie di iniezione o di ottenere un andamento plausibile degli ossidi di azoto e del particolato (in misura minore). I modelli che prevedono più zone suddividono la zona dei "*burned gas*" in più aree, in ognuna delle quali come al solito si utilizzano le equazioni della termodinamica (il primo principio, ma anche l'equazione di stato dei gas perfetti, l'equazione di conservazione della massa o quella di conservazione della quantità di moto). Una possibile

applicazione di un modello multi-zona è l'implementazione di un sotto-modello 1D per lo spray che lo divide in tante porzioni (ognuna delle quali ha una certa quantità di combustibile), assunte fisse nello spazio e soggette a trasferimento di massa e quantità di moto [4]. Ciò permette di ottenere anche una discretizzazione spaziale del getto. Si può anche pensare di inserire modelli di evaporazione, in modo da discriminare fra la porzione di spray liquida e i vapori di combustibile. In generale, un modello multi-zona con almeno quattro zone presenta un elevato grado di dettaglio e, nella fattispecie di un motore diesel, rende ben distinte le fasi che caratterizzano il processo di combustione, come la premiscelata e la diffusiva. Il contraltare è una maggiore complessità che si traduce in un notevole sforzo computazionale, dal momento che le equazioni in gioco sono numerose; questo rende tali modelli non adatti ad esempio ad essere implementati in una centralina per valutazioni in tempo reale.

Per quanto concerne i modelli quasi dimensionali e multi-dimensionali, vengono anche prese in considerazione le variazioni delle variabili di interesse in funzione dello spazio.

I modelli di combustione presentano anche un'altra suddivisione:

- modelli diagnostici
- modelli predittivi

I primi usufruiscono come dato di partenza della traccia di pressione dalla quale possono essere fatte valutazioni per stimare dei parametri come l'energia chimica rilasciata, la frazione di massa bruciata o gli andamenti delle emissioni di sostanze inquinanti.

I secondi consistono nell'assumere una certa curva di rilascio termico o frazione di massa bruciata per predire l'andamento della pressione nel cilindro in funzione dell'angolo di manovella. Si crea ad esempio un modello per l'*Heat Release Rate* costituito da diversi parametri che andranno poi opportunamente calibrati per far sì che i risultati predittivi "incontrino" quelli sperimentali.

2.2 Setup sperimentale

Il motore diesel oggetto di studio è un A20DTR, le cui principali specifiche sono elencate in tabella 1:

Tipo di motore	2.0 L "Twin-Stage" EURO 5
Numero di cilindri	4
Valvole per cilindro	4
Cilindrata	1956 cm ³
Alesaggio	83 mm
Corsa	90,4 mm
Lunghezza della biella	145 mm
Lunghezza della manovella	45,2 mm
Rapporto di compressione	16,5
Sovralimentazione	Twin-stage con attuatori delle valvole e WG
Sistema di iniezione	<i>Common Rail</i>
Tipologia di sistema EGR	<i>Short-route cooled EGR</i>

Tabella 2.1. Specifiche del motore A20DTR

Altre informazioni sono fornite riguardo la fasatura delle valvole e le caratteristiche del combustibile:

IVC [deg]	198,5°
IVO [deg]	-10°
EVO [deg]	500°
EVC [deg]	9°
Temperatura delle pareti	430 K
Potere calorifico inferiore del combustibile	42910 kJ/kg
Densità del combustibile	839 kg/m ³

Tabella 2.2 Caratteristiche aggiuntive del motore A20DTR e del combustibile

Il banco prova utilizzato per la misura dei parametri in gioco si trova all'ICEAL (*Internal Combustion Engine Advanced Laboratory*) e si può considerare distinto in due parti:

- una parte dinamica, con la presenza di dinamometri, analizzatori per le emissioni inquinanti e sensori per temperature e pressioni;
- una parte idraulica, con la caratterizzazione degli iniettori e dei sensori per misurare le portate.

Si parte dalla descrizione della parte dinamica. Il primo dinamometro (EVIN AVL APA 100) eroga una coppia nominale di 525 Nm, una potenza di 220 kW e una velocità di rotazione massima di 12000 rpm. Viene permessa anche la simulazione della condizione di carico (coppia) nullo. Un secondo dinamometro (APA 100) è installato all'ICEAL cosicché due differenti configurazioni del motore possono essere "settate" e testate alternativamente.

Riguardo l'analisi dei gas di scarico, il banco prova è equipaggiato con un analizzatore del tipo "AVL AMAi60", composto da tre treni di analizzatori. Due di questi contengono i seguenti moduli:

- due analizzatori a ionizzazione di fiamma, usati per rilevare le concentrazioni di HC (sia i metanici - soprattutto CH₄ - che i non metanici - THC);
- un analizzatore a chemiluminescenza per l'analisi degli ossidi di azoto;
- tre analizzatori non dispersivi ai raggi infrarossi per misurare le concentrazioni di CO e i livelli di CO₂;
- un analizzatore paramagnetico per rilevare l'ossigeno.

Questi due treni consentono di misurare le emissioni inquinanti uno a monte e l'altro a valle del sistema di post-trattamento in contemporanea.

Il terzo treno è composto da un rilevatore della concentrazione di CO₂ ed ha lo scopo di misurare i livelli di CO₂ nel collettore di aspirazione in modo da determinare il grado di EGR a cui il motore sta operando.

Per quanto riguarda l'analisi delle emissioni di particolato, il banco prova è dotato di un fumimetro ("*smokemeter*") AVL 715S, di un opacimetro AVL 439S e di un AVL SPC472 Smart Sampler (sistema di diluizione a flusso parziale per l'analisi gravimetrica). Tutte le apparecchiature di misura finora menzionate sono controllate dal sistema automatico PUMA OPEN 1.3.2.

Il banco prova è anche equipaggiato con trasduttori di pressione piezoresistivi e con termocoppie al fine di misurare i livelli di pressione e temperatura in diversi punti: a monte e a valle del compressore, a monte e a valle della turbina, a monte e a valle del sistema di post-trattamento, nel collettore di aspirazione. Delle termocoppie aggiuntive sono state anche installate per la misura della temperatura a valle dell'*intercooler*, nei quattro condotti di aspirazione e di scarico, a monte e a valle dell'*EGR cooler*. Infine, una sonda lambda UEGO è localizzata nel sistema di scarico per determinare la dosatura globale del motore. L'acquisizione di queste quantità è controllata direttamente dal sistema PUMA OPEN attraverso appositi moduli (F-FEM) che sono in grado di gestire fino a 48 canali in ingresso con una frequenza massima di acquisizione di 5 kHz per canale.

Un trasduttore piezoelettrico KISTLER 6058A41 ad alta frequenza è installato in camera di combustione per rilevare la storia temporale della traccia di pressione in camera del cilindro 4, mentre un trasduttore piezoresistivo KISTLER 4075A10 ad alta frequenza è utilizzato per misurare i livelli di pressione nel condotto di aspirazione dello stesso cilindro in modo da poter referenziare la pressione interno-cilindro.

Un encoder del tipo AVL 365C posizionato sull'albero motore genera la base temporale per il sistema di acquisizione automatico a 14 bit, in grado di acquisire i dati di massimo 8 canali con una frequenza massima di 800 kHz per canale. Il sistema di acquisizione è gestito dal software *AVL Indicom* e si interfaccia con *AVL PUMA OPEN*, in modo da consentire sia un'analisi in tempo reale che uno stoccaggio di dati per una successiva attività di post-processing con appositi tool diagnostici. Il segnale di pressione può anche essere usato per calcolare il rumore di combustione (CN) sulla base dell'algoritmo implementato nel software *AVL Indicom*.

Per quanto concerne la parte idraulica, il sistema di iniezione *Common Rail* è dotato di iniettori di tipo piezoelettrico con stadio pilota (IAP). La strumentazione permette una potenza utile massima di 35 kW e una velocità di rotazione massima di 6100 rpm, con la possibilità di simulare operazioni in transitorio di iniezioni rapide. C'è anche la possibilità di valutare la massa di olio iniettata per mezzo di un sensore EMI2. Inoltre, sono utilizzati anche due traduttori piezo per ricavare la temperatura e le tracce di pressione nel *rail* e a monte degli iniettori [5].

In figura 2.1 è presentato uno schema del motore in esame:

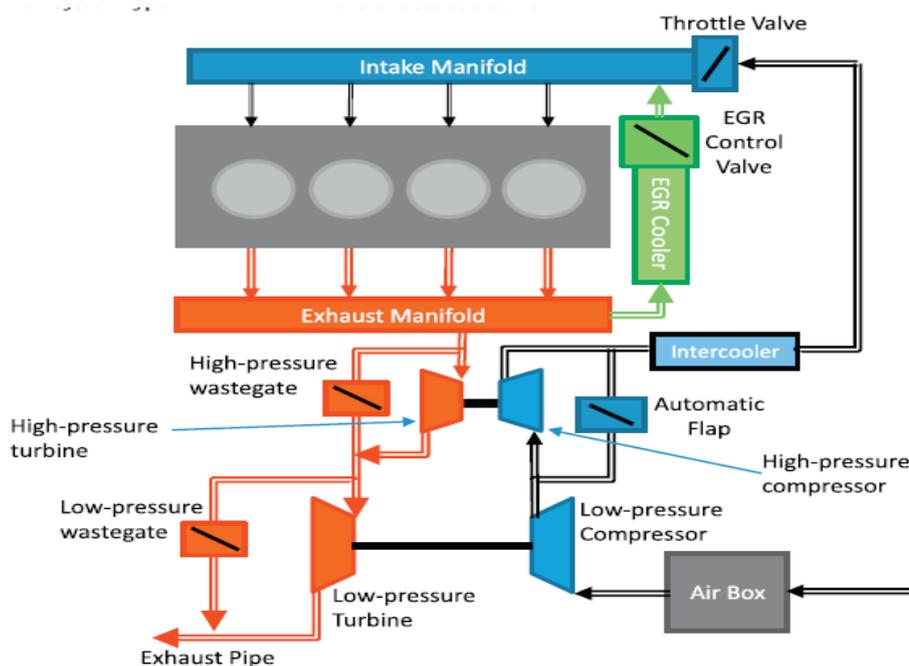


Figura 2.1 Rappresentazione schematica del motore A20DTR [6]

2.3 Presentazione del modello in ambiente Matlab

La prima parte della presente attività di tesi consiste nello sviluppo di un codice in ambiente Matlab per la realizzazione di un modello di combustione mono-zona semplificato. L'obiettivo è riprodurre il funzionamento di un software creato in passato in linguaggio C che permette dapprima di filtrare il segnale

di pressione e in seguito di effettuare un primo calcolo dei parametri caratteristici del processo di combustione. Si riportano in figura 2.2 le due interfacce grafiche del programma in C:

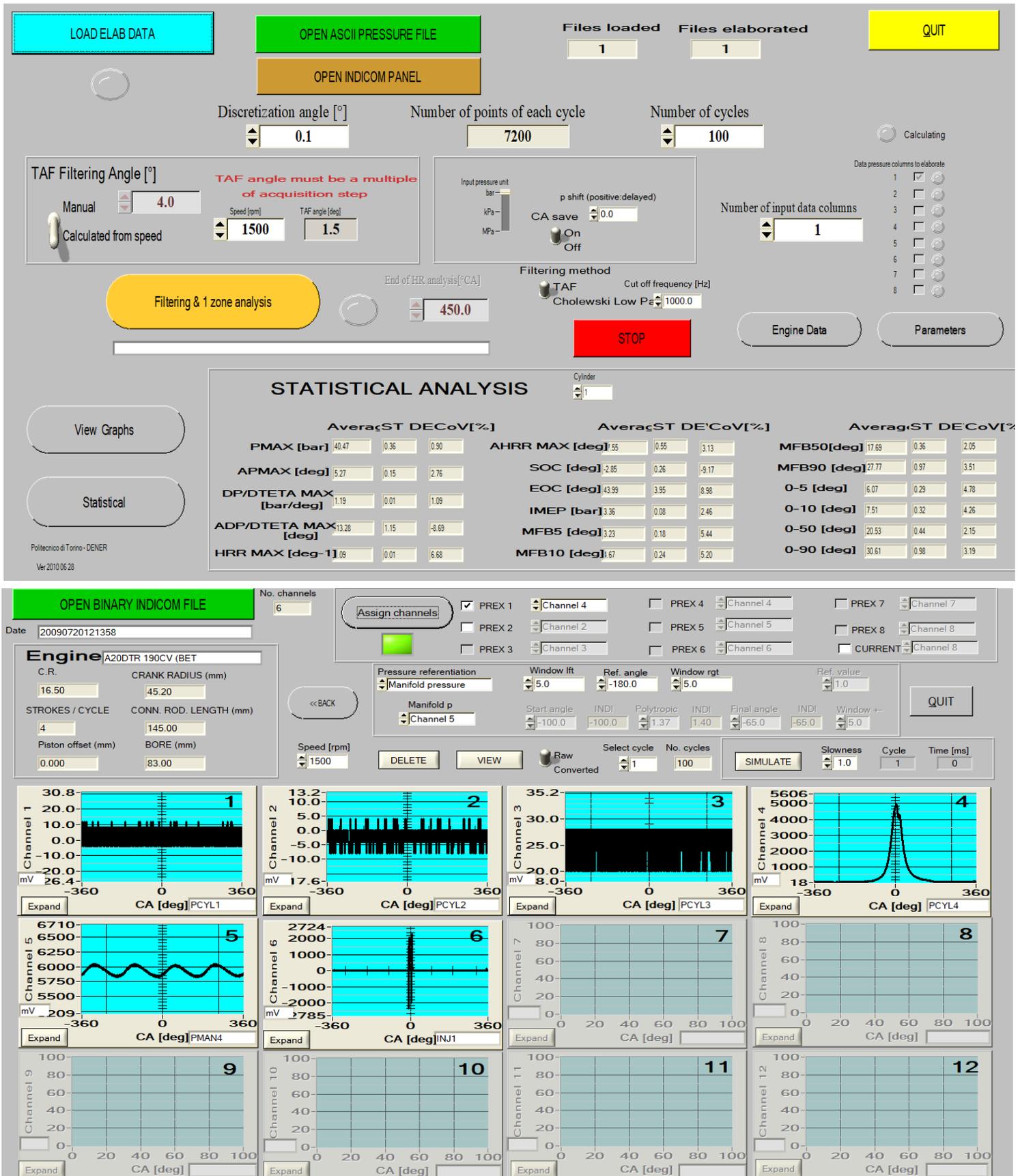


Figura 2.2 Interfacce grafiche del programma in C

Premendo su “OPEN INDICOM PANEL” nella prima interfaccia (figura in alto), si apre la seconda schermata (figura in basso). Il tasto “OPEN BINARY INDICOM FILE” consente di prelevare il file di pressione così come è rilevato dal trasduttore piezoelettrico. Si vede che sono attivi sei canali, di cui i primi quattro mostrano l’andamento del segnale di pressione nei quattro cilindri, il quinto nel condotto di aspirazione e il sesto il segnale in tensione dell’iniettore. Si può notare come i primi tre canali diano degli andamenti poco significativi; ciò è dovuto al fatto che i cilindri 1, 2 e 3 sono chiusi e quindi la pressione rilevata dovrebbe essere nulla al netto delle oscillazioni non fisiche presenti nei grafici. Da notare anche che i grafici hanno tutti come unità di misura i millivolt (mV); infatti, i trasduttori danno come output dei segnali in tensione che dovranno poi essere convertiti in segnali di pressione.

Occorre poi assegnare in alto i rispettivi canali; gli unici che interessano sono il canale 4, che fa riferimento al cilindro 4, e, nel caso si scelga il metodo di referenziazione basato sulla pressione nel condotto di aspirazione (sempre del cilindro 4), il canale 5. Tornando quindi alla prima schermata con il tasto “Back”, si impongono alcuni parametri aprendo il pannello “Parameters” (il valore del rapporto tra i calori specifici, il punto di partenza per l’analisi dell’*Heat Release Rate*, ecc...). Impostando infine la velocità di rotazione del punto motore in esame e lanciando l’esecuzione con il tasto “Filtering & 1zone analysis”, il programma aggiusta dapprima l’intervallo di filtraggio ed esegue poi il filtraggio del segnale di pressione, la valutazione di alcuni grafici rilevanti (come quello dell’*Heat Release Rate* e della sua cumulata) e un’analisi statistica dei parametri presenti nella parte bassa della schermata.

Il modello costruito in ambiente Matlab riprende questo canovaccio e aggiunge delle ulteriori valutazioni che verranno presentate man mano. Tale modello tende ad essere il più semplice possibile in quanto prende come unici input i seguenti parametri:

- traccia del segnale di pressione in camera di combustione (per il solo cilindro 4);
- traccia del segnale di pressione nel condotto di aspirazione (per il solo cilindro 4);
- traccia del segnale in tensione dell’iniettore;

Le valutazioni vengono compiute prendendo in considerazione tre strategie di iniezione:

- pM: un’iniezione pilota seguita da un’iniezione *main*;
- ppM: due iniezioni pilote seguite da un’iniezione *main*;
- pMa: un’iniezione pilota, una *main* e infine una *after*;

I punti motore analizzati sono i seguenti:

- 1500 x 2 (iniezioni pM e ppM)
- 1500 x 5 (iniezioni pM e ppM)
- 2000 x 2 (iniezioni pM e ppM)
- 2000 x 5 (iniezioni pM e ppM)
- 2500 x 8 (iniezioni pM e pMa)
- 2750 x 12 (solo iniezioni pMa)

In figura 2.3 i punti motore sono segnati in funzione del carico e della velocità di rotazione:

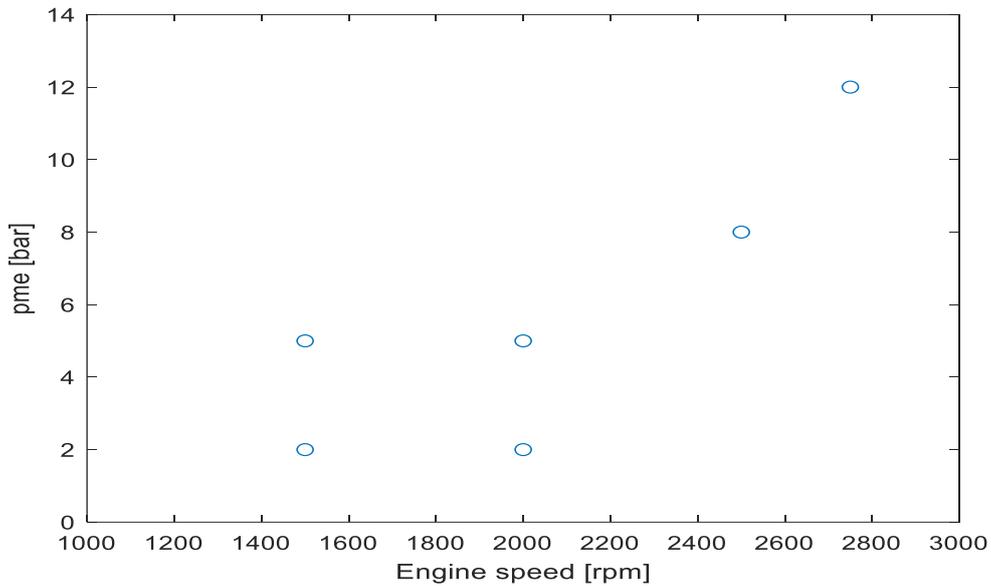


Figura 2.3 Rappresentazione dei "key-points" sul piano quotato

Il primo aspetto su cui concentrarsi è l'acquisizione del segnale di pressione. Infatti, per realizzare un'analisi quanto più accurata possibile, è fondamentale definire il passo di acquisizione, cioè ogni quanto viene effettuata la lettura del segnale di pressione. In altre parole, è la discretizzazione della durata angolare del ciclo motore. Adottare un passo piccolo consente di conoscere con maggiore precisione l'andamento della pressione ma il tempo di elaborazione cresce; viceversa, un passo maggiore riduce la precisione ma anche lo sforzo computazionale. Nel caso in esame, il passo di acquisizione è pari a $0,1^\circ$; di conseguenza, sono 7200 gli istanti angolari in cui è estratto il valore della pressione.

Infine, per ogni prova vengono analizzati 100 cicli da cui poi si estrapola il ciclo medio, ossia il ciclo in cui il valore di pressione in ogni istante è la media dei valori di pressione di ciascuno dei 100 cicli in quell'istante.

2.4 Volume istantaneo in camera

La conoscenza dei parametri geometrico-costruttivi del motore permette di calcolare il volume spazzato dal pistone istante per istante:

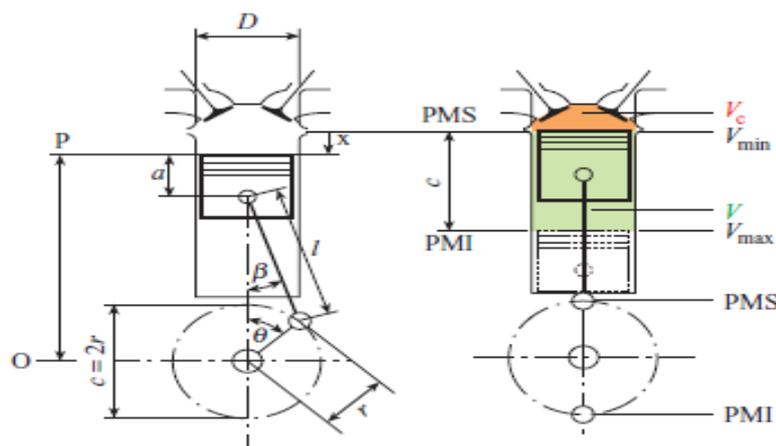


Figura 2.4 Indicazione dei principali parametri geometrico-costruttivi in un cilindro di un motore a combustione interna [1]

Si definisce dapprima il rapporto di allungamento del manovellismo:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad \text{Eq. 1}$$

Dove r è la lunghezza (o raggio) di manovella e l la lunghezza della biella.

Da semplici relazioni geometriche si ricava lo spostamento dello stantuffo:

$$x = r \left[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] \quad \text{Eq. 2}$$

θ è l'angolo di rotazione della manovella, β l'angolo di inclinazione della biella rispetto all'asse cilindro che può essere correlato alla rotazione della manovella considerando il triangolo costituito da asse cilindro, biella e manovella (vedasi figura 2.3):

$$r \sin \theta = l \sin \beta \quad \text{Eq. 3}$$

E di conseguenza:

$$x = r \left[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \right] \quad \text{Eq. 4}$$

Segue il calcolo del volume di spazio morto e del volume istantaneo:

$$V_{morto} = \frac{V_d}{\varepsilon - 1} \quad \text{Eq. 5}$$

$$V = V_{morto} + \pi \frac{D^2}{4} x \quad \text{Eq. 6}$$

Di seguito l'andamento del volume istantaneo:

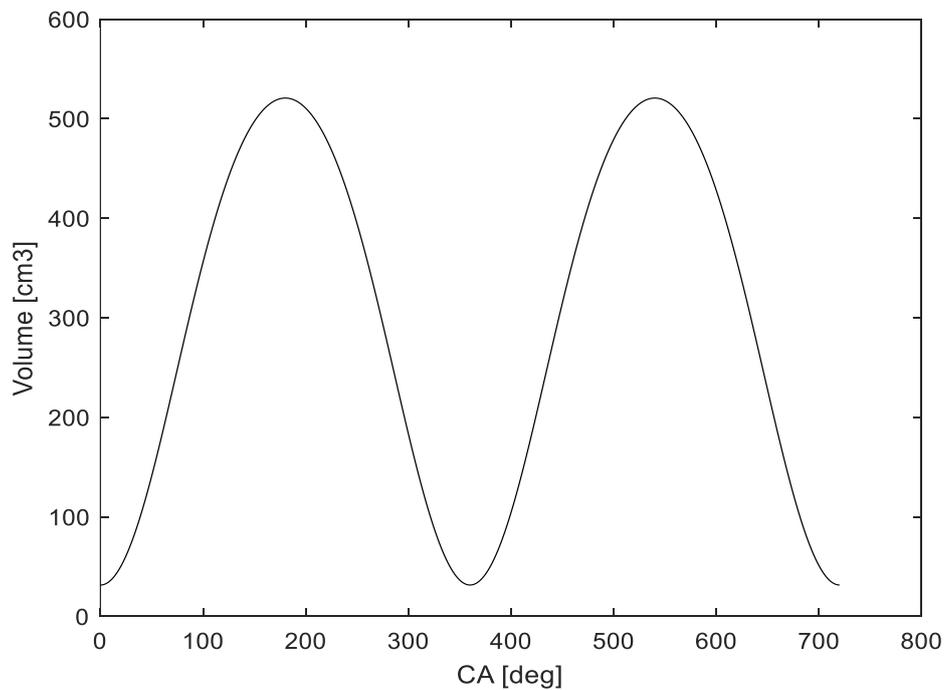


Figura 2.5 Andamento del volume istantaneo

2.5 Metodi di referenziazione

Come si è già accennato nel paragrafo 2.2, per rilevare la pressione in camera di combustione si usano solitamente trasduttori piezoelettrici costituiti da cristalli di quarzo che convertono una sollecitazione meccanica (ad esempio di compressione) in una separazione di carica elettrica, proporzionale alla sollecitazione medesima. La carica separata può essere in seguito amplificata e convertita in un segnale in tensione, tramite opportuni amplificatori di carica. A causa delle capacità e delle resistenze parassite presenti nel circuito, che provocano una progressiva variazione del segnale di tensione anche in presenza di un livello di pressione costante, i sensori piezoelettrici non sono però in grado di misurare la pressione in termini assoluti, ma possono soltanto misurare rapide variazioni di pressione che avvengano in tempi tali da poter trascurare le variazioni di tensione prodotte da capacità e resistenze parassite, risultando quindi adatti per le misure nei motori. Tali sensori nei motori diesel sono alloggiati all'interno di candele di preriscaldamento opportunamente modificate [1]. La referenziazione consiste proprio nel "rendere" la pressione assoluta prendendo in considerazione l'esistenza di un offset, cioè di un termine correttivo:

$$p_{abs} = p_{mis} + offset \quad Eq.7$$

Dove p_{abs} è la pressione assoluta, p_{mis} la pressione misurata e l'offset il termine correttivo.

Un'alternativa ai trasduttori piezoelettrici potrebbe essere quella dei trasduttori piezoresistivi che risolverebbero il problema precedente, in quanto sono in grado di rilevare la pressione in termini assoluti. La controindicazione è che non possono essere affacciati in camera di combustione poiché non possono essere esposti a temperature elevate [1].

Nel codice Matlab elaborato sono stati implementati quattro metodi di referenziazione:

- 1) metodo di referenziazione Concerto;
- 2) metodo di referenziazione TAF;
- 3) metodo di referenziazione termodinamico;
- 4) metodo di referenziazione basato sull'assunzione di un valore di riferimento.

Nel codice è data l'opzione di scegliere il metodo desiderato. Ciò è possibile grazie ad un'interfaccia, realizzata con la funzione di Matlab "Inputdlg". L'utente può digitare un numero da 1 a 4, seguendo l'associazione metodo-numero che si evince dall'elenco precedente.

I primi due metodi sfruttano la misura della pressione nel condotto di aspirazione tramite il trasduttore piezoresistivo (pressione che si può assumere pari a quella nel collettore di aspirazione). L'ipotesi alla base è di trascurare le cadute di pressione tra condotto di aspirazione e pressione interno-cilindro al Punto Morto Inferiore, dovute al fatto che le valvole di aspirazione non lavorano sempre in condizioni di alzata massima, cosicché la pressione (assoluta) nel collettore di aspirazione può essere utilizzata per calcolare l'offset. Entrambi i metodi fanno riferimento ad una relazione del seguente tipo:

$$p_{cyl,abs} = p_{cyl} + (\bar{p}_{man} - \bar{p}_{cyl}) \quad Eq.8$$

\bar{p}_{man} e \bar{p}_{cyl} sono delle medie appropriate dei corrispondenti segnali, valutate in certe finestre angolari. In particolare, il metodo Concerto considera, per entrambe le medie, delle finestre di $\pm 5^\circ$ di angolo di manovella nell'intorno del PMI (cioè 180°) con un passo di 1° . In altre parole, si adotta una finestra fra 175° e 185° in cui sono considerati solo i valori interi. Il metodo TAF, invece, per quanto riguarda la media della pressione nel cilindro, prende sempre una finestra di $\pm 5^\circ$ intorno al PMI, ma adottando un passo di $0,1^\circ$; riguardo la media della pressione nel collettore di aspirazione, tale metodo considera tutti i 720° di angolo di manovella con un passo di $0,1^\circ$.

Il metodo TAF è quello che usa il software in C, nel caso in cui si voglia referenziare con la pressione misurata dal trasduttore piezoresistivo, ed è anche il metodo che di preferenza viene utilizzato nel codice Matlab per le analisi successive.

Il metodo di referenziazione termodinamico può essere utile in quei casi in cui non si abbia a disposizione la misura della pressione nel condotto di aspirazione, ad esempio in seguito ad un guasto del trasduttore. Viene anche detto metodo della politropica di compressione, in quanto la corsa di compressione viene approssimata con una politropica di esponente m [1]. Utilizzando l'equazione della politropica negli istanti angolari di inizio e fine compressione ($pV^m = \text{cost.}$), si ricava la seguente equazione:

$$p_1 V_1^m = p_2 V_2^m \quad \text{Eq. 8}$$

Dove 1 è l'istante angolare di inizio politropica di compressione e 2 quello di fine politropica.

Le pressioni che compaiono nell'equazione 3 sono assolute e quindi includono l'offset. Riscrivendola in funzione dell'offset, si ottiene:

$$\text{offset} = \frac{p_{mis,2} V_2^m - p_{mis,1} V_1^m}{V_1^m - V_2^m} \quad \text{Eq. 9}$$

Le scelte degli istanti di inizio e fine compressione e dell'esponente della politropica sono libere ma è necessario che siano ragionevoli per non inficiare la correttezza del calcolo. Infatti, variare l'intervallo di compressione cambia notevolmente i risultati finali. Considerando l'istante di chiusura delle valvole di aspirazione ($198,5^\circ$) e un plausibile istante di fine compressione (pur non conoscendo in questa fase l'anticipo di iniezione), l'intervallo tra inizio e fine della politropica deve cadere all'interno dei due estremi appena menzionati. Si decide di assumere un intervallo non troppo ampio: 260° come istante di inizio politropica e 295° come istante di fine politropica. Per quanto riguarda l'esponente m , non potendolo ricavare in questa fase, si sceglie un valore tipico pari a 1,4.

Come per i metodi Concerto e TAF, anche per questo metodo si adottano dei valori medi all'interno di finestre angolari opportunamente definite. In particolare, si decide di considerare un intervallo di $\pm 5^\circ$ sia intorno all'istante di inizio politropica che a quello di fine. Dopodichè, la pressione viene mediata in tali finestre. Il motivo di questa scelta sta nel fatto che c'è la possibilità che, per alcune prove, la pressione presenti un'oscillazione di ampiezza non trascurabile proprio in corrispondenza degli istanti angolari scelti (da ricordare che in questa fase la pressione è grezza, cioè non filtrata, ma anche dopo filtraggio può avvenire questo fenomeno). Ovviamente una situazione del genere dà risultati di referenziazione falsati perché la pressione ad inizio e fine politropica non è plausibile. Pertanto, mediare consente di tenere conto anche dei valori di pressione negli istanti vicini e quindi di attenuare questo eventuale fenomeno.

Il quarto e ultimo metodo di referenziazione è il più approssimativo e risponde anch'esso all'esigenza di fare a meno del traduttore piezoresistivo. Si basa sull'assunzione di un valore di riferimento che sia rappresentativo della pressione nel collettore di aspirazione. In assenza di altre informazioni, si considera tale pressione pari a quella ambiente, cioè 1 bar. Si fa riferimento alla seguente equazione:

$$p_{cyl,abs} = p_{cyl} + (p_{ref} - \bar{p}_{cyl}) \quad \text{Eq. 10}$$

Si tratta in sostanza dell'equazione 2 ma con la sostituzione della pressione nel collettore con il valore di riferimento.

I successivi grafici mettono in evidenza le differenze tra i metodi di referenziazione:

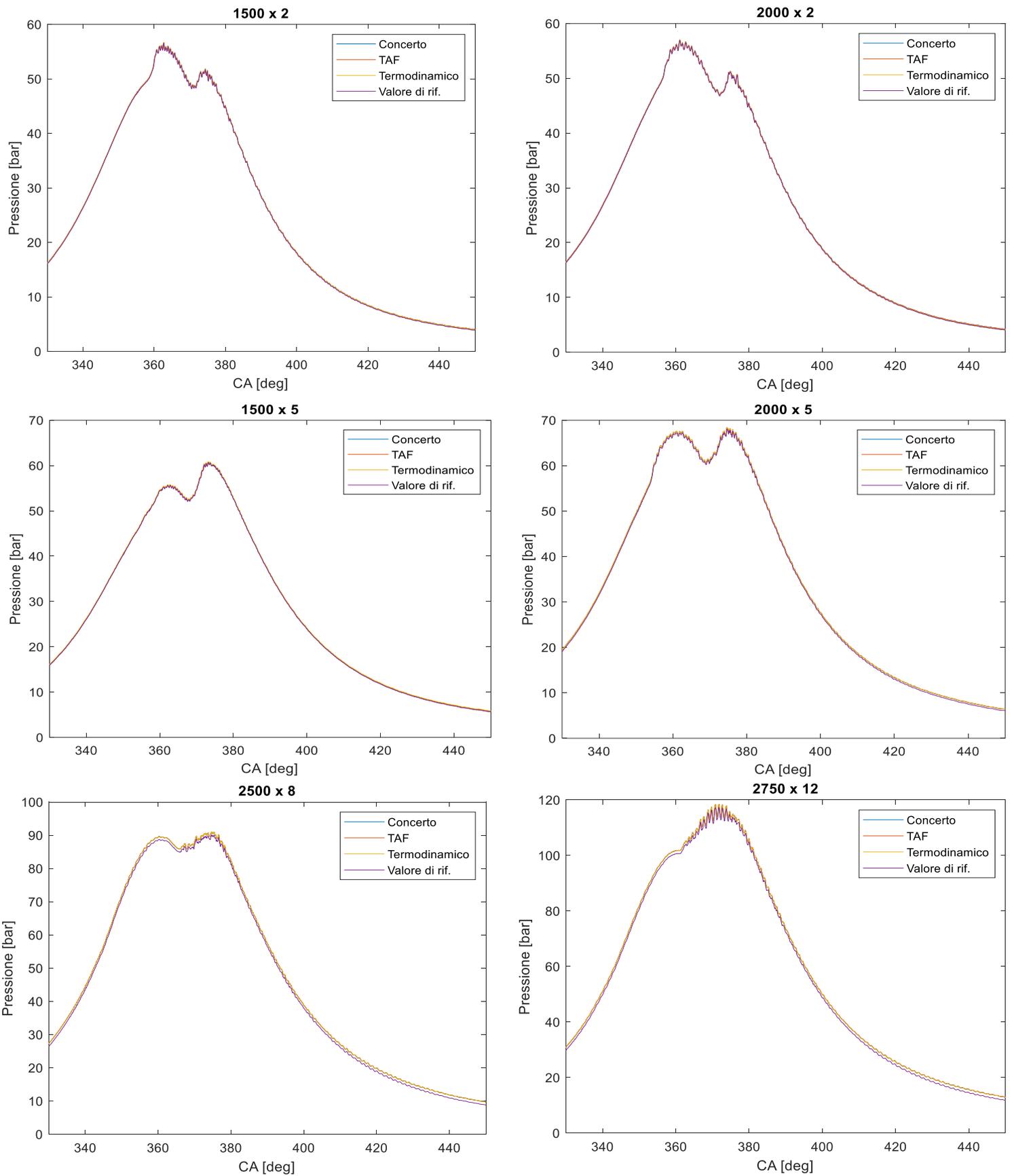


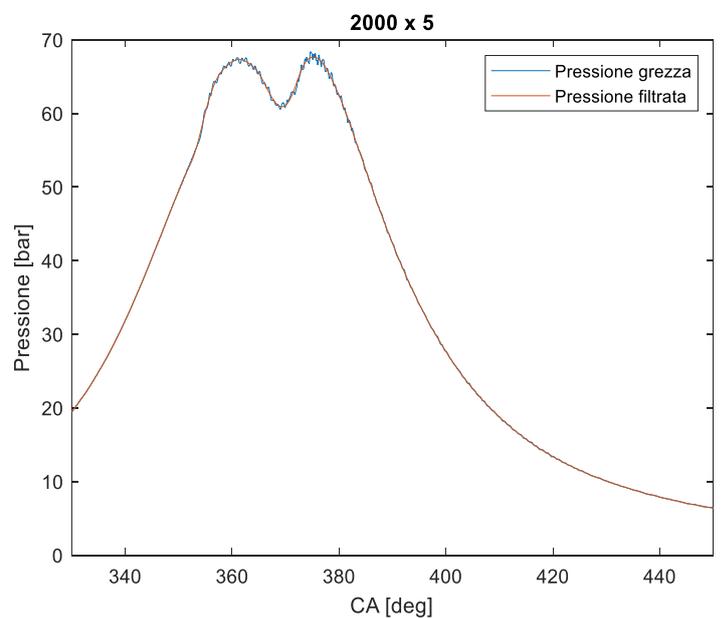
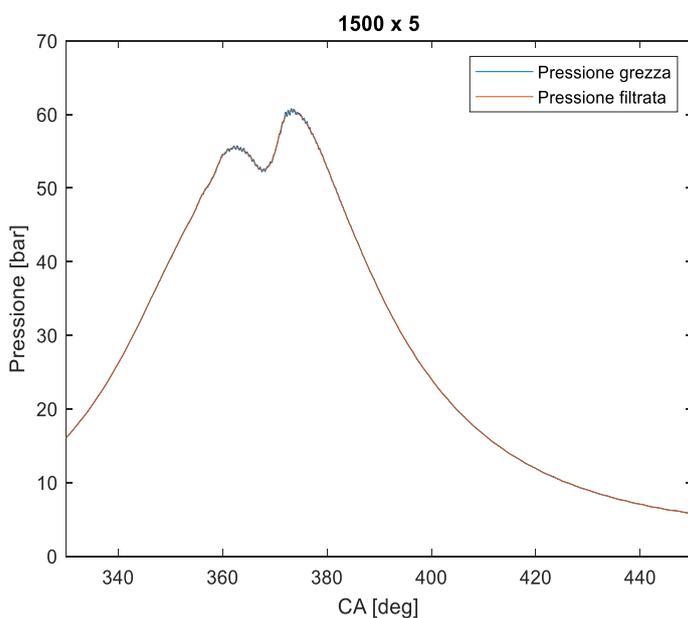
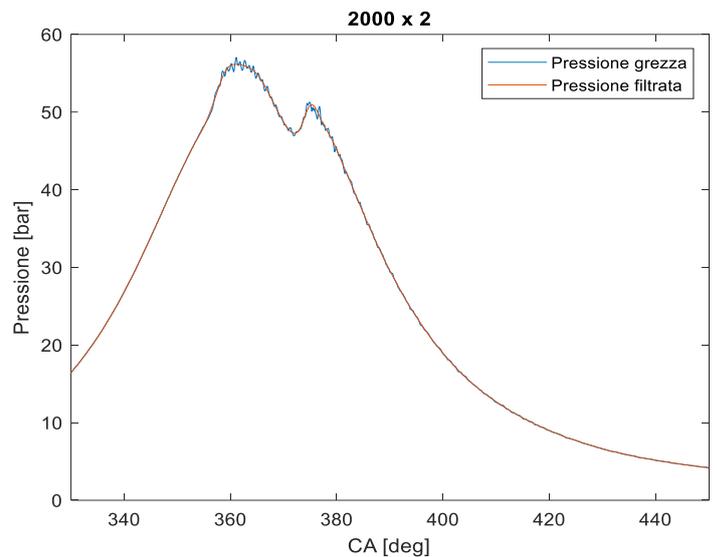
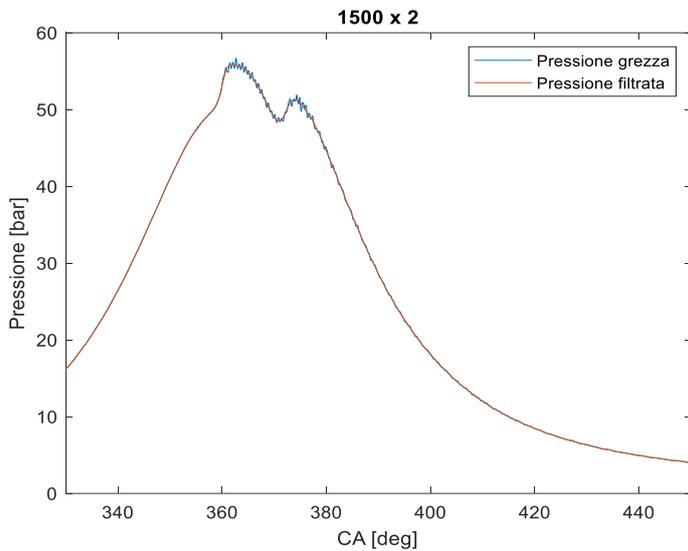
Figura 2.6 Andamento della pressione grezza assoluta in camera per i 4 metodi di referenziazione e 6 punti motore (ciclo numero 50)

Emerge un aspetto interessante: i punti motore a basso regime e basso carico sono, in pratica, indifferenti al metodo di referenziazione adottato (a meno di piccolissime differenze rilevabili con un'analisi puntuale). Salendo di carico e velocità di rotazione, invece, le discrepanze fra i metodi diventano più nitide, con il metodo termodinamico che dà i valori più alti.

2.6 Filtraggio del segnale di pressione

L'operazione di filtraggio si rende necessaria in quanto, durante l'acquisizione del segnale di pressione in camera, si riscontrano dei disturbi dovuti al posizionamento del sensore all'interno di un simulacro di candele. Il metodo numerico utilizzato a tal fine è il metodo TAF (Time Average Filter) che consiste nell'approssimazione mediante *spline* della pressione e successiva correzione per via iterativa, modificando un coefficiente in base all'errore tra il valore reale e quello approssimato. Non si entra ulteriormente nel dettaglio di questa operazione.

Nei diagrammi seguenti viene riportata l'andamento della pressione prima e dopo filtraggio per i sei punti:



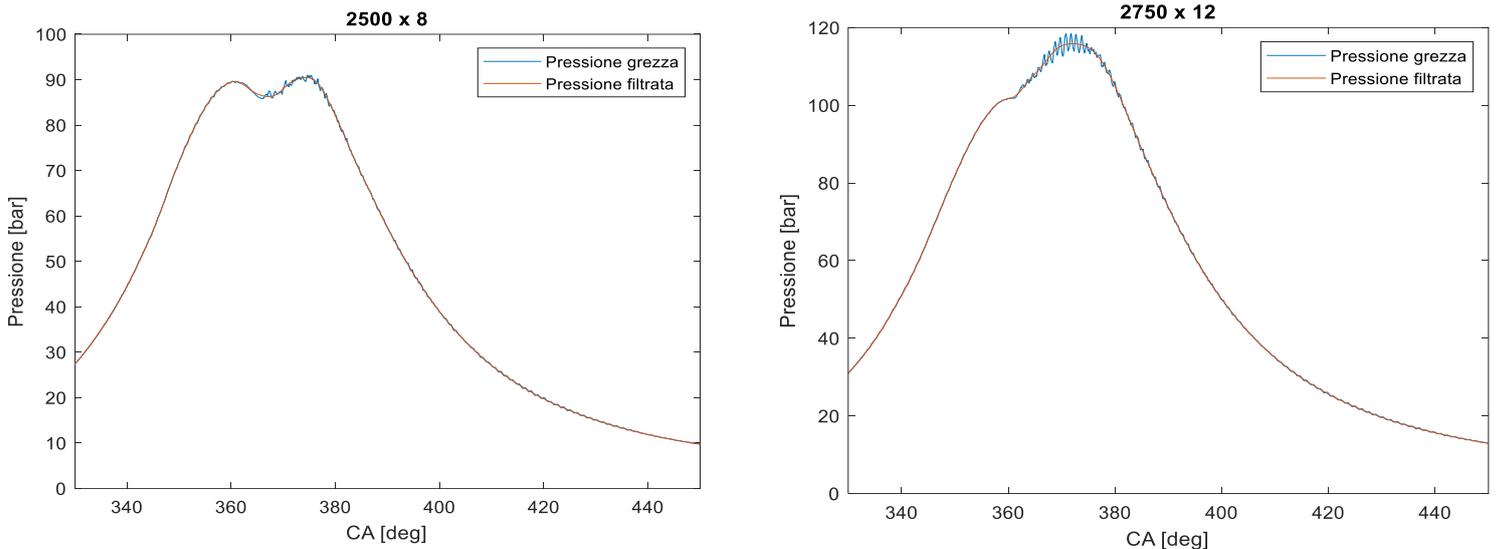


Figura 2.7 Andamento della pressione in camera prima e dopo filtraggio per 6 punti motore (ciclo numero 50)

Si vede che, più aumenta il carico e la velocità di rotazione, più cresce l'ampiezza delle oscillazioni prodotte dai disturbi. Inoltre, le oscillazioni maggiori si trovano per tutti i punti in corrispondenza o in prossimità del picco di pressione.

2.7 Parametri e metriche di combustione

Dopo aver determinato il ciclo medio di pressione, si vogliono ricavare le altre curve caratteristiche del processo di combustione. In particolare:

- derivata prima del segnale di pressione;
- curva di rilascio termico (o *Heat Release Rate* - HRR) e sua cumulata (Q_{net});
- frazione di massa bruciata (x_b).

Al contempo si può effettuare una valutazione dei principali parametri ottenibili da queste curve che di seguito sono elencati:

- picco del segnale di pressione (PPF);
- angolo di manovella in cui si ha il picco del segnale di pressione;
- valore massimo della derivata prima del segnale di pressione;
- angolo in cui si ha il valore massimo della derivata prima del segnale di pressione;
- valore massimo della curva di *Heat Release Rate* angolo in cui si ha il valore massimo;
- *Start Of Combustion* (SOC) e *End Of Combustion* (EOC);
- pressione media indicata (IMEP);
- MFB5 (istante angolare in cui brucia il 5% della massa di combustibile iniettata);
- MFB10 (istante angolare in cui brucia il 10% della massa di combustibile iniettata);
- MFB50 (istante angolare in cui brucia il 50% della massa di combustibile iniettata);
- MFB90 (istante angolare in cui brucia il 90% della massa di combustibile iniettata);
- 0-5 (intervallo angolare in cui brucia il 5% della massa di combustibile iniettata);
- 0-10 (intervallo angolare in cui brucia il 10% della massa di combustibile iniettata);
- 0-50 (intervallo angolare in cui brucia il 50% della massa di combustibile iniettata);
- 0-90 (intervallo angolare in cui brucia il 90% della massa di combustibile iniettata).

2.7.1 Derivata prima del segnale di pressione

In figura 2.8 i grafici ottenuti per sei prove (una per punto motore):

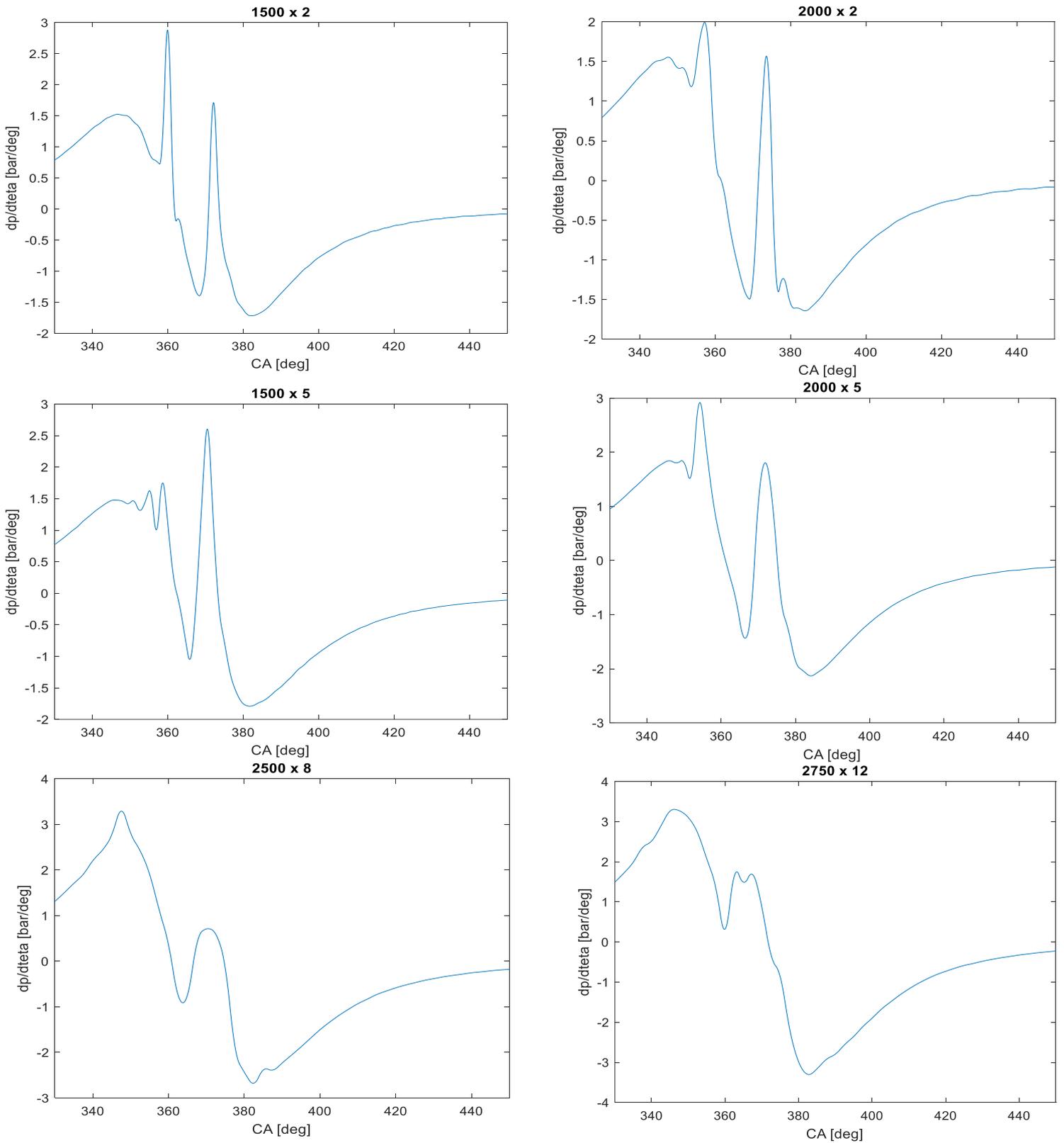


Figura 2.8 Derivata prima del segnale di pressione per 6 prove (una per punto motore)

Come si vede, tutti i diagrammi seguono più o meno lo stesso andamento. Analizzare la derivata della pressione permette di compiere qualche valutazione aprioristica sul trend di evoluzione del processo di

combustione. Ad esempio, si può notare come, laddove la derivata decresce e diventa sempre più negativa (tratto compreso quasi sempre fra 370° e 380°), si è in corrispondenza del massimo della curva di pressione; è molto probabile che una parte consistente di combustibile sia bruciata fino a questo tratto. La curva della derivata prosegue poi con un trend crescente, segno che la pressione scende in modo più lento e che l'energia rilasciata dalla combustione è minore.

Un'altra informazione che può essere ricavata da queste curve è sul rumore di combustione. Come è stato accennato nel capitolo 1, un gradiente significativo di pressione equivale quasi ad una sollecitazione a gradino sugli organi del motore che, essendo elastici, cominciano a vibrare e a trasmettere tali vibrazioni all'esterno. Esiste quindi una relazione di proporzionalità, che nel presente lavoro non si approfondisce, tra la derivata della pressione in camera e il rumore di combustione. Dai grafici di figura 2.8 si può ad esempio dedurre che le condizioni operative di alto regime e loro carico (2500x8 e 2750x12) sono verosimilmente quelle che causano una maggiore rumorosità.

2.7.2 SOC

L'istante di avvio del processo di combustione è uno dei parametri più importanti da determinare. In letteratura sono presenti molteplici approcci come quelli basati sull'*Heat Release Rate* o sulla derivata di terzo ordine rispetto all'angolo di manovella [7]. Nel caso in esame, si valuta il SOC come l'istante in cui la curva di pressione del ciclo medio si discosta dalla curva di pressione del ciclo in trascinato (detto anche "motored"), cioè del ciclo in assenza di combustione, di una certa soglia definita a priori. Tale soglia non deve essere troppo alta per non sovrastimare eccessivamente il SOC. Un valore plausibile che si decide di assumere è 0,1%. In figura 2.9 sono diagrammati gli andamenti dei due cicli per una prova a basso carico (1500x2) con strategia di iniezione pM:

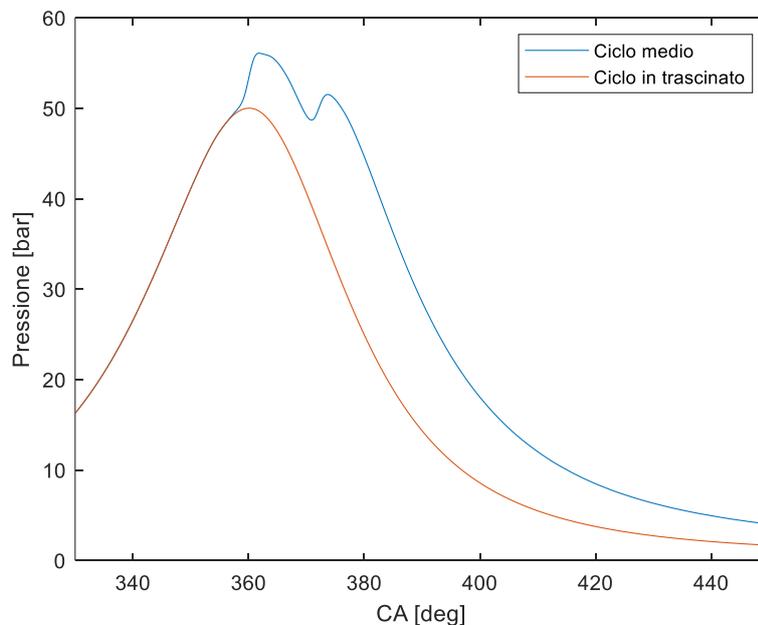


Figura 2.9 Ciclo medio con combustione e ciclo in trascinato per una prova 1500x2 con strategia di iniezione pM

Il ciclo senza combustione è ottenuto applicando due volte l'equazione della politropica: dall'istante di fine compressione al PMS (massimo della curva) e dal PMS all'istante di fine elaborazione. La differenza sta nell'esponente della politropica che viene usato: nel primo caso quello della politropica di compressione e

nel secondo caso quello della politropica di espansione. Le espressioni per calcolare i due coefficienti sono le seguenti:

$$m_{compr} = \frac{\log\left(\frac{p_{fine,pol}}{p_{IVC}}\right)}{\log\left(\frac{V_{IVC}}{V_{fine,pol}}\right)} \quad Eq. 11$$

$$m_{esp} = \frac{\log\left(\frac{p_{EVO}}{p_{fine,elab}}\right)}{\log\left(\frac{V_{fine,elab}}{V_{EVO}}\right)} \quad Eq. 12$$

Volendosi svincolare dal segnale dell'iniettore (che permetterebbe di determinare il SOI), l'istante angolare di fine compressione, usato per calcolare il coefficiente della politropica, è imposto pari a 330°.

2.7.3 Heat Release Rate

In questo modello mono-zona semplificato, non essendosi avvalsi dell'ausilio di sotto-modelli per la stima degli scambi termici, l'unico *Heat Release Rate* a cui si fa riferimento è quello netto, cioè la curva che fornisce la velocità con cui il combustibile rilascia l'energia chimica, depurata dagli scambi di calore con l'esterno. Trattandosi di un approccio a una zona, la miscela è considerata come un sistema termodinamico chiuso che può scambiare solo calore con l'esterno. Applicando il primo principio e dopo alcuni passaggi si giunge a questa relazione [1]:

$$NHHR = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} \quad Eq. 11$$

Che discretizzata diventa:

$$NHHR = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_i \frac{V_i - V_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} + \frac{1}{\gamma - 1} V_i \frac{p_i - p_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} \quad Eq. 12$$

Con γ rapporto tra i calori specifici e "i" generico istante angolare (considerando una discretizzazione di 0,1°). Per quanto riguarda γ , si assume un valore tipico pari a 1,37.

Il codice offre all'utente la possibilità di scegliere fra tre punti di partenza per quest'analisi:

- 1) SOC
- 2) SOI
- 3) SOI inserito manualmente

Il SOI è determinato come il primo istante angolare in cui il segnale in tensione dell'iniettore si discosta da valori prossimi allo zero. In figura 2.10 un esempio di segnale proveniente dalla pinza amperometrica per una prova a 1500x5 (strategia di iniezione del tipo ppm).

