

POLITECNICO DI TORINO



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Validazione di un modello monodimensionale  
di un motore diesel con cilindrata pari a 2.3L  
per applicazioni light-duty sviluppato mediante  
il software GT-Power**

**Relatori**

Prof. Ing. Roberto Finesso  
Prof. Ing. Stefano D'Ambrosio  
Ing. Omar Mareello

**Candidato**

Maicol Cammarata

Anno Accademico 2018/2019

*A mio padre, la stella più bella dell'universo*

*“Mai mi scorderò di te  
per sempre tu sarai  
la stella che lassù  
da guida mi farà.”  
(Finley – Per sempre)*

*A mia madre, il pilastro della mia vita*

# Indice

Indice.....	III
Indice delle figure .....	VI
Indice delle tabelle .....	X
Introduzione .....	XI
1 Caratteristiche motori ad accensione per compressione (CI).....	1
1.1 Generalità .....	1
1.2 Processo di combustione convenzionale .....	4
1.3 Modello concettuale di J.E.Dec.....	8
1.4 Emissioni inquinanti.....	15
1.4.1 Ossidi di azoto NO <sub>x</sub> .....	16
1.4.2 Particolato .....	27
1.4.3 Idrocarburi incombusti.....	31
2 Modelli di simulazione motore .....	32
2.1 Modelli 3D-CFD e modelli monodimensionali.....	32
2.2 Descrizione del software GT-Power .....	34
3 Modello del motore.....	37
3.1 Caratteristiche del motore.....	37
3.2 Sistema di iniezione del combustibile .....	38
3.3 Strategia delle iniezioni multiple.....	42
3.4 Strategie avanzate di iniezione di combustibile .....	45
3.5 Modello simulato in GT-Power.....	47
3.5.1 Sistema di Ricircolo dei Gas Combusti EGR .....	48
3.5.2 Controllore della Pressione Media Effettiva PME.....	53
3.5.3 Turbina a Geometria Variabile VGT .....	53

3.5.4	Dispositivo di raffreddamento dell'aria di sovralimentazione.....	56
4	Modelli di combustione .....	59
4.1	Generalità .....	59
4.2	Modelli di combustione in GT-Power.....	59
4.2.1	Modelli non predittivi .....	61
4.2.2	Modelli semi-predittivi.....	61
4.2.3	Modelli predittivi .....	62
4.3	Modello di combustione predittivo DI-Pulse .....	62
4.4	Analisi del Burn Rate .....	66
4.4.1	Three Pressure Analysis – TPA .....	67
4.4.2	Cylinder Pressure Only Analysis – CPOA .....	67
5	Metodologia .....	69
5.1	Boot Injection .....	70
5.2	Modello non predittivo .....	71
5.3	Calibrazione DI-Pulse .....	75
5.3.1	Sweep and independent parameters .....	78
5.4	Validazione del modello predittivo .....	79
5.5	Calibrazione NO <sub>x</sub> .....	79
5.6	Condizioni di transitorio.....	81
6	Risultati e discussione.....	83
6.1	Fusione Pre e Main-Injection .....	83
6.2	Risultati del modello non predittivo .....	85
6.2.1	Comportamento a pieno carico .....	94
6.2.2	Comportamento ai carichi parziali .....	96
6.3	Risultati del modello predittivo .....	97
6.3.1	Confronto sweep and independent parameters .....	97

6.4	Risultati calibrazione del modello predittivo .....	98
6.5	Validazione del modello predittivo .....	104
6.5.1	Comportamento a pieno carico .....	110
6.5.2	Comportamento ai carichi parziali .....	112
6.6	Risultati calibrazione NO <sub>x</sub> .....	113
6.7	Confronto tra modello predittivo e non predittivo .....	115
6.8	Risultati del modello transitorio .....	116
7	Conclusioni .....	121
	Ringraziamenti .....	124
	Bibliografia .....	126

## Indice delle figure

Figura 1.1 - Andamento della pressione nel cilindro, del rilascio di calore e della frazione di massa bruciata in funzione dell'angolo di manovella [1].....	4
Figura 1.2 - Andamento del rilascio di calore.....	6
Figura 1.3 - Confronto tra il vecchio modello e il modello di J.E.Dec di combustione .....	8
Figura 1.4 - Evoluzione del getto di combustibile secondo il modello di J.Dec [3] .....	10
Figura 1.5 - Andamento dell'alzata dello spillo e del AHHR [3].....	12
Figura 1.6 - Getto di combustibile del modello di J.Dec [3] .....	14
Figura 1.7 - Esempio dell'andamento degli NO in un motore CI .....	18
Figura 1.8 - Velocità di formazione degli NO .....	19
Figura 1.9 - Andamento di NO e NOx in funzione del rapporto di equivalenza o carico del motore.....	20
Figura 1.10 - Andamento del NOx al variare dell'anticipo di iniezione [5].....	21
Figura 1.11 - Andamento del consumo al variare dell'anticipo di iniezione [5]... ..	22
Figura 1.12 - Trade off al variare del SOI [5] .....	23
Figura 1.13 - Effetto di diluizione, effetto termico, effetto chimico .....	23
Figura 1.14 - Trade off al variare della percentuale % di EGR [5].....	25
Figura 1.15 - Effetto dell'EGR sul ritardo di iniezione e sul BSFC [1] .....	26
Figura 1.16 - Modalità di formazione delle particelle di particolato .....	30
Figura 1.17 - Trade off: Soot vs NOx .....	31
Figura 2.1 - Relazione tra i vari modelli e il tempo di simulazione [6] .....	33
Figura 2.2 - Schema rappresentativo del modo di operare GT-Power [6].....	36
Figura 3.1 - Dettaglio geometria cilindro.....	38
Figura 3.2 - Il sistema Bosch Diesel Common Rail [8] .....	39
Figura 3.3 - Schema comandi elettrici, meccanici e fluidodinamici all'interno delle varie zone dell'iniettore (a sinistra) e schema iniettore a solenoide (a destra).....	41
Figura 3.4 - Dettaglio iniettore a solenoide.....	42
Figura 3.5 - Strategie di iniezioni multiple attuate con i sistemi common rail di ultima generazione .....	44
Figura 3.6 - Strategia "boot injection" .....	45

Figura 3.7 - Modello motore completo su GT-Power.....	47
Figura 3.8 - Sistema EGR ad alta pressione [11].....	48
Figura 3.9 - Schema EGR ad alta pressione simulato su GT-Power .....	50
Figura 3.10 - Sistema EGR a bassa pressione.....	52
Figura 3.11 - Schema EGR a bassa pressione simulato su GT-Power.....	52
Figura 3.12 - Ingrandimento controllore pme .....	53
Figura 3.13 - VGT - Distributore quasi completamente chiuso (a sinistra) e distributore completamente aperto (a destra).....	55
Figura 3.14 - Controllore VGT modellizzato in GT-Power.....	56
Figura 3.15 - Esempio di motore sovralimentato con intercooler.....	57
Figura 3.16 - Intercooler modellizzato in GT-Power.....	58
Figura 3.17 - Definizione delle proprietà dell'oggetto intercooler [12] .....	58
Figura 4.1- Heat Release Rate è ritardata rispetto al Burn Rate [6].....	60
Figura 4.2 - Modello di combustione DI-Pulse.....	63
Figura 4.3 - Modello CPOA.....	68
Figura 5.1 - Due modi per simulare la boot injection .....	70
Figura 5.2 - Punti operativi del motore iniziali .....	71
Figura 5.3 - Punti operativi del motore totali.....	72
Figura 5.4 - Input e output del modello CPOA.....	73
Figura 5.5 - Creazione del modello non predittivo .....	73
Figura 5.6 - Punti operativi dopo il consistency check .....	75
Figura 5.7 - Punti motore selezionati per la calibrazione .....	76
Figura 5.8 - Calibrazione del modello predittivo .....	76
Figura 5.9 - Range di errori suggeriti per i parametri della calibrazione DI-Pulse.....	78
Figura 5.10 - Validazione modello predittivo .....	79
Figura 5.11 - Profili di velocità e di carico motore .....	81
Figura 6.1 - Injection rate nel caso A (due iniezioni separate) e nel caso B (unica iniezione).....	83
Figura 6.2 - Burn rate nel caso A (due iniezioni separate) e nel caso B (unica iniezione).....	84
Figura 6.3 - Apparent heat Release Rate nel caso A (due iniezioni separate) e nel caso B (unica iniezione).....	85

Figura 6.4 - Pressione nel collettore di aspirazione – Non Predittivo.....	86
Figura 6.5 - Temperatura nel collettore di aspirazione – Non predittivo.....	86
Figura 6.6 - Pressione nel collettore di scarico – Non Predittivo.....	87
Figura 6.7 - Temperatura nel collettore di scarico – Non Predittivo .....	87
Figura 6.8 - Portata di combustibile – Non Predittivo .....	88
Figura 6.9 - Portata di aria – Non Predittivo.....	88
Figura 6.10 - portata di EGR + aria – Non Predittivo.....	89
Figura 6.11 - Posizione valvola VGT – Non Predittivo.....	89
Figura 6.12 - Picco di pressione – Non Predittivo .....	90
Figura 6.13 - Pressione media effettiva indicata – Non Predittivo .....	90
Figura 6.14 - Posizione angolare alla quale brucia il 50 della massa (MFB50) – Non Predittivo.....	91
Figura 6.15 - Ossidi di azoto in g/kWh – Non Predittivo .....	91
Figura 6.16 - Concentrazione degli ossidi di azoto (parti per milione) – Non Predittivo.....	92
Figura 6.17 - Confronto tra modello sperimentale e non predittivo dell'andamento della bmep a pieno carico.....	94
Figura 6.18 - Confronto tra modello sperimentale e non predittivo dell'andamento della bsfc a pieno carico.....	95
Figura 6.19 - Confronto tra modello sperimentale e non predittivo dell'andamento della bsfc a carico parziale .....	96
Figura 6.20 - Errore RMS Burn rate (Sperimentale vs Predittivo) .....	99
Figura 6.21 - Errore MFB50 (Sperimentale vs Predittivo) .....	99
Figura 6.22 - Errore Massima Pressione (Sperimentale vs Predittivo).....	100
Figura 6.23 - Errore IMEP (Sperimentale vs Predittivo).....	100
Figura 6.24 - Mappe dei coefficienti moltiplicatori.....	101
Figura 6.25 – Pressione nel cilindro - Sperimentale vs Predittivo (the best case) .....	102
Figura 6.26 - Burn Rate - Sperimentale vs Predittivo (the best case).....	102
Figura 6.27 - Pressione nel cilindro - Sperimentale vs Predittivo (the worst case) .....	103
Figura 6.28 - Burn rate - Sperimentale vs Predittivo (the worst case).....	103

Figura 6.29 - Pressione nel collettore di aspirazione - Predittivo .....	104
Figura 6.30 - Temperatura nel collettore di aspirazione – Predittivo .....	104
Figura 6.31 - Pressione nel collettore di scarico – Predittivo .....	105
Figura 6.32 - Temperatura nel collettore di scarico – Predittivo .....	105
Figura 6.33 - Portata di combustibile – Predittivo .....	106
Figura 6.34 - Portata di aria – Predittivo.....	106
Figura 6.35 - Portata di EGR + aria – Predittivo .....	107
Figura 6.36 - Posizione valvola VGT – Predittivo.....	107
Figura 6.37 - Pressione media effettiva indicata – Predittivo .....	108
Figura 6.38 - Picco di pressione - Predittivo.....	108
Figura 6.39 - Posizione alla quale brucia il 50 % della massa (MFB50) – Predittivo .....	109
Figura 6.40 - Confronto tra modello sperimentale e predittivo dell'andamento della bmep a pieno carico .....	110
Figura 6.41 - Confronto tra modello sperimentale e predittivo dell'andamento della bsfc a pieno carico.....	111
Figura 6.42 - Confronto tra modello sperimentale e predittivo dell'andamento della bsfc a carico parziale.....	112
Figura 6.43 - Ossidi di azoto in g/kWh – Predittivo .....	114
Figura 6.44 – Concentrazione degli ossidi di azoto (parti per milione) – Predittivo .....	114
Figura 6.45 - BMEP nel modello transitorio.....	117
Figura 6.46 - EGR nel modello in transitorio .....	118
Figura 6.47 - Pressione di boost nel modello in transitorio .....	118
Figura 6.48 - IMEP nel modello in transitorio.....	119
Figura 6.49 - Maximum Pressure nel modello in transitorio .....	119
Figura 6.50 - MFB50 nel modello in transitorio .....	120
Figura 6.51 - Brake Specific NOx nel modello in transitorio .....	120

## Indice delle tabelle

Tabella 1 - Caratteristiche del motore .....	37
Tabella 2 - Caratteristiche geometriche del motore .....	38
Tabella 3 - Consistency check.....	74
Tabella 4 - Burn Rate optimization parameters [14].....	77
Tabella 5 - NOx optimization parameters [14] .....	80
Tabella 6 - Errori modello non predittivo .....	93
Tabella 7 - Errori bmep con modello non predittivo a pieno carico .....	95
Tabella 8 - Errori bsfc con modello non predittivo a pieno carico .....	96
Tabella 9 - Errori bsfc con modello non predittivo a carico parziale.....	97
Tabella 10 – Confronto RMSE tra sweep and independent parameters .....	97
Tabella 11 - Risultati calibrazione modello predittivo.....	98
Tabella 12 - Confronto errori medi .....	110
Tabella 13 - Errori bmep con modello predittivo a pieno carico .....	111
Tabella 14 - Errori bsfc con modello predittivo a pieno carico .....	112
Tabella 15 - Errori bsfc con modello predittivo a carico parziale.....	113
Tabella 16 - Coefficienti di calibrazione degli NOx.....	113
Tabella 17 - Confronto RMSE tra modello non predittivo e modello predittivo	115

## Introduzione

Oggi, il motore a combustione interna possiede 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 propulsive. 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 CO<sub>2</sub> che è un gas serra (GHG= Green House Gas) che contribuisce al riscaldamento terrestre (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 fortemente 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 nella ricerca di nuove tecnologie. Ad esempio, alcuni produttori parlano di elettrificazione del sistema di propulsione terrestre, che porta sicuramente a molti vantaggi ma che però, in un futuro vicino, non riuscirà a sostituire completamente il sistema di propulsione termico che presenta dei

vantaggi schiacciati come, ad esempio, per quanto riguarda lo stoccaggio di energia a bordo veicolo.

L'elettrificazione del 'powertrain' risulta, quindi, essere una soluzione di lungo periodo e dunque la ricerca si sta concentrando 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 allo sviluppo di nuovi concetti quali differenti tipi di EGR (Exhaust Gas Recirculation), nuove strategie di iniezione e sistemi di attuazione variabile delle valvole.

Per riuscire a sviluppare questi concetti in modo rapido, la ricerca si è indirizzata verso l'uso di modelli predittivi di combustione per mezzo di simulazioni numeriche. Tramite modelli di combustione predittiva è possibile valutare con maggiore affidabilità, rispetto ai modelli non predittivi, fenomeni come, ad esempio, l'EGR e l'injection timing. Inoltre, sebbene gli strumenti di simulazione numerica 3-D CFD (CFD = Computational Fluid Dynamics) riproducono molto fedelmente il processo di combustione nei motori, essi possiedono elevati tempi di simulazione e per questo oggi si considerano, per lo più, strumenti zero/mono-dimensionali 0-D/1-D che hanno tempi di simulazione accettabili e forniscono accurati risultati (nelle applicazioni automobilistiche).

Lo scopo di questo lavoro di tesi è quello di validare un modello monodimensionale di motore diesel per applicazioni "Light-Duty" mediante l'uso di GT-Power e di valutare l'accuratezza dei risultati ottenuti. In particolare, si è passati dall'utilizzare un modello non predittivo, qual era quello originale fornito dall'azienda FPT (Fiat Powertrain Technology) Industrial, ad un innovativo modello di combustione multi-zona, chiamato "DI-Pulse", sviluppato da Gamma Technologies. Grazie a questo nuovo modello è stato possibile calibrare le emissioni di NOx per valutare anche la capacità del modello di predire le suddette emissioni. Infine, il modello predittivo ci ha permesso di analizzare anche le condizioni in transitorio, cosa non possibile qualora si decidesse di utilizzare un modello di combustione non predittivo.

Per quanto riguarda i contenuti del seguente lavoro di tesi, esso può essere suddiviso in vari capitoli.

Nel capitolo 1 si trattano, da un punto di vista teorico, le principali caratteristiche e il processo di combustione convenzionale dei motori diesel. Inoltre è mostrato anche il modello concettuale di combustione di J.E.Dec e vengono presentati le principali emissioni inquinanti di questa tipologia di motore.

Nel capitolo 2 si effettua una panoramica dei modelli che permettono di simulare i motori, spiegando brevemente i loro principali vantaggi e svantaggi. Una breve spiegazione del funzionamento del software utilizzato (GT-Power) chiude il capitolo.

Nel capitolo 3 si descrivono le principali caratteristiche geometriche e prestazionali del motore in questione, si descrivono le caratteristiche degli iniettori e le strategie di iniezione. Infine, si spiega il modello di motore schematizzato su GT-Power.

Nel capitolo 4 si affrontano i diversi modelli di combustione che è possibile implementare col software, evidenziando la differenza tra modelli semi-predittivi, predittivi e non, ed in particolare ci si è soffermati sul modello predittivo DI-Pulse. Nell'ultimo paragrafo del capitolo, si spiegano i due metodi utilizzati da GT-Power per calcolare il burn rate.

Il capitolo 5 spiega il procedimento logico seguito. Si inizia facendo delle semplificazioni sui profili di velocità di iniezione e successivamente si imposta il modello non predittivo, cui si sono apportate modifiche rispetto al modello originale fornito. Poi si procede con implementare il modello predittivo DI-Pulse ed effettuare la sua calibrazione e conseguente validazione. In seguito, si procede con la calibrazione degli ossidi di azoto e si analizzano le condizioni in transitorio del modello.

Il capitolo 6 rappresenta il capitolo più importante poiché si presentano e si discutono i risultati ottenuti.

L'ultimo capitolo trae le conclusioni su questo lavoro e suggerisce delle possibili soluzioni per migliorare i risultati.

# 1 Caratteristiche motori ad accensione per compressione (CI)

## 1.1 Generalità

Sono meglio conosciuti come motori diesel poiché il ciclo termodinamico a cui fanno riferimento è, appunto, il ciclo Diesel.

Questi motori utilizzano combustibili ad elevata reattività, come ad esempio il gasolio. Essi sono idrocarburi che possiedono una struttura molecolare lunga e flessibile che, in condizioni di elevate pressioni e temperature, portano immediatamente a fare avvenire le cosiddette pre-reazioni. È proprio, in seguito, al fatto che si utilizzano dei combustibili ad elevata reattività che il processo di combustione avviene in modo differente rispetto ai motori ad accensione comandata (SI). Infatti nei motori diesel non è necessario pre-miscelare il combustibile con l'aria comburente, in quanto non si avrebbe il tempo di formare la miscela e comprimerla senza che questa porti istantaneamente all'autoaccensione spontanea. Per questa ragione, il combustibile viene iniettato liquido direttamente in camera di combustione al termine della fase di compressione. Dunque, si fa aspirare al motore soltanto aria (più i gas combusti del ciclo precedente e quelli riciclati dallo scarico all'aspirazione), la quale verrà compressa e si miscelerà con il combustibile iniettato soltanto quando il pistone si troverà in prossimità del punto morto superiore (PMS).

Il combustibile liquido, quindi, viene iniettato attraverso degli iniettori in condizioni di alta pressione (dell'ordine dei 1000 bar). Questo getto liquido ad alta pressione che viaggia ad elevate velocità ( $\approx 100$  m/s) fuoriesce dai fori dell'iniettore andando ad impattare violentemente in un ambiente dove è presente aria ad elevata densità, frantumandosi in una miriade di goccioline di dimensioni microscopiche. In questo caso si parla di atomizzazione del getto. Tali goccioline liquide, entrando in camera, vengono circondate da particelle di aria calda compressa ( $\approx 900$  K) ed in tempi estremamente rapidi evaporano dando inizio al processo di combustione senza la necessità di un innesco esterno. Il tempo di evaporazione delle goccioline di combustibile è direttamente proporzionale al loro diametro. È necessario avere

delle dimensioni delle goccioline più contenute possibili e che evaporino più velocemente possibile perché, in questi motori, essendo il combustibile molto reattivo, si ha meno tempo per l'evaporazione e infatti il combustibile viene immesso in camera con un anticipo ridotto rispetto all'istante in cui si avvierà la combustione. L'unico modo per garantire un'atomizzazione del getto più spinta è quella di fare ricorso a pressioni di iniezioni più elevate rispetto ai motori a benzina (SI).

A differenza dei motori ad accensione comandata non si ha più una miscela omogenea ma bensì eterogenea, con zone molto ricche in corrispondenza di dove è stato iniettato il combustibile e zone molto povere che si trovano più lontane dal punto di iniezione. Questo potrebbe essere un problema in quanto il processo avviene soltanto in quelle zone dove vi è un rapporto stechiometrico, ma grazie all'elevata reattività dei combustibili usati, la combustione avviene anche nelle zone con carenza di ossigeno. Ed è proprio questa combustione ricca che porta alla formazione di particelle solide carboniose che sono responsabili delle emissioni di particolato e del fumo nero caratteristico dei motori diesel.

Inoltre questi motori possiedono limitazioni in termini di velocità di rotazione ( $\approx 5000$  rpm) in quanto il processo di combustione non è in grado di adattarsi alle variazioni di velocità di rotazione del motore. Di contro, risultano essere più facilmente regolabili in termini di carico del motore rispetto ai motori a benzina. Infatti, per ridurre la potenza del motore basta semplicemente iniettare meno combustibile, lasciando inalterata la quantità di aria incamerata dal motore, in quanto i motori diesel non devono lavorare obbligatoriamente con rapporti vicino allo stechiometrico. Di conseguenza non è necessaria la presenza della valvola a farfalla (presente nei motori a benzina) che porta a delle ulteriori laminazioni e quindi penalizza il rendimento. Dunque, il comportamento ai carichi parziali (tra l'altro condizione di funzionamento più frequente in campo automobilistico) migliora rispetto al motore ad accensione comandata SI.

Un'altra caratteristica dei motori diesel è legata al fatto che lavorano in condizioni povere (eccesso di ossigeno) in quanto, nonostante tutti gli accorgimenti che possono essere presi per favorire il mescolamento dell'aria comburente con il

combustibile, ci sarà sempre una parte del combustibile che non riuscirà a raggiungere l'aria necessaria per bruciare, poiché si avranno sempre delle zone con forte carenza di ossigeno.

Inoltre, grazie alla tipologia di combustione che avviene in questi motori, non ci saranno anomalie di combustione che pongano vincoli di natura geometrica. Infatti non vi è un limite in termini di alesaggio, ragione che ha permesso a questi motori di affermarsi maggiormente in campo navale rispetto ai motori a benzina. Per di più non si hanno limitazioni sul rapporto di compressione, anzi più alto è e migliore sarà la combustione. Ovviamente restano delle limitazioni dal punto di vista strutturale sul rapporto di compressione in quanto più grande è, più massiccio sarà lo stantuffo e dunque le forze di inerzia.

Infine, un'ultima caratteristica di questa tipologia di motore è la loro tipica rumorosità, percepibile soprattutto nel funzionamento al minimo o a freddo, legata alla tipologia del processo di combustione. Il ritardo tra l'istante in cui avviene l'iniezione e l'istante in cui si avvia il processo di combustione (ritardo di accensione o "ignition delay") porta all'accumulo di combustibile che tenderà a bruciare simultaneamente generando un brusco incremento di pressione in camera. Questa rappresenta una sorta di sollecitazione a gradino applicata a tutti gli organi del motore, i quali trasmettono delle vibrazioni all'esterno che si traducono in rumore. Per ridurre il medesimo, ma anche per ridurre le emissioni inquinanti, oggi, in questi motori, si utilizzano dei sistemi che permettono di frazionare l'evento di iniezione [1].

## 1.2 Processo di combustione convenzionale

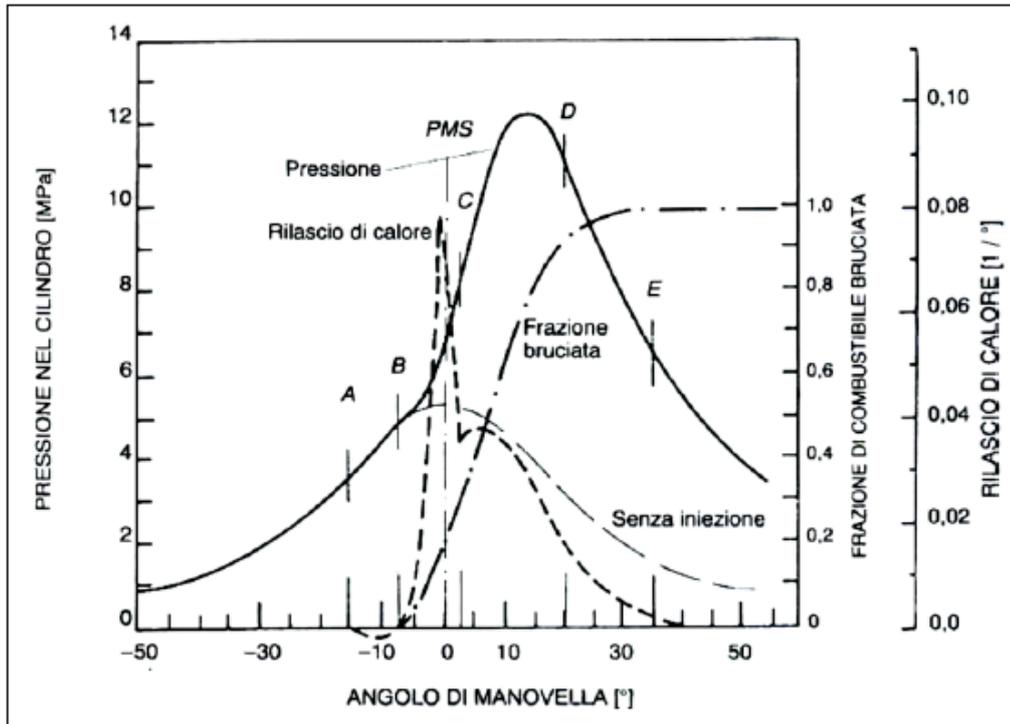


Figura 1.1 - Andamento della pressione nel cilindro, del rilascio di calore e della frazione di massa bruciata in funzione dell'angolo di manovella [1].

La combustione in un motore diesel può essere suddivisa in 4 fasi differenti, come mostrato in Figura 1.1 e in Figura 1.2:

- I. Ritardo di Accensione (Ignition Delay) (A-B)
- II. Combustione Premiscelata (Premixed Combustion) (B-C)
- III. Combustione Diffusiva (Mixing Controlled Combustion) (C-D)
- IV. Combustione Finale (Late Combustion) (D-E)

### I. Ritardo di Accensione (A-B)

Come si osserva dalla Figura 1.1, il punto A rappresenta l'istante in cui avviene l'iniezione del combustibile (SOI = Start Of Injection) ed invece il punto B rappresenta l'istante in cui si avvia il processo di combustione (SOC = Start Of Combustion). Il tratto AB rappresenta dunque il cosiddetto *ritardo di accensione* o

*ignition delay*, ovvero il tempo che intercorre tra l'istante in cui si inietta il combustibile in camera (A) e l'istante in cui si avvia il processo di combustione (B). Inoltre, è interessante notare come dal momento in cui si inizia ad iniettare il combustibile (A), la pressione all'interno del cilindro continua ad avere lo stesso andamento della curva di pressione che si avrebbe qualora non ci fosse stata nessuna iniezione. Soltanto, dopo un certo ritardo (frazione di millesecodi) al punto B si inizia a notare uno scostamento tra gli andamenti di pressione. Questo ritardo di accensione è dovuto a:

- Fenomeni fisici: legati all'atomizzazione (polverizzazione) del getto di combustibile iniettato, all'evaporazione delle goccioline e al miscelamento dei vapori di combustibile con l'aria comburente;
- Fenomeni chimici: legati al completamento delle reazioni chimiche di autoaccensione.

È importante sottolineare che questi due tipi di fenomeni non avvengono sempre in successione temporale, ma generalmente possono sovrapporsi. Il ritardo di natura fisica assume una rilevanza maggiore rispetto a quello di natura chimica poiché, siccome i motori diesel lavorano con combustibili molto reattivi, le reazioni chimiche risultano molto rapide. Invece, il ritardo legato all'atomizzazione, all'evaporazione e al mescolamento con l'aria circostante tende ad essere più lungo. Inoltre, durante l'*ignition delay* si ha il cosiddetto fenomeno dell'*accumulo*, dovuto all'accumularsi in camera delle particelle di combustibile iniettate che ancora non bruciano poiché la combustione non è ancora iniziata. Queste bruceranno nella fase successiva.

## II. Combustione Premiscelata (B-C)

Quando si raggiungono le condizioni di autoaccensione (B), il combustibile, che si era precedentemente accumulato, inizia a bruciare simultaneamente generando un rapido incremento della pressione all'interno del cilindro, la quale rappresenta una sollecitazione impulsiva su tutti gli organi del motore, che vibrando trasmettono all'esterno quel rumore caratteristico di questi motori. Per di più, è proprio in questa fase, caratterizzata da miscela molto ricca e povera di ossigeno, che si formano delle

particelle carboniose che poi, attraverso particolari meccanismi, daranno origine alle particelle di particolato. Inoltre, durante tale fase si realizzano le condizioni favorevoli alla formazione di ossidi di azoto  $\text{NO}_x$ , a causa delle temperature finali che si raggiungono nella combustione che avviene in modo pressoché isocoro. È bene sottolineare che durante la combustione premiscelata non si formano gli ossidi di azoto perché, nonostante ci siano delle temperature elevate, c'è una carenza di ossigeno, in quanto questa combustione è molto ricca. Osservando la Figura 1.2, si può osservare come la combustione, all'incirca simultanea della frazione di combustibile accumulatosi nelle prime fasi, ha come effetto un picco di rilascio di calore (HRR = Heat Release Rate) che risulta positivo da un punto di vista termodinamico. Dunque, ci sono due effetti contrapposti: da una parte converrebbe ridurre il picco di pressione e di HRR per ridurre la rumorosità e la formazione successiva di  $\text{NO}_x$ ; dall'altra parte, invece, converrebbe non ridurlo troppo, dato che porta a dei vantaggi in termini di rendimento termo-fluidodinamico. Questa fase è conosciuta anche come combustione rapida o incontrollata proprio perché il combustibile accumulatosi e mescolatosi con l'aria durante l'ignition delay porta ad un repentino aumento di pressione. La velocità di aumento di pressione dipende dalla quantità di combustibile presente alla fine dell'ignition delay, dall'effetto di turbolenza e dall'atomizzazione del getto.

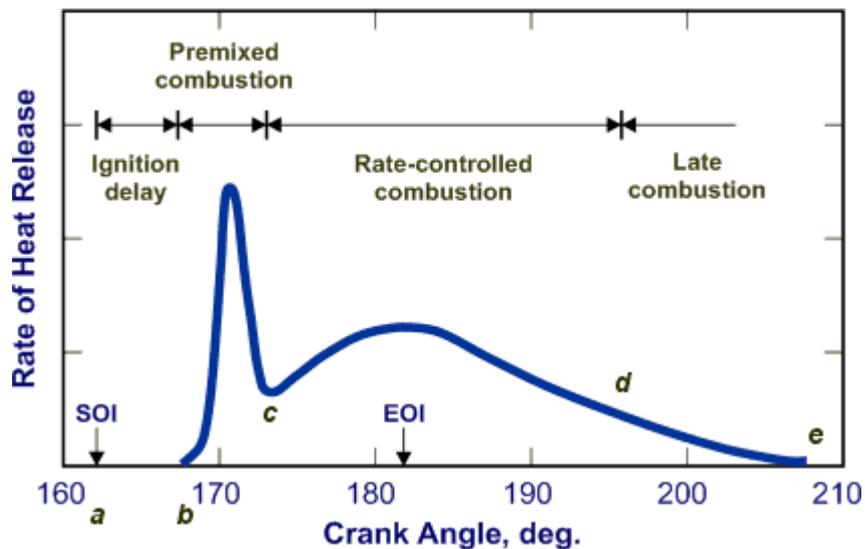


Figura 1.2 - Andamento del rilascio di calore

### III. Combustione diffusiva (C-D)

Dopo la rapida combustione del combustibile accumulatosi durante l'ignition delay, in cui si brucia solo una frazione modesta di combustibile (all'incirca il 10%), inizia una nuova fase in cui si brucia la maggior parte di combustibile. Questa fase viene chiamata combustione controllata (o mixed controlled) perché la velocità del processo di combustione dipende principalmente dalla rapidità con cui il combustibile, che continua ad essere iniettato, evapora e si diffonde nell'aria comburente. Inoltre, questa fase di combustione può essere monitorata controllando l'injection rate (ovvero l'intervallo angolare in cui avviene l'iniezione idraulica di combustibile). Come si può osservare dalla Figura 1.2, il rilascio di calore raggiunge un altro picco, ma di minore intensità. Normalmente in questa fase si raggiungono le temperature massime (all'incirca 3000 K). Dopodiché è necessario che tutto il combustibile iniettato riesca a trovare l'ossigeno necessario per bruciare, in quanto c'è un progressivo aumento della presenza di gas combusti all'interno della camera di combustione. Il combustibile che non viene ossidato dà origine a particelle solide carboniose (soot), che sono i precursori del particolato, i quali giungono allo scarico del motore. Proprio in questo caso diventano importanti i moti turbolenti (come il moto di swirl) che favoriscono il miscelamento e portano ad una più rapida combustione.

### IV. Combustione finale (D-E)

Rappresenta la fase finale del processo di combustione dove oramai l'evento di iniezione è terminato, ma ancora le valvole di scarico non sono aperte. In questa fase ci possono essere ancora particelle di combustibile che stanno bruciando. Le reazioni chimiche procedono ancora e si vanno esaurendo in modo graduale. Si nota, infatti, come il rilascio di calore va progressivamente diminuendo per poi annullarsi alla fine del processo di combustione. Questa fase può essere importante perché permette di ossidare, grazie ai moti turbolenti, anche le particelle di soot che si sono formate precedentemente. Il lavoro utile che viene ricavato durante quest'ultima fase è piccolo perché già il pistone ha completato parte della sua corsa di espansione. Per questa ragione è fondamentale che questa fase non si prolunghi eccessivamente altrimenti si riduce il rendimento del motore. Per aumentare

maggiormente il rendimento occorre concentrare il più possibile il rilascio di calore nell'intorno del punto morto superiore (PMS) [1].

### 1.3 Modello concettuale di J.E.Dec

La natura del processo di combustione nei motori DI risulta essere abbastanza complicata da comprendere in seguito all'interazione tra l'evento di iniezione e la combustione stessa. Per questo motivo, in passato, si usava un modello di combustione differente da quello che si utilizza oggi. Negli ultimi 20 anni, grazie agli enormi progressi ottenuti, è stato possibile sviluppare nuove conoscenze in grado di fornire una descrizione più dettagliata sui fenomeni che riguardano la combustione dei motori diesel. Né derivò un modello teorico, noto come *modello concettuale di J.E.Dec*, che è basato sugli studi sperimentali fatti su un motore diesel otticamente accessibile per mezzo di tecniche laser. Queste tecniche permisero di visualizzare ed analizzare le zone di combustibile liquido e quelle di vapori di combustibile, il miscelamento tra aria e vapori di combustibile e di comprendere meglio le zone di formazione delle particelle di soot. Questo modello permise di capire e controllare meglio i fenomeni coinvolti nel processo di combustione in un motore diesel, diventando un'ottima opportunità per ottimizzare l'efficienza di questi motori e per ridurre le emissioni di inquinanti.

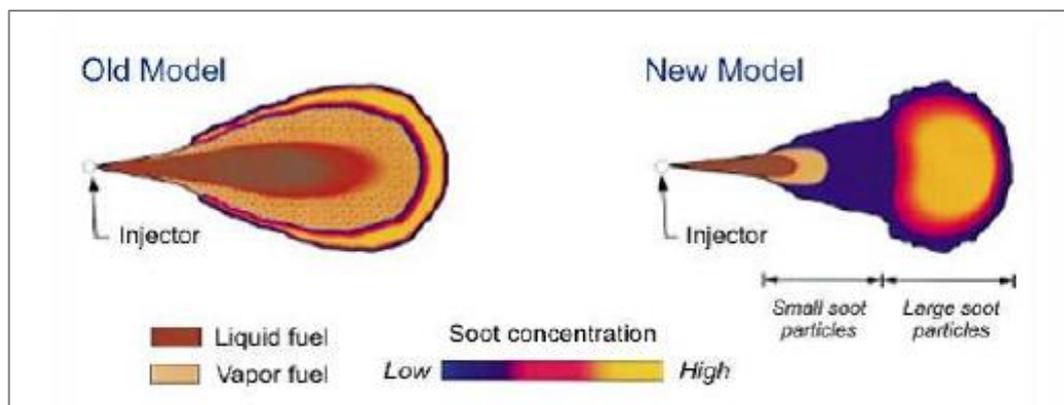


Figura 1.3 - Confronto tra il vecchio modello e il modello di J.E.Dec di combustione

In Figura 1.3 è mostrato il confronto tra il vecchio e il nuovo modello di J.Dec per la combustione nei motori diesel [2].

In passato, si pensava che il getto di combustibile era composto da un nucleo liquido, il quale penetrava fino a distanze ben lontane dell'iniettore e persisteva per tutta la durata dell'iniezione. Inoltre, si pensava che il trascinamento di aria generasse una nube di aria e vapori di combustibile attorno al getto liquido con rapporto di equivalenza che andava decrescendo spostandosi dall'asse centrale fino alla periferia del getto. In pratica si considerava che la combustione si sviluppasse all'interno del getto liquido e che, dopo la fase di combustione premiscelata, la combustione procedeva soltanto in periferia, cioè attorno alla fiamma diffusiva. In aggiunta, si credeva che la formazione del soot avvenisse soltanto nella zona della fiamma diffusiva e che, quindi, la fase premiscelata non era significativa per la formazione di particolato. Negli ultimi anni, grazie allo sviluppo di tecnologie di acquisizione ed elaborazione di immagini fotografiche ad alta frequenza, si apportarono modifiche consistenti al modello di combustione. Fu abbandonata la convinzione che l'accensione avvenisse soltanto in alcuni punti del getto e si incominciò a credere che l'accensione avvenisse simultaneamente in più punti del getto. Inoltre, come è possibile osservare dalla Figura 1.3, la lunghezza del getto liquido era molto più corta di quanto si credesse in passato. Dopodiché si comprese che il soot si incominciava a formare anche durante la fase premiscelata.

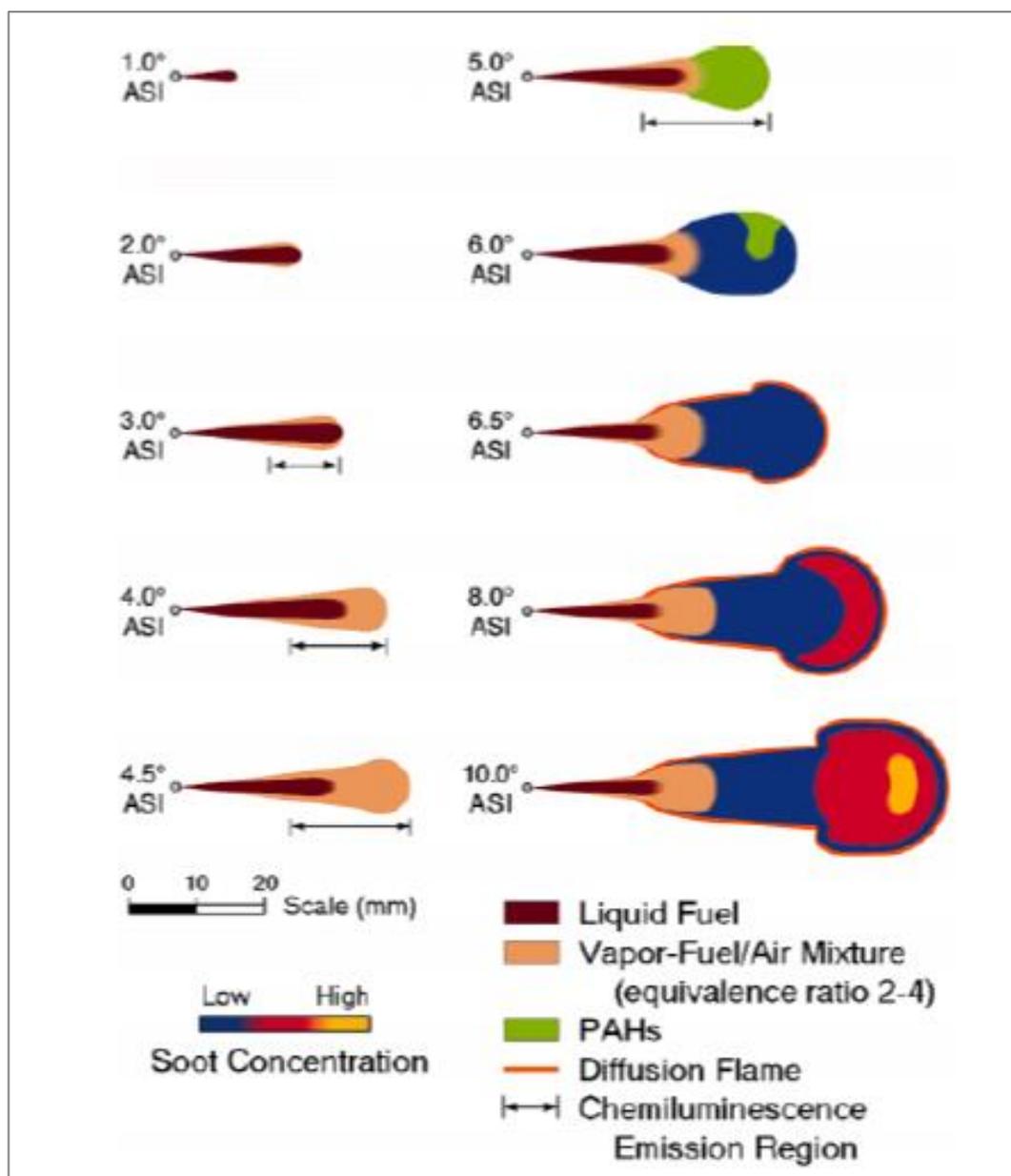


Figura 1.4 - Evoluzione del getto di combustibile secondo il modello di J.Dec [3]

La Figura 1.4 schematizza l'evoluzione di un singolo getto di combustibile a partire dagli istanti successivi in cui il combustibile viene iniettato in camera secondo il modello concettuale di J.Dec.

In un motore diesel si ha un'iniezione diretta, grazie alla presenza di un iniettore posizionato all'interno della camera di combustione in una posizione quasi centrale, con l'estremità del polverizzatore che si affaccia direttamente in camera.

È necessario distinguere l'inizio dell'iniezione (SOI = Start Of Injection) con gli istanti successivi all'iniezione (ASI = After Start of Injection), cioè l'istante in cui lo spillo si alza per far passare il combustibile.