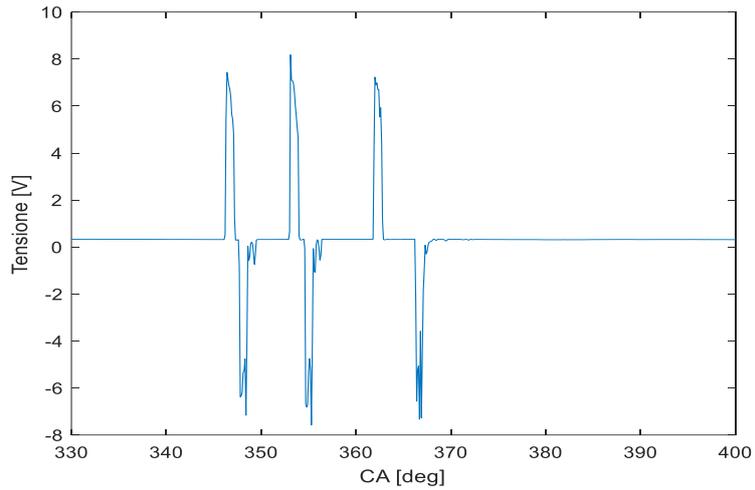
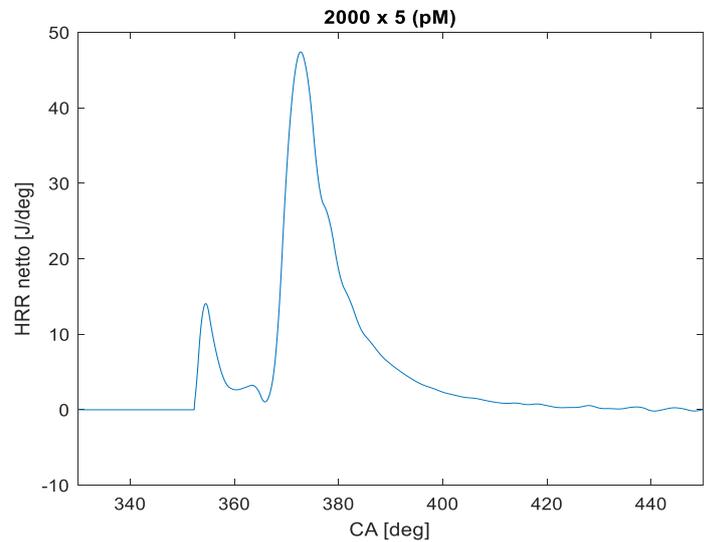
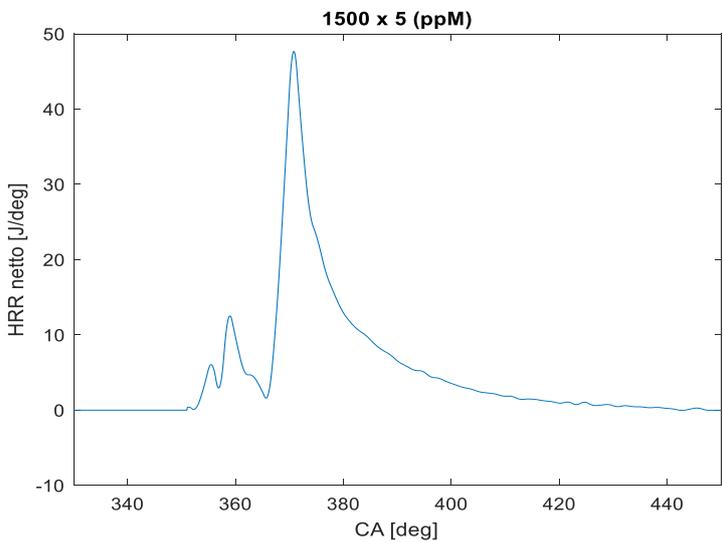
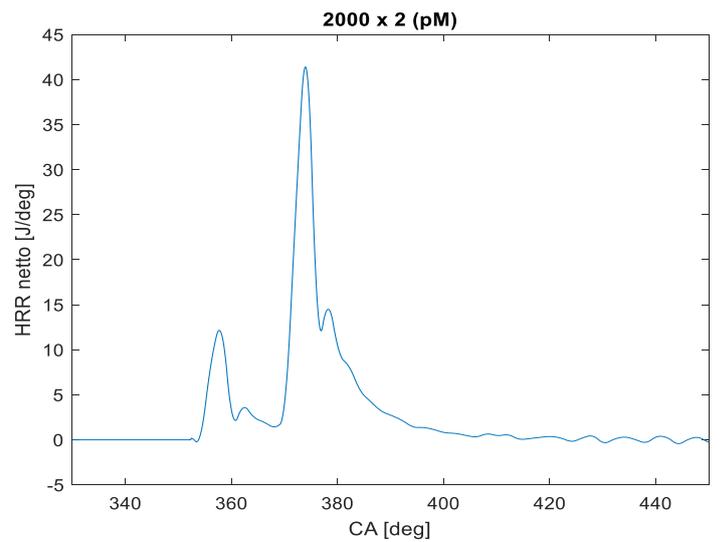
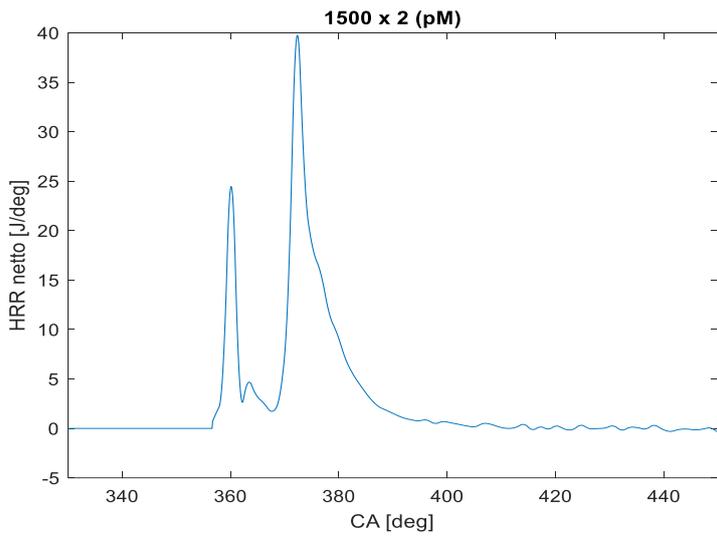


Figura 2.10 Segnale in tensione dell'iniettore per una prova 1500x5 con strategia di iniezione ppM

La terza opzione consente invece di considerare, ad esempio, anche combustioni PCCI in cui si adottano elevati anticipi di iniezione.

Di seguito alcune curve di HRR con il SOC come punto di partenza:



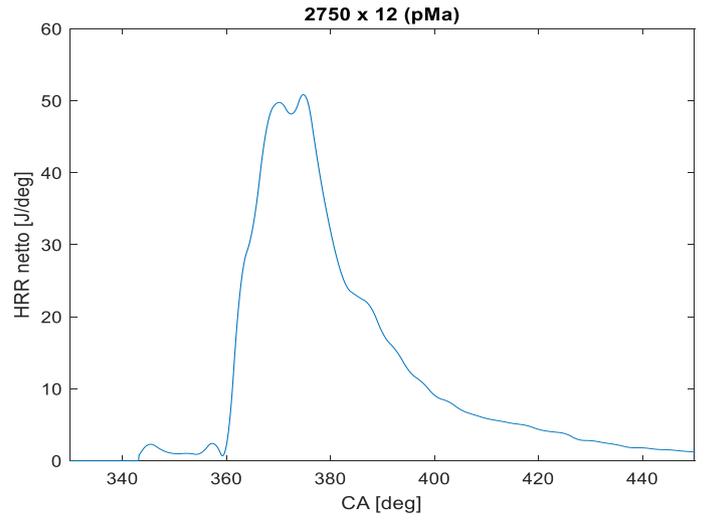
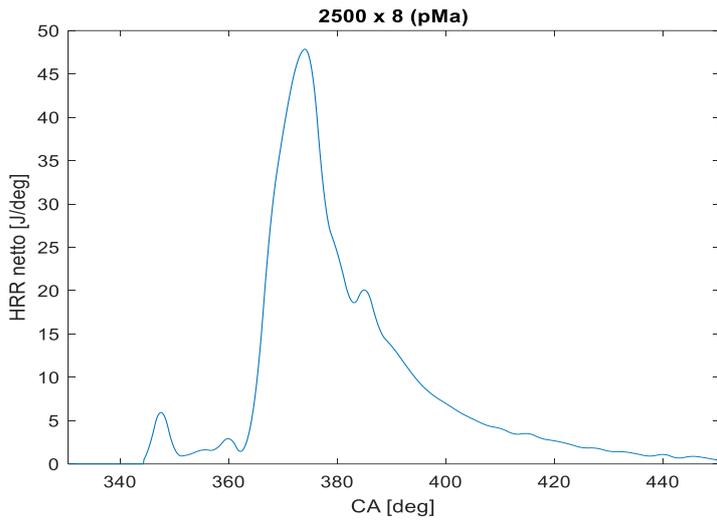


Figura 2.11 Andamenti delle curve di NHRR per 6 prove

Variare il punto di inizio dell'analisi dell'HRR può consentire di rilevare un aspetto interessante: si può infatti risalire al calore ceduto al combustibile per la sua evaporazione [8]. Tale stima è comunque molto approssimativa in quanto non tiene conto dello scambio termico con le pareti durante il ritardo di accensione:

$$\Delta Q_{f, evap} = Q_{net}^{SOC} - Q_{net}^{SOI} \quad Eq. 15$$

Il passaggio successivo è la curva di rilascio termico che fornisce istante per istante la quantità di energia chimica liberata dal combustibile. Si ottiene per integrazione della curva di HRR mediante la funzione di Matlab "cumtrapz".

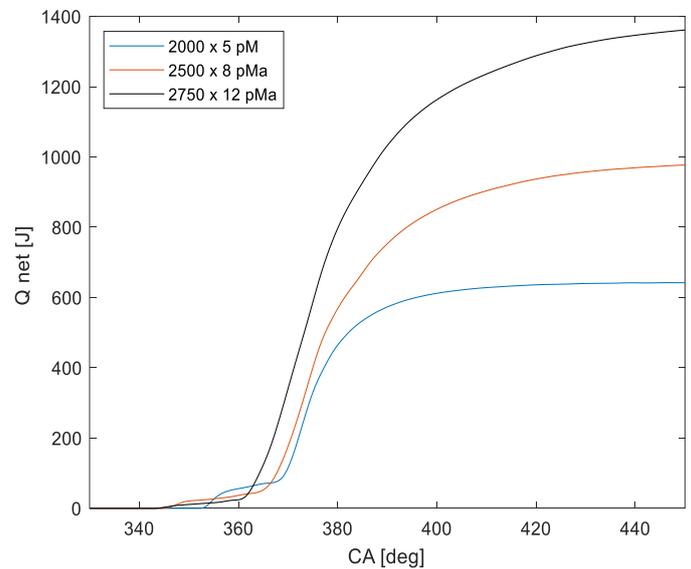
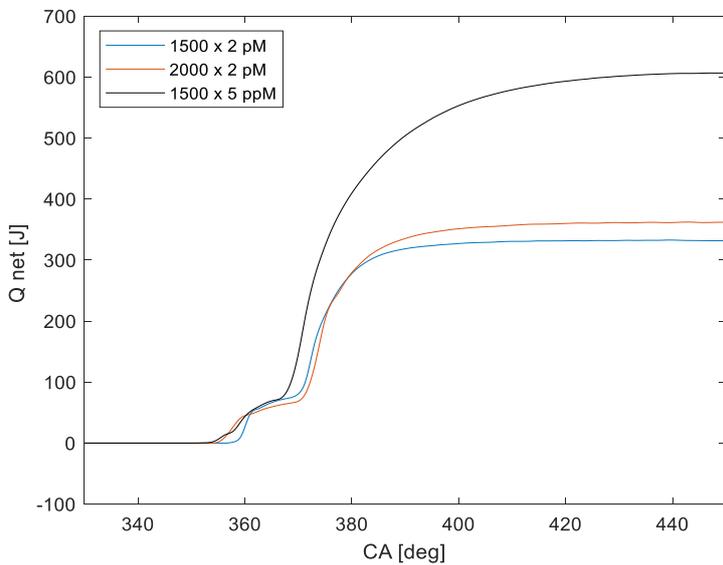


Figura 2.12 Andamento di Q_{net} per 6 prove

2.7.4 EOC

L'End Of Combustion è un parametro delicato e difficilmente calcolabile con precisione. L'approccio che si segue è quello di definirlo come il primo istante in cui l'HRR è minore o uguale ad un valore percentuale del suo massimo (impostato pari all'1%). Viene inoltre aggiunto un check sulla derivata del coefficiente della politropica di espansione istantaneo: è infatti importante verificare che, nell'istante che viene determinato,

tale derivata sia maggiore di zero perché significa che il coefficiente della politropica non si trova in un tratto caratterizzato da valori oscillanti. Tale comportamento si può osservare nel prossimo diagramma:

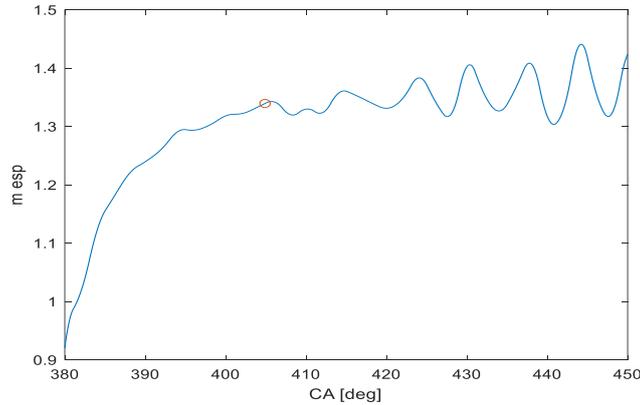


Figura 2.13 Andamento del coefficiente della politropica di espansione istantaneo (punto 2000x2 con strategia pM)

Il pallino indica l'EOC, valutato secondo l'approccio appena menzionato.

Il coefficiente della politropica di espansione istantaneo è determinato con l'equazione 12 discretizzata:

$$m_{esp,i} = \frac{\log\left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)}{\log\left(\frac{V_i}{V_{i+1}}\right)} \quad Eq. 16$$

2.7.5 Frazione di massa bruciata e metriche di combustione

La frazione di massa bruciata ricalca l'andamento della curva di rilascio termico ma ragiona in termini percentuali: è infatti normalizzata tra 0 e 1 e ciò facilita il confronto fra le varie prove. In un modello a una zona semplificato, l'unica grandezza che permette di ottenere x_b è Q_{net} :

$$x_b = \frac{Q_{net}}{Q_{net}(EOC)} \quad Eq. 17$$

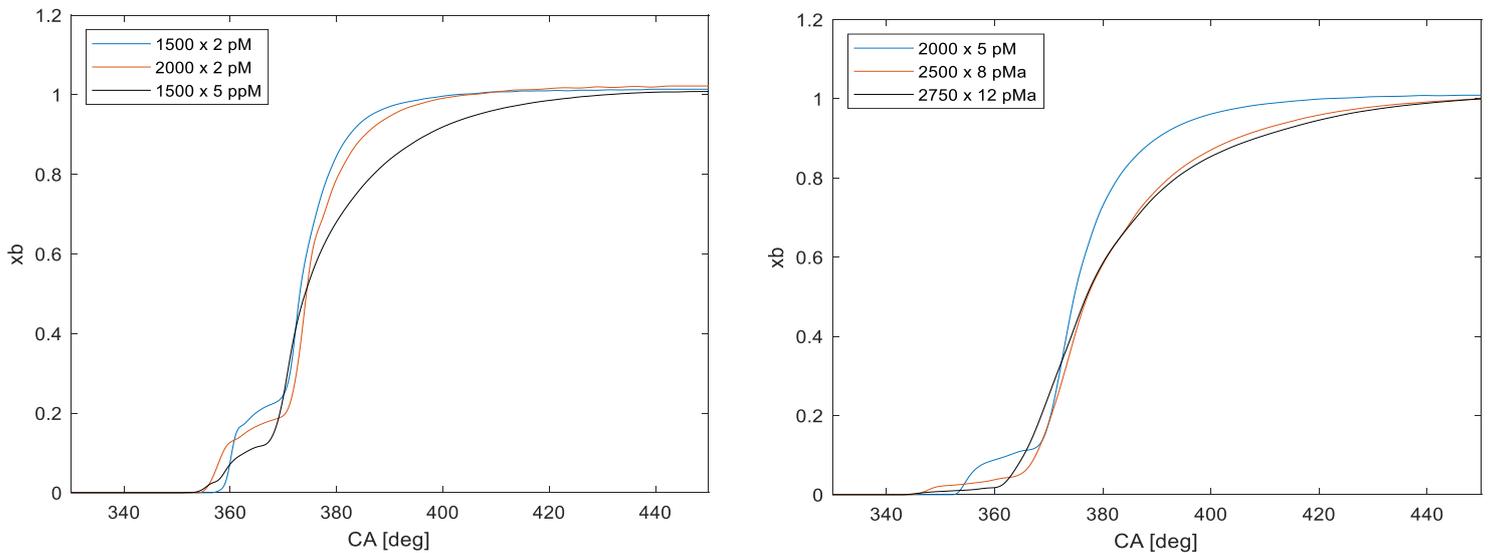


Figura 2.14 Frazione di massa bruciata per 6 prove

Dalla frazione di massa bruciata è poi possibile estrapolare una serie di metriche che danno informazioni aggiuntive sul processo di combustione. Tra queste, particolarmente rilevanti sono MFB50, che può essere considerato una sorta di “baricentro” della combustione e dà un’idea sulle perdite per intemperività, e gli intervalli angolari che discriminano indicativamente le fasi del processo. Nelle successive tabelle sono riportati i risultati del calcolo dei parametri di combustione per 6 prove (una per punto motore).

	1500x2 pM	2000x2 pM	1500x5 ppM	2000x5 pM	2500x8 pMa	2750x12 pMa
<i>SOC</i> [degATDC]	-3,3	-7,6	-8,9	-7,6	-15,6	-16,8
<i>EOC</i> [degATDC]	42,3	44,9	70,7	60,6	89,9	90
<i>P_{max}</i> [bar]	56,1	56,2	60,6	68,1	90,67	115,9
<i>Ang. P_{max}</i> [degATDC]	1,8	1,7	13,3	15,2	14,7	11,8
$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max}$ [$\frac{bar}{deg}$]	2,88	1,99	2,6	2,92	3,29	3,31
<i>Ang. $\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max}$</i> [degATDC]	-0,1	-1,98	10,5	-5,7	-12,4	-13,9
<i>HRR_{max}</i> [$\frac{1}{deg}$]	0,12	0,12	0,08	0,07	0,05	0,04
<i>Ang. HRR_{max}</i> [degATDC]	12,2	13,8	10,7	12,6	13,9	14,7
<i>IMEP</i> [bar]	3,47	3,73	6,67	6,85	10,23	14,52
<i>MFB5</i> [degATDC]	-0,53	-3,05	-1,26	-4,6	4,41	3,01
<i>MFB10</i> [degATDC]	0,17	-1,53	2,56	2,62	7,51	5,28
<i>MFB50</i> [degATDC]	12,97	14,22	13,97	14,6	17,04	16,84
<i>MFB90</i> [degATDC]	22,37	25,31	37	29,86	44,58	48,11
0 – 5 [deg]	2,77	4,55	7,64	3	20,01	19,81
0 – 10 [deg]	3,47	6,07	11,46	10,22	23,11	22,08
0 – 50 [deg]	16,27	21,82	22,87	22,2	32,64	33,64
0 – 90 [deg]	25,67	32,91	45,9	37,46	60,18	64,91

Tabella 2.3 Parametri di combustione calcolati sul ciclo medio calcolati con il codice Matlab

N.B: la Pressione Media Indicata è calcolata a partire dalla sua definizione:

$$IMEP = \frac{\int_{\phi_0}^{720^\circ} p dV}{V_d} \quad Eq. 17$$

L’integrale lungo il ciclo viene determinato con la regola dei trapezi.

2.8 Analisi statistica

Come accennato nel paragrafo 2.3, l’acquisizione del segnale di pressione avviene su 100 cicli. Si può quindi effettuare un’analisi dal punto di vista statistico che miri, tra le altre cose, ad individuare quali parametri siano più soggetti ad una variazione dei risultati da un ciclo all’altro. In particolare, le grandezze statistiche che si vuole determinare sono:

- media aritmetica
- deviazione standard
- “Coefficient of Variation” (CoV)

Il valor medio dà un’indicazione circa il valore su cui si concentrano i risultati, la deviazione standard su quanto tali risultati siano dispersi rispetto al valor medio. Il CoV fornisce le stesse informazioni di quest’ultima ma è espresso in percentuale.

Le tabelle 2.4, 2.5 e 2.6 riportano i risultati ottenuti confrontandoli con quelli dati dal software in C per tre prove (in rosso):

	Media	Media	Dev. std	Dev. std	CoV [%]	CoV [%]
<i>SOC</i> [degATDC]	-3,58	-3,58	0,9	0,91	-25,3	-25,35
<i>EOC</i> [degATDC]	33,88	36,57	2,16	3,21	6,39	8,77
<i>P_{max}</i> [bar]	56,12	56,12	0,18	0,18	0,32	0,32
<i>Ang. P_{max}</i> [degATDC]	1,86	1,76	0,27	0,27	14,65	15,4
$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max} \left[\frac{bar}{deg}\right]$	2,89	2,9	0,15	0,15	5,25	5,29
<i>Ang. $\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max}$</i> [degATDC]	-0,05	-0,09	0,05	0,05	-56,96	-54,8
<i>HRR_{max}</i> $\left[\frac{1}{deg}\right]$	0,12	0,12	0,01	0,01	5,17	5,19
<i>Ang. HRR_{max}</i> [degATDC]	12,25	12,18	0,07	0,07	0,61	0,6
<i>IMEP</i> [bar]	3,47	3,78	0,09	0,09	2,64	2,41
<i>MFB5</i> [degATDC]	-0,55	-0,53	0,08	0,09	-14,83	-15,94
<i>MFB10</i> [degATDC]	0,15	0,16	0,08	0,08	51,78	51,89
<i>MFB50</i> [degATDC]	12,89	12,92	0,11	0,12	0,87	0,94
<i>MFB90</i> [degATDC]	21,58	21,85	0,44	0,52	2,02	2,4
0 – 5 [deg]	3,03	3,05	0,92	0,94	30,54	30,9
0 – 10 [deg]	3,73	3,74	0,93	0,94	24,9	25,06
0 – 50 [deg]	16,47	16,51	0,92	0,93	5,58	5,61
0 – 90 [deg]	25,16	25,44	0,99	1,03	3,92	4,04

Tabella 2.4 Risultati dell'analisi statistica per una prova 1500x2 con strategia di iniezione pM

	Media	Media	Dev. std	Dev. std	CoV [%]	CoV [%]
<i>SOC</i> [degATDC]	-7,61	-7,61	0,05	0,05	-0,65	-0,68
<i>EOC</i> [degATDC]	52,43	57,03	3,34	4,72	6,38	8,28
<i>P_{max}</i> [bar]	68,14	68,14	0,38	0,38	0,56	0,55
<i>Ang. P_{max}</i> [degATDC]	15,17	15,07	0,14	0,14	0,91	0,91
$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max} \left[\frac{bar}{deg}\right]$	2,93	2,93	0,11	0,11	3,74	3,72
<i>Ang. $\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max}$</i> [degATDC]	-5,69	5,75	0,15	0,14	-2,55	-2,49
<i>HRR_{max}</i> $\left[\frac{1}{deg}\right]$	0,08	0,08	0,002	0,002	3,59	3,65
<i>Ang. HRR_{max}</i> [degATDC]	12,78	12,73	0,47	0,46	3,69	3,61
<i>IMEP</i> [bar]	6,85	7,33	0,06	0,06	0,92	0,76
<i>MFB5</i> [degATDC]	-4,63	-4,61	0,15	0,15	-3,26	-3,18
<i>MFB10</i> [degATDC]	2,44	2,58	0,52	0,53	21,32	20,49
<i>MFB50</i> [degATDC]	14,53	14,57	0,11	0,12	0,77	0,83
<i>MFB90</i> [degATDC]	29,05	29,54	0,73	0,81	2,52	2,73
0 – 5 [deg]	2,98	3	0,17	0,16	5,58	5,37
0 – 10 [deg]	10,05	10,19	0,53	0,53	5,23	5,23
0 – 50 [deg]	22,14	22,18	0,12	0,13	0,53	0,58
0 – 90 [deg]	36,66	37,14	0,73	0,82	2	2,19

Tabella 2.5 Risultati dell'analisi statistica per una prova 2000x5 con strategia di iniezione pM

	Media	Media	Dev. std	Dev. std	CoV [%]	CoV [%]
<i>SOC</i> [degATDC]	-15,65	-15,66	0,41	0,41	-2,62	-2,62
<i>EOC</i> [degATDC]	81,8	70,58	5,33	4,87	6,51	6,9
<i>P</i> _{max} [bar]	90,7	90,7	0,4	0,4	0,44	0,44
<i>Ang. P</i> _{max} [degATDC]	14,72	14,62	0,34	0,34	2,34	2,34
$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max}$ $\left[\frac{bar}{deg}\right]$	3,29	3,29	0,05	0,05	1,43	1,42
<i>Ang.</i> $\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{max}$ [degATDC]	-12,43	-12,48	0,1	0,1	-0,77	-0,81
<i>HRR</i> _{max} $\left[\frac{1}{deg}\right]$	0,05	0,05	0,002	0,002	3,31	3,49
<i>Ang. HRR</i> _{max} [degATDC]	13,85	13,79	0,58	0,58	4,17	4,21
<i>IMEP</i> [bar]	10,23	10,76	0,12	0,12	1,14	1,1
<i>MFB5</i> [degATDC]	4,15	4,01	0,74	0,82	17,88	20,36
<i>MFB10</i> [degATDC]	7,49	7,44	0,11	0,12	1,52	1,61
<i>MFB50</i> [degATDC]	17	16,76	0,21	0,24	1,22	1,41
<i>MFB90</i> [degATDC]	43,69	41,53	1,5	1,48	3,44	3,57
0 – 5 [deg]	19,8	19,66	0,77	0,84	3,88	4,25
0 – 10 [deg]	23,14	23,09	0,41	0,41	1,75	1,78
0 – 50 [deg]	32,62	32,42	0,45	0,48	1,39	1,47
0 – 90 [deg]	59,35	57,18	1,54	1,55	2,6	2,71

Tabella 2.6 Risultati dell'analisi statistica per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa

Di seguito alcuni grafici rappresentativi:

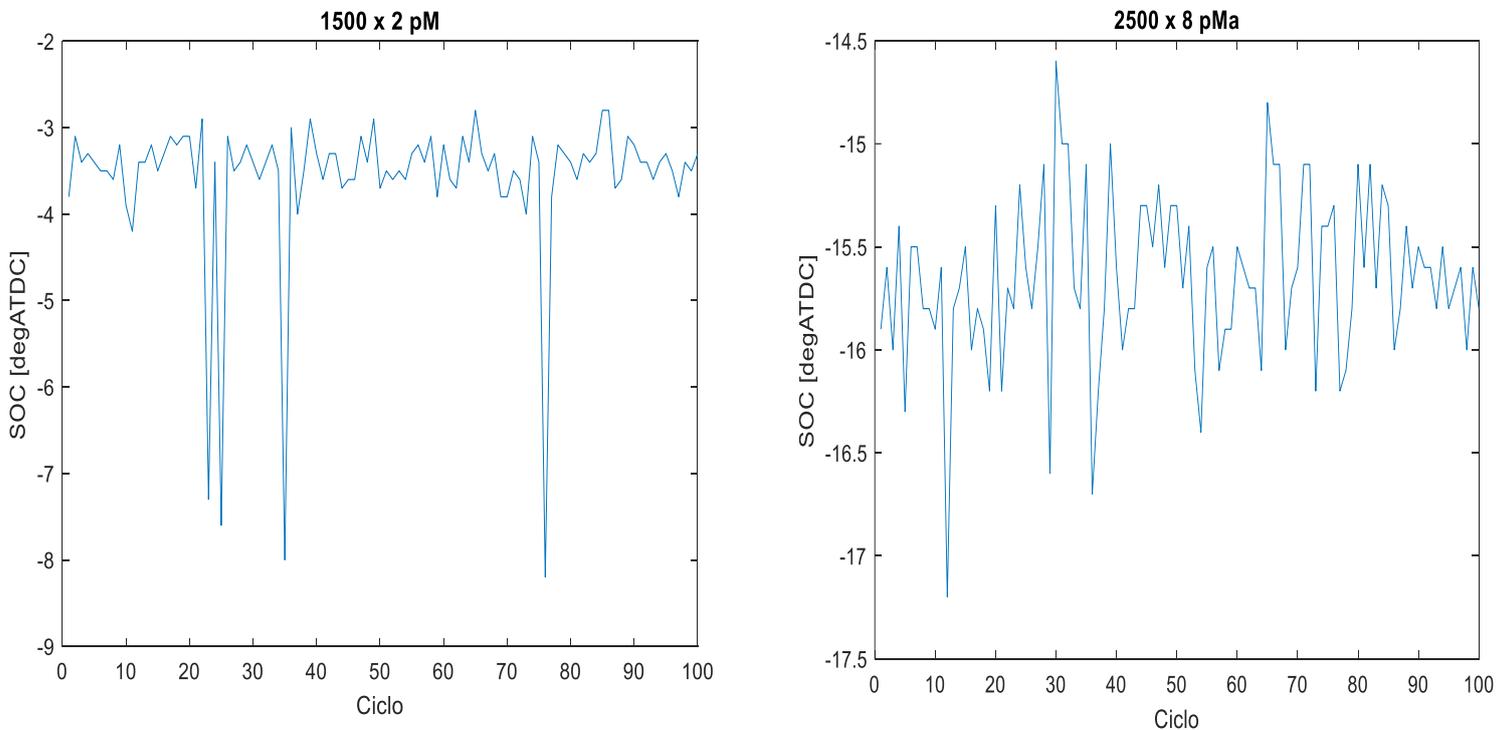


Figura 2.15 SOC su 100 cicli per due prove

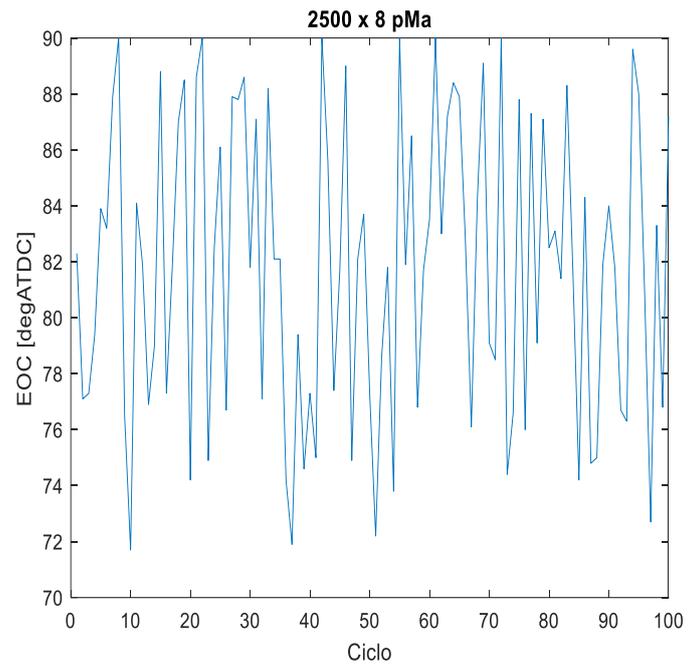
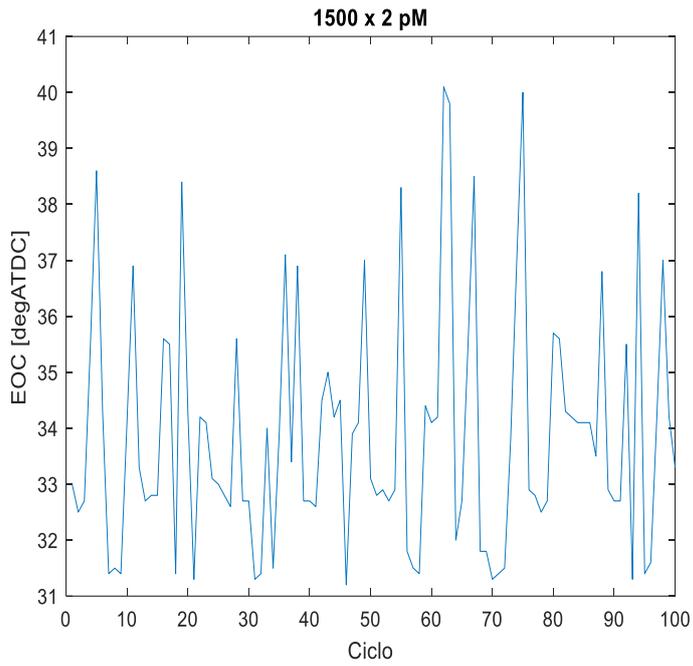


Figura 2.16 EOC su 100 cicli per due prove

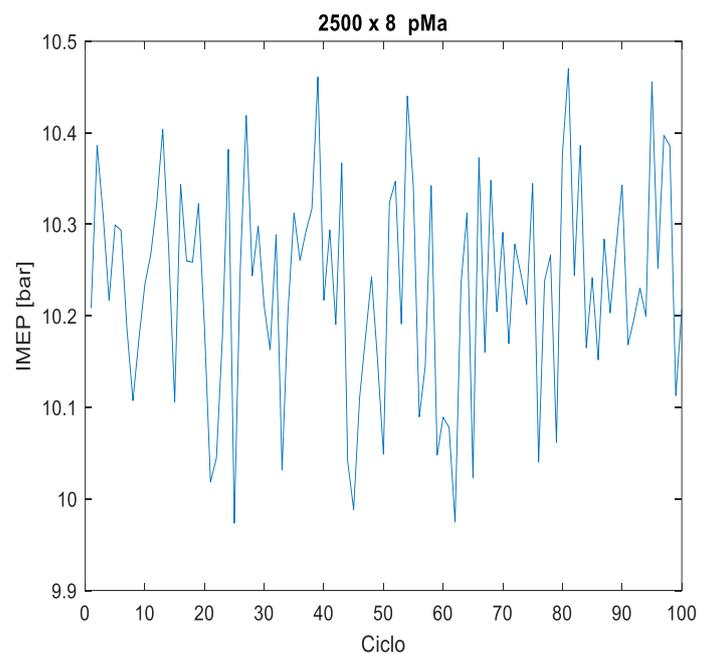
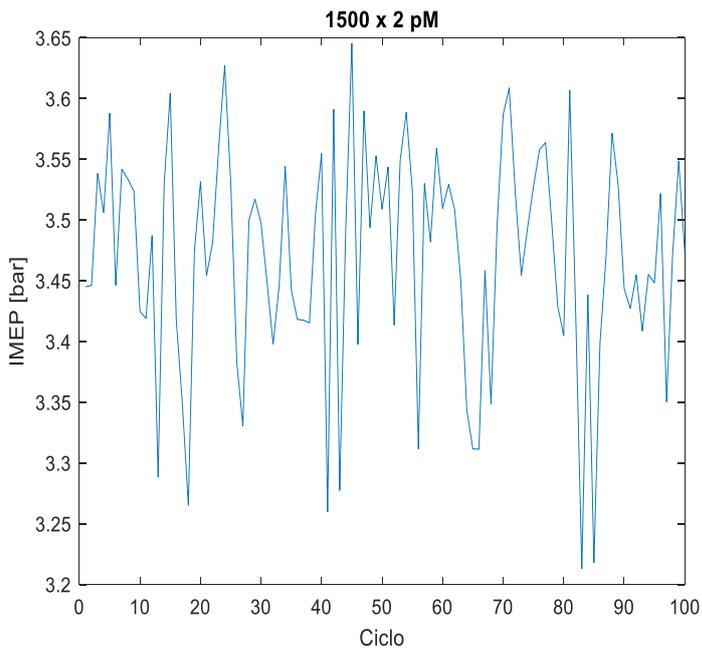


Figura 2.17 IMEP su 100 cicli per due prove

In rosso sono indicati i risultati del software in C, in nero quelli del modello in Matlab.

N.B: valori negativi di CoV non hanno senso fisico. Tuttavia, sono dovuti a una convenzione riguardo l'unità di misura con cui alcuni parametri sono definiti: se ad esempio SOC fosse espresso in [deg] anziché in [degATDC], il suo valore sarebbe positivo e di conseguenza anche il suo CoV. Se ne deduce che ciò che è importante è fare una valutazione in termini assoluti.

Si evince un diverso comportamento delle grandezze. Innanzitutto, alcune presentano una variabilità ciclo-ciclo molto bassa (al di sotto dell'1%), come PFP, l'angolo di massimo HRR e MFB50. Al contrario, quelle che variano maggiormente da ciclo a ciclo sono SOC, EOC (a causa soprattutto della poca robustezza del metodo della soglia) e talvolta MFB5 e MFB10. Le conclusioni che si raggiungono sono interessanti. Una non

indifferente incertezza è riscontrata per i primi istanti dall'avvio della combustione e per la fase finale, mentre la parte centrale, comprendente la stragrande maggioranza delle reazioni fortemente esotermiche del processo, presenta una limitata variabilità. Tra gli altri parametri merita un'attenzione particolare la pressione media indicata (IMEP), la cui variabilità ciclo per ciclo dà informazioni sulla stabilità della combustione. Di fatti, riscontrare delle differenze significative da ciclo a ciclo è indice del fatto che il motore non è in grado di erogare, per una stessa condizione di funzionamento, una potenza utile e quindi una coppia particolarmente uniforme, con delle ripercussioni concrete anche nella guida. Si stima che, per avere una combustione stabile, il CoV della pressione media indicata debba essere sempre al di sotto del 2,5%. Come si vede dai risultati delle tabelle 2.4, 2.5 e 2.6, tale vincolo viene rispettato.

3. MODELLO DI COMBUSTIONE MONO-ZONA COMPLETO

3.1 Descrizione del modello

In questo capitolo si affronta il progetto della realizzazione di un'estensione del modello a una zona creato nel capitolo precedente. Quest'esigenza nasce dalla volontà di compiere un'analisi completa e più accurata e di verificare se alcuni dei risultati ottenuti con il modello semplificato possano essere considerati ragionevoli; in caso positivo, si ha un'idea del limite al quale può spingersi l'analisi della sola traccia di pressione. Infatti, a differenza del modello descritto nel capitolo precedente, vengono presi in considerazione anche altri dati in ingresso provenienti dalla sala prova (vedasi paragrafo 2.2), raccolti in un apposito file Excel. Tale modello è implementato come funzione di Matlab con il nome "monozona_2". Entrando nel dettaglio, gli input utilizzati, con la loro denominazione nel file Excel indicata fra parentesi, sono:

- temperatura nel collettore di aspirazione (T_{IM1});
- pressione nel collettore di aspirazione (p_{MAP_abs});
- pressione nel collettore di scarico ($p_{Exb_TC_Abs}$);
- temperatura allo scarico (T_{exh});
- portata di combustibile iniettata in kg/h (FB_VAL);
- massa d'aria aspirata, già convertita in mg/ciclo/cilindro (EE_MEA18);
- grado di EGR (Xr_CO2 , $Xr_T_cp_cost$, Xr_T_TIM1 , Xr_T_CHAN);
- dosatura relativa globale, misurata dalle emissioni allo scarico ($Lambda_inq1$);
- umidità assoluta dell'aria in g/kg ($Habs$);

Occorre fare due precisazioni. La prima è che è opportuno considerare lo sfasamento del segnale di pressione, che viene determinato in base a delle prove sperimentali. Per iniettori IAP (quelli del motore in esame) tale sfasamento è stato verificato essere pari a $-0,6^\circ$; ciò significa, in sostanza, che la curva di pressione è traslata verso sinistra di tale quantità. Si tratta di una taratura dello zero del PMS. Il secondo aspetto riguarda la valutazione del SOC. L'approccio seguito è lo stesso esposto nel paragrafo 2.7.2 con delle differenze. La prima è che, per determinare l'esponente della politropica di compressione, la fase di compressione stessa è assunta compresa tra IVC e SOI (della prima iniezione); quest'ultimo è ricavato dal segnale in tensione dell'iniettore che è importato nella funzione di Matlab dallo script "main". La seconda è che viene fatta una correzione; è infatti possibile che questo approccio sovrastimi l'istante di avvio della combustione. Una verifica è fornita dalla curva di NHHR; infatti, è noto che, dopo un lungo tratto negativo, questa curva si "alza" e assume valori positivi. Il SOC è verosimilmente il primo istante in cui avviene tale risalita; si procede quindi a ritroso fino a individuarlo.

Riguardo il grado di EGR, ci sono tre alternative per determinarlo: dalle concentrazioni di CO_2 , dalla temperatura nel collettore di aspirazione e dalle temperature nei condotti. Si decide di scegliere la prima opzione che valuta il grado di EGR in questo modo [2]:

$$X_r = \frac{[CO_2]_{coll,asp} - [CO_2]_{air}}{[CO_2]_{coll,exh} - [CO_2]_{air}} \quad Eq. 18$$

Il modello proposto adotta il modello di scambio termico di Woschni per poter stimare la quantità di energia complessivamente rilasciata dal combustibile. Per far sì che i risultati siano corretti, tale modello necessita poi di essere calibrato.

3.2 Stima della massa intrappolata e della temperatura media in camera

Il primo passaggio consiste nella stima della temperatura media in funzione dell'angolo di manovella che rappresenta un dato di input per il modello di Woschni. L'approccio generalmente seguito fa precedere questo step dalla stima della massa di carica presente nel cilindro al termine della fase di aspirazione; infatti, a valvole chiuse, la massa intrappolata è costante e la temperatura può essere determinata, per mezzo dell'equazione di stato dei gas perfetti, in funzione di pressione e volume.

La letteratura propone diversi metodi per la stima della massa intrappolata. Nel codice Matlab all'utente è data la possibilità di scegliere tra quattro i cui risultati sono ritenuti ragionevoli.

Il primo metodo si basa sulla misura della temperatura nel collettore di aspirazione. In particolare, si assume che la temperatura alla chiusura delle valvole di aspirazione sia uguale a quella nel collettore di aspirazione. Tale ipotesi trascura gli scambi termici che avvengono durante la fase di aspirazione e che sono dovuti al fatto che la temperatura media delle pareti è più alta di quella della carica aspirata. Si applica quindi due volte l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$T_m(IVC) = T_{coll,asp} \quad Eq. 19$$

$$m_{trap} = \frac{pV}{RT_m(IVC)} \quad Eq. 20$$

$$T_m = \frac{pV}{Rm_{trap}} \quad Eq. 21$$

R, costante elastica dell'aria, è assunta pari a $288 \frac{J}{kg K}$.

Il secondo metodo si basa sulla valutazione della dosatura relativa globale. Essendo un modello mono-zona, la massa intrappolata è costante dalla chiusura delle valvole di aspirazione all'apertura di quelle di scarico e data dalla somma di quattro termini:

$$m_{trap} = m_{air} + m_{EGR} + m_{res} + m_f \quad Eq. 22$$

Come si può notare, il modello a una zona, non prendendo come input la legge di iniezione, non consente di stimare istantaneamente la quantità di combustibile iniettata (viene considerata costante a partire dall'IVC). La massa di aria aspirata è calcolata dalla dosatura:

$$m_{air} = \lambda_{emis} \alpha_{st} m_f (1 + H_{abs}) \quad Eq. 23$$

Occorre tenere conto dell'umidità dell'aria in quanto la dosatura data dal sensore UEGO considera solo la massa d'aria secca, mentre quella aspirata contiene anche il vapore acqueo [9].

La massa di gas combustibili riciclati si ricava per definizione dalla seguente espressione, invertita opportunamente:

$$X_r = \frac{m_{EGR}}{m_{air} + m_{EGR}} \quad Eq. 24$$

La massa di gas residui, cioè i gas combustibili del ciclo precedente che non sono evacuati dal cilindro, è complessa da stimare. Un'approssimazione è valutarla applicando l'equazione di stato dei gas perfetti all'istante di chiusura delle valvole di scarico:

$$m_{res} = \frac{p(EVC)V(EVC)}{RT_{exh}} \quad Eq. 25$$

La massa di combustibile complessivamente iniettata per ciclo e per cilindro si ricava convertendo la portata oraria:

$$m_f = \frac{\frac{\dot{m}_f}{3600 N_{cyl}}}{\frac{n}{120}} \quad Eq. 26$$

L'equazione 21 permette poi di ottenere la temperatura media in camera.

Il terzo approccio segue un'altra strada, cercando di stimare la massa d'aria che viene incamerata dal cilindro durante ogni istante della fase di aspirazione. Per fare ciò, risulta fondamentale tenere conto dell'intervallo di incrocio valvole (*"overlap period"*), ossia l'intervallo angolare in cui sia le valvole di scarico che quelle di aspirazione sono aperte. La sua presenza fa sì che una frazione della carica introdotta sfugga dal cilindro attraverso le valvole di scarico. In sostanza, la fase di aspirazione è suddivisa in due stadi:

- quando le valvole di scarico sono chiuse;
- quando le valvole di scarico e di aspirazione sono entrambe aperte.

$$m_{trap} = m_{EVC-IVC} + m_{overlap} \quad Eq. 27$$

La massa intrappolata dopo la chiusura delle valvole di scarico (da EVC a IVC) può essere valutata considerando il volume istantaneo spazzato dal pistone e la densità della carica nel collettore di aspirazione:

$$m_{EVC-IVC} = \frac{\int_{EVC}^{IVC} d\theta}{\omega} \rho_{coll,asp} \bar{S}_p A_p \quad Eq. 28$$

La massa che invece rimane in camera durante l'intervallo di incrocio valvole è *"splittata"* in due contributi: uno da IVO al PMS e l'altro dal PMS a EVC.

$$m_{overlap} = \frac{\int_{IVO}^{PMS} d\theta}{\omega} \rho_{coll,asp} \bar{S}_p A_p (1 - X_{BTDC}) eff_{trap} + \frac{\int_{PMS}^{EVC} d\theta}{\omega} \rho_{coll,asp} \bar{S}_p A_p (1 - X_{ATDC}) eff_{trap} \quad Eq. 29$$

N.B: le equazioni 28 e 29 commettono un piccolo errore poiché assumono che la carica contenuta nel cilindro provenga esclusivamente dal collettore di aspirazione (che contiene aria + EGR). In realtà, andrebbero presi in considerazione anche i gas residui.

La densità nel collettore di aspirazione è calcolata a partire dall'equazione di stato dei gas perfetti applicata alla carica contenuta nel collettore:

$$\rho_{coll,asp} = \frac{p_{coll,asp}}{R T_{coll,sp}} \quad Eq. 30$$

Nell'equazione 29 l'effetto dell'*"overlap"* compare nel termine fra parentesi tonde. In pratica, la quantità di carica entrante è moltiplicata per un coefficiente minore di 1. Per stimare quanta ne esce dal cilindro, si assume una relazione di proporzionalità con il periodo di incrocio valvole; tanto è maggiore, tanta più carica sfugge.

$$X_{BTDC} = \frac{\int_{IVO}^{PMS} d\theta}{\theta_{PMS} - \theta_{IVO}} \quad Eq. 31$$

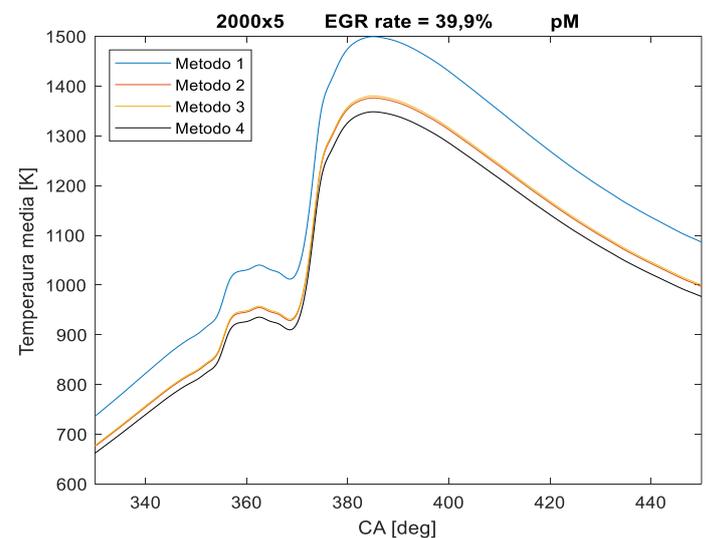
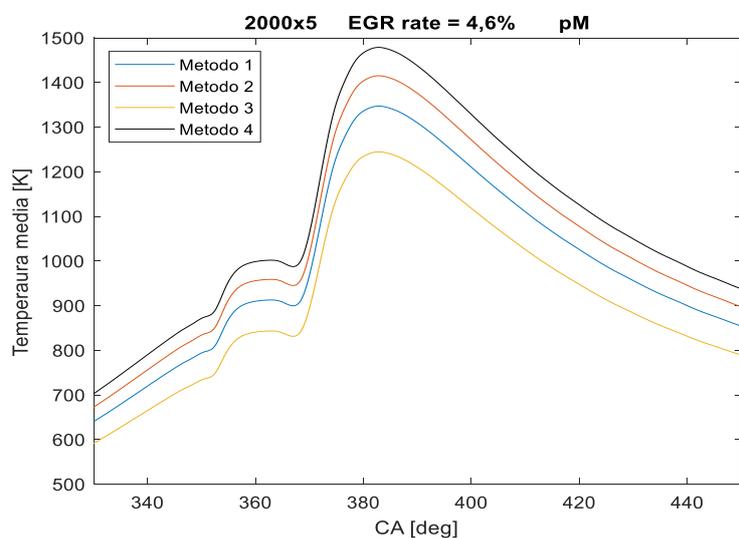
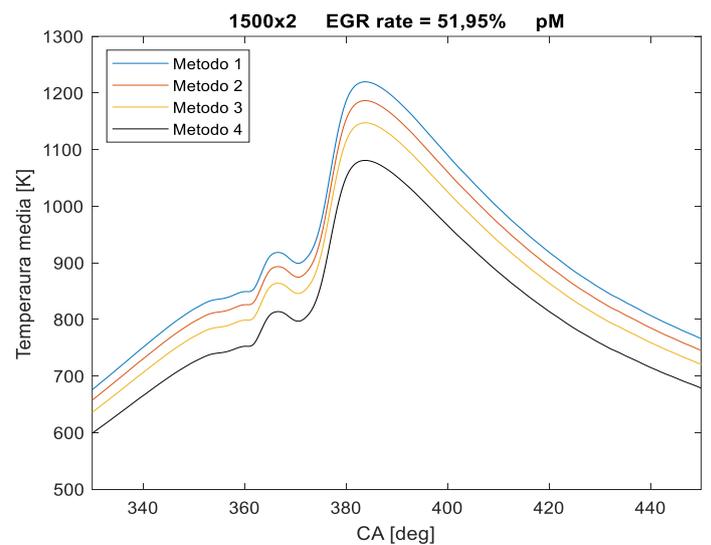
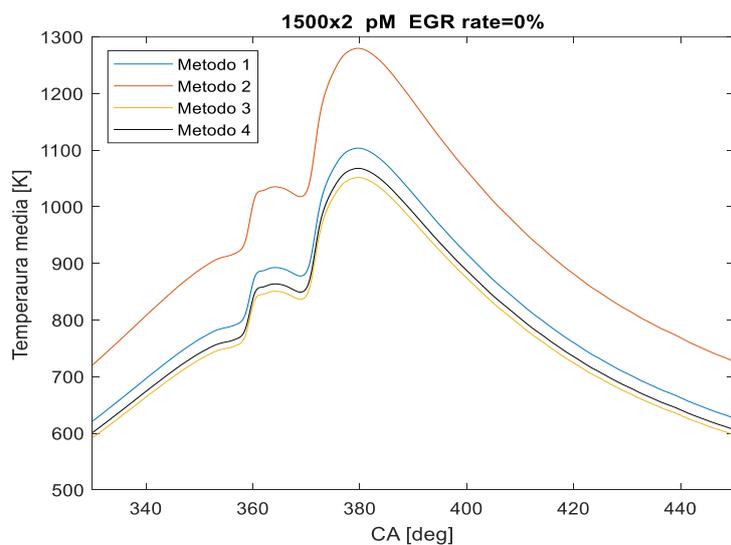
$$X_{ATDC} = \frac{\int_{PMS}^{EVC} d\theta}{\theta_{EVC} - \theta_{PMS}} \quad \text{Eq. 32}$$

Il termine eff_{trap} tiene conto di un altro fenomeno: infatti, il gradiente di pressione esistente tra collettore di scarico e collettore di aspirazione (a favore del primo) genera una forza “spingente” che favorisce l’ingresso della carica nel cilindro. Questo termine è quindi maggiore di 1 e si calcola nel seguente modo [10]:

$$eff_{trap} = \frac{1}{\sqrt{\frac{p_{coll,asp}}{p_{coll,exh}}}} \quad \text{Eq. 33}$$

Il quarto approccio usa la misura del debimetro che fornisce la massa d’aria aspirata per ciclo e per cilindro. Il valore che si ricava è meno accurato di quello che si può ottenere se si fa ricorso alla misura del sensore UEGO; tuttavia, può essere un’alternativa in caso di malfunzionamento di quest’ultimo. Le stime di massa di EGR, gas residui e combustibile sono compiute mediante le equazioni 24, 25 e 26, così come la temperatura media in camera è sempre data dalla 21.

I seguenti grafici riportano l’andamento della temperatura media per delle prove effettuate a punti motore diversi e secondo ciascuna delle tre strategie di iniezione adottate. Alcune prove sono a uguale punto motore ma hanno diverso grado di EGR.



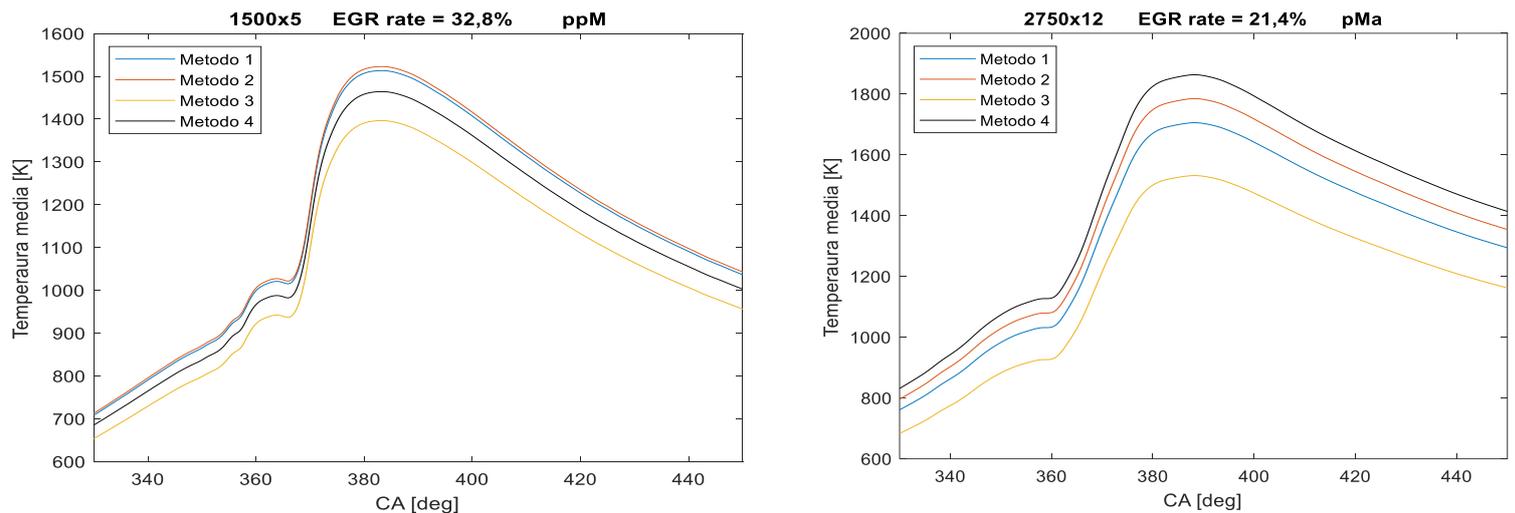


Figura 3.1 Andamento della temperatura media in camera per un modello mono-zona secondo i 4 metodi proposti

Se ci si sofferma sull'aumento del grado di EGR, a parità di punto motore, si nota che il metodo 1 (quello che usa come input la temperatura nel collettore di aspirazione) è il più sensibile, insieme al metodo 3. Con riferimento al metodo 2 (generalmente il più accurato) che ne è lievemente influenzato, sia il metodo 1 che il metodo 3 subiscono una traslazione verso l'alto della curva di temperatura; ciò implica una sottostima della massa intrappolata. Andando più nel dettaglio, questo è dovuto soprattutto al fatto che la stima della massa di gas combusti riciclati viene effettuata per entrambi i metodi in maniera indiretta, a differenza del metodo 2 che prende come dato di ingresso direttamente il grado di EGR, sulla base delle condizioni termodinamiche nel collettore di aspirazione. Infatti, più è alto il grado di EGR, più è alta la temperatura nel collettore di aspirazione, in quanto una maggiore porzione del collettore è occupata dalla componente più calda (i gas combusti rispetto all'aria proveniente dall'*intercooler*), e di conseguenza è minore la densità della carica che entra poi nel cilindro.

Un'altra tendenza generale che può essere colta è il fatto che il metodo 3 sottostima la temperatura media tanto più quanto più è alto il carico. Vuol dire che in questi casi la massa intrappolata è sovrastimata, probabilmente perché si è sottovalutato eccessivamente l'effetto dell'*"overlap period"*.

D'ora in avanti il metodo 2 è quello che viene utilizzato per le analisi successive.

3.3 Modello di scambio termico e calibrazione

In un modello a una zona completo, è necessario quantificare gli scambi termici fra la miscela e le pareti al fine di poter stimare in modo più preciso rispetto al modello semplificato l'*Heat Release Rate*. In letteratura sono reperibili diversi modelli a tal proposito, come quelli di Woschni, Annand, Hohenberg [11]. Nel modello in esame si è scelto di usare la correlazione di Woschni che pone l'accento sulla natura convettiva dello scambio di calore. Per completezza, è stato aggiunto un termine che tiene conto dell'irraggiamento.

Lo scambio termico convettivo viene valutato con la seguente relazione [1]:

$$\dot{Q}_{ht,conv} = h_{conv} [A_w(T_{gas} - T_w) + A_{testa}(T_{gas} - T_{testa}) + A_p(T_{gas} - T_p)] \quad Eq. 34$$

Lo scambio termico è dunque dato dalla somma di tre contributi:

- scambio tra gas e canna cilindro;
- scambio tra gas e testa del cilindro;

- scambio tra gas e cielo dello stantuffo.

Le temperature della testa e del cielo dello stantuffo sono assunte pari a quella della parete (430 K). Le tre aree di scambio possono essere convogliate in un unico termine:

$$A_{ht} = A_w + A_{testa} + A_p = V_{min} \frac{\pi D}{\pi \frac{D^2}{4}} + \pi D x + 2 \left(\pi \frac{D^2}{4} \right) \quad Eq. 35$$

Il primo termine dell'equazione 35 rappresenta la superficie di scambio termico quando lo stantuffo è al PMS. Di conseguenza, V_{min} coincide con il volume di spazio morto. Il terzo termine include sia l'area della testa che quella del cielo del pistone: le due sono uguali e assunte di geometria perfettamente circolare.

N.B: l'equazione 34 è una semplificazione di quella più generale poiché si lavora in condizioni stazionarie e si può trascurare un termine aggiuntivo che considera la variazione nel tempo della temperatura.

La correlazione di Woschni consente di determinare l'andamento del coefficiente di scambio convettivo. A seguito di analisi sperimentali, Woschni notò una dipendenza dalla pressione, temperatura e velocità della miscela [12] in misura diversa in base alle fasi del ciclo. Ne ricavò questa espressione:

$$h_{conv} = C_0 D^{-0,2} p^{0,8} T_m^{-0,53} w^{0,8} \quad Eq. 36$$

Dove D è espresso in [m], p in [bar], T_m in [K] e w in m/s.

C_0 è un parametro di calibrazione che deve essere impostato per ogni condizione operativa. La procedura seguita a tal proposito viene spiegata successivamente.

Nel modello di Woschni, il movimento della miscela è dovuto da una parte al moto dello stantuffo e dall'altra all'espansione dei gas combusti. Di conseguenza, la velocità è vista come la somma di due contributi:

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_{rif}}{p_{rif} V_{rif}} (p - p_{motored}) \quad Eq. 37$$

Le condizioni di riferimento sono assunte all'istante di chiusura delle valvole di aspirazione.

Le costanti C_1 e C_2 sono dipendenti dalla fase del ciclo:

$C_1 = 6,18$ nelle fasi di aspirazione e scarico.

$C_1 = 2,28$ nelle fasi di compressione, combustione ed espansione.

$C_2 = 0,00324$ nelle fasi di combustione ed espansione.

$C_2 = 0$ nelle fasi di aspirazione, compressione e scarico.

In questo modello ci si focalizza sulla fase di combustione, per cui gli scambi termici durante le altre fasi sono trascurati. Per quanto riguarda la costante C_1 , viene fatta una modifica per tenere conto dell'effetto del moto di swirl che provoca un'ulteriore accelerazione della miscela:

$$C_1 = (2,28 + 0,308 X_{swirl}) \quad Eq. 38$$

X_{swirl} è il rapporto di swirl che viene posto pari a 0,1 ed è considerato costante lungo tutta la combustione.

Il contributo dell'irraggiamento è meno impattante di quello convettivo ed è ricavato con la seguente espressione:

$$\dot{Q}_{ht,rad} = k_{rad} A_{ht} (T_m^4 - T_w^4) \quad Eq. 39$$

Il coefficiente k_{rad} è il prodotto tra l'emissività dell'agente radiante e la costante di Stephan-Boltzmann; il suo valore è preso pari a $10^{-8} \frac{W}{m^2K^4}$. Potrebbe essere considerato un parametro di calibrazione, tuttavia, per rendere questo processo dipendente solo da C_0 , lo si assume costante.

Nota la potenza termica scambiata con le pareti, ne viene fatto l'integrale con la funzione di Matlab "cumtrapz" al fine di ottenere la cumulata dell'energia persa dalla carica sotto forma di calore. Quindi è possibile risalire alla quantità di energia complessivamente rilasciata dal combustibile:

$$Q_{gross} = Q_{net} + Q_{ht} \quad Eq. 40$$

Q_{net} è valutato esattamente come nel modello mono-zona semplificato (vedasi paragrafo 2.7.3).

N.B: a rigore ci sono altri fenomeni che concorrono a ridurre l'energia disponibile in fase di espansione. Tra questi spiccano soprattutto i "crevices", ossia gli interstizi presenti in camera che intrappolano una piccola quantità di combustibile e sono quindi anche sorgente di HC, l'evaporazione del combustibile durante il ritardo di accensione e il successivo riscaldamento dei vapori. Tuttavia, un modello a una zona non ne tiene conto, in particolare perché non è prevista la formazione di specie inquinanti, perché il calore latente di vaporizzazione è circa l'1% del potere calorifico del combustibile e perché l'incremento di scambio termico dovuto al riscaldamento è circa il 3% del potere calorifico [13].

Per la validazione del modello di Woschni, è necessario che sia calibrato. Tale operazione nasce da una semplice considerazione: assumendo un'efficienza di combustione unitaria, cioè in sostanza assenza di emissioni inquinanti, la quantità di energia liberata dal combustibile alla fine del processo di combustione deve essere pari alla massima quantità di energia che il combustibile stesso è in grado di rilasciare. In termini di equazione [13]:

$$Q_{gross}(EOC) = \int_{SOC}^{EOC} \frac{dQ_{gross}}{dt} dt = m_f LHV \quad Eq. 41$$

L'ultimo membro rappresenta proprio la massima energia rilasciabile. Il coefficiente C_0 serve quindi a tarare opportunamente gli scambi termici per far sì che l'equazione 41 venga rispettata.

Derivando istante per istante la cumulata, si ottiene l'andamento dell'HRR in funzione dell'angolo di manovella.

Per quanto riguarda l'End Of Combustion, è estremamente difficile stimarlo in modo preciso, come si è accennato nel paragrafo 2.7.4. Tuttavia, osservando l'equazione 41, è evidente la sua influenza sulla calibrazione. L'approccio che si segue è di assumere un valore di soglia dell'HRR, al di sotto del quale la combustione può considerarsi conclusa. Tale soglia è presa come il 2% del massimo dell'HRR. Il motivo è che, analizzando l'andamento di HRR su un numero significativo di prove, un valore più piccolo (ad esempio l'1%) in alcuni casi stimerebbe l'EOC in un tratto in cui l'HRR ha delle oscillazioni non fisiche intorno allo zero, mentre un valore più alto (ad esempio il 3%) farebbe "cadere" l'EOC in corrispondenza di un valore di HRR non irrilevante. Un'altra considerazione da fare è che la stima è effettuata sull'HRR globale e non sul netto (NHRR) come per il mono-zona semplificato. Ciò implica che, essendo HRR funzione di C_0 , anche l'EOC così stimato lo è; è stato comunque verificato che una variazione anche ampia di C_0 provoca una lieve variazione di EOC, dell'ordine di pochi decimi di grado. Un'analisi di questo tipo ha messo in evidenza una generale sottostima dell'EOC; nella fattispecie, considerando le curve di Q_{gross} , è emerso che veniva "scartata" una quantità non trascurabile di energia (dell'ordine dei 20-30 J). Facendo un'analisi prova per prova, si è notato che, se l'EOC fosse posticipato di circa 25°, la quantità di energia non considerata sarebbe stata molto bassa, eccezion fatta per le prove con strategia di iniezione pMa per le quali un posticipo maggiore sarebbe stata la

soluzione migliore. In definitiva, si è deciso di ritardare EOC di 25° a partire dal valore ottenuto con il metodo della soglia per tutte le prove eccetto quelle con strategia pMa per cui si è scelto un posticipo di 40°.

Un altro aspetto riguarda i valori che il parametro di calibrazione può assumere. A seguito di varie prove, si è ritenuto di definire un intervallo compreso tra 50 e 200 e di considerare i valori al di fuori di esso troppo bassi o troppo alti per essere significativi. In particolare:

- nel caso in cui la calibrazione portasse a valori di C_0 minori di 50, vuol dire che si sta sottostimando la massa di combustibile iniettata, che quindi deve essere incrementata con step dell'ordine del decimo di mg fino a rispettare l'equazione 41;
- nel caso in cui la calibrazione portasse a valori di C_0 maggiori di 200, vuol dire che si sta sovrastimando la massa di combustibile iniettata, che quindi deve essere diminuita con step dell'ordine del decimo di mg fino a rispettare l'equazione 41;

Sono state effettuate diverse prove al variare del punto motore e del grado di EGR. Inoltre, sono stati considerati due approcci per quanto riguarda il rapporto tra i calori specifici:

- 1) viene assunto un valore costante ($\gamma = 1,37$ come primo valore);
- 2) viene adottata una correlazione in funzione della temperatura [1]:

$$\gamma = 1,392 - 8,13 * 10^{-5} T_m \quad \text{Eq. 42}$$

Il secondo approccio è più accurato in quanto è noto il fatto che i calori specifici sono proprietà termofisiche che dipendono fortemente dalla temperatura. Il primo approccio è adottato principalmente per favorire un confronto con il modello mono-zona semplificato.

Le tabelle 3.1 e 3.2 riportano i risultati della calibrazione per i due approcci.

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	EOC [deg]	C_0	Mq [mg]
002	1500x2	pM	0	433,5	116	0
010	1500x2	pM	51,9	447,3	180	0
015	1500x5	pM	20,3	447,2	136	0
021	1500x5	pM	40,8	459	159	0
023	2000x2	pM	0	432,4	102	0
032	2000x2	pM	45,5	445,9	154	0
035	2000x5	pM	4,6	453,8	144	0
043	2000x5	pM	39,9	465,8	170	0
046	2500x8	pM	2,1	450,9	200	0
054	2500x8	pM	27,8	466,7	197	0
002	1500x2	ppM	51,1	434,5	76	0
027	1500x2	ppM	47,6	438,2	50	+0,13
035	1500x5	ppM	32,8	460	115	0
051	2000x2	ppM	41,2	437,4	57	0
058	2000x2	ppM	45,8	450,5	81	0
093	2000x5	ppM	34,2	458,6	111	0
007	2500x8	pMa	27	491,3	144	0
016	2500x8	pMa	31,8	491,4	120	0
035	2750x12	pMa	21,4	492,5	182	0
043	2750x12	pMa	21,4	493,7	174	0

Tabella 3.1 Risultati della calibrazione del modello mono-zona completo con $\gamma=1,37$

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	EOC [deg]	C ₀	Mq [mg]
002	1500x2	pM	0	408,5	132	0
003	1500x2	pM	27,9	417,4	173	0
004	1500x2	pM	40,2	420,2	181	0
010	1500x2	pM	51,9	432,3	198	0
013	1500x5	pM	0	425,8	134	0
014	1500x5	pM	14,6	428,5	131	0
015	1500x5	pM	20,3	429,2	129	0
019	1500x5	pM	31,4	434,2	144	0
021	1500x5	pM	40,8	442,1	153	0
023	2000x2	pM	0	405,6	111	0
024	2000x2	pM	25	419,1	121	0
026	2000x2	pM	37,9	418,7	135	0
032	2000x2	pM	45,5	430,5	165	0
035	2000x5	pM	4,6	428,3	141	0
036	2000x5	pM	13,7	430,2	136	0
039	2000x5	pM	27,9	435,6	141	0
043	2000x5	pM	39,9	444,5	168	0
046	2500x8	pM	2,1	428,1	195	0
049	2500x8	pM	15,6	432,1	181	0
051	2500x8	pM	21,4	434,9	190	0
054	2500x8	pM	27,8	442,4	189	0
002	1500x2	ppM	51,1	412,7	75	0
027	1500x2	ppM	47,6	407,2	50	+0,16
035	1500x5	ppM	32,8	436,7	106	0
040	1500x5	ppM	41,1	451,5	133	0
050	1500x5	ppM	30,2	433,3	95	0
051	2000x2	ppM	41,2	409,1	50	+0,01
058	2000x2	ppM	45,8	425,9	80	0
066	2000x2	ppM	45,5	416,7	50	0
092	2000x5	ppM	35,4	438,6	99	0
093	2000x5	ppM	34,2	438,2	102	0
094	2000x5	ppM	41,7	453,1	152	0
007	2500x8	pMa	27	468,4	132	0
011	2500x8	pMa	29,3	479,7	119	0
016	2500x8	pMa	31,8	465	108	0
022	2500x8	pMa	31,3	466,1	117	0
032	2750x12	pMa	23,1	485,7	152	0
035	2750x12	pMa	21,4	476,6	153	0
038	2750x12	pMa	23,8	476	144	0
043	2750x12	pMa	21,4	476,6	147	0

Tabella 3.2 Risultati della calibrazione del modello mono-zona completo con $Y=Y(T)$

Di seguito si riportano i diagrammi ottenuti per alcune prove.

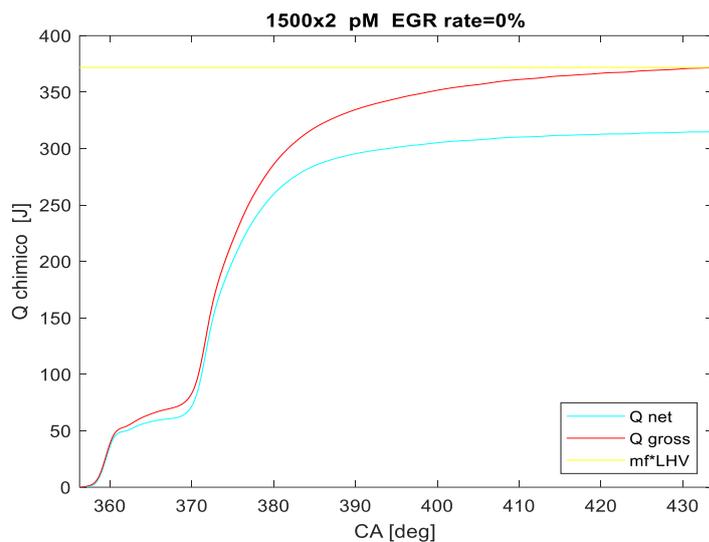
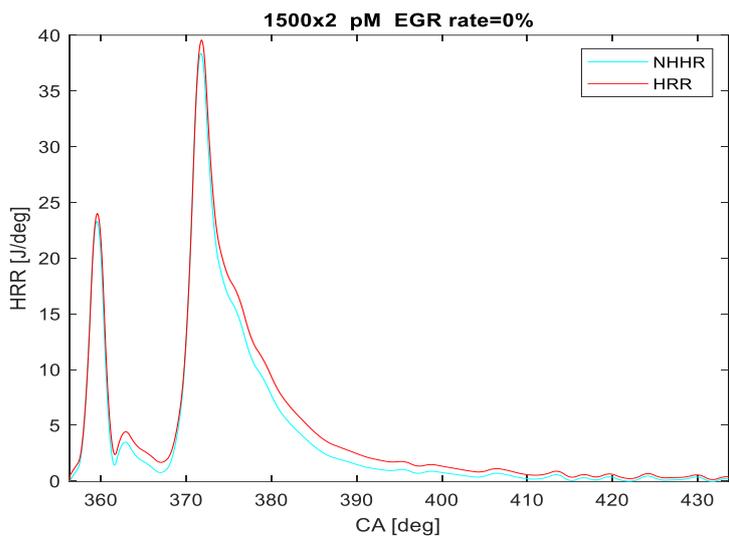


Figura 3.2 Andamento HRR e cumulata con $\gamma=1,37$ per una prova con strategia di iniezione pM (modello mono-zona completo)

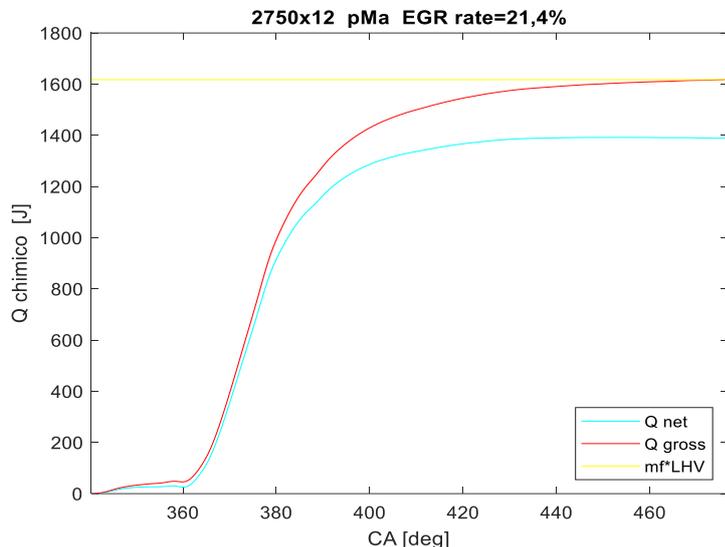
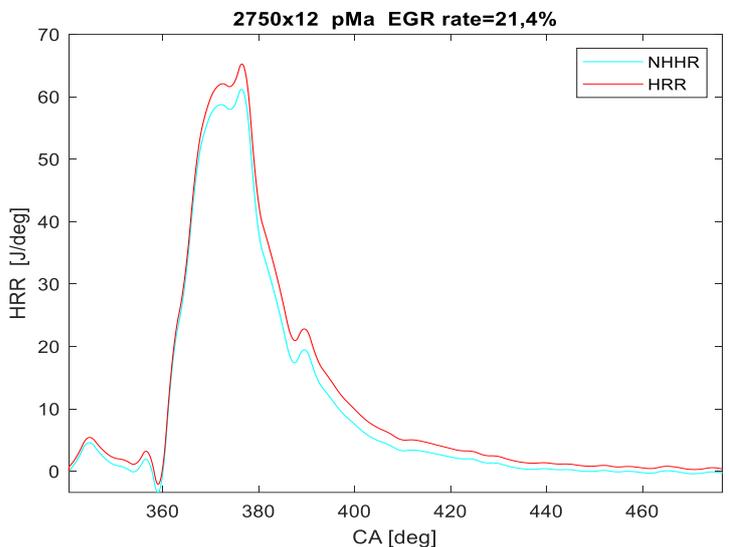


Figura 3.3 Andamento HRR e cumulata con $\gamma=\gamma(T)$ per una prova con strategia di iniezione pMa (modello mono-zona completo)

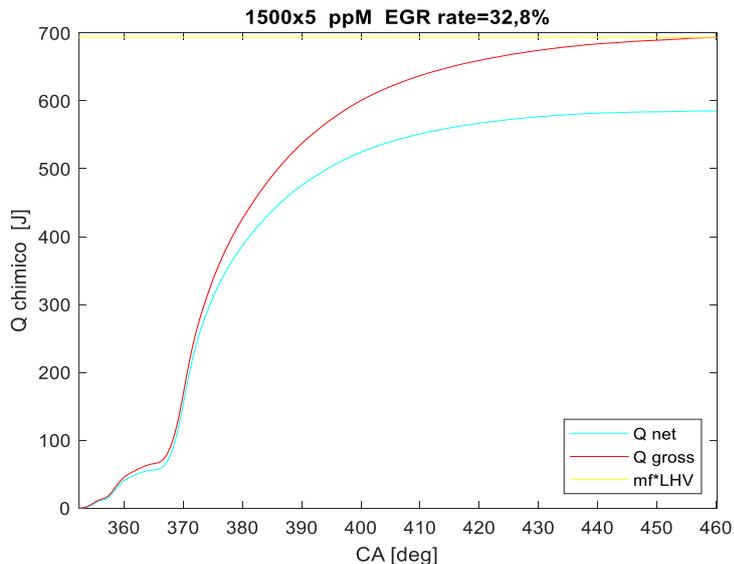
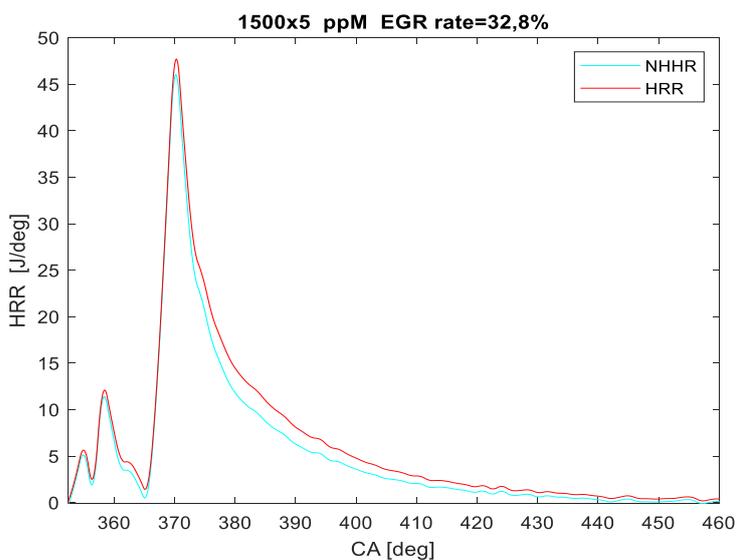


Figura 3.4 Andamento HRR e cumulata con $\gamma=1,37$ per una prova con strategia di iniezione ppM (modello mono-zona completo)

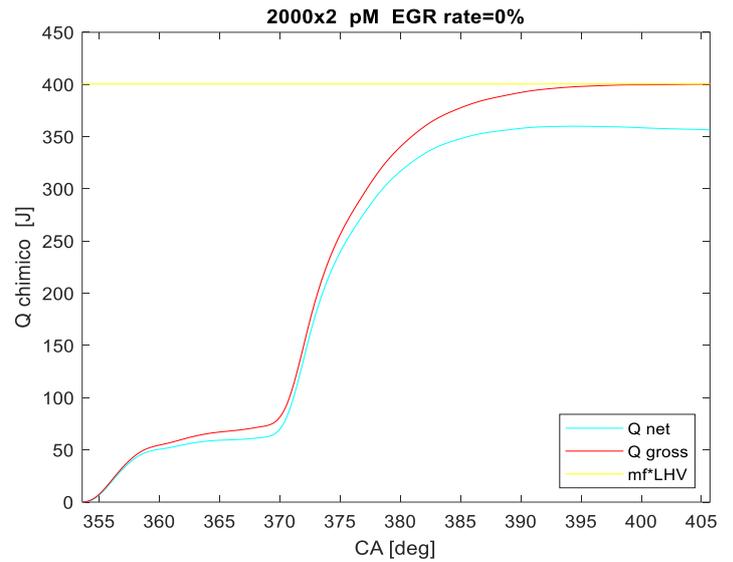
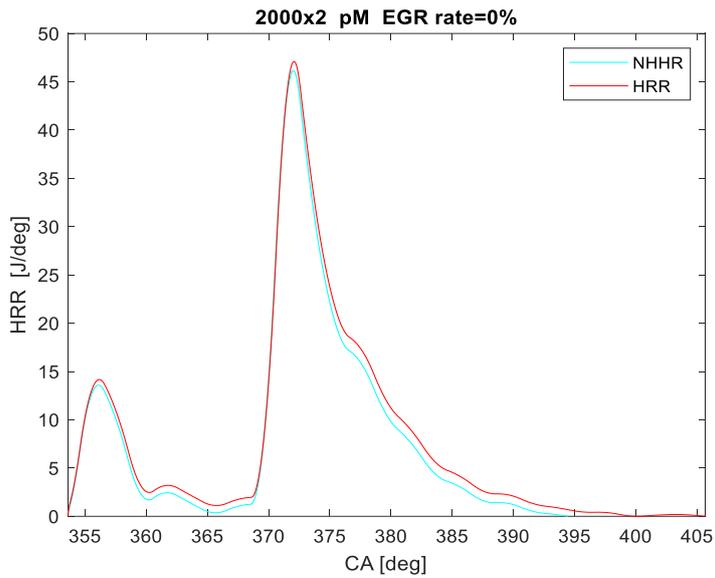


Figura 3.5 Andamento HRR e cumulata con $Y=Y(T)$ per una prova con strategia di iniezione pM (modello mono-zona completo)

Le differenze tra i due approcci usati per la valutazione di \bar{Y} vengono evidenziate nei diagrammi successivi in termini di frazione di massa bruciata.

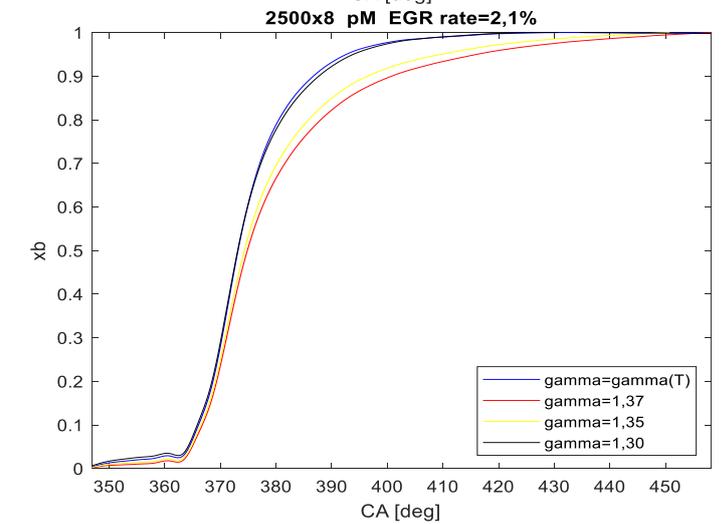
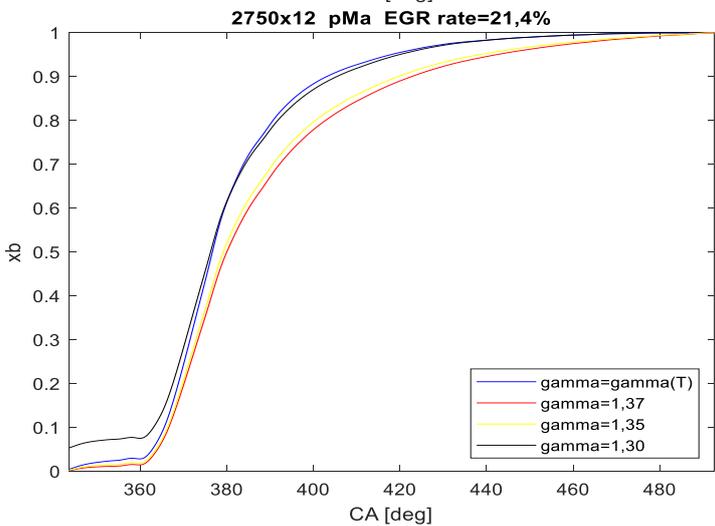
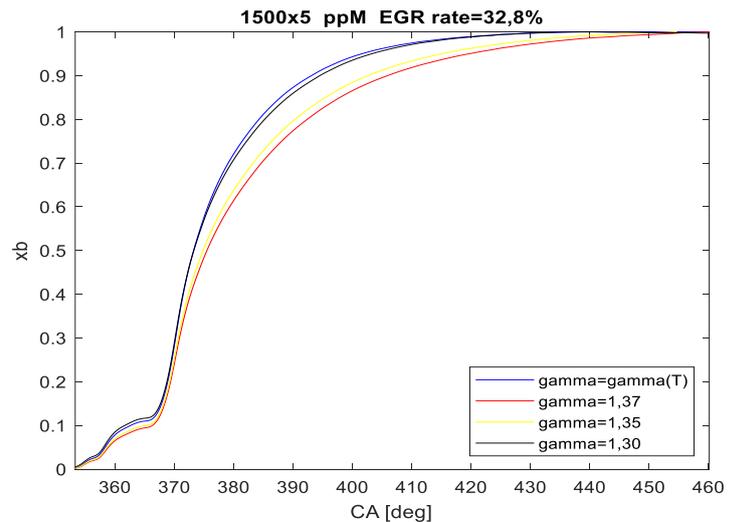
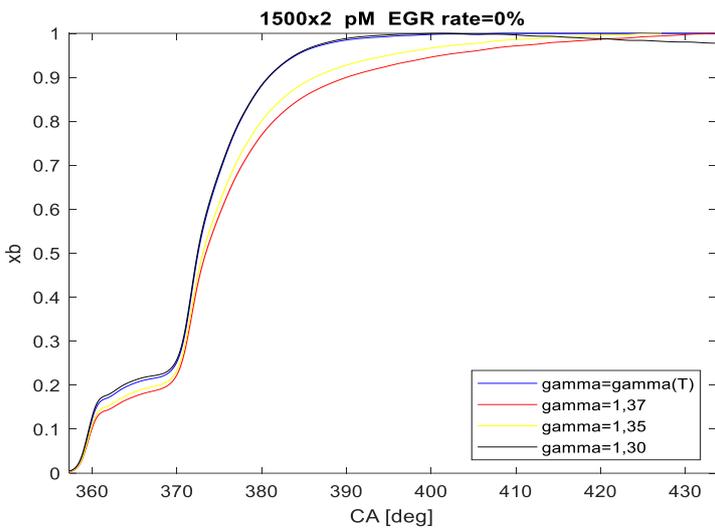


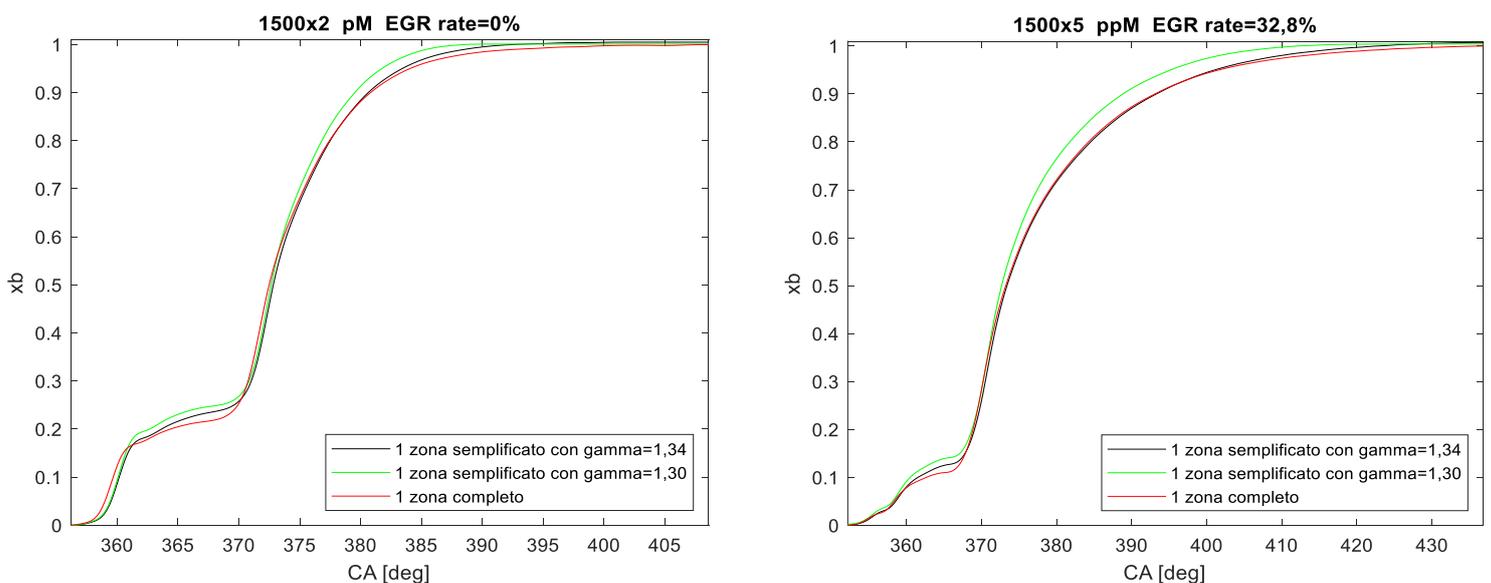
Figura 3.6 Andamento di x_b secondo un approccio a Y costante e un approccio a $Y=Y(T)$

Le figure 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5 sottolineano il fatto che le curve ottenute adottando un γ variabile con la temperatura si “adattano” meglio alla calibrazione rispetto a quelle con γ costante; infatti, in prossimità della fine della combustione, la curva di Q_{gross} e l’asintoto corrispondente al massimo rilascio teorico di energia si avvicinano in modo più “morbido”.

I grafici di figura 3.6 evidenziano l’impatto dei due approcci per valutare γ sulla stima del processo di combustione. Un obiettivo è ricercare un valore costante che sia in grado di “riprodurre” più fedelmente lo sviluppo del processo di combustione e che quindi possa essere usato come input per un’analisi più accurata del modello mono-zona semplificato. Si nota come la curva a $\gamma=\gamma(T)$ assuma, in ogni istante, valori maggiori di quella ricavata per tre valori costanti di γ . A tal proposito, emerge che, più si riduce il valore di γ , più l’andamento della frazione di massa bruciata tende ad avvicinarsi a quello realistico che considera una variazione con la temperatura. In particolare, se si adotta $\gamma=1,30$, si vede che le due curve sono, in pratica, sovrapposte indipendentemente dalla prova considerata. Un’analisi più approfondita ha permesso di evidenziare che, nei punti a basso carico e grado di EGR, oltre un certo istante angolare, si rileva un andamento decrescente che non è fisico (una cumulata non può mai decrescere) e che necessita di essere corretto (vedasi il primo grafico); nei punti a carichi più alti (2750x12), è invece emerso che questo valore di γ non approssima bene la fase iniziale della combustione (come si vede dal penultimo diagramma a sinistra).

3.4 Confronto con il modello mono-zona semplificato

Dopo aver definito i principali output del modello mono-zona completo, è possibile attuare un confronto con il modello sviluppato nel capitolo 2 con lo scopo di comprendere se alcuni parametri di combustione possano efficacemente essere determinati anche utilizzando un numero ridotto di dati di ingresso. Un confronto plausibile può essere effettuato con la frazione di massa bruciata. Dapprima è stato adottato il valore di γ determinato nel precedente paragrafo (ossia 1,30). Tuttavia, si è notato come la correlazione con la curva del modello mono-zona completo non fosse ottimale; pertanto si è deciso di considerare $\gamma=1,34$ e il risultato è proposto in figura 3.7.



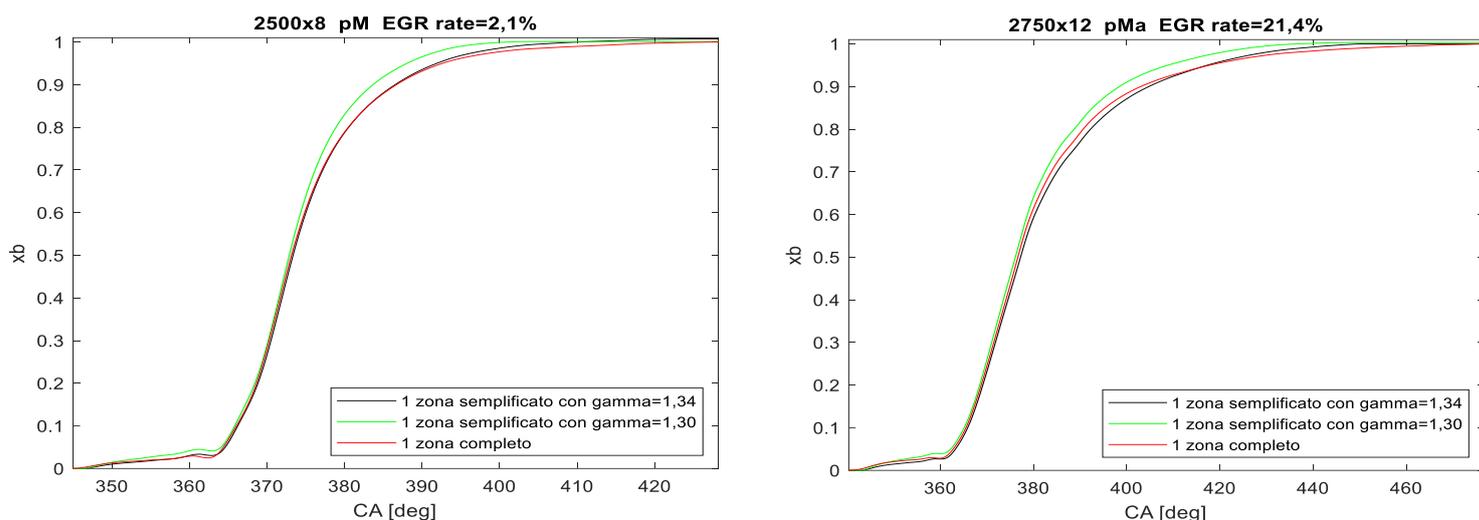


Figura 3.7 Frazione di massa bruciata secondo il modello mono-zona semplificato e il modello mono-zona completo

Si deduce che la curva con $\gamma=1,34$ è quella che si avvicina maggiormente a quella del modello a una zona completo per tutte le condizioni operative esaminate. Per essere più precisi, un confronto più dettagliato è realizzato in termini di metriche di combustione e riportato in tabella 3.3. I valori di MFB sono riportati in [degATDC].

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	MFB5	MFB10	MFB50	MFB90	MFB5	MFB10	MFB50	MFB90
002	1500x2	pM	0	-0,60	0,07	12,74	20,53	-1,11	-0,42	12,39	20,72
010	1500x2	pM	51,9	3,12	4,52	17,52	26,53	2,87	4,5	17,52	29,93
015	1500x5	pM	20,3	-2,18	0,01	13,15	27,40	-2,61	1,42	13,07	28,13
021	1500x5	pM	40,8	-1,04	2,21	14,48	37,09	-1,4	4,6	14,82	39,51
023	2000x2	pM	0	-3,58	-2,08	13,44	22,55	-4,12	-2,57	13,03	21,96
032	2000x2	pM	45,5	0,08	2,14	18,02	27,78	-0,24	2,41	17,78	29,29
036	2000x5	pM	13,7	-4,70	1,27	14,45	28,08	-5,13	3,15	14,19	27,79
043	2000x5	pM	39,9	-3,61	2,67	15,85	37,90	-4	8,40	16,08	39,93
046	2500x8	pM	2,1	4,51	6,13	13,26	26,42	4,28	5,96	13,05	26,59
054	2500x8	pM	27,8	4,81	6,87	14,58	33,26	4,7	6,65	14,42	33,25
002	1500x2	ppM	51,1	-0,81	5,89	11,73	21,92	-0,45	6,73	11,26	20,87
035	1500x5	ppM	32,8	-1,55	1,42	13,30	33,19	-1,77	2,53	13,14	33
058	2000x2	ppM	45,8	5,05	8,67	17,06	28,49	5,92	9,29	16,62	26,81
094	2000x5	ppM	41,7	-0,09	8,07	15,74	39,68	-0,06	8,26	15,93	41,55
007	2500x8	pMa	27	0,46	7,03	16,16	39,48	-0,12	6,79	15,73	38,91
016	2500x8	pMa	31,8	3,68	6,03	15,57	38,91	3,34	5,64	14,76	35,36
038	2750x12	pMa	23,8	2,29	4,63	15,82	43,20	1,7	4,18	15,09	40,06
043	2750x12	pMa	21,4	2,50	4,80	16,01	43,97	1,97	4,39	15,37	41,97

Tabella 3.3 Metriche di combustione secondo il modello mono-zona semplificato con $\gamma=1,34$ e il modello mono-zona completo

Dei trend sono individuabili. Innanzitutto, per quasi tutte le prove, la fase iniziale del processo di combustione è stimata praticamente allo stesso modo dai due modelli; una riprova è data dai valori molto simili delle metriche MFB5 e MFB10. Qualche differenza maggiore è riscontrabile nelle prove a basso carico per quanto riguarda MFB10.

È interessante notare che la metrica MFB50 è determinata accuratamente dal mono-zona semplificato (in nessuna delle prove riportate si registra una differenza al di sopra di 1°). Questo ha un'importante

implicazione, cioè che un modello mono-zona semplificato, con un adeguato valore del rapporto fra i calori specifici, è in grado di stimare in modo molto preciso il “baricentro” della combustione e di conseguenza le perdite per intemperatività del processo.

Un altro aspetto che si deduce è l’impatto del grado di EGR sulla metrica MFB90. Nelle prove a basso-medio carico con grado di EGR relativamente basso (in media al di sotto del 30%), i due modelli danno risultati quasi analoghi. Al contrario, nelle prove a basso-medio carico con alto grado di EGR e in quelle ad alto carico (essenzialmente quelle con strategia di iniezione pMa), i valori di MFB90 possono discordare di circa 3-4°. La conseguenza è che la fase finale della combustione e in generale la sua durata non sono stimate con estrema precisione. Una tendenza univoca non è identificabile sul fatto che il mono-zona semplificato sovrastimi o sottostimi; per alcune prove (come la 010), MFB90 è minore per il mono-zona semplificato, per altre (come la 038) è maggiore.

In generale, si può affermare che l’evoluzione del processo di combustione può essere stimata molto bene partendo solamente dalla traccia del segnale di pressione e tenendo conto delle differenze, comunque non eccessive, sopra menzionate.

4. MODELLO TERMODINAMICO A TRE ZONE

4.1 Introduzione

In questo capitolo si espone lo sviluppo, sempre in ambiente Matlab, di un modello diagnostico di combustione a tre zone al fine di stimare le principali grandezze termodinamiche in camera (masse, temperature, volumi) e altri parametri di interesse, quali HRR e x_b . Dal momento che si tratta di un modello zero-dimensionale, richiede un tempo di elaborazione molto basso (dell'ordine dei millisecondi), ed è pertanto adatto per applicazioni "real time". Degli esempi potrebbero essere l'implementazione in una centralina di controllo motore per la diagnostica "on-board" del processo di combustione e dei processi di formazione delle specie inquinanti, l'integrazione in un software di acquisizione installato sul banco prova, oppure analisi di "post-processing" su dati sperimentali precedentemente raccolti (come nel caso oggetto di studio) [7]. Lo scarso sforzo computazionale di questo modello è imputabile essenzialmente al fatto che le equazioni che lo caratterizzano vengono risolte in forma chiusa, cioè senza richiedere processi iterativi.

Il motore diesel su cui vengono effettuate le analisi è sempre A20DTR e il setup sperimentale, utilizzato per l'acquisizione dei dati, è lo stesso descritto nel paragrafo 2.2.

In particolare, il modello in esame richiede come input:

- segnale di pressione, filtrato e mediato;
- segnale in tensione proveniente dalla pinza amperometrica.

Per verificare la robustezza e validità del modello, sono state effettuate oltre 40 prove. Le strategie di iniezione considerate sono sempre tre: pM, ppM, pMa. I punti motore esplorati sono i medesimi analizzati per i modelli a una zona.

4.2 Descrizione del modello

Il modello a tre zone in esame è una semplificazione di un modello diagnostico multi-zona basato sul concetto di combustione di Dec (vedasi paragrafo 1.3.1). La fase premiscelata viene in pratica trascurata. La camera di combustione è divisa in tre zone:

- una zona di solo combustibile ("fuel zone");
- una zona di gas incombusti ("unburned zone"), ossia i reagenti di combustione, costituita da aria fresca, gas residui e EGR;
- una zona di gas combusti ("burned zone"), ottenuta considerando un processo di combustione globalmente stechiometrico.

Come per il modello a una zona completo, il primo parametro da valutare è la massa totale intrappolata nel cilindro. Per il principio di conservazione della massa, tale quantità, in ogni istante angolare delle fasi di compressione e combustione, è costante e pari al valore ricavato all'istante di chiusura delle valvole di aspirazione, al netto di un aumento provocato dalle varie iniezioni di combustibile:

$$m_{trap} = m_{air} + m_{res} + m_{EGR} \quad Eq. 43$$

La procedura adottata è il metodo 2 descritto nel paragrafo 3.1. Pertanto, l'aria aspirata per ciclo e per cilindro si ottiene dall'equazione 23, la massa di gas residui dall'equazione 25 e la massa di EGR invertendo

l'equazione 24. Per quanto riguarda il combustibile iniettato in camera, viene considerato completamente vaporizzato. Non viene quindi implementato un modello di evaporazione, per cui si assume che il combustibile, che è introdotto allo stato liquido, evapori istantaneamente.

Un'altra ipotesi di partenza è che le tre zone sono considerate omogenee e contenenti gas ideale; perciò, la pressione interno-cilindro è assunta uniforme per tutto il ciclo (un unico valore per istante angolare e uguale per ciascuna delle tre zone).

La modellazione del processo di combustione prevede una suddivisione delle fasi di compressione e combustione del ciclo in tre intervalli angolari:

- IVC – SOI (della prima iniezione): la miscela all'interno del cilindro è costituita dai soli gas incombusti (miscela omogenea di aria fresca, EGR e gas residui). Si tratta, in sostanza, di un approccio mono-zona dal momento che l'unica zona presente è quella dei gas incombusti;
- SOI – SOC: viene aggiunta una zona di solo combustibile, come conseguenza dell'inizio dell'evento di iniezione a partire dal SOI. Si tratta di un approccio a due zone poiché le zone in cui è divisa la camera di combustione sono "fuel zone" e "unburned zone";
- SOC – EOC: le particelle di combustibile e reagenti iniziano a reagire tra di loro in condizioni stechiometriche per generare una terza zona ("burned zone"). Si tratta della fase di combustione e l'unica in cui la camera è suddivisa in tre zone.

La zona dei gas combusti si considera composta da CO₂, H₂O, O₂, N₂, O, H, OH e NO, per cui si tiene conto degli effetti di dissociazione per stimare più accuratamente la temperatura in tale zona.

Questo modello si basa sulla risoluzione di un sistema chiuso in cui compaiono le principali equazioni della termodinamica applicate a ognuna delle tre zone. Per prime vengono presentate le equazioni di conservazione dell'energia in forma differenziale:

$$\delta Q_u + V_u dp = d(m_u i_u) + dm_{u \rightarrow b} i_u \quad \text{Eq. 44}$$

$$\delta Q_f + V_f dp = d(m_f i_f) - dm_{f, inj} i_{f, inj} + dm_{f \rightarrow b} i_f \quad \text{Eq. 45}$$

$$\delta Q_b + V_b dp = d(m_b i_b) - dm_{u \rightarrow b} i_u - dm_{f \rightarrow b} i_f \quad \text{Eq. 46}$$

Il primo termine del primo membro rappresenta il calore infinitesimo scambiato tra l'i-esima zona e le pareti della camera, il primo termine del secondo membro l'entalpia interna a ciascuna zona e i termini successivi sono l'entalpia entrante e/o uscente. In particolare, le quantità entranti hanno segno negativo, quelle uscenti positivo.

Si propongono ora le equazioni di conservazione della massa:

$$dm_u = -dm_{u \rightarrow b} \quad \text{Eq. 47}$$

$$dm_f = dm_{f, inj} - dm_{f \rightarrow b} \quad \text{Eq. 48}$$

$$dm_b = dm_{u \rightarrow b} + dm_{f \rightarrow b} \quad \text{Eq. 49}$$

Il trasferimento di massa attraverso le zone è evidenziato dalla freccetta che compare nel pedice del termine con dm . Nelle equazioni 45 e 48 si nota la massa di combustibile iniettata istantanea; essa si calcola sulla base del profilo di iniezione. Una descrizione dettagliata di questo aspetto è presentata nel successivo paragrafo.

Ad ogni zona è poi possibile applicare l'equazione di stato dei gas ideali:

$$V_j = \frac{m_j R_j T_j}{p} \quad \text{Eq. 50}$$

Un'altra equazione è fornita dall'assunzione che le particelle appartenenti alla zona dei gas incombusti e alla "fuel zone" si mescolino in condizioni stechiometriche prima della combustione:

$$\frac{dm_{u \rightarrow b}}{dm_{f \rightarrow b}} = \alpha_{st}^u \quad \text{Eq. 51}$$

La 51 può essere riscritta in funzione della massa di gas combustibili, sfruttando l'equazione 49:

$$dm_{f \rightarrow b} = \frac{dm_b}{1 + \alpha_{st}^u} \quad \text{Eq. 52}$$

La dosatura stechiometrica che compare nelle equazioni 51 e 52 tiene conto del fatto che i reagenti comprendono non solo aria ma anche EGR e gas residui. Di fatti, è data dalla seguente espressione:

$$\alpha_{st}^u = \left(\frac{m_u}{m_f} \right)_{st} = \left(\frac{m_{air} + m_{EGR} + m_{res}}{m_f} \right)_{st} \quad \text{Eq. 53}$$

Essa dipende dalla concentrazione di ossigeno nella zona dei gas incombusti, che a sua volta dipende dalle masse di EGR e gas residui intrappolate, nonché dalla loro composizione chimica in termini di quantità di ossigeno. Più è bassa la concentrazione di ossigeno nella zona dei gas incombusti, più è alta la massa di gas incombusti richiesta per l'ossidazione stechiometrica dell'unità di massa di combustibile. Se il tenore di ossigeno nei gas incombusti tende a quello dell'aria fresca (circa il 21%), α_{st}^u tende alla dosatura stechiometrica tipica del gasolio, pari a 14,401. Si è dimostrato che la concentrazione di ossigeno della carica contenuta nel cilindro, e di conseguenza α_{st}^u , è correlata al parametro $\frac{X_{r,tot}}{\lambda}$, dove $X_{r,tot}$ è la frazione totale di residui ed è calcolata dalla seguente relazione:

$$X_{r,tot} = \frac{m_{EGR} + m_{res}}{m_{air} + m_{EGR} + m_{res} + m_{f,inj}} \quad \text{Eq. 54}$$

Se $X_{r,tot}$ aumenta a λ costante, α_{st}^u aumenta poiché cresce la quantità di gas combustibili ricircolati nel collettore di aspirazione e quindi scende la concentrazione di ossigeno della carica aspirata. Se invece λ diminuisce a $X_{r,tot}$ costante, α_{st}^u aumenta perché decrementa la percentuale di ossigeno nei gas combustibili e dunque scende la concentrazione di ossigeno della carica aspirata. In figura 4.1 è riportato l'andamento di α_{st}^u in funzione di $\frac{X_{r,tot}}{\lambda}$:

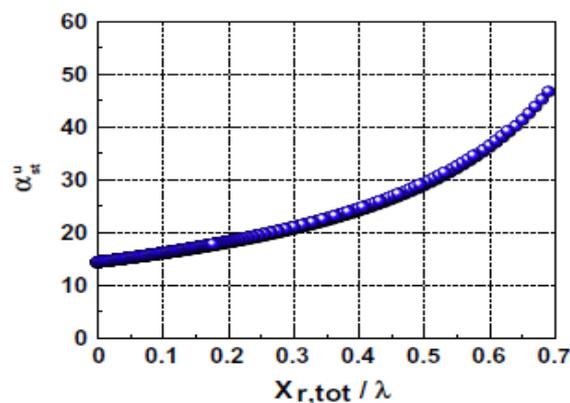


Figura 4.1 α_{st}^u in funzione di $\frac{X_{r,tot}}{\lambda}$ [7]

La seguente correlazione polinomiale è stata quindi ricavata per interpolazione:

$$\alpha_{st}^u = 132,08 \left(\frac{X_{r,tot}}{\lambda} \right)^4 - 78,471 \left(\frac{X_{r,tot}}{\lambda} \right)^3 + 38,115 \left(\frac{X_{r,tot}}{\lambda} \right)^2 + 13,695 \frac{X_{r,tot}}{\lambda} + 14,379 \quad Eq. 55$$

Per quanto riguarda le entalpie specifiche, è stato verificato che una correlazione polinomiale del secondo ordine è in grado di descriverne accuratamente le variazioni nelle tre zone. In particolare, l'entalpia specifica della zona dei gas combusti viene valutata considerando una combustione stechiometrica e la composizione chimica per mezzo di reazioni che includono CO₂, H₂O, O₂, N₂, O, H, OH e NO tra i prodotti di combustione. In questo modo sono presi in considerazione gli effetti della dissociazione. L'entalpia specifica delle diverse specie chimiche è ricavata dalle tabelle della Joint-Army-Navy-Air Force (JANAF), mentre l'entalpia specifica della "burned zone" è data dalla media pesata di questi valori. L'entalpia specifica della zona di gas incombusti è stimata effettuando una media pesata delle entalpie specifiche di aria e gas di scarico; questi ultimi sono una frazione della massa totale della zona di gas incombusti per via dell'impiego dell'EGR e della presenza dei gas residui. Infine, l'entalpia specifica del combustibile è assunta funzione della sola temperatura.

I valori di entalpia delle tre zone sono inizialmente calcolati in funzione della temperatura, della pressione e della composizione chimica delle tre zone (quindi del parametro $\frac{X_{r,tot}}{\lambda}$). Tuttavia, è stato verificato che il fattore di gran lunga più influenzante è la temperatura, per cui i valori di entalpia specifica delle tre zone sono stati interpolati per mezzo di correlazioni quadratiche che hanno la seguente forma:

$$i_j = a_j T_j^2 + b_j T_j + c_j \quad Eq. 56$$

L'unità di misura dell'entalpia ottenuta tramite la 56 è $[\frac{J}{kg}]$.

I termini di scambio termico presenti nelle equazioni 44, 45 e 46 sono stimati, come per il modello a una zona completo, con il modello di Woschni per quanto riguarda la parte convettiva e con l'equazione 39 per la componente dovuta all'irraggiamento. Quest'ultima è più impattante rispetto al caso mono-zona poiché viene considerata la presenza di soot [14].

$$Q_j = h_{conv,j} A_j (T_j - T_w) + k_{rad} A_j (T_j - T_w) \quad Eq. 57$$

Il coefficiente radiativo k_{rad} è assunto pari a 10^{-8} come per il modello a una zona, mentre il coefficiente convettivo è calcolato con la correlazione di Woschni "adattata" al modello a tre zone:

$$h_{conv,j} = C_0 D^{-0,2} p^{0,8} T_j^{-0,53} w_j^{0,8} \quad Eq. 58$$

La velocità della miscela è determinata dall'equazione 37. Tuttavia, delle differenze sono da evidenziare per quanto riguarda i due contributi (moto del pistone ed espansione dei gas combusti). Nell'intervallo tra IVC e SOI e in quello SOI-SOC, non essendoci gas che espandono (si è in fase di compressione), nella zona dei gas incombusti viene considerato solo il contributo del pistone. Nell'intervallo SOC-EOC i gas combusti che progressivamente si formano sono espansi dal moto verso il basso dello stantuffo: tale contributo è considerato solo nella "burned zone".

Nelle equazioni 57 e 58 il pedice "j" vale per la zona di gas incombusti e per la zona di gas combusti. Infatti, viene trascurato lo scambio termico della "fuel zone", dal momento che la temperatura in tale zona è molto prossima a quella delle pareti. A tal proposito, la temperatura del combustibile non appena esce dai fori del polverizzatore è desunta con una correlazione lineare in funzione della pressione media effettiva:

$$T_{fuel} = 413 + \frac{60}{19} (bmep - 1) \quad Eq. 59$$

Nell'equazione 57 si nota inoltre che, dal momento che il pedice "j" compare anche per l'area di scambio termico, tale grandezza è valutata in maniera differente a seconda delle zone. L'approccio seguito consiste nel considerare una media pesata sulle masse della superficie complessiva, calcolata dall'equazione 35:

$$A_u = \frac{m_u}{m_u + m_b + m_f} A \quad \text{Eq. 60}$$

$$A_b = \frac{m_b}{m_u + m_b + m_f} A \quad \text{Eq. 61}$$

Si spiega ora la procedura seguita per risolvere in forma chiusa le equazioni di conservazione della massa e dell'energia. Conviene esprimere la massa di combustibile e della zona di gas incombusti in funzione della massa della zona dei gas combusti. Integrando le equazioni 47 e 48 e considerando le equazioni 51 e 52, si ottiene:

$$m_f = m_{f,inj} - \frac{m_b}{1 + \alpha_{st}^u} \quad \text{Eq. 62}$$

$$m_u = m_{trap} - \frac{m_b}{1 + \alpha_{st}^u} \alpha_{st}^u \quad \text{Eq. 63}$$

Per valutare la massa della zona di gas combusti, un'equazione aggiuntiva è data dalla congruenza dei volumi, secondo cui il volume spazzato dallo stantuffo è pari, istante per istante, alla somma dei volumi delle tre zone:

$$V = V_u + V_f + V_b \quad \text{Eq. 64}$$

Considerando le equazioni 62, 63 e 64 e l'equazione di stato dei gas ideali, si giunge a questa relazione:

$$m_b = \frac{pV - m_{trap}R_uT_u - m_{f,inj}R_fT_f}{R_bT_b - \frac{\alpha_{st}^u}{1 + \alpha_{st}^u}R_uT_u - \frac{1}{1 + \alpha_{st}^u}R_fT_f} \quad \text{Eq. 65}$$

Si può notare che m_b è funzione della pressione interno-cilindro, ossia della pressione misurata dal trasduttore piezoelettrico. Ciò conferma il fatto che il modello che si sta esponendo è di tipo diagnostico.

Anche le equazioni di conservazione dell'energia possono essere assemblate con le equazioni 51 e 52:

$$\delta Q_u + V_u dp = m_u di_u \quad \text{Eq. 66}$$

$$\delta Q_f + V_f dp = m_f di_f + dm_{f,inj}(i_f - i_{f,inj}) \quad \text{Eq. 67}$$

$$\delta Q_b + V_b dp = m_b di_b + \frac{dm_b}{1 + \alpha_{st}^u} \alpha_{st}^u (i_b - i_u) + \frac{dm_b}{1 + \alpha_{st}^u} (i_b - i_f) \quad \text{Eq. 68}$$

Le equazioni di conservazione della massa e dell'energia sono poi discretizzate considerando intervalli di tempo finiti $\Delta t = t^i - t^{i-1}$. In realtà, si decide di sfruttare il passo di acquisizione del segnale di pressione; pertanto, si adotta una discretizzazione angolare $\Delta\theta = \theta^i - \theta^{i-1} = 0,1$. In questo modo, i differenziali delle variabili possono essere approssimati dalle differenze finite dei loro valori. Ad esempio, l'equazione 65 di calcolo della massa della zona di gas combusti diventa:

$$m_b^i = \frac{p^i V^i - m_{trap} R_u T_u^{i-1} - m_{f,inj}^{i-1} R_f T_f^{i-1}}{R_b T_b^{i-1} - \frac{\alpha_{st}^u}{1 + \alpha_{st}^u} R_u T_u^{i-1} - \frac{1}{1 + \alpha_{st}^u} R_f T_f^{i-1}} \quad \text{Eq. 69}$$

Un aspetto da valutare riguarda la temperatura della “burned zone” al SOC. Tale valore è ottenuto imponendo che in questo istante l’entalpia dei reagenti è uguale all’entalpia dei prodotti di combustione. Si arriva a questa relazione:

$$T_b^{SOC} = -6,8 * 10^{-11} (i_u^{SOC})^2 + 5,3 * 10^{-4} i_u^{SOC} + 2437,349 \quad Eq.70$$

Tale valore di temperatura è utilizzato nell’equazione 65 all’istante di avvio della combustione.

Si riportano ora le discretizzazioni delle equazioni di conservazione dell’energia:

$$\dot{Q}_u^{i-1} \Delta t + V_u^i \Delta p = m_u^i (i_u^i - i_u^{i-1}) \quad Eq.71$$

$$\dot{Q}_f^{i-1} \Delta t + V_f^i \Delta p = m_f^i \Delta i_f + \Delta m_{f,inj} (i_f^i - i_{f,inj}^i) \quad Eq.72$$

$$\dot{Q}_b^{i-1} \Delta t + V_b^i \Delta p = m_b^i \Delta i_b + \frac{m_b}{1 + \alpha_{st}^u} \alpha_{st}^u (i_b^i - i_u^i) + \frac{m_b}{1 + \alpha_{st}^u} (i_b^i - i_f^i) \quad Eq.73$$

Per quanto riguarda il calcolo delle temperature delle zone, è stato definito un set di equazioni quadratiche riorganizzando in modo opportuno le varie equazioni:

$$a_j^{II} (T_j^i)^2 + b_j^{II} T_j^i + c_j^{II} = 0 \quad Eq.74$$

I valori delle temperature della “fuel zone” e della “unburned zone” devono essere calcolati per primi per poter stimare le entalpie i_f^i e i_u^i , che a loro volta consentono di ottenere la temperatura della “burned zone”.