Sempre con riferimento alla Figura 1.4 si osservano le varie fasi successive all'istante di iniezione:

1° ASI: dopo il ritardo di 1° dall'iniezione del combustibile in camera è possibile osservare un getto liquido non compatto, formato da tante piccole goccioline di combustibile.

2° ASI: incominciano a comparire le prime goccioline di aria.

3° ASI: le goccioline di aria calda ( $\approx 600$  K), poiché precedentemente compressa, inizia a miscelarsi con le goccioline di combustibile, iniettato in camera. Essendo l'aria calda, queste goccioline di combustibile iniziano ad evaporare e si va formando una miscela di vapori di combustibile ed aria attorno al getto liquido, che man mano avanza in quanto si sta continuando ad iniettare. È proprio in questa fase che si ha la penetrazione massima del getto liquido, la quale è governata dal processo di evaporazione. Quest'ultimo è legato al mescolamento tra aria calda e getto liquido di combustibile. Il mescolamento fa evaporare il getto e ne determina la massima penetrazione. Il tutto dipende dalla temperatura in camera perché se questa aumenta allora l'evaporazione sarà più spinta e la penetrazione del getto liquido sarà inferiore. L'insieme di getto liquido e vapori di aria e combustibile prende il nome di *spray*. Sempre in questa fase è possibile osservare una leggera luminosità legata ad un piccolo rilascio di energia dovuta alla formazione di radicali. Essi si formano in seguito a reazioni leggermente esotermiche dovute al fatto che il combustibile miscelato con l'aria sta reagendo con l'ossigeno. Si parla di processo di *chemiluminescenza*, poiché i radicali emettono fotoni nel campo del visibile.

4° ASI: si osserva come la miscela di aria e vapori di combustibile, che si era formata ai lati del getto, si ingrandisce e si posiziona davanti la punta del getto. Inoltre si osserva un maggiore luminosità e quindi un maggiore rilascio di energia dovuto ad un importante rilascio di radicali. Questo significa che si sta verificando

l'avvio della cosiddetta combustione premiscelata. In questa fase si nota un rapido incremento di pressione dovuto ad una elevata velocità con cui viene rilasciata l'energia chimica (AHRR = Apparent Heat Release Rate). In pratica, questo processo di chemiluminescenza rilascia tanta energia da far incrementare rapidamente la pressione. Come si osserva dalla Figura 1.5, intorno ai 4° ASI, dove si avvia il processo di combustione e si ha un picco di pressione, la curva di AHRR presenta un minimo. È di notevole importanza notare come la curva di AHRR è addirittura negativa. Da un punto di vista fisico, il valore negativo della velocità di rilascio termico è legato al fenomeno dell'evaporazione del combustibile. Il combustibile sta evaporando e la sua evaporazione sottrae calore raffreddando ciò che sta intorno. L'evaporazione diminuisce la temperatura e quindi apparentemente è come se il rilascio termico fosse negativo.

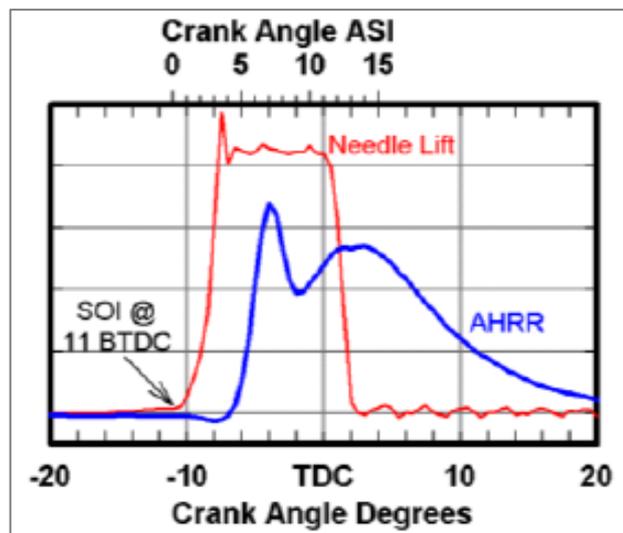


Figura 1.5 - Andamento dell'alzata dello spillo e del AHRR [3]

Si parla di combustione premiscelata poiché si ha una miscela di aria e di vapori di combustibile. È proprio all'interno della miscela che si è innescata l'autoaccensione.

4.5° ASI: questa zona di miscela dove si avvia la combustione ha dosatura ricca. Il rapporto di equivalenza  $\Phi$  è compreso tra 2 e 6, il che significa che è presente circa 6 volte il combustibile che potrebbe essere ossidato con l'aria presente. Vi è

un'altissima eterogeneità poiché in camera c'è un ambiente ricco di ossigeno (i motori diesel lavorano con miscele povere) però localmente, in questa fase, si ha una miscela ricca dove è presente più combustibile di quello che può essere ossidato. La ragione di ciò è legata al tempo di mescolamento che è insufficiente, ovvero il combustibile non ha tempo sufficiente per mescolarsi con l'aria e ossidarsi.

5° ASI: si osservano i prodotti della combustione premiscelata, in particolare i cosiddetti PAH (Polycyclic Aromatic Hydrocarbons), che rappresentano i precursori del particolato. In questa fase si verifica un rapido incremento della combustione premiscelata. Infine, si nota l'estensione del getto.

6° ASI: si formano piccole particelle di SOOT. A partire dai PAH, infatti, si generano, a basse temperature ( $\approx 1600$  K) e in carenza di ossigeno, delle particelle carboniose (soot) che a loro volta daranno origine al particolato. Si inizia a sviluppare una fiamma diffusiva alla periferia del getto.

6.5° ASI: si nota una contrazione del getto liquido mentre la parte interna continua ad ingrandirsi perché si sta continuando ad iniettare e quindi arriva altro combustibile. Quando i reagenti diventano prodotti, le temperature aumentano e diventa tutto gas che si espande e, dunque, il getto si ingrandisce. Inoltre, si osserva intorno allo spray una fiamma diffusiva che simboleggia l'avvio della fase di combustione diffusiva. La precedente fase di combustione premiscelata era ricca, il che significa che ancora c'è del combustibile che non ha rilasciato l'energia chimica. Siccome i prodotti della combustione ricca si trovano all'interno del getto e invece l'ossigeno si trova attorno al getto, si crea un moto diffusivo locale che permette ai reagenti di diffondere nell'interfaccia che li separa e mescolarsi per reagire. In questo modo si crea la fiamma diffusiva.

8°-10° ASI: la struttura del getto rimane analoga a quella precedente. Bisogna soltanto notare che il getto continua ad ingrandirsi e che aumenta la concentrazione di soot, perché esse si continuano a formare, a partire dai PAH, e diventare sempre più numerose. È interessante notare come le concentrazioni maggiori di soot si

concentrano nella testa del getto in quanto c'è stato più tempo per formarsi e poi perché in quelle zone c'è la fiamma diffusiva e quindi le temperature sono più alte.

Il processo di combustione termina quando la fiamma diffusiva si spegne. Essa si spegne perché ad un certo punto il getto viene a contatto con le pareti. In realtà, ci possono essere altre motivazioni che possono portare allo spegnimento del getto, ad esempio: tra i vari getti di combustibile si possono creare delle zone con carenza di ossigeno che portano al soffocamento della fiamma. Quando la fiamma si spegne ci saranno ancora delle particelle di soot che non sono bruciate e quindi giungono allo scarico. Però, è possibile che alcune di queste particelle riescano a trovare dell'ossigeno in camera (poiché nei diesel c'è un eccesso di ossigeno) e ossidarsi. Teoricamente se la fiamma diffusiva non si spegnesse mai si riuscirebbe ad ossidare tutte le particelle di soot.

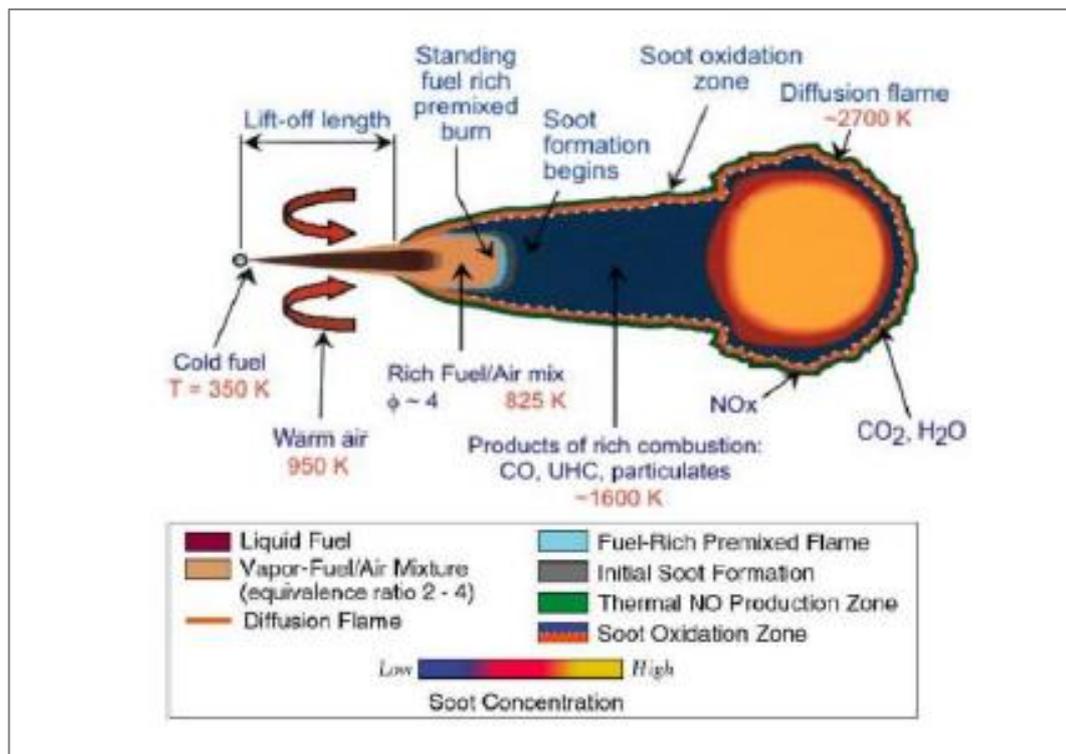


Figura 1.6 - Getto di combustibile del modello di J.Dec [3]

In Figura 1.6 è possibile osservare la composizione finale del getto di combustibile. Esso è formato da un piccolo getto di combustibile liquido, da una zona di miscela ricca di aria e vapori di combustibile, poi c'è una zona (in blu in Figura 1.6) in cui

si trovano i prodotti della combustione ricca, e infine si nota la fiamma diffusiva intorno al getto. Inoltre, si evidenzia come con questo modello è possibile comprendere meglio dove si formano i principali inquinanti. Le particelle carboniose di soot si formano sia all'interno del getto, durante la combustione premiscelata, che intorno alla fiamma diffusiva. Gli ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ) si formano intorno alla fiamma diffusiva dove si trovano le temperature più elevate ( $\approx 2700 \text{ K}$ ) e dove c'è abbondanza di ossigeno. E infine, gli idrocarburi incombusti (HC) si possono formare nella parte terminale del getto per il fenomeno del 'sovramiscelamento' oppure nelle parti localmente ricche con il fenomeno del 'sottomiscelamento'.

#### **1.4 Emissioni inquinanti**

Uno degli inconvenienti maggiori che riguarda i motori a combustione interna è l'emissione di sostanze inquinanti. Il trasporto su strada è quello che contribuisce in larga misura all'inquinamento atmosferico. È per questo motivo che oggi si tende all'elettrificazione del propulsore. Oggigiorno si utilizzano dei sistemi di post-trattamento allo scarico del motore (Sistemi After-Treatment) in grado di abbattere le emissioni inquinanti, i quali rappresentano delle sostanze nocive per l'essere umano e dannose per l'ambiente. Conoscere, dunque, le tipologie e il modo in cui si formano questi inquinanti risulta molto utile per riuscire a trovare delle soluzioni all'avanguardia che abbiano lo scopo di ridurre la loro formazione.

A causa del differente modo in cui avviene il processo di combustione nei motori diesel e a benzina, le emissioni inquinanti emesse da queste due tipologie di motori risultano essere leggermente diversificate. In particolare nei successivi paragrafi si ci sofferma sulle emissioni dei motori diesel.

I processi di formazione delle emissioni inquinanti sono fortemente dipendenti dalla distribuzione di combustibile e come questa distribuzione cambia nel tempo a causa del miscelamento [4]. In conseguenza del fatto che nei diesel il combustibile viene iniettato, attraverso degli iniettori, direttamente in camera prima dell'inizio del processo di combustione, si ottiene una distribuzione non uniforme di combustibile in camera di combustione. Dunque si ottiene una miscela molto eterogenea e,

nonostante i motori diesel lavorino con miscele povere, si possono avere delle zone localmente molto ricche. È proprio la presenza di queste zone che porta alla formazione del cosiddetto particolato. Inoltre, c'è una grande presenza di ossigeno e si possono raggiungere delle temperature molte alte, che sono le due ragioni principali che portano alla formazione degli ossidi di azoto  $\text{NO}_x$ . Gli idrocarburi incombusti HC sono un'altra specie che si forma in questa tipologia di motore. Il monossido di carbonio CO, invece, non assume grande rilevanza nei motori CI, proprio per l'elevata presenza di ossigeno che porta all'ossidazione del CO in anidride carbonica  $\text{CO}_2$ .

Riepilogando, le principali sostanze inquinanti emesse da un motore CI sono:

- Ossidi di azoto  $\text{NO}_x$
- Particolato
- Idrocarburi incombusti HC

#### 1.4.1 Ossidi di azoto $\text{NO}_x$

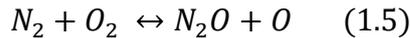
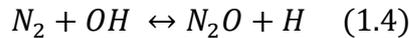
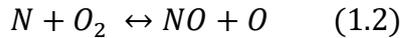
Vi sono essenzialmente due motivi che contribuiscono alla formazione degli  $\text{NO}_x$ :

1. Valore di picco della temperatura dei gas combusti in camera di combustione;
2. A parità di picco di temperatura, la concentrazione di ossigeno  $\text{O}_2$  presente in camera di combustione.

Gli ossidi di azoto  $\text{NO}_x$  più diffusi nei motori a combustione interna sono monossido di azoto NO e diossido di azoto  $\text{NO}_2$ .

Gli  $\text{NO}_x$  si formano, dunque, in seguito alle alte temperature ( $T > 1850 \text{ K}$ ) in camera di combustione. A queste temperature, le molecole di  $\text{N}_2$  e O vengono decomposte in azoto e ossigeno. Queste poi si ricombinano per dar luogo a NO e  $\text{NO}_2$ .

Il meccanismo principale che porta alla formazione degli  $\text{NO}_x$  è il meccanismo termico, noto come *meccanismo di Zeldovich esteso*. Esso prevede le seguenti reazioni:



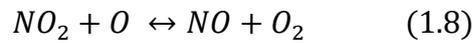
La prima reazione è quella più importante, infatti l'innescarsi di questa reazione permette l'avviamento delle altre. Per farla avvenire sono necessarie alte temperature e presenza di radicali O. Questa reazione, infatti, presenta elevata *energia di attivazione*, che viene fornita proprio dal processo di combustione. Quest'ultimo, avvenendo a  $T > 1850$  K permette di abbattere quest'energia di attivazione consentendo l'ossidazione dell'azoto  $N_2$  presente nell'aria. La (1.1) produce NO ma anche atomi di azoto N che sono fortemente reattivi e tendono a reagire con  $O_2$  (1.2) e altri radicali, come OH (1.3), portando alla formazione di ulteriore NO. Inoltre, la formazione di NO può avvenire grazie alla formazione del composto intermedio  $N_2O$  (ossido di diazoto) attraverso quello che viene chiamato meccanismo dell' $N_2O$  intermediario ((1.4) (1.5) (1.6)). Questo meccanismo è importante soprattutto nelle miscele povere a basse temperature. Infatti, siccome l'energia di attivazione richiesta per queste reazioni è considerevolmente più bassa rispetto a quella della (1.1), esse si attivano con una dipendenza dalla temperatura meno sensibile.

A differenza dei motori SI, in cui la maggior parte degli  $NO_x$  che si formavano era dovuto per il 99% agli NO e soltanto per l'1% agli  $NO_2$ , nei motori CI si producono circa il 70% di NO e il 30% di  $NO_2$ .

$$\frac{NO_2}{NO_x} = 10 \div 30 \% \text{ nei motori CI}$$

$$\frac{NO_2}{NO_x} < 1 \% \text{ nei motori SI}$$

La ragione per cui nei motori CI, la quantità di NO<sub>2</sub> è rilevante può essere spiegata da un punto di vista chimico, osservando le seguenti reazioni:



La (1.7) ci permette di osservare come l'NO formatosi si può convertire in NO<sub>2</sub>, la quale reagendo coi prodotti della combustione di riconverte in NO (1.8). Nei motori SI, queste due reazioni si completano. Nei motori CI, la (1.7) avviene completamente, invece la (1.8) non si completa poiché, a causa della dosatura povera, le temperature sono più basse.

Queste due relazioni risultano fondamentali quando si deve stimare la quantità di NO<sub>2</sub>, informazione notevole per alcuni sistemi di post trattamento delle emissioni inquinanti, come il sistema SCR (Selective Catalyst Reduction).

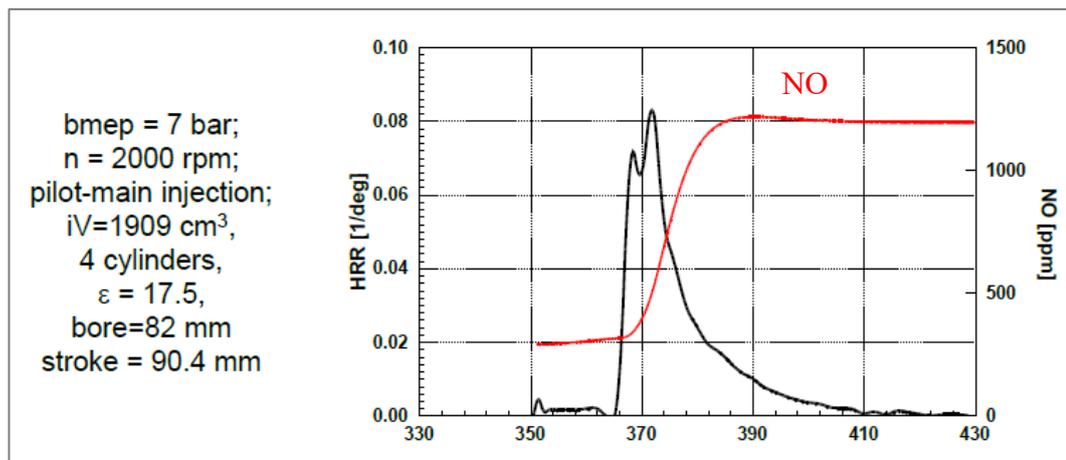


Figura 1.7 - Esempio dell'andamento degli NO in un motore CI

In Figura 1.7 si osserva che:

- gli NO non partono da un valore nullo e questo è dovuto principalmente a due motivi: utilizzo di quantità di gas incombusti riciccolati EGR con cui spesso lavorano i motori CI; meccanismo “*PROMPT*”: meccanismo estremamente rapido in cui per le reazioni che portano alla formazione degli

NO non è richiesto ossigeno, ma radicali e idrocarburi e dove la temperatura ha poco influenza su questo processo.

- dopo l'inizio del HRR, la curva degli NO sale rapidamente e poi ad un certo punto (dopo la fine del HRR) rimane costante (congelamento delle reazioni di NO) a causa delle temperature che decrescono in seguito al miscelamento con aria più fredda e alla fase di espansione.
- buona parte del processo di formazione degli NO avviene in coda al processo di combustione, a conferma del fatto che avviene durante la fase di combustione diffusiva, come è stato dimostrato sperimentalmente attraverso tecniche laser effettuate su un motore ottico, dove si osservava che gli NO si formano sui bordi del getto di combustibile.

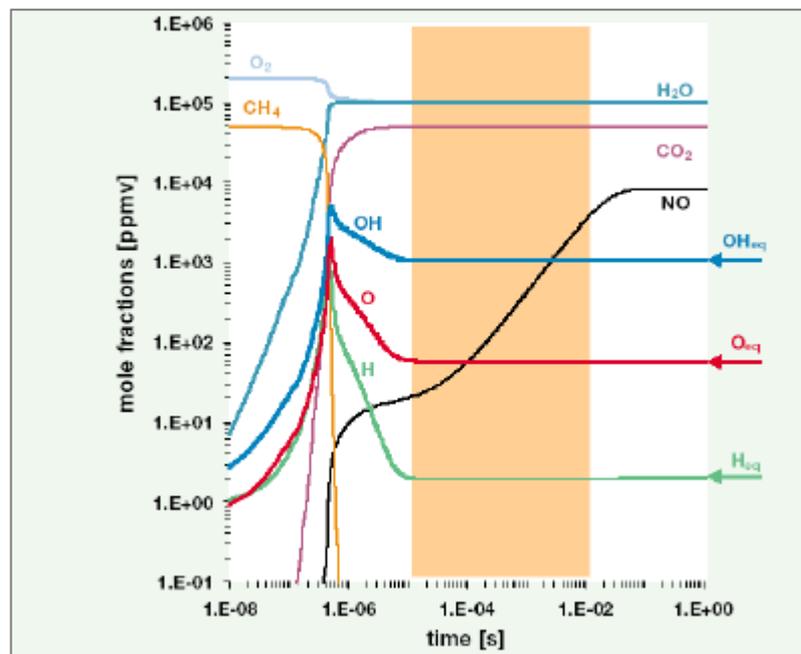


Figura 1.8 - Velocità di formazione degli NO

In Figura 1.8 si riportano le parti per milione dei vari elementi e composti in funzione del tempo in camera di combustione. Si osserva come inizialmente si hanno soltanto reagenti, le cui concentrazioni si riducono con il passare del tempo. Allo stesso tempo, aumentano le concentrazioni dei prodotti e il numero di radicali presenti. È di notevole importanza osservare come la formazione degli NO è molto

lenta rispetto a quella di formazione dei prodotti, che è quasi istantanea. La velocità di formazione degli NO è limitata in seguito all'elevata energia di attivazione richiesta dalla reazione (1.1). È a causa della lentezza della formazione degli NO che è necessario ricorrere alla cinetica chimica.

I principali parametri che influenzano le emissioni degli NO<sub>x</sub> sono:

- Dosatura (carico)

Dalla Figura 1.9 si osserva come al diminuire del rapporto di equivalenza  $\Phi$  decresce la concentrazione di NO allo scarico del motore. Questo è dovuto al fatto, che con miscele più povere si hanno delle temperature più basse che inibiscono la formazione degli ossidi di azoto. Diminuire la dosatura equivale a ridurre il carico, infatti quando riduciamo la quantità di combustibile si avrà una maggior percentuale di ossigeno e quindi una miscela più povera.

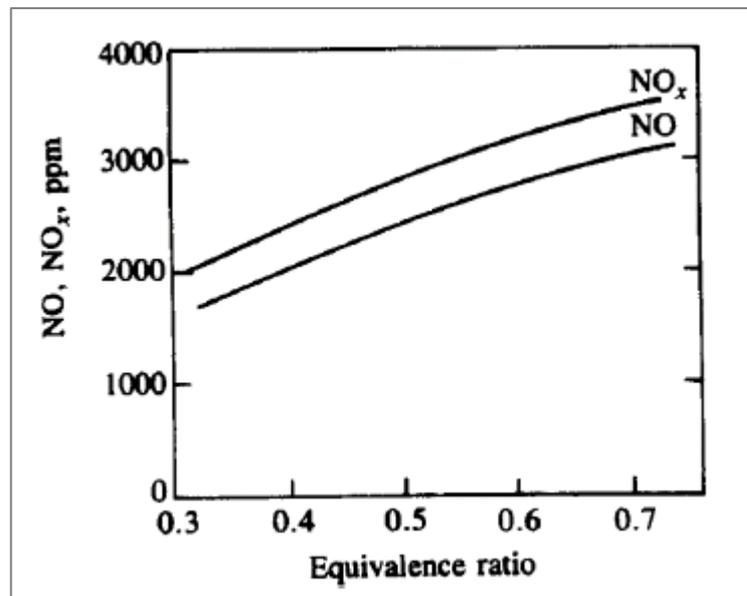


Figura 1.9 - Andamento di NO e NO<sub>x</sub> in funzione del rapporto di equivalenza o carico del motore

- Anticipo di iniezione

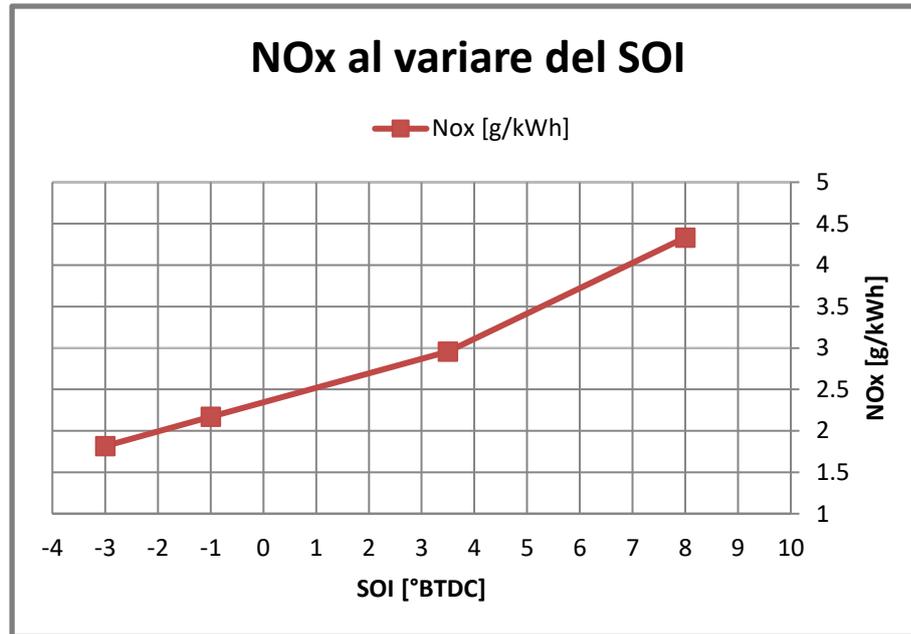


Figura 1.10 - Andamento del NO<sub>x</sub> al variare dell'anticipo di iniezione [5]

Come si può osservare dalla Figura 1.10, all'aumentare dell'anticipo di iniezione (SOI) aumenta la formazione degli NO<sub>x</sub>. Infatti, anticipare l'iniezione significa iniettare il combustibile in camera quando non ci sono ancora le condizioni ideali di pressione e temperatura per evaporare e quindi il combustibile tenderà ad accumularsi (aumenta il ritardo di accensione). Maggior combustibile accumulato significa che ci sarà una frazione maggiore di combustibile che brucerà simultaneamente. Questo porta ad un maggiore rilascio termico durante la fase di combustione premiscelata, con temperature e pressioni in camera più elevate, che portano ad una maggiore formazione degli NO<sub>x</sub>. È importante evidenziare che nonostante gli NO<sub>x</sub> si formano durante la combustione diffusiva, la fase di combustione premiscelata gioca anch'essa un ruolo importante nella formazione degli NO<sub>x</sub>, anche se indirettamente. Infatti, maggiore è la temperatura che si raggiunge durante la fase premiscelata e maggiore sarà quella che si avrà durante la combustione diffusiva.

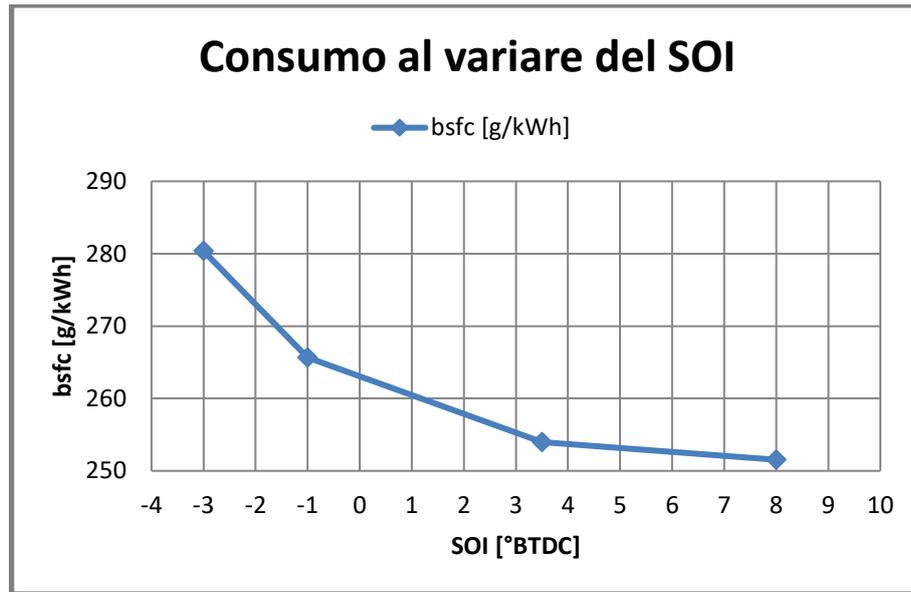


Figura 1.11 - Andamento del consumo al variare dell'anticipo di iniezione [5]

Se da un lato avere un maggiore anticipo di iniezione SOI porta ad una maggiore formazione degli NO<sub>x</sub>, dall'altro porta a dei maggiori rendimenti e minori consumi. Infatti, l'accumularsi di più combustibile, che brucerà simultaneamente, porterà ad avere delle pressioni e delle temperature più elevate in camera e dunque ad una maggiore efficienza del processo di combustione.

$$q_b = \frac{\dot{m}_b}{P_u} = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_b H_i \eta_u} = \frac{1}{\eta_u H_i} \quad (1.9)$$

Dall'equazione (1.9) si osserva come il consumo specifico è inversamente proporzionale al rendimento utile, quindi maggior rendimento comporta un minore consumo di combustibile. Dunque, avere maggior anticipo significa avere minor consumo, come mostrato in Figura 1.11.

Risulta necessario trovare un giusto compromesso (o TRADE-OFF), ovvero trovare un angolo di anticipo tale da minimizzare sia la formazione degli NO<sub>x</sub> che il consumo di combustibile. In Figura 1.12 si osserva gli andamenti opposti tra il consumo (BSFC=Brake Specific Fuel Consumption) e gli NO<sub>x</sub> al variare del SOI.

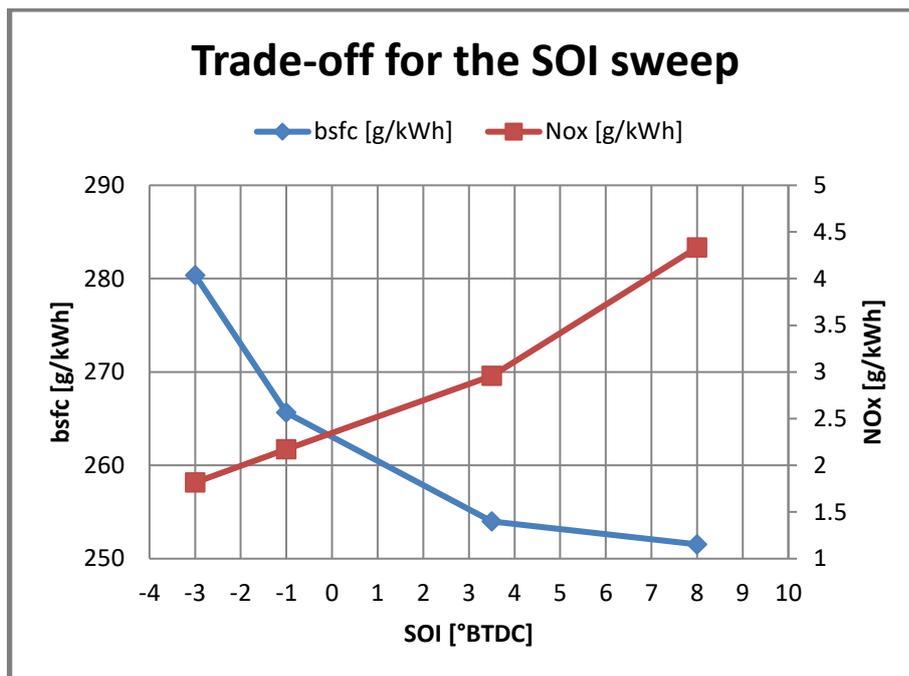


Figura 1.12 - Trade off al variare del SOI [5]

- Tenore di gas residui

L'utilizzo di gas combusti riciclati (EGR = Exhaust Gas Recirculation) è una delle strategie più utilizzate nei motori diesel per abbattere le temperature in camera e dunque le emissioni degli NO<sub>x</sub>.

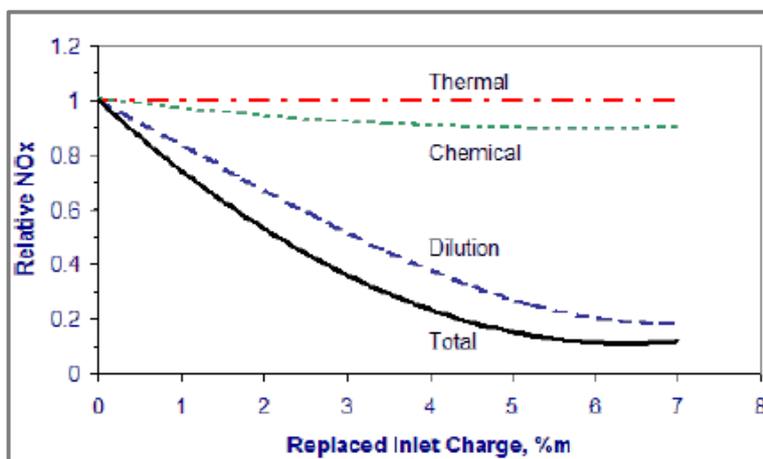


Figura 1.13 - Effetto di diluizione, effetto termico, effetto chimico

L'effetto dell'EGR sulla formazione degli  $\text{NO}_x$  è dovuto principalmente a 3 effetti:

- Effetto di diluizione

Risulta essere l'effetto principale, in quanto ha una maggiore influenza sull'abbattimento degli ossidi di azoto (Figura 1.13). I gas combusti riciccolati presentano una maggiore concentrazione di anidride carbonica  $\text{CO}_2$  rispetto a quella presente nell'aria. Per coinvolgere la stessa quantità di ossigeno aumentando la percentuale di EGR, è necessario incrementare la massa d'aria complessiva. Una più grande massa d'aria tenderà ad assorbire più calore e questo provoca un abbassamento delle temperature. Aggiungendo  $\text{CO}_2$ , coinvolgo più massa nel processo di combustione con la stessa quantità di ossigeno. Ciò equivale a distribuire l'energia di combustione su un maggior numero di particelle. Dunque, si raggiungeranno temperature inferiori perché questa quantità aggiuntiva di  $\text{CO}_2$  tenderà ad assorbirmi parte del calore sviluppato dal processo di combustione.

- Effetto chimico

Una maggiore percentuale di EGR ad alte temperature mi favorisce i fenomeni di dissociazione. Avviene la dissociazione della  $\text{CO}_2$  in  $\text{CO}$ . Quando la  $\text{CO}_2$  si dissocia tende ad assorbire calore e provoca un decremento di temperatura.

- Effetto termico

Incrementando la percentuale di EGR aumenta il calore specifico complessivo della miscela. Infatti  $\text{CO}_2$  e  $\text{HC}$ , presenti nei gas di scarico, possiedono più calore, a parità di massa, rispetto ad altre specie chimiche, negandone in parte all'azoto che, così, avrà più difficoltà a formare  $\text{NO}_x$ .

Se da un lato l'utilizzo di una certa percentuale di EGR comporta dei benefici in termini di abbattimento degli  $\text{NO}_x$ , dall'altro comporta un incremento dei consumi specifici di combustibile e di emissioni di particolato. In particolare, in Figura 1.14,

si nota ciò che è stato precedentemente affermato, ovvero all'aumentare della percentuale di EGR, si ha un notevole abbattimento degli NO<sub>x</sub>. Per quanto riguarda il consumo specifico, si nota un leggero peggioramento al crescere delle percentuali di EGR. Utilizzando una maggiore percentuale di gas riciclati si avrà una diluizione della carica, che porta ad un abbassamento della temperatura e quindi ad un minor rilascio di calore, il che equivale ad una minore efficienza del processo di combustione. Però questo innalzamento dei consumi non è tanto marcato, quindi si preferisce aumentare l'EGR perché si ha un netto miglioramento nella riduzione degli NO<sub>x</sub> a fronte di un consumo che rimane quasi costante.

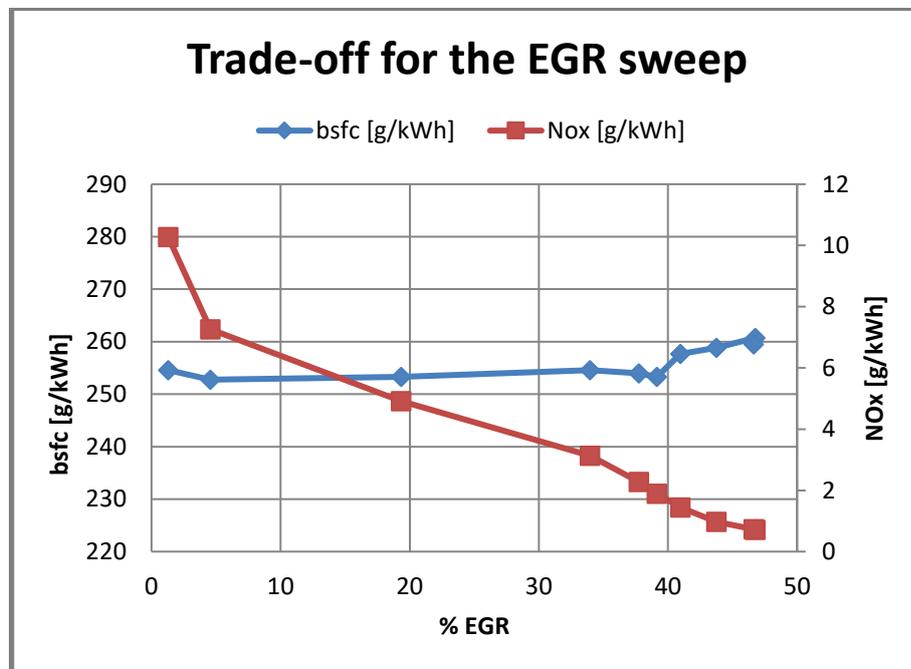


Figura 1.14 - Trade off al variare della percentuale % di EGR [5]

A livello di consumo combustibile, conviene utilizzare la strategia dell'EGR rispetto alla strategia del ritardo di iniezione. Invece, per quanto riguarda la formazione di particolato, il metodo migliore è ritardare l'evento di iniezione. (Figura 1.15)



Figura 1.15 - Effetto dell'EGR sul ritardo di iniezione e sul BSFC [1]

In un motore diesel, per quanto riguarda l'effetto dell'EGR, bisogna tenere presente che:

- A differenza dei motori SI, l'efficacia dell'EGR tende a ridursi con il carico. Infatti man mano che si riduce la quantità di combustibile iniettato, si avrà a disposizione più ossigeno e quindi minore  $CO_2$ . Proprio per questo motivo, a parità della percentuale di EGR, conviene ridurre gli  $NO_x$  in una condizione di alto carico (dove si ha più  $CO_2$  e quindi un effetto di diluizione più marcato) rispetto ad una di basso carico.
- La percentuale massima di gas combusti riciccolati non dipende da problemi di instabilità di combustione, come avveniva nei motori SI, ma piuttosto da un incremento delle emissioni di particolato, di idrocarburi incombusti HC e di monossido di carbonio CO, data la minor disponibilità di ossigeno.
- L'impiego di percentuali elevate di EGR può comportare la necessità di usare uno scambiatore di calore in grado di raffreddare i gas combusti riciccolati. In questo modo, si monitora la temperatura della carica aspirata e di conseguenza si limita la temperatura massima che si può raggiungere durante il processo di combustione.

## 1.4.2 Particolato

Il particolato PM è un aerosol composto principalmente da:

- una *frazione solida (SOL)*: particelle carboniose e ceneri;
- una *frazione organica solubile (SOF)*: composti organici che derivano dal combustibile e dalla tipologia di olio lubrificante;
- *solfati (SO<sub>4</sub>)*: particelle la cui formazione deriva dalla presenza di piccole quantità di zolfo nel combustibile.

### Frazione solida

- Particelle carboniose

La frazione solida è composta principalmente da carbonio elementare, il quale è responsabile del caratteristico “fumo nero” dei motori diesel. Queste particelle si formano sia nella zona premiscelata, dove tra i prodotti della combustione sono presenti i PAH, i quali attraverso un meccanismo diretto a basse temperature e con miscele ricche rappresentano i loro precursori; sia nella zona diffusiva in seguito ad un meccanismo indiretto ad elevate temperature e con miscele stechiometriche.

- Ceneri

Rappresentano dei residui solidi incombustibili. Si possono formare sia in camera di combustione che nel collettore di scarico del motore. Le ceneri che si formano in camera di combustione, in genere, derivano dalla presenza di additivi nell’olio lubrificante, il quale contiene sostanze chimiche come detergenti, disperdenti e anti-ossidanti che sono sostanze incombustibili che non partecipano al processo di combustione e arrivano allo scarico sotto forma di cenere. Inoltre, gli ossidi metallici, derivanti dall’usura del motore, vengono trasportati dall’olio in camera di combustione ed essendo incombustibili contribuiscono alla formazione di ceneri. Altre ceneri, invece, si formano nel collettore di scarico a causa della sua corrosione oppure in seguito ad additivi presenti nel combustibile. Un tipico esempio è l’uso di catalizzatori che vengono mescolati con il combustibile allo scarico del motore per rigenerare il filtro anti-particolato.

### **Frazione organica solubile**

Le particelle solide viaggiano all'interno dei gas di scarico, i quali sono formati anche da composti organici che sono 'sopravvissuti' al processo di combustione. Può accadere che, in certe condizioni di funzionamento del motore, questi composti organici possono condensare oppure essere assorbiti dalle particelle carboniose, le quali possiedono una certa porosità. In entrambi i casi, questi composti organici rappresentano la frazione organica solubile. Essa, in quanto è legata alla condensazione dei composti organici, si forma alle basse temperature, ovvero nei collettori di scarico ed è composta principalmente da sostanze organiche presenti nell'olio lubrificante e nel combustibile, come chetoni, aldeidi, paraffine che sono sostanze aggressive e mutageniche molto pericolose per la salute umana.

### **Solfati**

Il combustibile usato nei motori diesel può contenere una piccola percentuale di zolfo, che durante il processo di combustione può trasformarsi in ossido di zolfo, il quale legandosi con l'acqua può formare acidi solforici che attraverso un processo di nucleazione etero-molecolare produce particelle chiamate "solfati". A causa del fatto che il processo di nucleazione etero-molecolare è favorito alle basse temperature, i solfati si formano nei condotti di scarico. Inoltre, l'acido solforico potrebbe anche reagire con additivi presenti nell'olio lubrificante e formare i sali di zolfo.