La procedura di calcolo appena descritta è valida solo nel terzo degli intervalli angolari definiti all’inizio del paragrafo, cioè quello tra SOC e EOC. Infatti, negli altri due intervalli (IVC-SOI e SOI-SOC), gli output del modello possono essere ricavati in modo più semplice. Nel tratto compreso tra IVC e SOI esiste una sola zona per cui il procedimento seguito è lo stesso del modello mono-zona completo presentato nel capitolo 3. Tra SOI e SOC, invece, la procedura appena descritta viene seguita applicando le equazioni solo alla zona di combustibile e a quella di gas incombusti.

La figura 4.2 riassume le equazioni del modello.

$$\begin{aligned}
 & \text{DIAGNOSTIC : } m_b^i = \frac{p^i V^i - m_{trap}^* R_u T_u^{i-1} - m_{f,inj} R_f T_f^{i-1}}{R_b T_b^{i-1} - \frac{\alpha_{st}^u}{1 + \alpha_{st}^u} R_u T_u^{i-1} - \frac{1}{1 + \alpha_{st}^u} R_f T_f^{i-1}}; \quad p^i \text{ measured} \\
 & m_u^i = m_{trap}^* - \frac{m_b^i}{1 + \alpha_{st}^u} \alpha_{st}^u \quad m_f^i = m_{f,inj}^i - \frac{m_b^i}{1 + \alpha_{st}^u} \\
 & T_j^i = \frac{-b_j^{II} + \sqrt{(b_j^{II})^2 - 4a_j^{II}c_j^{II}}}{2a_j^{II}}; \quad i_j^i = a_j T_j^{i2} + b_j T_j^i + c_j \quad j = u, b, f \\
 & \alpha_{st}^u = 132.08 \left(\frac{X_{r,tot}}{\lambda} \right)^4 - 78.471 \left(\frac{X_{r,tot}}{\lambda} \right)^3 + 38.115 \left(\frac{X_{r,tot}}{\lambda} \right)^2 + 13.695 \frac{X_{r,tot}}{\lambda} + 14.379 \\
 & X_{r,tot} = \frac{m_{EGR}^* + m_{res}^*}{m_a^* + m_{EGR}^* + m_{res}^* + m_{f,inj}^*}; \quad m_{trap}^* = m_a^* + m_{res}^* + m_{EGR}^*; \quad m_{f,inj}^i = \int_{tSOI}^i \dot{m}_{f,inj} dt \\
 & \dot{Q}_j = h A_j (T_j - T_w) + k_{rad} A_j (T_j^4 - T_w^4); \quad h = h(c_o) \\
 & \dot{Q}_j = -h A_j (T_j - T_w) - K_{rad} A_j (T_j^4 - T_w^4); \quad h = h(c_o)
 \end{aligned}$$

Figura 4.2 Equazioni del modello termodinamico a tre zone [7]

Le due tabelle seguenti forniscono i valori di a_j, b_j, c_j e le equazioni per la determinazione dei coefficienti a_j^H, b_j^H, c_j^H .

	a_j	b_j	c_j
f	1.44590	860.78	- 949736
u	0.09983	982.30	- 477140 + - 2817105 $\frac{X_{r,tot}}{\lambda}$
b	0.31703	$\left(\begin{array}{l} 426.31+ \\ -0.68863p \end{array} \right)$	-2851737 + 517.97p + +2.3173 p ²

Tabella 4.1 Calcolo dei coefficienti per la stima delle entalpie specifiche delle zone [7]

	a_j^H	b_j^H	c_j^H
f	$(m_f^i + \Delta m_{f,inj}) a_f$	$\left[(m_f^i + \Delta m_{f,inj}) b_f - \frac{m_f^i R_f \Delta p}{p^i} \right]$	$-\dot{Q}_f^{i-1} \Delta t + (m_f^i + \Delta m_{f,inj}) c_f - m_f^i i_f^{i-1} +$ $-\Delta m_{f,inj} i_{f,inj}^i$
u	$m_u^i a_u$	$\left[m_u^i b_u - \frac{m_u^i R_u \Delta p}{p^i} \right]$	$-\dot{Q}_u^{i-1} \Delta t + m_u^i [c_u - i_u^{i-1}]$
b	$[m_b^i + \Delta m_b] a_b$	$\left[m_b^i + \Delta m_b \right] b_b - \frac{m_b^i R_b \Delta p}{p^i}$	$-\dot{Q}_b^{i-1} \Delta t + [m_b^i + \Delta m_b] c_b +$ $-m_b^i i_b^{i-1} - \frac{\Delta m_b}{1 + \alpha_{st}^u} \alpha_{st}^u i_u^i - \frac{\Delta m_b}{1 + \alpha_{st}^u} i_f^i$

Tabella 4.2 Calcolo dei coefficienti per la stima delle temperature delle zone [7]

Le costanti di elasticità R_u, R_f, R_b sono assunte costanti:

$$R_u = 289 \frac{J}{kg K}$$

$$R_f = 56,176 \frac{J}{kg K}$$

$$R_b = 289 \frac{J}{kg K}$$

Ultimi appunti vanno fatti riguardo la valutazione di SOC e EOC.

Per quanto riguarda il SOC, si è adottato lo stesso approccio dei modelli mono-zona, presentato nel paragrafo 2.7.2. In realtà, questo approccio è stato leggermente modificato in quanto non si considera la differenza relativa tra le curve di pressione dei cicli con e senza combustione, bensì quella assoluta. La soglia viene abbassata al 0,001%. Il valore di SOC così determinato non è comunque da considerarsi “definitivo”, ma risulta generalmente sottostimato e quindi occorrerà modificarlo, come si vedrà nel paragrafo dedicato alla calibrazione. Viene inoltre considerato lo sfasamento del segnale di pressione già descritto per il mono-zona completo (pari a $-0,6^\circ$ per iniettori IAP). Per il calcolo dell’esponente della politropica di espansione, poiché nel momento in cui viene effettuato questo calcolo non è ancora noto il valore di EOC, quest’ultimo viene assunto come l’istante angolare di fine elaborazione per la maggioranza delle prove, ossia 450° . A tal proposito, è giusto ricordare che alcune prove con strategia di iniezione pMa presentano un angolo di fine combustione tra i 450° e i 500° ; tale aspetto è tenuto in considerazione nel codice Matlab.

Per quanto concerne l’*End Of Combustion*, risulta difficile individuare un unico approccio che sia valido indifferentemente per tutte le prove effettuate. Di base quello del valore di soglia pari al 2% del massimo di HRR è stato seguito. Tuttavia, sono emerse delle criticità che hanno portato a differenziare l’analisi per alcune prove. In particolare, un’analisi preliminare delle curve relative alla massa della zona di gas combusti (o analogamente della frazione di massa bruciata) ha messo in evidenza come per alcune prove, soprattutto quelle a basso carico e grado di EGR, l’andamento risulta decrescente oltre un certo angolo di manovella; in tali casi, l’EOC è assunto pari al massimo di queste curve e i valori riscontrati per angoli maggiori sono corretti, mantenendoli costanti e pari al valore massimo. Un altro elemento di differenza riguarda le prove con strategia di iniezione pMa. Infatti, è stato verificato che in questi casi assumere l’EOC come il primo istante angolare in cui HRR scende al di sotto del 2% del suo valore massimo sottostima troppo la durata del processo di combustione; si è perciò scelto di aggiungere all’angolo ricavato con il metodo della soglia un angolo fisso pari a 40° . In questo modo la fine della combustione si sposta verso valori più plausibili (tra 450° e 500° per questo tipo di prove).

4.3 Costruzione del profilo di iniezione

Dalle equazioni introdotte nel precedente paragrafo risulta chiaro che occorre conoscere la massa di combustibile iniettata istante per istante. Tale massa non è da confondersi con quella della “*fuel zone*” in quanto è indipendente dall’andamento del processo di combustione che prevede un’interazione fra le tre zone. Al fine della sua valutazione, determinare il profilo di iniezione è fondamentale. In base a quanto esposto nel paragrafo 1.2, è complesso ricavare una precisa formulazione analitica poiché questi profili hanno delle forme geometriche particolari (vedasi figura 1.4). L’approssimazione che si adotta nel modello in esame è di considerare un profilo di iniezione triangolare. Questa scelta è dovuta essenzialmente alla sua semplicità; infatti, trattandosi di due equazioni lineari per profilo, l’integrazione che permette di risalire alla massa di combustibile iniettata è facilitata. D’altro canto, un profilo di questo tipo è leggermente distante da quello reale; in particolare, non si considera un tratto centrale in cui si inietta una portata costante avendo lo spillo raggiunto la massima alzata, e di conseguenza si sovrastima la durata dei transitori di apertura e chiusura

dell'iniettore. In figura 4.3 è riportato un esempio di profilo triangolare con l'indicazione delle grandezze caratteristiche.

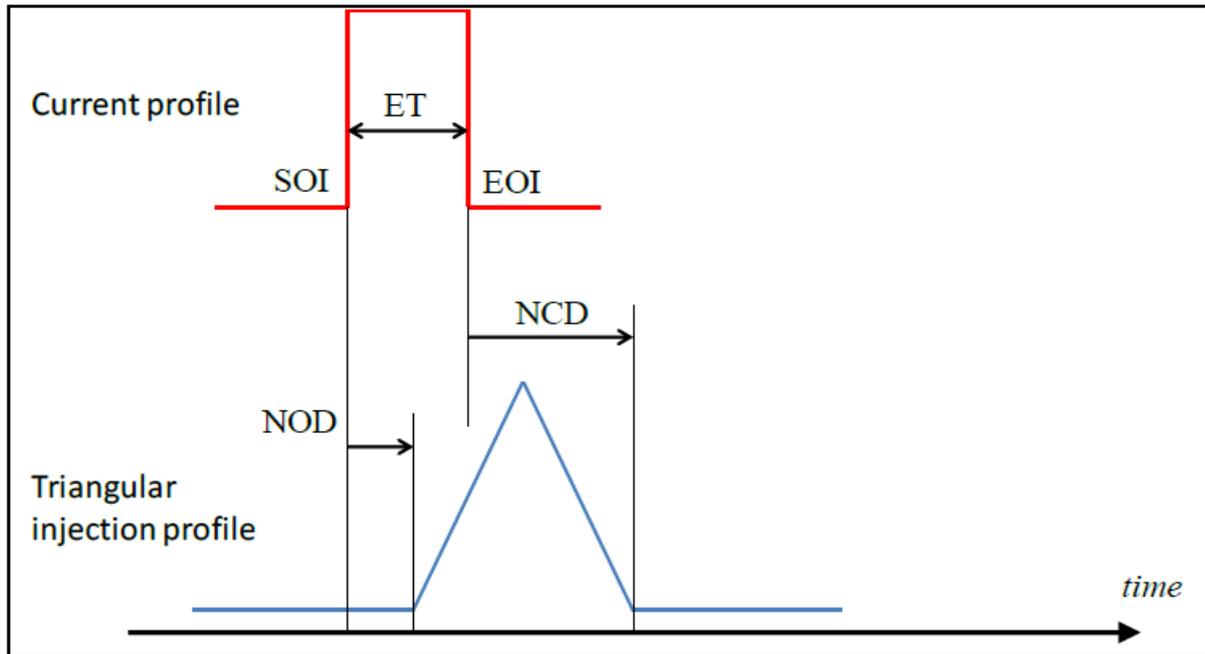


Figura 4.3 Profilo di iniezione triangolare

Si affronta quindi la descrizione di tali grandezze.

- *SOI* ("Start Of Injection"): è l'istante nel quale è innescato un segnale in corrente affinché possa essere vinta la forza elettromagnetica che tiene lo spillo in battuta contro la sua sede. Viene ricavato dal segnale in tensione rilevato dalla pinza amperometrica, già usato nel modello a una zona semplificato. In particolare, il SOI di ciascuna iniezione è determinato come il primo istante in cui tale segnale si discosta da valori prossimi allo zero e assume valori positivi. Infatti, il segnale scende anche verso valori negativi, indice del fatto che viene applicata una tensione opposta a quella di partenza per richiudere lo spillo (vedasi figura 2.13).
- *NOD* ("Nozzle Opening Delay"): è l'intervallo che intercorre tra SOI elettrico e SOI idraulico, ossia tra l'istante in cui il segnale elettrico viene inviato e quello in cui comincia il sollevamento dello spillo e quindi a fluire combustibile in camera. Quindi:

$$NOD = SOI_{hydr} - SOI_{el} \quad Eq. 75$$

- *NCD* ("Nozzle Closure Delay"): è l'intervallo che intercorre tra la fine del comando elettrico e l'ultimo istante nel quale del combustibile è introdotto in camera:

$$NCD = EOI_{hydr} - EOI_{el} \quad Eq. 76$$

- *ET* ("Energizing Time"): è la durata del comando elettrico. Viene acquisito come dato in ingresso.
- *EOI* ("End Of Injection"): corrisponde all'istante in cui cessa il comando in corrente inviato dalla centralina. Può essere ricavato dal segnale della pinza amperometrica, come l'istante in cui scende verso valori negativi lontani dallo zero, oppure a partire dal SOI elettrico e da ET con la seguente espressione:

$$EOI_{el} = SOI_{el} + ET \quad Eq. 77$$

NOD e NCD sono noti poiché è stata eseguita una caratterizzazione sperimentale degli iniettori IAP utilizzati nel motore che ha portato alla definizione di una mappa di valori in funzione della pressione nel $rail$ e di ET :

$$NOD = f(p_{rail}, ET)$$

$$NCD = f(p_{rail}, ET)$$

In particolare, sono state effettuate due tipi di prove: a p_{rail} costante e ET variabile, e a ET costante e p_{rail} variabile. L'“*Energizing Time*” viene fatto variare tra 200 e 1200 μs con step di 100 μs , la pressione nel $rail$ fra 400 e 1800 bar con step di 200 bar. Le successive due figure riportano i risultati ottenuti dalle due prove per alcuni valori di p_{rail} e ET .

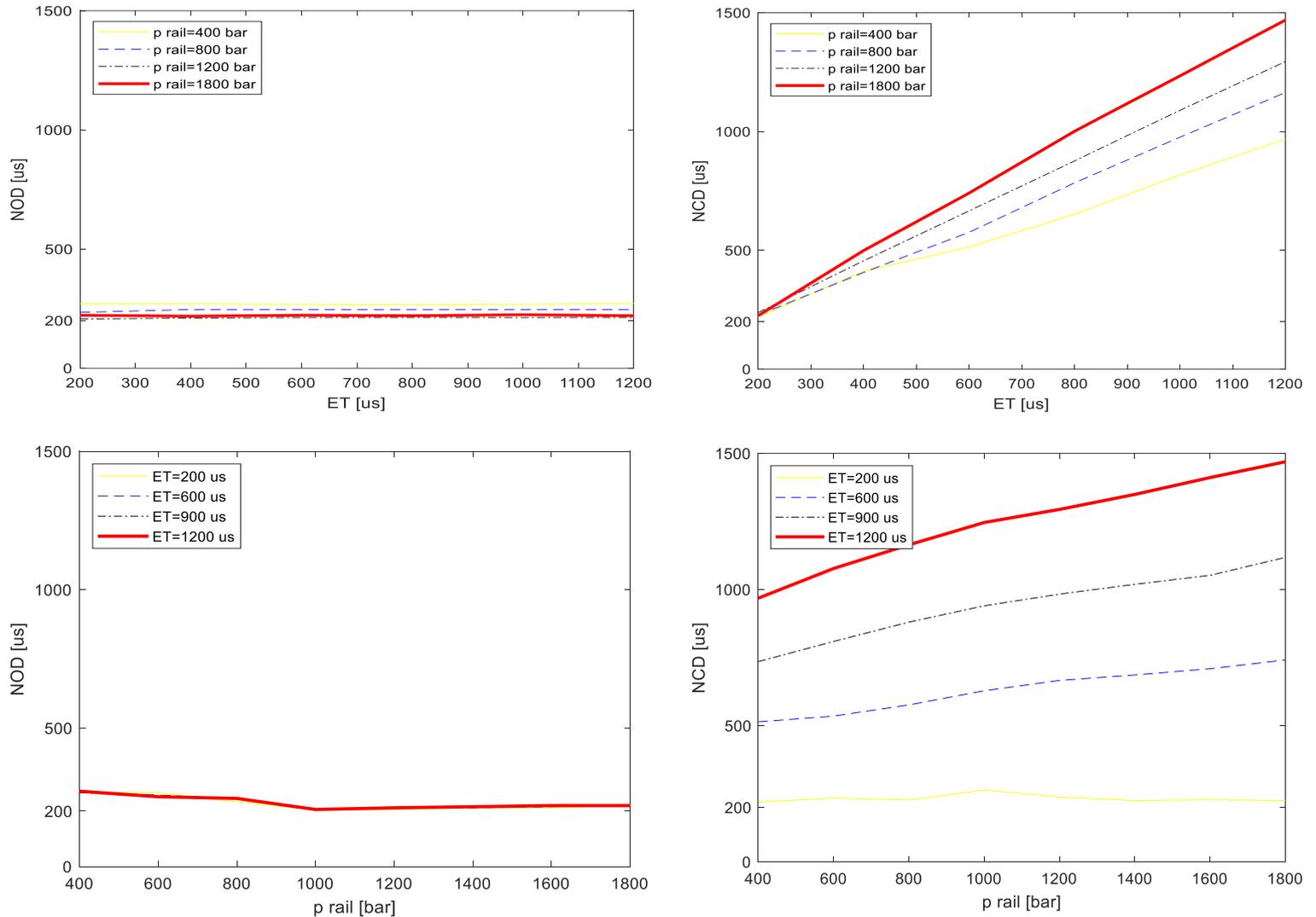


Figura 4.4 Andamento di NOD e NCD in funzione di ET e p_{rail}

Questi grafici evidenziano come NOD sia molto meno dipendente di NCD dai parametri menzionati. In particolare, dal terzo grafico emerge che l'influenza di ET su NOD è pressochè nulla in quanto le curve sono sovrapposte. Per quanto riguarda NCD invece, si registra un trend crescente al variare di entrambi i parametri; un aumento di ET o p_{rail} al variare rispettivamente di p_{rail} e ET dà valori più alti di NCD .

I valori di NOD e NCD per una specifica prova sono ricavati per interpolazione delle mappe sperimentali grazie alla funzione di Matlab “*Interp2*”. Per alcune iniezioni, soprattutto quelle *after* con strategia pMa, l'“*Energizing Time*” è inferiore a 200 μs ; pertanto, l'interpolazione non può essere fatta perché si è al di fuori degli intervalli di ET e p_{rail} usati per la caratterizzazione. Si sceglie in tal caso di adottare dei valori

ragionevoli, prossimi a quelli che si otterrebbero per $ET = 200 \mu s$; l'approssimazione è accettabile poiché sia NOD che NCD sono quasi costanti al diminuire di ET . I valori scelti sono i seguenti:

$$NOD = 220 \mu s$$

$$NCD = 230 \mu s$$

Le quantità iniettate durante i singoli eventi di iniezione sono note in quanto la centralina ne fornisce i valori in mm^3 . Le masse si ottengono da questa relazione:

$$m_{f,j} = q_{f,j} * \rho_f \quad Eq. 78$$

Dove il pedice "j" indica il generico evento di iniezione (*pilota 1, pilota 2, main, after*).

Per ogni evento di iniezione è quindi nota la quantità complessivamente iniettata, cioè l'area del profilo triangolare. Dalla figura 4.3 può essere desunta una semplice relazione per il calcolo della durata dell'evento di iniezione (ossia la base del profilo triangolare):

$$ITL = ET + NCD - NOD \quad Eq. 79$$

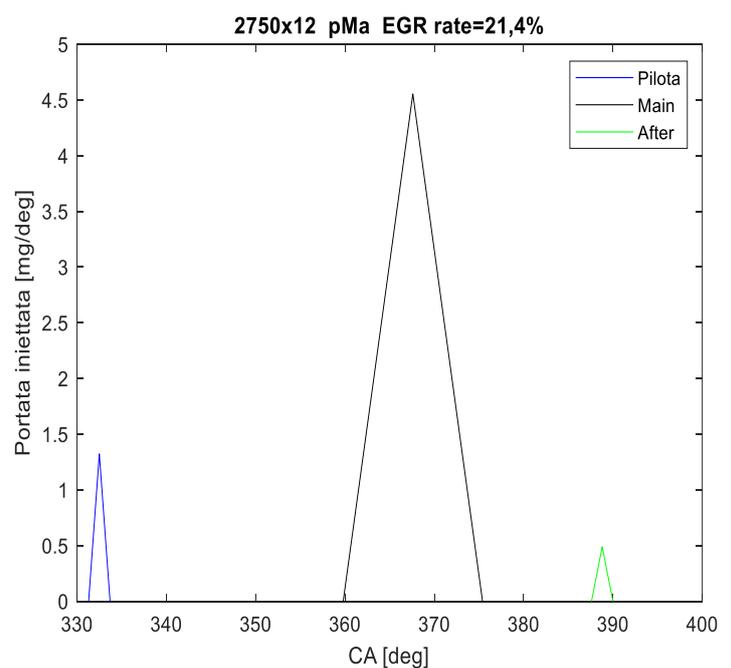
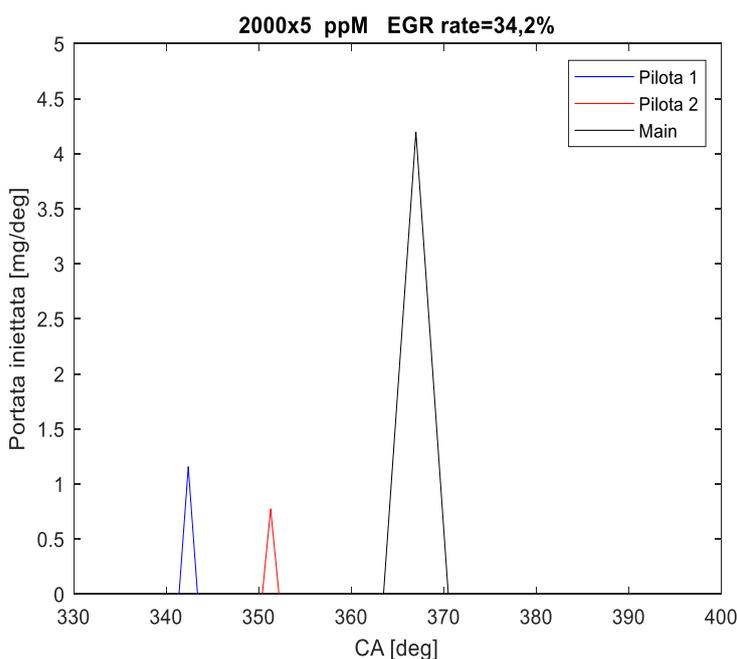
La portata iniettata istante per istante è ottenuta applicando l'equazione della retta passante per due punti sia per il tratto crescente che per quello decrescente. Si riporta quindi l'equazione per il tratto crescente:

$$\dot{m}_{f,inj} = \dot{m}_{f,inj,max} \left(1 - \frac{2\theta}{ITL} \right) \quad Eq. 80$$

Da specificare che il profilo triangolare assunto è simmetrico (medesima durata dei transitori di apertura e chiusura). $\dot{m}_{f,inj,max}$ è la massima portata di combustibile che entra in camera e si può ricavare a partire dalla conoscenza della massa complessivamente iniettata:

$$\dot{m}_{f,inj,max} = \frac{2m_{f,inj,tot}}{ITL} \quad Eq. 81$$

Mediante la funzione "Cumtrapz" si passa dalla portata alla massa di combustibile istantaneamente iniettata. I profili triangolari ottenuti sono riportati nelle seguenti figure.



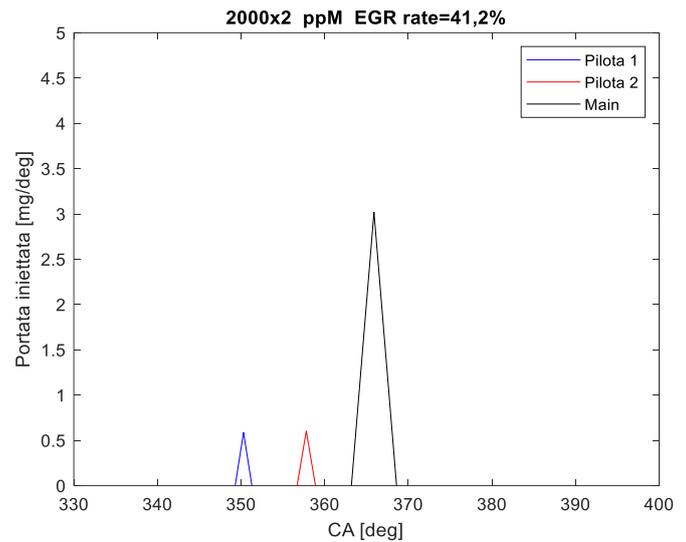
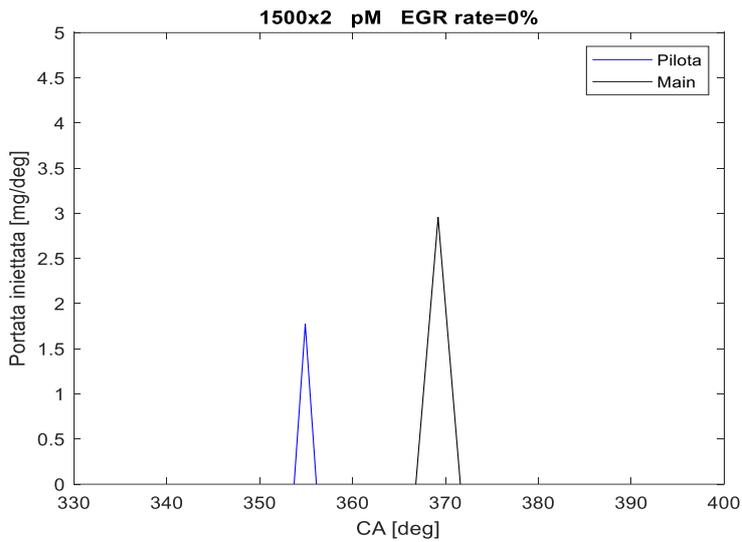
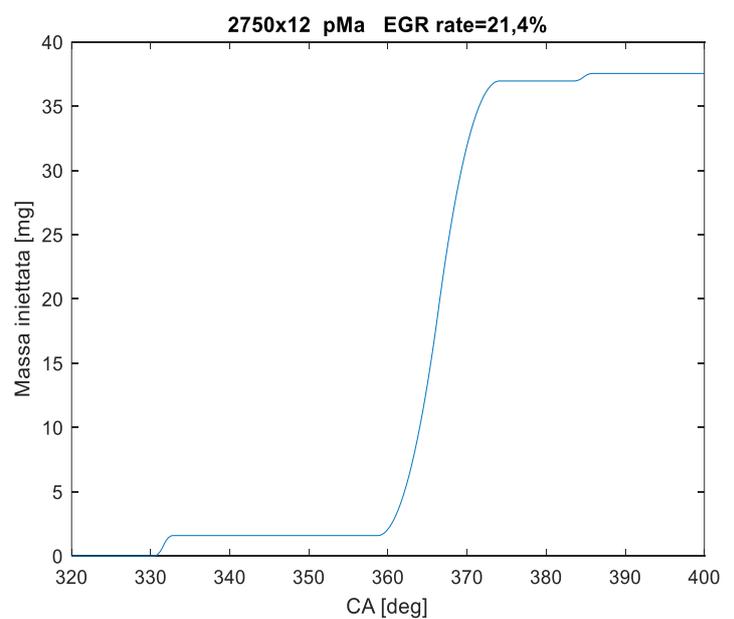
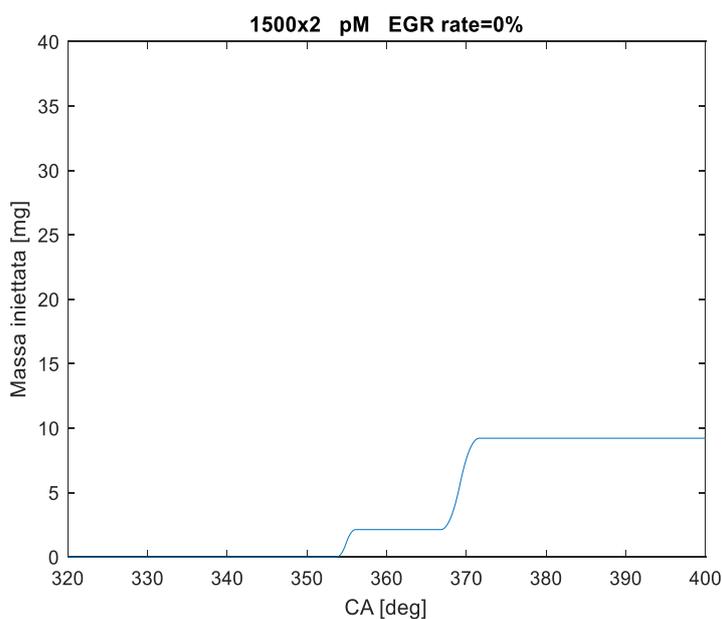


Figura 4.5 Profili di iniezione ricavati da relazioni geometriche

Alcune informazioni possono essere dedotte da questi grafici. Innanzitutto riguardo la fasatura dell'evento di iniezione: infatti, si nota che, più aumenta il carico, più la prima iniezione è anticipata. Ciò è dovuto al fatto che ad alto carico la temperatura media in camera è maggiore e iniettare in prossimità del PMS comporterebbe un'autoaccensione della miscela così rapida da non permettere un adeguato svolgimento dei processi di evaporazione del combustibile e mescolamento con l'aria fresca. D'altro canto, ai bassi carichi l'iniezione è prossima al PMS in quanto, anticipandola eccessivamente, la temperatura in camera sarebbe troppo bassa con conseguente incremento del ritardo di accensione e della quantità di gasolio accumulata. Un altro aspetto da sottolineare riguarda le differenze tra i profili delle pilota e della *after*. Nelle prove a 2750x12 e 2000x5 emerge che la quantità iniettata con la prima iniezione (area del triangolo) è maggiore di quella iniettata rispettivamente con la *after* e con la pilota 2; il motivo è da imputare alla calibrazione che si rende necessaria per la quantità introdotta con la pilota 1, come si descriverà nel paragrafo dedicato.

Di seguito i grafici, relativi alle stesse prove riportate in figura 4.5, dell'andamento della quantità iniettata in funzione dell'angolo di manovella.



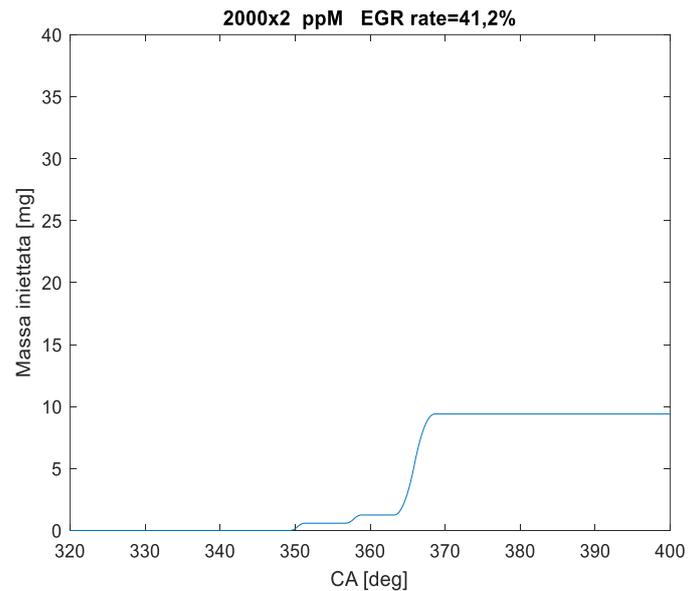
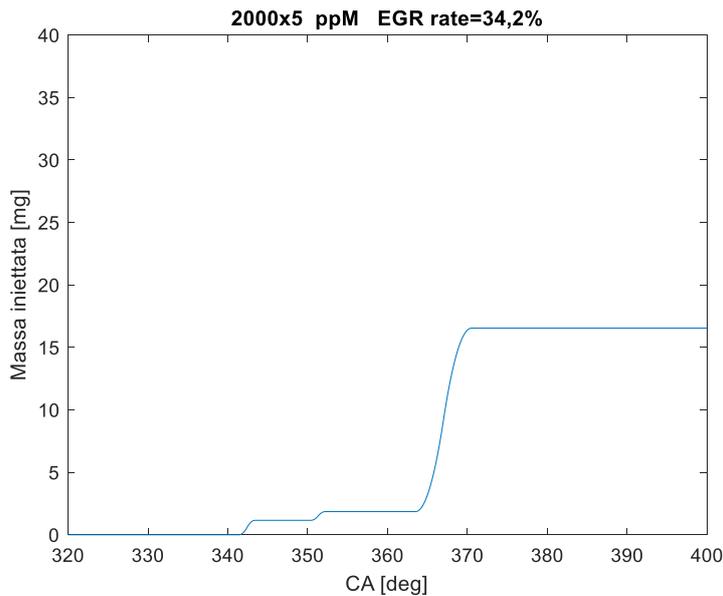


Figura 4.6 Andamento della massa di combustibile iniettata in funzione dell'angolo di manovella

4.4 Calibrazione del modello

Il processo di calibrazione del modello a tre zone si divide in tre parti:

- 1) correzione del SOC
- 2) calibrazione del sotto-modello di scambio termico di Woschni
- 3) correzione della quantità di combustibile introdotta con la prima iniezione (pilota 1).

La correzione dello *Start Of Combustion* richiama quanto esposto nel paragrafo 4.2. Poiché la valutazione del SOC mediante il confronto fra i due cicli di pressione generalmente ne sottostima il valore, è necessario che questo venga incrementato della giusta quantità. Il check che viene inserito nel codice è a livello della massa della zona di gas combusti all'istante di avvio della combustione (inizio del tratto SOC - EOC). Se il valore così ottenuto (tramite l'equazione 69) è negativo, vuol dire che la combustione non è ancora cominciata e quindi il SOC deve essere incrementato di $0,1^\circ$; in tal caso, la camera resta suddivisa in due zone e devono valere le stesse equazioni utilizzate per il tratto precedente (SOI - SOC). L'analisi è ripetuta fino a quando la massa della zona di gas combusti non risulta positiva; il SOC è così definito come il primo istante angolare in cui ciò avviene.

La calibrazione del sotto-modello di scambio termico gioca, come per il modello mono-zona completo, sulla determinazione del parametro C_0 . Il procedimento seguito è però differente. Infatti, l'efficienza di combustione non è considerata unitaria; ciò significa che il modello ammette la presenza di sostanze inquinanti allo scarico del motore. Poiché i dati acquisiti dalla sala prova consentono di calcolare un'efficienza sperimentale (a partire dalle concentrazioni delle specie inquinanti allo scarico), occorre che l'efficienza ricavabile dal modello sia in accordo con quest'ultima. In particolare, è stato assunto che la differenza tra l'efficienza sperimentale e quella calcolata non sia maggiore di 0,002. Per quanto riguarda il parametro di calibrazione C_0 , restano valide le considerazioni del modello a una zona: l'intervallo entro cui il suo valore deve essere compreso è 50 – 200. In caso di valori inferiori a 50, la massa di combustibile iniettata è

sottostimata per cui occorre incrementarla con step di 0,01 mg; se invece C_0 è maggiore di 200, il modello sovrastima la quantità totale di combustibile e dunque la sua massa deve essere diminuita con step di 0,01 mg. L'efficienza sperimentale si ottiene dalla seguente equazione:

$$eff_{exp} = 1 - \frac{\dot{m}_{HC}LHV_{HC} + \dot{m}_{CO}LHV_{CO} + \dot{m}_{Soot}LHV_{Soot}}{\dot{m}_{fuel,tot}LHV} \quad Eq.82$$

I poteri calorifici inferiori delle tre specie inquinanti sono i seguenti:

$$LHV_{HC} = 42700 \frac{kJ}{kg}$$

$$LHV_{CO} = 10500 \frac{kJ}{kg}$$

$$LHV_{Soot} = 38000 \frac{kJ}{kg}$$

L'efficienza calcolata è invece funzione della frazione di massa bruciata e dell'EOC:

$$eff_{calc} = x_b(EOC) \quad Eq.83$$

A sua volta la frazione di massa bruciata si ricava dalla massa della zona di gas combusti:

$$x_b = \frac{m_b}{(1 + \alpha_{st}^u) m_{fuel,tot}} \quad Eq.84$$

Nel successivo diagramma è riportato l'andamento dell'efficienza sperimentale in funzione della quantità iniettata per delle prove che spaziano tra i sei punti motore e le tre strategie di iniezione.

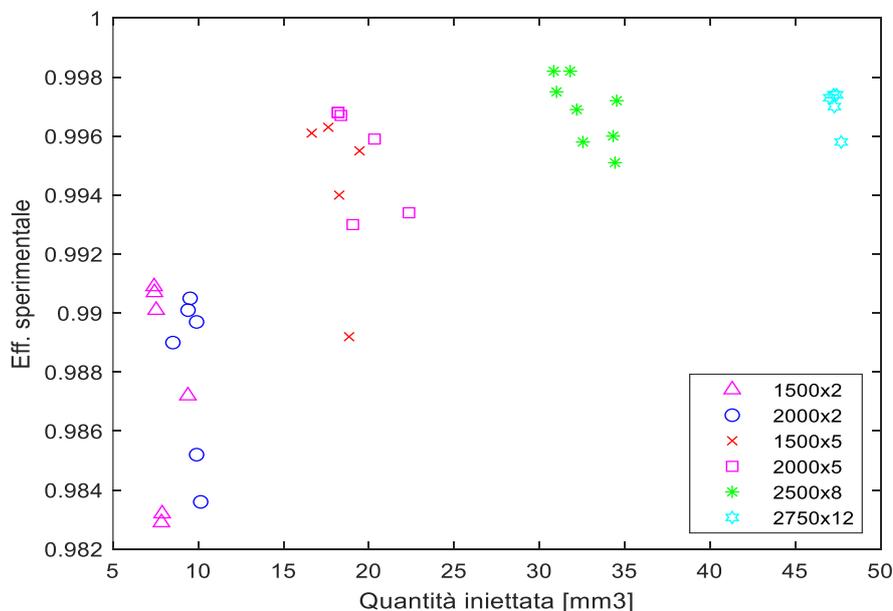


Figura 4.7 Efficienza sperimentale in funzione della quantità di combustibile iniettata

La tendenza è quella di un aumento dell'efficienza al crescere della quantità iniettata e quindi del carico. Di conseguenza le emissioni di inquinanti rilevate allo scarico sono minori. Infatti un carico maggiore implica maggiori livelli di temperatura in camera e dunque le ossidazioni di soot e CO (a CO₂) sono favorite. Anche per quanto riguarda i meccanismi di formazione degli HC, l'aumento del carico ne rallenta la maggior parte.

La terza calibrazione coinvolge la massa di combustibile introdotta per prima in camera di combustione. Molto frequente è infatti il caso in cui tale quantità è troppo piccola rispetto a quella che brucia secondo il segnale di pressione; la massa della zona di solo combustibile ne mostra l'evidenza in quanto assume valori negativi prima del massimo. Occorre pertanto correggere questo comportamento incrementando la massa della pilota 1 con step di 0,1 mg fino a che la massa della "fuel zone" non è interamente positiva. Nel codice Matlab è introdotta un'apposita funzione dal nome "tre_zone_cal_pil1" per eseguire questo calcolo. Essa fornisce il valore di un coefficiente, chiamato pq , che indica la massa in mg che deve essere aggiunta alla pilota 1 per calibrare il modello. In figura 4.8 un esempio di andamento della massa della "fuel zone" prima e dopo calibrazione per una prova 1500x5 con strategia di iniezione ppM:

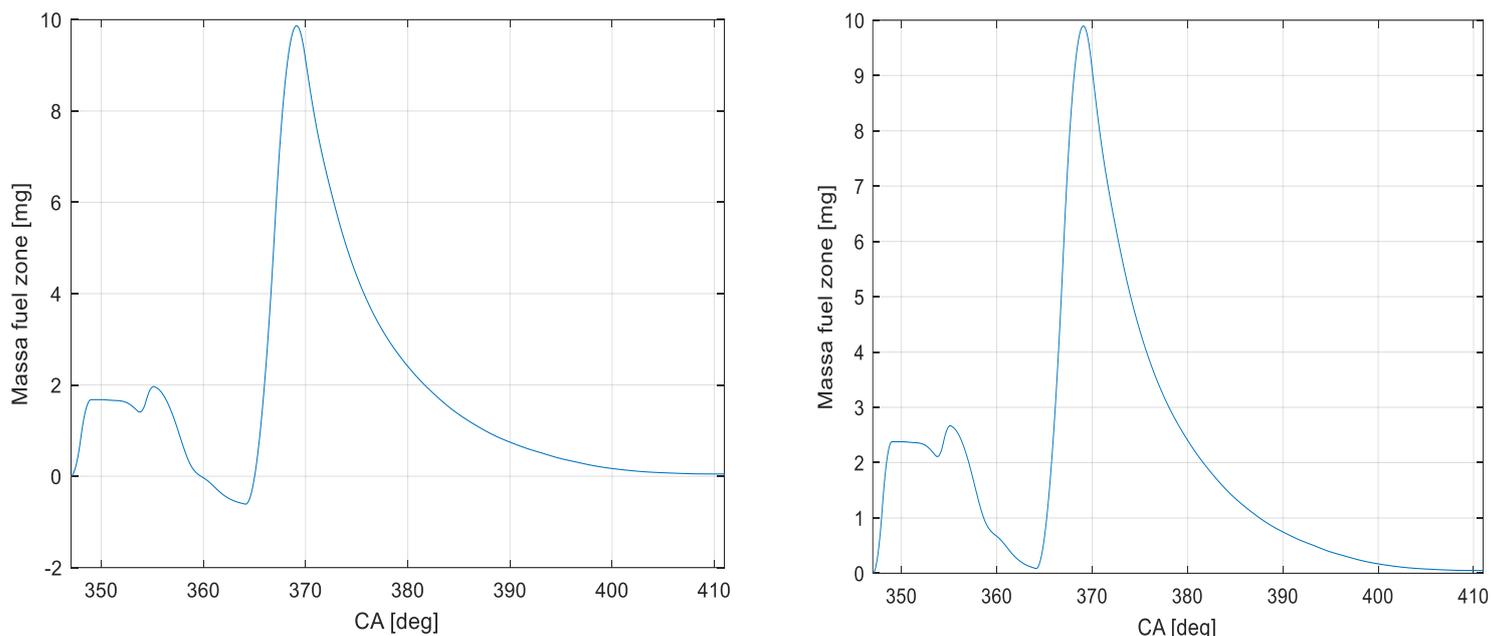


Figura 4.8 Massa della "fuel zone" prima della calibrazione (figura a sinistra) e dopo (figura a destra) per una prova 1500x5 con strategia ppM

Le seguenti tabelle indicano i risultati completi del processo di calibrazione.

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	EOC [deg]	SOC [deg]	C_0	η_{exp}	η_{calc}	m _q [mg]	p _q [mg]
002	1500x2	pM	0	387,8	357,6	50	0,9901	0,9916	+0,55	+0,7
003	1500x2	pM	27,9	389,4	355,7	50,15	0,9907	0,9924	+0,03	+0,4
004	1500x2	pM	40,2	392,2	358,4	96,88	0,9909	0,9891	0	+0,4
010	1500x2	pM	51,9	406,4	358	195,31	0,9829	0,9822	0	0
015	1500x5	pM	20,3	402,5	355,5	87,5	0,9963	0,9977	0	+0,8
019	1500x5	pM	31,4	433,6	354,9	120	0,9940	0,9937	0	+0,6
021	1500x5	pM	40,8	450	354,6	190,63	0,9892	0,9877	0	+0,6
023	2000x2	pM	0	391,5	354,3	50	0,9897	0,9910	+0,87	+0,5
024	2000x2	pM	25	392,8	354,5	50	0,9905	0,9924	+0,53	+0,4
026	2000x2	pM	37,9	395,5	355,5	50	0,9901	0,9919	+0,21	+0,2
032	2000x2	pM	45,5	400,9	357,1	96,88	0,9852	0,9837	0	0
035	2000x5	pM	4,6	398,2	352,5	50	0,9968	0,9984	+0,42	+0,8
036	2000x5	pM	13,7	399,9	352,5	50	0,9968	0,9983	+0,24	+0,7
039	2000x5	pM	27,9	409,8	352,4	96,88	0,9967	0,9968	0	+0,7
043	2000x5	pM	39,9	450	351,7	181,25	0,9930	0,9939	0	+0,7

Tabella 4.3 Risultati della calibrazione del modello a tre zone - parte 1

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	EOC [deg]	SOC [deg]	C_0	η_{exp}	η_{calc}	mq [mg]	pq [mg]
046	2500x8	pM	2,1	397,1	346	59,38	0,9982	0,9977	0	0
049	2500x8	pM	15,6	401,6	345,6	80	0,9982	0,9971	0	0
054	2500x8	pM	27,8	420,6	345,8	190,63	0,9975	0,9957	0	+0,1
002	1500x2	ppM	51,1	396,7	357,5	50	0,9832	0,9843	+0,12	0
027	1500x2	ppM	47,6	398	359,4	50	0,9872	0,9881	+0,53	0
035	1500x5	ppM	32,8	424,9	352,6	115,63	0,9955	0,9962	0	+0,5
050	1500x5	ppM	30,2	410,9	350,3	87,5	0,9961	0,9969	0	+0,7
051	2000x2	ppM	41,2	398,5	359,1	50	0,9890	0,9909	+0,65	0
058	2000x2	ppM	45,8	404,4	361,1	50	0,9836	0,9854	+0,33	0
093	2000x5	ppM	34,2	418,4	351,5	68,75	0,9959	0,9973	0	+0,1
094	2000x5	ppM	41,7	450	350,1	162,5	0,9934	0,9930	0	0
007	2500x8	pMa	27	433,8	343,8	106,25	0,9972	0,9979	0	+0,5
011	2500x8	pMa	29,3	465,6	345,2	96,88	0,9958	0,9947	0	+0,3
014	2500x8	pMa	26,5	448,8	345	92,19	0,9969	0,9974	0	+0,4
016	2500x8	pMa	31,8	433,3	344,8	87,5	0,9951	0,9943	0	+0,6
022	2500x8	pMa	31,3	433,5	344	96,88	0,9960	0,9949	0	0
035	2750x12	pMa	21,4	469,5	342,4	162,5	0,9974	0,9983	0	+1
036	2750x12	pMa	21,4	465,9	342,5	134,38	0,9973	0,9955	0	+0,9
038	2750x12	pMa	23,8	465,6	342,4	120	0,9958	0,9965	0	+1,2
041	2750x12	pMa	22,1	466,5	342,4	134,38	0,9970	0,9979	0	+0,9
043	2750x12	pMa	21,4	466,1	342,6	120	0,9974	0,9980	0	+1

Tabella 4.4 Risultati della calibrazione del modello a tre zone - parte 2

Alcune considerazioni possono essere fatte osservando le variazioni imposte alle quantità iniettate (mq e pq).

Innanzitutto, le prove a basso carico mostrano una maggiore tendenza a sottostimare la massa totale di combustibile; ciò vale indipendentemente dalla strategia di iniezione. Tuttavia, si nota come l'entità delle modifiche apportate è molto piccola: nessuna delle prove esaminate presenta una variazione superiore a 1 mg. Si può pertanto ritenere con buona probabilità che cadano all'interno dell'intervallo di incertezza sulla stima delle quantità rilasciate dall'iniettore.

Per quanto riguarda la calibrazione della prima iniezione, viene definito un incremento che si mostra dipendente dalla strategia considerata. In particolare, per le prove che sono effettuate con una doppia iniezione pilota (pilota 1 e pilota 2), è raro ricorrere a una modifica della quantità iniettata. Ciò è in linea con una delle motivazioni che spingono ad un utilizzo della seconda iniezione pilota; infatti, nel caso in cui la quantità introdotta con la pilota 1 sia sottostimata, l'inserimento di combustibile in un secondo momento è in grado quasi sicuramente di compensare questo deficit. Può comunque succedere che ciò non sia sufficiente, come si osserva per le prove a 1500x5; di fatti, è più facile che questa sottostima si verifichi laddove le quantità iniettate sono maggiori. Questa tendenza è evidente anche se si prendono in considerazione le prove con strategia di iniezione pMa. In questo caso si nota che gli incrementi sono spesso maggiori di 1 mg.

Dall'analisi dei valori di EOC emerge un comportamento generale che indica una sottostima della durata della combustione da parte del modello a tre zone rispetto a quello mono-zona, come si vedrà nel dettaglio nel paragrafo dedicato al confronto tra i modelli.

Infine, il parametro di calibrazione del sotto-modello di Woschni assume un comportamento abbastanza disomogeneo; in generale, comunque, i valori minori si riscontrano ai carichi più bassi.

4.5 Risultati grafici

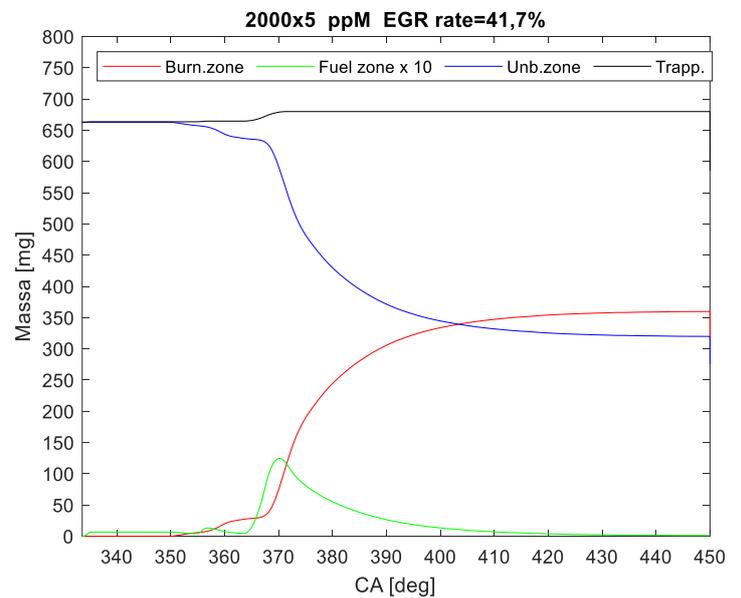
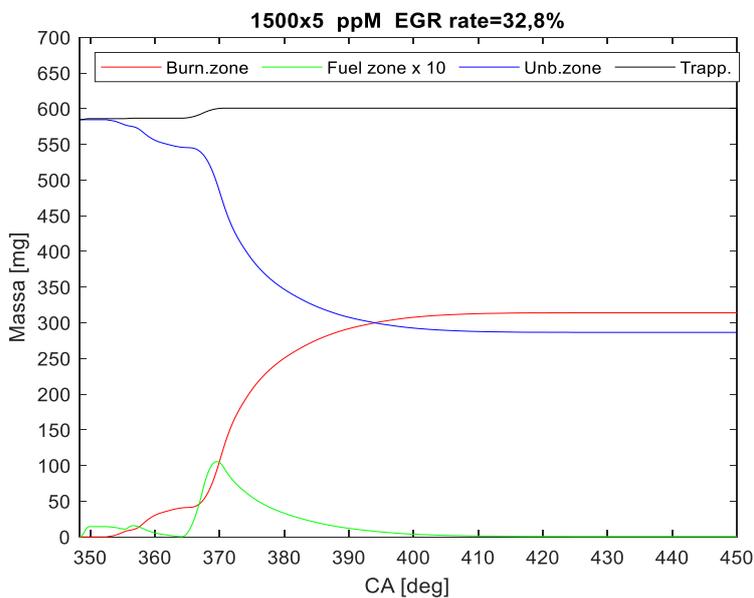
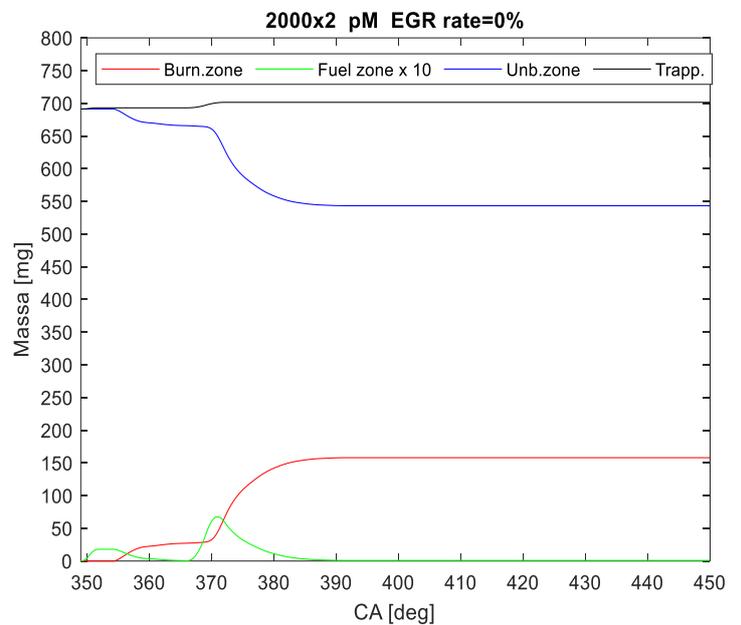
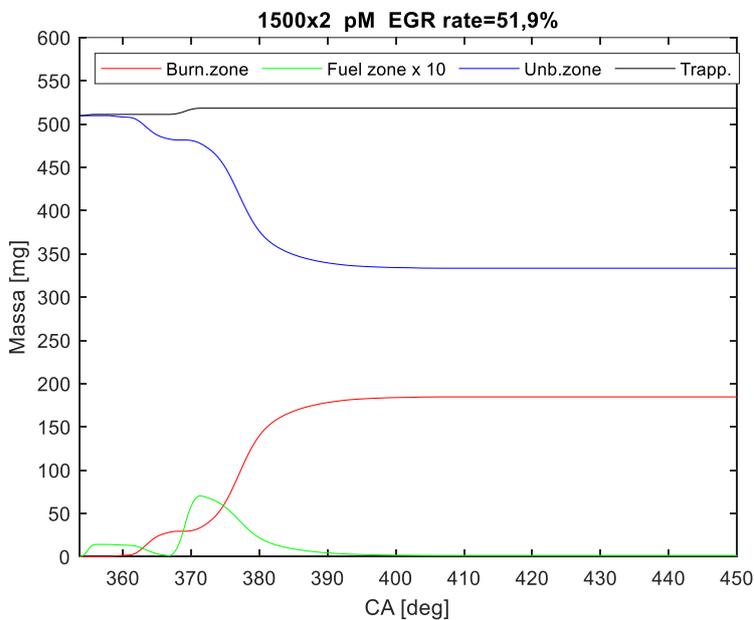
In questo paragrafo vengono presentati i grafici delle principali grandezze che il modello a tre zone consente di valutare. In particolare, per ognuna delle tre zone, sono riportati gli andamenti di:

- massa (con anche la massa intrappolata nel cilindro)
- temperatura (con anche la temperatura media in camera)
- volume

Inoltre sono presentate le curve di:

- *Heat Release Rate* (HRR)
- frazione di massa bruciata (x_b)
- potenza specifica scambiata con le pareti (\dot{Q}_p)
- cumulata dell'energia scambiata con le pareti (Q_{ht}).

Le prove considerate sono 6, con l'idea di esplorare tutti i punti motore e diversi gradi di EGR.



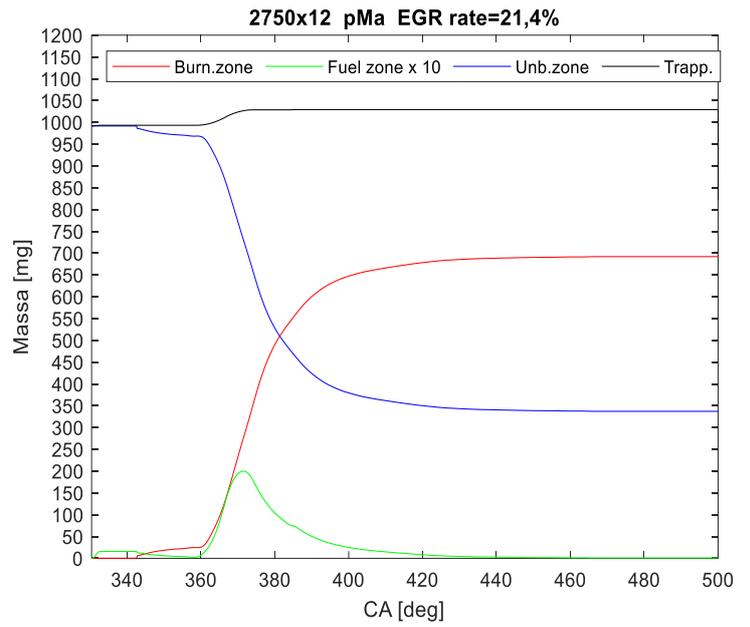
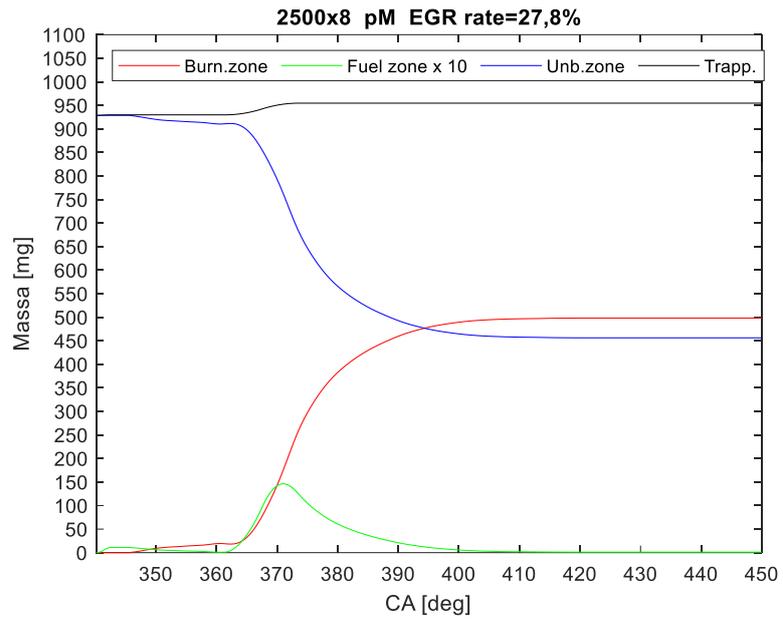
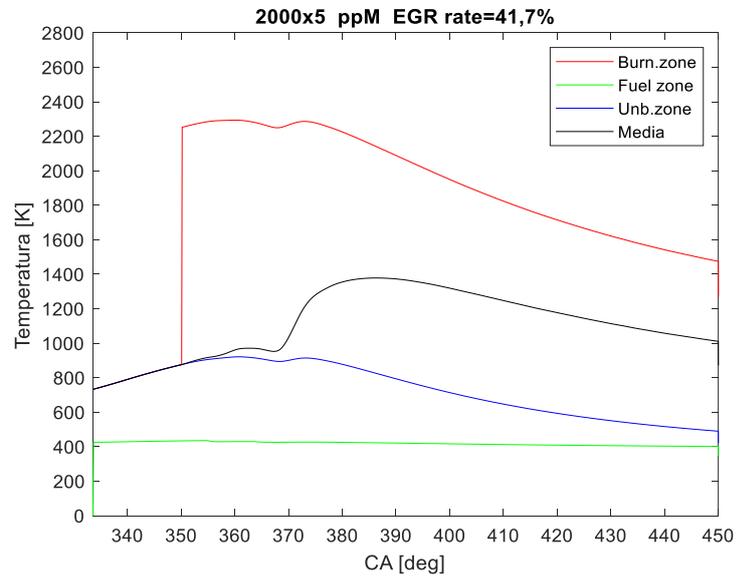
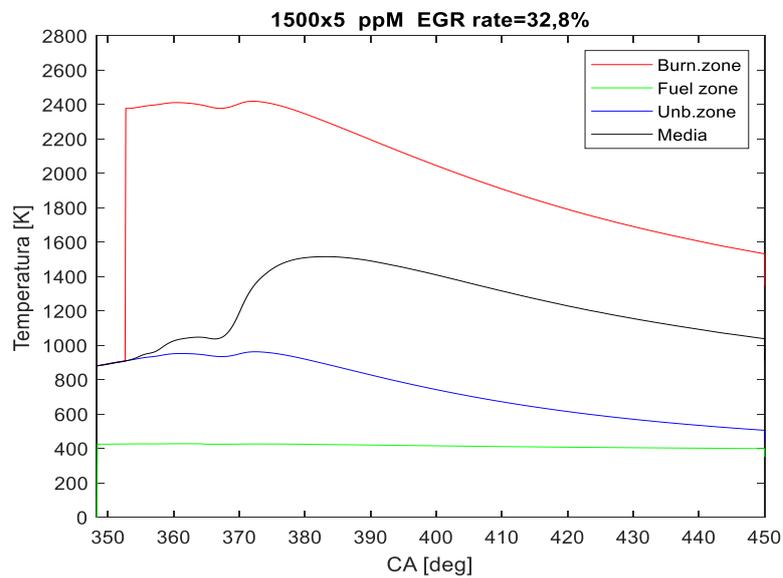
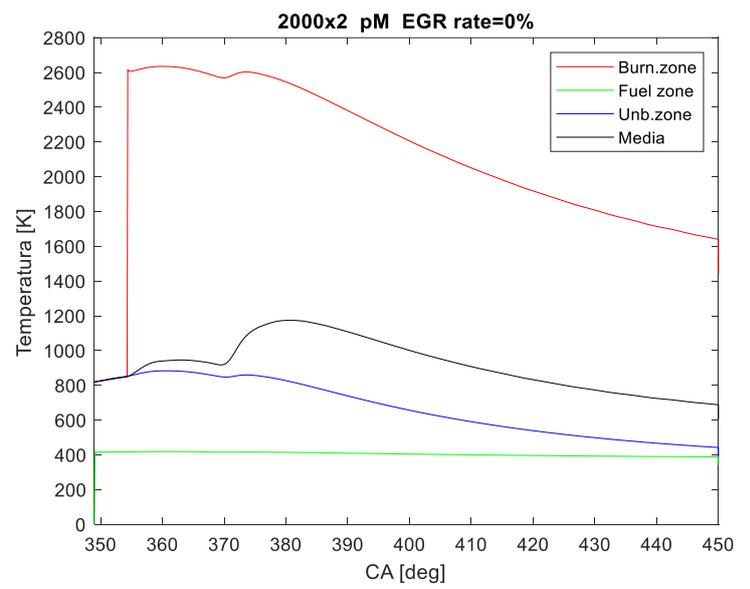
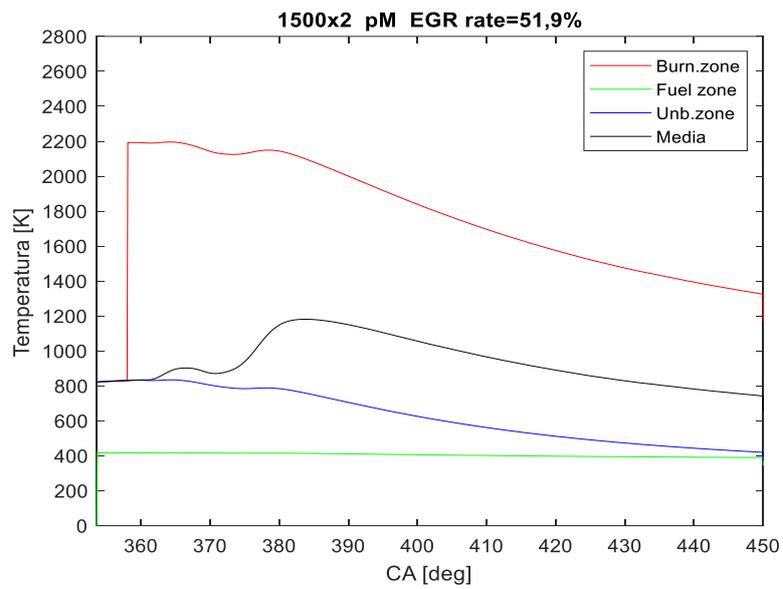


Figura 4.9 Andamento della massa nelle tre zone e della massa intrappolata



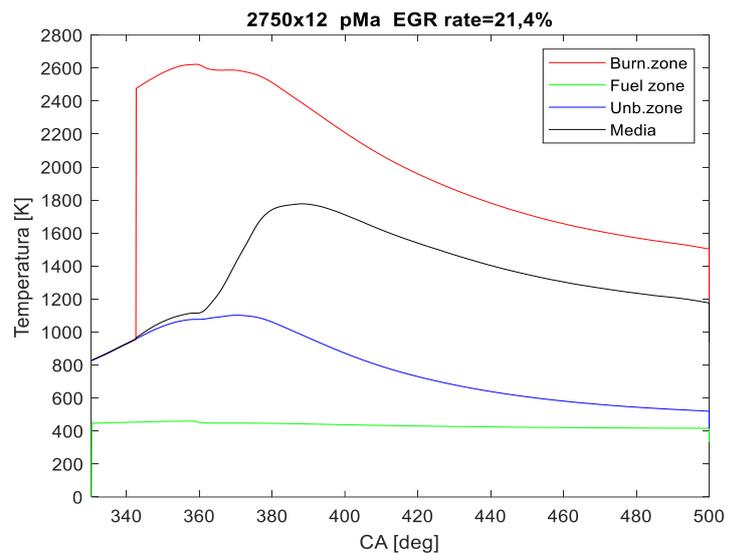
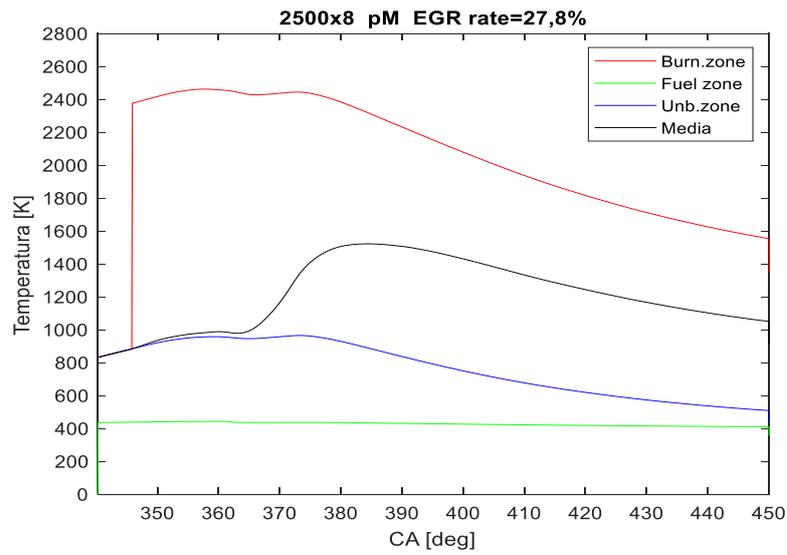
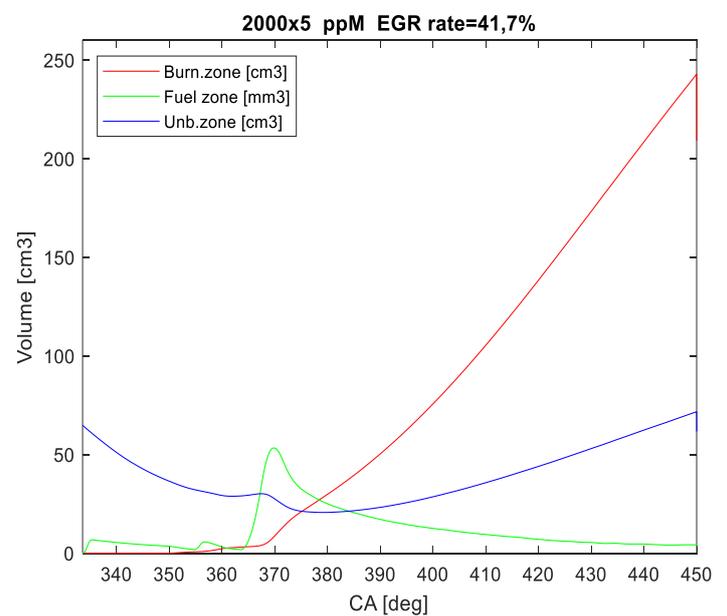
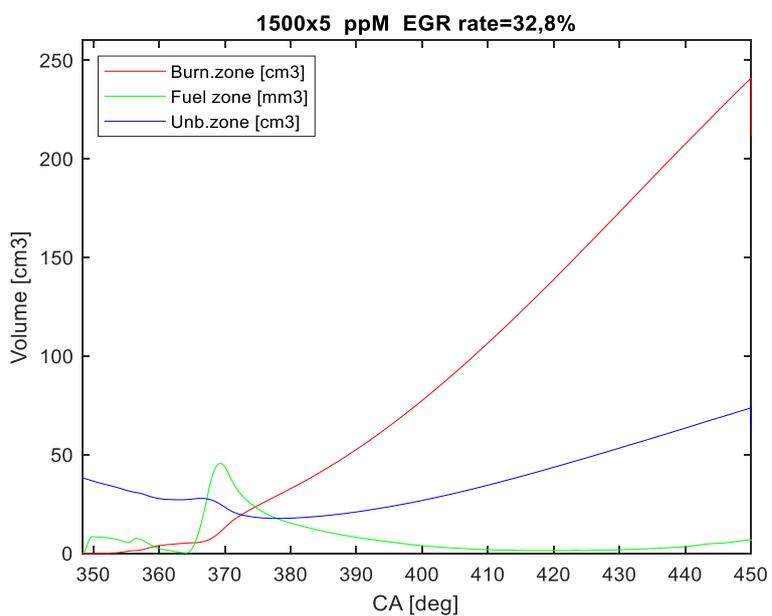
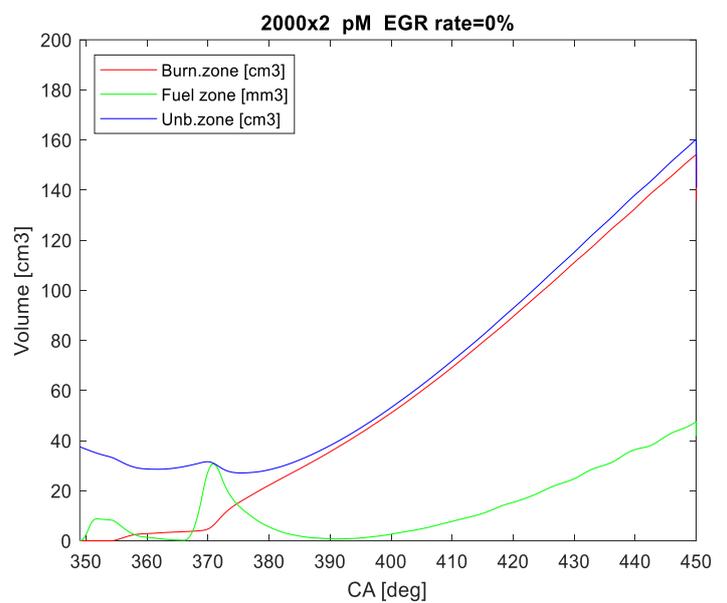
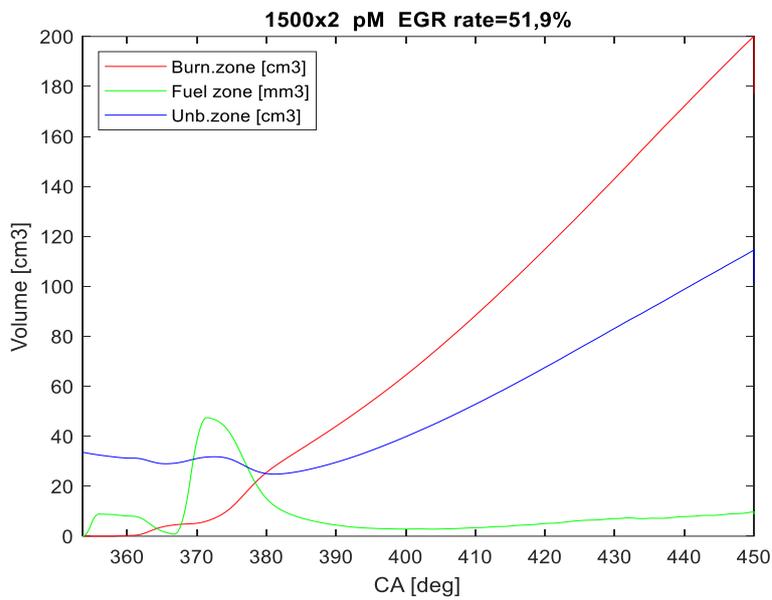


Figura 4.10 Andamento della temperatura nelle tre zone e della temperatura media



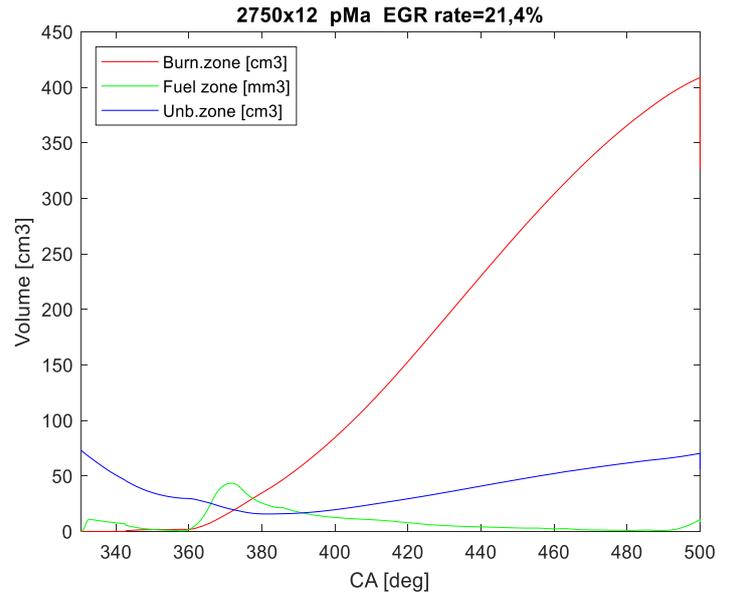
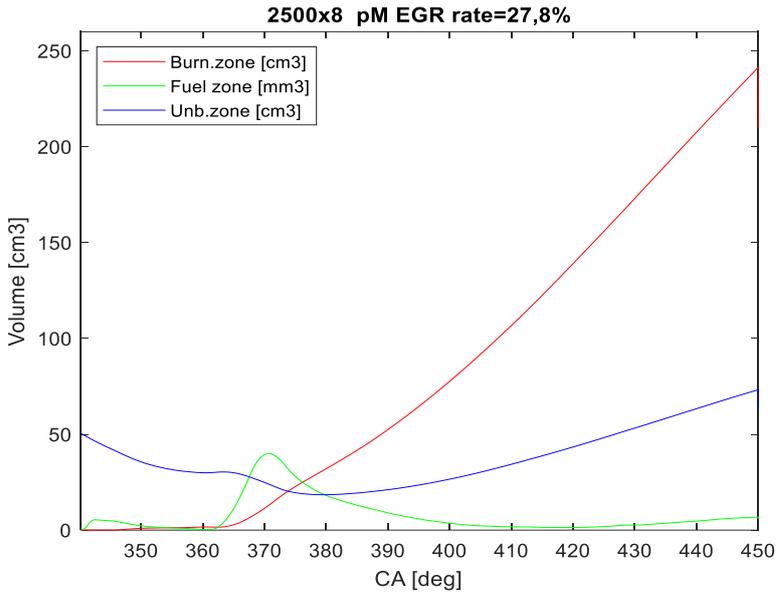
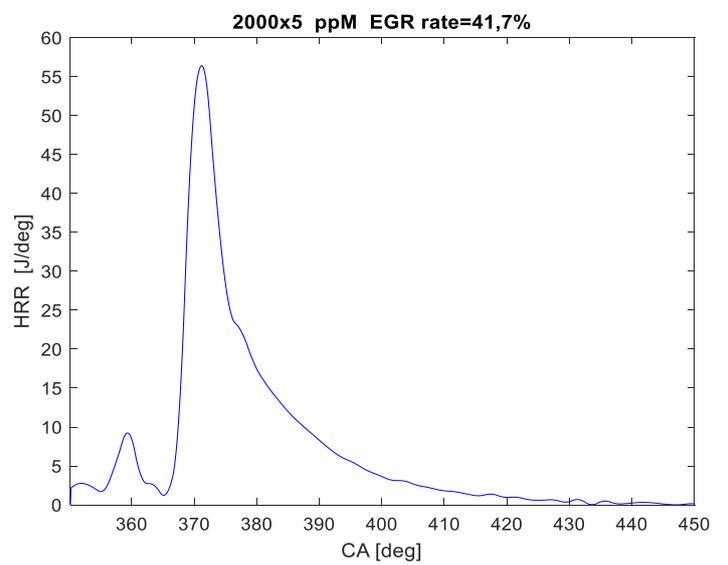
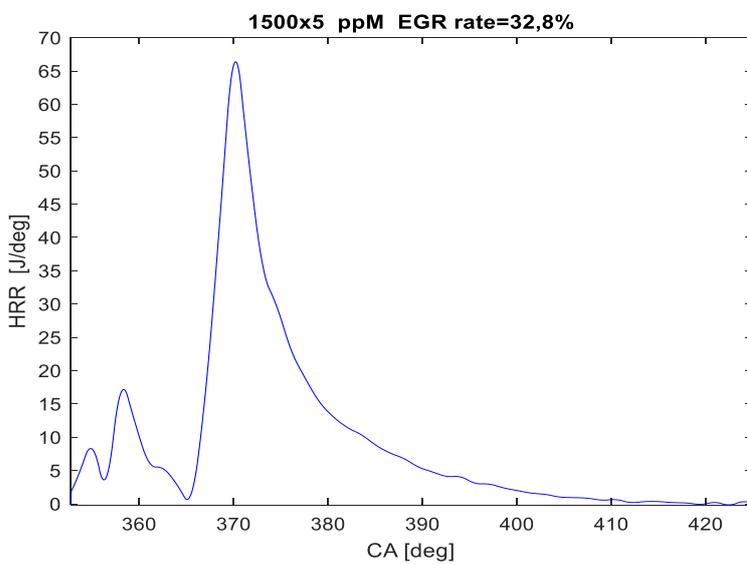
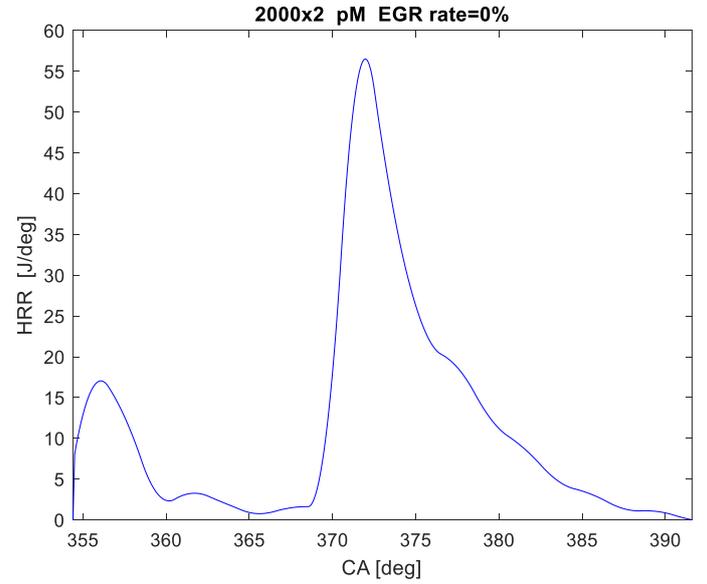
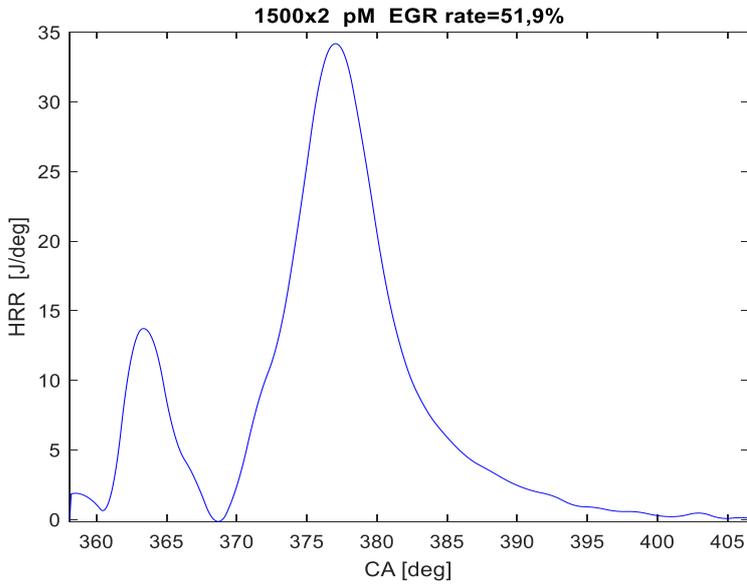


Figura 4.11 Andamento dei volumi delle tre zone



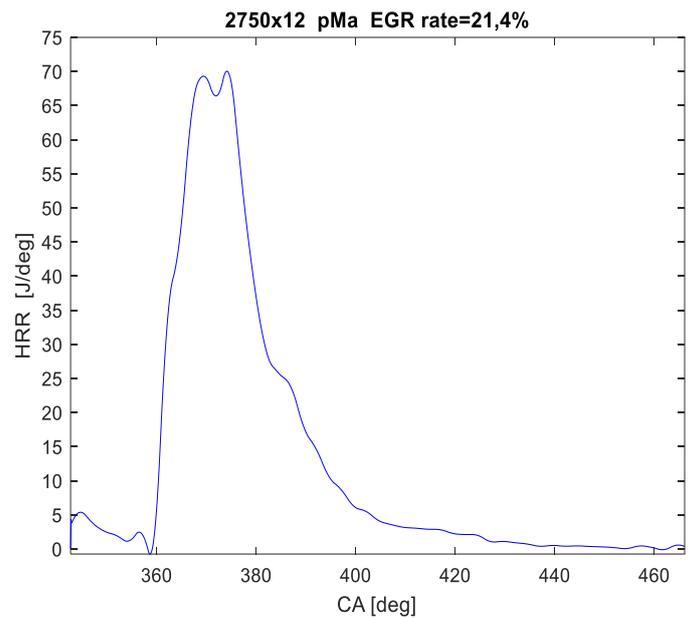
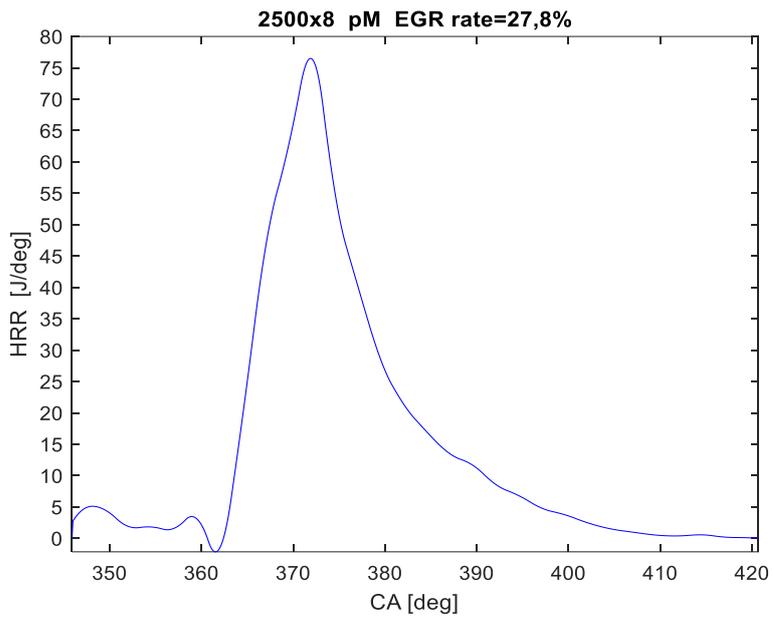
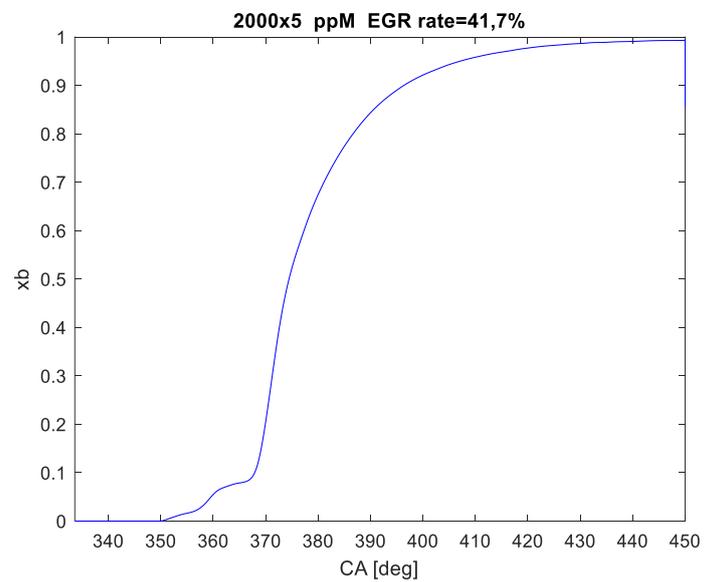
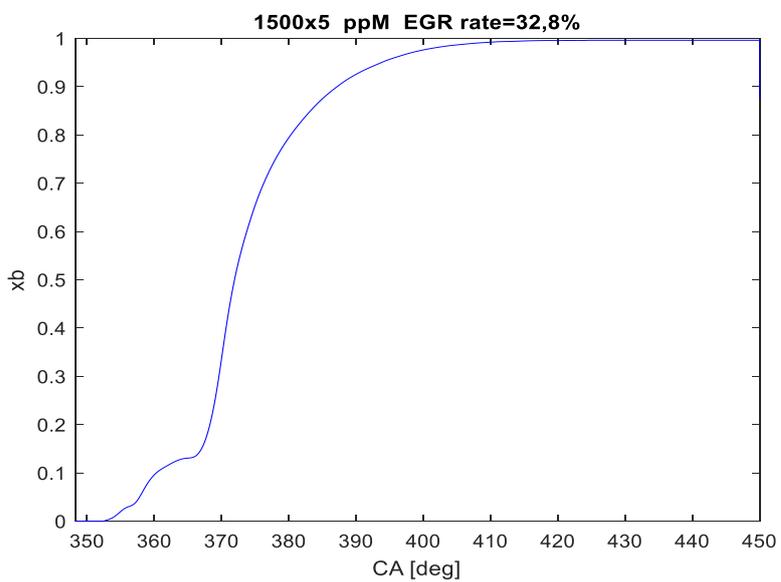
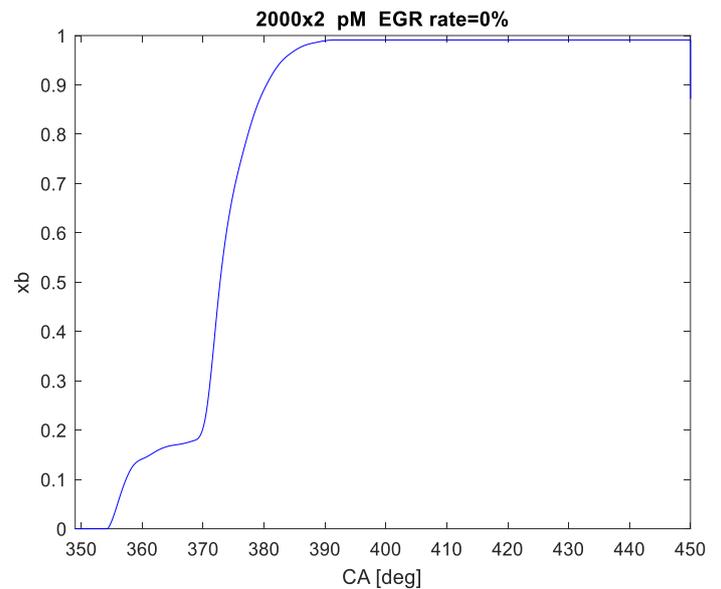
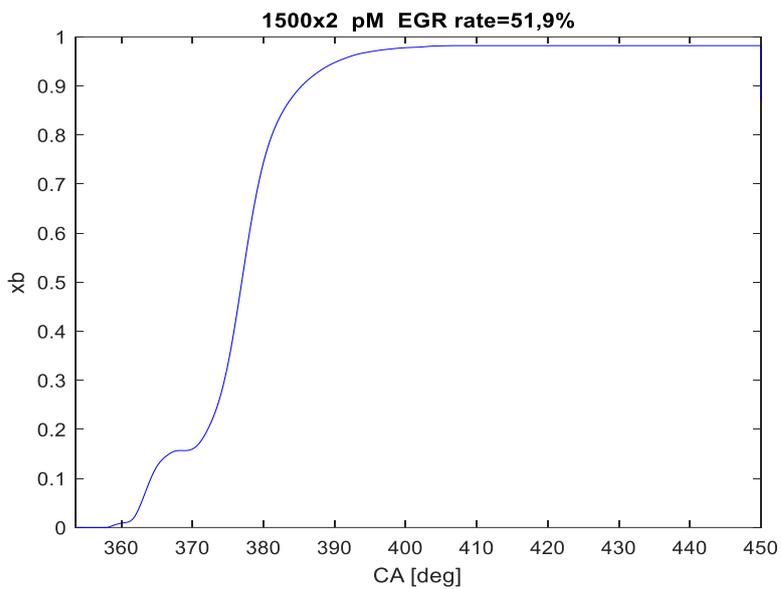


Figura 4.12 Andamento di HRR (modello a tre zone)



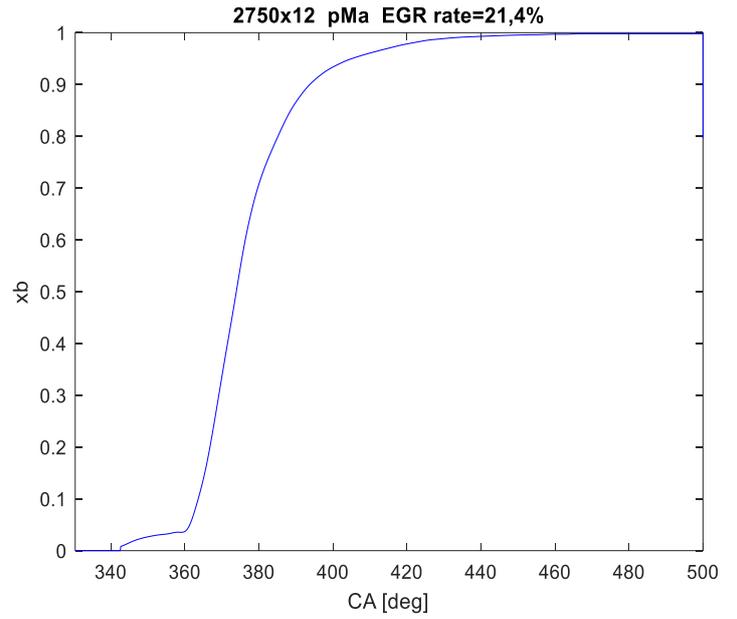
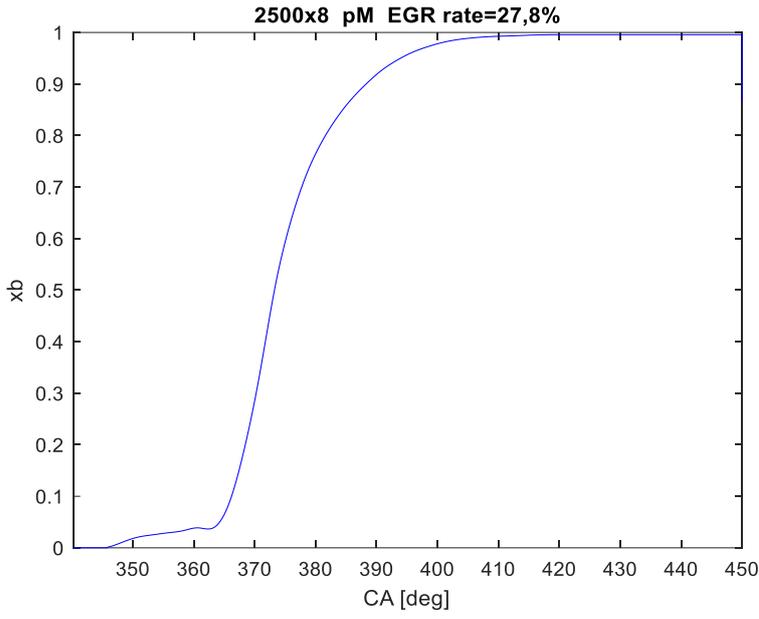
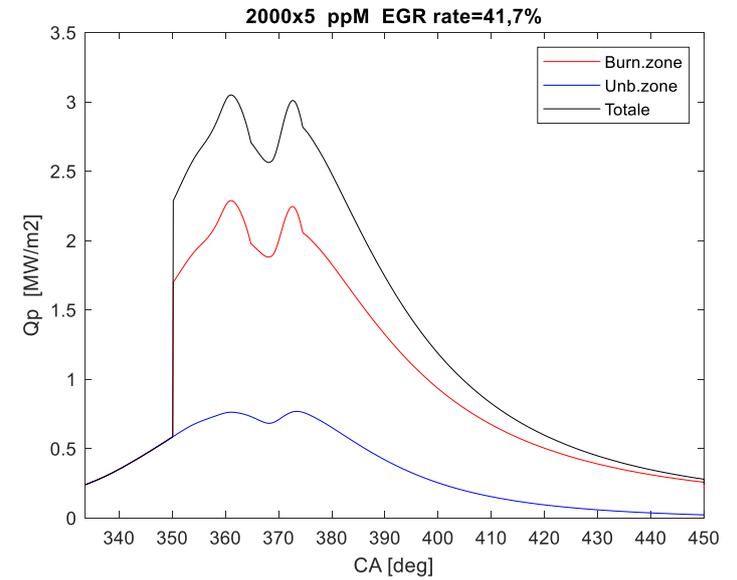
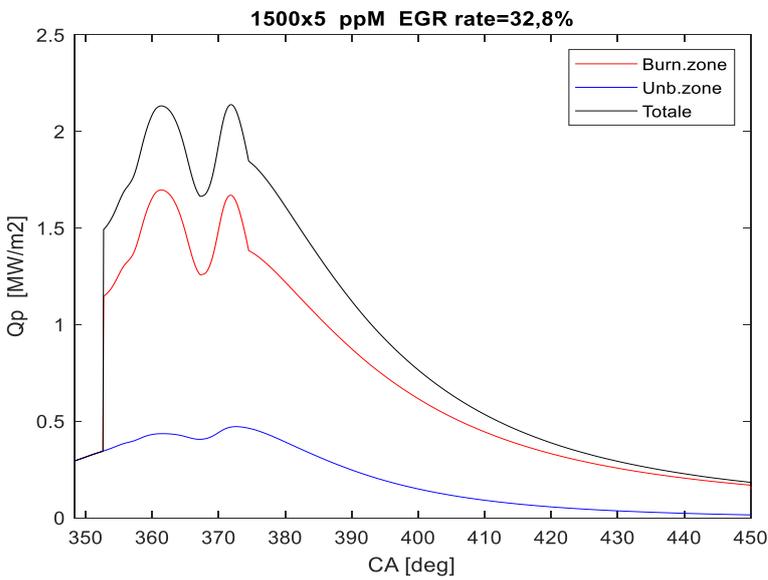
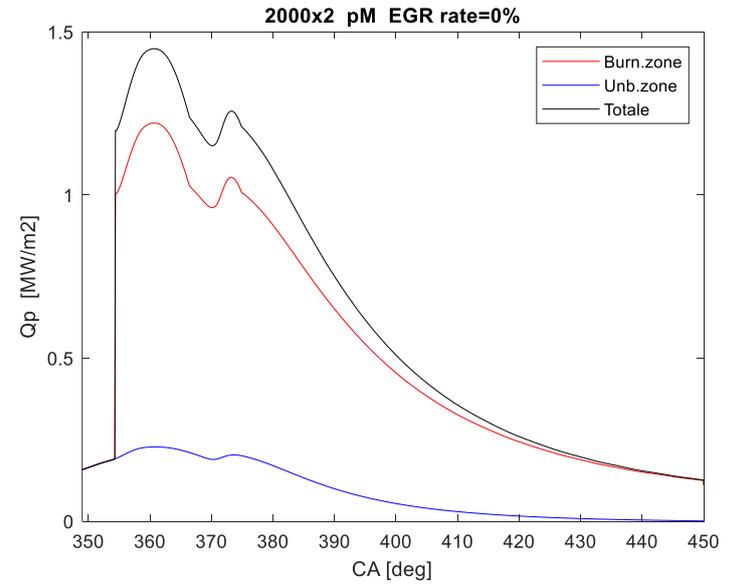
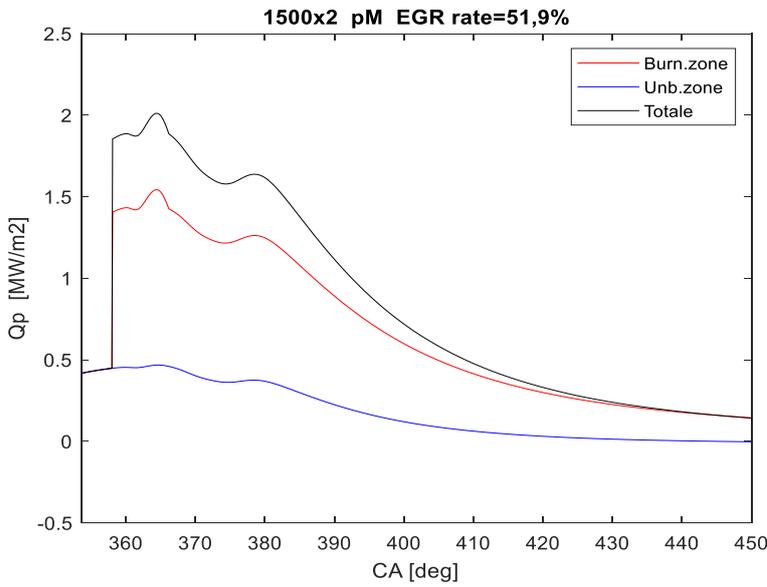


Figura 4.13 Andamento di x_b (modello a tre zone)



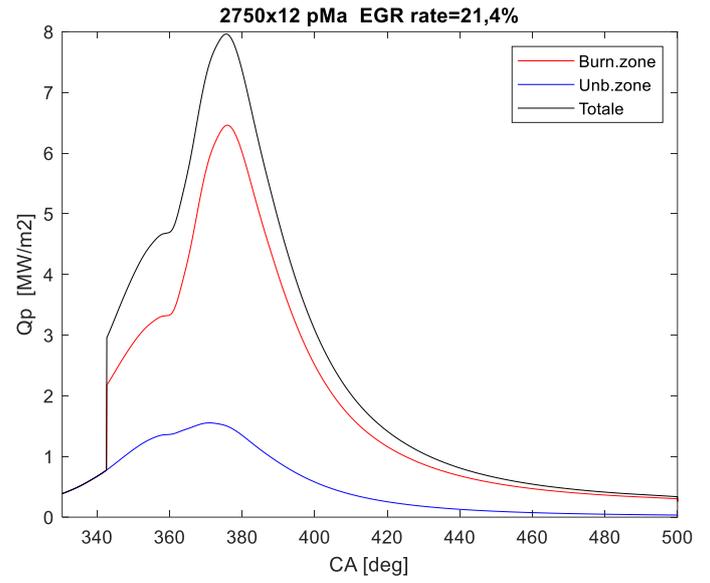
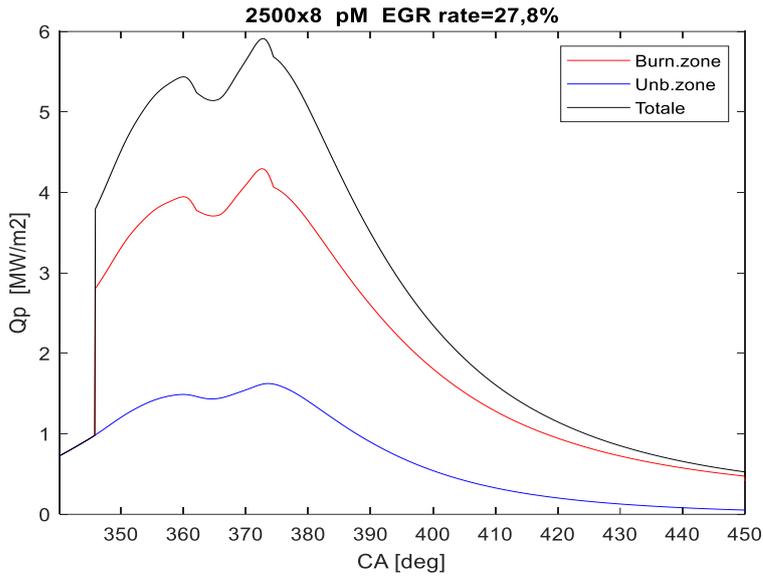
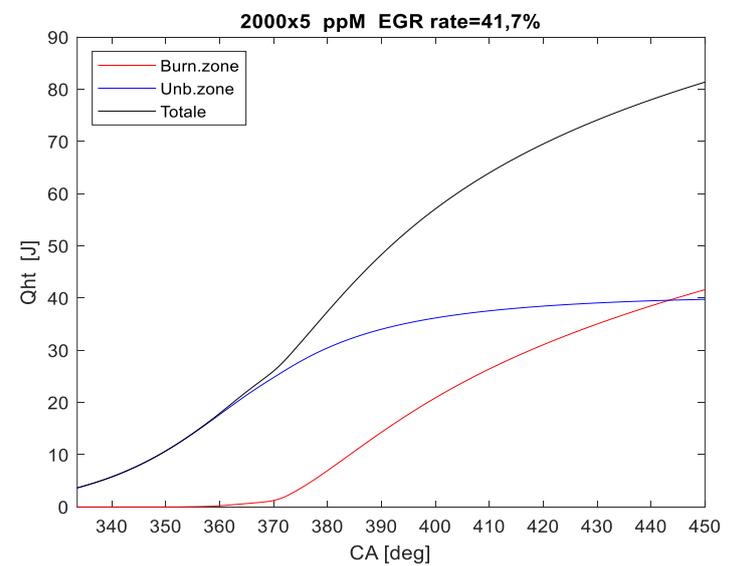
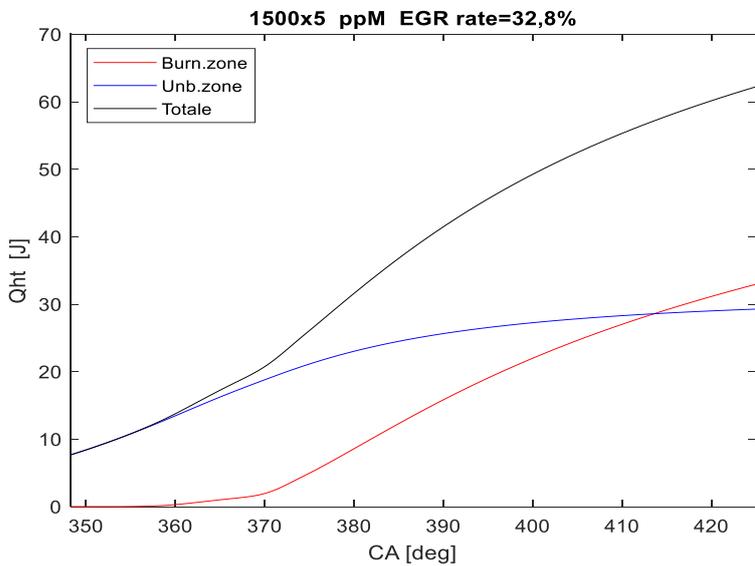
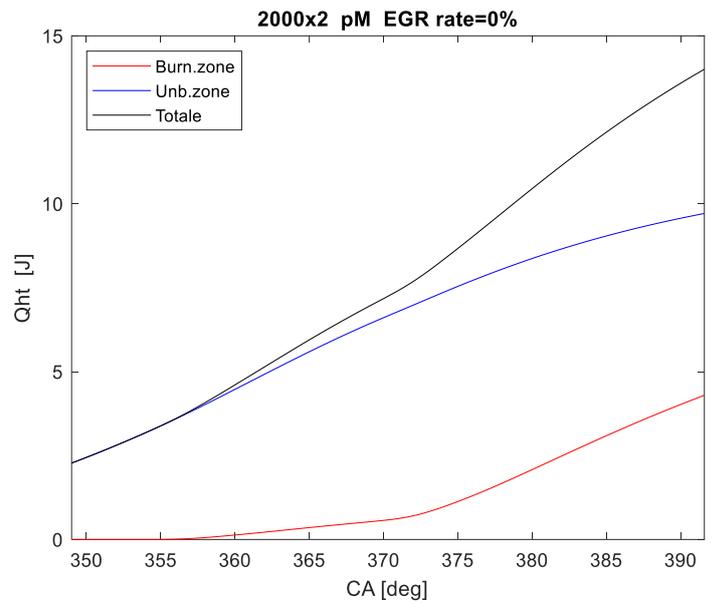
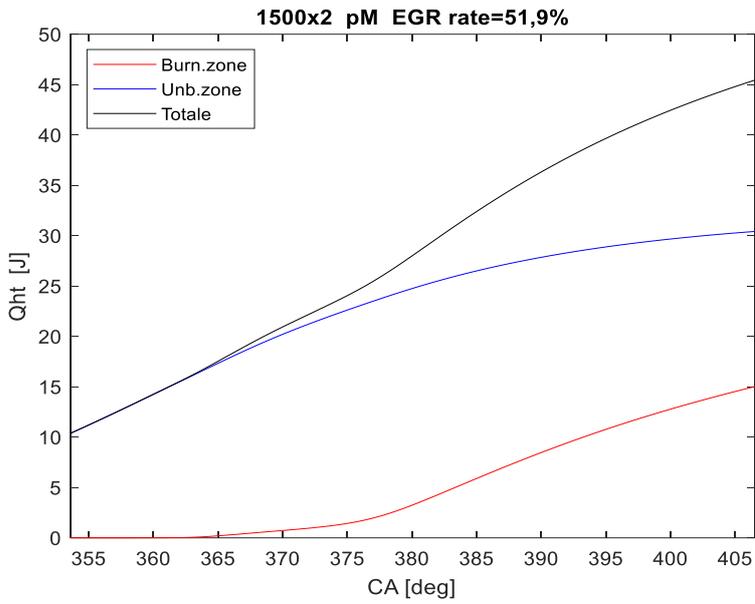


Figura 4.14 Andamento della potenza specifica scambiata con le pareti (modello a tre zone)



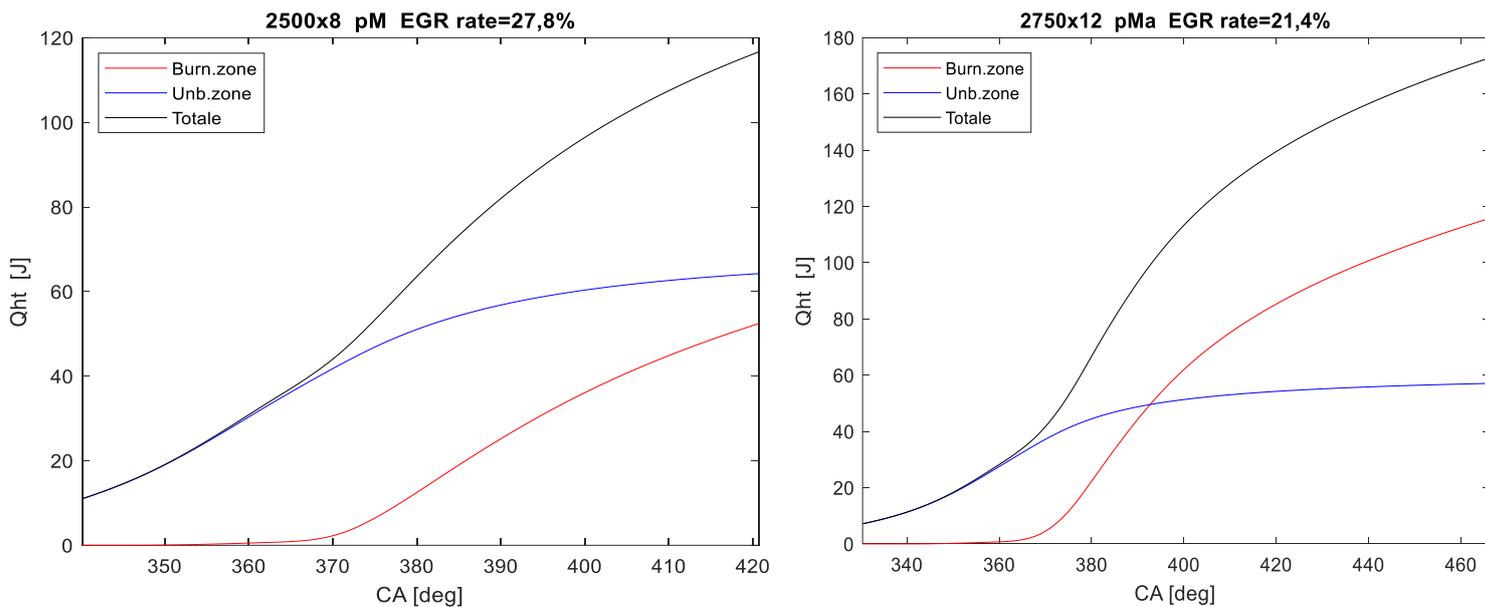


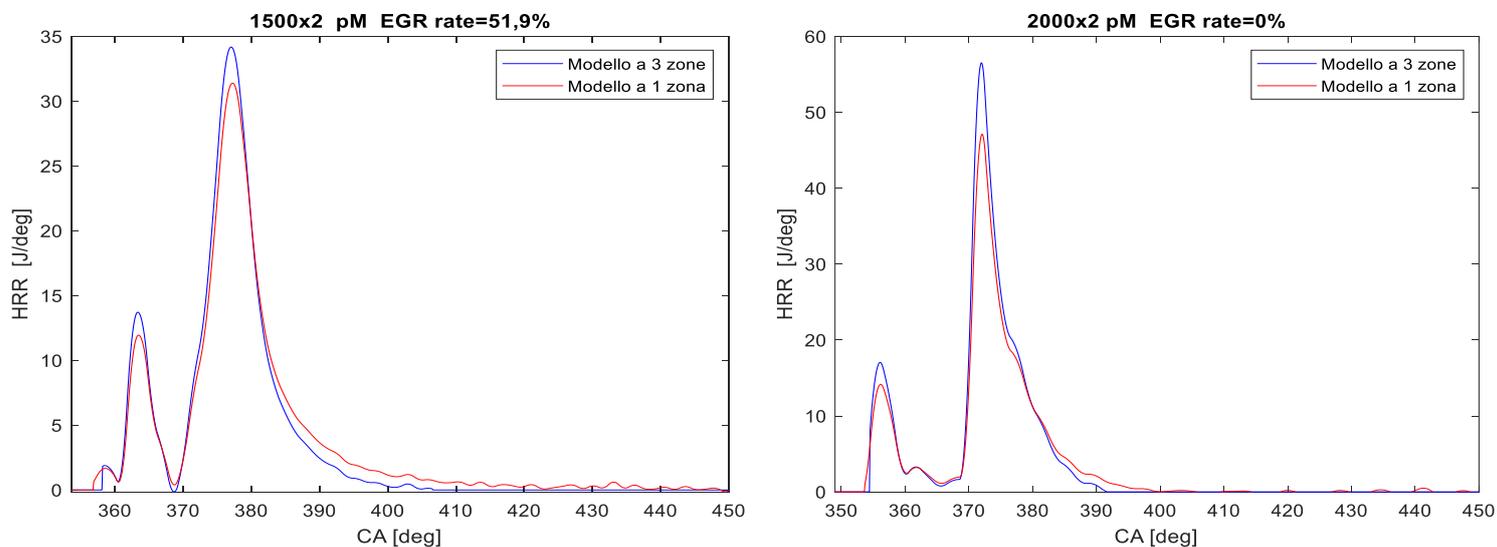
Figura 4.15 Cumulata dell'energia scambiata con le pareti (modello a tre zone)

4.6 Confronto con il modello mono-zona completo

I parametri sui quali il modello a tre zone e quello a una zona completo sono messi a confronto sono:

- HRR
- curva di rilascio termico (Q_{gross})
- frazione di massa bruciata
- temperatura media in camera

Le prove considerate sono le stesse del paragrafo 4.5. I risultati sono presentati nei seguenti diagrammi:



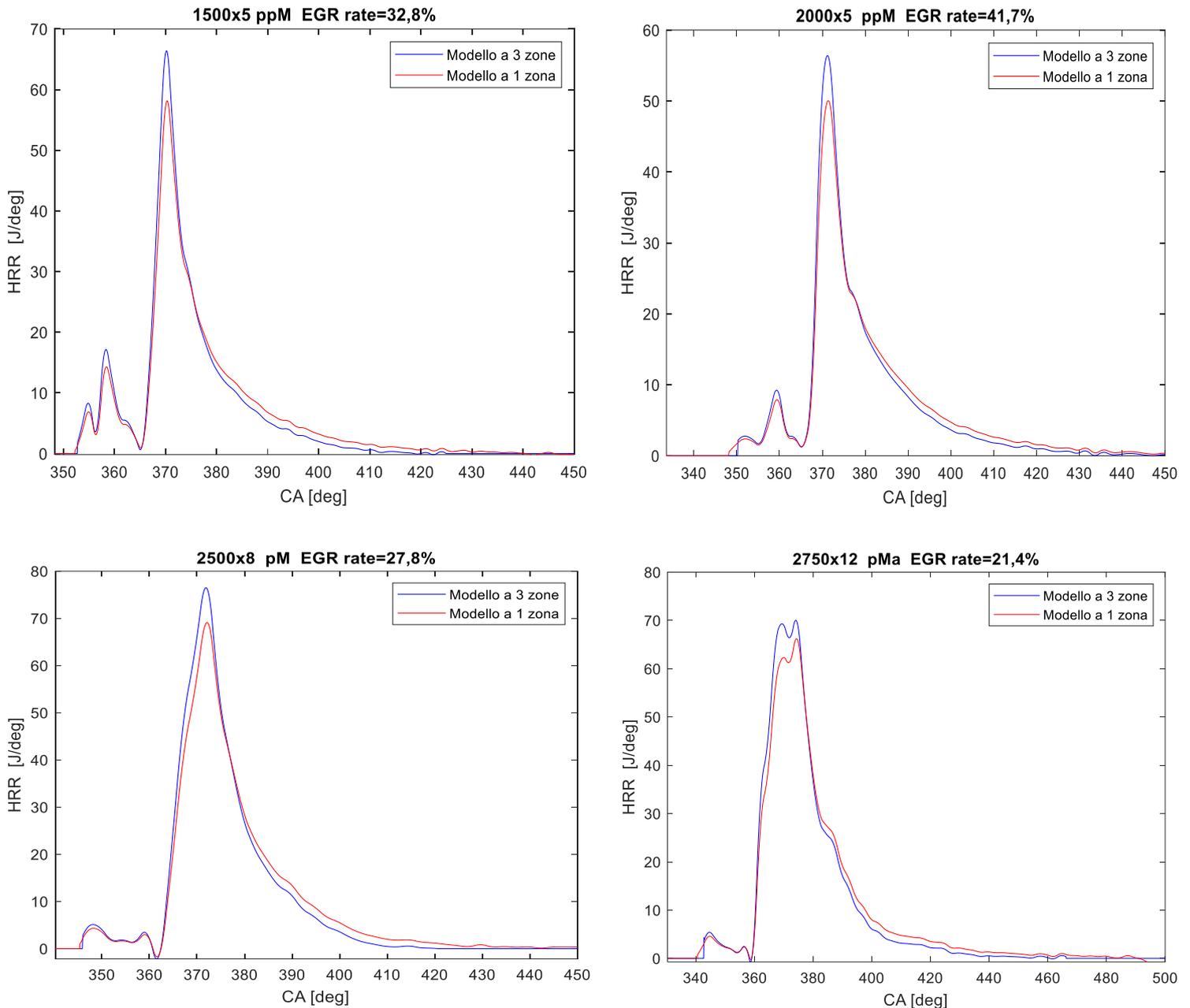


Figura 4.16 Andamento HRR secondo il modello a una zona completo e il modello a tre zone

Il trend è più o meno lo stesso per tutte le prove considerate. I due modelli stimano in maniera molto simile la curva nel primo tratto dopo il SOC (che corrisponde all'intervallo in cui brucia la pilota 1) nel quale le più grandi differenze si riscontrano in prossimità dei picchi. Si può notare come nei punti ad alto carico tali divergenze tendano ad attenuarsi. Nei primi istanti in cui brucia la quantità iniettata con la *main*, il comportamento è quasi identico, salvo poi distanziarsi nei pressi del picco della curva. In realtà, più è alto il carico più la differenza fra le curve si nota a partire da angoli minori. In generale comunque, è evidente per tutte le prove che l'HRR valutato secondo il modello a tre zone assume, fino al picco, valori maggiori rispetto a quello stimato dal modello mono-zona. Ciò è indice di una maggiore velocità con cui l'energia è rilasciata dal combustibile presente in camera durante la fase premiscelata del processo di combustione. Dopo il picco il trend si inverte: infatti, il modello a una zona stima per questo tratto una velocità di rilascio più alta (più energia rilasciata in fase diffusiva e soprattutto nella *late combustion phase* rispetto al modello a tre zone).