La composizione del PM dipende dalle condizioni di funzionamento del motore. La frazione solubile diventa importante ai carichi medio-bassi, invece, ai carichi elevati assumono maggiore importanza la frazione solida e i solfati. La composizione del particolato risulta essere molto complessa, così come la sua misurazione. La diluizione del particolato con l'aria è un fattore fondamentale da considerare nel momento della misura in laboratorio, poiché si deve simulare il fatto che il particolato verrà liberato dallo scarico del motore all'ambiente esterno. Particolare importanza assume la variazione di temperatura che causa una diversa composizione del particolato. Infatti, al variare della temperatura, alcune specie

presenti possono condensare o evaporare. Per tale ragione, la normativa impone che la misura del PM deve essere effettuata nei gas diluiti e ad una certa temperatura. Infine, si deve considerare che il particolato deve essere ossidato ad una certa temperatura nel filtro antiparticolato, e che le ceneri presenti si accumuleranno in esso. Queste considerazioni portano ad una definizione operativa di particolato, definita come *quella sostanza raccolta allo scarico di un motore a combustione interna, disponendo allo scarico di un filtro di campionamento mantenuto a 52 °C.*

Per quanto riguarda la formazione delle particelle di particolato, si possono individuare tre modalità differenti: *coarse, accumulation e nuclel mode.*

➤ *Nuclel mode*

È la modalità che dà origine alle nanoparticelle, cioè particelle molto fini con diametri inferiori ai 50 nm. Queste particelle si formano soprattutto per condensazione dei composti organici, che avviene nella maggior parte dei casi nei collettori di scarico, dove le temperature sono basse e a valle del filtro antiparticolato. Le nanoparticelle danno contributi rilevanti in termini di numero di particelle e non in termini di massa (come è visibile in Figura 1.16).

➤ *Accumulation mode*

È la modalità con cui si formano le particelle fini con diametri inferiori a 1 µm, ma maggiori di 100 nm. Queste particelle si formano durante il processo di combustione. Esse danno un contributo rilevante in termini di massa.

➤ *Coarse mode*

È la modalità con cui si formano le particelle più grandi con diametri inferiori ai 10 µm. Queste particelle non si formano durante il processo di combustione, ma si formano per usura del motore e dei condotti di scarico. Esse non danno contributi rilevanti né in termini di massa né in termini di numero e per questo motivo sono meno pericolose.

La modalità di formazione delle particelle e la loro distribuzione, in termini di massa e di numero, risulta molto importante quando si effettuano le

misure di particolato. Infatti, le più recenti normative sulle emissioni di particolato tengono conto, per la misura del particolato, non più soltanto della massa, ma anche del numero di particelle.

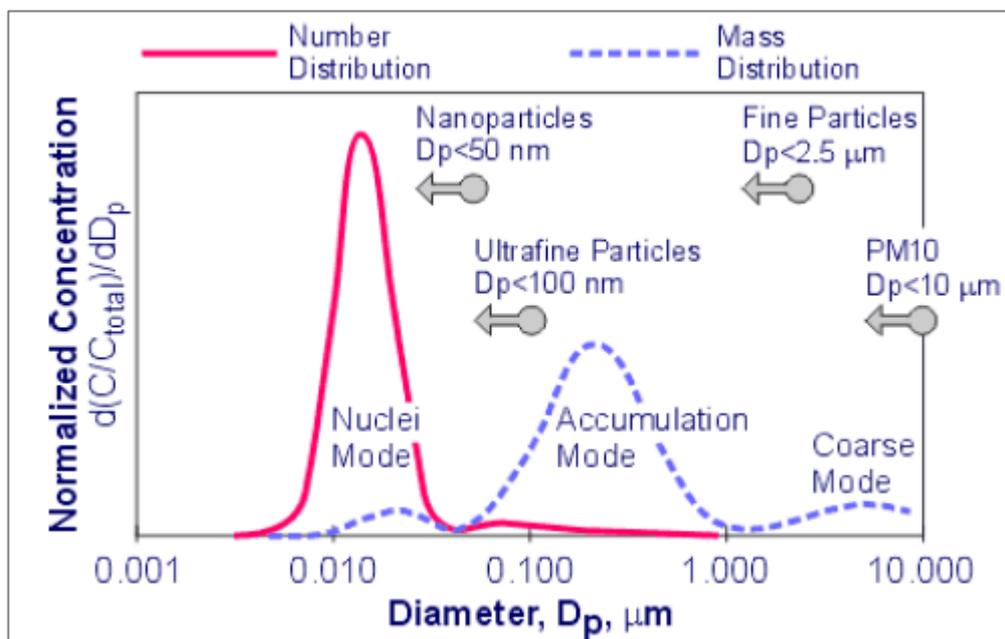


Figura 1.16 - Modalità di formazione delle particelle di particolato

Il particolato rappresenta uno dei principali inquinanti emessi dai motori diesel e per questo si cerca di ridurre la loro formazione. Un modo per ridurre le emissioni di particolato è quello di avere una bassa percentuale di gas combusti ricircolati (EGR). In questo modo, però, si rischia di aumentare notevolmente la formazione di ossidi di azoto. Al contrario, una percentuale maggiore di EGR permette di diluire la carica e quindi di abbassare le temperature in camera con conseguenti minori emissioni di  $\text{NO}_x$ , ma allo stesso tempo, avendo una maggiore quantità di gas combusti in camera, di avere un minore spazio in camera occupabile dall'aria, ovvero meno presenza di ossigeno, che porta ad incrementare il particolato (soot). Tutto questo è quello che si evince dalla Figura 1.17. Dunque, bisogna trovare un compromesso, in modo da cercare di minimizzare sia la formazione di soot che di  $\text{NO}_x$ , in modo da rispettare, per entrambe le specie inquinanti, i limiti imposti dalle normative.

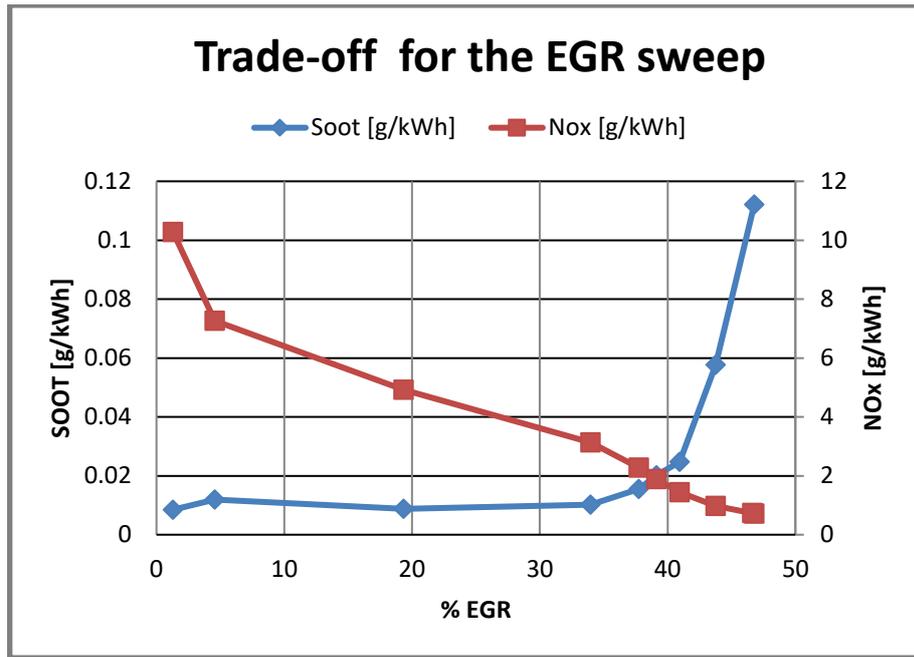


Figura 1.17 - Trade off: Soot vs NOx

### 1.4.3 Idrocarburi incombusti

Essi sono dei composti organici che non prendono parte al processo di combustione e quindi sono legati all'incompletezza del processo di combustione. Le emissioni di HC risultano essere più rilevanti nei motori CI rispetto ai motori SI. Difatti il gasolio è composto da idrocarburi più pesanti (cioè con un peso molecolare più elevato) rispetto agli idrocarburi che compongono la benzina.

La formazione degli HC è dovuta, principalmente, a due fenomeni:

- Sovra-miscelamento (o 'overmixing')

Questo fenomeno è dovuto all'eccessivo miscelamento della miscela aria-combustibile con l'aria stessa, che determina una miscela troppo povera per potersi auto-accendere o per sostenere una combustione già avviata.

- Sotto-miscelamento (o 'undermixing')

Fenomeno legato al fatto che in camera di combustione di un motore diesel ci possono essere delle zone troppo ricche dove il combustibile si è mescolato poco con l'aria e dunque non si riescono ad avviare i processi di ossidazione.

## 2 Modelli di simulazione motore

I modelli di simulazione motore sono molto utili per emulare il funzionamento dei motori stessi. Utilizzarli è senza dubbio vantaggioso qualora non è fisicamente presente il motore reale o perché spesso eseguire prove sui motori reali risulta parecchio costoso e richiede un tempo maggiore. Una volta creato il modello corretto è abbastanza efficiente eseguire test e simulazioni e studiare l'influenza di alcuni parametri. Ovviamente, ci sono anche degli svantaggi legati al consumo di tempo per la creazione del modello e per il tempo di simulazione, che spesso risulta eccessivo. Infine, i risultati saranno differenti da quelli ottenuti con il banco prova, ma calibrando e validando opportunamente questi modelli si possono ottenere dei risultati molto simili.

Vi sono principalmente due grandi vantaggi nell'effettuare simulazioni [6]. Il primo, è legato sicuramente al risparmio di tempo e denaro, in quanto è possibile sviluppare cicli in maniera molto veloce e si possono ridurre il numero di prototipi richiesti. L'altro beneficio consiste nel fornire una valida alternativa ai limiti dei modelli tradizionali, poiché con esse è possibile effettuare studi di validazione e sensibilità o di simulare condizioni ambientali insolite.

### 2.1 Modelli 3D-CFD e modelli monodimensionali

È possibile distinguere modelli mono-dimensionali (1-D) o modelli tridimensionali (3-D) CFD (Computational Fluid Dynamics). Entrambi sono dei modelli numerici in grado di risolvere equazioni differenziali parziali che governano il moto dei fluidi. I modelli 3-D risultano i più completi e i più utilizzati, però richiedono un elevato tempo computazionale e per questa ragione vengono utilizzati comunemente per l'analisi di singoli componenti; invece, i modelli 0-D/1-D richiedono meno tempo computazionale e forniscono dei risultati meno precisi rispetto a quelli ottenuti con i modelli tridimensionali, ma comunque accettabili. Per tale ragione vengono preferiti nello studio di interi sistemi motore.

Nella Figura che segue è riportato un confronto in base al tempo di simulazione e al dettaglio che si desidera tra i diversi modelli disponibili. Come annunciato precedentemente, il modello che fornisce più dettagli è quello 3-D, che risulta il più preciso, ma anche più difficile da utilizzare e con un tempo computazionale molto

elevato. I modelli monodimensionali risultano un buon compromesso tra tempo computazione e livello di dettaglio. Esistono anche i cosiddetti modelli “Mean Value”, in cui la rapidità di simulazione aumenta notevolmente e permane, comunque, una buona accuratezza dei risultati. In questi modelli, il dettaglio della dinamica delle onde di pressione non è fondamentale, nonostante si mantiene una buona descrizione fisica dei principali fenomeni. Infine i “Black box model”, sono dei modelli che riescono a fornire risultati in tempi molto rapidi, però l’accuratezza dei risultati non è buona.

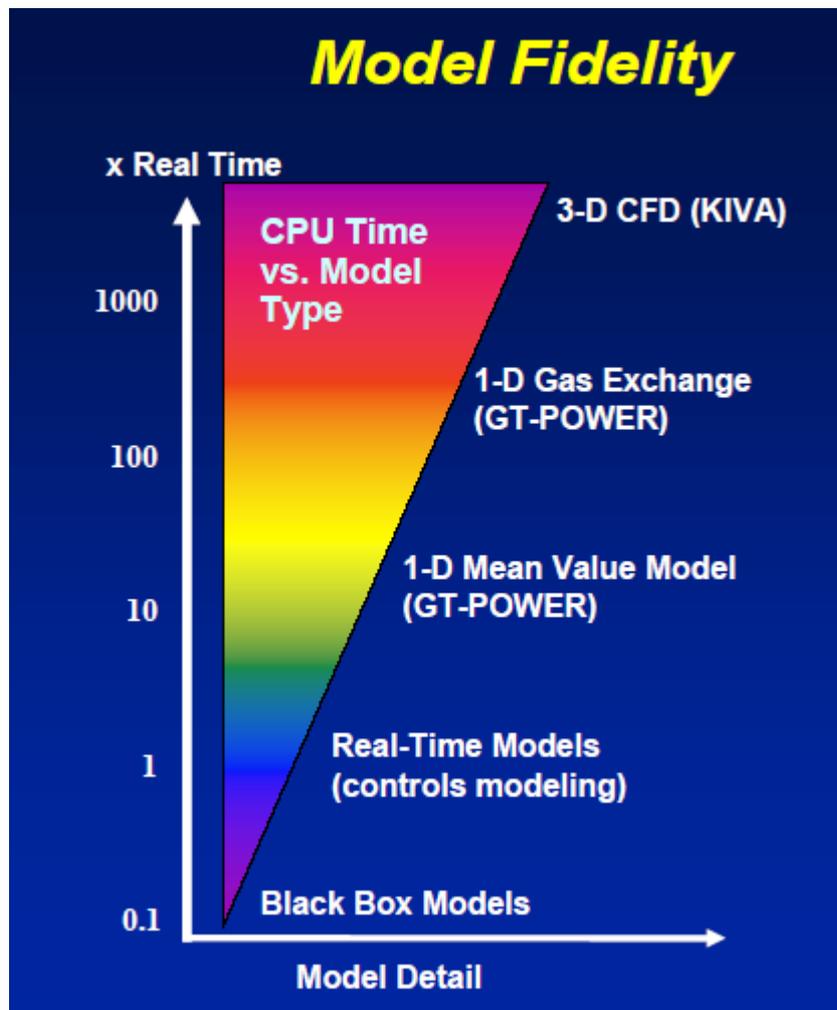


Figura 2.1 - Relazione tra i vari modelli e il tempo di simulazione [6]

## 2.2 Descrizione del software GT-Power

GT-Power è uno dei software commerciali di simulazione motore più utilizzati nel settore automobilistico per la progettazione e lo sviluppo dei motori, sviluppato da Gamma Technologies. Esso, mediante l'uso di metodologie avanzate, permette di simulare processi termodinamici, fluidodinamici e chimici che definiscono il comportamento reale dei motori a combustione interna. In particolare, è uno strumento di simulazione monodimensionale (1-D) in grado di risolvere numericamente le equazioni non stazionarie e non lineari di Navier-Stokes [7].

Esso permette di:

- analizzare e prevedere le prestazioni del motore (dosatura, pressione media effettiva PME, pressione media indicata PMI, consumi, ecc.);
- valutare l'effetto dei parametri geometrici del motore sulle prestazioni;
- modellizzare la combustione e valutare fenomeni come il trasferimento di calore, la turbolenza, l'evaporazione e le emissioni inquinanti;
- stimare delle quantità che sono difficili da misurare, come per esempio la portata istantanea che passa attraverso le valvole;
- simulare pressione, temperatura e portata in diversi parti del motore;
- trovare il migliore equilibrio tra la complessità e l'accuratezza del modello, prendendo in considerazione i dati disponibili all'ingresso e i risultati desiderati in uscita.

GT-Power è utilizzato sia per simulazioni stazionarie che transitorie adatte all'analisi del controllo motore o del powertrain e può essere utilizzato per simulare tutti i tipi di motori a combustione interna.

Questo programma fa parte del programma principale GT-Suite. Esso si compone di varie parti operative: GT-ISE, che rappresenta l'interfaccia grafica dove si trova un ampio database dei componenti del motore, una serie di connettori e icone che servono all'utente per costruire il modello; GT-SOLVER, che è uno strumento che permette di svolgere i calcoli e le equazioni; e infine GT-POST, che è lo strumento in grado di permettere all'utente di visualizzare i risultati e i grafici calcolati. Dunque, l'area di lavoro è la cosiddetta mappa del progetto, dove i vari componenti

e oggetti (come ad esempio tubi, cilindri, turbine, compressori, connettori ecc.), prelevati dalle apposite librerie, permettono di costruire il modello del motore. Dopodiché l'utente definisce le proprietà (termiche, chimiche, geometriche) di ogni componente o elemento, e i vari grafici che intende visualizzare una volta terminata la simulazione. In questo modo, è possibile costruire modelli di motore anche molto complessi e vicini alla realtà.

GT-Power discretizza l'intero sistema in tanti piccoli sotto-volumi, specificando le opportune condizioni al contorno. Inoltre suddivide ogni ciclo motore in tanti piccoli passi temporali.

Il solutore, in ogni istante di tempo risolve simultaneamente tre equazioni:

Equazione di continuità (o conservazione della massa):

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{bordi} \dot{m} = \sum_i \dot{m} - \sum_u \dot{m}$$

dove:  $\dot{m}$  rappresenta il flusso massico al bordo e  $m$  è la massa del volume.

Equazione della conservazione dell'energia:

$$\frac{d(\dot{m}e)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{bordi} (\dot{m}H) - h A_s (T_{fluido} - T_{parete})$$

dove:  $e$  rappresenta l'energia interna totale per unità di massa,  $p$  e  $V$  rappresentano la pressione e il volume,  $H$  è l'entalpia totale,  $h$  è il coefficiente di scambio termico,  $T$  rappresenta la temperatura e  $A_s$  è la superficie di scambio termico.

Equazione della conservazione della quantità di moto:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{bordi}(\dot{m}u) - 4 C_f \frac{\rho_u |u| dx A}{2 D} - K_p (\frac{1}{2} \rho_u |u|) A}{dx}$$

dove:  $A$  è l'area di flusso trasversale,  $C_f$  è un coefficiente di attrito,  $K_p$  è il coefficiente di caduta di pressione,  $u$  è la velocità al bordo,  $dx$  è la lunghezza dell'elemento di massa nella sezione del flusso,  $dp$  è la pressione differenziale che agisce lungo  $dx$  e  $\rho$  è la densità del fluido.

Le equazioni della conservazione della massa e dell'energia vengono risolte in sotto-volumi, tramite variabili scalari, come la temperatura, la pressione, la concentrazione di specie ecc., calcolate al centro di ogni sotto-volume e considerate costanti all'interno degli stessi. Al contrario, l'equazione di conservazione della quantità di moto viene risolta ai contorni dei volumi attraverso variabili vettoriali, come velocità, flusso di massa ecc.

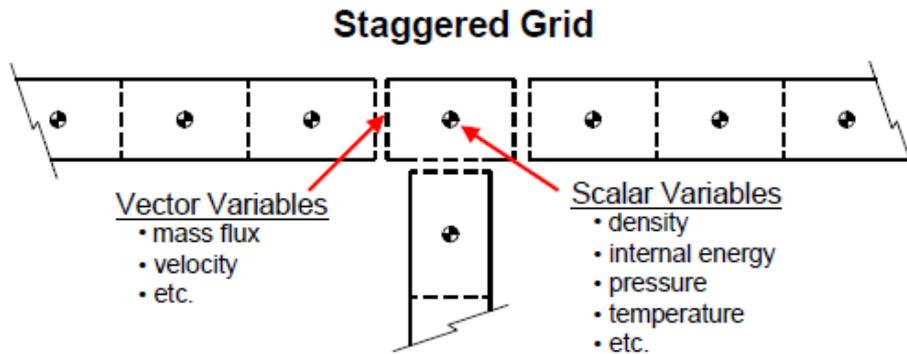


Figura 2.2 - Schema rappresentativo del modo di operare GT-Power [6]

La soluzione che si ottiene ad ogni istante di tempo non è derivata da un processo numerico iterativo, così come avviene nelle simulazioni CFD, ma è basata sullo stato iniziale del sistema (istante  $t_0$ ) e calcolato per un nuovo istante di tempo, il quale deve essere abbastanza vicino all'istante  $t_0$  per assicurare la validità della soluzione. Questo passo temporale massimo viene calcolato sempre, in ogni step. [6]

### 3 Modello del motore

#### 3.1 Caratteristiche del motore

Il motore simulato in GT-Power è un motore diesel 4 cilindri in linea, di cilindrata di 2.3 litri, utilizzato per applicazioni “Light Duty”. Presenta un sistema di iniezione elettronico di tipo *common rail* e un sistema di sovralimentazione dotato di turbina a geometria variabile (VGT = Variable Geometry Turbocharger), capace di variare le sue caratteristiche adeguandole al regime di rotazione del motore. Inoltre, risulta equipaggiato con un sistema per il ricircolo dei gas combusti (EGR = Exhaust Gas Recirculation) del tipo “*long route*” (ovvero, ad alta pressione).

Nelle tabelle 1 e 2 si possono osservare, rispettivamente, le principali caratteristiche del motore e i dati geometrici di un singolo cilindro.

Tabella 1 - Caratteristiche del motore

<b>CARATTERISTICHE DEL MOTORE</b>	
<b>Tipo di motore</b>	Diesel Euro 5+ Sovralimentato con aftercooler
<b>Cilindrata</b>	2.3 litri
<b>Numero di cilindri</b>	4 in linea
<b>Valvole per cilindro</b>	4
<b>Potenza di picco</b>	107 kW @3600 rpm
<b>Coppia di picco</b>	350 Nm @2750
<b>Sistema di iniezione di combustibile</b>	Electronic Common Rail
<b>Sovralimentazione</b>	Singolo stadio con VGT
<b>Sistema EGR</b>	Long-route

Tabella 2 - Caratteristiche geometriche del motore

<b>CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DEL MOTORE</b>	
<b>Alesaggio [mm]</b>	88
<b>Corsa [mm]</b>	94
<b>Lunghezza biella [mm]</b>	146
<b>Rapporto di compressione</b>	16.2
<b>Gioco stantuffo – testa cilindro [mm]</b>	0.7

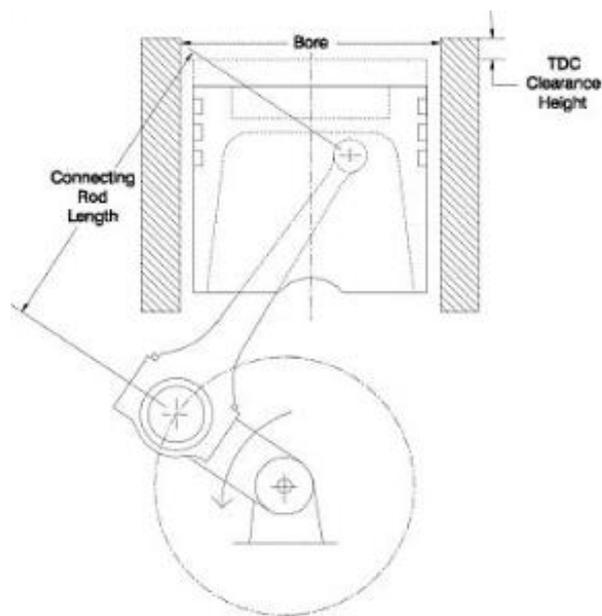


Figura 3.1 - Dettaglio geometria cilindro

### 3.2 Sistema di iniezione del combustibile

Il sistema di iniezione di combustibile utilizzato per i motori light duty è il sistema elettronico di tipo “Common rail”, come il sistema sviluppato da Bosch in Figura 3.2.

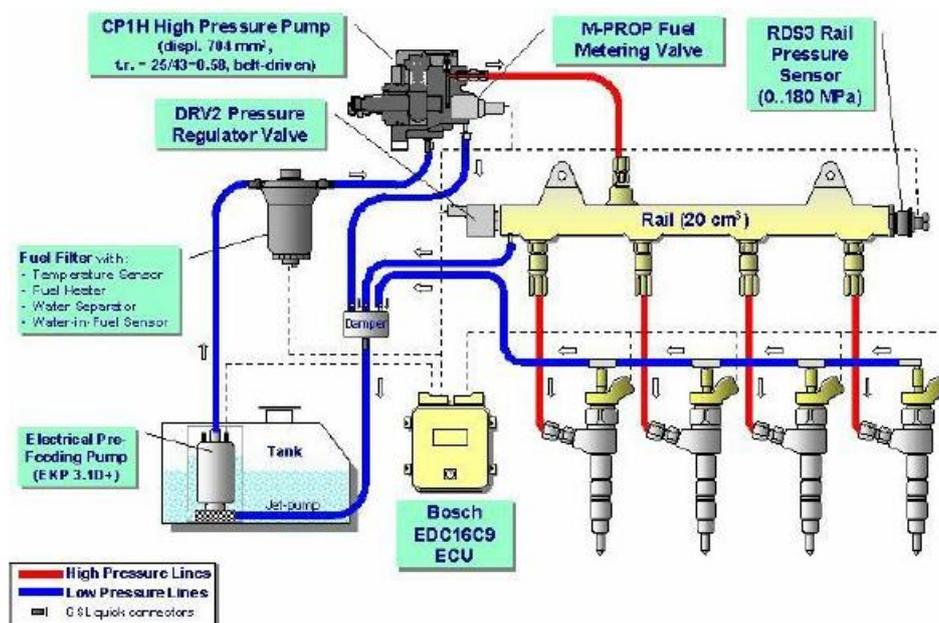


Figura 3.2 - Il sistema Bosch Diesel Common Rail [8]

Esso è costituito da due sottosistemi: sistema di alta pressione (HP = High Pressure) e sistema di bassa pressione (LP = Low Pressure). I componenti del sistema a bassa pressione sono: la pompa a bassa pressione LP, il serbatoio del carburante e il filtro. Invece, la pompa ad alta pressione HP, il common rail e gli iniettori fanno parte del sistema ad alta pressione HP.

La pompa elettrica di innesco (LP) ha il compito di estrarre il combustibile dal serbatoio e di inviarlo alla pompa ad alta pressione HP, la quale invia una quantità di combustibile in eccesso rispetto alla quantità da iniettare ad un serbatoio di accumulo che si trova sulla testata motore, che prende il nome di *Common Rail*, proprio per la sua particolare forma. Questo oggetto ha il compito di immagazzinare il combustibile e inviarlo a ciascun iniettore. Inoltre, ha la funzione di stabilizzare la pressione a monte di essi e deve essere opportunamente dimensionato in modo tale che la quantità di combustibile prelevata da ciascun iniettore non provochi un'apprezzabile diminuzione della pressione stessa. All'interno del rail la pressione può raggiungere valori elevati (all'incirca 1800 bar). Essa viene controllata grazie alla presenza di un sensore di pressione che invia un segnale alla centralina elettronica di controllo, la quale manda, a sua volta, un segnale alla valvola

regolatrice di pressione che fa rifluire alla mandata della pompa la quantità di combustibile in eccesso al fine di regolare la pressione al valore desiderato. È bene considerare che la regolazione attraverso questa valvola è fortemente dissipativa, viste anche le elevate pressioni in gioco. Dunque, nei sistemi più recenti, questa regolazione viene effettuata intervenendo direttamente sulla pompa HP in modo da evitare le dissipazioni. Nonostante ciò, però, la valvola regolatrice di pressione rimane presente per ragioni legate alla sicurezza: infatti essa ha il compito di controllare la pressione nel rail qualora il regolatore di pressione sulla pompa non dovesse funzionare. La pompa di alta pressione risulta, quindi, disaccoppiata dagli iniettori, rispetto ai sistemi meccanici precedenti, e ha la funzione di inviare una quantità largamente eccedente rispetto a quella richiesta, e allo stesso tempo di mantenere un livello di pressione costante a monte degli iniettori. Grazie alla pompa HP è possibile generare delle pressioni di iniezione molto elevate; infatti, nei motori diesel, proprio per il differente modo in cui avviene il processo di combustione, è necessario avere pressioni di iniezione più elevate dei motori a benzina in quanto si deve garantire un'atomizzazione del getto più spinta, la quale garantisce una rapida evaporazione. La presenza del filtro è molto importante perché permette di rimuovere le impurità presenti del combustibile, ma anche per separare l'acqua dal combustibile stesso.

Al rail sono collegati gli iniettori, che hanno il compito di iniettare la quantità di combustibile necessaria in un ben preciso momento. Gli iniettori, generalmente, possono essere di due tipi: elettro-iniettori (conosciuti come iniettori a solenoide) o iniettori piezo-elettrici. Il funzionamento è simile, soltanto che l'iniettore piezo-elettrico possiede una maggiore rapidità di attuazione anche se, di contro, risulta essere molto più costoso. Dunque, risulta essere molto diffuso nei motori ad alta velocità con iniezioni multiple. Gli iniettori, utilizzati nel motore in esame sono degli iniettori a solenoide (Figura 3.4).

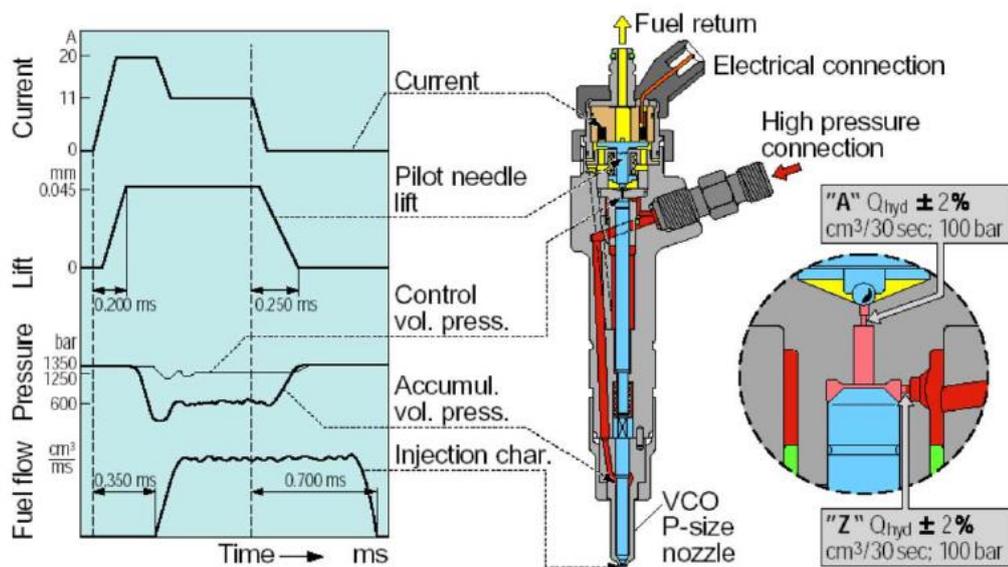


Figura 3.3 - Schema comandi elettrici, meccanici e fluidodinamici all'interno delle varie zone dell'iniettore (a sinistra) e schema iniettore a solenoide (a destra)

Essenzialmente presentano al loro interno un attuatore elettromagnetico a solenoide che quando viene eccitato, in seguito ad un comando elettrico, permette di azionare l'iniettore, ovvero di far sollevare lo spillo e permettere l'iniezione di combustibile. In Figura 3.3 sono riportati: a sinistra gli schemi dei vari comandi elettrici, meccanici e fluidodinamici; e a destra lo schema di un iniettore a solenoide. Questi iniettori vengono azionati elettricamente e la quantità di combustibile iniettata viene regolata elettricamente. Però, siccome le pressioni di iniezione sono molto elevate (dell'ordine dei 1000 bar) non è possibile avere un azionamento elettromagnetico diretto, ovvero che agisce direttamente sullo spillo, perché altrimenti si dovrebbero avere degli avvolgimenti elettrici enormi. Allora l'azionamento elettromagnetico, invece di agire direttamente sullo spillo, agisce su una servo-valvola di controllo che fa in modo che sia proprio la pressione di iniezione stessa a sollevare lo spillo e quindi permettere l'iniezione (Figura 3.4).

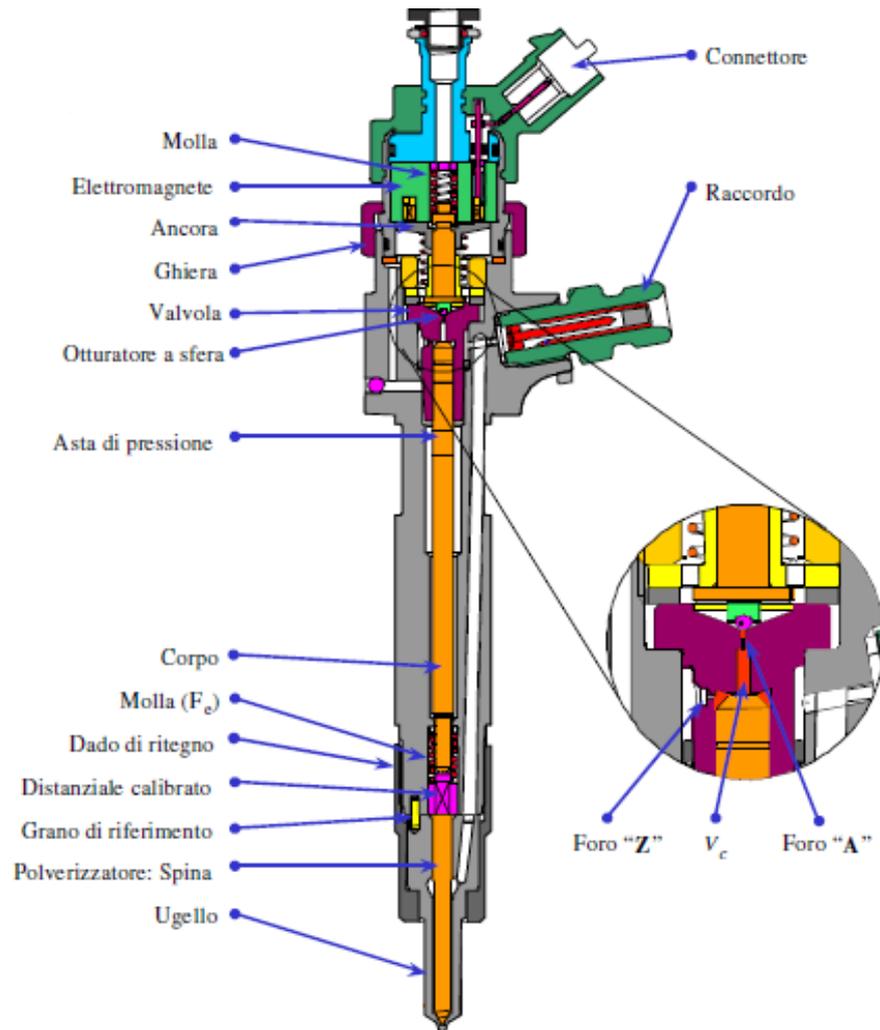


Figura 3.4 - Dettaglio iniettore a solenoide

### 3.3 Strategia delle iniezioni multiple

I sistemi di controllo elettronico di tipo “common rail” presentano molteplici vantaggi rispetto ai sistemi di iniezione di tipo tradizionale a controllo meccanico. Il principale aspetto positivo risiede nell’ampia flessibilità nella gestione dell’iniezione del combustibile. In particolare, permette di:

- Controllare la pressione di iniezione, la quale non dipende più dalla velocità di rotazione e dal carico del motore. Questo comporta una migliore atomizzazione del getto, al di là della velocità e del carico. Pertanto è possibile modulare più agevolmente la pressione ed ottenere pressioni elevate anche a bassa velocità che migliorano la coppia.

- Variare l'anticipo di iniezione con la velocità del motore a seconda delle condizioni di funzionamento del motore. In sintesi, l'iniezione può avvenire in qualsiasi istante.
- Frazionare l'evento di iniezione, riuscendo ad effettuare più iniezioni per ciclo. Addirittura, nei sistemi di ultima generazione è possibile realizzare fino a 8 iniezioni per ciclo, riuscendo a gestire “*dwell time*”<sup>1</sup> molto piccoli.

È possibile classificare le diverse iniezioni che il sistema common rail consente di attuare.

- *Iniezione Pilota*: essa viene iniettata con elevato anticipo rispetto all'iniezione principale e ha lo scopo di ridurre l'accumulo di combustibile e quindi il ritardo di accensione e il rumore di combustione. Si tratta di una piccola quantità di combustibile iniettata (intorno al 5% della quantità totale) che si accumula tutta all'interno della camera per poi bruciare simultaneamente. In questo modo, le temperature e le pressioni in camera si innalzano leggermente e questo favorisce il processo di combustione del combustibile, che verrà iniettato durante l'iniezione principale. Questo porterà, quindi, ad un minore accumulo di combustibile durante l'evento di iniezione principale e ad una riduzione del ritardo di accensione. Il vantaggio è che il rumore di combustione si riduce drasticamente all'avviamento e ai bassi regimi di rotazione.
- *Iniezione Pre*: essa viene iniettata con leggero anticipo rispetto all'iniezione principale e ha lo scopo di controllare lo sviluppo della combustione e di limitare la formazione di inquinanti. Iniettando una certa quantità di combustibile prima dell'evento di iniezione principale si riescono a ridurre leggermente le pressioni e le temperature massime che si raggiungono durante il processo di combustione. Temperature minori significa minori emissioni di ossidi di azoto NO<sub>x</sub>.
- *Iniezione Main (o Principale)*: rappresenta l'evento di iniezione principale che permette di far avvenire il processo di combustione.

---

<sup>1</sup> “*dwell time*” è definito come l'intervallo di tempo che intercorre tra la fine dell'iniezione pilota e l'inizio di quella principale (intesi come fine e inizio del comando elettrico)

- *Iniezione After*: essa rappresenta l'iniezione effettuata immediatamente a valle del processo di combustione e ha lo scopo di ridurre le emissioni inquinanti (in particolare le emissioni di soot). Infatti, questa iniezione permette di aumentare la temperatura nella fase finale della combustione favorendo l'ossidazione del soot, formatosi in precedenza. È importante modulare bene questo evento di iniezione perché se iniettata troppo vicino all'iniezione main può provocare un aumento di particolato, se iniettata troppo distante può non bruciare.
- *Post-iniezione*: è la quantità di combustibile che viene iniettata allo scarico del motore e ha lo scopo di innalzare le temperature allo scarico, le quali sono essenziali per fare avvenire la rigenerazione dei sistemi di post-trattamento, come il filtro antiparticolato. Infine, è possibile anche effettuare delle post-iniezioni multiple con lo scopo di evitare la diluizione del combustibile con l'olio lubrificante.

Grazie all'adozione della strategia delle iniezioni multiple, adottate nei motori diesel, è possibile ridurre le emissioni inquinanti, il consumo di combustibile (ovvero ottimizzare il processo di combustione) e il rumore di combustione.

Nell'immagine successiva si possono osservare i vari eventi di iniezione, che possono gestire i moderni sistemi common rail, e le ragioni per la quale vengono realizzate.

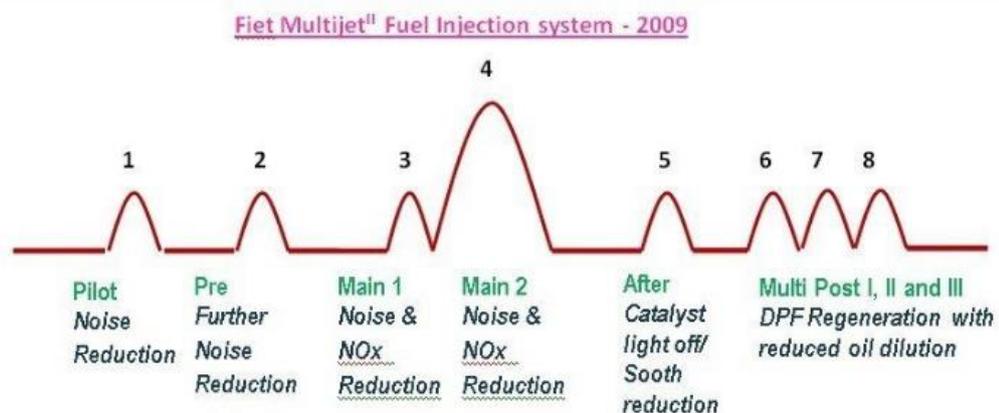


Figura 3.5 - Strategie di iniezioni multiple attuate con i sistemi common rail di ultima generazione

### 3.4 Strategie avanzate di iniezione di combustibile

Una delle più recenti strategie di iniezione del combustibile, che è quella utilizzata nel motore in esame, è la cosiddetta "Injection Rate Shaping", ovvero la modulazione della portata di combustibile iniettata durante l'evento di iniezione principale. Questa strategia ha lo scopo di ridurre le emissioni di inquinanti e il rumore di combustione. Più nel dettaglio, spesso si parla di strategia dell'iniezione boot (a forma di stivale), che viene realizzata controllando opportunamente l'alzata dello spillo (nozzle) dell'iniettore. In particolare, si ha una prima fase in cui si inietta meno combustibile e una seconda fase in cui se ne inietta di più (Figura 3.6).

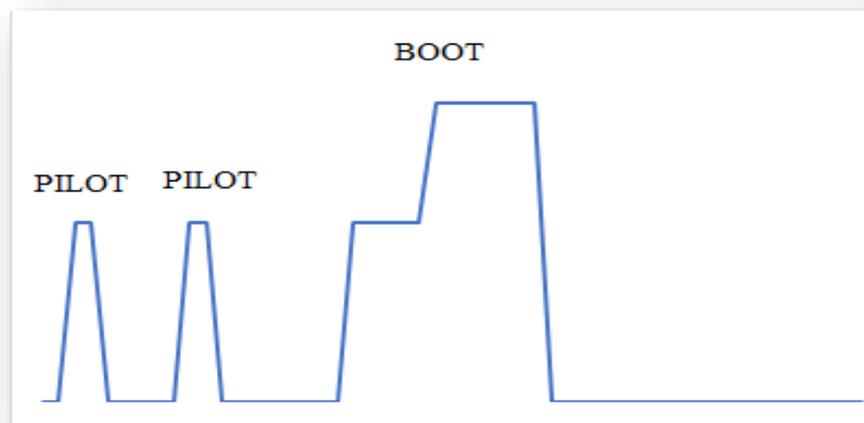


Figura 3.6 - Strategia "boot injection"

Nella prima fase di questo evento di iniezione principale a forma di stivale, viene iniettato meno combustibile in modo da ridurre l'accumulo e quindi la rumorosità del processo di combustione. È stato stimato che l'uso di una boot injection può ridurre il rumore di combustione di 3-4 dBA ad alte pressioni del rail rispetto ad una strategia in cui è presente una pilota e una main (come mostrato in letteratura [9] [10]). Inoltre, la riduzione dell'accumulo favorisce una diminuzione del picco delle pressioni e delle temperature che si raggiungono nella fase di combustione premiscelata (minore rilascio di calore HRR). Questa riduzione di temperatura comporta una riduzione degli ossidi di azoto, che come già esposto

precedentemente, sono sensibili alle variazioni di temperatura in camera. In aggiunta, con la *boot injection*, siccome l'ago non si apre completamente, si ha una caduta di pressione nella sezione di passaggio che comporta una minore pressione di iniezione. Conseguentemente, peggiora l'atomizzazione del getto e quindi tende ad accumularsi più combustibile e ad aumentare l'*ignition delay*. Nonostante ciò, si è constatato che la pressione di iniezione non incide molto sul ritardo di accensione (effetto secondario). Questo significa che, in seguito ad una *boot injection*, prevale il fenomeno che porta ad una riduzione dell'accumulo della quantità di combustibile iniettata. Per di più, nella prima parte dell'iniezione essendo minore la pressione di iniezione, si avrà una minore velocità delle particelle di combustibile, con conseguente riduzione della penetrazione del getto che rende più bassa la probabilità di "impingement" (cioè di urto tra il getto e le pareti della camera di combustione), che è responsabile della formazione di monossido di carbonio CO e di idrocarburi incombusti HC ai bassi carichi.

Nella seconda fase del processo di iniezione, la pressione di iniezione cresce in modo da favorire il miscelamento con l'aria, portando ad una riduzione del soot. Utilizzando una strategia di questo tipo, aumenta la durata del processo di combustione e questo comporta sia delle temperature più alte nelle fasi finali del processo, favorendo ancora l'ossidazione del particolato, sia una perdita di efficienza del motore, perché la combustione si sposta verso la fase di espansione.

In generale si può affermare che la *boot injection* ha come principale beneficio la riduzione degli NO<sub>x</sub>, però non comporta enormi vantaggi sulla riduzione del soot e sull'efficienza di combustione.

Infine, è di notevole importanza evidenziare come la strategia dell'*injection rate shaping* dipenda dalle condizioni operative del motore (carico e velocità), a seconda delle quali può risultare più o meno efficiente.

### 3.5 Modello simulato in GT-Power

In Figura 3.7 è riportato lo schema del motore simulato in GT-Power. Sono evidenziati i principali componenti che costituiscono il motore.

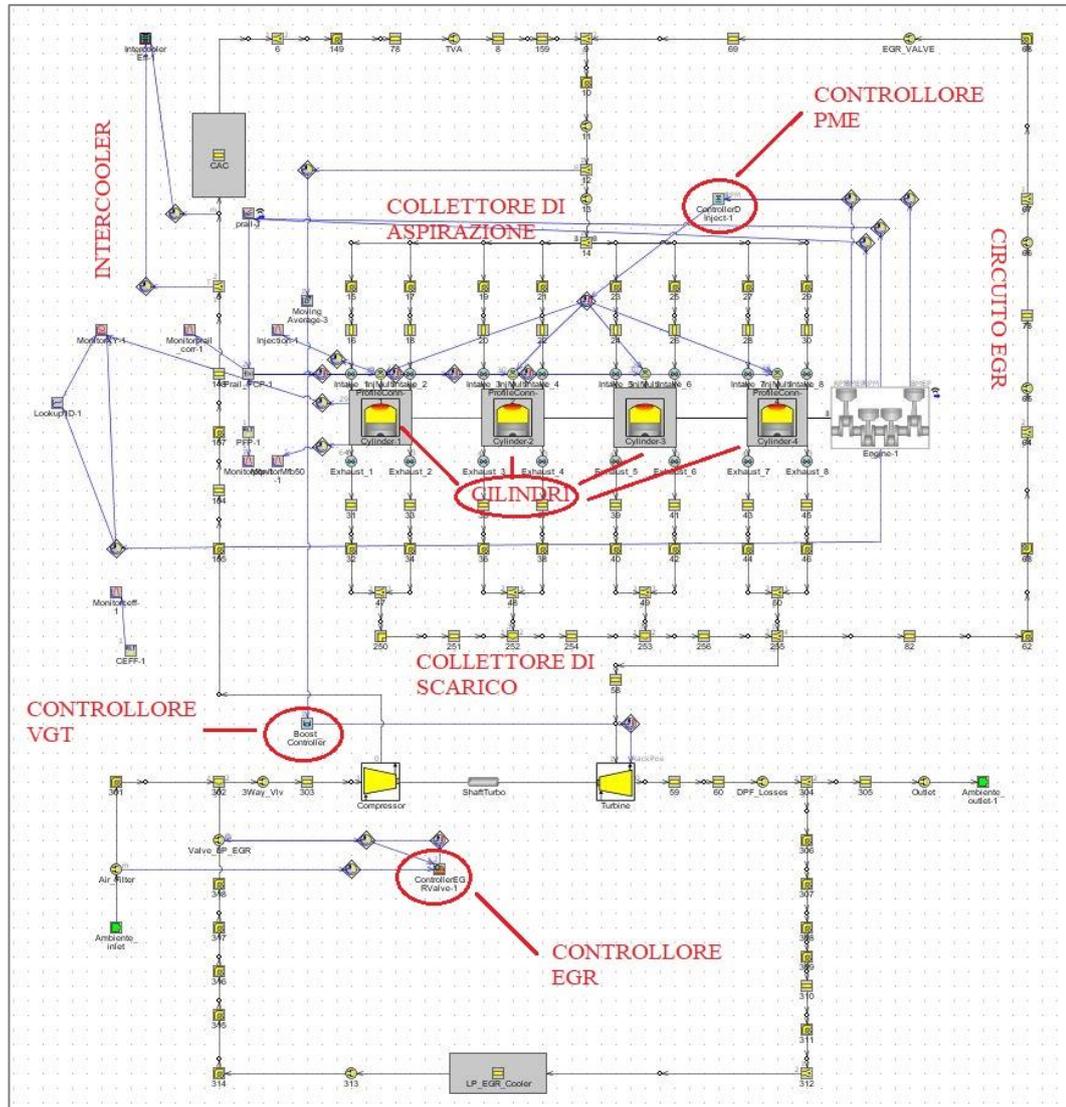


Figura 3.7 - Modello motore completo su GT-Power

Nei successivi paragrafi si approfondiscono gli elementi principali che costituiscono il modello, i quali vengono gestiti attraverso degli appositi controllori: *controllore del Ricircolo dei Gas Combusti EGR, controllore della Pressione Media Indicata PME e controllore della Turbina a Geometria Variabile VGT.*

### 3.5.1 Sistema di Ricircolo dei Gas Combusti EGR

- Sistema EGR ad alta pressione (o “Short-Route”)

Il motore simulato presenta un sistema di ricircolo dei gas combusti a percorso breve, meglio conosciuto come sistema “*Short route*”. Esso è uno dei layout più utilizzati sia per motori per veicolo passeggeri che per motori heavy-duty.

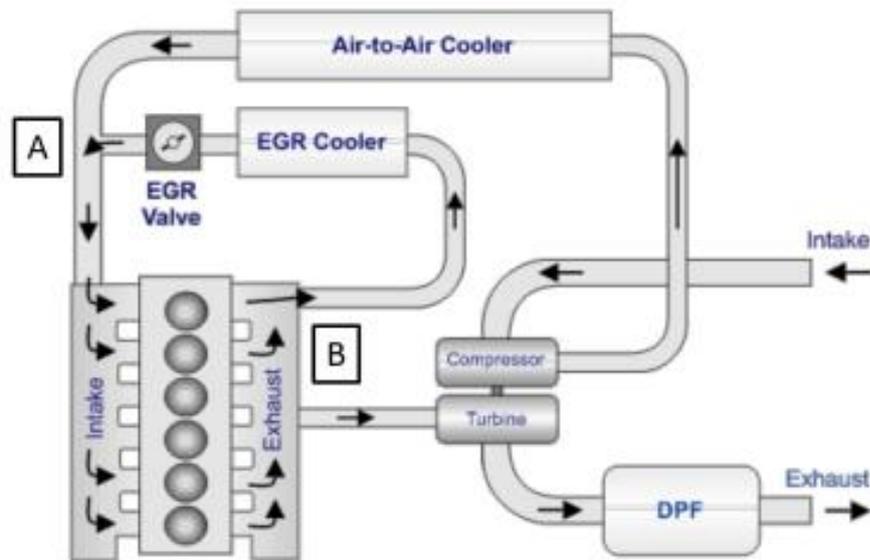


Figura 3.8 - Sistema EGR ad alta pressione [11]

Nella Figura 3.8, si può notare un esempio di layout short route per un motore a 6 cilindri. L'aria aspirata dal motore viene prima compressa dal compressore, successivamente entra in uno scambiatore di calore aria-aria (intercooler) per essere raffreddata e dopo viene miscelata con i gas di scarico riciclati (punto A) appena prima di entrare nel motore. I gas di scarico escono attraverso lo scarico del motore e in parte arrivano alla turbina e successivamente nei sistemi di post-trattamento delle emissioni inquinanti (come il filtro antiparticolato DPF = Diesel Particulate Filter presente in Figura 3.8), la restante parte dei gas combusti passa attraverso un tubo (punto B) ed entra in un refrigeratore per EGR, che utilizza come fluido di raffreddamento l'acqua motore ( $T \approx 90^\circ$ ), per essere raffreddata in modo da

migliorare l'efficienza del sistema ed evitare un eccessivo innalzamento della temperatura nel collettore di aspirazione. Questo scambiatore è molto compatto (spesso integrato nella testa del motore) ed efficiente. In alcune condizioni operative, come l'avviamento a freddo in cui la temperatura dell'acqua motore è ancora bassa, è opportuno avere la possibilità di by-passare questo scambiatore perché, altrimenti, ricircolare gas combusti a bassa temperatura potrebbe dar luogo ad instabilità del processo di combustione. È, quindi, previsto un circuito di by-pass che viene chiuso al raggiungimento di una temperatura dell'acqua dell'ordine dei 60°. Segue, a valle dell'EGR cooler, una valvola EGR a controllo elettronico che serve per regolare la quantità di gas combusti che si desiderano far ricircolare all'interno del motore. Il ricircolo tramite il condotto, che collega il collettore di scarico con quello di aspirazione, può essere effettuato soltanto se la pressione presente nel collettore di aspirazione è sufficientemente inferiore a quella del collettore di scarico. A basso carico si potrebbe avere un gradiente di pressione insufficiente a far ricircolare la quantità desiderata di gas combusti anche se la valvola EGR risulta essere completamente aperta. Per risolvere tale inconveniente (aumentare il gradiente di pressione tra i due condotti), spesso, si inserisce una valvola a farfalla a monte del collettore di aspirazione, la quale introduce dissipazioni, ma è utile ai fini del controllo delle emissioni inquinanti. Infine, è bene considerare che i gas di scarico contengono un'alta percentuale di soot e questo potrebbe portare ad un incrostamento (detto "fouling") dell'EGR cooler, che, quindi, deve essere capace di gestirlo. Il vantaggio del sistema short route risiede nella sua semplicità e nella rapidità di risposta rispetto alle esigenze dell'EGR. Tra gli inconvenienti rientrano la strozzatura legata all'introduzione della valvola a farfalla e al rischio di incrostazione nell'intero sistema di aspirazione. Un altro problema è legato all'interazione con il sistema di sovralimentazione. Ovviamente, quando si usa l'EGR parte dei gas combusti allo scarico non raggiunge la turbina, che quindi smaltirà meno portata e farà salire di meno la pressione di sovralimentazione. Dunque, è necessario che la centralina riesca a gestire contemporaneamente il controllo dell'EGR e il controllo della pressione di sovralimentazione intervenendo sulla turbina VGT. Codesto problema di coordinamento viene risolto, semplicemente, dando la priorità ad uno dei due

sistemi e lasciando l'altro inattivo a seconda delle condizioni operative del motore (carico parziale o pieno carico).

Il sistema EGR è stato realizzato nel modello di GT-Power così come mostrato in Figura 3.9, dove le frecce indicano il percorso realizzato dai gas combusti che ricircolano.

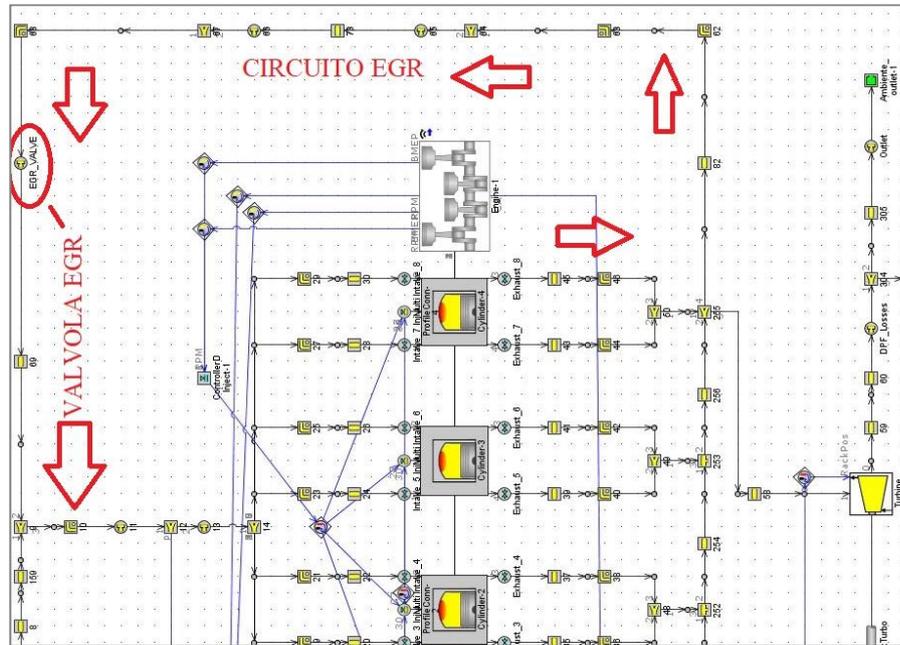


Figura 3.9 - Schema EGR ad alta pressione simulato su GT-Power

- **Sistema EGR a bassa pressione (o “Long-Route”)**

Il sistema EGR che, invece, viene utilizzato nei calcoli del presente lavoro è quello a bassa pressione, conosciuto, anche, come “Long-Route”.

In Figura 3.10, si può osservare il layout del sistema EGR long-route. In questo caso, rispetto al sistema short-route, i gas di scarico vengono prelevati a valle del sistema di scarico, dopo che essi passano nella turbina e nel filtro antiparticolato DPF. I flussi vengono, quindi, raffreddati all'interno di un refrigeratore (EGR cooler) e nuovamente veicolati nel turbo, miscelandosi con l'aria fresca proveniente dal condotto di aspirazione. In questo modo si otterrà un aumento della pressione di sovralimentazione. Dopodiché, l'insieme di aria fresca e gas combusti entra

all'interno di uno scambiatore di calore aria-aria (air-to-air cooler) e, in seguito, viene introdotto in camera di combustione. Tutti i gas di scarico attraversano il DPF, quindi posseggono meno soot e riducono notevolmente il rischio di incrostazione dell'intero sistema di aspirazione rispetto al sistema short-route. Rispetto a quest'ultimo, il sistema long-route, riuscendo a far passare tutti i gas di scarico in turbina, sfrutta a pieno la loro energia generando una risposta del turbo molto più rapida. In aggiunta, essendo che sia l'aria fresca che i gas combusti passano attraverso il turbo nel compressore, è necessario un turbo di dimensioni maggiori per riuscire a gestire una maggiore quantità di flusso. Quest'ultima è particolarmente utile a bassa velocità, sia a carichi alti che bassi, dove tradizionalmente i tassi di EGR sono più alti e il flusso di aria complessivo più basso. Dunque, viene ridotto il quantitativo di ossigeno nel rapporto aria-combustibile, abbassando di conseguenza le massime temperature raggiungibili in camera di combustione così da ridurre la formazione di NO<sub>x</sub>. Gli ossidi di azoto, quindi, vengono contrastati più efficacemente rispetto al sistema short-route e si ottiene un migliore rendimento del motore, dovuto alla combustione più efficiente. Infine, un'ulteriore differenza tra i due sistemi riguarda il cosiddetto "EGR LAG" (ritardo del sistema EGR). Nel sistema di alta pressione si può avere una valvola montata direttamente sul collettore di aspirazione, che quando si apre, permette ai gas di scarico di raggiungere rapidamente i cilindri. Nel sistema di bassa pressione, i gas di scarico devono passare attraverso tutto il condotto di aspirazione, migliorando la distribuzione equa dei cilindri.

È stato necessario inserire un controllore di EGR che ha lo scopo di inviare un segnale alla valvola EGR in modo da raggiungere il target di gas combusti voluto. La percentuale di EGR viene misurata in maniera indiretta mediante la misura della portata d'aria. In pratica, per ogni condizione di funzionamento del motore, non si prevede una certa quantità di EGR, ma si prevede la quantità di aria che il motore deve aspirare in quelle condizioni. Attraverso la misura dell'aria si risale alla quantità di gas combusti ricircolati in maniera indiretta.

$$\% EGR = \frac{\dot{m}_{gas,aspirazione}}{\dot{m}_{gas,aspirazione} + \dot{m}_{aria,aspirazione}}$$

$\dot{m}_{aria,aspirazione}$  = portata di aria all'aspirazione

$\dot{m}_{gas,aspirazione}$  = portata di gas combusti all'aspirazione

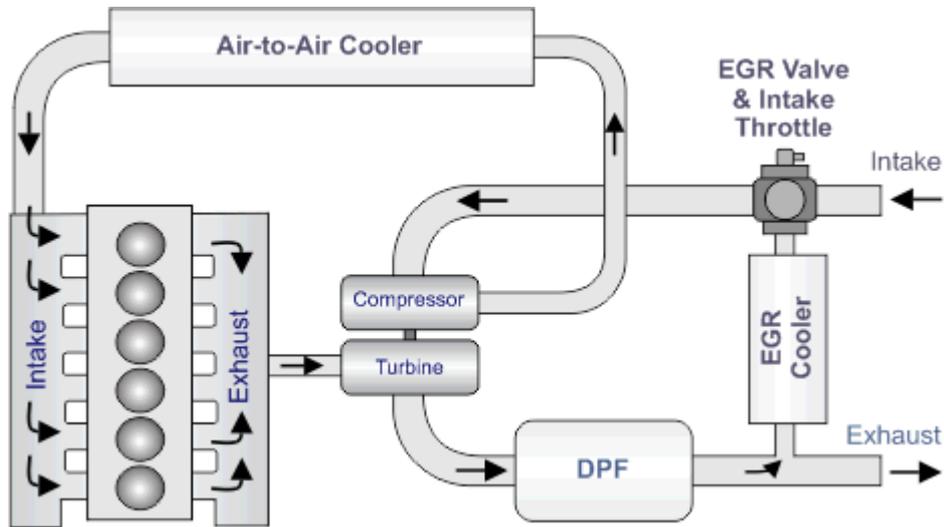


Figura 3.10 - Sistema EGR a bassa pressione

Il sistema long-route realizzato nel modello di GT-power è visibile in Figura 3.11, dove le frecce indicano il percorso realizzato dai gas combusti che ricircolano.

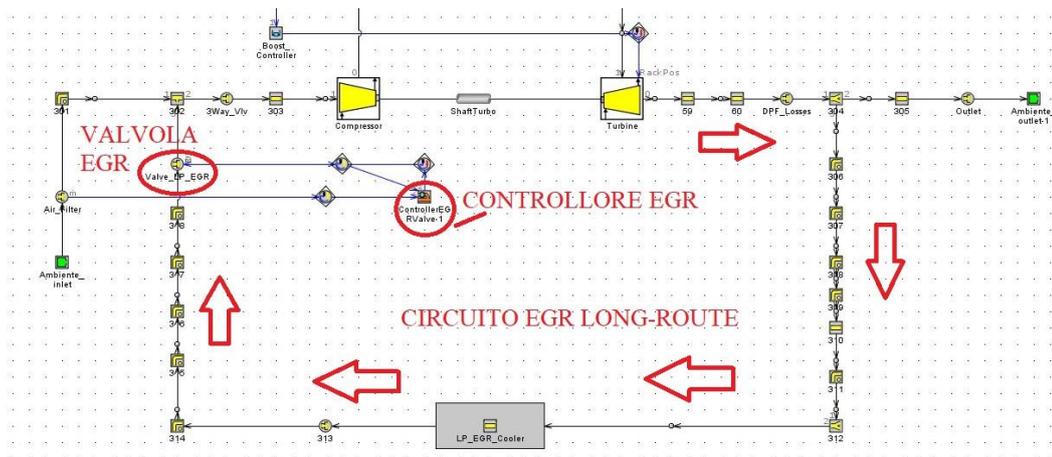


Figura 3.11 - Schema EGR a bassa pressione simulato su GT-Power

### 3.5.2 Controllore della Pressione Media Effettiva PME

Nel modello GT-Power è stato utilizzato il controllore della pressione media effettiva PME (Figura 3.12) che ha lo scopo di raggiungere il target desiderato. Esso corregge la quantità di combustibile iniettata per arrivare al valore voluto di pme (o BMEP = Brake Mean Effective Pressure).

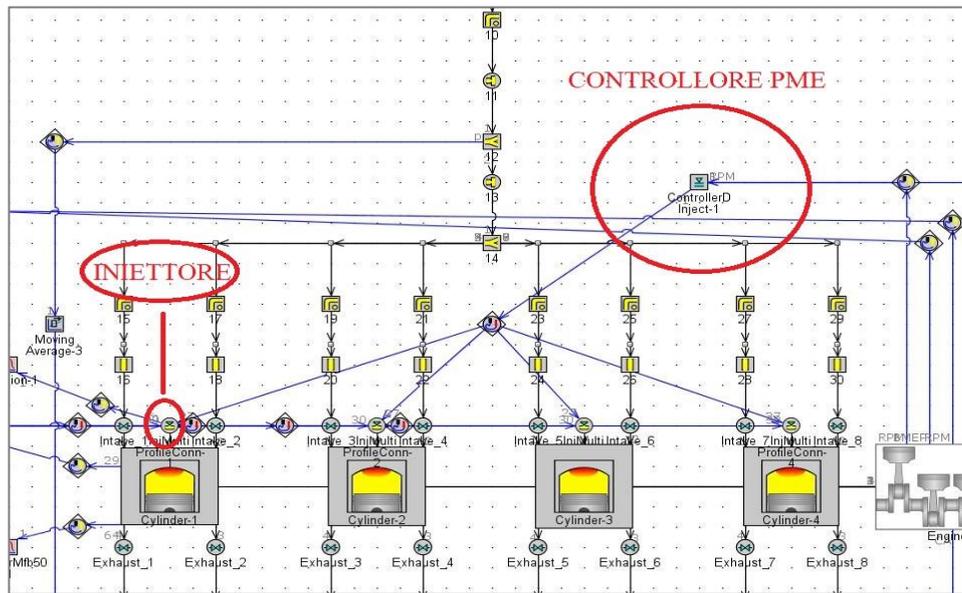


Figura 3.12 - Ingrandimento controllore pme

### 3.5.3 Turbina a Geometria Variabile VGT

Essa fa parte del sistema di sovralimentazione del motore. È una tecnologia molto utilizzata soprattutto nei motori diesel, dove in genere le temperature allo scarico risultano più basse rispetto ai motori a benzina e quindi non creano nessun problema con i materiali utilizzati per la realizzazione delle turbine.

Lo scopo della sovralimentazione è quello di immettere all'interno del cilindro una maggiore quantità di aria rispetto ad un motore ad aspirazione naturale per ottenere una maggiore potenza specifica, ovvero una maggiore potenza a parità di cilindrata. Infatti, è saputo che la quantità di aria che un motore può aspirare è limitata dallo spazio a disposizione, ovvero dalla cilindrata del motore. Un modo per far aspirare più aria al motore è quella di far aspirare aria da un'ambiente in cui la pressione e la densità sono più elevate rispetto alle condizioni standard.

$$\text{Potenza specifica: } \frac{P_u}{iV} = pme \cdot \frac{n}{m}$$

Per aumentare la potenza specifica si può aumentare la velocità di rotazione oppure la  $pme$ , come si osserva dalla precedente equazione. Aumentare la velocità di rotazione non è conveniente poiché porta a maggiori sollecitazioni inerziali (i quali aumentano con il quadrato delle velocità) e dunque si dovrebbero alleggerire le masse in gioco. Invece, aumentare la  $pme$  fa incrementare in modo lineare le forze dei gas e quindi si devono irrobustire maggiormente gli organi del motore per contenerle.

$$pme = \eta_u \cdot \lambda_v \cdot \rho_a \cdot \frac{H_i}{\alpha}$$

Dalla seguente formula si osserva che per aumentare la  $pme$  è possibile aumentare la densità con cui l'aria viene aspirata dal motore.

Il sistema di sovralimentazione usato nel motore in questione è un sistema di “turbo-sovralimentazione”, che prevede un turbocompressore centrifugo azionato da una turbina mossa dai gas di scarico. Risulta conveniente sfruttare l'energia che ancora i gas combusti possiedono quando si apre la valvola di scarico e inizia lo scarico spontaneo. Questo si ottiene facendo espandere questi gas in turbina, utilizzando il lavoro ottenuto dall'albero della turbina per azionare il compressore di sovralimentazione, che in questo modo non viene a gravare sul motore (non essendo collegato direttamente al motore non sottrae potenza ad esso) se non per un aumento della contropressione allo scarico, dovuta alle maggiori cadute di pressione che si hanno nel passaggio della turbina di sovralimentazione. In genere, quindi, si ricorre ad un accoppiamento indiretto di tipo fluidodinamico tra turbocompressore e motore in modo da ottenere un incremento meno sensibile del grado di sovralimentazione del motore con la velocità di rotazione del motore. Nonostante ciò il problema rimane e può essere risolto mediante due soluzioni:

- utilizzando la cosiddetta valvola di *wastegate*, che consente, ad elevate velocità di rotazione del motore, di limitare la portata dei gas di scarico che arriva in turbina, poiché altrimenti il grado di sovralimentazione può superare il limite massimo che può essere tollerato dal motore. Essa, però,

- rappresenta una regolazione dissipativa, poiché si spreca una portata di gas combustibili che potrebbe espandersi in turbina, ma invece giunge allo scarico.
- utilizzare una **Turbina a Geometria Variabile VGT**, la quale consente di poter variare con continuità l'area di passaggio nel distributore della turbina, adattandola alle diverse condizioni del motore. In particolare, quando il motore funziona ai bassi regimi di rotazione, dove la portata da smaltire è modesta e quindi l'energia sfruttabile dai gas di scarico è minore, le palette del distributore tendono a chiudersi (Figura 3.13) così da diminuire la sezione degli ugelli e indirizzare questa piccola portata di gas in modo tale che vada ad impattare alle palettature in ingresso alla girante con una velocità praticamente tangenziale. Così facendo si riesce a sfruttare quel poco di portata che arriva e ad incrementare il più possibile il grado di sovralimentazione. Agli alti regimi di rotazione, invece, il distributore è quasi completamente aperto (Figura 3.13) perché le portate dei gas di scarico sono elevate e dunque si può sfruttare più energia da questi gas. In questo caso, la velocità viene indirizzata in ingresso della girante con una direzione che ha una componente tangenziale molto più contenuta. Si cerca di ridurre il lavoro sviluppato dalla turbina in modo da non far crescere troppo il grado di sovralimentazione del motore. In quest'ultimo caso si genera un surplus di portata e quindi di potenza.

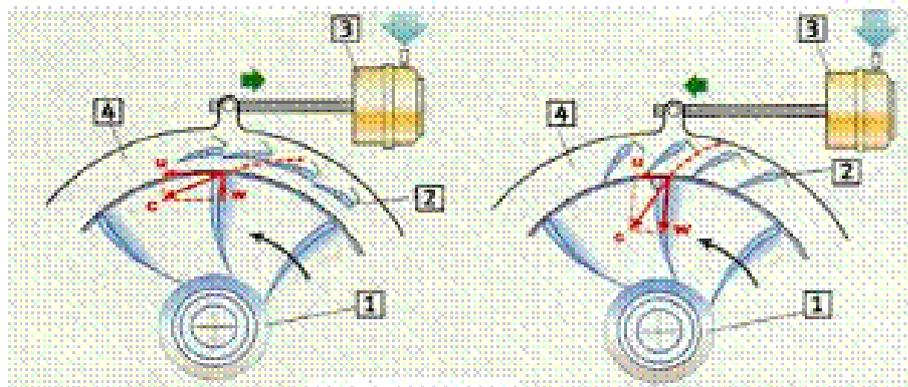


Figura 3.13 - VGT - Distributore quasi completamente chiuso (a sinistra) e distributore completamente aperto (a destra)

Nel modello di motore in esame, è presente un controllore VGT (Figura 3.14) che ha lo scopo di variare l'angolo di calettamento delle pale del distributore della turbina (rack position) in modo da raggiungere il valore desiderato di pressione di sovralimentazione.

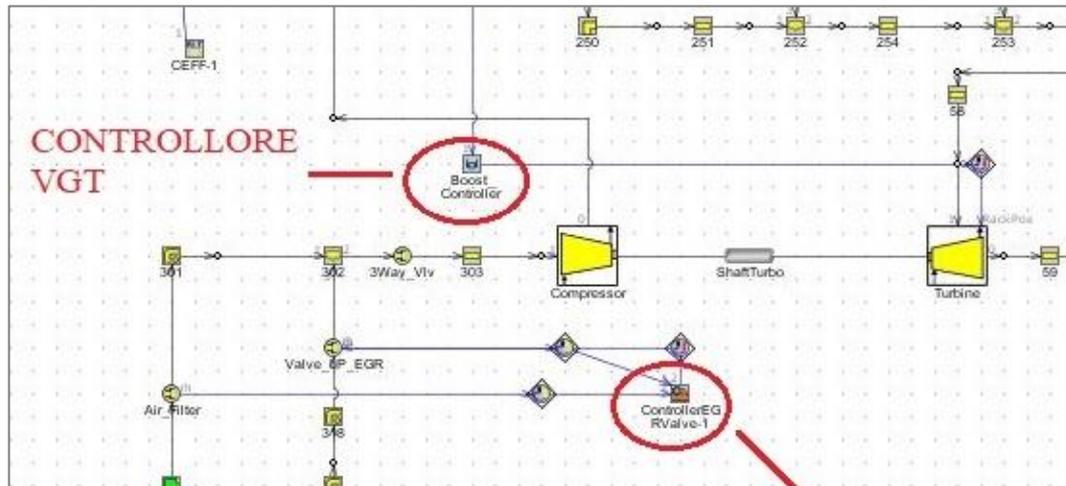


Figura 3.14 - Controllore VGT modellizzato in GT-Power

### 3.5.4 Dispositivo di raffreddamento dell'aria di sovralimentazione

La presenza del compressore comporta, non solo un innalzamento della pressione dell'aria fresca che entra nel motore, ma anche un incremento della sua temperatura. Questo provoca una serie di complicazioni. Infatti, aumentando la temperatura dell'aria compressa ne diminuisce la sua densità e quindi questo incremento di temperatura andrà in parte a vanificare l'effetto di aumento di densità ottenuto grazie all'innalzamento della pressione (beneficio della sovralimentazione). Essendo che la massa d'aria aspirata dal motore è direttamente proporzionale alla pressione di alimentazione  $P_a$  e inversamente proporzionale alla radice della temperatura di alimentazione  $T_a$ :

$$m_a \propto \frac{P_a}{\sqrt{T_a}}$$

Se cresce la temperatura di alimentazione diminuisce la massa d'aria aspirata e quindi i benefici in termini di incremento di pme e di potenza che ci si possano attendere.

Per tale ragione si utilizza sempre uno scambiatore di calore (intercooler o CAC = Charge Air Cooler) interposto tra il compressore e il motore (Figura 3.15). È uno scambiatore aria-aria costituito da un grosso volume dove si trovano una serie di piccoli tubi in cui scorre aria. Generalmente, sul veicolo viene posizionato di fronte al radiatore in modo da essere colpito per primo dall'aria che il veicolo incontra nel suo moto.

La riduzione di temperatura permette di [1]:

- incrementare la densità dell'aria nel collettore di aspirazione e quindi di aumentare la quantità in massa di aria introdotta nel cilindro;
- ridurre i livelli di temperatura raggiunti durante il ciclo, abbassando così i carichi termici sul motore, riducendo le sollecitazioni termodinamiche sui componenti;
- migliorare il rendimento organico poiché si incrementa la potenza senza variare sensibilmente i livelli di pressione e quindi le perdite per attrito meccanico;
- ridurre, solo nel caso di motori SI, il pericolo di detonazione;
- ottenere benefici sulle emissioni inquinanti, in particolare sulle emissioni di  $\text{NO}_x$ , la cui formazione è estremamente sensibile alla temperatura massima (meccanismo termico).

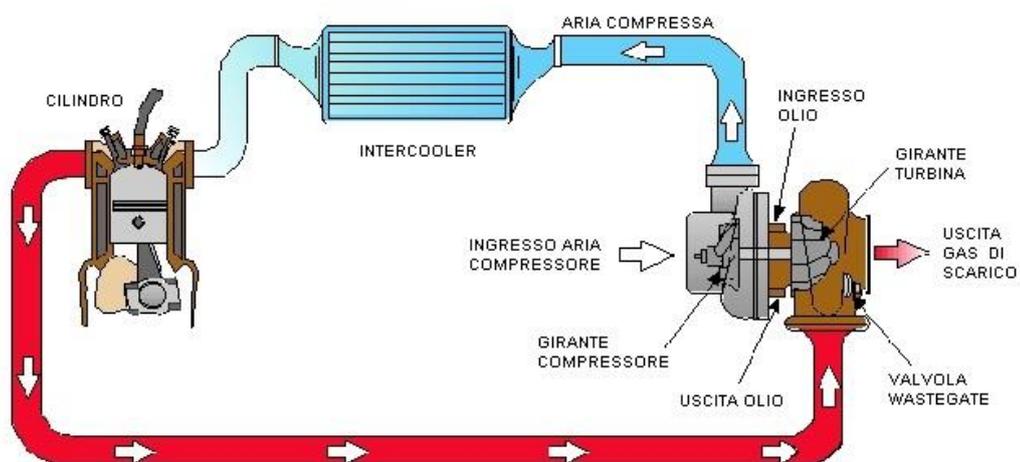


Figura 3.15 - Esempio di motore sovralimentato con intercooler

In GT-Power esso può essere modellizzato come mostrato in Figura 3.16. Si osserva che è costituito da una serie di tubi e connessioni.

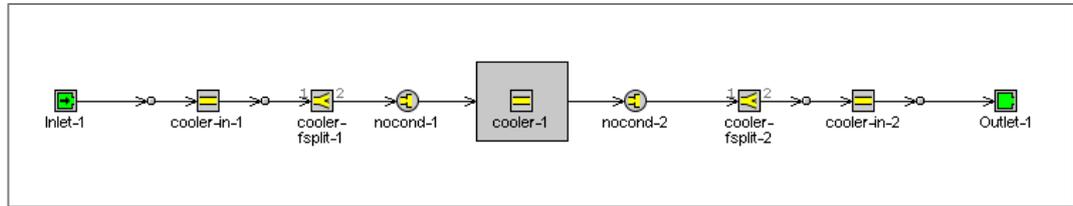


Figura 3.16 - Intercooler modellizzato in GT-Power

La parte fisica principale dell'intercooler sarà costituita da un oggetto a multipli tubi dove è possibile inserire i dati geometrici dei singoli tubi e il numero di tubi stesso. Inoltre, è possibile definire le proprietà termiche, quindi ad esempio imporre la temperatura delle pareti e i coefficienti di trasferimento di calore. Infine, si possono anche definire le cadute di pressione, inserendo opportuni coefficienti di attrito.

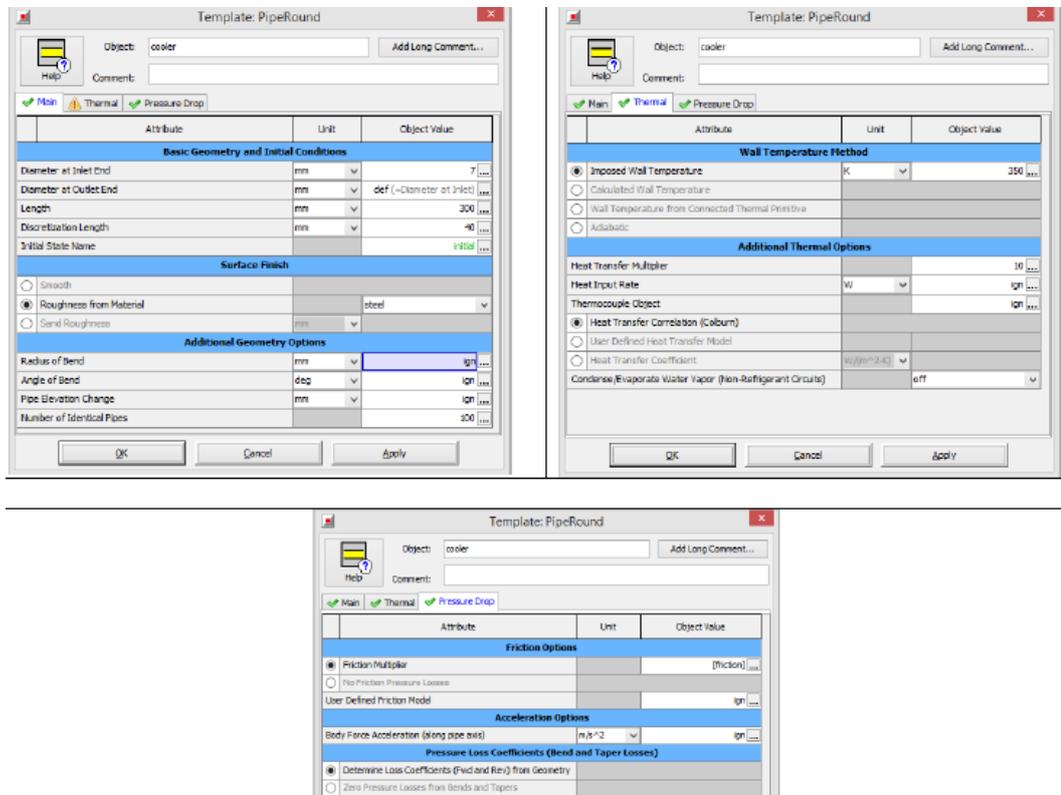


Figura 3.17 - Definizione delle proprietà dell'oggetto intercooler [12]

## 4 Modelli di combustione

### 4.1 Generalità

I modelli di combustione ci permettono di analizzare le prestazioni del motore e di prevedere le relative emissioni di inquinanti. Essi possono essere di due tipologie: termodinamici e fluidodinamici. I primi si basano sulle equazioni di conservazione dell'energia, mentre i secondi si basano sull'analisi del campo di flusso all'interno del motore.

### 4.2 Modelli di combustione in GT-Power

GT-Power offre diversi modelli di combustione in base al tipo di motore utilizzato (SI o DI) e in base al tipo di simulazione che si vuole effettuare.

Si possono distinguere 3 differenti tipi di modelli:

- Modelli di combustione non predittivi
- Modelli di combustione semi-predittivi
- Modelli di combustione predittivi

Prima di spiegare le differenze tra questi modelli è necessario fornire alcune definizioni [7]:

- *Combustion*: rappresenta il trasferimento di una certa quantità di combustibile dalla zona incombusta alla zona in cui la miscela è già bruciata; il rilascio di energia chimica e il calcolo delle concentrazioni delle specie che si formano.
- *Burn Rate*: rappresenta la velocità con cui combustibile e aria (reagenti) si trasformano in prodotti della combustione. In GT-Power raffigura la velocità con cui le particelle di aria-combustibile vengono aggiunte alle equazioni di equilibrio. Esso è un input che può essere imposto o previsto, a seconda del tipo di modello usato.
- *Heat release Rate*: è la velocità con cui le molecole di combustibile rilasciano energia termica. Differisce dal Burn Rate a causa della parziale combustione, poiché le particelle di aria-combustibile non bruciano istantaneamente e, quindi, parte di questa energia posseduta dal combustibile viene rilasciata in seguito. Questo è il motivo per cui l'heat release rate è in ritardo rispetto al burn

rate, come è possibile notare in Figura 4.1. Non viene usato da GT-Power come input della simulazione, bensì come risultato.

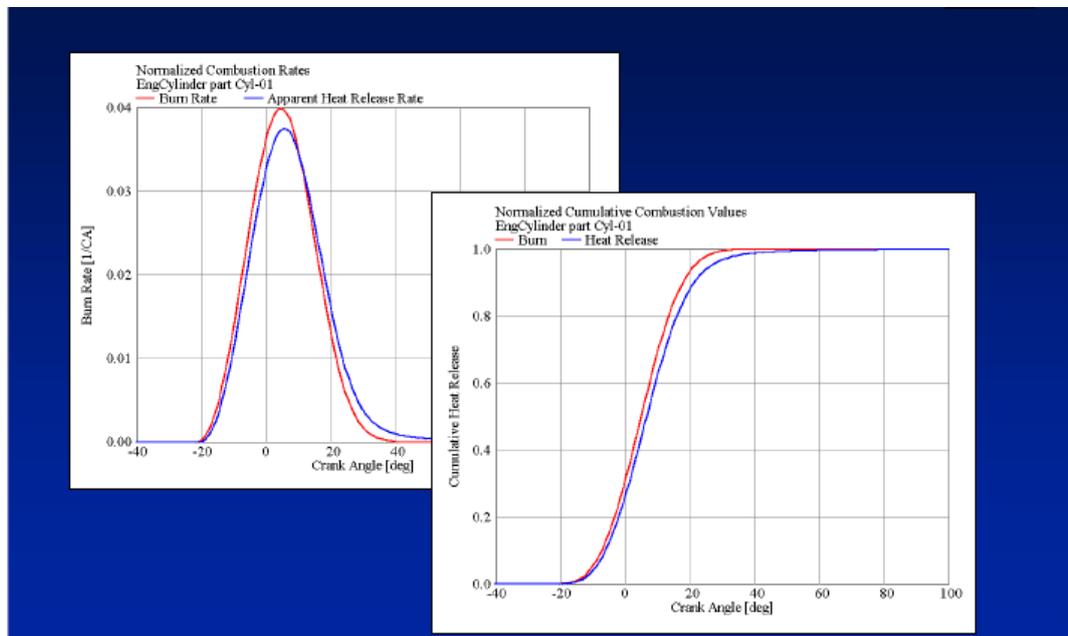


Figura 4.1- Heat Release Rate è ritardata rispetto al Burn Rate [6]

- *Apparent Heat Release Rate*: rappresenta la velocità istantanea di energia termica rilasciata. Viene chiamata “Apparent” perché viene calcolata dalla pressione del cilindro.
- *Forward Run Combustion Calculation*: rappresenta il tipico modo di operare nelle simulazioni di GT-Power, dove il Burn Rate è un input della simulazione (imposto o previsto) e il risultato calcolato è la pressione nel cilindro. Le particelle di aria-combustibile sono trasferite dalla zona incombusta (*unburned zone*) alla zona in cui la miscela è già bruciata (*burned zone*), così come viene specificato dal Burn Rate (input), e la pressione nel cilindro (output) rappresenta l’energia rilasciata dalla combustione.
- *Reverse Run Combustion Calculation*: in questo tipo di calcolo la pressione nel cilindro è l’input della simulazione e l’apparent burn rate è l’output. Con questo calcolo si dovrebbe ottenere la stessa pressione del Forward Run. Infatti, in GT-Power il calcolo inverso (“reverse run”) viene effettuato

utilizzando gli stessi metodi di calcolo usati nel calcolo diretto (“forward run”). In ogni istante di tempo, la quantità di combustibile trasferita dalla “unburned zone” alla “burned zone” è iterata fino a quando la pressione misurata nel cilindro non viene eguagliata.