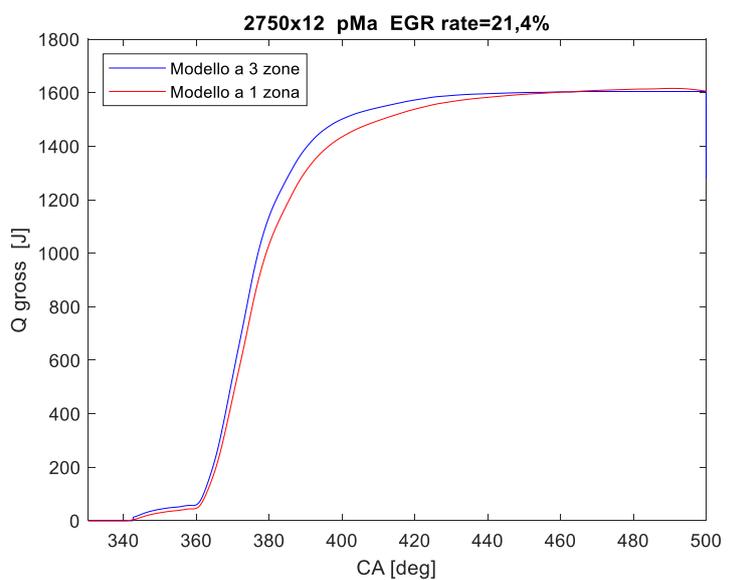
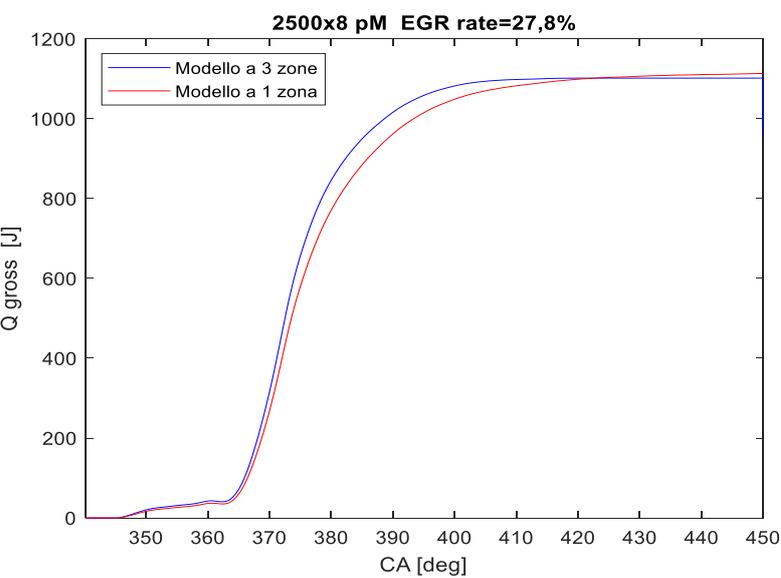
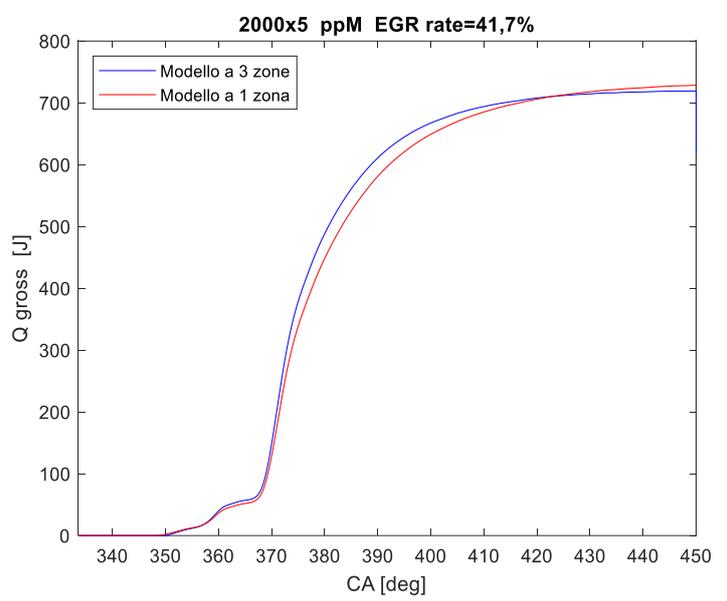
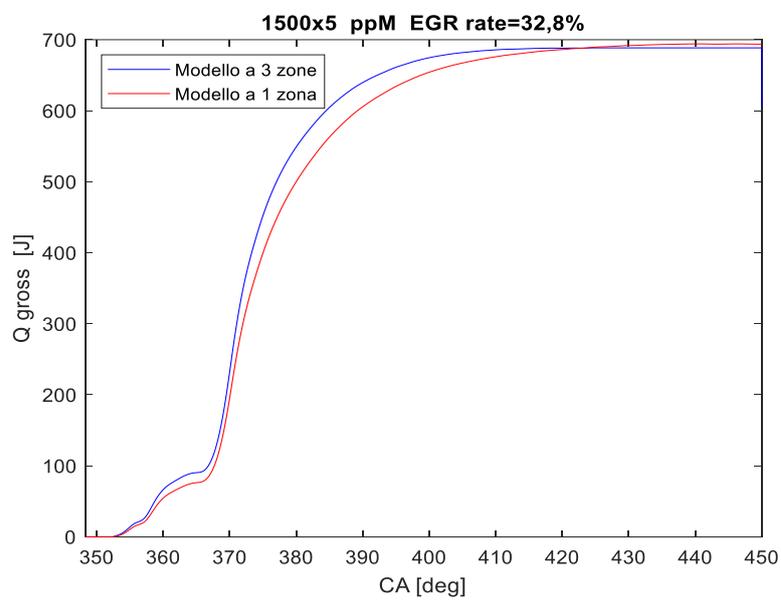
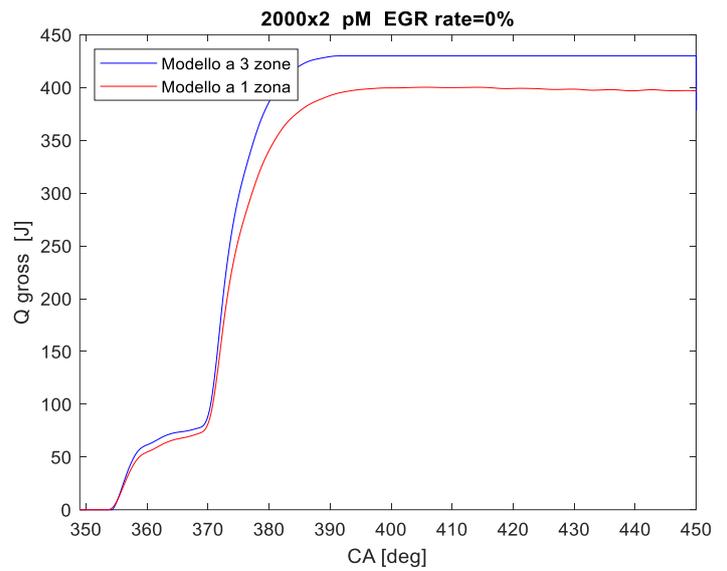
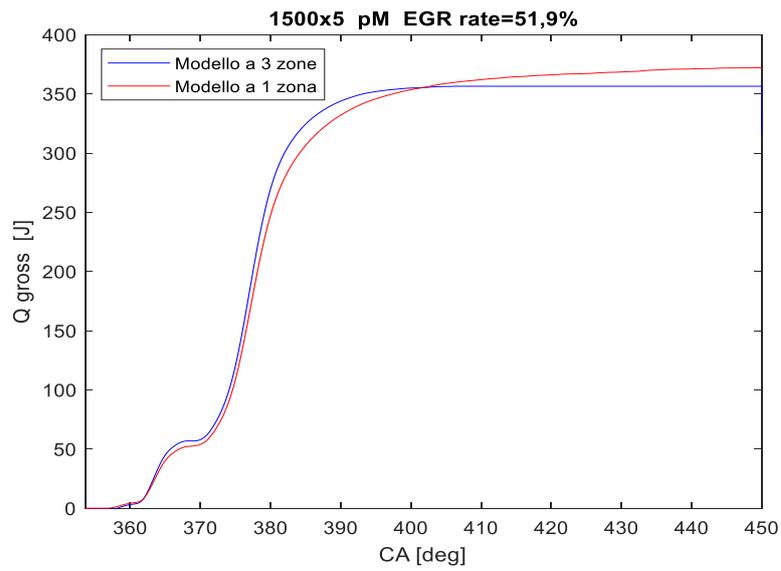


Figura 4.17 Andamento di Q_{gross} secondo il modello a tre zone e il modello a una zona completo

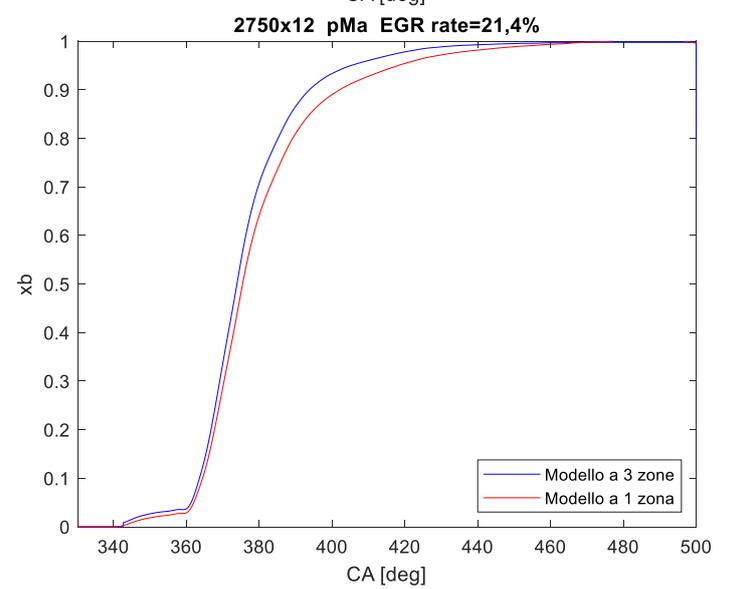
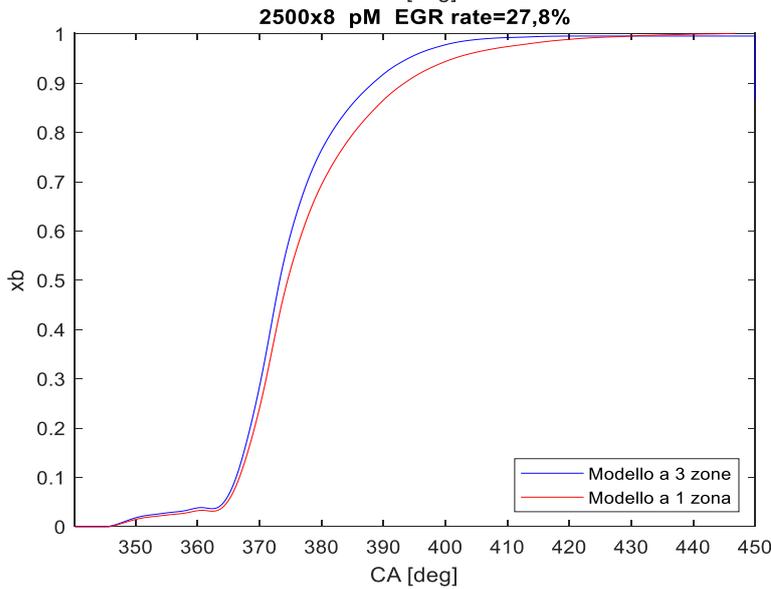
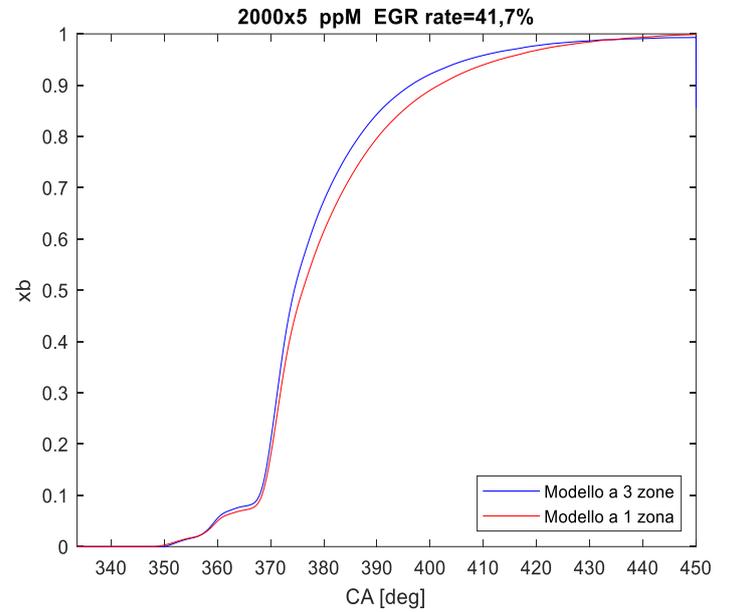
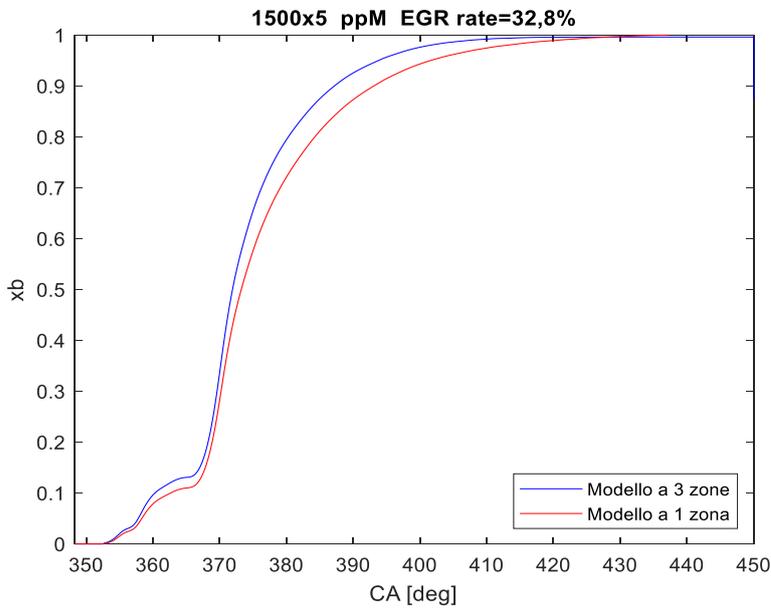
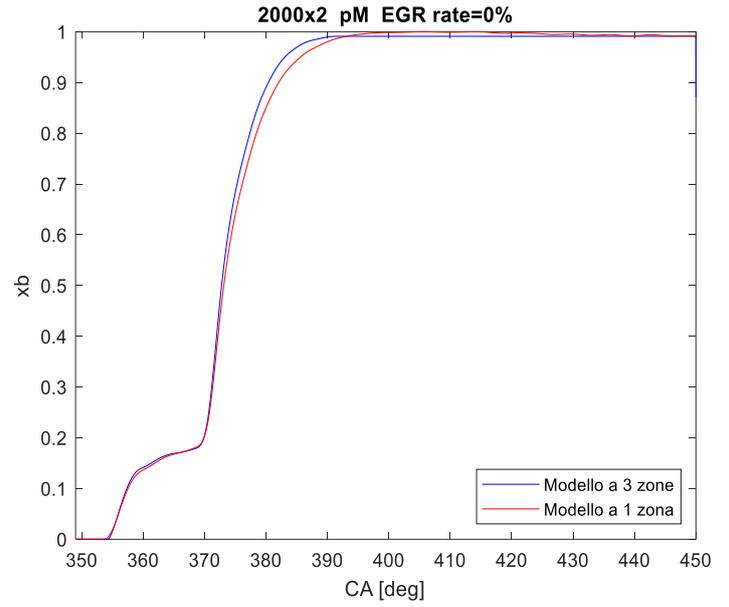
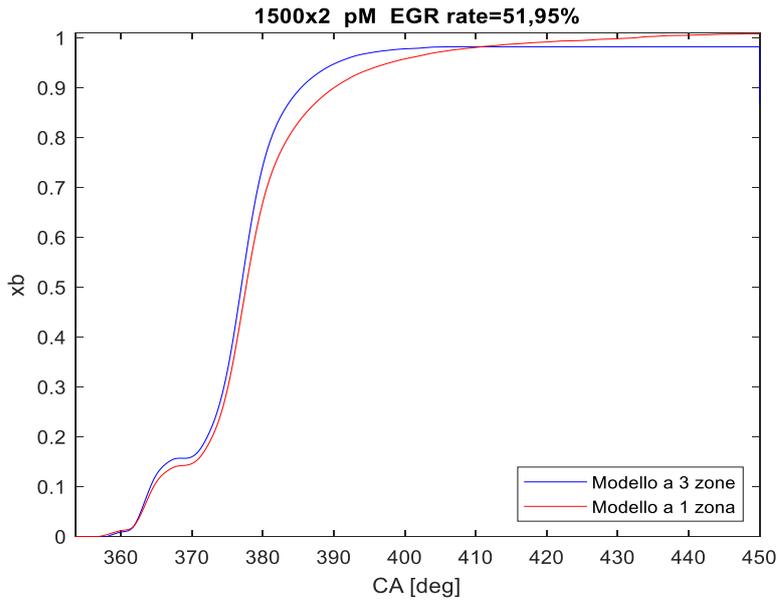


Figura 4.18 Andamento di x_b secondo il modello a tre zone e il modello a una zona completo

Le figure 4.17 e 4.18 pongono l'accento su quanto è stato accennato nel paragrafo 4.4, cioè sul fatto che il modello a una zona sovrastima la durata della combustione rispetto a quello a tre zone. Si può inoltre osservare che gli andamenti tendono ad avvicinarsi aumentando il carico. Questo è anche dovuto a quanto emerso dalle tabelle 4.3 e 4.4, ossia che nei punti di basso carico spesso si ricorre ad un aggiustamento della quantità iniettata, il che acuisce le differenze tra i modelli. Infatti, generalmente il modello a una zona non modifica tale quantità, pertanto in questi casi l'entità dell'energia rilasciata dal combustibile non è la stessa per i due modelli. Ciò spiega la distanza tra le curve nella prova a 2000x2 in figura 4.17; poiché nel modello a tre zone la massa totale di combustibile viene incrementata di 0,87 mg (vedere tabella 4.3), l'energia complessivamente rilasciata è maggiore rispetto al caso mono-zona. Nelle altre prove riportate in figura, invece, la quantità iniettata nei due modelli è la medesima e si nota che nel modello a una zona il valore di Q_{gross} alla fine della combustione è maggiore in quanto è stata assunta un'efficienza del processo unitaria. Informazioni più dettagliate possono essere desunte dai valori delle metriche di combustione, riportati nelle tabelle successive. I risultati di MFB sono espressi in [degATDC].

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	MFB5	MFB10	MFB50	MFB90	MFB5	MFB10	MFB50	MFB90
002	1500x2	pM	0	-1,17	-0,58	12	18,69	-1,11	-0,42	12,39	20,72
010	1500x2	pM	51,9	2,7	4,06	16,84	25,27	2,87	4,5	17,52	29,93
015	1500x5	pM	20,3	-2,91	-1,19	11,98	22,24	-2,61	1,42	13,07	28,13
021	1500x5	pM	40,8	-1,69	1,57	13,55	36,96	-1,4	4,6	14,82	39,51
023	2000x2	pM	0	-4,16	-2,77	12,68	20,29	-4,12	-2,57	13,03	21,96
036	2000x5	pM	13,7	-5,38	1,55	13,3	22,95	-5,13	3,15	14,19	27,79
054	2500x8	pM	27,8	4,15	6,11	13,15	28,19	4,7	6,65	14,42	33,25
002	1500x2	ppM	51,1	1,44	7,16	10,98	18,22	-0,45	6,73	11,26	20,87
035	1500x5	ppM	32,8	-2,3	0,2	11,83	27,08	-1,77	2,53	13,14	33
058	2000x2	ppM	45,8	6,02	9,11	16,15	23,78	5,92	9,29	16,62	26,81
094	2000x5	ppM	41,7	-0,51	7,81	14,36	36,27	-0,06	8,26	15,93	41,55
007	2500x8	pMa	27	-2,8	6,28	14,37	31,28	-0,12	6,79	15,73	38,91
016	2500x8	pMa	31,8	2,98	5,16	13,53	29,61	3,34	5,64	14,76	35,36
038	2750x12	pMa	23,8	0,81	3,29	13,64	33,13	1,7	4,18	15,09	40,06
043	2750x12	pMa	21,4	1,24	3,53	13,83	33,68	1,97	4,39	15,37	41,97

Tabella 4.5 Metriche di combustione secondo il modello a tre zone (in blu) e il modello a una zona (in rosso) - parte 1

Il primo aspetto che risalta è il fatto che i valori delle metriche di MFB sono molto simili ai bassi carichi. In generale, per tutte le condizioni operative MFB5 e MFB10 sono stimati bene dal modello mono-zona, il che significa che i due modelli sono quasi equivalenti per quanto riguarda la fase iniziale della combustione che coinvolge le prime gocce di combustibile introdotte (con la prima iniezione pilota). Anche per MFB50 i valori sono vicini, mentre le differenze più significative si hanno per MFB90, in particolare agli alti carichi. Questa tendenza è da imputare, come già accennato, ad una sovrastima della durata della combustione da parte del modello a una zona.

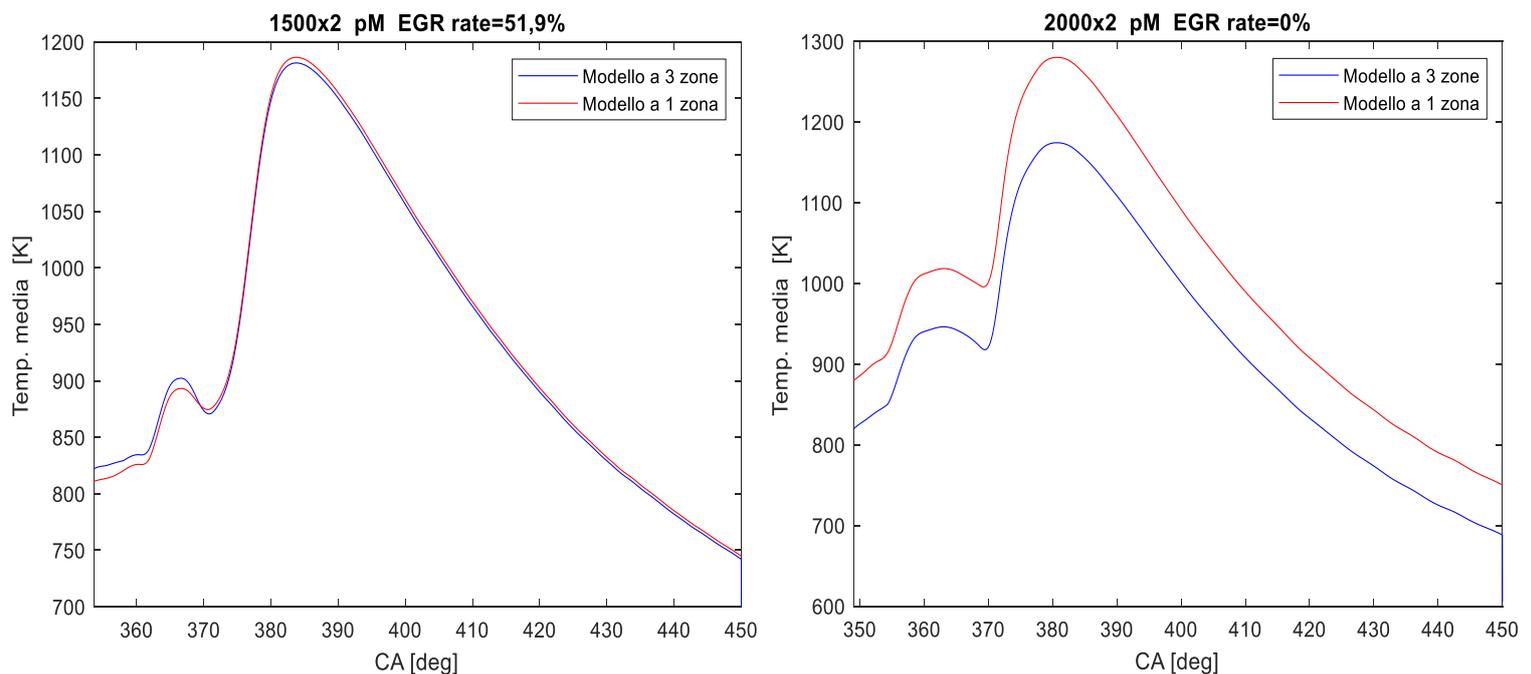
File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	0-5 [deg]	0-10 [deg]	0-50 [deg]	0-90 [deg]	0-5 [deg]	0-10 [deg]	0-50 [deg]	0-90 [deg]
002	1500x2	pM	0	1,23	1,82	14,4	21,09	2,79	3,48	16,29	24,62
010	1500x2	pM	51,9	4,7	6,06	18,84	27,27	6,17	7,8	20,82	33,23
015	1500x5	pM	20,3	1,59	3,31	16,48	26,74	2,29	6,32	17,97	33,03
021	1500x5	pM	40,8	3,71	6,97	18,95	42,36	4,6	10,6	20,82	45,51
023	2000x2	pM	0	1,54	2,93	18,38	25,99	2,38	3,93	19,53	28,46
036	2000x5	pM	13,7	2,12	9,05	20,8	30,45	3,27	11,55	22,59	36,19
054	2500x8	pM	27,8	18,35	20,31	27,35	42,39	19,5	21,45	29,22	48,05
002	1500x2	ppM	51,1	3,94	9,66	13,48	20,72	5,05	12,23	16,76	26,37
035	1500x5	ppM	32,8	5,1	7,6	19,23	34,48	6,13	10,43	21,04	40,9
058	2000x2	ppM	45,8	4,92	8,01	15,05	22,68	6,72	10,09	17,42	27,61
094	2000x5	ppM	41,7	9,39	17,71	24,26	46,17	11,94	20,26	27,93	53,55
007	2500x8	pMa	27	13,4	22,48	30,57	47,48	20,28	27,19	36,13	59,31
016	2500x8	pMa	31,8	18,18	20,36	28,73	44,81	22,44	24,74	33,86	54,46
038	2750x12	pMa	23,8	18,41	20,89	31,24	50,73	21,5	23,98	34,89	59,86
043	2750x12	pMa	21,4	18,64	20,93	31,23	51,08	21,57	23,99	34,97	61,57

Tabella 4.5 Metriche di combustione secondo il modello a tre zone (in blu) e il modello a una zona (in rosso) - parte 2

I calcoli di queste metriche confermano sostanzialmente le conclusioni ottenute dalla tabella 4.4. Si vede infatti che la durata della combustione, esplicitata dall'intervallo 0-90, è maggiore nel caso del modello a una zona e che i valori tendono ad allontanarsi sempre più al crescere del carico.

Quanto esposto finora riguardo le ultime due tabelle non deve tuttavia trarre in inganno. Infatti, se da un lato è vero che i due modelli tendono a convergere ai bassi carichi, dall'altro ciò non implica il fatto che diano le migliori risposte per tali punti, in quanto è stato appurato, soprattutto per il modello a tre zone, un andamento decrescente della frazione di massa bruciata che ha comportato una correzione (come visibile per il punto a 2000x2 in figura 4.18).

Un ultimo confronto è fatto sulla temperatura media:



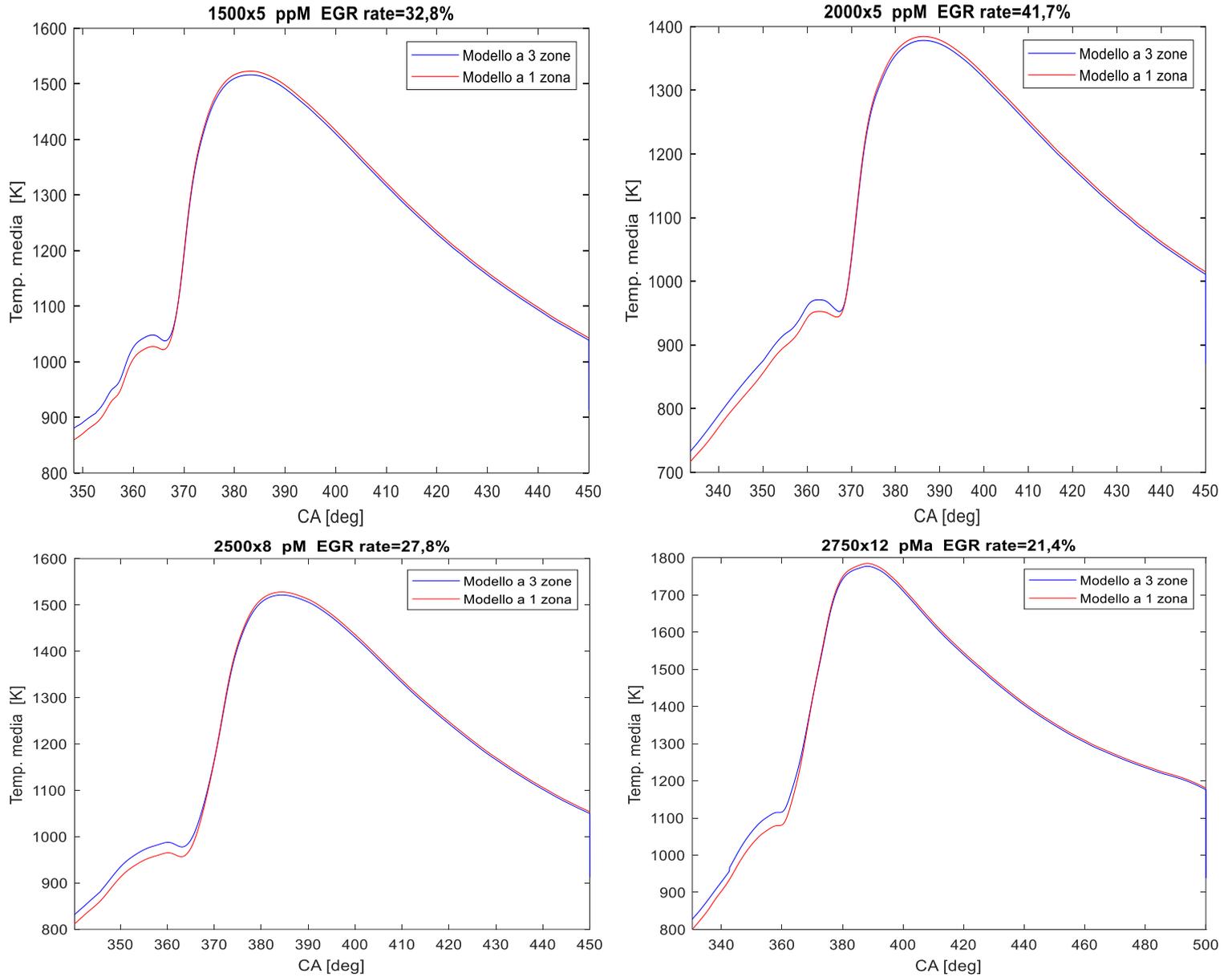


Figura 4.19 Andamento della temperatura media in camera secondo il modello a tre zone e il modello a una zona completo

Le curve dei due modelli tendono a sovrapporsi eccezion fatta per la prova a 2000x2. Il motivo è attribuibile alla differenza di quantità iniettata dal momento che la calibrazione del modello a tre zone ne ha richiesto un aumento. Ne conseguono temperature più basse secondo il modello a tre zone in seguito alla relazione inversa che lega massa e temperatura (equazione di stato dei gas ideali). Osservando nel dettaglio si nota inoltre che il modello mono-zona stima molto bene tale parametro per tutte le prove all'incirca oltre i 370°, ossia a partire dalla combustione della *main*. Infine la temperatura media nel modello a tre zone è stata ricavata dalla seguente relazione:

$$T_{media} = \frac{m_u R_u T_u + m_b R_b T_b}{(m_u + m_b + m_f) R_m} \quad Eq. 85$$

Con $R_m = \frac{R_u + R_b}{2}$ costante di elasticità media.

5. APPLICAZIONI DEL MODELLO A TRE ZONE

5.1 Analisi sull'impatto di EGR e strategia di iniezione

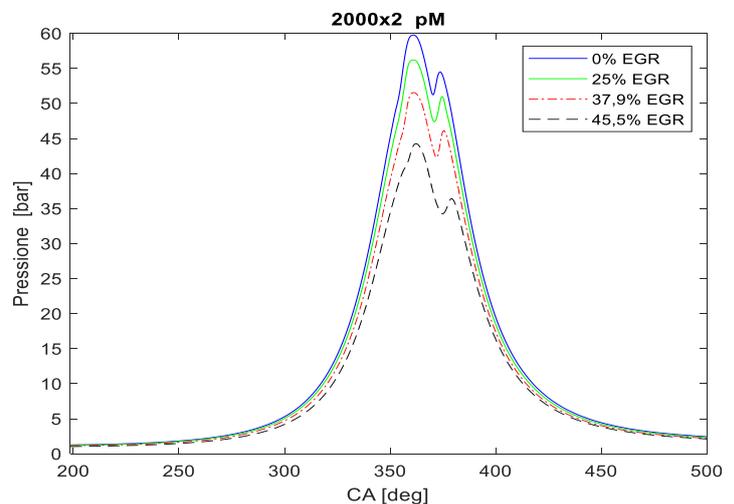
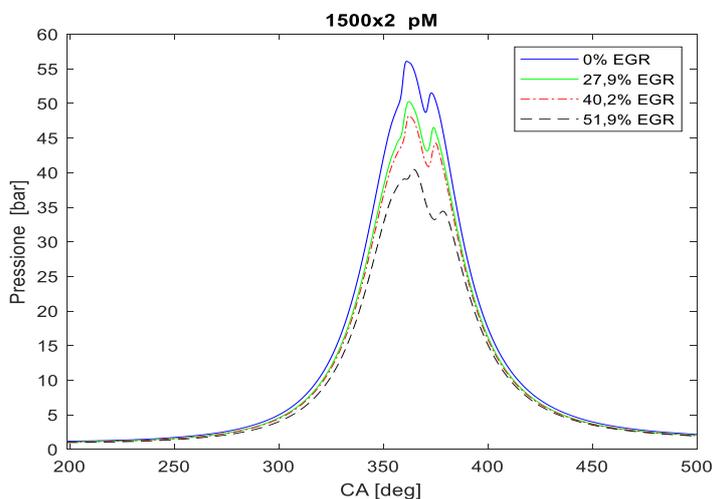
5.1.1 EGR sweep

Gli output del modello termodinamico a tre zone possono essere sfruttati per un'analisi dettagliata dell'impatto della tecnica dell'EGR sui principali parametri di combustione. Nel gergo tecnico un'analisi di questo tipo prende il nome di "EGR sweep", ossia *spazzolata* di EGR, nel senso che, per uno stesso punto motore, vengono effettuate diverse prove partendo da un elevato grado di EGR, riducendo progressivamente la quantità di gas combusti riciclati attraverso una graduale chiusura della valvola EGR e aumento della quantità d'aria aspirata. Nello specifico, la centralina confronta la portata d'aria misurata dal debimetro con un valore di target impostato per ogni condizione operativa e agisce sulla valvola EGR per far sì che i due valori siano il più vicini possibile. Per mantenere costante la *pme* la portata di combustibile viene leggermente diminuita (in modo da compensare il miglioramento dell'efficienza al diminuire del grado di EGR). N.B: di solito la prima prova per punto motore con una strategia di iniezione pM indica un grado di EGR non nullo nonostante la valvola EGR sia completamente chiusa. Ciò non è dovuto, come si potrebbe pensare in prima battuta, a trafile all'interno della stessa valvola (infatti la valvola EGR del motore A20DTR è una valvola a fungo), bensì al fatto che, per basse frazioni di EGR, la concentrazione di CO₂ nei gas di scarico è molto bassa e comparabile a quella nell'aria aspirata; se si considera l'equazione 18 si nota che il grado di EGR non è zero. Tuttavia, essendo la valvola EGR chiusa, la portata di gas combusti da riciclare non può raggiungere il collettore di aspirazione, pertanto per tali prove la carica aspirata è costituita solo da aria.

I risultati del modello a tre zone su cui l'"EGR sweep" è applicato sono:

- pressione
- HRR
- frazione di massa bruciata
- temperatura della zona dei gas combusti.

In figura 5.1 sono proposti i diagrammi relativi all'andamento della pressione in camera. Sono esaminati 4 punti motore appartenenti alla categoria delle strategie di iniezione con singola pilota e *main* e vengono presi in considerazione 4 gradi di EGR il più possibile distanti fra loro. N.B: per le prove con strategia ppM o pMa la variazione del grado di EGR è più contenuta. Quelle con strategia ppM presentano elevati livelli di EGR per favorire la formazione di una miscela parzialmente omogenea prima dell'accensione, dato il ridotto *mixing* di queste prove. Al contrario, quelle con strategia pMa hanno gradi di EGR medio-bassi in quanto si tratta di punti ad alto carico per i quali non è necessario riciclare grandi quantità di gas combusti.



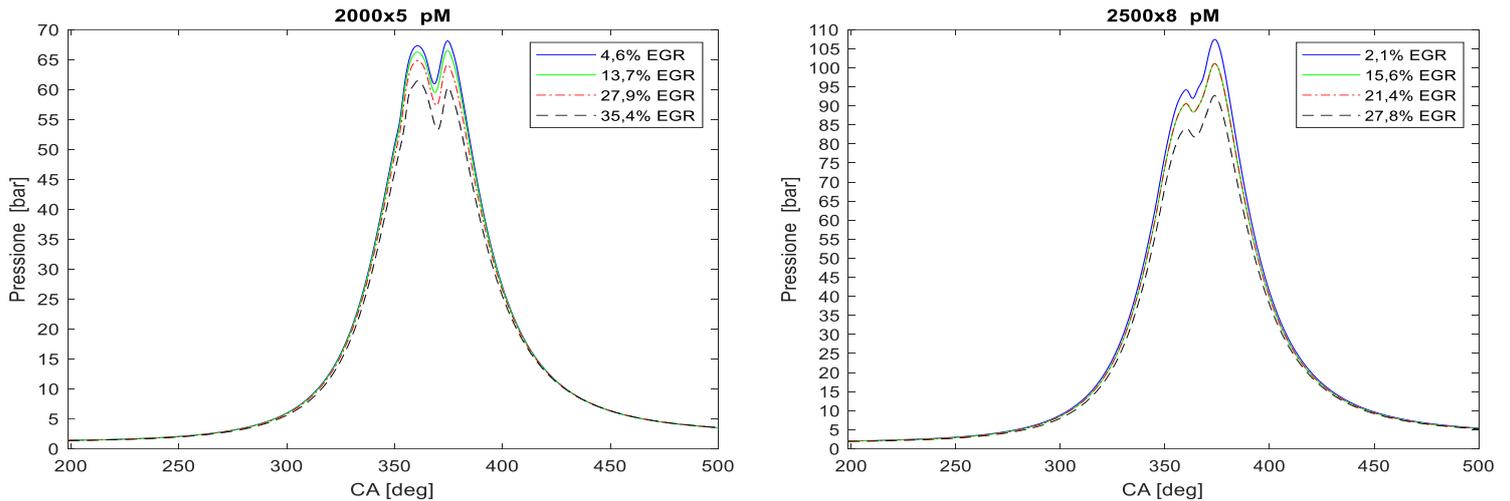
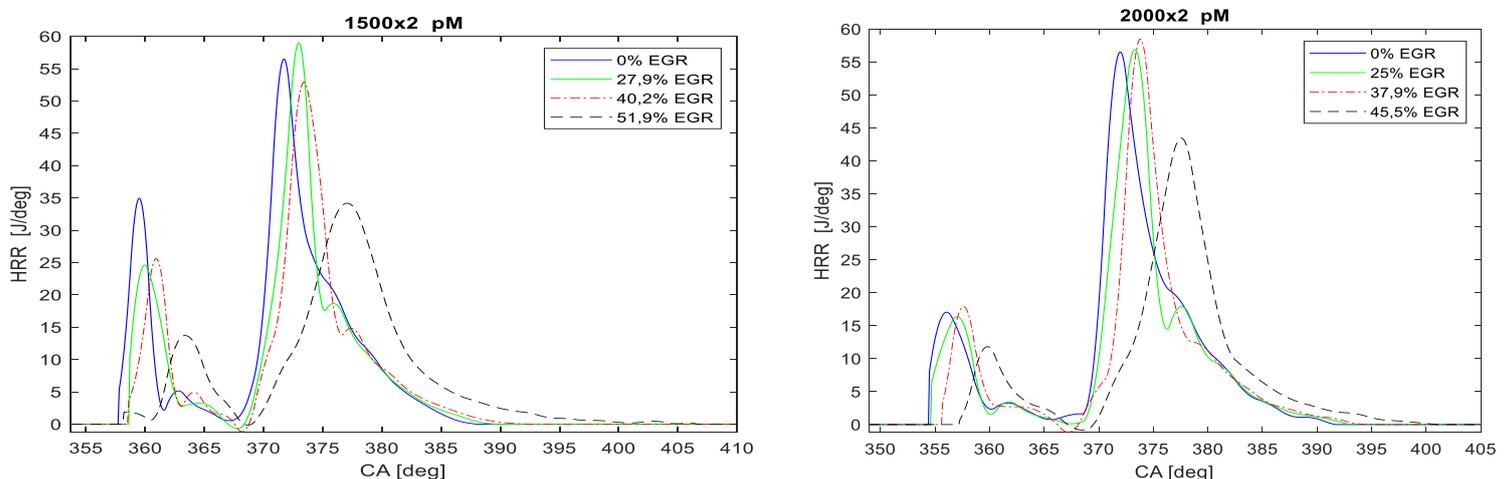


Figura 5.1 Andamento della pressione in camera per 4 punti motore con strategia di iniezione pM al variare del grado di EGR

I grafici di figura 5.1 fanno emergere un trend univoco per ogni condizione operativa, cioè che l'aumento della quantità di EGR provoca un abbassamento della curva di pressione. Si può vedere dai diagrammi validi per i punti 1500x2 e 2000x2 che questa riduzione è diversa a seconda del grado di EGR; ad esempio, si nota, per il punto 1500x2, come con il 51,9% EGR i valori di pressione siano decisamente inferiori a quelli con il 40,2% di EGR, che a loro volta sono quasi i medesimi di quelli con il 27,9% di EGR. Quindi, nonostante la quasi identica variazione di grado di EGR, una percentuale elevata di gas combusti riciclati impatta molto di più. La ragione è che, per i punti a basso carico, se il grado di EGR è basso la quantità di O_2 nei gas combusti prevale nettamente su quella di CO_2 e H_2O (la dosatura globale è molto più povera); siccome gli effetti diluente, termico e chimico (vedasi paragrafo 1.4.1) sono dati essenzialmente da CO_2 e H_2O , si capisce come occorra aumentare il tenore di EGR per far sì che tali effetti siano significativi. Ai medio-alti carichi questa tendenza viene meno: le curve sono più ravvicinate e poi non vi è la necessità di assumere gradi di EGR così elevati come per i punti a basso carico. A riprova di questo il fatto che per il punto 2500x8 la massima percentuale di EGR considerata è 27,8%, ben lontana dal 51,9% del punto 1500x2. In generale, la riduzione della pressione al crescere della quantità di EGR è da attribuire alla riduzione della pressione di sovralimentazione che determina valori più bassi di pressione durante tutta la fase di compressione nonché una diminuzione della velocità delle reazioni chimiche durante la combustione [16]. Inoltre, si verifica anche un aumento della temperatura dei gas combusti all'uscita dell'*EGR cooler* che incentiva lo scambio termico con l'aria in uscita dall'*intercooler* (più o meno alla temperatura ambiente) all'interno del collettore di aspirazione riducendo così la densità della carica aspirata. Nelle figure 5.2 e 5.3 gli andamenti di HRR e frazione di massa bruciata.



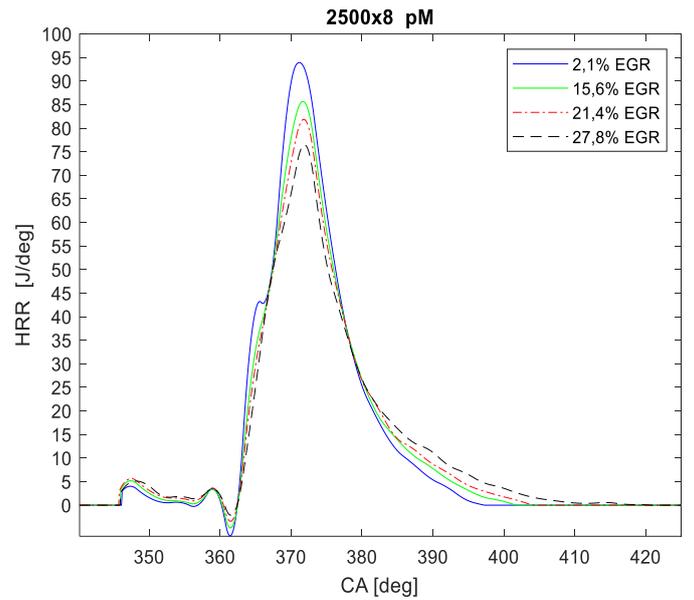
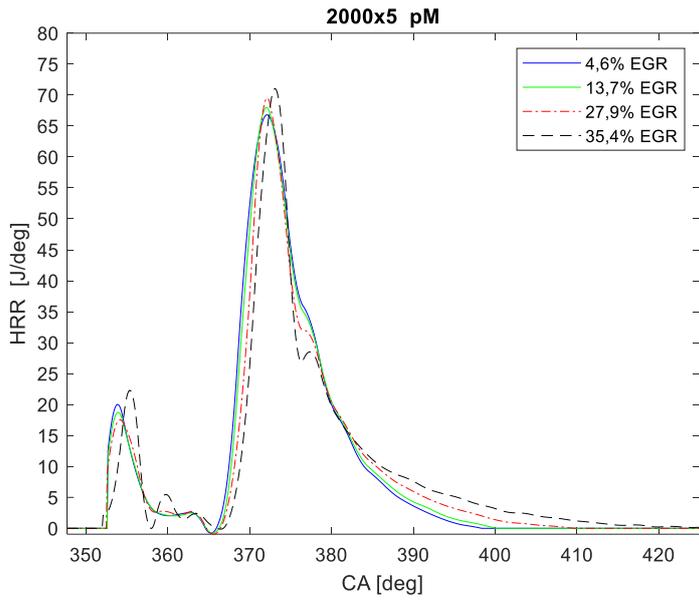


Figura 5.2 Andamento HRR per 4 punti motore al variare del grado di EGR

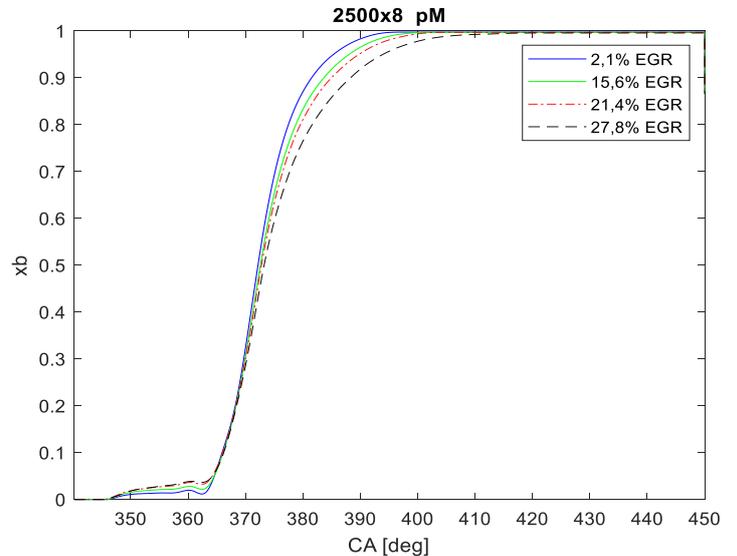
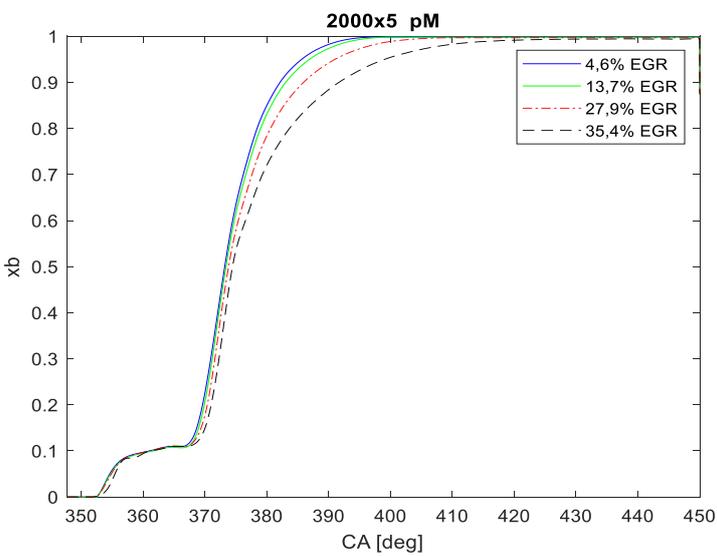
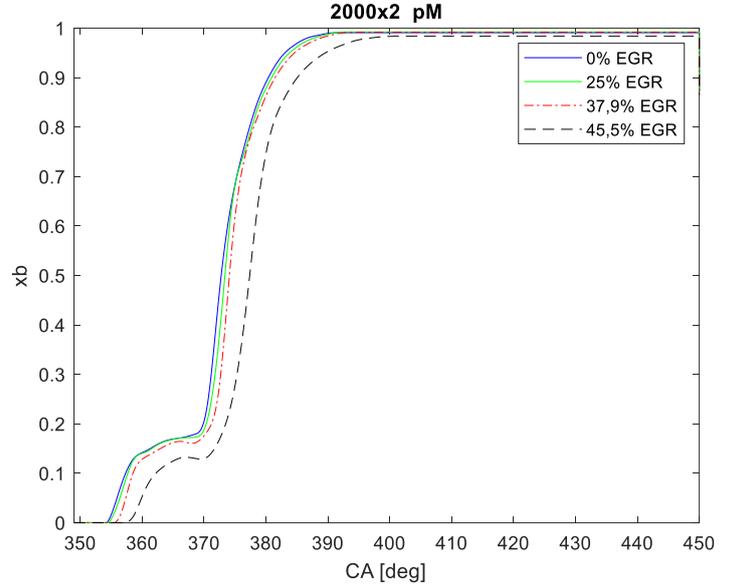
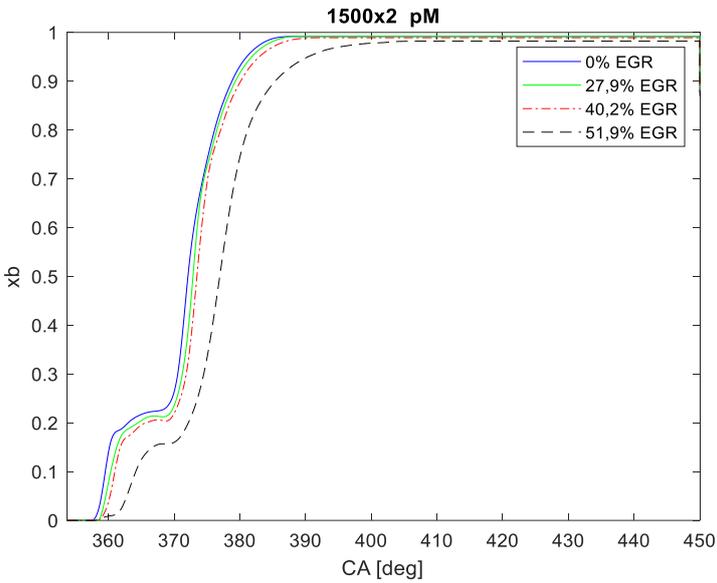


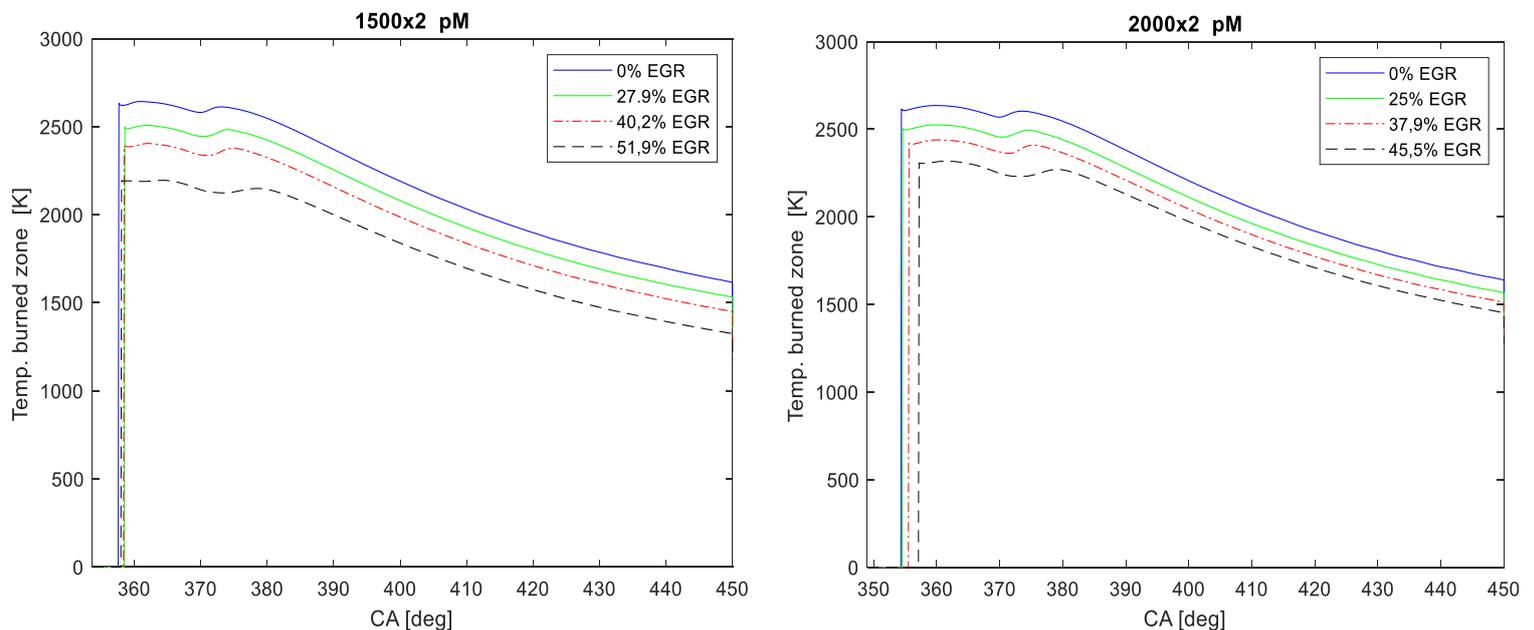
Figura 5.3 Frazione di massa bruciata per 4 punti motore al variare del grado di EGR

Le curve di HRR (figura 5.2) mettono in evidenza un trend ben preciso: più aumenta la quantità di gas combusti riciclati più i due picchi (il primo relativo alla combustione della pilota e il secondo alla combustione della *main*) si spostano verso angoli di manovella superiori. Infatti, l'adozione di elevati gradi di EGR comporta un abbassamento della reattività della miscela e di conseguenza un allungamento del ritardo di accensione (sia la componente fisica che quella chimica ne risentono determinando così tempi maggiori per evaporazione e *mixing*, nonché un rallentamento delle reazioni). È interessante notare che al crescere del carico questa sorta di "sfasamento" tra i picchi tende ad annullarsi. Il motivo è lo stesso spiegato precedentemente, ossia che agli alti carichi un grado di EGR minore è più impattante in quanto i gas combusti contengono una maggiore quantità di CO₂ e H₂O; pertanto le differenze in termini di EGR fra le prove sono più contenute. Un altro aspetto che emerge dall'analisi dei grafici di figura 5.3 è il progressivo abbassamento dei picchi all'aumentare del tenore di EGR. Il risultato non sorprende in quanto è una diretta conseguenza della minore reattività che implica una minore velocità del processo di combustione. Anche in questo caso la tendenza è visibile in particolare nei punti a basso carico. Un altro aspetto da evidenziare è che le prove con strategia di iniezione pM e alto grado di EGR considerate per quest'analisi realizzano un concetto di combustione altamente premiscelata, dal momento che la maggior parte del combustibile brucia in fase premiscelata. Lo si vede dalla mancanza di un picco locale durante il tratto discendente, presente invece nelle curve a basso tenore di EGR, che è correlato alla combustione in fase diffusiva [6].