Il “reale” Burn Rate dipende da una lunga serie di variabili (per esempio: tempi di iniezione, EGR, flusso all’interno del cilindro, ecc.). Di conseguenza, nella maggior parte dei casi un modello fisico predittivo sarebbe l’ideale, ma è un modello più difficile da costruire e da calibrare e ha un tempo di computazione maggiore rispetto ai modelli non predittivi. Per questo ragioni si usa quando le variabili da analizzare hanno un diretto e significativo effetto sul burn rate. Per esempio, quando si vogliono studiare l’influenza dei profili e dei tempi di iniezione, del tasso di EGR o del moto di swirl. Di contro, quando le variabili da studiare non hanno un dominante effetto sul burn rate si preferisce usare un modello non predittivo che è più semplice e più veloce per quanto riguarda le simulazioni. Nelle applicazioni acustiche, o applicazioni che riguardano la geometria del condotto di aspirazione o i concetti di sovralimentazione si può usare un modello non predittivo.

#### **4.2.1 Modelli non predittivi**

Sono dei modelli di combustione molto semplici che impongono inizialmente il burn rate come funzione dell’angolo di manovella. La simulazione prende, quindi, come input il burn rate previsto e assume che c’è sempre una certa quantità di combustibile disponibile nel cilindro per supportare il burn rate, indipendentemente dalle condizioni all’interno del cilindro. Per tale ragione, il burn rate non è influenzato da fattori come la frazione residua o il tempo di iniezione. Il combustibile e l’aria bruceranno semplicemente alla velocità prevista. Questo modello si usa per studiare delle variabili che non influenzano (o influenzano poco) il burn rate. Il maggior beneficio di questo modello è il tempo di simulazione molto rapido [7].

#### **4.2.2 Modelli semi-predittivi**

Questi modelli, in alcuni casi, possono essere dei validi sostituti ai modelli predittivi. Essi sono significativamente sensibili alle variabili che hanno un diretto effetto sul burn rate e forniscono rapide risposte ai cambiamenti di questi variabili.

Inoltre usano le strategie dei modelli non predittivi imponendo il burn rate ed hanno un tempo di simulazione più rapido rispetto ai modelli predittivi [7].

#### **4.2.3 Modelli predittivi**

Questi tipi di modelli sono praticamente adatti per tutte le simulazioni, ma risulta essere più complicato e porta ad un tempo di simulazione lungo, per codesto motivo spesso non vengono preferiti. In questo tipo di modello, il burn rate viene calcolato ad ogni ciclo in base alle condizioni presenti nel cilindro. Esso cambia in accordo ad ogni cambiamento dei parametri che lo influenzano. Questo modello fornisce dati più accurati in quanto il burn rate è calcolato in base ai dati di input (pressione, temperatura, rapporto di equivalenza, ecc.) misurati sull banco di prova. Lo svantaggio risiede nei tempi di simulazione più elevati a causa dell'aggiunta di calcoli più complessi e anche perché il modello predittivo richiede un'opportuna calibrazione con le misure sperimentali per fornire risultati accurati (procedura che necessita di parecchio tempo) [7].

#### **4.3 Modello di combustione predittivo DI-Pulse**

Il modello DI-Pulse (Direct-Injection Diesel Multi-Pulse) è uno dei più recenti modelli di combustione, sviluppato da Gamma Technologies, per prevedere la velocità di combustione e le emissioni di inquinanti per motori Diesel ad iniezione diretta con iniezioni a singolo o a molteplici impulsi. Esso risulta essere più vantaggioso rispetto all'altro modello di combustione predittivo usato per i motori diesel, chiamato modello DI-Jet. Infatti, possiede, rispetto a quest'ultimo, un tempo di simulazione più rapido e fornisce dei risultati ugualmente, o addirittura, più accurati.

I moderni motori diesel sono parecchio complessi perché molti parametri di input (quali l'anticipo di iniezione, l'EGR, il numero di impulsi, ecc.) influenzano le prestazioni e le emissioni del motore. I modelli fenomenologici, come il modello DI-Pulse, se opportunamente calibrati, sono in grado di fornire una buona capacità predittiva per i parametri relativi alla combustione e alle emissioni e allo stesso tempo hanno il privilegio di mantenere ragionevoli i tempi di calcolo. Inoltre è un modello multi-zona, in cui i "pacchetti" di combustibile iniettato vengono suddivisi in più zone, ciascuna delle quali viene trattato come se fosse un sistema

termodinamico aperto. L'evoluzione di ogni singolo pacchetto viene seguito separatamente e le previsioni vengono fatte in base alla traiettoria che segue dopo essere stato iniettato, alla sua evaporazione, al suo miscelamento con i gas circostanti e al momento in cui esso brucia. Le equazioni della combustione vengono risolte in modo separato per ogni zona e dipendono dalla temperatura, dalla pressione e dal rapporto di equivalenza di ciascuna zona. In questo modo si riescono ad ottenere delle previsioni migliori. È bene sottolineare che risultati molto accurati possono essere raggiunti soltanto se i profili di iniezione (input del modello) sono molto precisi.

Il DI-Pulse è un modello di combustione a tre zone, ottenuto dividendo il volume del cilindro in tre zone termodinamiche distinte, ognuna con la propria temperatura e concentrazione. La prima zona, chiamata “Main Unburned Zone” (MUZ), contiene le masse intrappolate alla chiusura della valvola di aspirazione (IVC). La seconda zona, chiamata “Spray Unburned Zone” (SUZ) è costituita da una miscela di combustibile e gas che sono stati trascinati durante l'evento di iniezione e la terza zona, chiamata “Spray Burned Zone” (SBZ) è costituita dai prodotti di combustione [7].

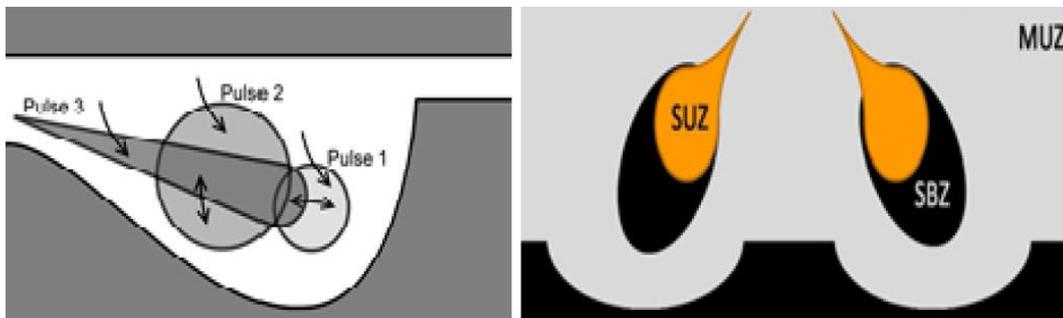


Figura 4.2 - Modello di combustione DI-Pulse

Per la calibrazione di questo modello di combustione si utilizzano quattro parametri moltiplicativi:

- Entrainment Rate Multiplier:  $C_{ent}$
- Ignition Delay Multiplier:  $C_{ign}$
- Premixed Combustion Rate Multiplier:  $C_{pre}$

- Diffusion Combustion Rate Multiplier:  $C_{dif}$

Questi parametri controllano ogni fase del processo di combustione, a partire dalla penetrazione del getto fino alla fase di combustione diffusiva, ovvero dall'inizio della combustione fino a quando brucia il 90% del combustibile iniettato.

GT-Power utilizza diversi modelli per le diverse fasi di combustione:

- Iniezione di combustibile

Ogni evento di iniezione viene considerato come un impulso di iniezione. Ogni impulso viene trattato in modo separato dagli altri e non c'è distinzione tra impulsi pilota, main o post. Il modello DI-Pulse supporta un numero qualsiasi di impulsi senza, quindi, limitazioni. Il combustibile iniettato si aggiunge alla zona non bruciata dello spray, pertanto è richiesto un elevato grado di precisione per il modello dell'iniettore.

- Modello di trascinamento

Quando il combustibile viene iniettato all'interno del cilindro si mescola con aria fresca, gas combusti e combustibile di altri impulsi attraverso il fenomeno del trascinamento. Per modellizzare il fenomeno del trascinamento si applica la conservazione della quantità di moto che può essere modificata tenendo conto del coefficiente moltiplicativo  $C_{ent}$ , come mostrato nella seguente equazione:

$$\frac{dm}{dt} = -C_{ent} \frac{m_{inj} u_{inj}}{u^2} \frac{du}{dt}$$

dove:  $u$  rappresenta la velocità finale di trascinamento;  $t$  è il tempo;  $m_{inj}$  rappresenta la massa di combustibile iniettata;  $u_{inj}$  rappresenta la velocità di iniezione alla punta dell'ugello.

- Evaporazione

La modellazione dell'evaporazione delle goccioline di combustibile nella miscela trascinata avviene con trasferimento di calore e di massa che rappresenta adeguatamente l'evaporazione sia a diffusione limitata che ad ebollizione limitata.

➤ Ritardo di iniezione

Per ciascun impulso la miscela subisce un ritardo di accensione che viene modellizzata tramite l'espressione di Arrhenius che può essere modificata attraverso il moltiplicare  $C_{ign}$ . Il ritardo di accensione viene modellizzato separatamente per ogni impulso in base alle condizioni all'interno dell'impulso stesso tramite l'equazione:

$$\tau_{ign} = -C_{ign} \rho^{-2} \exp\left(\frac{300}{T}\right) [O_2]^{-0.5}$$

dove:  $T$  e  $\rho$  sono rispettivamente la temperatura e la densità dell'impulso;  $[O_2]$  è la concentrazione di ossigeno.

➤ Combustione premiscelata

Essa prende luogo quando si raggiungono le condizioni di accensione all'interno del cilindro. La miscela di aria-combustibile, sviluppata dopo il ritardo di accensione, viene coinvolta nella fase di combustione premiscelata. La velocità di questa fase di combustione è limitata cinematicamente e il coefficiente moltiplicativo  $C_{pre}$  viene utilizzato per calibrare il modello.

$$\frac{dm_{pre}}{dt} = C_{pre} m_{pre} k (t - t_{ign})^2 f([O_2])$$

dove:  $k$  è l'energia cinetica turbolenta;  $t_{ign}$  è il tempo di accensione e  $m_{pre}$  è la massa premiscelata

➤ Combustione diffusiva

Dopo la fase di combustione premiscelata, il combustibile che non è ancora bruciato e i gas trascinati nell'impulso continuano a bruciare attraverso una fase a diffusione. La velocità con cui la miscela brucia in questa fase dipende principalmente dal livello di EGR, dalla concentrazione di ossigeno  $[O_2]$ , dal volume del cilindro  $V_{cyl}$  e dalla massa della miscela  $m$ . Il moltiplicatore  $C_{dif}$  può essere usato per calibrare il modello:

$$\frac{dm}{dt} = C_{dif} m \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_{cyl}}} f(EGR, [O_2])$$

#### 4.4 Analisi del Burn Rate

Sperimentalmente è difficile calcolare il burn rate e proprio per questa ragione viene calcolato attraverso GT-Power, fornendo soltanto le misure della pressione all'interno del cilindro, ottenute in laboratorio. Per calcolare il burn rate, GT-Power utilizza un modello termodinamico a due zone: la zona degli unburned e quella dei burned gas.

In GT-Power, la combustione si verifica in questo modo [7]:

1. Inizialmente all'interno del cilindro è presente soltanto la zona degli unburned gas, inclusi i gas residui del ciclo precedente e l'EGR.
2. Successivamente, ad ogni istante di tempo, parte della miscela di aria e combustibile viene trasferita dalla zona unburned a quella burned. La velocità con cui viene trasferita questa miscela prende il nome di burn rate, che viene calcolato o imposto da un modello di combustione.
3. Man mano che questa miscela passa ad ogni istante temporale alla zona burned, viene eseguito un calcolo di equilibrio chimico per l'intera zona burned. In questo calcolo si considerano tutti gli atomi delle specie presenti nella zona bruciata fino a quel momento (C, H, O, N, S, Ar) e si ricavano le concentrazioni di equilibrio dei prodotti delle specie di combustione (N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>, N, O, H, NO, OH, SO<sub>2</sub>, Ar). Le concentrazioni di equilibrio delle varie specie dipendono fortemente dalla temperatura che c'è nella zona burned, ma anche dalla pressione di suddetta zona.
4. In seguito, si procede con il calcolo di energia interna di ciascuna specie. L'energia dell'intera zona burned si ottiene sommando tutte le specie. Applicando il principio di conservazione dell'energia si ottengono le nuove temperature delle zone burned e unburned e la pressione di equilibrio.

#### **4.4.1 Three Pressure Analysis – TPA**

Come specificato dal nome di questo metodo, sono necessarie 3 pressioni per applicarlo: la pressione di aspirazione, la pressione all'interno del cilindro e la pressione di scarico. Inoltre è necessario un modello di motore che presenta valvole e connessioni. Questo metodo effettua il calcolo di reverse run, in cui la quantità di combustibile che passa dalla zona burned a quella unburned viene iterata in ogni istante temporale fino a quando la pressione simulata non corrisponde alla pressione misurata all'interno del cilindro, presa come input. Uno dei vantaggi di questo approccio è che non richiede come input il cosiddetto “trapping ratio” e la frazione residua dei gas dei cicli precedenti. Queste quantità vengono previste dal modello. Questo è molto utile quando queste quantità non sono conosciute o sono difficili da calcolare, come nel caso di funzionamento a carico parziale. Lo svantaggio è che richiede un modello un po' più dettagliato, necessita di più dati sperimentali e di conseguenza i tempi di calcolo aumentano in quanto la simulazione viene eseguita su più cicli fino a quando il modello non giunge a convergenza. Si possono distinguere due tipi di analisi: “TPA steady” e “TPA multicycle”. Essi analizzano entrambi le condizioni operative stazionarie, però la prima si riferisce ad un singolo ciclo o ad un ciclo medio e quindi fornisce un singolo burn rate per ogni condizione operativa (caso per caso); la seconda, invece, analizza tutti i cicli per comprendere le variazioni cicliche che si verificano.

#### **4.4.2 Cylinder Pressure Only Analysis – CPOA**

In questa analisi, per stimare il burn rate, è necessario fornire soltanto la pressione misurata all'interno del cilindro, o di un singolo ciclo o di un ciclo medio, e alcuni risultati medi del ciclo di base. È un modello molto semplice costituito soltanto dal motore, dal cilindro e da un iniettore, come rappresentato in Figura 4.3. Il modello eseguirà due cicli, ma essenzialmente ripete il primo ciclo due volte con lo scopo di arrivare alla convergenza dei risultati. Per tale ragione, valvole, porte e connessioni non sono necessarie. Gli input richiesti per la simulazione sono quindi la geometria del motore, le temperature delle pareti del cilindro, un modello di trasferimento di calore e le condizioni iniziali. Questi input vengono inseriti nel modello “EngCylinder” in GT-Power. Le condizioni iniziali richieste sono le condizioni di aria intrappolata durante la chiusura della valvola di aspirazione IVC

(Intake Valve Close), quindi il “trapping ratio” e la frazione di gas residua. Queste quantità sono difficili da stimare o da calcolare durante i test eseguiti sul motore e questo rappresenta il principale svantaggio di questo metodo. Di contro, il vantaggio è legato alla rapidità di approccio e al fatto che richiede soltanto la traccia di pressione istantanea all’interno del cilindro per calcolare il burn rate.

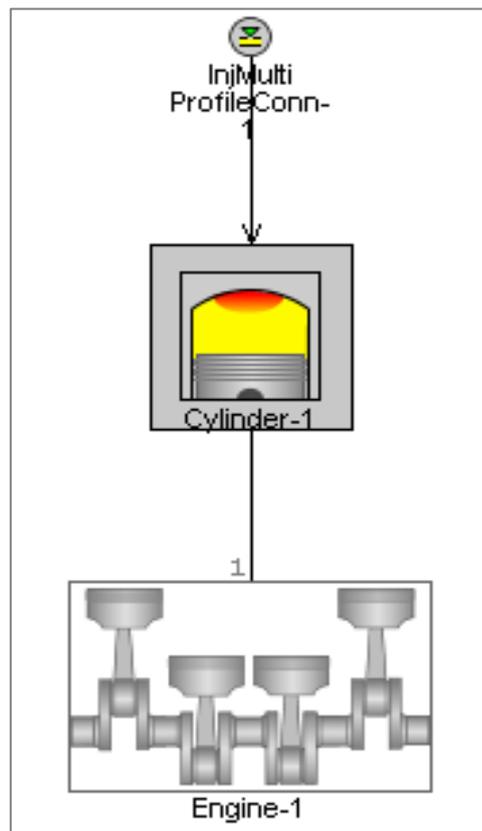


Figura 4.3 - Modello CPOA

## 5 Metodologia

Questo capitolo presenta i passi che sono stati seguiti per effettuare la validazione del modello del motore in esame. Inizialmente, si è partiti da un modello preliminare fornito dall'azienda FPT Industrial (Fiat Powertrain Technology), a cui sono state apportate delle modifiche, come l'introduzione dei controllori di EGR, di PME e di VGT. Inoltre, nel modello originale di GT-Power erano stati implementati soltanto un limitato set di punti operativi del motore, e in questo lavoro di tesi si sono implementati la totalità dei punti della mappa motore. Il modello GT-Power fornito non era in grado di prevedere il processo di combustione, in quanto utilizzava un modello non predittivo di combustione che risulta essere poco accurato quando si studiano fenomeni che influenzano il burn rate. In questo modello originale i principali parametri di iniezione (SOI, pressione del rail) e i parametri di target (come la PME, la pressione di sovralimentazione e l'EGR) non erano implementati come mappe, ovvero in funzione della velocità del motore e della pressione media effettiva. Un altro motivo per cui non è conveniente usare il modello non predittivo è il fatto che, con esso, non è possibile analizzare le condizioni in transitorio, dove i parametri di iniezione e di target cambiano nel tempo. Dunque è stato necessario rendere il modello predittivo. Per prima cosa sono state generate le mappe dei parametri di iniezione e dei parametri target, attraverso l'uso di funzioni interpolanti tramite il software Matlab. Dopo di che è stato utilizzato il modello di combustione predittivo DI-Pulse, che come già discusso precedentemente, è un modello che utilizza come input i profili di iniezione di ogni impulso (iniezione pilota, iniezione pre e iniezione principale) e permette di ottenere il rilascio di calore per ognuno di questi impulsi. Siffatto modello, dunque, necessita di essere calibrato, ovvero trovando il corretto valore dei 4 parametri di combustione, già trattati nei capitoli antecedenti al medesimo. Infine, grazie all'uso del modello predittivo DI-Pulse, è stato possibile effettuare la calibrazione degli ossidi di azoto  $\text{NO}_x$ , in modo da valutare effettivamente la capacità di questo modello simulato di motore di prevedere le emissioni inquinanti.

## 5.1 Boot Injection

La strategia di iniezione utilizzata è quella della boot injection che, come spiegato precedentemente, può portare, ad alti carichi e a basse velocità, ad una riduzione anche del 50% degli  $\text{NO}_x$  e ad un incremento del 1% di consumo del combustibile.

Tuttavia, GT-Power non riesce a simulare una boot injection, in quanto esso “legge” soltanto i valori del SOI idraulico e non quelli del SOI elettrico e quindi considera che l’iniettore non rimane aperto (come accade nella realtà) ma si chiude e si riapre. Esso permette di simulare delle iniezioni separate oppure un’unica iniezione. Si è scelto di implementare su GT-Power un’unica iniezione, ovvero una fusione tra l’iniezione pre e l’iniezione main, perché essa è più vicina all’iniezione boot (cioè a quella che avviene nella realtà) rispetto al realizzare due iniezioni separate, come si dimostrerà nel capitolo successivo.

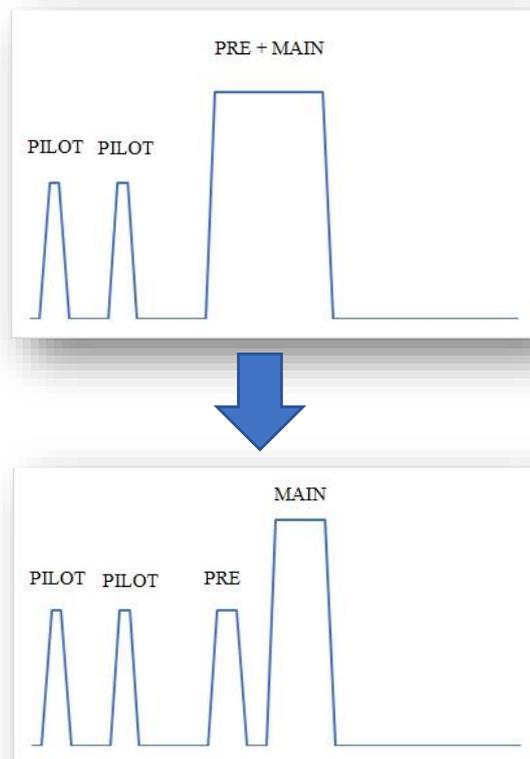


Figura 5.1 - Due modi per simulare la boot injection

In pratica, utilizzando un'unica iniezione la combustione è meno ritardata e questo comporta dei vantaggi, come ad esempio una maggiore efficienza del motore.

## 5.2 Modello non predittivo

Il primo passo è stato quello di considerare un modello non predittivo in cui sono stati implementati la totalità dei punti motori, a differenza del modello originale fornito dall'azienda che invece si riferiva soltanto ad un insieme di punti motore limitato (44 punti).

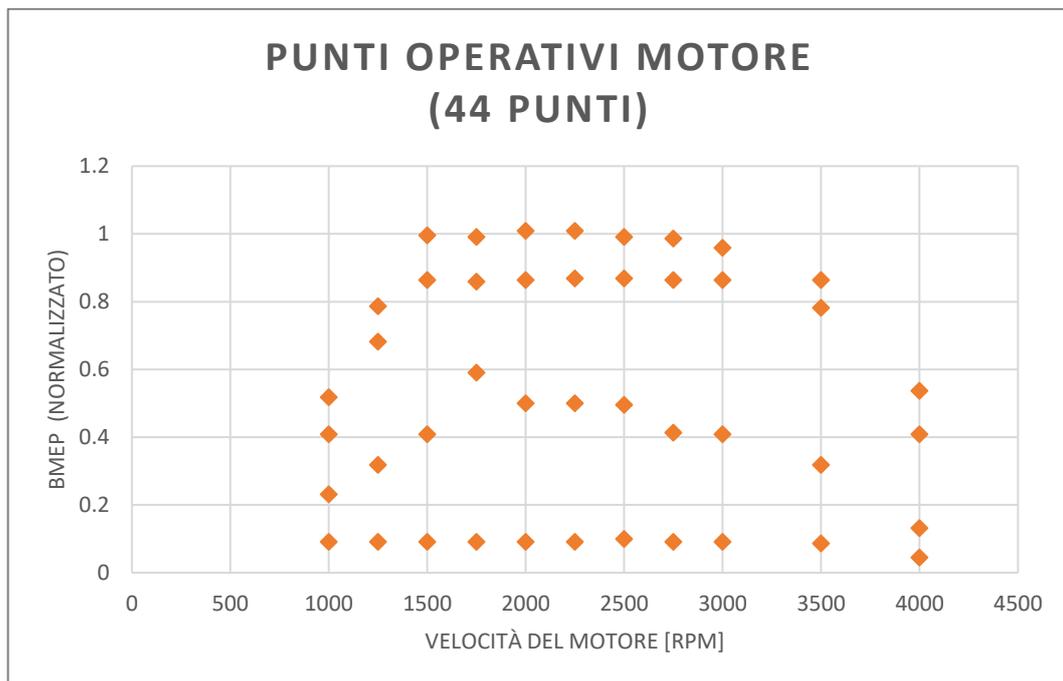


Figura 5.2 - Punti operativi del motore iniziali

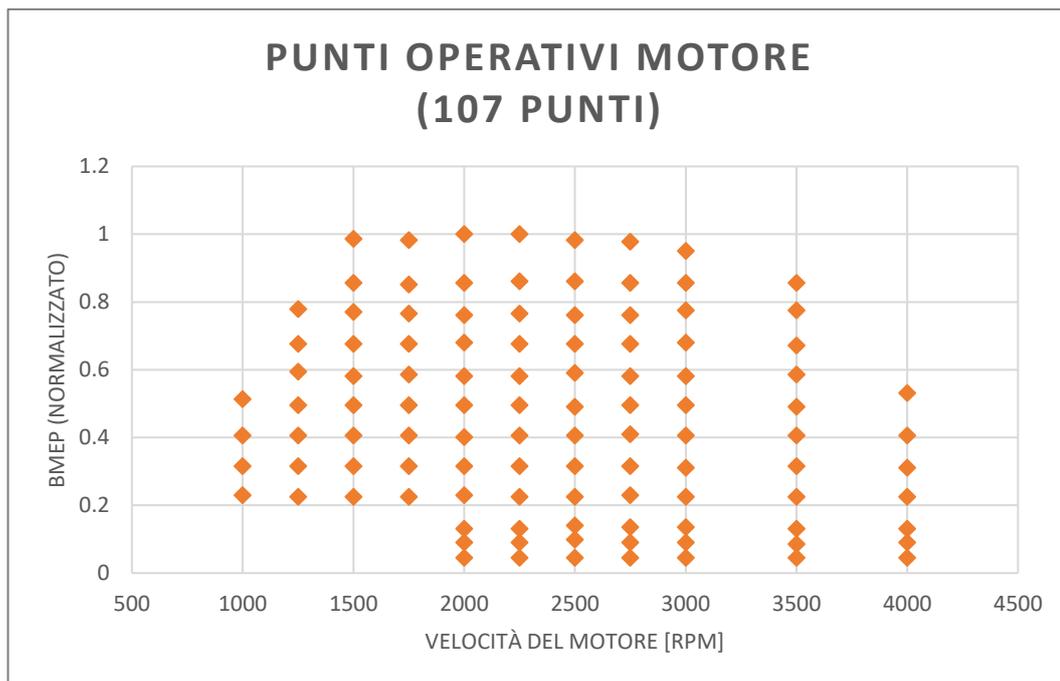


Figura 5.3 - Punti operativi del motore totali

Ci sono vari tipi di modelli non predittivi di combustione che è possibile implementare su GT-Power, ma il modello che si è scelto è il cosiddetto “Combustion Profile”, il quale permette di imporre il profilo di burn rate direttamente come funzione dell’angolo di manovella. Suddetto modello può essere usato con qualsiasi tipo di carburante o di iniezione, quindi è molto versatile e possiede una velocità di esecuzione elevata. Inoltre, risulta essere molto utile, nei casi, come quello in oggetto, in cui si possiede la misura sperimentale, effettuata in laboratorio, della pressione all’interno del cilindro. Infatti, questo modello prende come input proprio questa misura sperimentale per risalire al calcolo del burn rate. Codesto calcolo, eseguito da GT-Power, prende il nome di “reverse run”.

Come spiegato nel capitolo precedente, per calcolare il burn rate da imporre nel modello non predittivo, GT-Power usa due metodi: il metodo CPOA e quello TPA. I dati a disposizione ci hanno permesso di utilizzare il modello CPOA. Quindi i dati sperimentali di pressione all’interno del cilindro sono stati usati come input. L’output ottenuto è stato il burn rate, come visibile nella successiva Figura.

INPUT: Cylinder pressure

OUTPUT: Burn rate

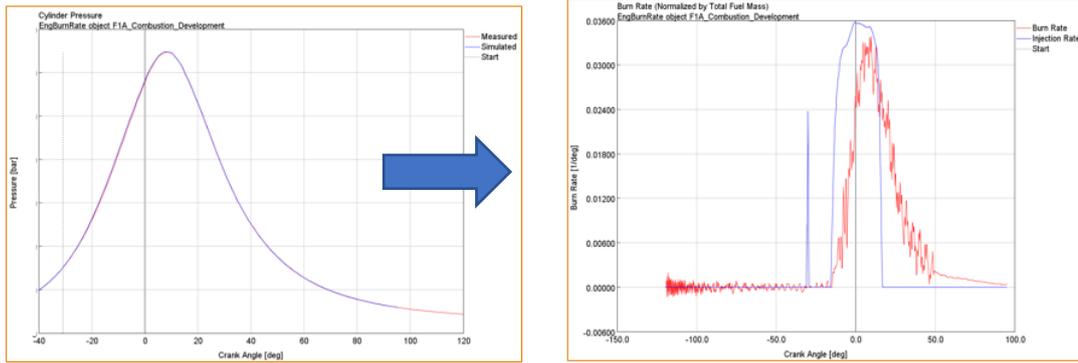


Figura 5.4 - Input e output del modello CPOA

Il modello CPOA genera automaticamente il burn rate per ogni caso, che verrà imposto nel modello non predittivo “Combustion Profile” come parametro nell’opzione relativa alla combustione (Figura 5.5).

Parameter	Unit	Description	Case 1
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	4000x215.6
BMEP	bar		12 ...
engine_speed	RPM	Engine Speed	4000 ...
Case			1
Index			40
Torque_Target	N-m		215.6 ...
TV_CAC	C	Imposed Wall Temperature	54.2 ...
Boost		Target for the Input Signal	2.262 ...
LOAD			100
SOC	deg	Start of Combustion	-55.0639
SOI	deg	Injection Timing	-55.2639
Pressure	bar	Cylinder Pressure	<PCYL1_INDICOM_R1.xlsx #Pressure Trace 121 cases #2#2#7201> ...
CA	deg	Crank Angle	<PCYL1_INDICOM_R1.xlsx #Pressure Trace 121 cases #1#1#2#7201> ...
EGR	%	Target EGR Fraction (EGR/(Air+EGR))	0 ...
TV_EGR_Cooler	C	Imposed Wall Temperature	74.7 ...
Combustion		Combustion Object	F1A_Euro6b_4000x12_1...

Figura 5.5 - Creazione del modello non predittivo

Prima, però, di imporre il burn rate nel modello non predittivo è necessario effettuare il “**consistency check**”. Quest’ultimo è un controllo che GT-Power effettua per verificare la veridicità dei dati di input. In particolare, calcola degli errori che devono rientrare all’interno di un certo range. Uno degli errori più importanti del consistency check è il Lower Heat Value (LHV) multiplier.

Quando si effettua il calcolo del burn rate, a partire dalla pressione del cilindro, si generano sempre degli errori. Errori dovuti, appunto, alle misure effettuate per determinare la pressione nel cilindro e ad altre quantità che vengono usate come input nel calcolo del burn rate. Inoltre, ci possono essere delle inaccurately o delle ipotesi o delle assunzioni del modello usato per il calcolo del burn rate (come il trasferimento del calore nel cilindro). Tutte queste potenziali fonti di errore si aggiungono ad un singolo “errore cumulativo” che non sarà mai uguale a zero. Il risultato di questo errore è che tutta la quantità di combustibile disponibile non corrisponderà esattamente alla quantità di combustibile che è prevista bruciare. Per gestire questo errore, GT-Power regola il contenuto di energia del combustibile (LHV) in modo da far avvicinare il più possibile l’efficienza di combustione o la frazione di combustibile bruciata alle misure ottenute sperimentalmente. La quantità di questa regolazione di energia del combustibile è un’indicazione, quindi, dell’errore cumulativo nel calcolo del burn rate, che GT-Power fornisce nei risultati come moltiplicatore di energia di combustibile LVH. [7]

I risultati del consistency check sono visibili in Tabella 3. L’unico errore che viene fornito da questo controllo riguarda l’LHV multiplier per un numero di casi pari a 21. La causa, probabilmente, è legata al profilo di boot injection simulato che differisce da quello reale. Pertanto questi punti operativi non sono stati considerati nelle successive analisi. La nuova mappa motore è visibile in Figura 5.6. Così facendo, il modello ha passato tutti i consistency check ed è stato possibile inserire il burn rate (ottenuto con l’analisi CPOA) come input del modello non predittivo completo per validarlo.

Tabella 3 - Consistency check

<b>CONSISTENCY CHECK</b>	
<b>Tipo di errore</b>	<b>Numero di casi</b>
<b>LHV multiplier</b>	21

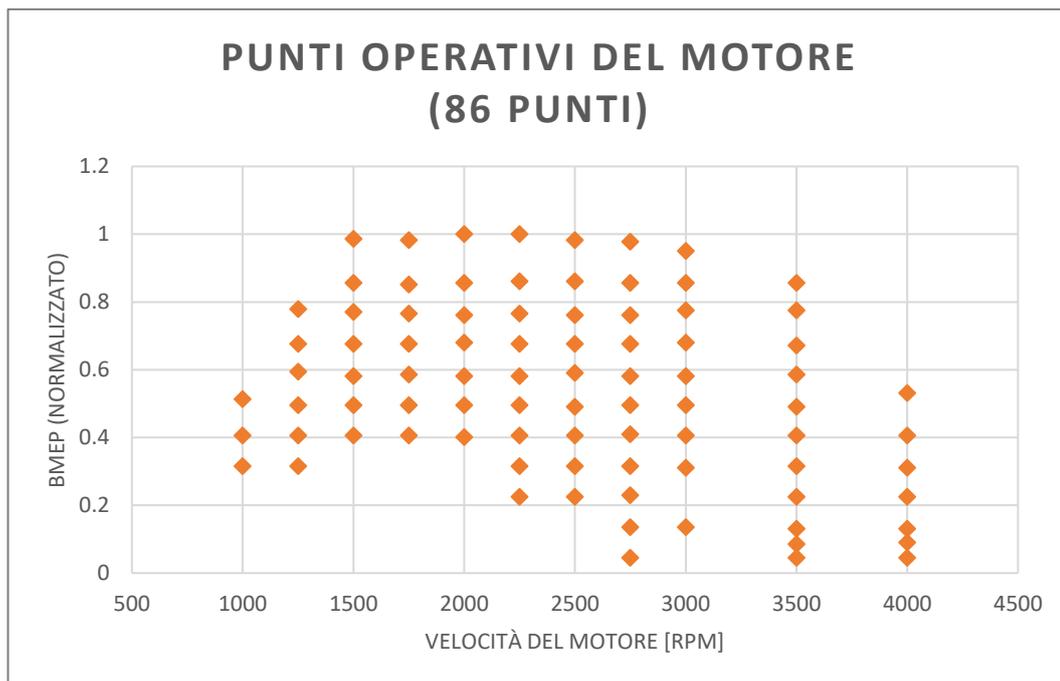


Figura 5.6 - Punti operativi dopo il consistency check

Inoltre, si sono implementati anche le emissioni degli ossidi di azoto, utilizzando un coefficiente moltiplicativo per essi pari a 0.5.

Avviando la simulazione si ottengono i risultati. A questo punto si confrontano i risultati simulati dal software, utilizzando il modello non predittivo, con quelli ottenuti sperimentalmente. Questi risultati sono visibili nel successivo capitolo.

### 5.3 Calibrazione DI-Pulse

Dopo avere validato il modello non predittivo, il passo successivo è stato quello di effettuare la calibrazione del modello predittivo DI-Pulse. La calibrazione è stata eseguita su un set limitato di punti (31 punti), visibile nella mappa di Figura 5.7.

Per effettuare la calibrazione si è utilizzato il modello CPOA a singolo cilindro (Figura 4.3), come per il modello non predittivo, in cui però come oggetto della combustione è stato specificato "DI-Pulse" (Figura 5.8).

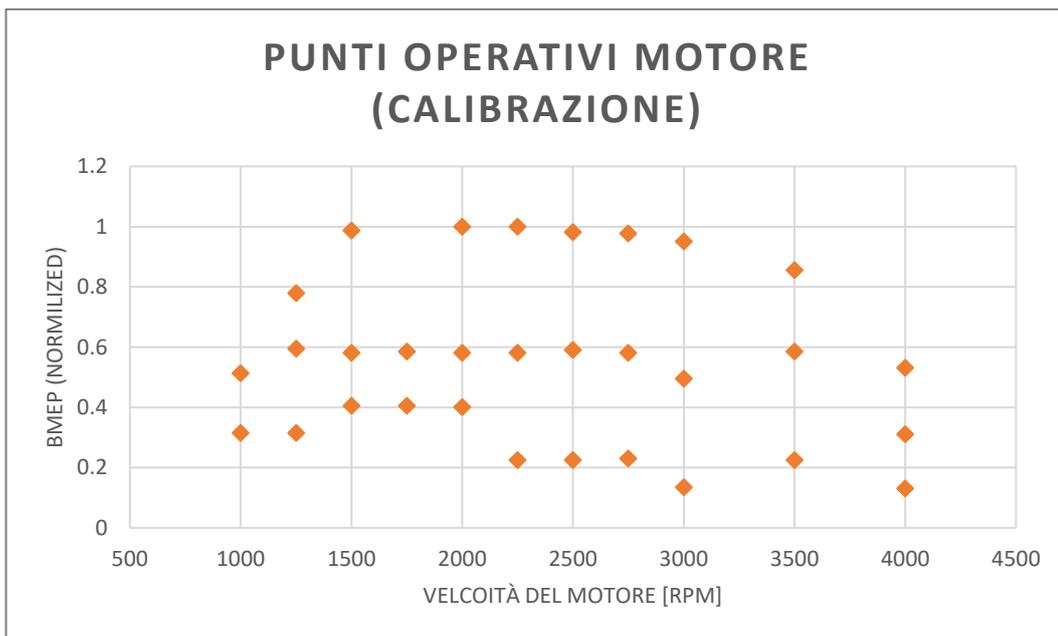


Figura 5.7 - Punti motore selezionati per la calibrazione

Attribute	Unit	Object Value
Initial State Object		Initial_P_Only ...
<input checked="" type="radio"/> Wall Temperature defined by Reference Object		t <sub>wall</sub> ...
<input type="radio"/> Wall Temperature defined by FE Structure part ('EngCylSt...		
Heat Transfer Object		Cylinder_Heat_Transfer ...
Flow Object		FlowInCylinder ...
Combustion Object		DI_Pulse ...
Measured Cylinder Pressure Analysis Object		F1A_Combustion_Devel... ..
Cylinder Pressure Analysis Mode		measured+predicted

Figura 5.8 - Calibrazione del modello predittivo

Questo modello consentirà di confrontare la pressione all'interno del cilindro e il burn rate ottenuti tramite il modello sperimentale e quello predittivo di combustione.

Lo scopo della calibrazione è quello di determinare il set ottimale dei 4 parametri moltiplicativi (Entrainment Rate, Ignition Delay, Premixed Combustion Rate e Diffusion Combustion Rate Multiplier) in modo da soddisfare, per esempio in termini di burn rate, un ampio range di punti operativi del motore.

L'ottimizzazione di questi 4 parametri è stata effettuata tramite uno strumento, fornito da GT-Suite, chiamato Advanced Direct Optimizer ADO (il cui funzionamento è spiegato ampiamente nel manuale fornito da Gamma Technologies [13]). Questo strumento ha lo scopo di minimizzare o massimizzare una funzione obiettivo. Nel caso in esame, è necessario minimizzare l'errore medio quadratico (RMSE: Root Mean Square Error<sup>2</sup>) tra il burn rate simulato (previsto) e quello calcolato sperimentalmente per tutti i casi, con una relazione del tipo:

$$\text{Burn rate RMS error} = \sqrt{\frac{(LHV_{sim} \cdot BR_{sim} - BR_{exp})^2 dt}{t_f - t_0}}$$

dove l'errore tra il burn rate simulato e quello sperimentale è calcolato dal momento in cui si avvia la combustione (SOC) fino a quando si brucia il 90% del combustibile misurato.

Il range tipico dei quattro parametri è mostrato nella seguente Tabella 4.

Tabella 4 - Burn Rate optimization parameters [14]

Independent Variable	Minimum	Maximum
Entrainment Rate Multiplier	0.95	2.8
Ignition Delay Multiplier	0.3	1.7
Premixed Combustion Rate Multiplier	0.05	2.5
Diffusion Combustion Rate Multiplier	0.4	1.4

Nella Figura 5.9 sono mostrati i range di errore per i principali parametri della combustione, suggeriti da Gamma Technologies.

<sup>2</sup> RMSE (o in italiano: Radice dell'errore quadratico medio) è una misura frequentemente utilizzata qualora si vogliono calcolare le differenze tra i valori previsti da un modello e i valori osservati.

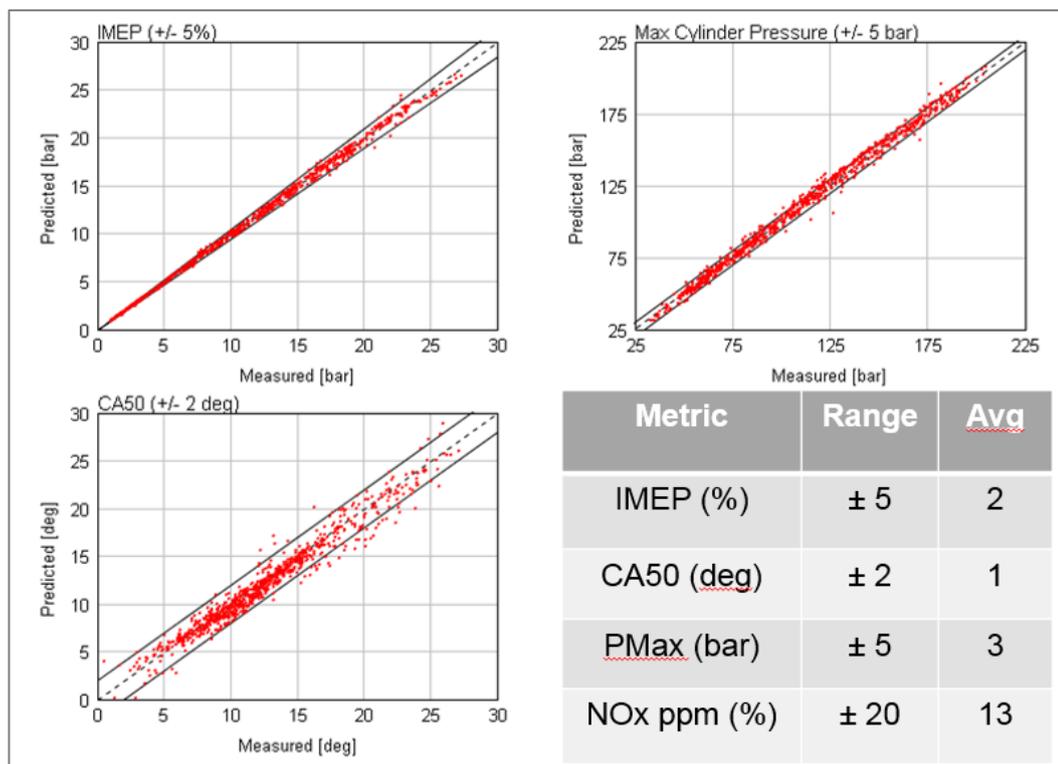


Figura 5.9 - Range di errori suggeriti per i parametri della calibrazione DI-Pulse

### 5.3.1 Sweep and independent parameters

Lo strumento di ottimizzazione di GT-Power ci permette di utilizzare due modalità differenti per gestire i casi di una variabile indipendente. Più in dettaglio, ci permette di usare le cosiddette variabili “Sweep” o “Independent”, le quali sono definite come [13]:

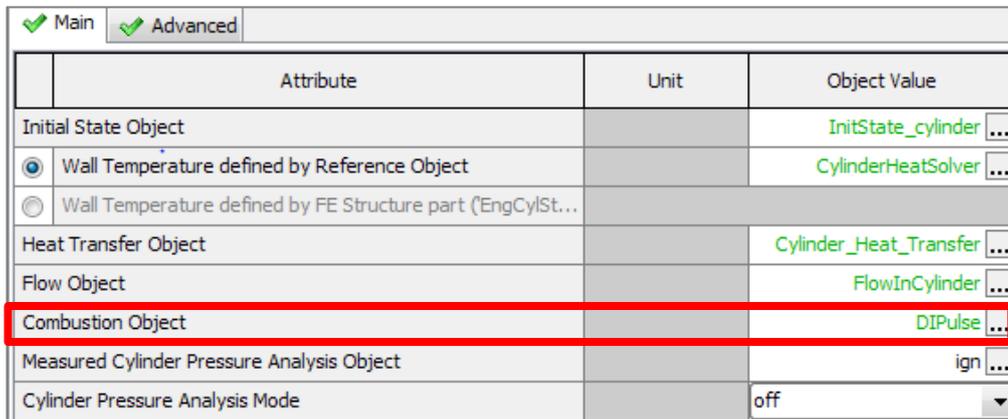
- Variabile “Sweep” è quella per cui l’ottimizzatore troverà un singolo valore ottimale rispetto a tutti i casi;
- Variabile “Independent” è quella per cui l’ottimizzatore troverà un valore ottimale diverso per ogni caso o punto operativo.

In questo lavoro di tesi, l’ottimizzazione viene effettuata in entrambi i modi in maniera tale da osservare le differenze nei risultati ottenuti, riportati nel capitolo successivo.

## 5.4 Validazione del modello predittivo

Dopo aver calibrato il modello di combustione predittiva, trovando il set ottimizzato dei 4 parametri di calibrazione (Entrainment Rate, Ignition Delay, Premixed Combustion Rate e Diffusion Combustion Rate Multiplier), è stato necessario effettuare la validazione per valutare la capacità del modello DI-Pulse di prevedere le caratteristiche della combustione.

Per lo scopo è stato utilizzato il modello motore completo (Figura 3.7) ed è stata utilizzata la totalità dei punti motore (Figura 5.6). Anche in questo caso, nel modello completo è stato necessario specificare come “Combustion Object” il valore DIPulse, come visibile in Figura 5.10.



Attribute	Unit	Object Value
Initial State Object		InitState_cylinder ...
<input checked="" type="radio"/> Wall Temperature defined by Reference Object		CylinderHeatSolver ...
<input type="radio"/> Wall Temperature defined by FE Structure part ('EngCylSt...		
Heat Transfer Object		Cylinder_Heat_Transfer ...
Flow Object		FlowInCylinder ...
<b>Combustion Object</b>		<b>DIPulse ...</b>
Measured Cylinder Pressure Analysis Object		ign ...
Cylinder Pressure Analysis Mode		off

Figura 5.10 - Validazione modello predittivo

## 5.5 Calibrazione NO<sub>x</sub>

Dopo avere calibrato il modello predittivo di combustione, e trovato un buon riscontro tra i risultati forniti da esso con quelli ottenuti sperimentalmente, si è proceduti con la calibrazione degli ossidi di azoto, in modo tale da valutare anche la capacità che possiede questo modello nel prevedere le suddette emissioni.

È necessario sottolineare il fatto che GT-Power utilizza il modello di Zeldovich esteso per calcolare le emissioni di NO<sub>x</sub>, come spiegato nel paragrafo 1.4.1. I risultati di questo calcolo sono molto sensibili alla massa intrappolata nel cilindro (come il flusso di aria del motore e la frazione di EGR), al rapporto aria-combustibile e alla velocità di combustione. Pertanto è necessario che questi

risultati siano molto vicini a quelli sperimentali prima di procedere alla calibrazione degli NO<sub>x</sub> [7], così come è stato verificato. Siccome gli NO<sub>x</sub> sono molto sensibili alle temperature in camera di combustione, è stato necessario utilizzare un modello a due temperature che dà dei risultati più accurati rispetto al modello a singola zona che considera soltanto la massima temperatura che si raggiunge in camera. Infine, facendo uso del modello di Zeldovich esteso si riesce soltanto a modellare le emissioni di NO.

Per la calibrazione degli ossidi di azoto è stato utilizzato, così come per la calibrazione dei 4 parametri di combustione, lo strumento di ottimizzazione fornito da Gamma Technologies. In particolare, è stato necessario calibrare due parametri:

- NO<sub>x</sub> calibration multiplier, il quale serve per regolare la concentrazione di NO<sub>x</sub>;
- N<sub>2</sub> oxidation activation energy multiplier che tiene conto dell'influenza della temperatura sulle reazioni chimiche.

Il range tipico di questi parametri è mostrato in Tabella 5.

Tabella 5 - NO<sub>x</sub> optimization parameters [14]

Independent Variable	Minimum	Maximum
NO <sub>x</sub> Calibration Multiplier	0.1	2
N <sub>2</sub> Oxidation Activation Energy Multiplier	0.3	1.1

In questo caso l'ottimizzatore aveva lo scopo di minimizzare la differenza tra le emissioni di NO<sub>x</sub> previsti (simulati) e quelli misurati sperimentalmente, come mostrato nella seguente relazione:

$$\text{differenza } NO_x = (NO_{x,sim} - NO_{x,sperim})^2$$

## 5.6 Condizioni di transitorio

Grazie al modello predittivo, è stato possibile effettuare l'esecuzione del modello motore anche in condizioni transitorie, ovvero facendo variare la velocità del motore o il suo carico con il tempo.

In GT-Power è possibile scegliere due modalità per eseguire il modello di un motore: modalità di velocità (*speed mode*) in cui si imposta il profilo di velocità e si prevede il carico motore; oppure la modalità di carico (*load mode*), in cui si imposta il profilo del carico e si prevede la velocità del motore. Nel caso stazionario si utilizza lo *speed mode*. Al contrario, nelle simulazioni di transitorio è possibile scegliere entrambe le modalità [7].

Per simulare le condizioni in transitorio, è quindi necessario impostare il profilo della velocità nel tempo, utilizzando l'oggetto "ProfileTransient".

In Figura 5.11, si osservano i profili di velocità (in rosso) e di carico (in blu) del motore al variare del tempo. In particolare, la pme varia da 9 a 17 bar per i primi 50 secondi e da 9 a 12 bar per gli ultimi 10 secondi. Invece, la velocità del motore varia da 1250 a 2500 rpm.

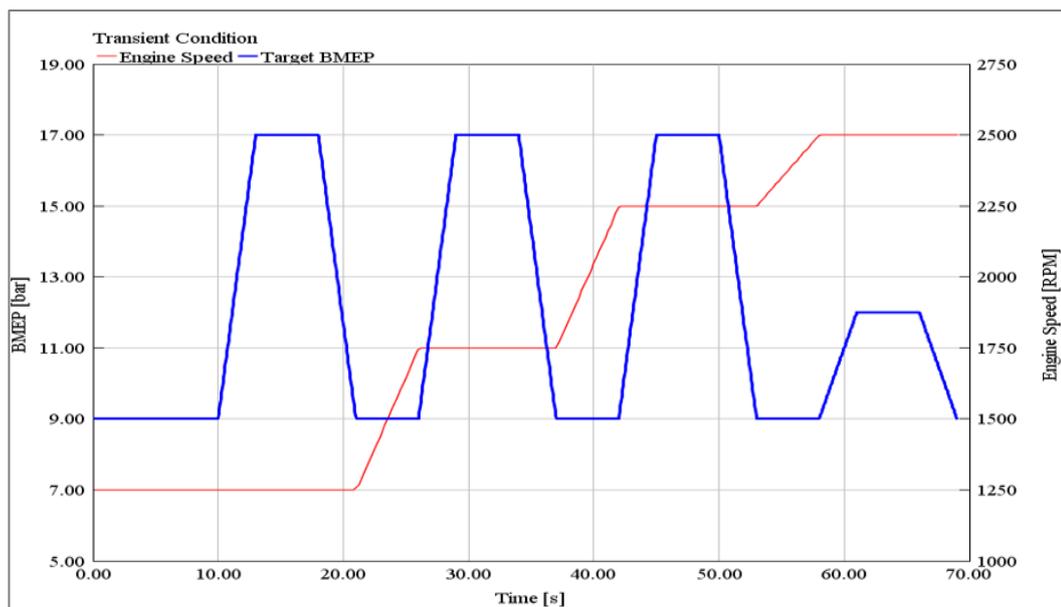


Figura 5.11 - Profili di velocità e di carico motore

È importante effettuare l'inizializzazione del modello in transitorio, che si differenzia da quello in stazionario. In quest'ultimo, per assicurare la convergenza in un tempo ragionevole, come punto iniziale veniva utilizzato un valore molto vicino al valore operativo attuale. Contrariamente, nel modello in transitorio è fondamentale che il punto di partenza sia corretto e tutte le parti del modello devono essere inizializzate con i valori stazionari del punto operativo di partenza. GT-Power per l'inizializzazione consiglia di impostare il primo caso del modello, che esegue il punto iniziale del modello in transitorio, con il punto operativo del modello in stazionario. Invece, il secondo caso viene utilizzato per il modello in transitorio. Per ottenere una corretta inizializzazione, quindi, è necessario in Run Setup impostare l'opzione "previous case". In questo modo, il secondo caso (transitorio) inizierà con il risultato del primo caso (punto di partenza in stazionario). Il modello in transitorio viene eseguito in un singolo caso. Infine, è tipicamente conveniente specificare il tempo di simulazione in secondi e non in ciclo, come veniva effettuato nel caso di modello stazionario [7].

## 6 Risultati e discussione

In questo capitolo, verranno mostrati i risultati ottenuti con i relativi commenti e confronti.

### 6.1 Fusione Pre e Main-Injection

Come spiegato precedentemente, GT-Power non riesce a simulare la boot injection (che effettivamente avviene sperimentalmente) ma, invece, realizza due iniezioni separate, o in alternativa è possibile unire le due iniezioni. La soluzione che si è presa, è stata quella di unire le due iniezioni, poiché come dimostrato nei grafici che seguono, si avvicina di più a ciò che avviene realmente.

Nel primo grafico (Figura 6.1) è riportato l'injection rate, sia nel caso in cui le due iniezioni sono separate (curva A in blu), che nel caso in cui sono unite (curva B in rosso).

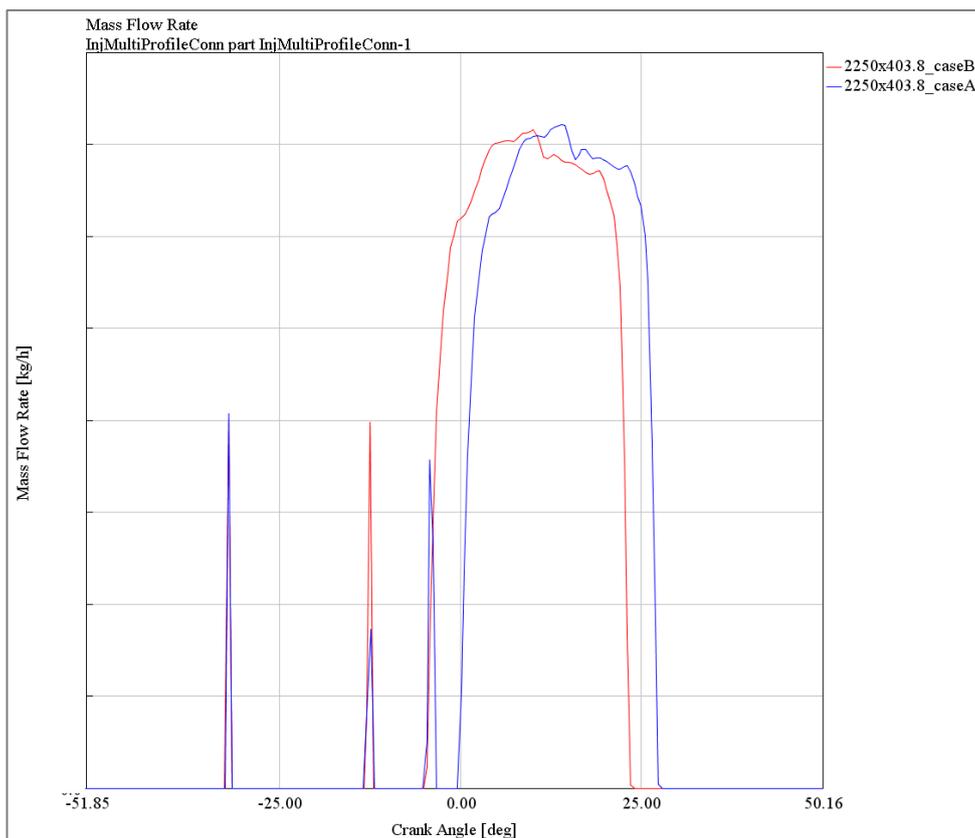


Figura 6.1 - Injection rate nel caso A (due iniezioni separate) e nel caso B (unica iniezione)

Nel secondo grafico (Figura 6.2) viene riportato l'andamento del burn rate. Si osserva come nel caso in cui avvenga un'unica iniezione (curva B in rosso), il burn rate si avvicina di più alle curve sperimentali. Al contrario, se considerassimo due eventi di iniezione separati, la combustione sarebbe più ritardata, con conseguenti svantaggi soprattutto in termini di efficienza del processo di combustione poiché si sta spostando la combustione verso la fase di espansione.

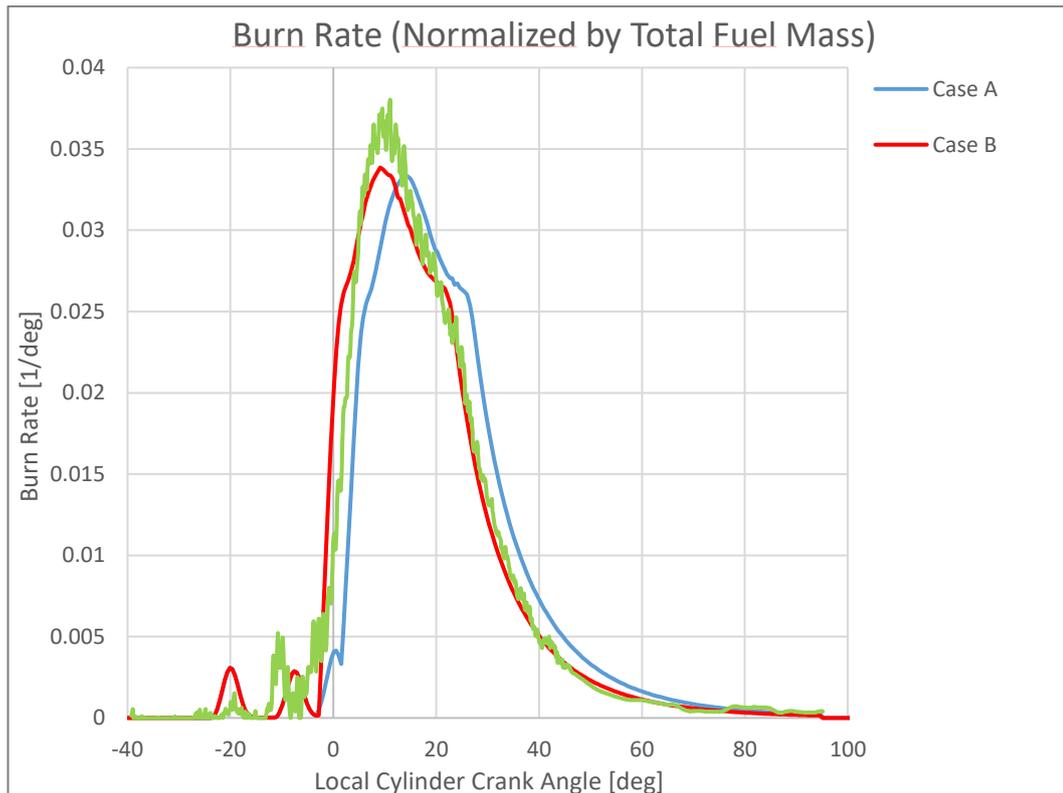


Figura 6.2 - Burn rate nel caso A (due iniezioni separate) e nel caso B (unica iniezione)

Stesse considerazioni possono essere fatte nel terzo grafico (Figura 6.3), dove, invece, si osserva l'apparent heat release rate. Anche in questo caso si può notare come nel caso A (due iniezioni separate) le curve sono più ritardate rispetto al caso B (unica iniezione).

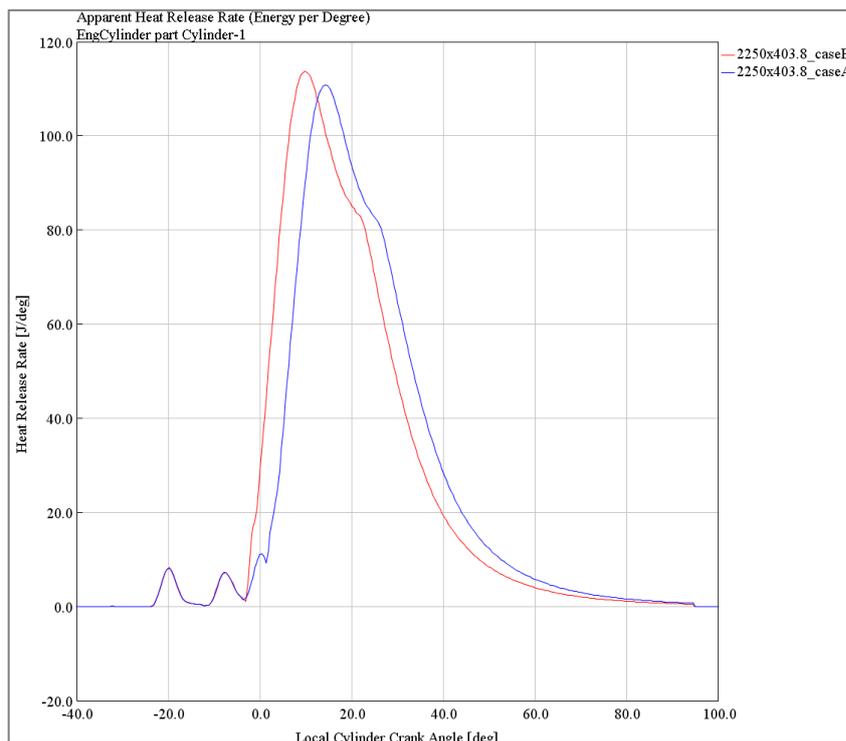


Figura 6.3 - Apparent heat Release Rate nel caso A (due iniezioni separate) e nel caso B (unica iniezione)

## 6.2 Risultati del modello non predittivo

In questo paragrafo sono riportati i risultati ottenuti attraverso il modello non predittivo di combustione.

Nello specifico vengono mostrati i grafici dei principali parametri prestazionali del motore: pressione e temperatura nel collettore di aspirazione, pressione e temperatura nel collettore di scarico, portata di combustibile, portata di aria, portata di EGR, posizione valvola VGT, pressione massima, pressione media effettiva indicata, posizione angolare alla quale brucia il 50 % della massa di combustibile (MFB50) e ossidi di azoto. Per ognuno di essi viene calcolata la radice dell'errore quadratico medio (RMSE), il quale risulta un buon indice per confrontare i risultati ottenuti dal modello non predittivo con quelli ottenuti sperimentalmente. In questo modo è possibile verificare l'accuratezza del modello.

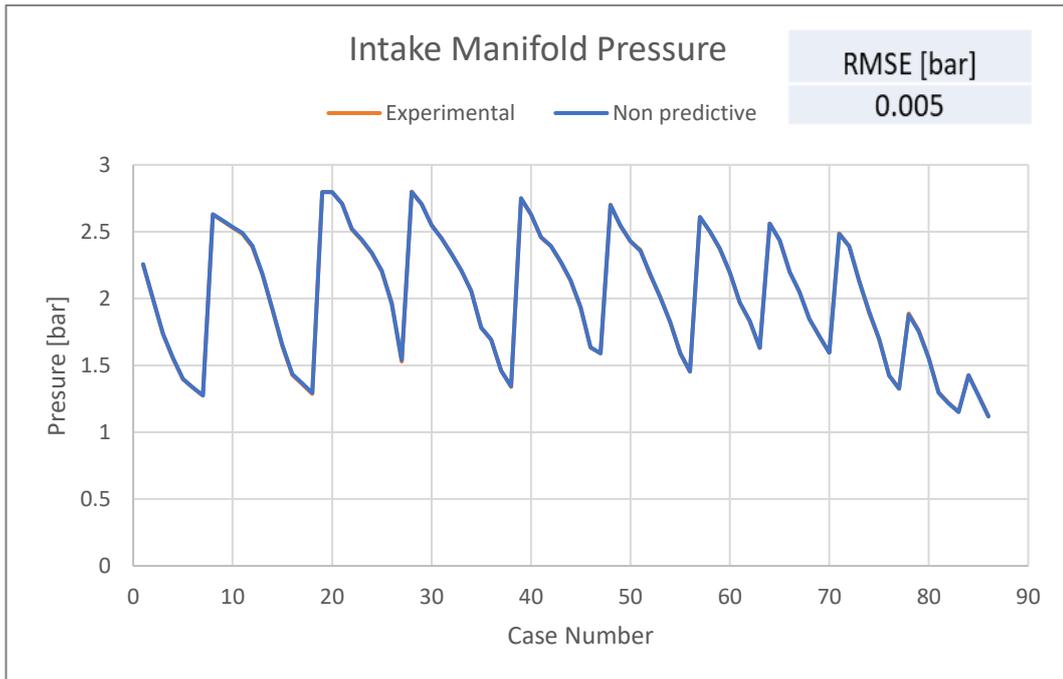


Figura 6.4 - Pressione nel collettore di aspirazione – Non Predittivo

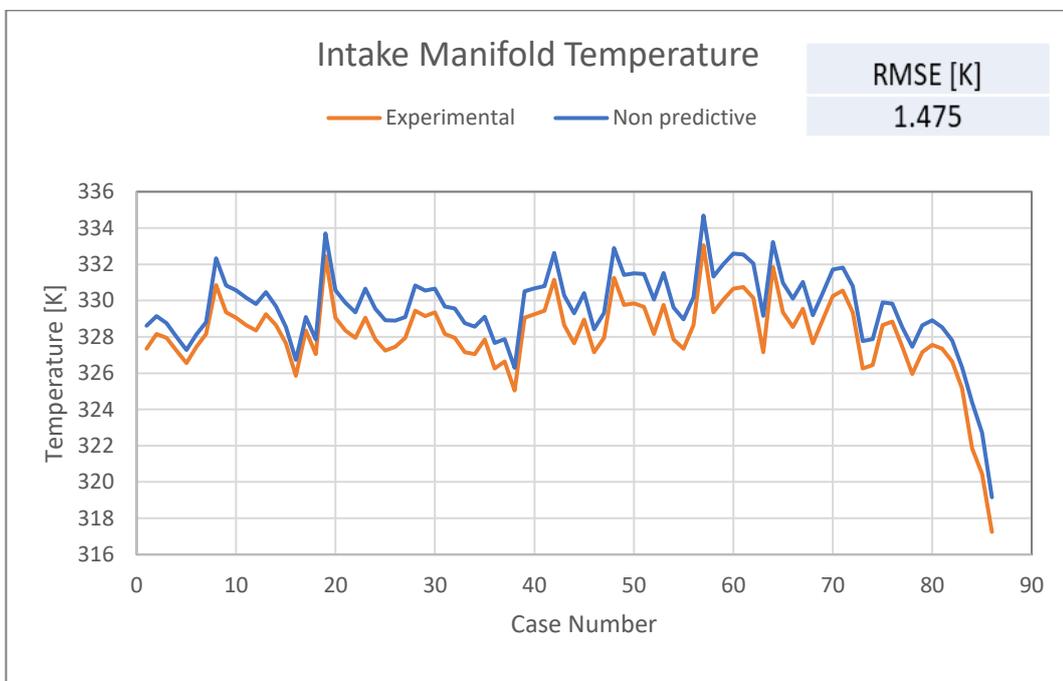


Figura 6.5 - Temperatura nel collettore di aspirazione – Non predittivo

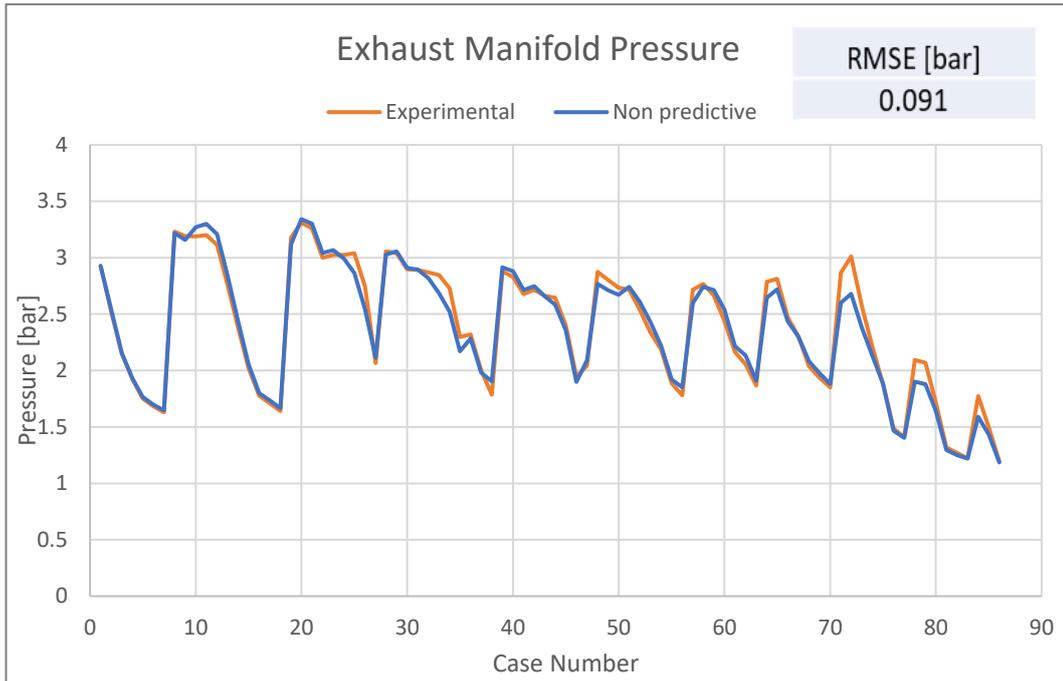


Figura 6.6 - Pressione nel collettore di scarico – Non Predittivo

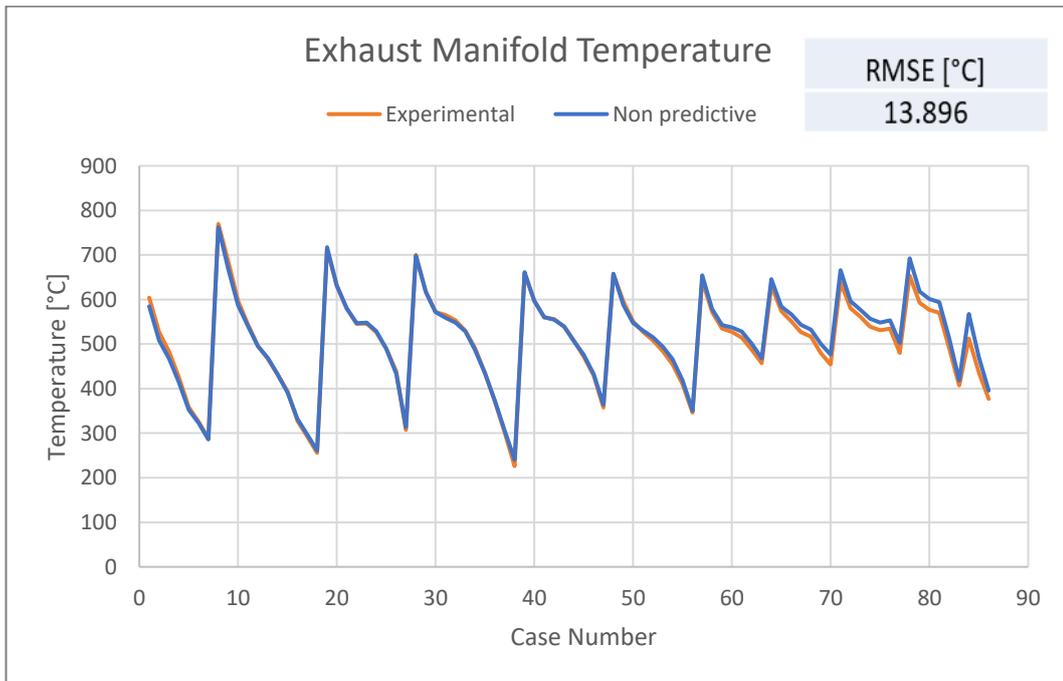


Figura 6.7 - Temperatura nel collettore di scarico – Non Predittivo

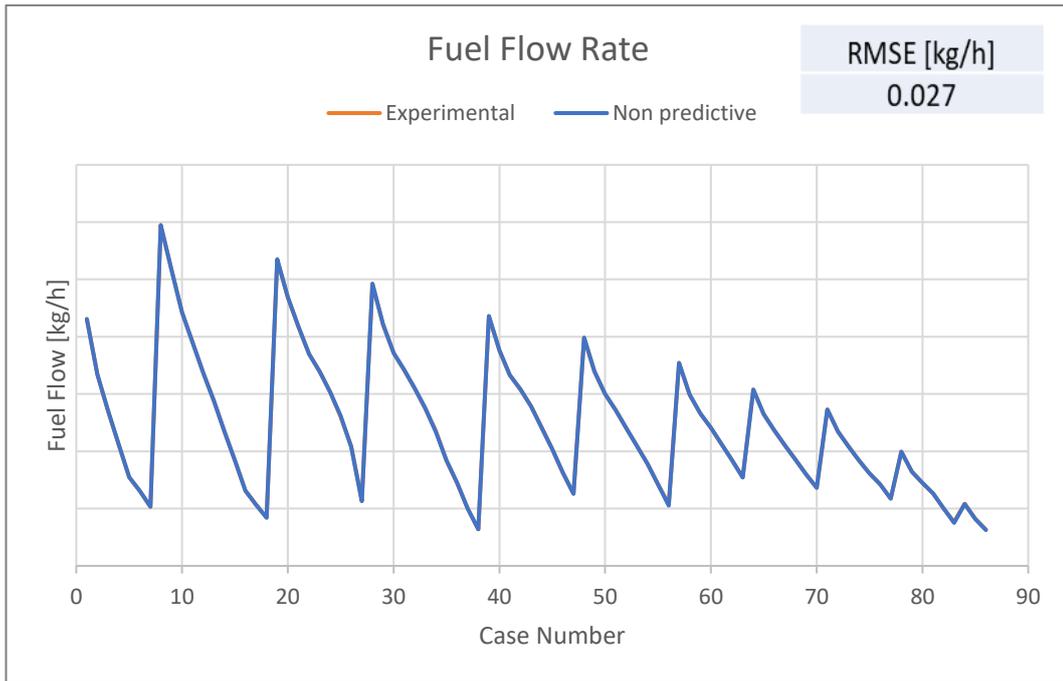


Figura 6.8 - Portata di combustibile – Non Predittivo

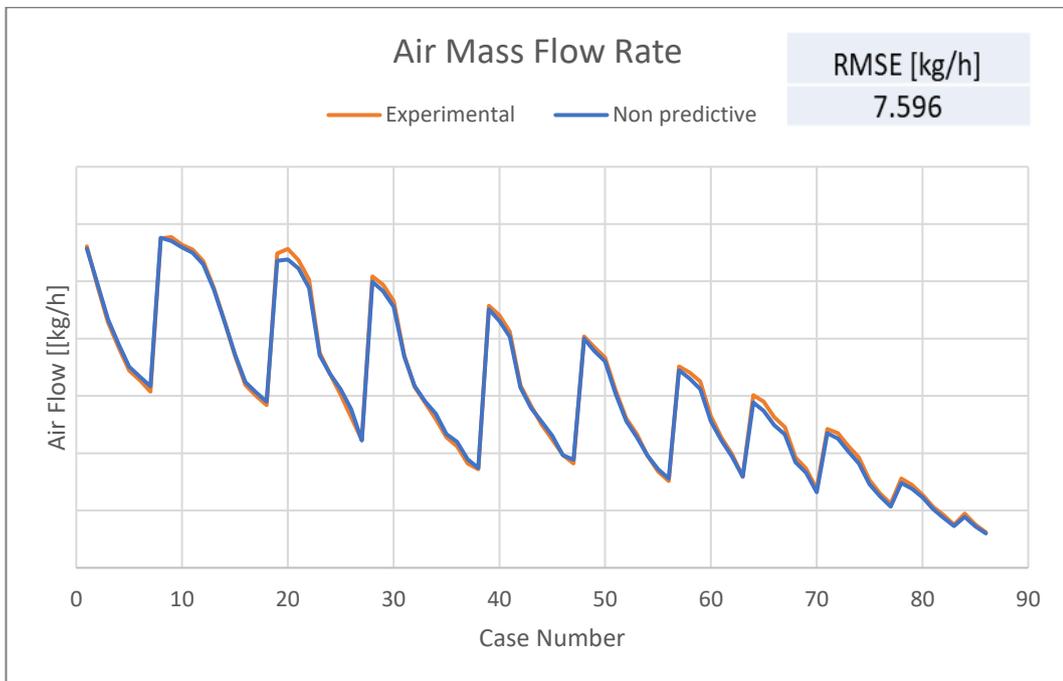


Figura 6.9 - Portata di aria – Non Predittivo

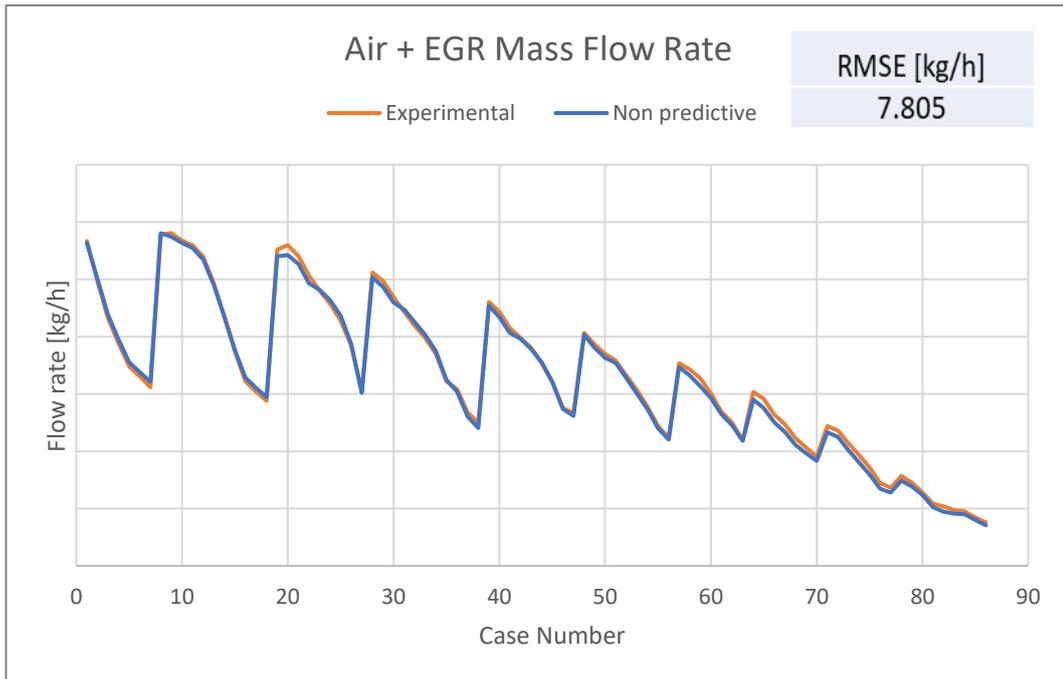


Figura 6.10 - portata di EGR + aria – Non Predittivo

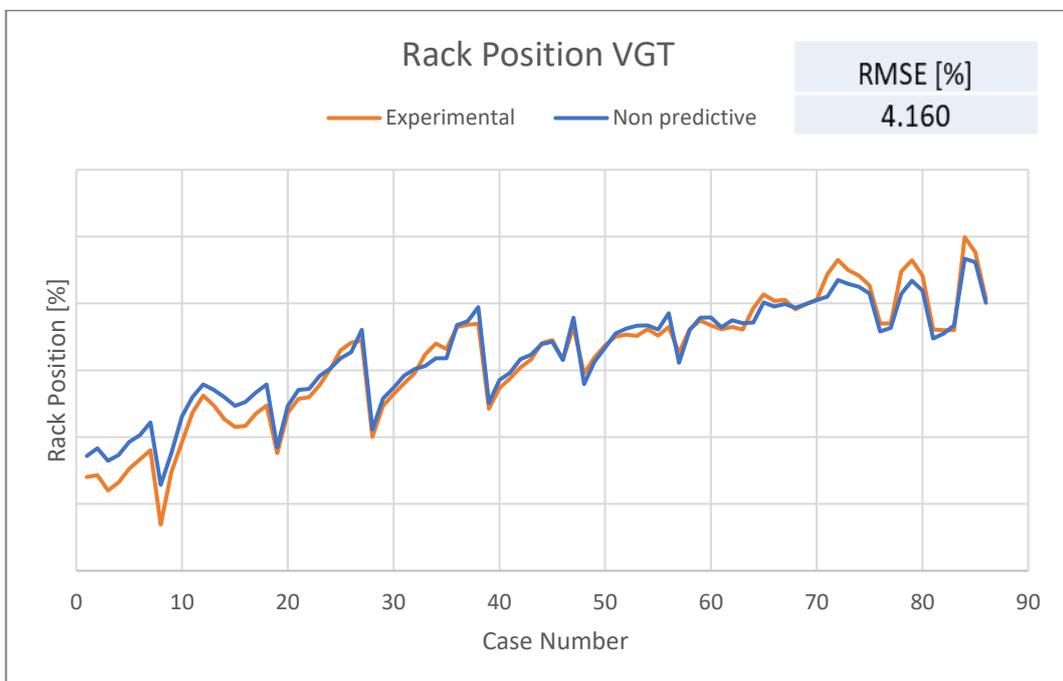


Figura 6.11 - Posizione valvola VGT – Non Predittivo

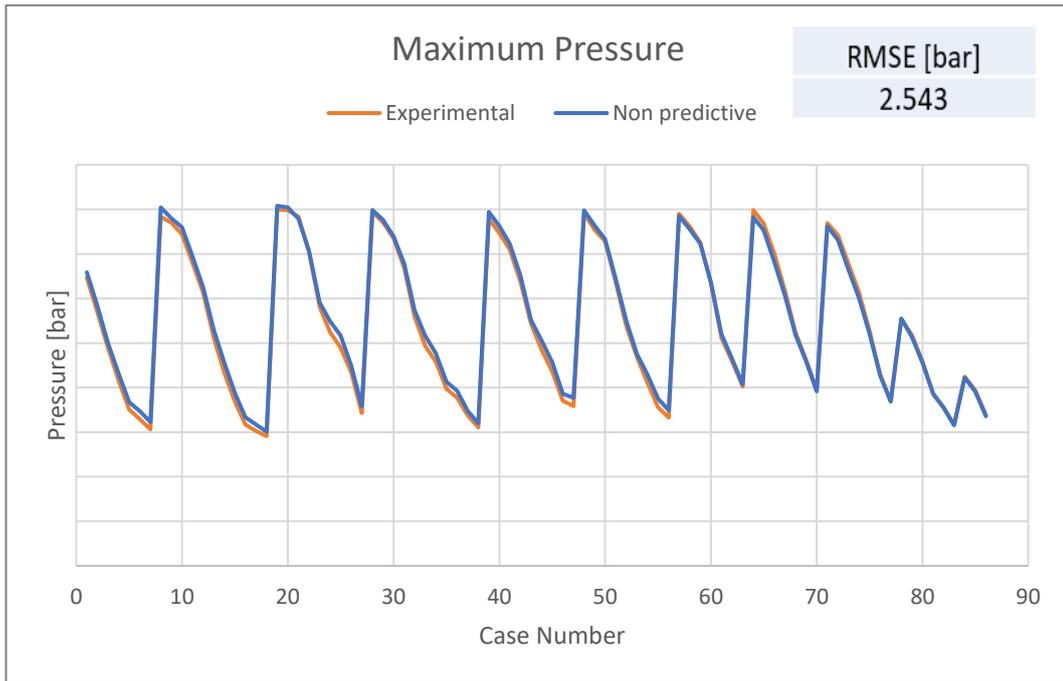


Figura 6.12 - Picco di pressione – Non Predittivo

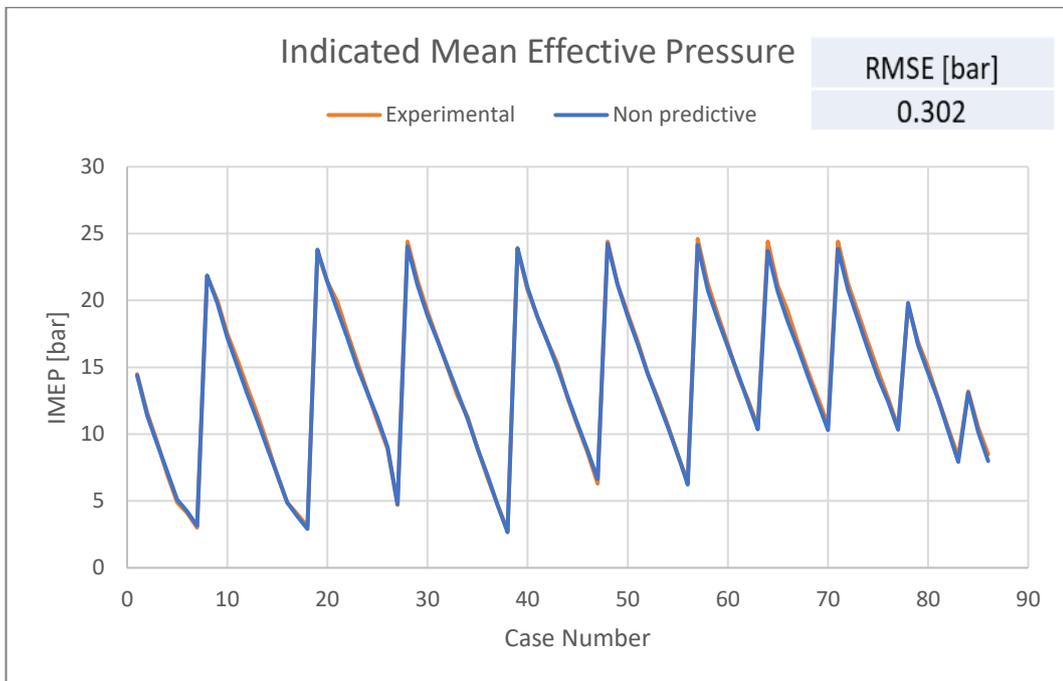


Figura 6.13 - Pressione media effettiva indicata – Non Predittivo

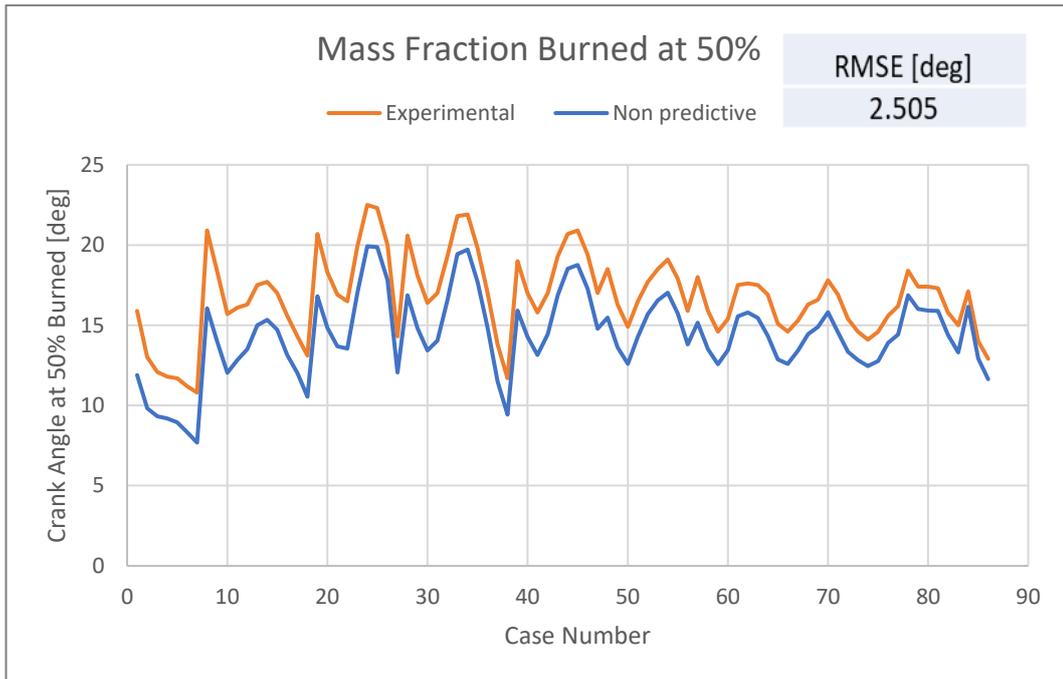


Figura 6.14 - Posizione angolare alla quale brucia il 50 della massa (MFB50) – Non Predittivo