N.B: in alcune prove la curva di HRR assume valori negativi, tra la fine della combustione della pilota e l'avvio della combustione della *main*. Sebbene si tratti di una tendenza non fisica, è da considerarsi una fisiologica conseguenza delle incertezze del modello.

I diagrammi di figura 5.3 confermano le deduzioni di quelli di figura 5.2 rendendo ancora più palese l'effetto dell'EGR sulla durata della combustione, che nel modello a tre zone è più spiccato e influente rispetto ad un aumento del carico. Lo si poteva già intuire dai valori di EOC riportati nelle tabelle 4.3 e 4.4. Il risultato che si è ricavato è una dilatazione della combustione al crescere del grado di EGR. Le curve di HRR sono in accordo poiché le prove con più EGR indicano una maggiore velocità di rilascio dell'energia "liberata" dal combustibile. L'allungamento della combustione impone anche valori maggiori di MFB50, cioè una combustione il cui baricentro è spostato verso angoli di manovella superiori. La conseguenza principale è una degradazione della combustione stessa, ovvero una perdita di efficienza e una diminuzione del rendimento termofluidodinamico.

Si riportano ora le curve relative alla temperatura della zona dei gas combusti.



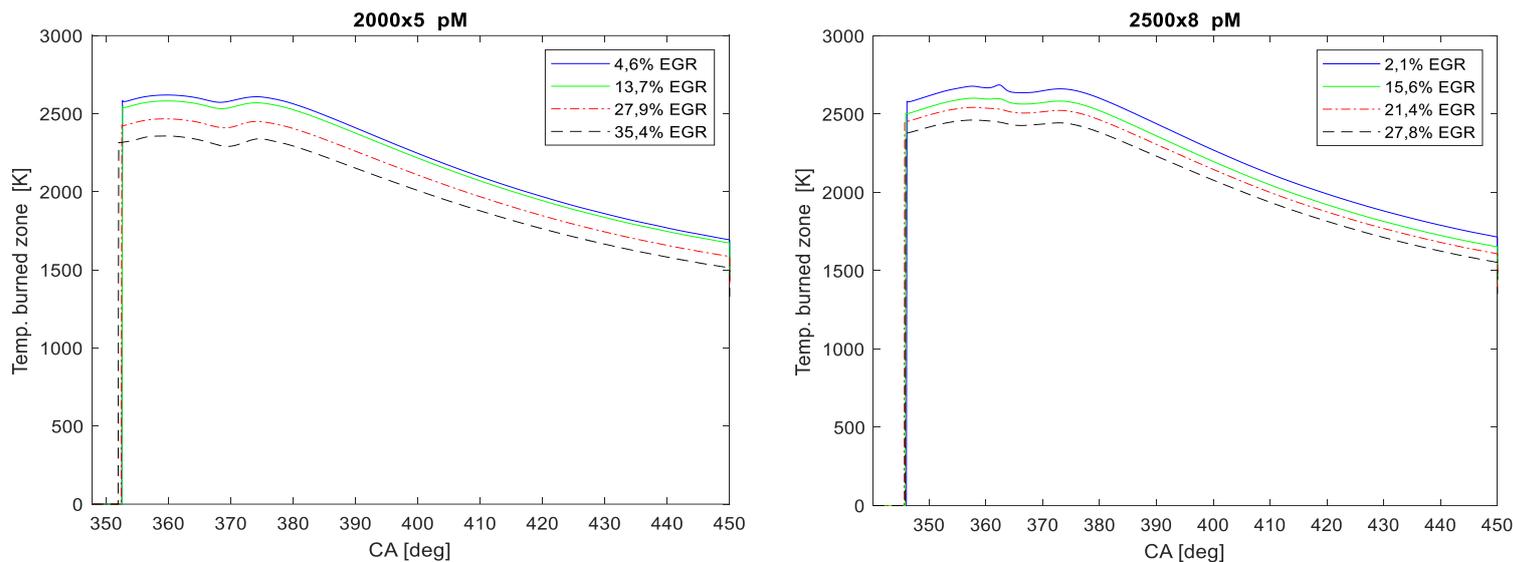


Figura 5.4 Andamento della temperatura della "burned zone" per 4 punti motore al variare del grado di EGR

Il trend comune è la diminuzione di temperatura all'aumentare della quantità di gas combusti riciccolati. Questo fatto è da attribuirsi principalmente all'effetto termico. Infatti, come affermato in precedenza, la maggior percentuale di gas combusti nel collettore di aspirazione ne determina un aumento della temperatura; poiché la temperatura dell'aria con la quale tali gas si mescolano non dipende dal grado di EGR, la conseguenza è un maggiore scambio di calore fra gas e aria e quindi un abbassamento della temperatura nel corso delle fasi di aspirazione, compressione e combustione.

Una considerazione riguarda anche l'effetto delle curve di figura 5.4 sulla formazione di NO_x in seguito al meccanismo termico. Se si considera il diagramma di Kamimoto-Bae (vedasi figura 1.13), si deduce come la penisola relativa agli ossidi azoto esista a partire da temperature superiori ai 2000-2100 K. È dunque chiaro che la temperatura della zona dei gas combusti sia la sola che contribuisce a produrre NO_x durante il ciclo motore. N.B: ciò non vuol dire, come si vedrà nel paragrafo 5.2, che la zona dei gas incombusti non concorre a generare livelli di NO_x in camera poiché occorre considerare il trasferimento di massa tra le due zone che fa sì che una parte degli "unburned gas" sia sottoposta alla temperatura della "burned zone".

5.1.2 Effetto della strategia di iniezione

Dal momento che nei modelli implementati sono adottate tre strategie di iniezione, è possibile valutare le loro differenze riguardo gli stessi parametri considerati nel sotto-paragrafo precedente. I confronti sono effettuati su due prove appartenenti al medesimo punto motore e con lo stesso grado di EGR, in modo da isolare l'effetto della diversificazione della strategia di iniezione.

N.B: i risultati che vengono riportati non sono ottenuti a partire da una strategia di calibrazione ottimizzata, ricavata ad esempio da un'analisi di *Design of Experiment* che mira a ridurre le emissioni *engine-out* di NO_x , per cui i dati di ingresso utilizzati (in particolare pressione nel *rail*, *dwelt time* e SOI) non subiscono modifiche rispetto al momento nel quale sono stati acquisiti in sala prova.

In figura 5.5, 5.6 e 5.7 le curve rispettivamente di pressione, HRR e frazione di massa bruciata.

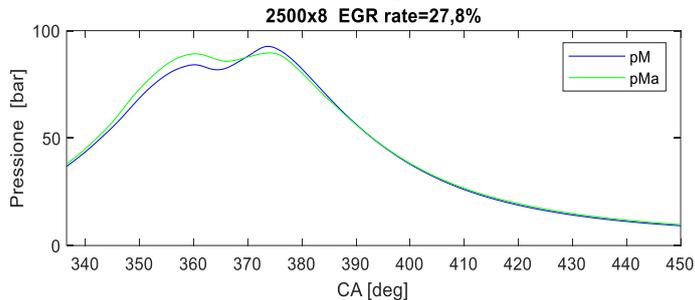
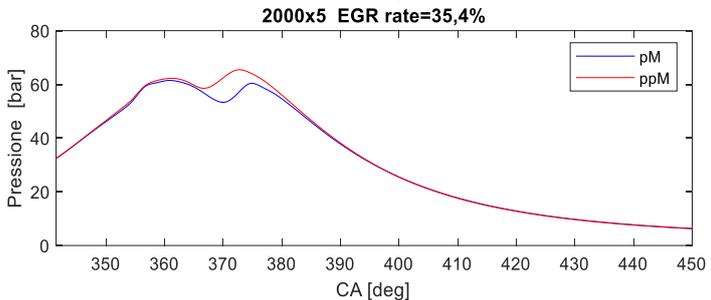
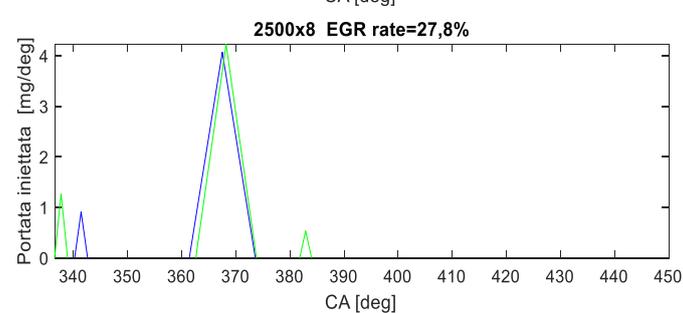
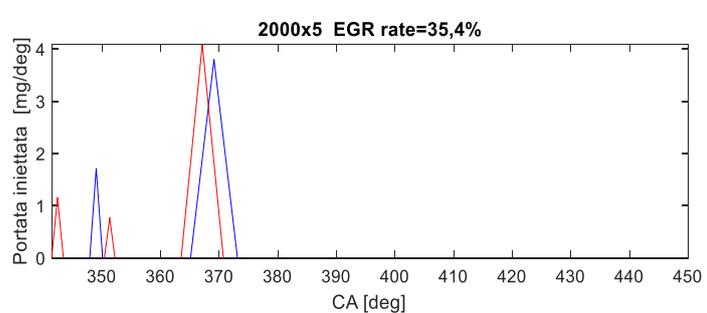
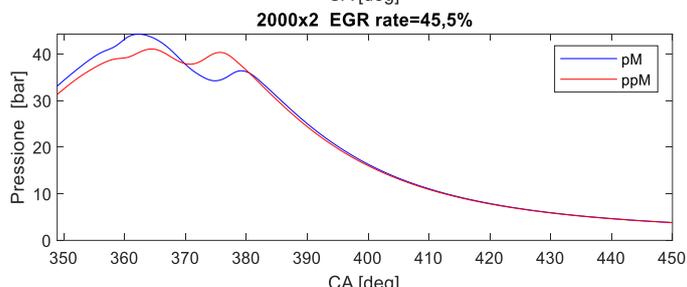
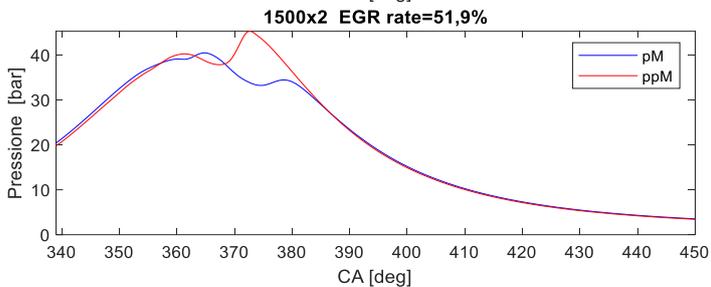
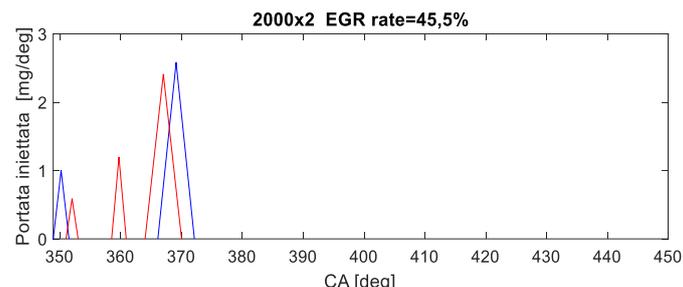
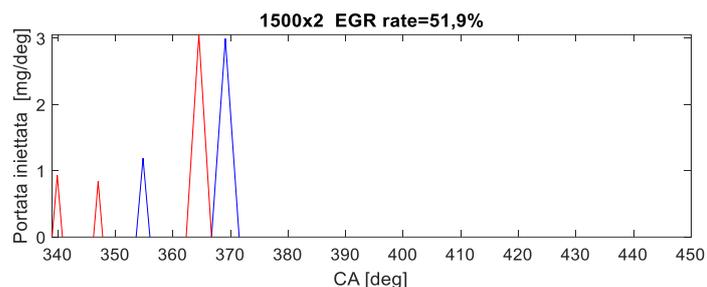
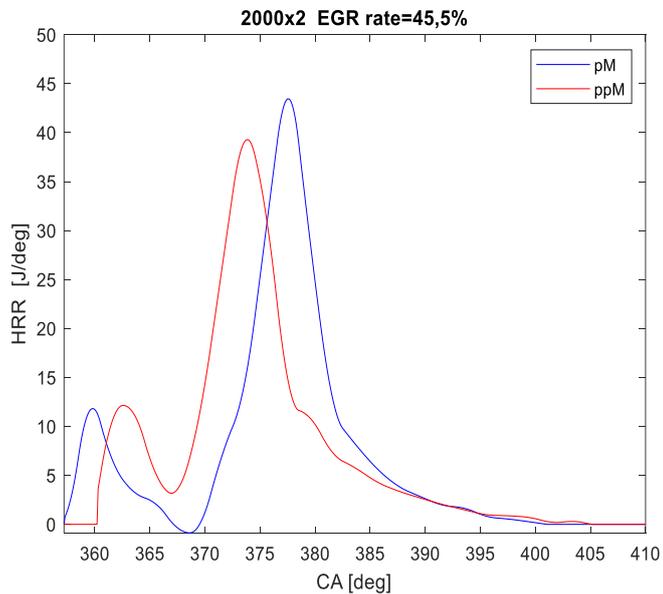
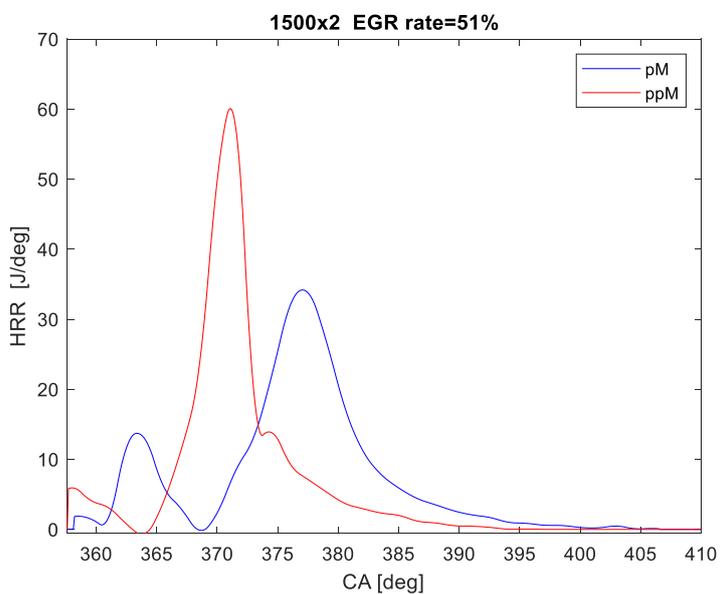


Figura 5.5 Andamento della portata iniettata e della pressione in camera per 4 punti motore e gradi EGR al variare della strategia di iniezione



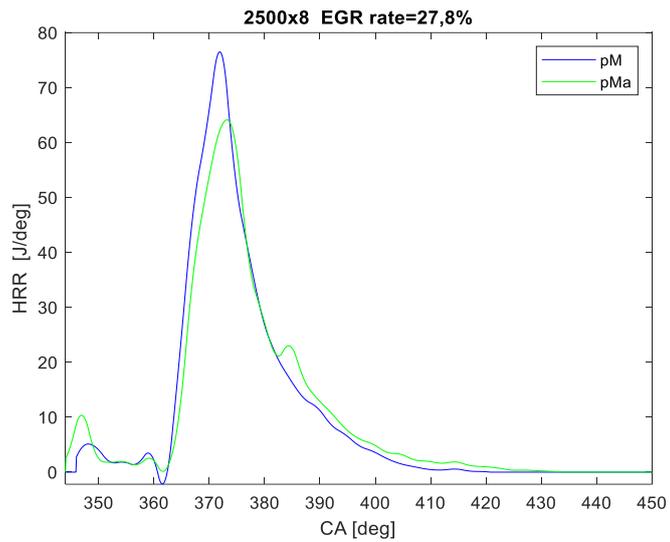
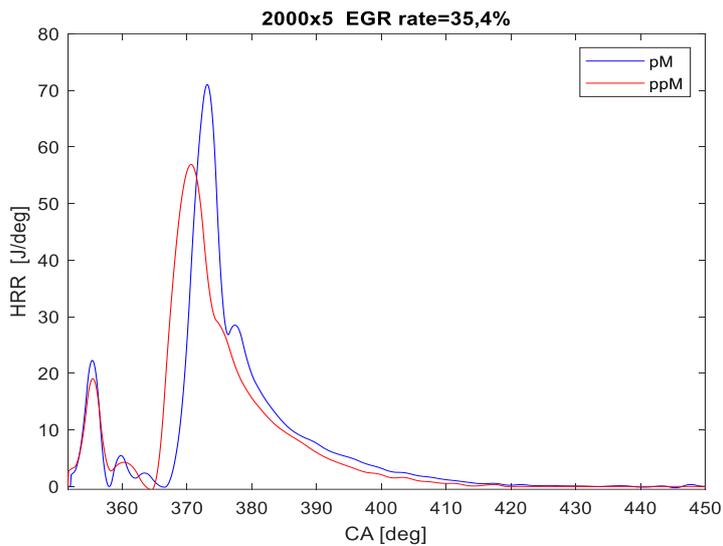


Figura 5.6 Andamento HRR per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione

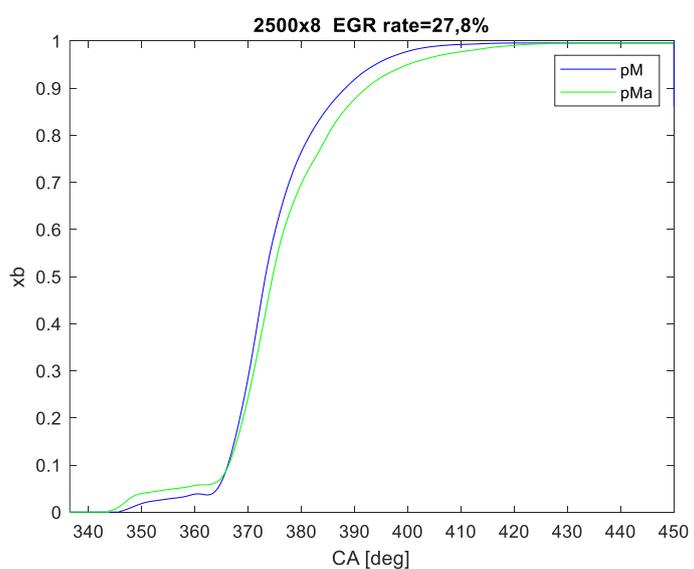
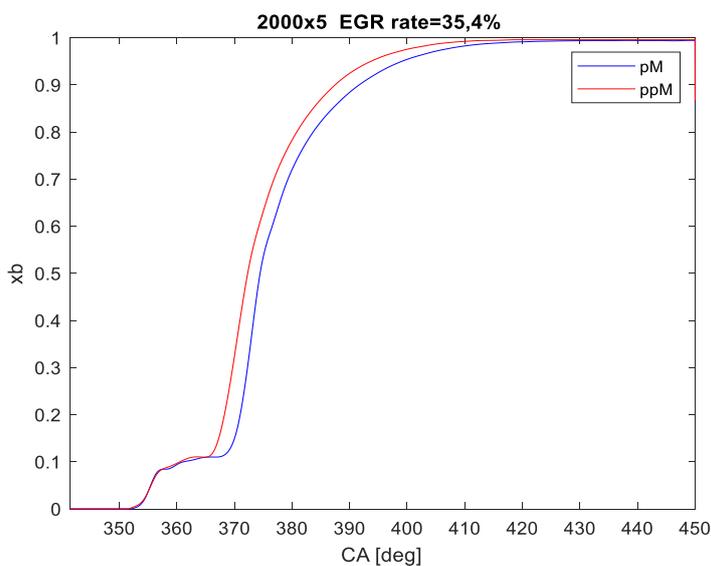
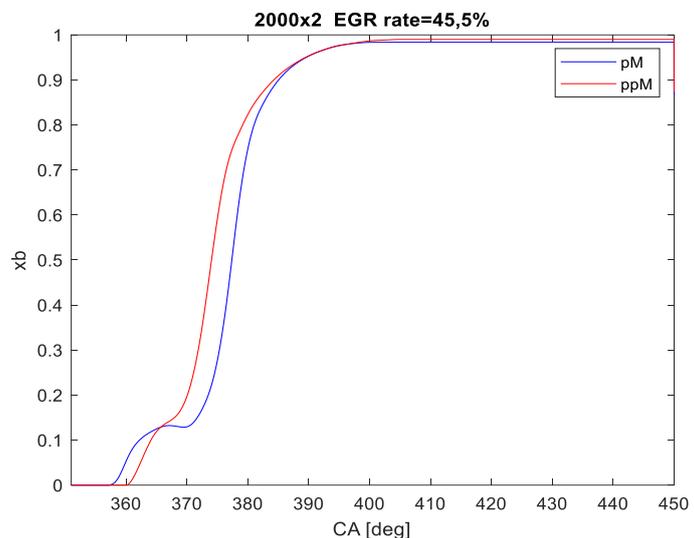
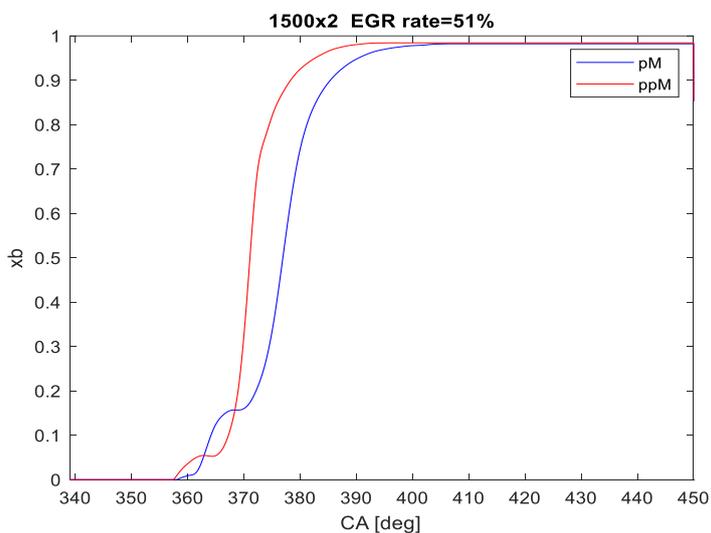


Figura 5.7 Frazione di massa bruciata per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione

In figura 5.8 l'andamento della potenza termica scambiata con le pareti.

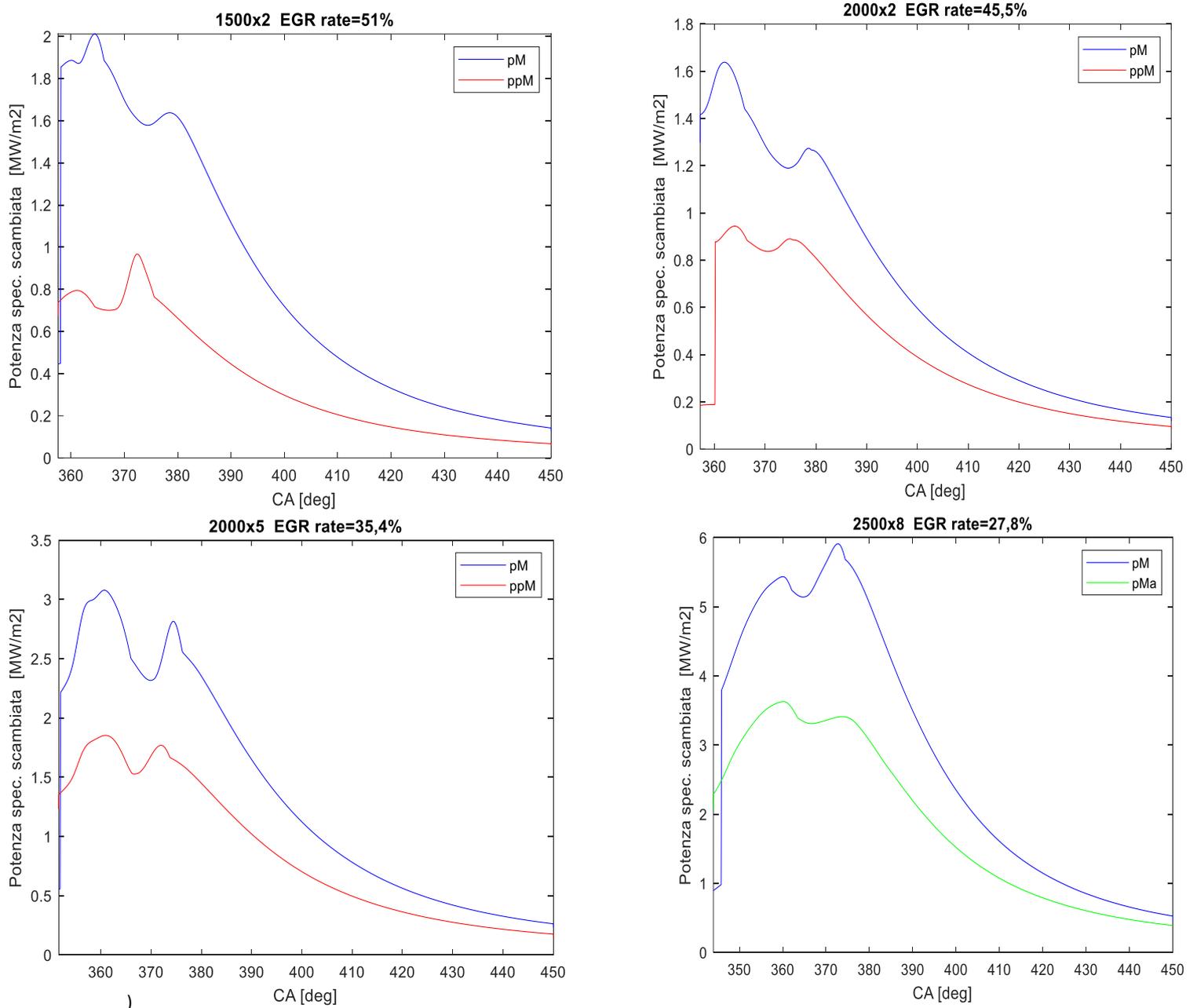


Figura 5.8 Andamento della potenza specifica scambiata con le pareti per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione

Delle osservazioni possono essere fatte a partire da queste figure.

Innanzitutto in figura 5.5 emerge una differenza riguardo i picchi del segnale di pressione. In particolare, la strategia di iniezione ppM ritarda il PFP; inoltre, il primo picco caratteristico della curva è quasi sovrapposto per le due strategie (infatti dipende dal raggiungimento del PMS da parte del pistone e non dalla combustione [3]), mentre il secondo assume valori maggiori per la ppM. In altre parole, si assiste ad un ulteriore incremento di pressione in camera (dell'ordine di 5-10 bar). Questo fatto è dovuto alla minore durata della fase premiscelata rispetto a quella diffusiva nel caso di strategia ppM. Quanto spiegato finora si verifica per tutte le prove che sono state effettuate adottando le strategie di iniezione pM e ppM. Riguardo invece il punto 2500x8 (l'unico in cui è possibile comparare le strategie pM e pMa), si nota che l'incremento di

pressione dovuto ai due picchi è pressochè identico per la strategia pMa, a differenza di quella pM in cui avviene un aumento ritardato simile a quello della ppM.

Sulla valutazione della curva di HRR, si evince una divergenza di comportamento tra il punto 1500x2 e quelli 2000x2 e 2000x5. Innanzitutto, per tutte e tre le analisi, il picco di HRR (relativo alla combustione premiscelata della *main*) della prova con strategia ppM è anticipato, essenzialmente perché sia il SOI della prima pilota che quello della *main* sono anticipati rispetto al caso con doppia iniezione. Riguardo gli elementi di scostamento tra i punti motore sopra menzionati, le prove a 1500x2 indicano una maggiore velocità di rilascio dell'energia liberata dalla fase premiscelata della *main* per la curva ottenuta con strategia ppM. La situazione si capovolge per gli altri punti nei quali è la strategia pM a dare le velocità più elevate (le differenze sui valori di picco sono dell'ordine di 5-10 J/deg). In particolare, per il punto 2000x2 i picchi delle pilota e della *main* (soprattutto) si riducono per la strategia ppM a causa della minore porzione premiscelata della combustione [6]. L'implicazione che segue è un minor tempo a disposizione per il mescolamento tra aria e vapori di combustibile. Riguardo invece il punto 2000x5, è deducibile che sia il picco delle pilota che quello della *main* sono più alti per la strategia pM. Il comportamento relativo al primo picco è dovuto alla più chiara autoaccensione in singolo stadio tipica della strategia pM. Inoltre, per entrambe le strategie si nota un'apprezzabile *mixing-controlled phase* [6]. Comunque, per tutti e tre i punti motore, nella strategia con doppia pilota il rilascio di energia durante la combustione è maggiormente concentrato nell'intorno del PMS. La curva di HRR rimane ininterrottamente positiva dall'iniezione della prima pilota alla fine della combustione della quantità iniettata con la *main* e le combustioni delle pilota e della *main* sono connesse in modo più fluido (si nota per il punto 2000x2 di figura 5.6). Ne consegue una velocità di combustione più regolare adottando una strategia ppM [6]. Andando invece a considerare il confronto tra strategie pM e pMa, non si nota un anticipo né un ritardo delle curve; inoltre, le maggiori velocità di rilascio si verificano con strategia pM. L'andamento della curva a pMa evidenzia un picco locale durante il tratto decrescente dovuto alla quantità di combustibile iniettata con la *after* proprio in corrispondenza di quegli angoli di manovella.

I diagrammi che fanno riferimento alla frazione di massa bruciata individuano un trend univoco. Dal confronto tra le strategie di iniezione pM e ppM emerge che la durata della combustione è minore se si adotta una strategia ppM con conseguenti minori perdite per intempestività in quanto la combustione è più spostata verso il PMS. Ne conseguono valori di MFB50 più "vicini" al PMS e assenza di alte derivate nel tempo per quanto riguarda la storia temporale della frazione di massa bruciata (visibile ancora per il punto 2000x2 di figura 5.7) [6]. Ciò contribuisce a ridurre il rumore di combustione. Dal confronto tra strategia pM e pMa si nota invece che la durata del processo per prove pMa è maggiore (risultato già preventivato dalla scelta di un angolo di fine elaborazione di 500° e dalle accortezze presentate nel capitolo 4 sulla valutazione dell'EOC).

Infine, le osservazioni sulle curve di scambio termico sottolineano che, per tutti i punti, le perdite di calore sono maggiori adottando una strategia pM. Nei casi dei primi tre grafici di figura 5.8 la differenza "media" fra gli andamenti è dell'ordine di $1 \frac{MW}{m^2}$ mentre cresce se si fa il confronto con la prova pMa (quarto grafico). Si tratta di un ulteriore aspetto che avvantaggia la strategia ppM dal momento che anche gli scambi termici con l'esterno impattano sull'efficienza e quindi sui consumi.

Si può inoltre valutare l'impatto di una strategia con doppia pilota sul rumore di combustione e confrontarlo con i risultati dati da una strategia con singola pilota. Il seguente grafico riporta il rumore di combustione (CN) in funzione delle emissioni misurate allo scarico di NO_x per ciascuno dei punti motore e strategie di iniezione considerati.

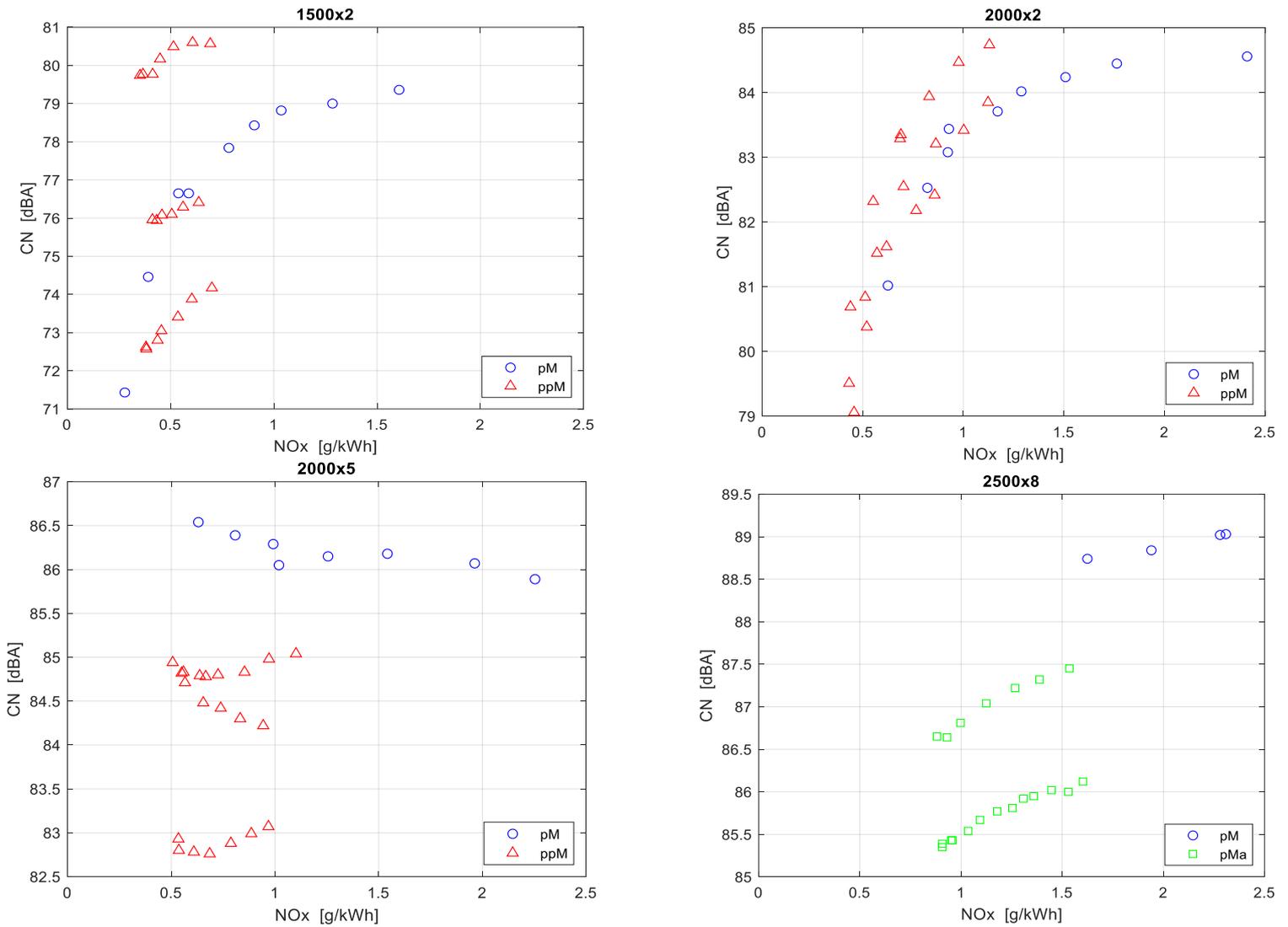


Figura 5.9 Curve CN – NO_x per 4 punti motore e gradi di EGR al variare della strategia di iniezione

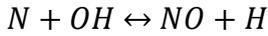
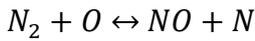
Si nota un decremento del rumore di combustione se si adotta una strategia ppM. Tale tendenza è evidente soprattutto per il punto 2000x5 mentre un trend univoco non è identificabile per i punti a basso carico. Questo risultato è una conseguenza del minore *dwell time* tra due iniezioni consecutive nel caso di strategia ppM e di una minore porzione premiscelata della combustione che riduce l'accumulo di combustibile [6]. Una diminuzione importante del *Combustion Noise* è anche riscontrata con una strategia pMa (fino a circa 5 dBA).

5.2 Sotto-modello per la formazione degli ossidi di azoto

5.2.1 Descrizione e calibrazione

È bene specificare che il sotto-modello che si implementa permette di stimare solo le concentrazioni di NO, trascurando quelle di NO₂. Tale ipotesi nei motori diesel è abbastanza forte, soprattutto ai bassi carichi in cui le emissioni di NO₂ possono anche raggiungere il 30% di quelle totali di NO_x (vedasi paragrafo 1.4.1). Vengono

presi in considerazione i due principali meccanismi di formazione: quello di Zeldovich e quello *prompt*. Per quanto riguarda il primo, si tiene conto solo delle prime tre reazioni:



È possibile sfruttare il modello cinetico per valutare la velocità di formazione degli NO. Questa è per definizione la differenza tra la velocità della reazione diretta e la velocità di quella inversa. Ad esempio, la velocità di formazione di NO secondo la prima reazione del meccanismo di Zeldovich è:

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1^+ [N_2]_e [O]_e - k_1^- [NO][N] \quad Eq. 86$$

Con k_1^+ e k_1^- costanti di velocità di reazione, definite attraverso la correlazione esponenziale di Arrhenius che ha la seguente forma [2]:

$$k = a T^b e^{-\frac{A}{RT}} \quad Eq. 87$$

Con a, b, A e R costanti variabili a seconda della reazione.

Considerando le tre reazioni sopra menzionate e arrangiandole opportunamente, si ottiene un'espressione per la stima della velocità di formazione di NO nella zona dei gas combusti:

$$\frac{d[NO]_b}{dt} = \frac{\Gamma k_1^+ * 2 \left[1 - \left(\frac{[NO]_b}{[NO]_{b,e}} \right)^2 \right] [N_2]_{b,e} [O]_{b,e}}{1 + \left(\frac{[NO]_b}{[NO]_{b,e}} \right) \frac{k_1^+ [N_2]_{b,e} [O]_{b,e}}{k_2^- [NO]_{b,e} [O]_{b,e} + [NO]_{b,e} [H]_{b,e}}} \quad Eq. 88$$

Le quantità in parentesi quadre sono espresse come concentrazioni molari in $\left[\frac{mol}{cm^3} \right]$. Le loro concentrazioni "adimensionali" all'equilibrio sono fornite sotto forma di "look-up tables" in funzione della pressione e della temperatura. In queste mappe i valori di temperatura su cui sono valutate le concentrazioni variano tra 1500 K e 3500 K con step di 100 K, mentre quelli di pressione fra 1 bar e 200 bar con step di 10 bar. Segue l'interpolazione con la funzione "Cumtrapz" adottando come temperatura di input quella della zona dei gas combusti. Il passaggio dalle concentrazioni delle mappe alle concentrazioni molari si ottiene introducendo il numero di moli e il volume dei gas combusti:

$$[Y]_b = [Y]_{b,e} \frac{n_b}{V_b} \quad Eq. 89$$

Per definizione il numero di moli è:

$$n_b = \frac{m_b}{M_b} \quad Eq. 90$$

M_b è la massa molecolare dei gas combusti che si ricava così:

$$M_b = \frac{\bar{R}}{R_b} \quad Eq. 91$$

Con $\bar{R} = 8,314 \frac{J}{mol * K}$ costante universale dei gas.

Nell'equazione 89 $[Y]$ rappresenta la concentrazione del generico reagente.

Nell'equazione 88 Γ è il parametro di calibrazione.

Le costanti di reazione k_1^+ , k_2^- , k_3^- vengono quantificate dalle espressioni di Miller:

$$k_1^+ = 1,8 * 10^{14} e^{\left(-\frac{38370}{T_b}\right)} \quad Eq. 92$$

$$k_2^- = \frac{1,8 * 10^{10} T_b e^{-\left(\frac{4680}{T_b}\right)}}{10^{0,7691 \log(T_b) + 0,7109 * \frac{10^4}{T_b} - 4,1352 - 6,8556 * 10^{-4} T_b + 0,0718 * 10^{-6} T_b^2}} \quad Eq. 93$$

$$k_3^- = \frac{7,1 * 10^{13} e^{-\left(\frac{450}{T_b}\right)}}{10^{0,5383 \log(T_b) + 1,0723 * \frac{10^4}{T_b} - 4,0366 - 3,9154 * 10^{-4} T_b + 0,0427 * 10^{-6} T_b^2}} \quad Eq. 94$$

La concentrazione di NO nella zona dei gas combusti è valutata istante per istante con un'equazione di bilancio:

$$[NO]_b^{t+dt} V_b^{t+dt} = [NO]_b^t V_b^t + \frac{d[NO]_b}{dt} dt V_b^{t+dt} + dn_{NO,b,in} - dn_{NO,b,out} \quad Eq. 95$$

I termini $dn_{NO,b,in}$ e $dn_{NO,b,out}$ sono i numeri di moli di NO rispettivamente entranti ed uscenti la zona dei gas combusti, come conseguenza del trasferimento di massa ai bordi di tale zona e del meccanismo "prompt". Nell'equazione 95 non vengono considerate moli di NO in uscita dalla zona dei gas combusti. Per quanto riguarda invece il numero di moli entrante, i due contributi appena menzionati sono sommati:

$$dn_{NO,b,in} = \langle NO \rangle_u \frac{dm_{u \rightarrow b}}{M_u} + \langle NO \rangle_{prompt} \frac{dm_b}{M_b} \quad Eq. 96$$

Nelle parentesi triangolari la concentrazione è espressa in termini "adimensionali", ossia sono indicate le frazioni molari.

La base di partenza per il calcolo della frazione di NO prodotta secondo il meccanismo *prompt* è la curva ottenuta "fittando" i dati sperimentali ricavati da Fenimore (vedasi figura 1.15); si è scelto in tal senso di adottare un polinomio di quarto grado. Inserendo poi il rapporto di equivalenza (reciproco della dosatura relativa valutata con la sonda lambda UEGO), si ottiene il logaritmo del rapporto fra la concentrazione di NO e quella all'equilibrio. Tale concentrazione di NO è quindi data da questa espressione:

$$\langle NO \rangle_{prompt} = 10^{\log\left(\frac{[NO]}{[NO]_e}\right)} \langle NO \rangle_{e,prompt} \quad Eq. 97$$

La concentrazione complessiva di NO in camera di combustione si ricava dal rapporto tra il numero di moli di NO e il numero di moli totale:

$$\langle \overline{NO} \rangle = \frac{n_{NO}}{n_{tot}} = \frac{n_{NO,b} + n_{NO,u}}{n_{tot}} \quad Eq. 98$$

Il calcolo della concentrazione di NO nella zona dei gas incombusti, cioè $\langle NO \rangle_u$ nell'equazione 96, dovrebbe essere ottenuta mediante una procedura iterativa. Tuttavia, è stato verificato che una singola iterazione è sufficiente in quanto si raggiunge molto velocemente la convergenza. È pertanto possibile eseguire questo calcolo in due passaggi. Si assume una concentrazione nulla per il primo passaggio; in questo modo si effettua una prima stima della concentrazione totale di NO in camera secondo l'equazione 98, chiamata $\langle \overline{NO} \rangle_{fin}$. Nel

secondo passaggio la concentrazione di NO nella zona dei gas incombusti è calcolata per mezzo della seguente equazione:

$$\langle NO \rangle_u = \frac{\langle NO \rangle_{fin} \frac{m_{res} + m_{EGR}}{M_b}}{m_{air} + m_{res} + m_{EGR}} \quad Eq. 99$$

$$M_u$$

L'iterazione viene ripetuta fino a che la differenza tra la concentrazione calcolata con l'equazione 99 e quella presente nell'equazione 96 non è minore di un valore di riferimento, assunto pari a 10^{-6} . Quest'ultima è quella imposta come primo tentativo nel caso della prima iterazione, o quella derivante dall'equazione 99 applicata all'istante angolare precedente; come detto, in praticamente tutti i casi, bastano due iterazioni per arrivare a convergenza [7].

Una considerazione è da fare riguardo la calibrazione del sotto-modello. Questa si rende necessaria per "accordare" le emissioni di NO_x determinate sperimentalmente con il treno di analizzatori preposto (vedasi paragrafo 2.2) e le emissioni di NO_x stimate secondo il sotto-modello. Poiché quest'ultimo si concentra sullo studio della formazione di NO durante la fase di combustione, è imposto che il valore di NO ricavabile dall'equazione 98 sia uguale a quello sperimentale. Ciò implica il fatto che assunto un congelamento completo delle reazioni al termine della combustione, trascurando quindi la piccola riduzione di NO_x che si verifica durante le fasi espansione prima e scarico poi, a seguito dell'abbassamento di temperatura che innesca le reazioni inverse del meccanismo di Zeldovich. Come accennato in precedenza, il parametro che viene fatto variare a seconda delle condizioni operative è Γ nell'equazione 88. I risultati del processo di calibrazione sono riportati nelle tabelle 5.1 e 5.2:

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	Γ	NO _x calc. [ppm]	NO _x sperim. [ppm]
002	1500x2	pM	0	0,117	201,9	202,27
003	1500x2	pM	27,9	0,275	128,32	128,84
004	1500x2	pM	40,2	0,60	87,55	87,67
010	1500x2	pM	51,9	3,25	29,35	29,26
014	1500x5	pM	14,6	0,148	269,03	268,4
015	1500x5	pM	20,3	0,179	209,58	209,72
017	1500x5	pM	26	0,248	155,71	155,5
019	1500x5	pM	31,4	0,435	107,42	107,39
023	2000x2	pM	0	0,15	173,28	173,19
024	2000x2	pM	25	0,33	128,73	129,32
026	2000x2	pM	37,9	0,51	89,31	89,35
032	2000x2	pM	45,5	0,90	39,6	39,71
035	2000x5	pM	4,6	0,164	313,46	313,82
036	2000x5	pM	13,7	0,15	226,57	226,97
039	2000x5	pM	27,9	0,292	135,69	135,45
042	2000x5	pM	35,4	0,63	84,89	84,9
046	2500x8	pM	2,1	0,178	542,02	541,00
049	2500x8	pM	15,6	0,182	311,26	311,12
051	2500x8	pM	21,4	0,264	252,25	252,23
054	2500x8	pM	27,8	0,39	171,75	172,04
002	1500x2	ppM	51,1	0,22	28,09	28,48
027	1500x2	ppM	47,6	0,36	51,88	51,77
035	1500x5	ppM	32,8	0,222	115,21	115,26
043	1500x5	ppM	31	0,212	124,14	124,03

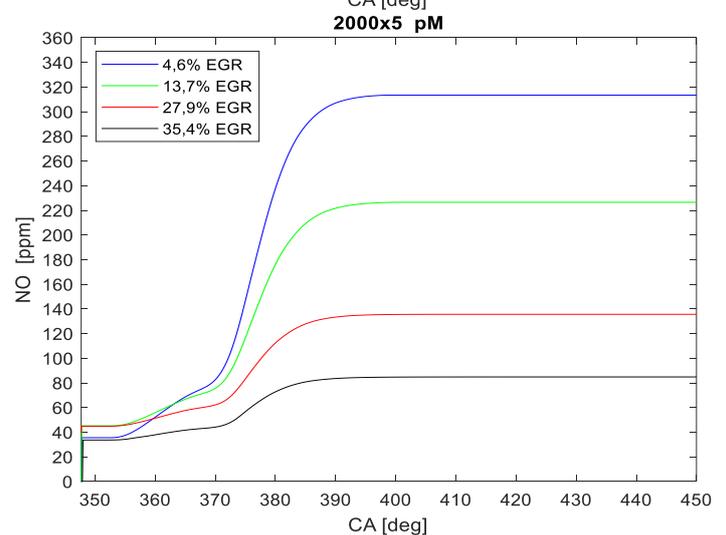
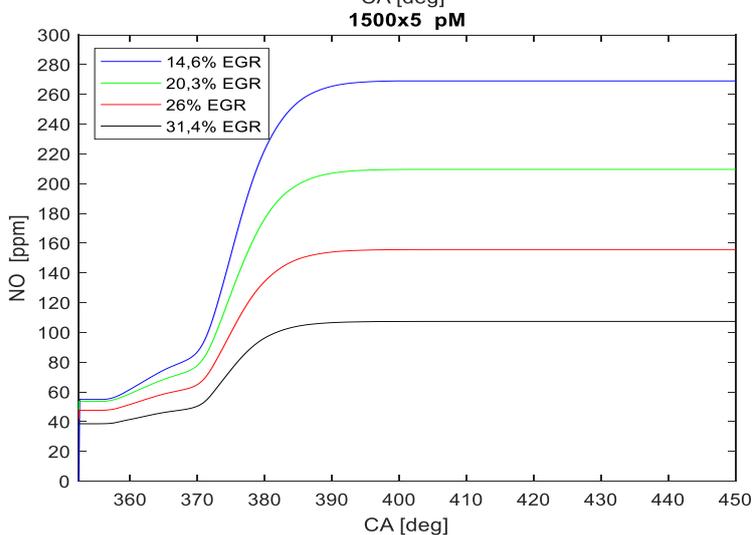
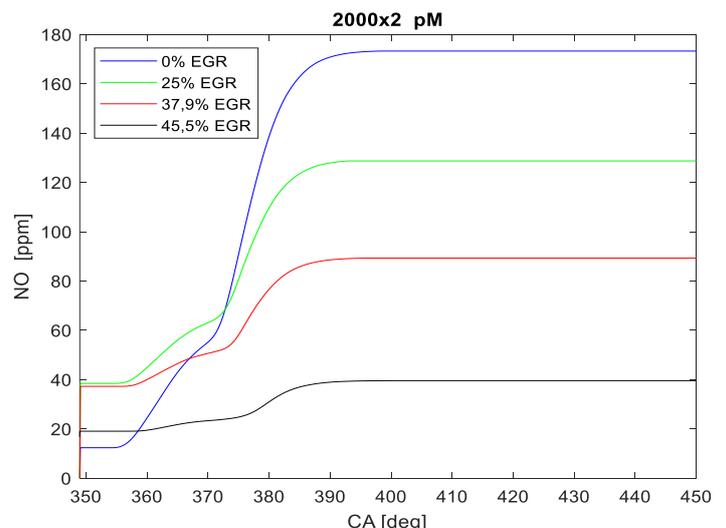
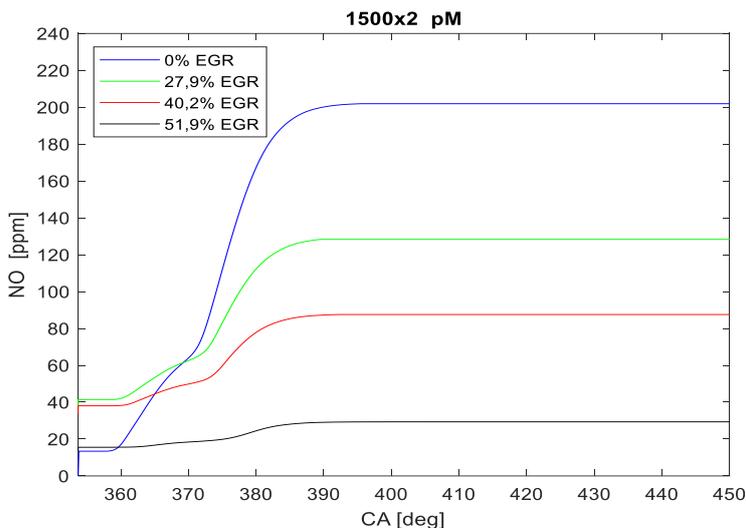
Tabella 5.1 Risultati della calibrazione del sotto-modello di formazione degli ossidi di azoto - parte 1

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	Γ	NO _x calc. [ppm]	NO _x sperim. [ppm]
051	2000x2	ppM	41,2	0,20	46,32	46,81
058	2000x2	ppM	45,8	0,41	33,8	34,00
066	2000x2	ppM	45,5	0,35	39,24	38,99
092	2000x5	ppM	35,4	0,208	100,78	100,87
111	2000x5	ppM	40,3	0,70	67,01	67,5
006	2500x8	pMa	27,8	0,127	145,26	145,02
007	2500x8	pMa	27	0,126	155,07	155,68
016	2500x8	pMa	31,8	0,071	111,62	111,26
032	2750x12	pMa	23,1	0,084	189,18	189,63
034	2750x12	pMa	22	0,079	207,35	206,76
035	2750x12	pMa	21,4	0,082	218,89	217,99
036	2750x12	pMa	21,4	0,082	234,52	234,45
041	2750x12	pMa	22,1	0,074	224,51	224,34

Tabella 5.2 Risultati della calibrazione del sotto-modello di formazione degli ossidi di azoto - parte 2

5.2.2 Risultati grafici

I risultati del sotto-modello appena esposto sono presentati di seguito in forma grafica al variare di alcuni gradi di EGR.



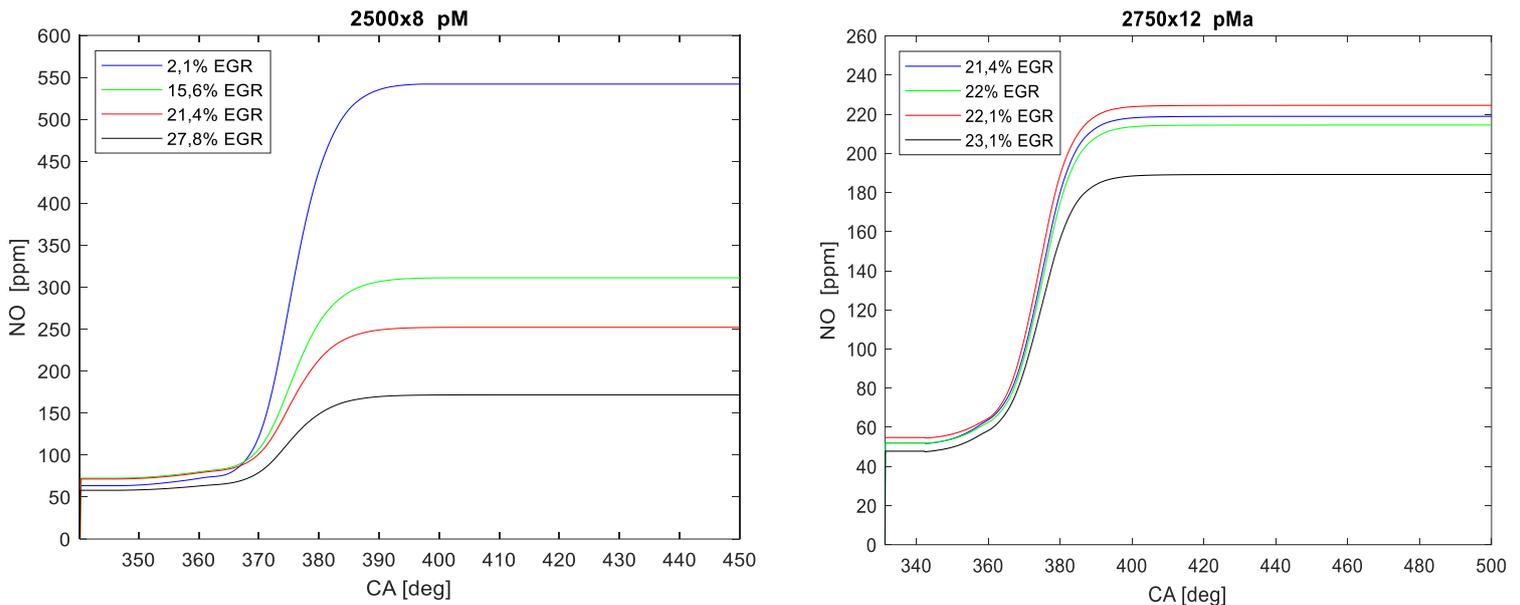


Figura 5.10 Andamento degli ossidi di azoto in funzione dell'angolo di manovella secondo il sotto-modello implementato

Dall'osservazione dei diagrammi in figura 5.10 si evince che l'andamento del processo di formazione del monossido di azoto è abbastanza coerente per ciascuna condizione operativa. Per tutti i casi tale processo risulta compreso tra il SOC e circa 400°; oltre tale intervallo la velocità di formazione è praticamente nulla e, dal momento che è assunto un congelamento totale delle reazioni di formazione, la concentrazione di NO è quella rilevata allo scarico.

I diagrammi in figura 5.10 constatano il fatto che l'aumento della quantità di gas combusti riciclati determina una diminuzione delle emissioni di NO. È interessante notare l'effetto che il grado di EGR genera ai diversi carichi. Infatti, esattamente come visto nel sotto-paragrafo 5.1.1, ai bassi carichi (prove effettuate a 1500x2 e 2000x2), la quantità di EGR impatta in modo sempre più forte al suo aumentare; si può notare ad esempio come passare da 0% a 25% di EGR (secondo grafico) comporti una riduzione di NO di circa 50 ppm, ossia più o meno la stessa riduzione che si avrebbe incrementando la frazione di EGR da 38% a 45%. Ai carichi maggiori questo non succede: nel diagramma a 2500x8 è infatti chiaro che la riduzione più corposa si ha dopo la prima "spazzolata" di EGR (da 2,1% a 15,6%). Questo comportamento è dovuto all'influenza del carico sulla composizione dell'EGR. Ai bassi carichi, basse percentuali di EGR contengono elevate percentuali di ossigeno e poche di CO₂ e H₂O; le prime non danno quegli effetti di diluizione, termico e chimico che portano all'abbattimento delle emissioni di NO_x. Salendo di carico, la situazione tende ad invertirsi, cioè crescono le percentuali di CO₂ e H₂O e scende quella di ossigeno, per cui sono sufficienti minori gradi di EGR per ridurre efficacemente la formazione di NO_x. Un altro aspetto che può essere dedotto da questi diagrammi è il fatto che i punti a basso carico presentano una concentrazione minore di NO nella zona dei gas incombusti per la prova a più basso grado di EGR; è altresì evidente in questi casi la maggiore velocità di formazione nella fase premiscelata. Ricapitolando, è dunque chiaro come la velocità di formazione sia apprezzabile solo laddove le temperature siano particolarmente elevate, tendenzialmente sopra i 2150-2200 K; la fine del processo di formazione è inoltre abbastanza indipendente dall'estensione della combustione poiché, anche per i punti ad alto carico, la temperatura della zona dei gas combusti si abbassa sotto tale soglia intorno ai 400°.

Il sotto-modello permette, come già accennato, di distinguere fra NO prodotti secondo il meccanismo di Zeldovich e NO prodotti secondo il meccanismo *prompt*. In figura 5.11 è riportata la concentrazione di NO dovuta a quest'ultimo fenomeno per 4 punti motore e sempre adottando un "EGR sweep".