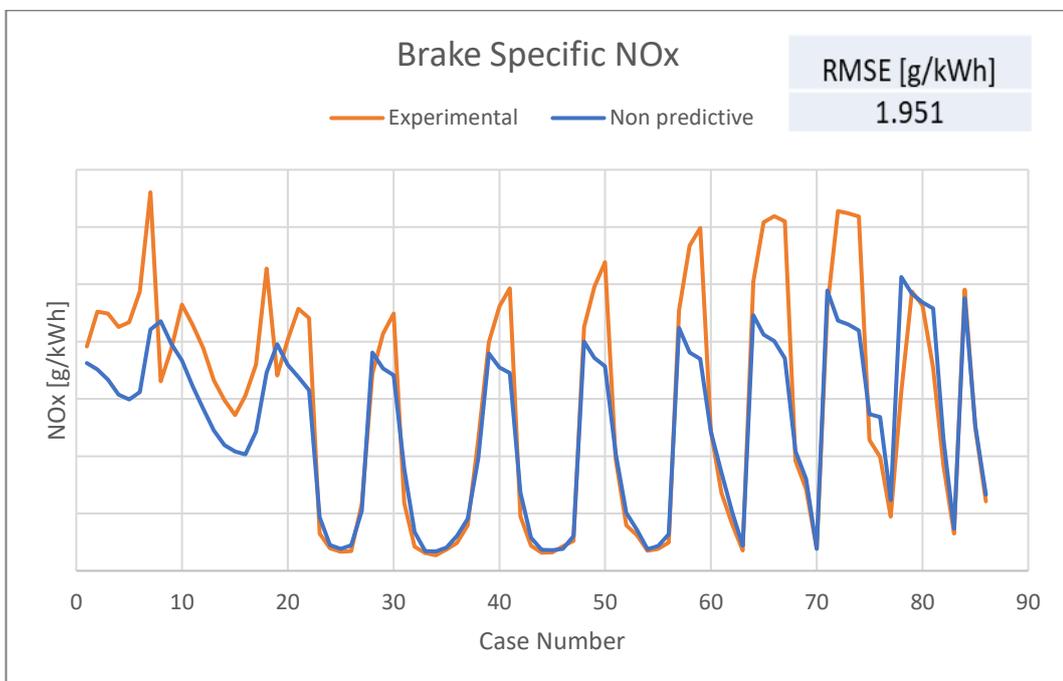


Figura 6.15 - Ossidi di azoto in g/kWh – Non Predittivo

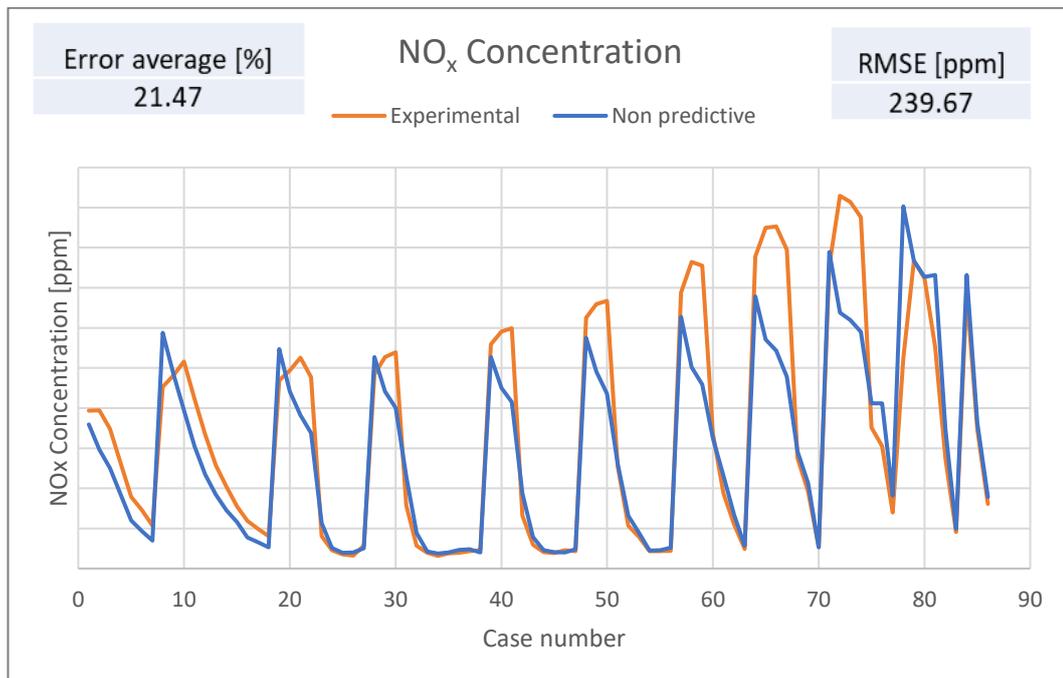


Figura 6.16 - Concentrazione degli ossidi di azoto (parti per milione) – Non Predittivo

Le discrepanze maggiori tra le curve sperimentali e quelle simulate da GT-Power si notano per i valori di MFB50 (Mass Fraction Burned, cioè la posizione angolare alla quale brucia il 50% della massa di combustibile) (Figura 6.14), nonostante questi valori derivano entrambi dalla traccia di pressione all'interno del cilindro, misurata sperimentalmente. I profili di Heat Release Rate calcolati in laboratorio e quelli calcolati dal software risultano, quindi, differenti, anche considerando le stesse misure di pressione all'interno del cilindro. Probabilmente, la principale ragione risiede nel differente approccio termodinamico utilizzato per calcolare l'heat release rate. Più in dettaglio, nei banchi-prova motore si utilizza un approccio mono-zona; al contrario, GT-Power utilizza un approccio termodinamico a due zone (spiegato nei capitoli precedenti). Nonostante ciò, le curve mantengono lo stesso andamento in entrambi i casi.

Pertanto, quando si implementerà il modello predittivo DI-Pulse, per cercare di ridurre le differenze di MFB50 è più corretto confrontare i valori di MFB50 ottenuti dal modello DIPulse con i valori simulati da GT-Power, invece che con i valori di

MFB50, ricavati sperimentalmente. In questo caso, l'errore medio dell'MFB50 va a zero.

Un'altra grande differenza tra le curve si nota nei grafici relativi alle emissioni di ossidi di azoto (Figure 6.15 e 6.16). Nonostante ciò i risultati rimangono abbastanza accurati, con un RMSE inferiore a 2 g/kWh e inferiore a 240 ppm. È interessante notare come il modello non predittivo simula delle emissioni di ossidi di azoto inferiori rispetto ai dati sperimentali.

Per quanto riguarda le altre grandezze, come si nota dai grafici, le differenze si mantengono molto basse, per cui c'è una buona accuratezza tra i dati sperimentali e quelli misurati dal software quando è implementato un modello non predittivo.

Tabella 6 - Errori modello non predittivo

	<b>Errore medio consigliato</b>	<b>Errore medio modello non predittivo</b>
<b>Maximum Pressure [bar]</b>	3	2.26
<b>Crank Angle at 50% Burned [deg]</b>	1	14.64
<b>IMEP [bar]</b>	2	2.04
<b>NOx [ppm]</b>	13	21.47

Un ulteriore conferma dei buoni risultati è data dalla Tabella 6, dove si evidenzia il fatto che l'errore nel calcolo della massima pressione e nell'imep rientrano nei range di errori consigliati. Invece, gli ossidi di azoto e MFB50 non vi rientrano, superando di gran lunga il range di errore consigliato.

### 6.2.1 Comportamento a pieno carico

I primi parametri che possono essere valutati sono la pressione media effettiva PME e il consumo di combustibile BSFC (Brake Specific Fuel Consumption) per i punti a pieno carico (Full Load).

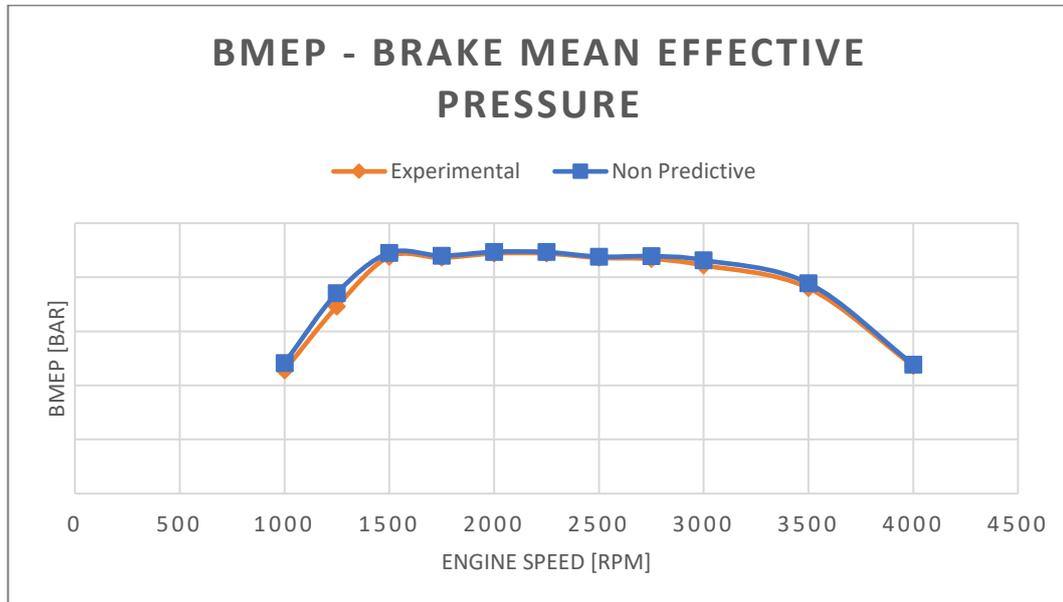


Figura 6.17 - Confronto tra modello sperimentale e non predittivo dell'andamento della bmep a pieno carico

Nella Figura 6.17 è possibile distinguere due curve:

- la curva sperimentale, che è corrispondente all'andamento della pressione media effettiva ottenuta coi dati sperimentali forniti dall'azienda
- la curva simulata mediante il software, utilizzando un modello di combustione non predittivo

È rilevante notare come le due curve siano molto vicine per tutto il campo di velocità. Un discostamento leggero si nota ai bassi regimi di rotazione del motore, tra i 1000 e i 1500 rpm; e agli alti regimi di rotazione tra i 3000 e i 3500 rpm.

In Tabella 7 sono stati riportati gli errori percentuali (massimo e medio) tra le due curve. L'errore massimo è intorno al 7%, e l'errore medio si ferma poco sopra il 2%.

Tabella 7 - Errori bmep con modello non predittivo a pieno carico

Brake Mean Effective Pressure	
<b>ERRORE MASSIMO [%]</b>	7,16
<b>ERRORE MEDIO [%]</b>	2,19

Ergo, si può concludere che c'è un'ottima corrispondenza tra i dati sperimentali e i dati simulati per quanto riguarda l'andamento della pressione media effettiva per i punti a pieno carico.

Per quanto riguarda il consumo specifico, l'accuratezza del modello non predittivo è meno precisa, come testimonia il grafico che segue.

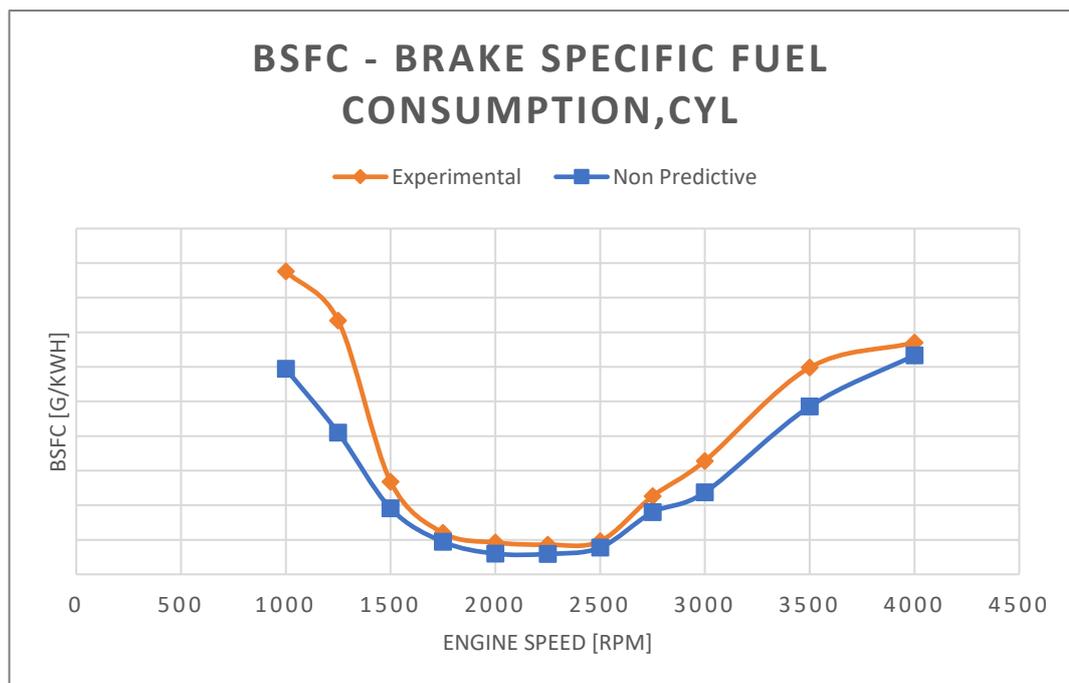


Figura 6.18 - Confronto tra modello sperimentale e non predittivo dell'andamento della bsfc a pieno carico

Anche in questo caso, le differenze maggiori si presentano per velocità inferiori ai 1500 rpm e superiori ai 3000 rpm.

Tabella 8 - Errori bsfc con modello non predittivo a pieno carico

Brake Specific Fuel Consumption	
<b>ERRORE MASSIMO [%]</b>	6,71
<b>ERRORE MEDIO [%]</b>	2,08

Gli errori percentuali, però, risultano quasi identici agli errori della pressione media effettiva. L'errore massimo, infatti, scende poco sotto il 7 % e l'errore medio si assesta al 2%.

### 6.2.2 Comportamento ai carichi parziali

In questo paragrafo sono, invece, riportati i risultati in termini di consumo specifico ottenuti a carico parziale, che risulta essere la condizione più frequente a cui si trovano a lavorare questi tipi di motori.

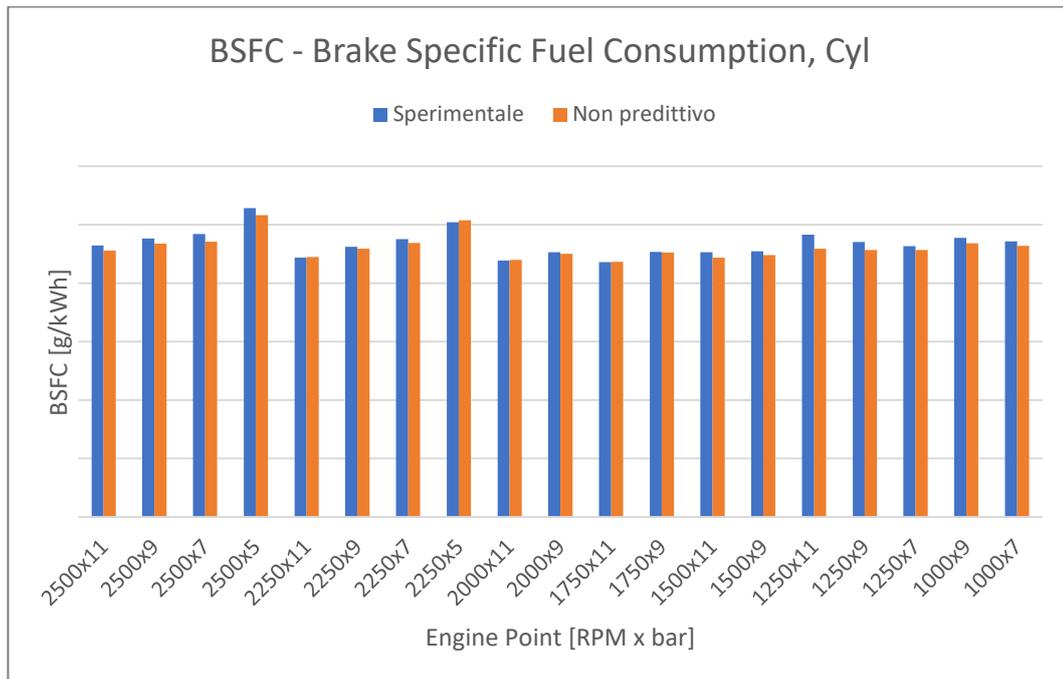


Figura 6.19 - Confronto tra modello sperimentale e non predittivo dell'andamento della bsfc a carico parziale

In Figura 6.19 è interessante notare come il consumo è quasi sempre maggiore nel caso sperimentale rispetto al caso simulato.

Ai carichi parziali la differenza tra le curve di consumo assume il valore di 1,4%, considerando l'errore medio percentuale. L'errore massimo percentuale è quasi il 5%, come si osserva dalla Tabella 9.

Tabella 9 - Errori bsfc con modello non predittivo a carico parziale

<b>Brake Specific Fuel Consumption</b>	
<b>Errore Massimo [%]</b>	4.91
<b>Errore Massimo [g/kWh]</b>	11,88
<b>Errore Medio [%]</b>	1,4
<b>Errore Medio [g/kWh]</b>	3,65

### 6.3 Risultati del modello predittivo

#### 6.3.1 Confronto sweep and independent parameters

L'ottimizzazione dei 4 parametri di calibrazione è stata effettuata sia con la modalità "Sweep" che con la modalità "Independent". Nella seguente tabella, sono mostrati gli errori (RMSE) per le principali grandezze del motore.

Tabella 10 – Confronto RMSE tra sweep and independent parameters

	<b>Sweep Parameters</b>	<b>Independent Parameter</b>
<b>Maximum Pressure [bar]</b>	7.69	3.536
<b>Crank Angle at 50% Burned [deg]</b>	3.03	2.881
<b>IMEP [bar]</b>	0.36	0.514

Utilizzando i parametri indipendenti l'errore quadratico medio si riduce notevolmente per quando riguarda la massima pressione raggiunta in camera passando da circa 8 a 3.5 bar. Pure il valore di MFB50 si riduce, anche se leggermente. Al contrario, si nota un lieve incremento della IMEP. Dunque, un processo di ottimizzazione a parametri indipendenti ci permette di ottenere dei risultati del modello predittivo più affidabili, anche se potrebbero nascere dei problemi di estrapolazione dei parametri di calibrazione della combustione durante la validazione.

Come si evince, i risultati migliorano quando l'ottimizzatore trova un valore ottimale per ogni singolo caso. Per tale ragione, vengono mostrati soltanto i grafici ottenuti, calibrando il modello con i parametri in modo indipendente.

#### 6.4 Risultati calibrazione del modello predittivo

I seguenti grafici mostrano i risultati ottenuti dalla calibrazione del modello predittivo. Come si è detto in precedenza, lo scopo della calibrazione è quella di trovare un set di parametri tali da minimizzare l'RMSE tra il burn rate simulato e quello sperimentale. La Figura 6.20 mostra i due casi in cui l'errore è minimo e massimo (rispettivamente **BEST CASE** e **WORST CASE**).

Come dimostra la Tabella 11, tutte le quantità rientrano nel range di errore suggerito da Gamma Technologies (Figura 5.9). L'MFB50 e la PMAX rientrano completamente nel range consigliato (Figura 6.21 e Figura 6.22) mentre, invece, l'IMEP possiede soltanto un punto operativo che non rientra nel range di errore consigliato (Figura 6.23) ma si può considerare un ottimo risultato. Questo conferma come la calibrazione dei 31 punti è stata molto buona.

Tabella 11 - Risultati calibrazione modello predittivo

METRIC	RANGE	RESULT
IMEP [%]	± 5	CHECKED
MFB50 [bar]	± 5	CHECKED
PMAX [bar]	± 2	CHECKED

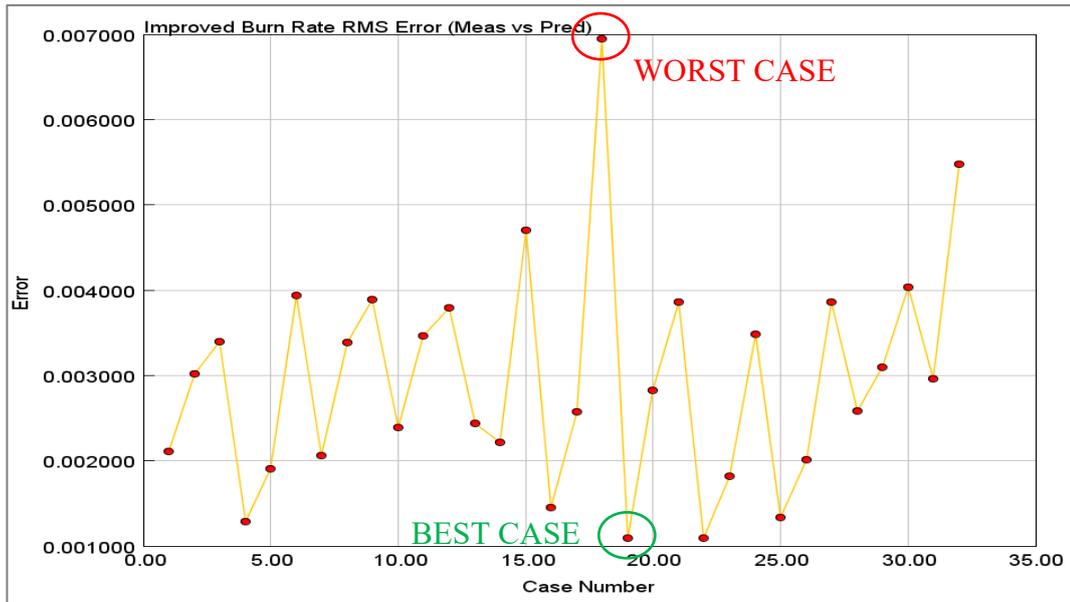


Figura 6.20 - Errore RMS Burn rate (Sperimentale vs Predittivo)

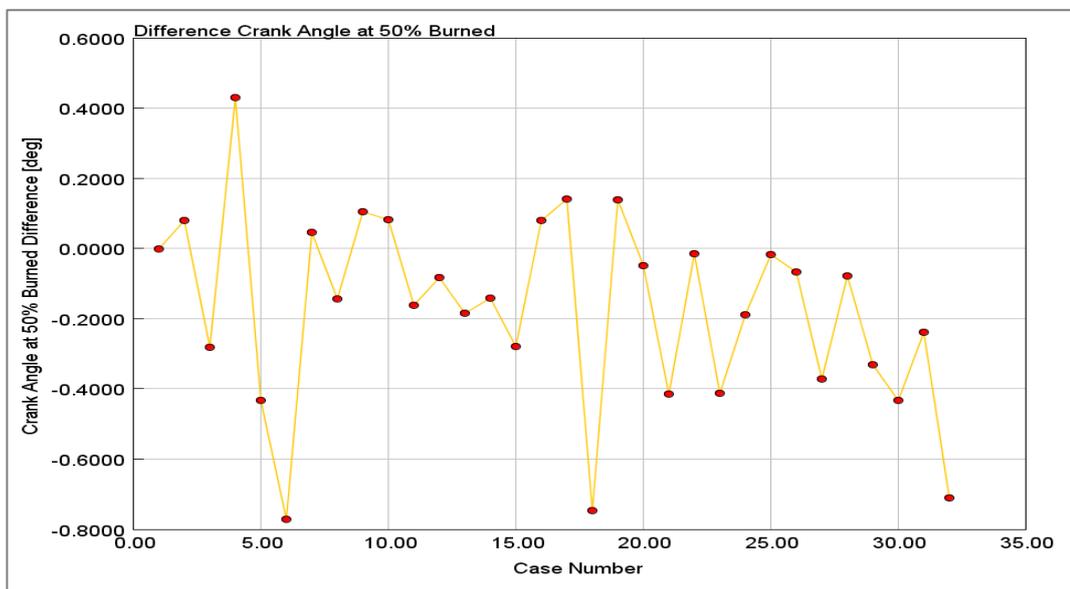


Figura 6.21 - Errore MFB50 (Sperimentale vs Predittivo)

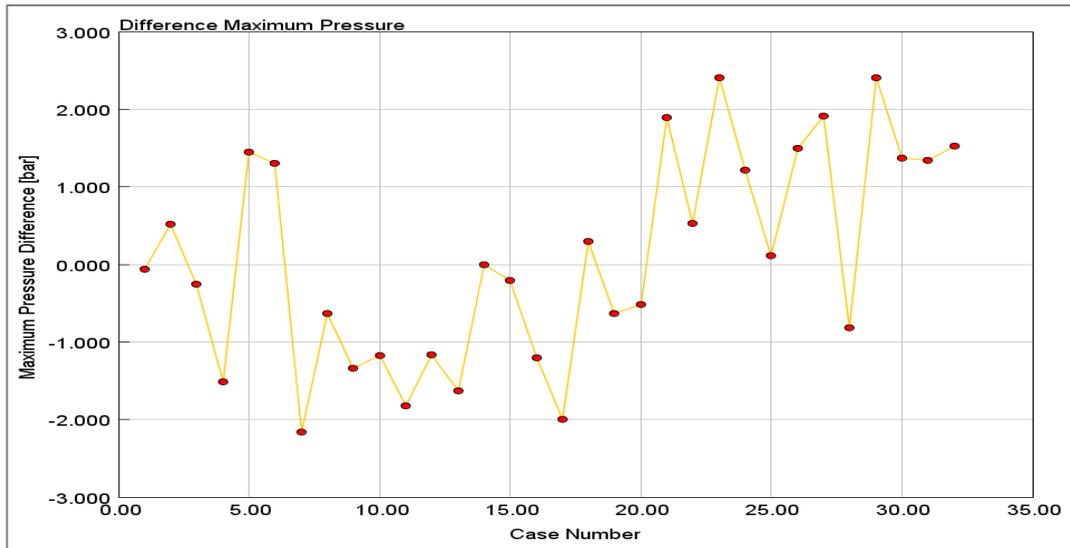


Figura 6.22 - Errore Massima Pressione (Sperimentale vs Predittivo)

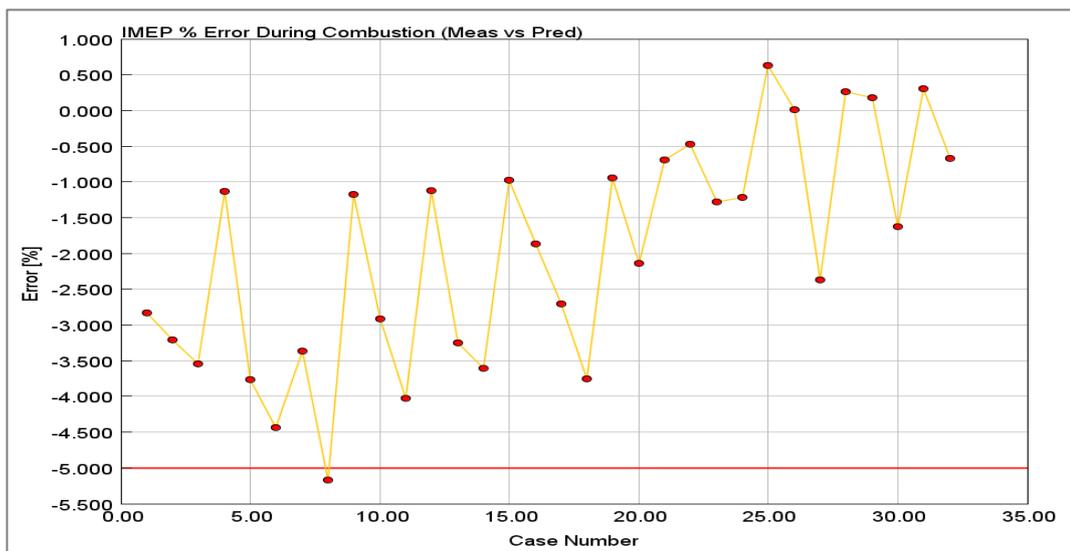


Figura 6.23 - Errore IMEP (Sperimentale vs Predittivo)

L'ottimizzatore ha trovato un set di parametri ottimale per ogni punto operativo del motore. Si ricava, dunque, una mappa per ogni parametro di combustione (si parla di "Lookup Maps"). La mappa per l'entrainment rate multiplier, l'ignition delay multiplier, il premix combustion rate multiplier e il diffusion combustion rate multiplier sono mostrati rispettivamente nelle figure che seguono.

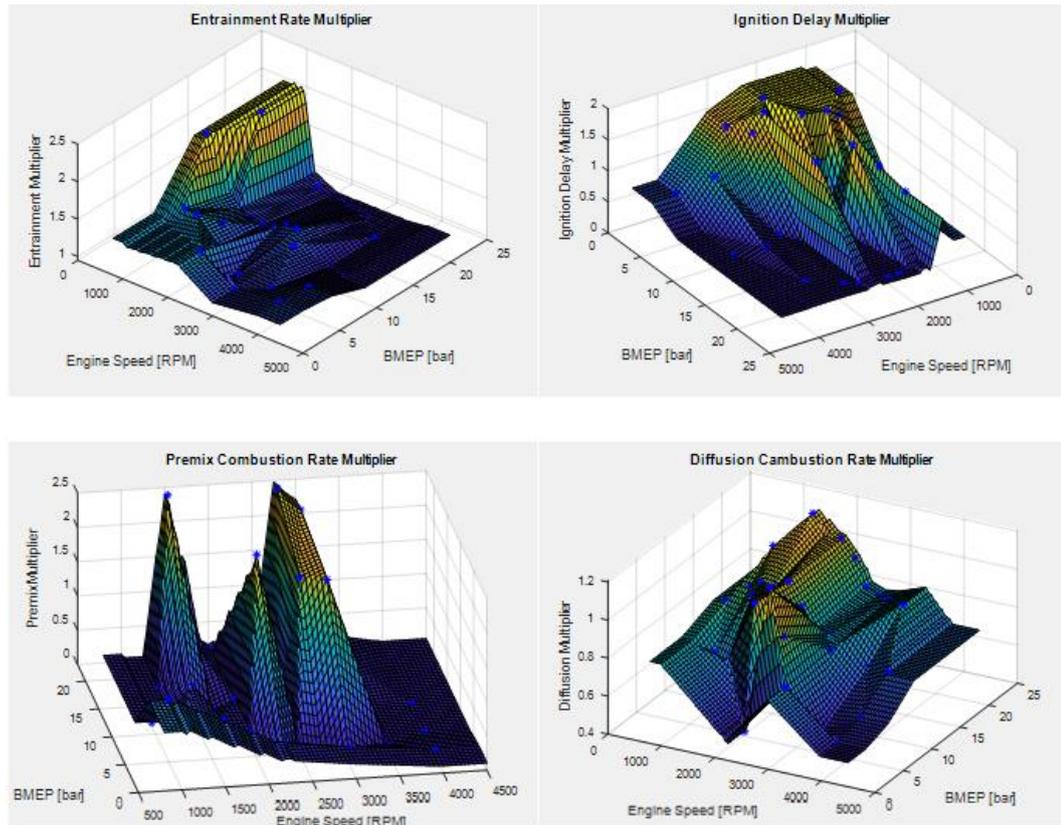


Figura 6.24 - Mappe dei coefficienti moltiplicatori

Nonostante il processo di ottimizzazione a parametri indipendenti poteva far nascere dei problemi di estrapolazione durante la validazione. Le cosiddette “Lookup Maps” hanno funzionato abbastanza bene in modo da compensare l’impatto di utilizzo di profili di velocità di iniezione semplificati nel modello di combustione predittiva.

In Figura 6.24 e in Figura 6.25 sono mostrati i grafici, rispettivamente, della pressione all’interno del cilindro e del burn rate per il miglior caso simulato con il modello predittivo. Le curve che si riferiscono al modello predittivo (in verde) sono molto vicine alle curve che si riferiscono ai dati sperimentali (in rosso).

BEST CASE: 2000 x 22.2

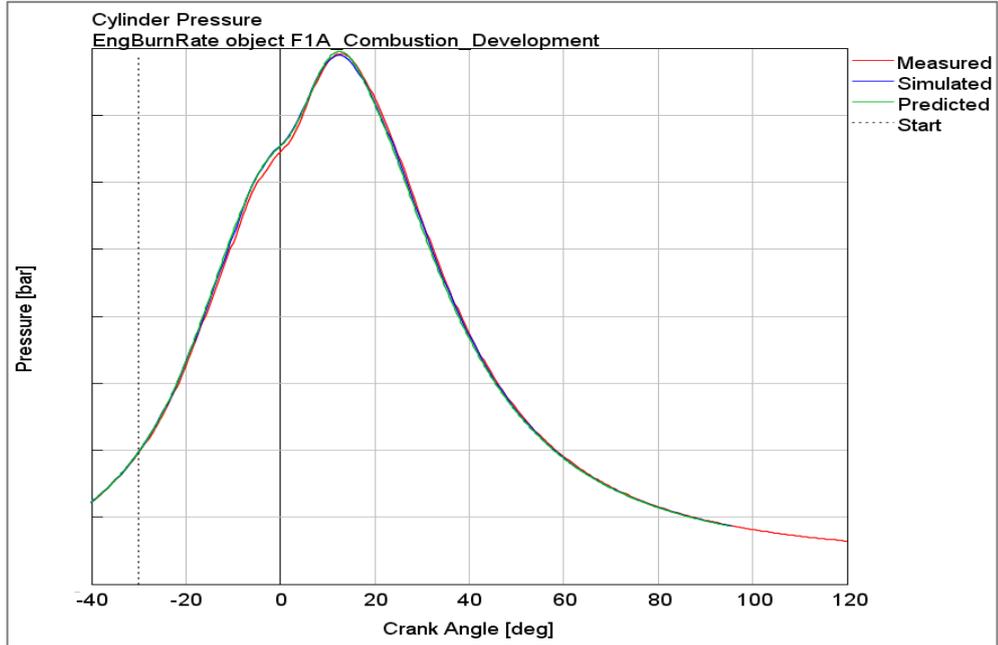


Figura 6.25 – Pressione nel cilindro - Sperimentale vs Predittivo (the best case)

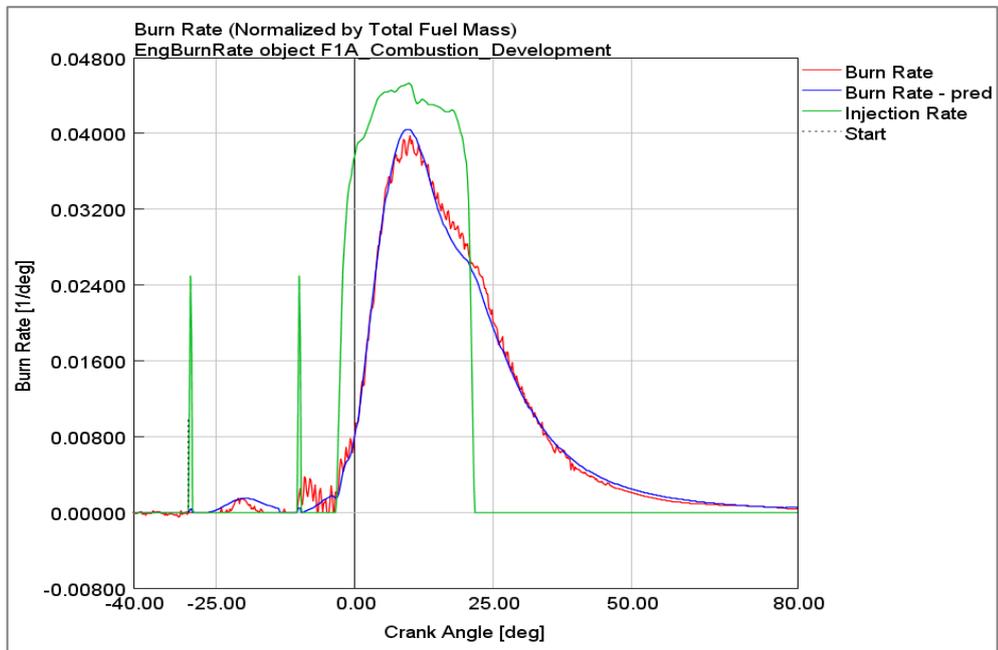


Figura 6.26 - Burn Rate - Sperimentale vs Predittivo (the best case)

In Figura 6.26 e in Figura 6.27 sono mostrati, invece, le curve di pressione all'interno del cilindro e quelle del burn rate del peggior caso simulato, ovvero in cui la differenza tra modello predittivo e dati sperimentali risulta la più grande rispetto a tutti gli altri casi. Nonostante ciò, gli andamenti, sia della pressione che del burn rate, risultano essere abbastanza simili e vicini.