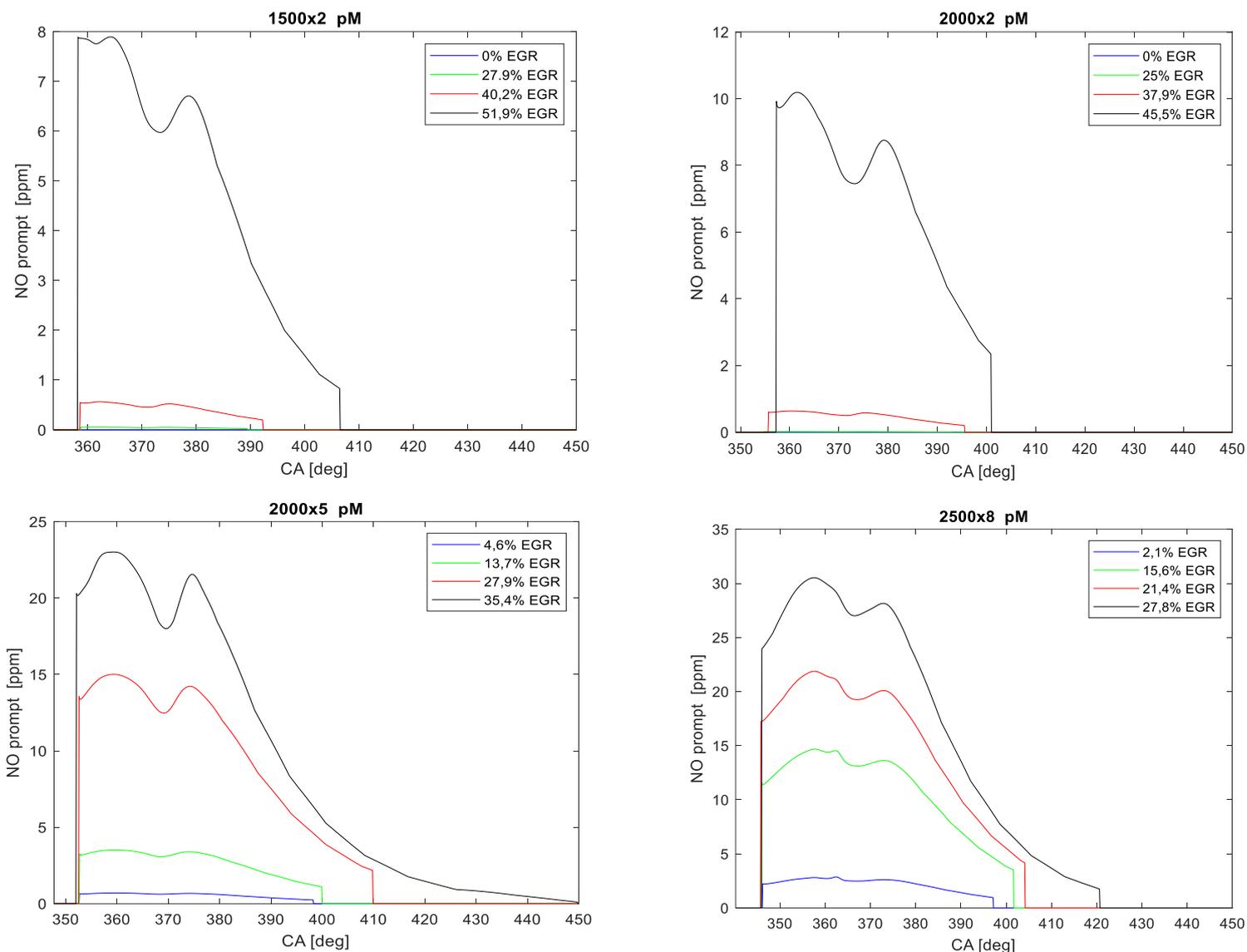


Figura 5.11 NO prodotti secondo il meccanismo *prompt* per 4 punti motore al variare del grado di EGR

I grafici di figura 5.11 fanno emergere che la formazione di NO in base a tale meccanismo avviene esclusivamente durante la fase di combustione, ovvero fino a che è presente combustibile in camera. Infatti, le reazioni a catena che caratterizzano il processo riguardano molecole di azoto, carbonio o un gruppo radicale degli idrocarburi [2]. È altrettanto evidente inoltre che tali emissioni siano sempre più alte al crescere del grado di EGR. In realtà, bassi livelli di EGR hanno un impatto del tutto trascurabile, in particolare ai bassi carichi. L'incremento di NO è ancor più importante in termini percentuali dal momento che le emissioni complessive di NO_x si riducono sensibilmente per EGR spinti. Se si considerano ad esempio le prove effettuate per il punto 1500x2, per il grado di EGR più elevato la concentrazione complessiva di NO al termine della combustione si aggira sui 29 ppm di cui un 30% circa (più o meno 8 ppm) è imputabile al meccanismo *prompt*. Tale percentuale non è fissa al variare del carico: si nota infatti un aumento al crescere del carico (vedasi ad esempio il punto 2500x8 di figura 5.11) ma una diminuzione sulle emissioni complessive (circa 30 ppm nella fase diffusiva sono dovuti al meccanismo *prompt* a fronte di circa 180 ppm totali, cioè meno di un quinto). In altre parole, il meccanismo *prompt* incide maggiormente ai bassi carichi. Il comportamento di tale frazione di NO rispetto al tenore di EGR è dovuto al fatto che, secondo gli studi di Lavoie e Blumberg, questo meccanismo diventa importante in tutte quelle condizioni di funzionamento del motore in cui la produzione termica è ridotta per effetto delle basse temperature in camera [2]: di fatti, le condizioni ad elevata diluizione della carica fanno parte di questa categoria. Dal punto di vista analitico, ciò è tenuto in conto nella curva di

Fenimore (vedasi figura 1.15) che fornisce valori di NO dovuti a questo processo crescenti con il rapporto di equivalenza globale (che aumenta all'aumentare della quantità di gas combusti riciccolati).

5.3 Sotto-modelli per la stima delle emissioni di particolato

In letteratura sono presenti svariati modelli che mirano a valutare le emissioni di PM nei motori diesel. Data la difficoltà di stimare la frazione organica solubile nonché i solfati e le ceneri, tale valutazione consente di determinare con un certo grado di approssimazione soltanto l'andamento in camera del soot. È bene specificare che il modello a tre zone implementato nel capitolo 4 non è propriamente adatto a tale scopo: infatti, non è modellata la fase premiscelata che è quella in cui si forma la stragrande maggioranza delle particelle carboniose. Tuttavia, una stima più o meno adeguata può essere fatta adottando delle ipotesi e basandosi sul seguente concetto: siccome le particelle carboniose si formano tanto più quanto più la miscela è ricca, questa situazione si verifica anche quando aumenta la quantità di combustibile iniettata. Di conseguenza il modello a tre zone riesce comunque a cogliere come il processo di formazione cambia al variare delle condizioni operative. Vengono presentati i risultati ottenuti, adottando due sotto-modelli che si distinguono per la modellazione del processo di ossidazione, in termini di tabelle di calibrazione e grafici che riportano l'andamento in funzione di grado di EGR.

5.3.1 Primo sotto-modello

Tutti i modelli di stima del soot comprendono a loro volta due modelli:

- modello di formazione delle particelle carboniose
- modello di ossidazione delle particelle carboniose

Dato l'approccio zero-dimensionale, si scelgono modelli "low-throughput", ossia a basso sforzo computazionale. Tra questi il capostipite che permette di stimare la velocità di formazione delle particelle carboniose è quello di Hiroyasu che si adotta come modello di formazione. L'espressione è la seguente [2]:

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_f p^{0,5} e^{\left(-\frac{E_f}{R T_b}\right)} m_{f,v} \quad \text{Eq. 100}$$

A_f è il coefficiente pre-esponenziale di Arrhenius, E_f l'energia di attivazione e $m_{f,v}$ la massa di combustibile vaporizzata. Dal momento che nel modello a tre zone non è stato implementato un sotto-modello che discriminasse la frazione che evapora, si assume che tutto il combustibile iniettato si trasforma allo stato di vapore; di conseguenza, il termine $m_{f,v}$, istante per istante, non è altro che la massa della "fuel zone". Il coefficiente pre-esponenziale di Arrhenius è uno dei due parametri di calibrazione del sotto-modello; si sceglie di fargli assumere valori non superiori a 150 per non sovrastimare la formazione di soot, in accordo con quanto indicato in [2]. L'energia di attivazione E_f è una costante [2]:

$$E_f = 12500 \frac{\text{cal}}{\text{mol}}$$

Il modello di ossidazione adottato per questo primo sotto-modello si basa sul calcolo della velocità di ossidazione delle particelle carboniose secondo una correlazione semi-empirica esponenziale simile a quella del modello di Hiroyasu [15]:

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = A_0 m_s \frac{p_{O_2}}{p} p^{1,8} e^{\left(-\frac{E_{s,o}}{R T_b}\right)} \quad Eq. 101$$

A_0 è una costante pre-esponenziale di Arrhenius che è usata come parametro di calibrazione; in linea di massima, assume valori un ordine di grandezza maggiori di quelli di A_f . $E_{s,o}$ è l'energia di attivazione per le reazioni di ossidazione ed è una costante [15]:

$$E_{s,o} = 14000 \frac{cal}{mol}$$

p_{O_2} è la pressione parziale dell'ossigeno molecolare O_2 . Si determina a partire dalla sua frazione molare presente istantaneamente in camera:

$$p_{O_2} = X_{O_2} * p \quad Eq. 102$$

La frazione molare di O_2 non è altro che la sua percentuale in funzione dell'angolo di manovella. Per poterla calcolare con una certa precisione sarebbe necessario implementare un sotto-modello di diluizione che si basi sull'ipotesi che la zona dei gas combusti venga progressivamente diluita con gas incombusti. Ciò però implicherebbe un ulteriore effetto, ovvero un cambiamento della composizione chimica dei gas combusti con conseguente necessità di ripetere i calcoli del modello termodinamico e allungamento dei tempi di elaborazione che sono aspetti non confacenti con l'approccio zero-dimensionale seguito. Pertanto si sceglie di adottare una soluzione di compromesso: utilizzare la misura della percentuale di ossigeno allo scarico del motore come frazione molare. Tale parametro è in ogni caso maggiore della quantità di O_2 che concorre all'ossidazione del *soot*, per cui bisogna tenere presente che il processo di ossidazione è nettamente sovrastimato.

Un altro aspetto da specificare, che vale sia per questo primo sotto-modello che per quello che verrà presentato in seguito, è che si trascura l'ossidazione a cui le particelle carboniose vanno incontro durante le fasi di espansione e scarico. Dunque la concentrazione di *soot* al termine della combustione è imposta pari a quella rilevata allo scarico. I dati sperimentali forniscono la concentrazione di *soot* in termini orari (in g/h) per tutti i cilindri, perciò la massa di particelle carboniose allo scarico del singolo cilindro si ottiene così:

$$m_{s,exh} = \frac{\dot{m}_s}{30 * N * num_{cyl}} \quad Eq. 103$$

Dove la velocità di rotazione è espressa in *rpm*.

La massa di *soot* presente istante per istante in camera di combustione è data dal bilancio tra la quantità che si forma e quella che si ossida:

$$m_s = m_{s,f} - m_{s,o} \quad Eq. 104$$

$m_{s,f}$ e $m_{s,o}$ si ricavano per integrazione nel tempo rispettivamente delle equazioni 100 e 101.

La calibrazione consiste nello scegliere per ogni prova i valori di A_f e A_0 che permettano di accordare le emissioni allo scarico. I risultati per alcune prove sono riportati in tabella 5.3.

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	A _f	A ₀	PM calc. [mg]	PM sperim. [mg]
010	1500x2	pM	51,9	60	4500	0,0012	0,0012
051	2000x2	ppM	41,2	150	3000	0,0019	0,0020
035	1500x5	ppM	32,8	100	650	0,0223	0,0227
035	2000x5	pM	4,6	100	538	0,0030	0,0032
007	2500x8	pMa	27	100	660	0,0182	0,0182
032	2500x8	pMa	23,1	100	810	0,0677	0,0672

Tabella 5.3 Risultati della calibrazione per il primo sotto-modello di stima delle emissioni di soot

I relativi grafici sono presentati insieme a quelli del secondo sotto-modello a scopo di confronto.

5.3.2 Secondo sotto-modello

Il modello di formazione è sempre quello di Hiroyasu già esposto per il primo sotto-modello. Il modello di ossidazione si basa invece sulla formula semi-empirica di Nagle e Strickland-Constable:

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = \frac{6m_s}{\rho_s D_s} M_c R_{tot} \quad Eq. 104$$

Con $\rho_s = 2 \frac{g}{cm^3}$ densità del particolato, $D_s = 3 * 10^{-6} cm$ diametro del particolato (assumendo una particella sferica di diametro pari a D_s), M_c peso molecolare del carbonio (pari a 12) e R_{tot} massa di PM ossidata per unità di superficie e di tempo. Quest'ultimo parametro è ricavabile dalla seguente equazione:

$$R_{tot} = \left(\frac{k_A p_{O_2}}{1 + k_Z p_{O_2}} \right) x + k_B p_{O_2} (1 - x) \quad Eq. 105$$

x è la frazione della superficie della particella carboniosa occupata dai siti di tipo A. Questi ultimi sono i siti più reattivi per i quali la velocità di ossidazione è controllata dalla percentuale di siti non ricoperti da ossidi superficiali (ordine della reazione compreso tra 0 e 1) [2]. È dato dalla seguente espressione:

$$x = \left(1 + \frac{k_T}{k_B p_{O_2}} \right)^{-1} \quad Eq. 106$$

Le costanti k sono costanti di velocità di reazione che si ottengono tramite correlazioni esponenziali con la temperatura:

$$k_A = 20 e^{\left(-\frac{15100}{T_b} \right)} \quad \left[\frac{g}{cm^2 s atm} \right] \quad Eq. 107$$

$$k_B = 4,46 * 10^{-3} e^{\left(-\frac{7640}{T_b} \right)} \quad \left[\frac{g}{cm^2 s atm} \right] \quad Eq. 108$$

$$k_T = 1,51 * 10^5 e^{\left(-\frac{48800}{T_b} \right)} \quad \left[\frac{g}{cm^2 s} \right] \quad Eq. 109$$

$$k_Z = 21,3 e^{\left(\frac{2060}{T_b} \right)} \quad \left[\frac{1}{atm} \right] \quad Eq. 110$$

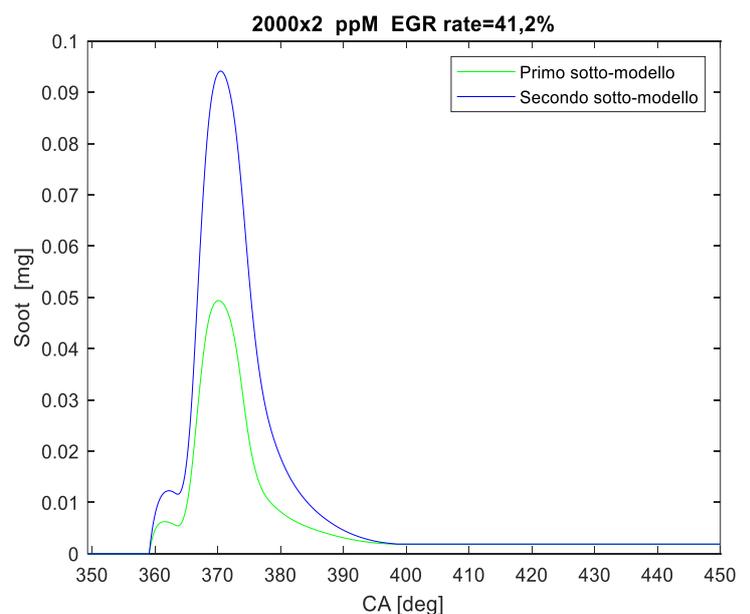
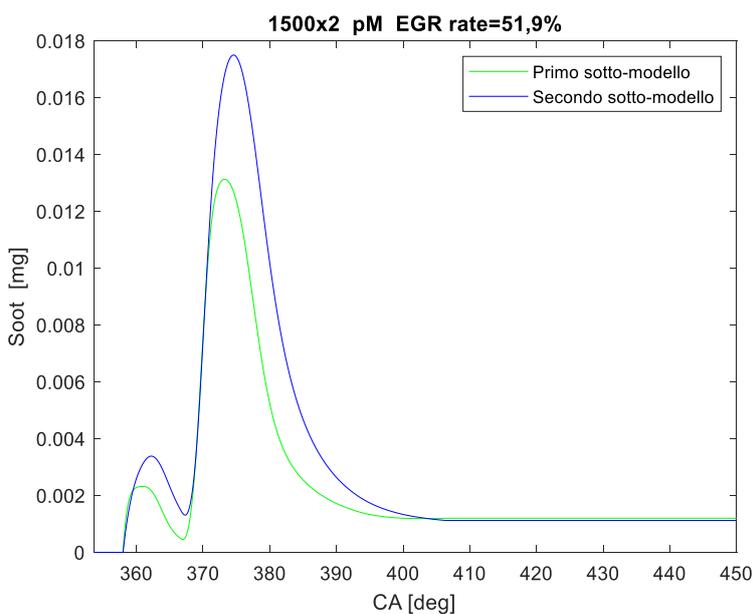
Il calcolo della pressione parziale dell'ossigeno molecolare segue la stessa procedura esposta per il primo sotto-modello.

Per questo sotto-modello l'unico parametro di calibrazione è A_f . In tabella 5.4 i risultati:

File di pressione	Punto motore	Strategia iniezione	EGR rate [%]	A_f	PM calc. [mg]	PM sperim. [mg]
002	1500x2	pM	0	355	0,0012	0,0013
003	1500x2	pM	27,9	290	0,0012	0,0013
010	1500x2	pM	51,9	35	0,0011	0,0012
014	1500x5	pM	14,6	1845	0,0059	0,0060
015	1500x5	pM	20,3	2085	0,0088	0,0089
019	1500x5	pM	31,4	1050	0,0271	0,0272
023	2000x2	pM	0	280	0,0014	0,0015
024	2000x2	pM	25	205	0,0012	0,0013
026	2000x2	pM	37,9	135	0,00092	0,0010
032	2000x2	pM	45,5	30	0,000589	0,000519
035	2000x5	pM	4,6	1295	0,0031	0,0032
036	2000x5	pM	13,7	1380	0,0048	0,0049
039	2000x5	pM	27,9	1160	0,0113	0,0114
042	2000x5	pM	35,4	930	0,0312	0,0313
046	2500x8	pM	2,1	650	0,0036	0,0037
049	2500x8	pM	15,6	1155	0,0055	0,0055
054	2500x8	pM	27,8	720	0,0228	0,0229
051	2000x2	ppM	41,2	220	0,0019	0,0020
035	1500x5	ppM	32,8	1780	0,0226	0,0227
007	2500x8	pMa	27	1010	0,0181	0,0182
032	2750x12	pMa	23,1	795	0,0671	0,0672

Tabella 5.4 Risultati della calibrazione per il secondo sotto-modello di stima delle emissioni di soot

Si riportano gli andamenti di soot per i due sotto-modelli per 6 prove con diverso carico, grado di EGR e strategia di iniezione.



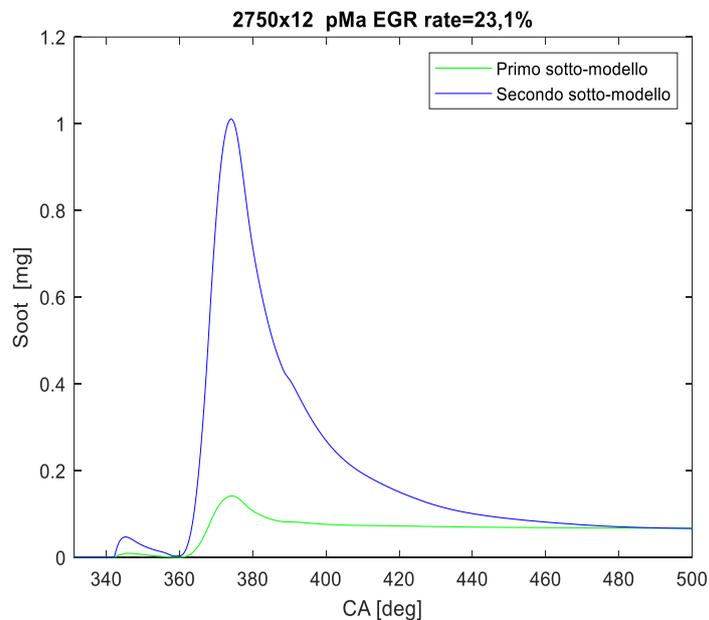
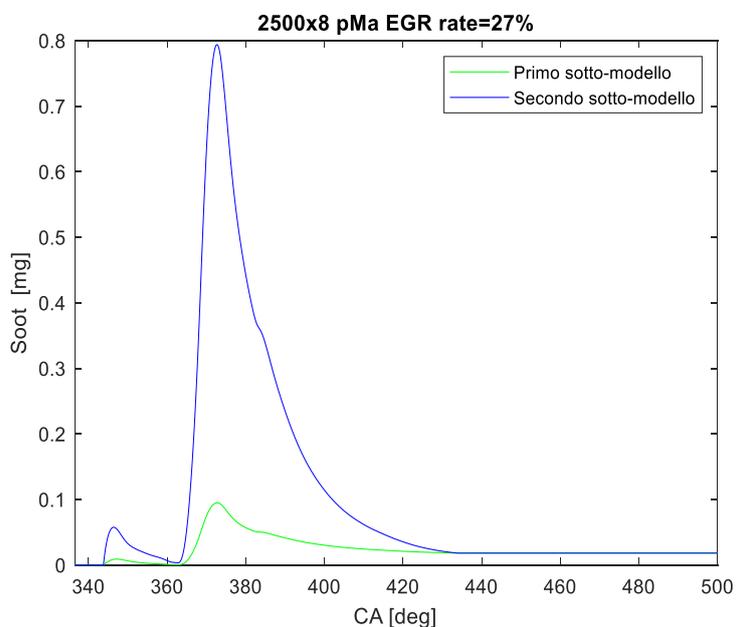
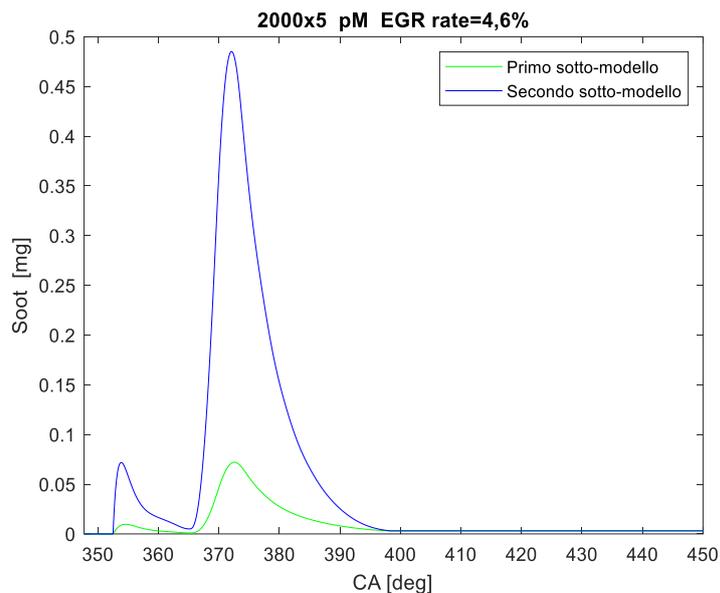
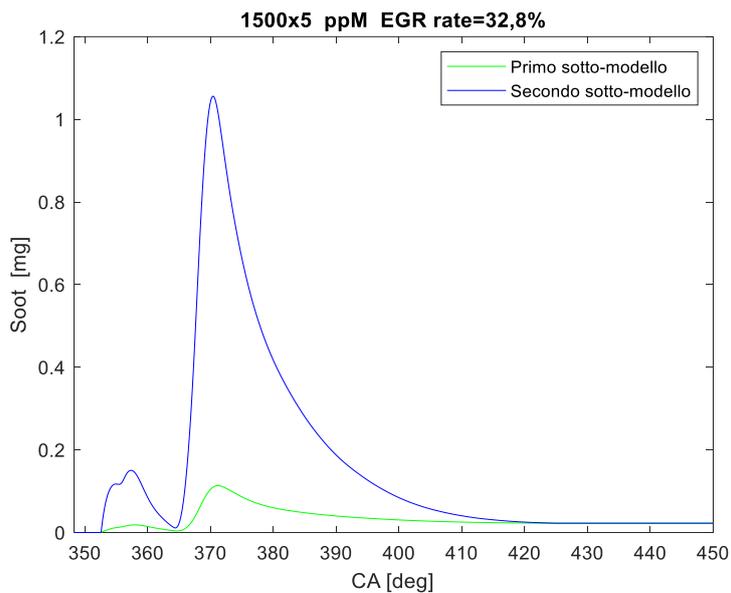


Figura 5.12 Andamento in camera della massa di soot secondo i due sotto-modelli implementati

Si vede che il secondo sotto-modello sovrastima la massa di soot rispetto al primo e che la differenza è di gran lunga maggiore ai carichi medio-alti.

L'effetto del grado di EGR viene preso in considerazione nei diagrammi di figura 5.13.

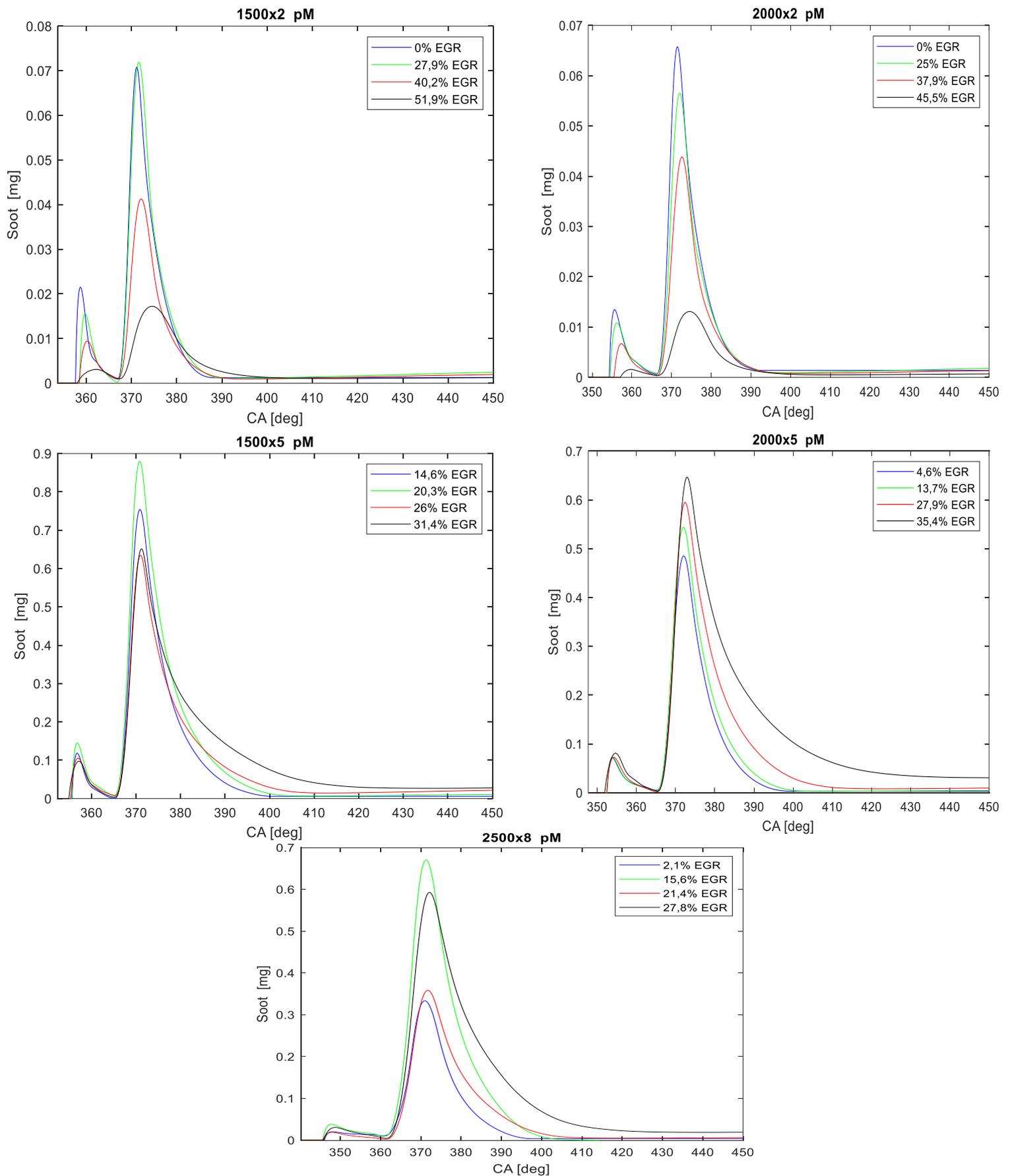


Figura 5.13 Andamento in camera del soot in base al secondo sotto-modello al variare del grado di EGR

Una tendenza ben definita è riscontrabile dai grafici di figura 5.13. In primis, ai bassi carichi i livelli di *soot* in camera diminuiscono all'aumentare della quantità di gas combusti ricircolati. Questo è un aspetto che avvicina la combustione di questi punti motore ad una combustione PCCI in quanto viene a mancare il tradizionale trade-off tra NO_x e *soot*. Tale contemporanea riduzione delle due specie inquinanti è da attribuire all'intensificarsi del *mixing* tra combustibile e aria e alle minori temperature di combustione [6]. Si nota inoltre come le emissioni di *soot* al termine della combustione siano praticamente le stesse, indice del fatto che i livelli allo scarico non risentono del grado di EGR. Il comportamento tende a cambiare per le prove effettuate a valori di pressione media effettiva pari a 5 bar e 8 bar. Infatti, si nota che la massa di *soot* presente in camera è in ogni istante maggiore per la prova con il grado di EGR più alto (si vede in particolare per la prova a 2000x5). Nella fattispecie è nella "coda" del processo di combustione che tale tendenza è evidente, mentre la fase premiscelata non risente della variazione di EGR. Quest'ultimo aspetto implica che in tale fase il rapporto di equivalenza globale è circa costante. Infatti, se da una parte aumentare il grado di EGR significa ridurre la concentrazione di ossigeno in camera e quindi aumentare ϕ , dall'altra l'*ignition delay* è più ampio con conseguente *mixing* di un maggior volume di carica con il combustibile (e ϕ scende) [16]. Per questi punti è presente il trade-off tra *soot* e NO_x , pertanto occorre dosare la quantità di gas combusti che viene ricircolata al fine di ricercare un'ottimizzazione.

5.4 Individuazione di nuove correlazioni per il rapporto fra i calori specifici

In questo paragrafo il modello termodinamico a tre zone è usato come input per ricercare un andamento più accurato del coefficiente γ . L'obiettivo è poi utilizzarlo per affinare il modello mono-zona completo. La base di partenza è costituita dalle correlazioni adottate per il calcolo dell'entalpia specifica nelle tre zone (vedasi figura 4.2 e tabella 4.1). Per un gas ideale entalpia specifica e temperatura sono legate dalla seguente equazione differenziale:

$$di = c_p dT \quad \text{Eq. 111}$$

Invertendola si ottiene che il calore specifico istantaneo a pressione costante è la derivata dell'entalpia specifica rispetto alla temperatura:

$$c_{p,i}^j = 2a^j i_i^j + b^j \quad \text{Eq. 112}$$

Dove i è l'indice di discretizzazione, $j = u, b, f$ indica la generica zona e i coefficienti a e b sono gli stessi definiti per il modello termodinamico.

La relazione di Mayer consente di calcolare il calore specifico istantaneo a volume costante:

$$c_{v,i}^j = c_{p,i}^j - R^j \quad \text{Eq. 113}$$

Di conseguenza è noto il coefficiente γ istante per istante:

$$\gamma_i = \frac{c_{p,i}}{c_{v,i}} \quad \text{Eq. 114}$$

Le figure 5.14, 5.15 e 5.16 riportano, per una generica prova, l'andamento delle grandezze calcolate con le equazioni 112, 113 e 114.

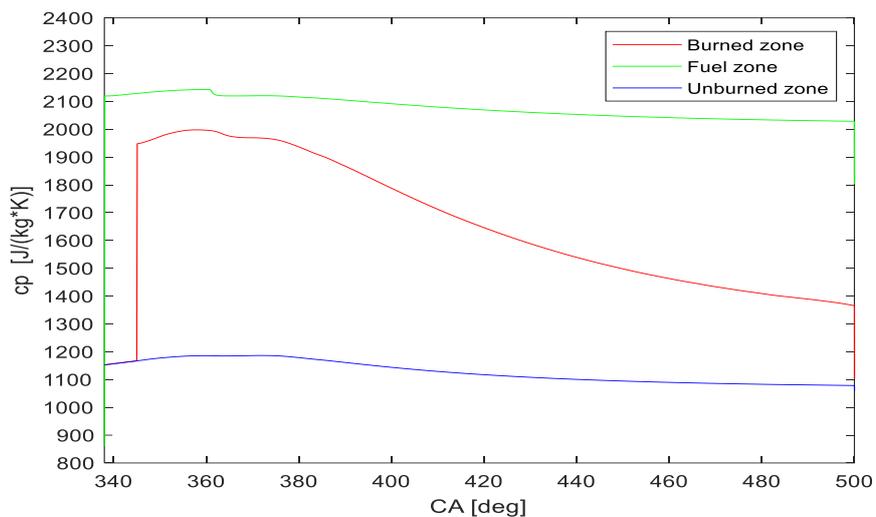


Figura 5.14 Andamento del calore specifico a pressione costante nelle tre zone per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa

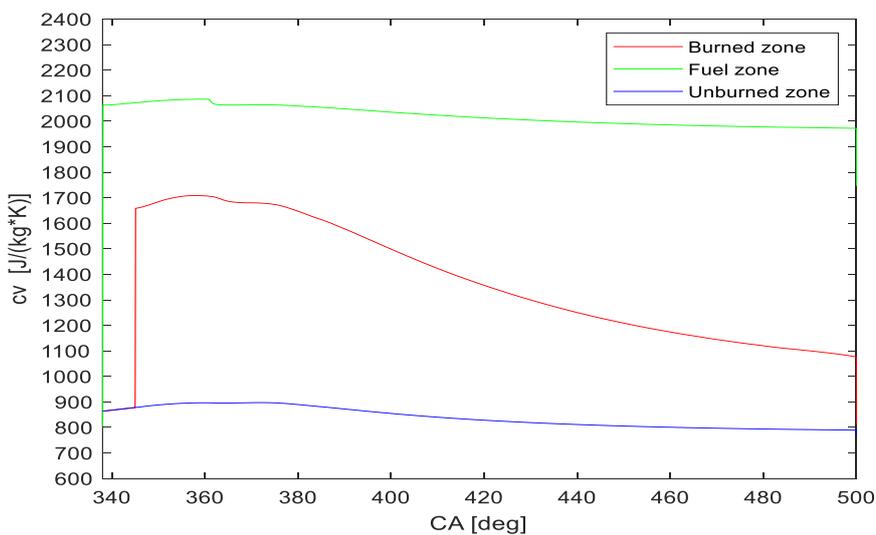


Figura 5.15 Andamento del calore specifico a volume costante nelle tre zone per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa

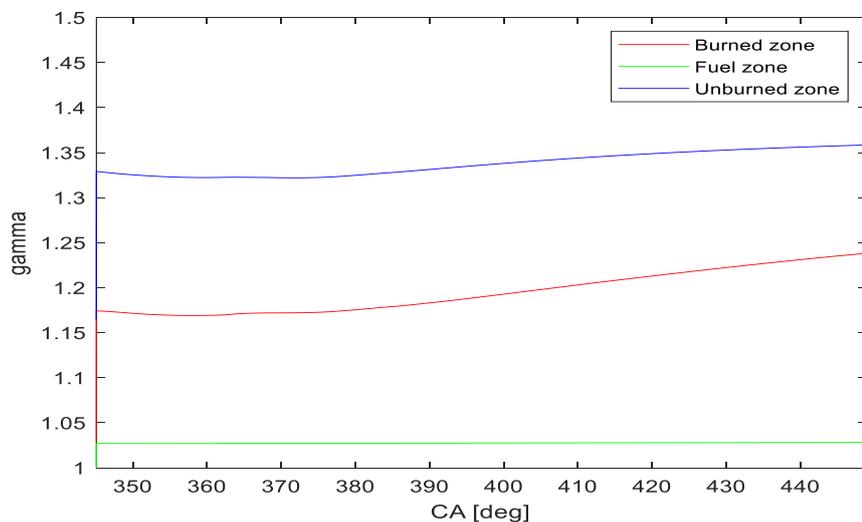


Figura 5.16 Andamento del rapporto tra i calori specifici nelle tre zone per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa

Con i coefficienti γ delle tre zone si fa poi una media pesata sulle masse per ottenere un andamento medio che viene riportato in figura 5.17 insieme a quello ricavato usando la correlazione data dall'equazione 42:

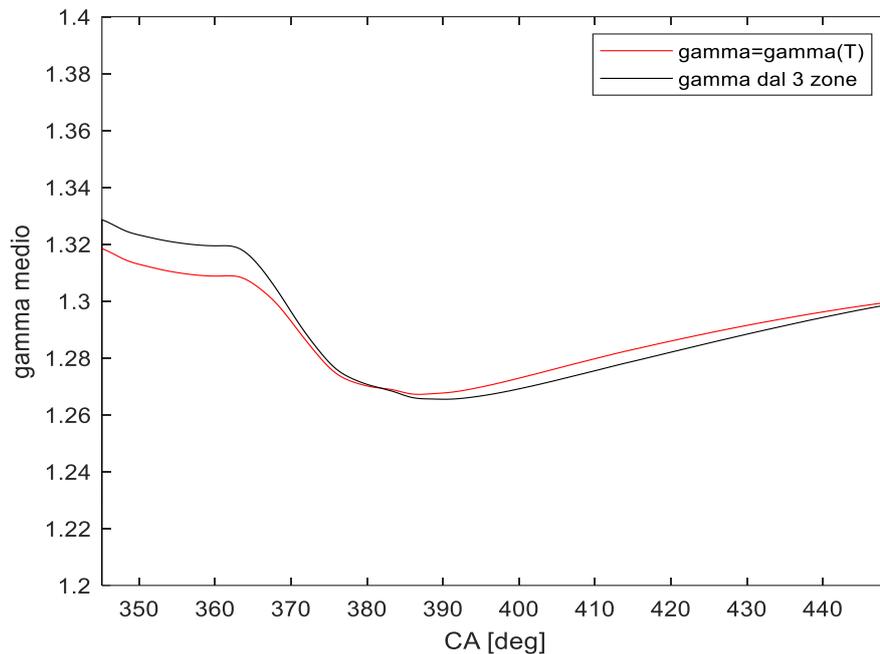


Figura 5.17 Andamento del coefficiente γ dalla correlazione usata per il mono-zona e dal modello a tre zone per una prova 2500x8 con strategia di iniezione pMa

Si riscontra un buon livello di accordo tra i due andamenti, in particolare nel tratto crescente (che corrisponde alla fase in cui la temperatura media in camera diminuisce). Tale comportamento si ripete per tutte le prove effettuate.

Si ricerca ora una correlazione in funzione della temperatura media in modo che il modello a una zona sia indipendente da quello a tre zone. Data la somiglianza fra gli andamenti di figura 5.17, la funzione obiettivo è lineare e viene ottenuta grazie alla funzione di Matlab *"polyfit"* che calcola i coefficienti del polinomio. A rigore, occorrerebbe ripetere questo calcolo per ciascuna prova poiché ci possono essere delle differenze nell'andamento in nero di figura 5.8. Tuttavia, dal momento che tali differenze sono ridotte, si considera una prova rappresentativa tenendo presente che il *"fitting"* potrà non essere ottimale per alcune condizioni operative.

Un primo tentativo con una correlazione lineare ha dato dei risultati non ideali, per cui si è deciso di provare con un polinomio di secondo grado. È stato assunto come test rappresentativo un punto a 1500x5 con strategia di iniezione pM. La correlazione ottenuta è la seguente:

$$\gamma_m = 1,0486 * 10^{-7} T_m^2 - 3,68 * 10^{-4} T_m + 1,5822 \quad Eq. 115$$

Le curve ricavate dal modello a tre zone e dall'equazione 115 sono confrontate nei grafici di figura 5.18. Il primo di essi è realizzato sul test rappresentativo.

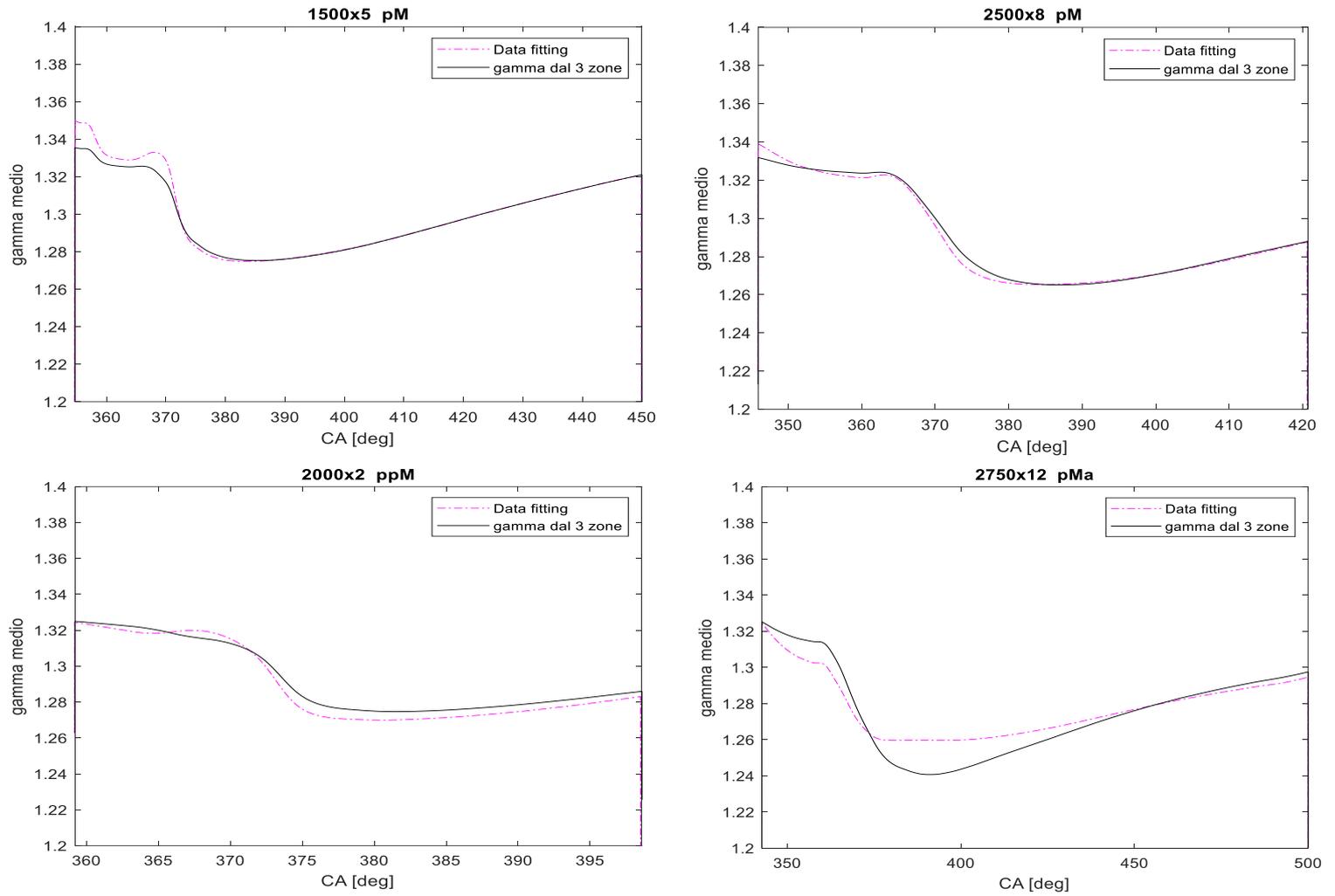


Figura 5.20 Curve del rapporto tra i calori specifici dal modello a tre zone e dalla correlazione quadratica

Per il punto 2750x12, come si vede dall'ultimo diagramma a destra, l'equazione 115 non si accorda bene con l'output del modello a tre zone. Pertanto per le prove appartenenti a questo punto motore è stata estrapolata una nuova correlazione, sempre quadratica, in funzione della temperatura media. Il risultato, per la stessa prova di figura 5.18, è presentato di seguito:

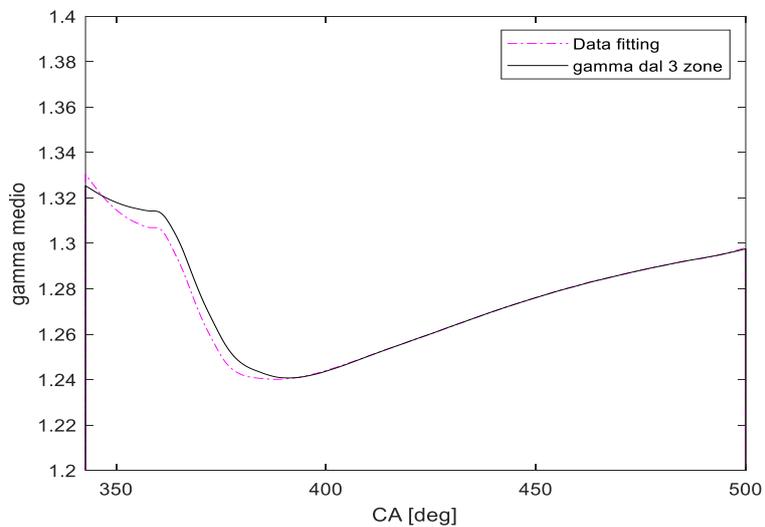
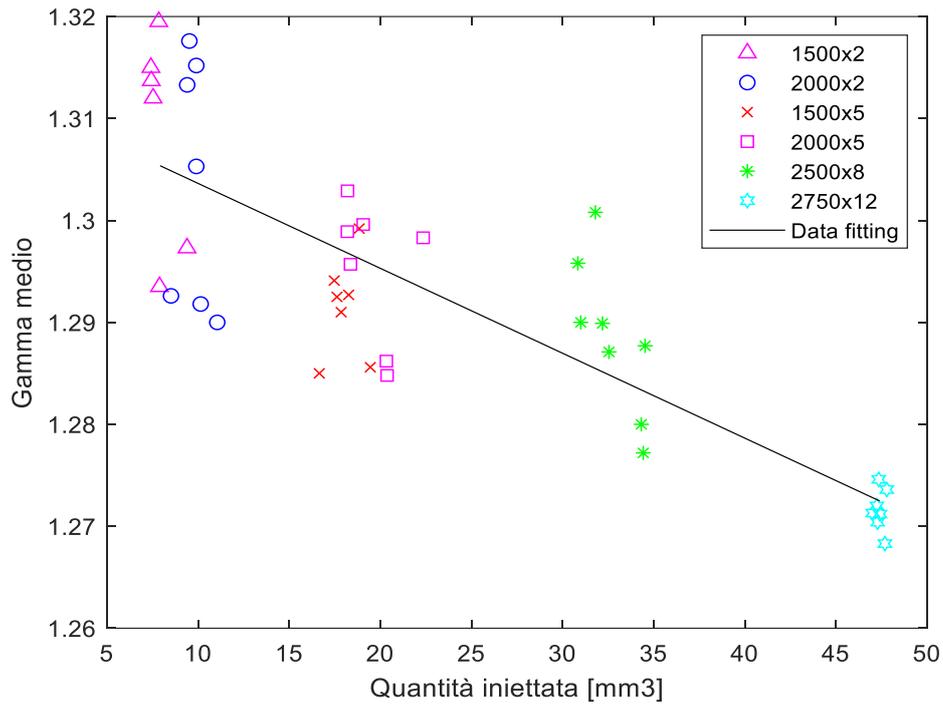


Figura 5.19 Curve del rapporto tra i calori specifici dal modello a tre zone e dalla correlazione quadratica per una prova 2750x12

La correlazione quadratica calcolata è:

$$\gamma_m = 7,1252 * 10^{-8} T_m^2 - 3,07 * 10^{-4} T_m + 1,5606 \quad Eq. 116$$

Un altro approccio consiste nell'adottare un valore costante di γ che sia un valor medio nell'intervallo angolare di combustione. È stata individuata una dipendenza di questo parametro dalla quantità iniettata; in particolare, al suo aumentare il valor medio del rapporto fra i calori specifici diminuisce. Il suo valore è stato calcolato in 6-8 prove per ciascun punto motore. È stato verificato che un polinomio di primo grado si adatta meglio ai risultati secondo il metodo dei minimi quadrati, come mostrato in figura 5.20:



CONCLUSIONI

L'analisi dei processi di combustione e di formazione delle principali specie inquinanti nei motori diesel ha consentito di ottenere una serie di risultati interessanti. Innanzitutto, il codice che è stato realizzato in ambiente Matlab si snoda nei seguenti passaggi:

- acquisizione del file di pressione, contenente la traccia del segnale (e di quello elettrico fornito dalla pinza amperometrica) per 100 cicli e da cui è estratto il ciclo medio;
- acquisizione di un file Excel, che comprende i dati ricavati dalla sala prova;
- diverse interfacce che permettono passo dopo passo di gestire l'accuratezza dell'analisi, come ad esempio quella per la scelta del metodo di referenziazione o quella per la scelta del metodo per la stima della massa intrappolata nel cilindro (quest'ultimo valido solo per l'analisi mono-zona completa).

I risultati più rilevanti sono raccolti di seguito:

- la distinzione fra i metodi di referenziazione ha messo in evidenza il fatto che i punti motore a basso carico (1500x2 o 2000x2) non risentono della loro differenza, al contrario di quelli a carico maggiore per i quali il metodo termodinamico dà i valori più alti di pressione in camera;
- partendo dall'analisi mono-zona semplificata, l'effetto di un aumento del carico sul processo di combustione si traduce in una maggiore quantità di combustibile bruciata e dunque di energia rilasciata, nonché in un allungamento della durata;
- l'analisi statistica ha permesso di dedurre informazioni circa la stabilità della combustione del motore A20DTR per le diverse condizioni operative, dal momento che viene stimata la CoV di IMEP e PFP per ogni condizione di carico e velocità di rotazione. Ciò può permettere ad esempio di ottenere una valutazione preliminare del grado di EGR poiché è noto che un aumento della quantità di gas combusti riciclati incide sulla stabilità della combustione. È anche possibile definire quali parametri sono meno sensibili a variazioni ciclo-ciclo, in particolare PFP e MFB50, e quali ne risentono di più, in particolare SOC e EOC;
- l'analisi sui metodi per la stima della massa intrappolata e della temperatura media in camera ha sottolineato che la scelta dell'uno piuttosto che dell'altro incide molto: gli andamenti della temperatura media hanno fatto emergere che il metodo che tiene conto dell'intervallo di incrocio valvole generalmente ne sottostima i valori (soprattutto per le prove ad alto carico), mentre quello basato sulla temperatura del collettore di aspirazione li sovrastima (soprattutto per alti gradi di EGR);
- il modello mono-zona completo ha fatto emergere che l'approccio che adotta un valore costante per il rapporto fra i calori specifici tende a sovrastimare la durata della combustione di una ventina di gradi per tutte le condizioni operative rispetto a quello che ne considera la variazione con la temperatura (più aderente alla realtà);
- il confronto tra modello mono-zona completo (con $\gamma = \gamma(T)$) e modello mono-zona semplificato ha evidenziato che la frazione di massa bruciata è stimata con precisione anche dall'analisi più semplice se si sceglie 1,34 come valore del rapporto tra i calori specifici, al netto di qualche piccola differenza nella parte finale del processo;
- il modello termodinamico a tre zone ha dato dei risultati consoni con dei problemi rilevati per le prove effettuate a basso carico e basso grado di EGR in cui è emerso un andamento decrescente (non fisico) della frazione di massa bruciata che è stato corretto;
- dal confronto tra modello a tre zone e modello a una zona è emerso che la temperatura media in camera è stimata con grande accuratezza anche dal modello mono-zona (soprattutto per quanto riguarda la combustione dell'iniezione principale), mentre le curve di HRR hanno indicato che il modello a tre zone stima una maggiore velocità di rilascio energetico durante la fase premiscelata

della *main*, con un'inversione di tendenza nella combustione in fase diffusiva e nella *late combustion phase*;

- lo *sweep* di EGR ha indicato una riduzione della pressione in camera al crescere del grado di EGR a causa della minore sovralimentazione e della maggiore temperatura dei gas combusti all'uscita dell'*EGR cooler*, nonché un abbassamento delle temperature della zona dei gas combusti, una dilatazione del processo di combustione, dell'*ignition delay* e una riduzione dei picchi di HRR;
- il confronto tra strategie di iniezione pM e ppM ha sottolineato la prevalenza della fase diffusiva per quest'ultima, così come una velocità di combustione più regolare, minori perdite per intemperatività del processo, minori scambi termici con le pareti e un più basso rumore di combustione;
- il confronto tra strategia pM e pMa ha messo in risalto una maggiore durata della combustione per quest'ultima (maggiori perdite per intemperatività), un minore picco della premiscelata nella curva di HRR (minore *Combustion Noise*) e minori scambi termici con le pareti;
- il sotto-modello che studia il processo di formazione in camera del monossido di azoto ha posto l'accento sul fatto che intensificare la tecnica dell'EGR consente di ridurre le emissioni di un'entità tanto maggiore quanto più è alto il grado di EGR;
- la velocità di formazione di NO si annulla, per tutte le prove, al di sopra di circa 40° ATDC, come conseguenza del fatto che sono le temperature maggiori di 2000-2100 K a produrle in misura superiore;
- l'analisi dei NO prodotti dal meccanismo *prompt* ha evidenziato una dipendenza dall'EGR e dal carico: nella fattispecie, un grado di EGR più elevato è responsabile di livelli maggiori di questi NO mentre più è basso il carico più questi NO sono percentualmente una frazione maggiore di quelli complessivi;
- i due sotto-modelli per la stima delle emissioni di *soot* hanno evidenziato che quello che utilizza il modello di ossidazione di Nagle e Strickland-Constable ha comportato dei livelli maggiori di massa in camera;
- è stato verificato un impatto della frazione di EGR sulle emissioni di *soot*. In particolare, un suo incremento ha indicato una riduzione dei livelli di particelle carboniose ai bassi carichi (assenza di trade-off con NO_x) e una crescita agli alti carichi;
- è stato appurato che la quantità di *soot* che si forma in fase premiscelata non è influenzata dal livello di EGR, come conseguenza di un mantenimento costante del rapporto di equivalenza (effetti opposti della riduzione della concentrazione di ossigeno e della maggiore massa di carica che si mescola con il combustibile);
- il modello a tre zone ha permesso di ottenere un andamento del rapporto tra i calori specifici e quindi una correlazione in funzione della temperatura media. È stata inoltre introdotta, nel caso si scelga di adottare un valore costante di γ , una relazione in funzione della quantità iniettata in modo che questo coefficiente possa essere adattato "in automatico" alle diverse condizioni operative.

Ringraziamenti

Ringrazio i prof. Stefano D'Ambrosio e Roberto Finesso e i dottorandi Omar Marello e Andrea Manelli per avermi concesso l'opportunità di svolgere questo lavoro nonché per i preziosi consigli, la disponibilità e i chiarimenti ai dubbi che mi si sono presentati.

Un ringraziamento speciale alla mia famiglia per il continuo sostegno e ai miei amici che, durante questi cinque anni, hanno contribuito al mio benessere.

Bibliografia

- [1] F. Millo, *Propulsori Termici* (Dispense del corso), Politecnico di Torino
- [2] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti* (Dispense del corso), Politecnico di Torino
- [3] S. D'Ambrosio, A. Ferrari, *Exploitation of injection fusion strategies in diesel engines equipped with solenoid injectors*
- [4] R. Finesso, E. Spessa, E. Mancaruso, L. Sequino, B.M. Vaglieco, *Assessment of a New Quasi-Dimensional Multizone Combustion Model for the Spray and Soot Formation Analysis in an Optical Single Cylinder Diesel Engine*
- [5] A.E. Catania, S. D'Ambrosio, A. Ferrari, R. Finesso, E. Spessa, *Experimental Analysis of Combustion Processes and Emissions in a 2.0L Multi-Cylinder Diesel Engine Featuring a New Generation Piezo-Driven Injector*
- [6] S. D'Ambrosio, A. Ferrari, *Potential of double pilot injection strategies optimized with the design of experiments procedure to improve diesel engine emissions and performance*
- [7] R. Finesso, E. Spessa, *A real time zero-dimensional diagnostic model for the calculation of in-cylinder temperatures, HRR and nitrogen oxides in diesel engines*
- [8] A.E. Catania, R. Finesso, E. Spessa, *Predictive zero-dimensional combustion model for DI diesel engine feed-forward control*
- [9] S. D'Ambrosio, R. Finesso, E. Spessa, *Calculation of mass emissions, oxygen mass fraction and thermal capacity of the inducted charge in SI and diesel engines from exhaust and intake gas analysis*
- [10] D.N. Assanis, Z.S. Filipi, S.B. Fiveland, M. Syrimis, *A Methodology for Cycle-By-Cycle Transient Heat Release Analysis in a Turbocharged Direct Injection Diesel Engine*
- [11] H.S. Soyhan, H. Yasar, H. Walmsley, B. Head, G.T. Kalghatgi, C. Sorousbay, *Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modelling*
- [12] G. Woschni, *A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*
- [13] J.B. Heywood *Internal Combustion Engine Fundamentals*
- [14] A.E. Catania, R. Finesso, E. Spessa, *Diagnostics of Mixing Process Dynamics, Combustion and Emissions in a Euro V Diesel Engine*
- [15] D. Jung, D.N. Assanis, *Quasidimensional Modeling of Direct Injection Diesel Engine Nitric Oxide, Soot, and Unburned Hydrocarbon Emissions*
- [16] A.E. Catania, S. D'Ambrosio, R. Finesso, E. Spessa, *Effects of Rail Pressure, Pilot Scheduling and EGR Rate on Combustion and Emissions in Conventional and PCCI Diesel Engines*