**WORST CASE: 2250 x 2.9**

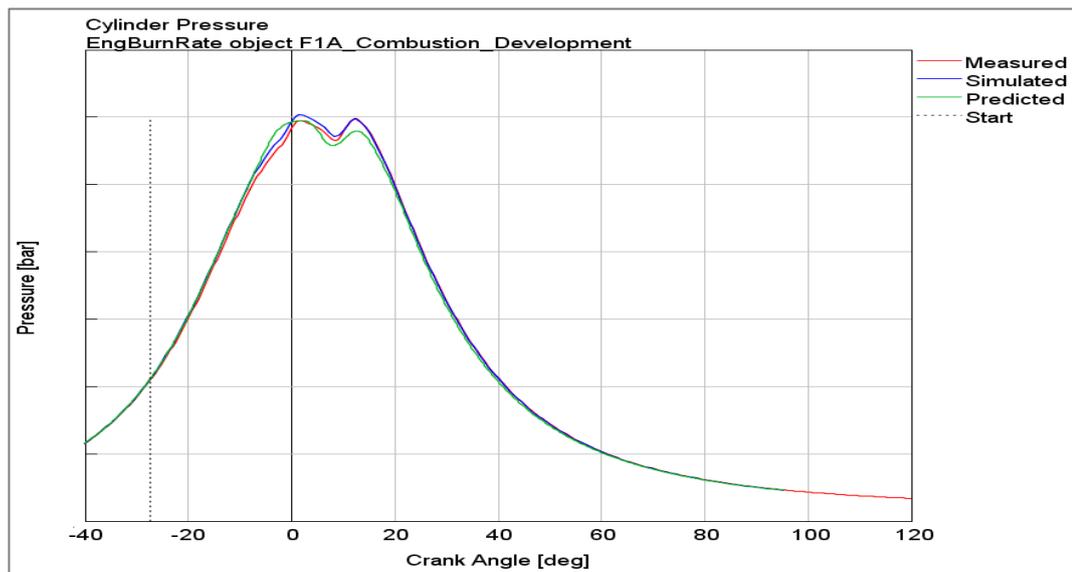


Figura 6.27 - Pressione nel cilindro - Sperimentale vs Predittivo (the worst case)

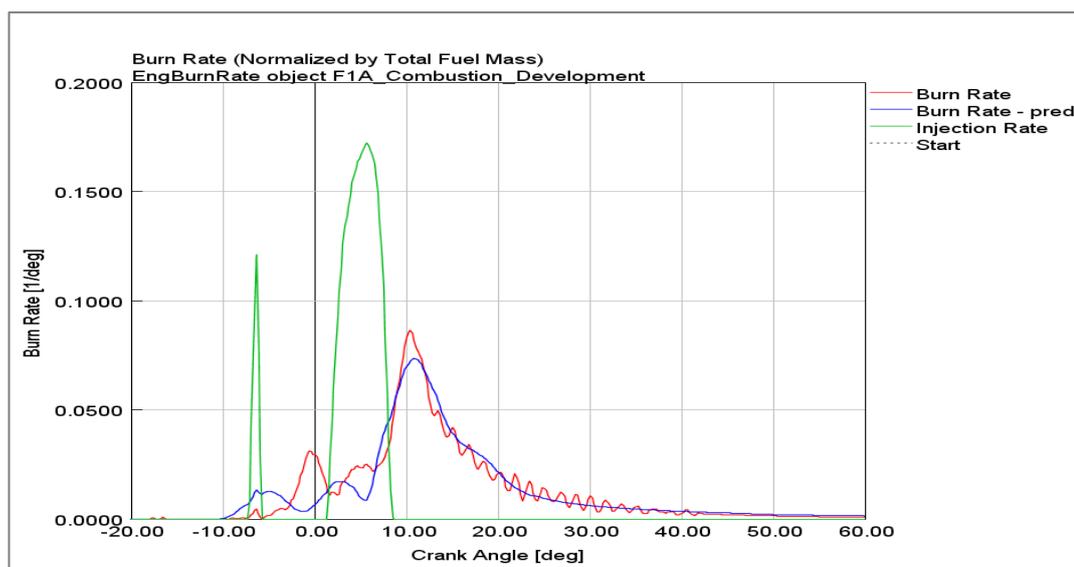


Figura 6.28 - Burn rate - Sperimentale vs Predittivo (the worst case)

## 6.5 Validazione del modello predittivo

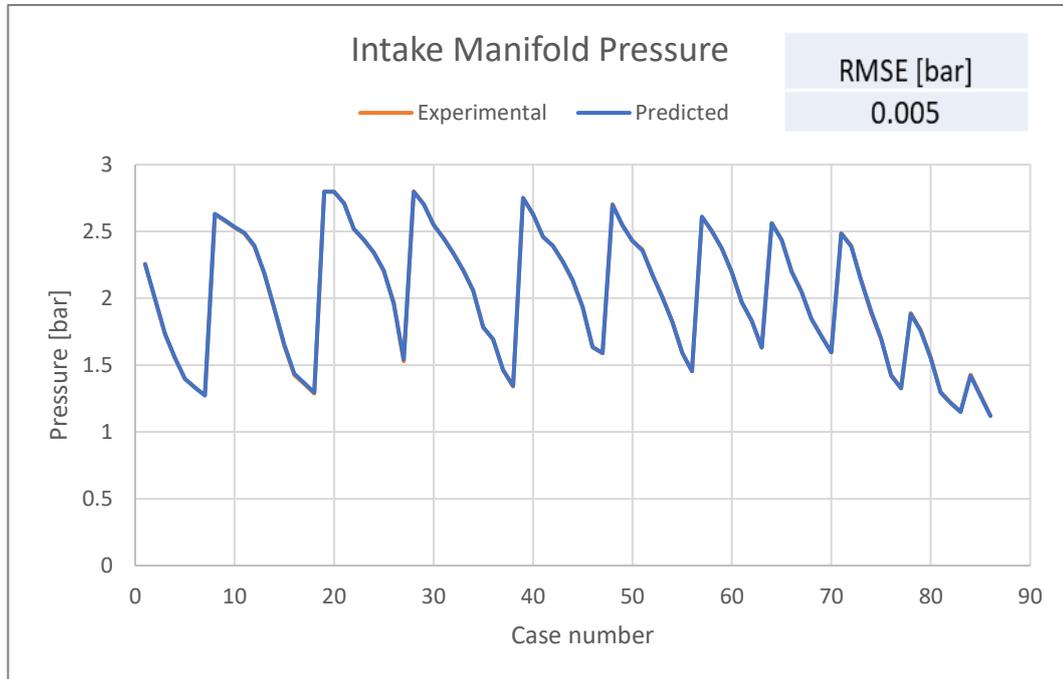


Figura 6.29 - Pressione nel collettore di aspirazione - Predittivo

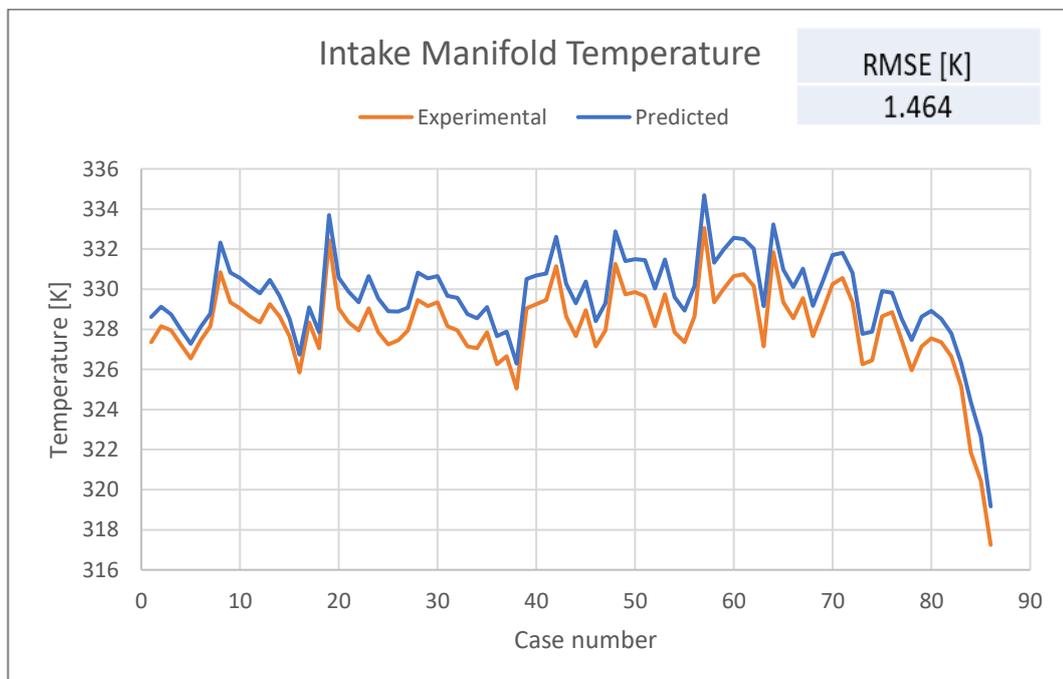


Figura 6.30 - Temperatura nel collettore di aspirazione – Predittivo

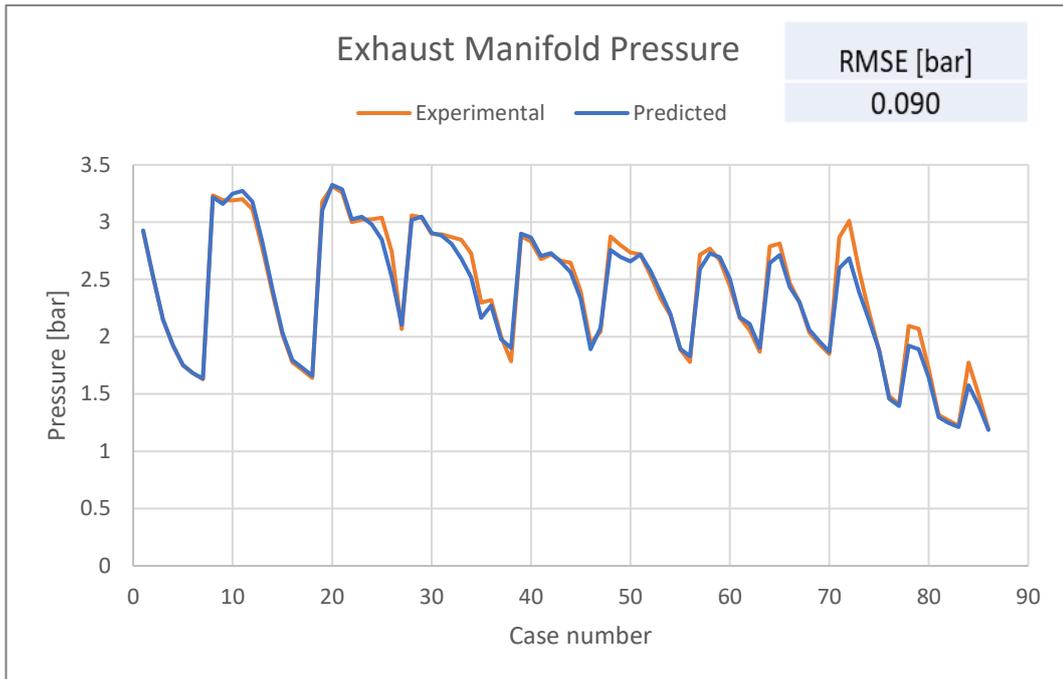


Figura 6.31 - Pressione nel collettore di scarico – Predittivo

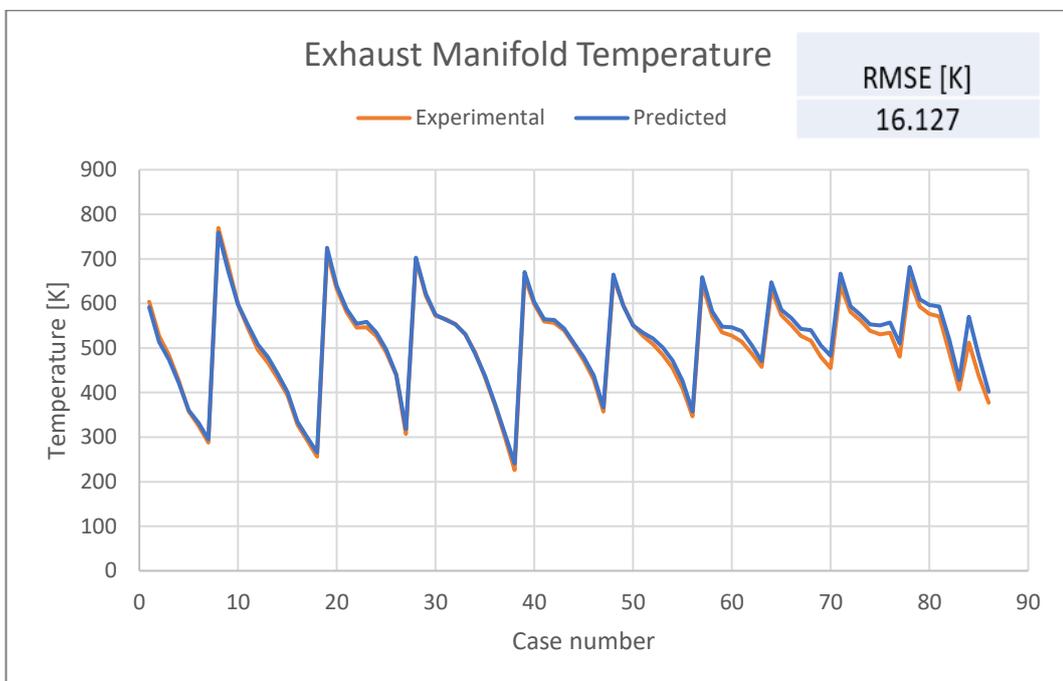


Figura 6.32 - Temperatura nel collettore di scarico – Predittivo

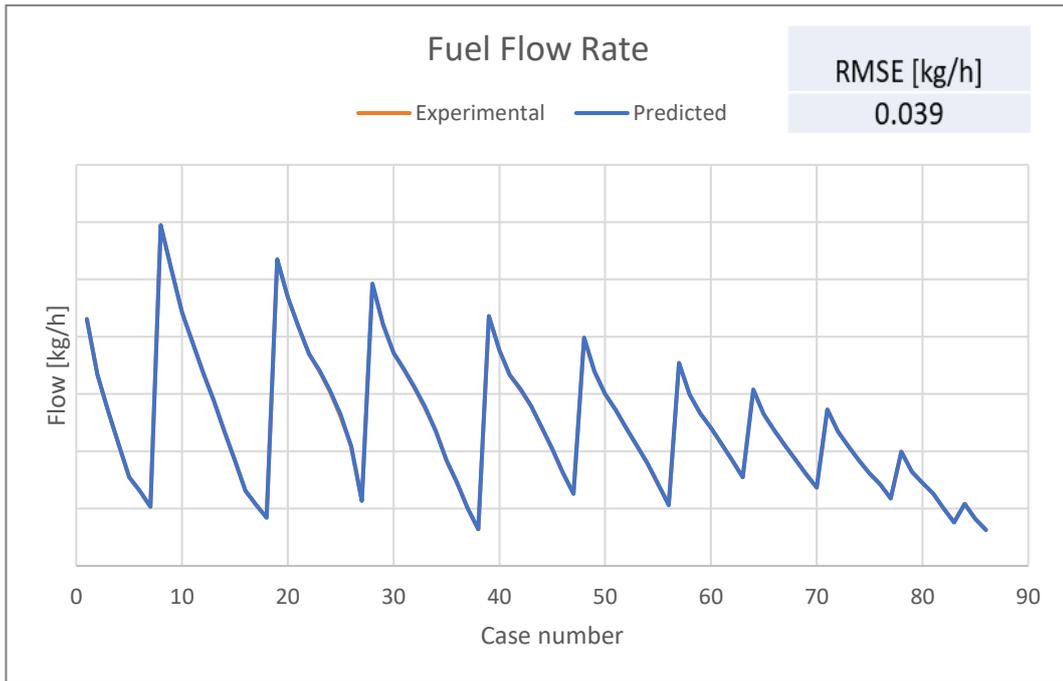


Figura 6.33 - Portata di combustibile – Predittivo

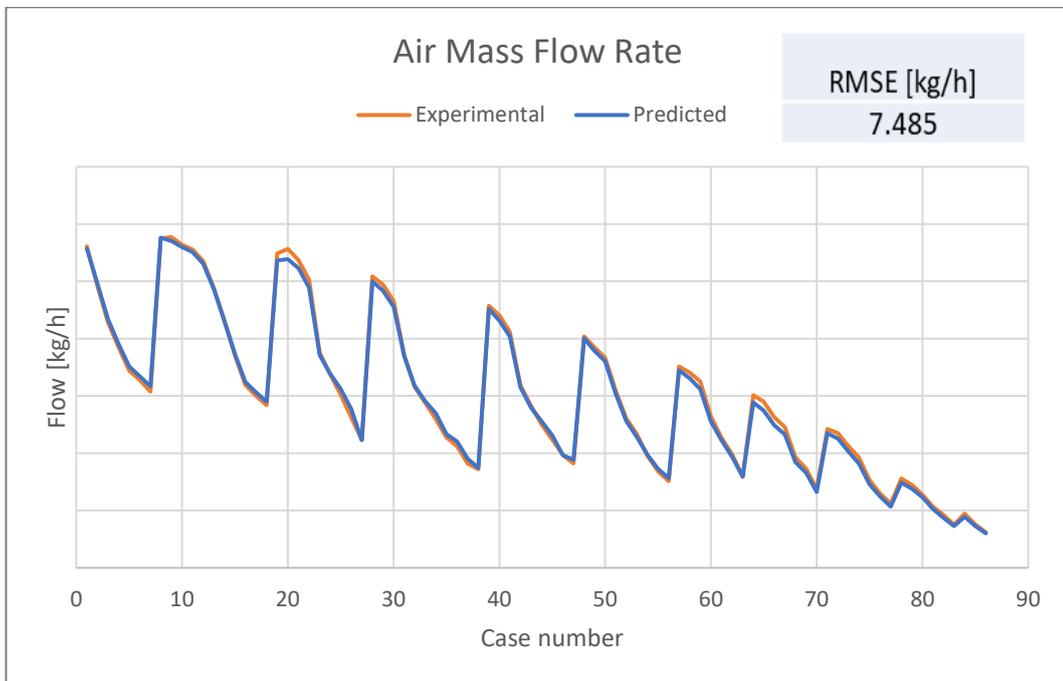


Figura 6.34 - Portata di aria – Predittivo

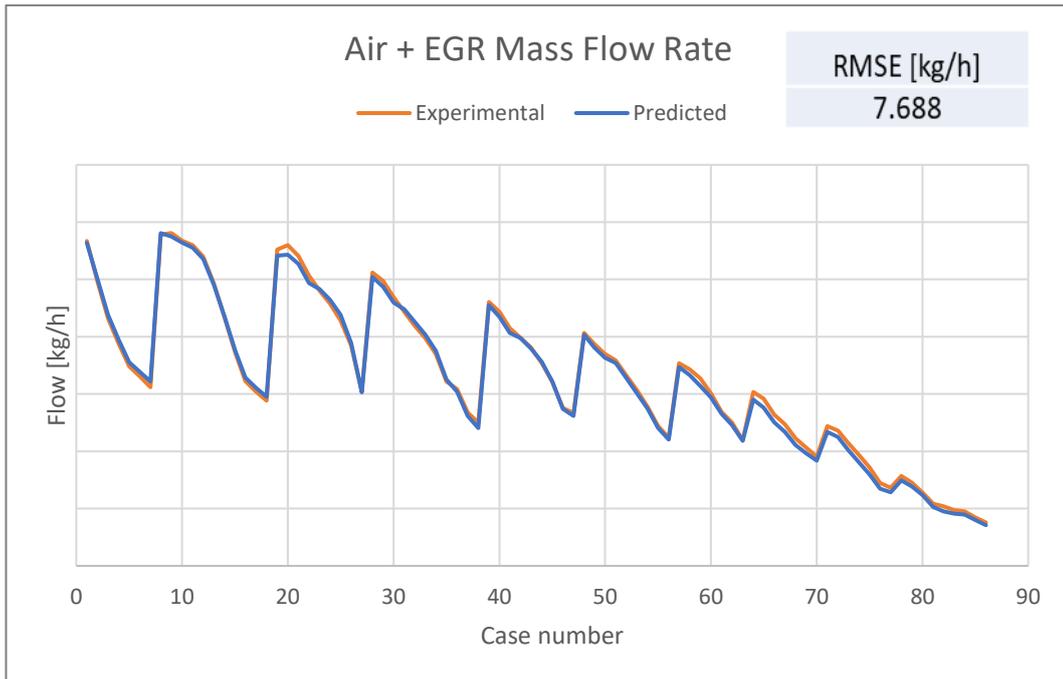


Figura 6.35 - Portata di EGR + aria – Predittivo

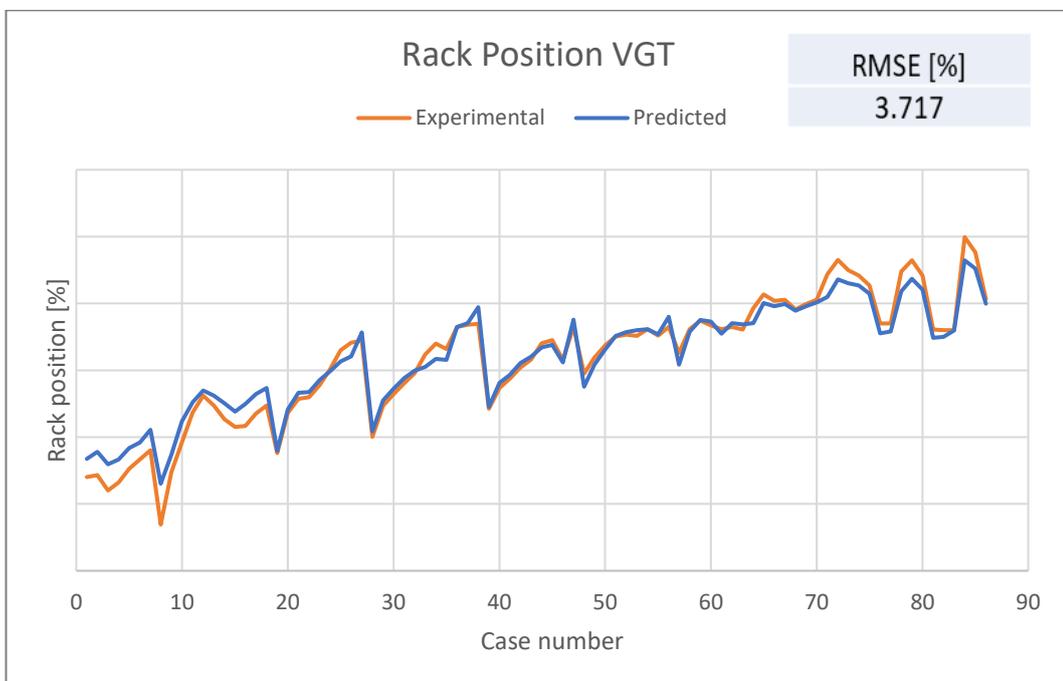


Figura 6.36 - Posizione valvola VGT – Predittivo

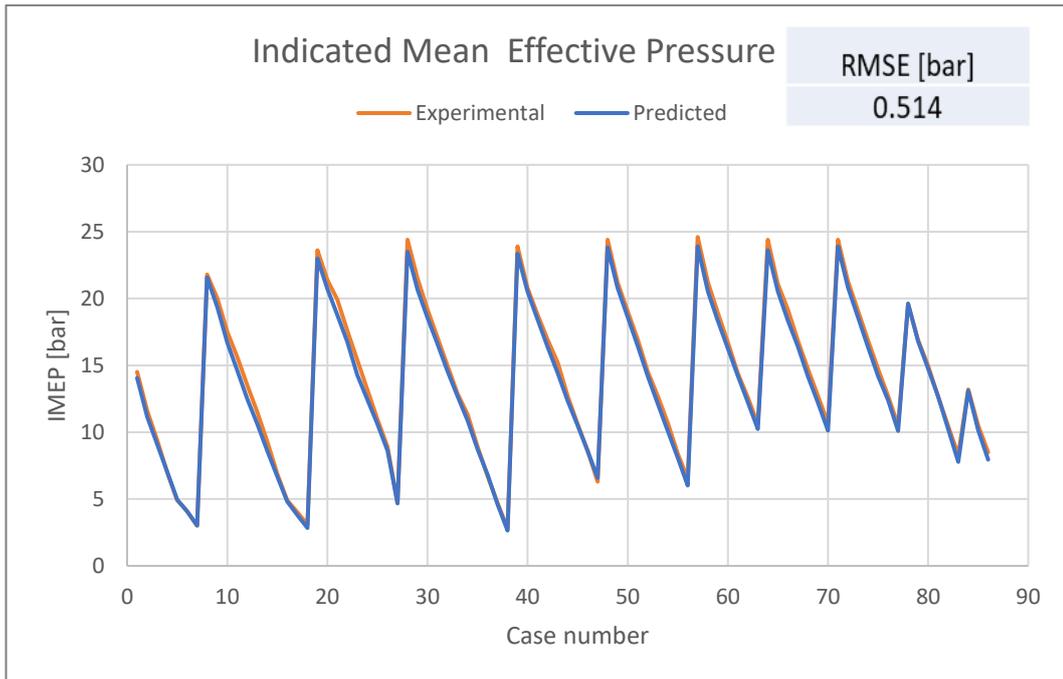


Figura 6.37 - Pressione media effettiva indicata – Predittivo

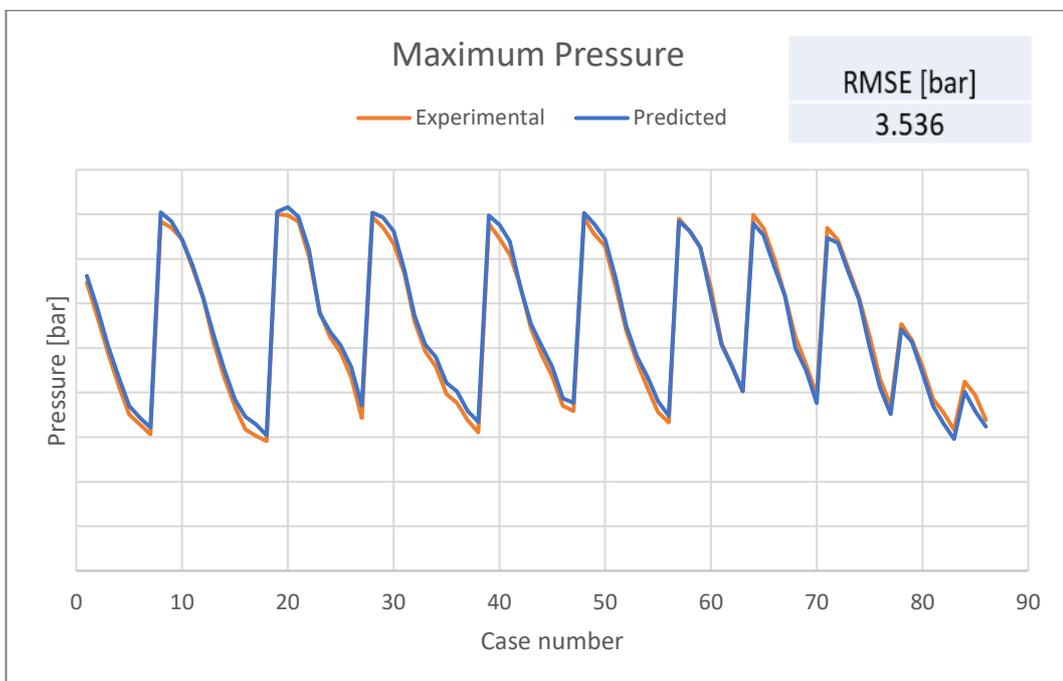


Figura 6.38 - Picco di pressione - Predittivo

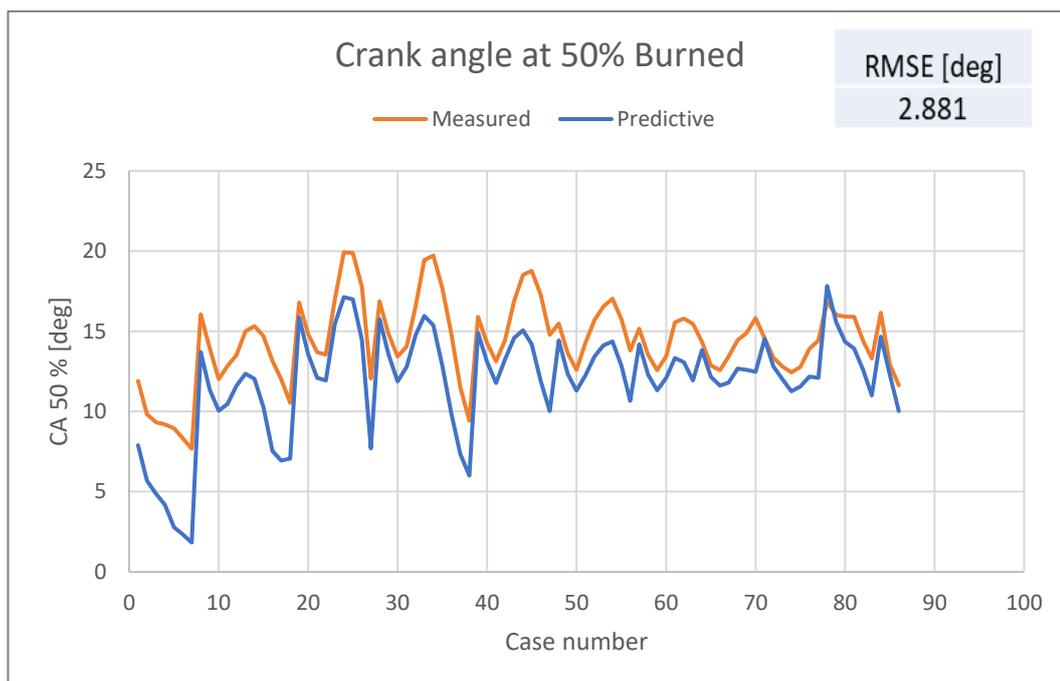


Figura 6.39 - Posizione alla quale brucia il 50 % della massa (MFB50) – Predittivo

I grafici mostrati sopra, confrontano l'andamento dei parametri del motore ottenuti sperimentalmente con quelli ottenuti con il modello predittivo. Il modello predittivo implementato segue abbastanza fedelmente i dati sperimentali per tutte le quantità, riportando andamenti molto simili.

Anche questa volta la discrepanza maggiore tra i due modelli si evidenzia per quanto riguarda l'MFB50. L'andamento resta molto simile, con un RMSE che è di poco inferiore a 3.

Nella Tabella 12 sottostante si osservano gli errori medi ottenuti con il modello predittivo e si confrontano con quelli ottenuti con il modello non predittivo. In generale si può affermare che l'errore medio non si discosta di molto rispetto al modello non predittivo. Gli errori medi della massima pressione e dell'impep rientrano, più o meno, ancora nel range suggerito da Gamma Technologies. Gli unici parametri che si discostano maggiormente sono l'MFB50 e gli ossidi di azoto e la ragione sembra essere dovuta ai limiti dei modelli che il software considera.

Tabella 12 - Confronto errori medi

	<b>Errore medio consigliato</b>	<b>Errore medio modello non predittivo</b>	<b>Errore medio modello predittivo</b>
<b>Maximum Pressure [bar]</b>	3	2.26	2.24
<b>Crank Angle at 50 % Burned [deg]</b>	1	0	2.5
<b>IMEP [bar]</b>	2	2.04	2.19
<b>NO<sub>x</sub> [ppm]</b>	13	21.47	25.61

### 6.5.1 Comportamento a pieno carico

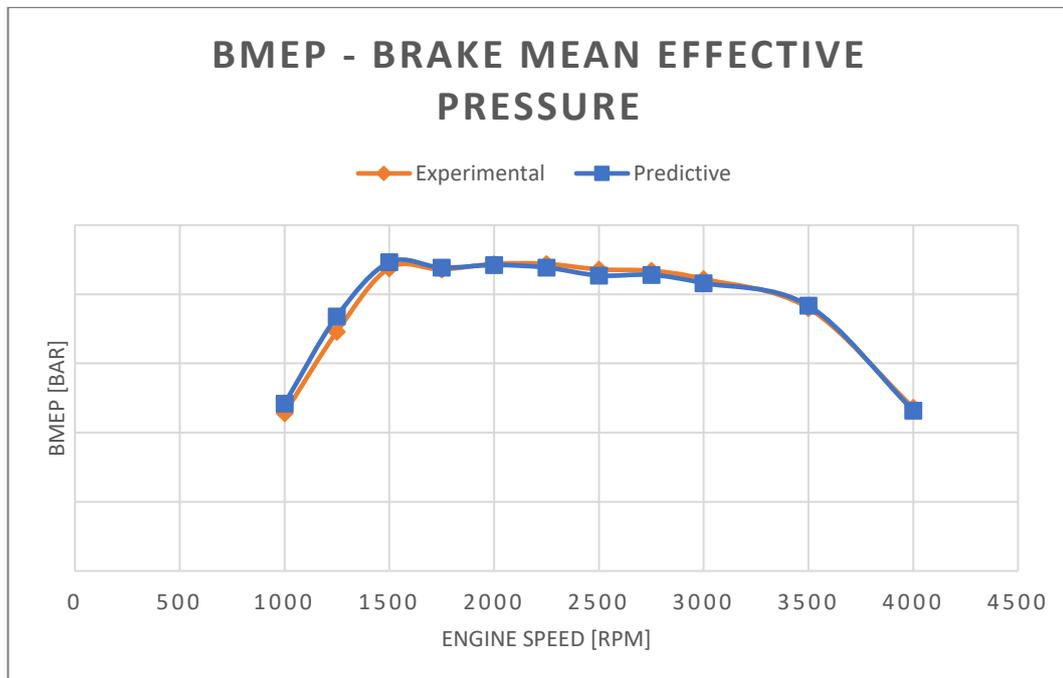


Figura 6.40 - Confronto tra modello sperimentale e predittivo dell'andamento della bmep a pieno carico

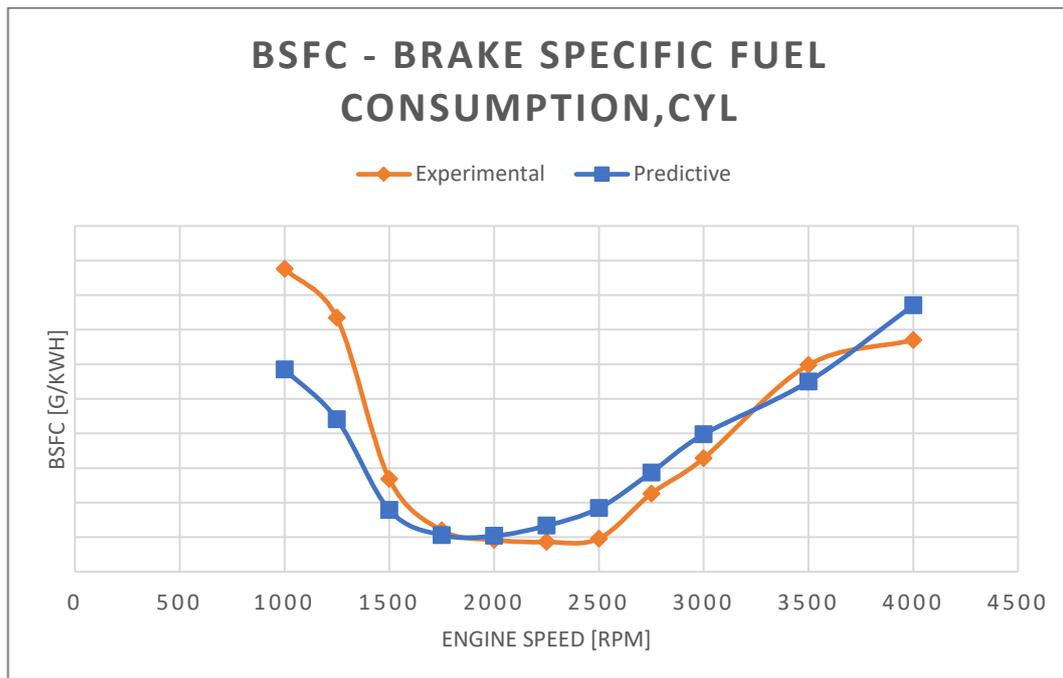


Figura 6.41 - Confronto tra modello sperimentale e predittivo dell'andamento della bsfc a pieno carico

Nella Figura 6.40 e nella Figura 6.41 sono mostrati gli andamenti della BMEP e di BSFC ottenuti con il modello predittivo. Per quanto riguarda la pressione media effettiva si nota una leggera differenza per velocità del motore inferiori ai 1500 rpm. Per quanto riguarda i consumi, le differenze sono maggiori e presenti quasi a tutte le velocità. In particolare, per velocità inferiori ai 1500 rpm si nota la maggiore discrepanza tra i modelli.

Tabella 13 - Errori bmep con modello predittivo a pieno carico

<b>Brake Mean Effective Pressure</b>	
<b>ERRORE MASSIMO [%]</b>	6,42
<b>ERRORE MEDIO [%]</b>	2,19

In Tabella 13 si osserva come l'errore medio, riscontrato nella pme a pieno carico, rimane 2,19 % anche nel caso predittivo. L'errore massimo scende leggermente a 6,42 % rispetto al modello non predittivo.

Tabella 14 - Errori bsfc con modello predittivo a pieno carico

<b>Brake Specific Fuel Consumption</b>	
<b>ERRORE MASSIMO [%]</b>	6,06
<b>ERRORE MEDIO [%]</b>	2,17

Per quanto riguarda il consumo di combustibile BSFC, l'errore percentuale massimo è intorno al 6%, mentre l'errore medio si assesta leggermente sempre al 2%.

### 6.5.2 Comportamento ai carichi parziali

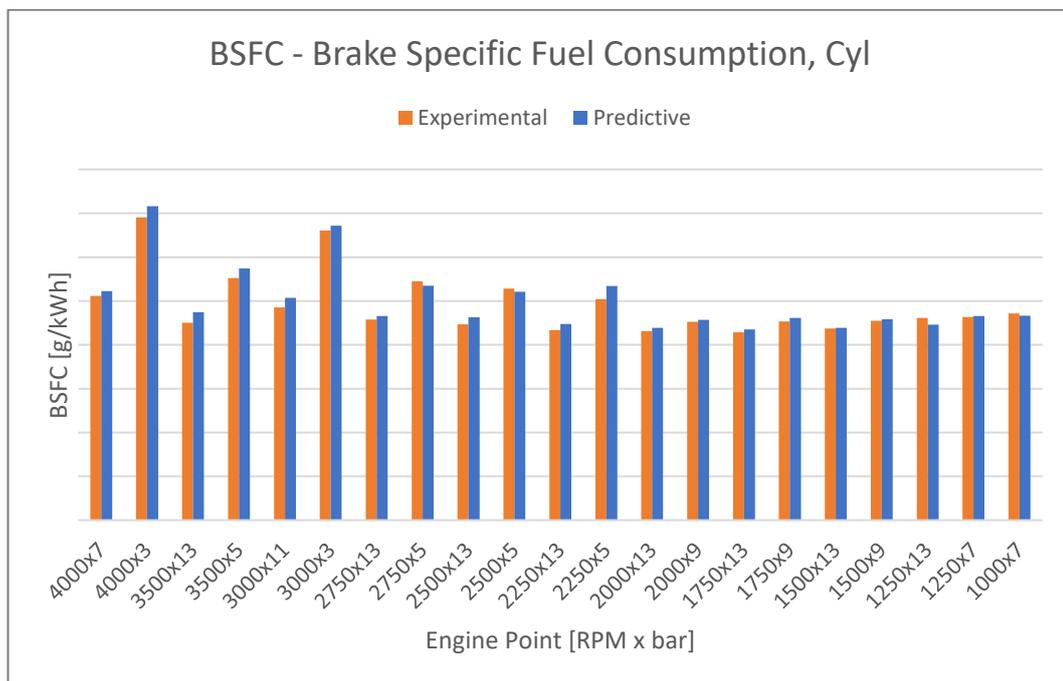


Figura 6.42 - Confronto tra modello sperimentale e predittivo dell'andamento della bsfc a carico parziale

Tabella 15 - Errori bsfc con modello predittivo a carico parziale

<b>Brake Specific Fuel Consumption</b>	
<b>Errore Massimo [%]</b>	6,2
<b>Errore Massimo [g/kWh]</b>	11,88
<b>Errore Medio [%]</b>	2,59
<b>Errore Medio [g/kWh]</b>	3,65

A carico parziale, come dimostra la Tabella 15, sia l'errore percentuale medio che quello massimo di BSFC aumentano leggermente rispetto a quello registrato a pieno carico, raggiungendo rispettivamente il 2,6% e il 6,2%.

### 6.6 Risultati calibrazione NO<sub>x</sub>

Il modello predittivo ha permesso di effettuare anche la calibrazione degli ossidi di azoto. L'ottimizzatore ha consentito di trovare i due coefficienti di calibrazione (NO<sub>x</sub> Multiplier e N<sub>2</sub> Oxidation Activation Energy Multiplier) che permettono di ridurre la differenza tra gli ossidi di azoto misurati sperimentalmente e quelli previsti dal modello.

I risultati sono mostrati in Tabella 16:

Tabella 16 - Coefficienti di calibrazione degli NO<sub>x</sub>

<b>Parametri di calibrazione NO<sub>x</sub></b>	
<b>NO<sub>x</sub> Multiplier</b>	0.75
<b>N<sub>2</sub> Oxidation Activation Energy Multiplier</b>	1.02

Dalle figure 6.43 e 6.44, è possibile notare le differenze di ossidi di azoto tra i dati sperimentali e il modello predittivo sia in termini di g/kWh che in termini di concentrazioni molari. Le differenze risultano più marcate ai bassi regimi e agli alti carichi. Queste differenze risultano ardue da spiegare poiché gli ossidi di azoto

hanno un'elevata dipendenza dalle temperature locali che si raggiungono in camera di combustione. Probabilmente, il modello ha delle limitazioni e non riesce a prevedere al meglio queste emissioni.

I risultati ottenuti risultano essere abbastanza soddisfacenti, presentando un errore medio che si assesta intorno al 25 %.

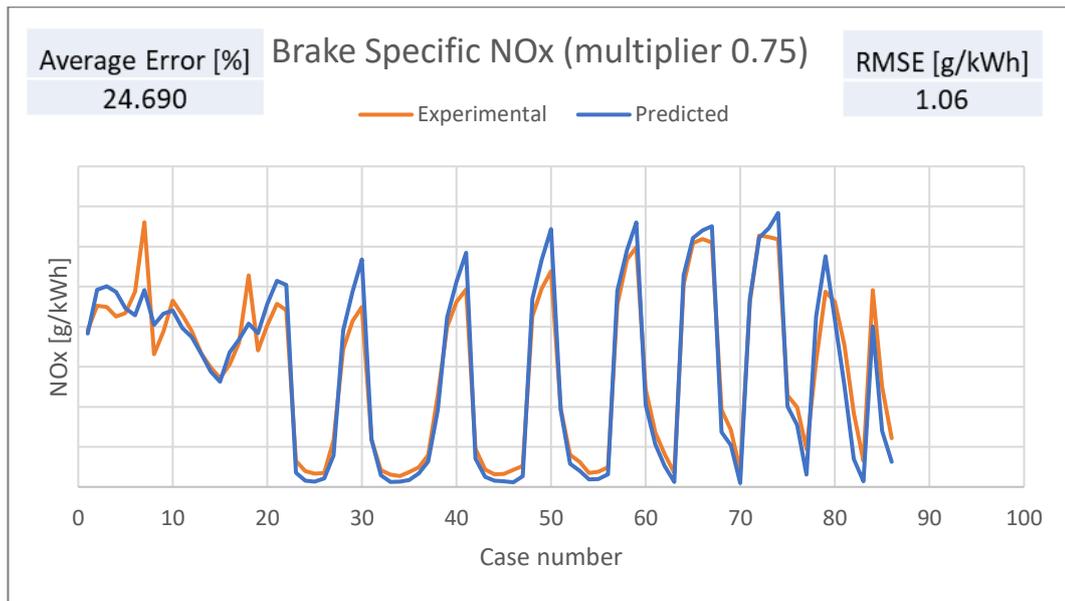


Figura 6.43 - Ossidi di azoto in g/kWh – Predittivo

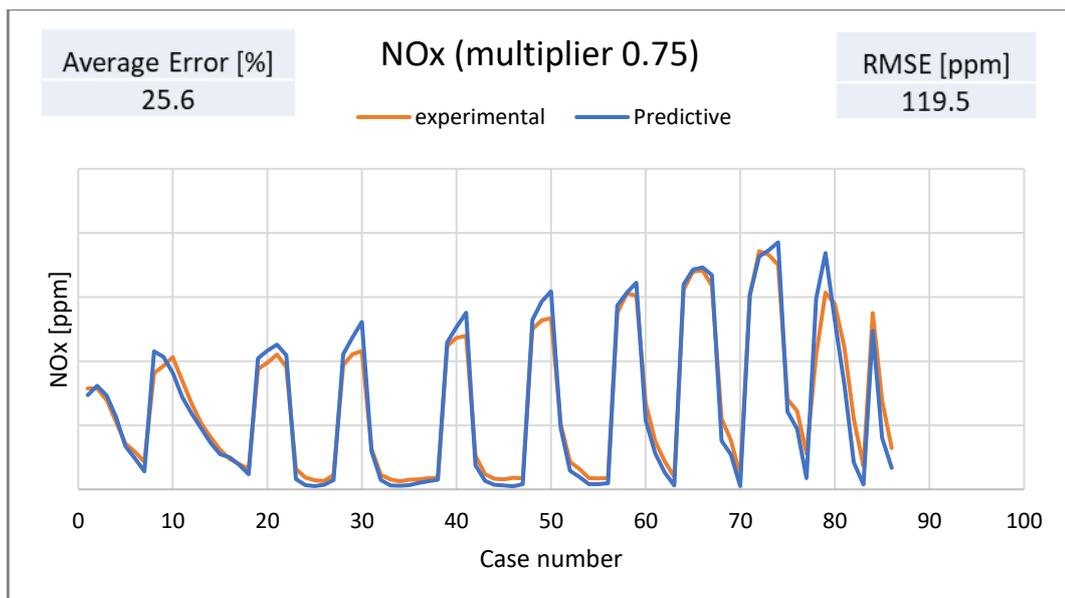


Figura 6.44 – Concentrazione degli ossidi di azoto (parti per milione) – Predittivo

## 6.7 Confronto tra modello predittivo e non predittivo

Tabella 17 - Confronto RMSE tra modello non predittivo e modello predittivo

	Non-Predictive	Predictive
<b>Intake Manifold Pressure [bar]</b>	0.005	0.005
<b>Intake Manifold Temperature [K]</b>	1.475	1.464
<b>Exhaust Manifold Pressure [bar]</b>	0.091	0.090
<b>Exhaust Manifold Temperature [K]</b>	13.896	16.127
<b>Rack Position VGT [%]</b>	4.160	3.717
<b>Maximum Pressure [bar]</b>	2.543	3.536
<b>Crank Angle at 50% Burned [deg]</b>	2.505	2.881
<b>IMEP [bar]</b>	0.302	0.514
<b>Fuel flow rate [kg/h]</b>	0.027	0.039
<b>Air Mass Flow Rate [kg/h]</b>	7.596	7.485
<b>Air+EGR Mass Flow Rate [kg/h]</b>	7.805	7.688
<b>Brake Specific Nox [g/kWh]</b>	1.951	1.060
<b>Brake Specific Nox [ppm]</b>	239.678	119.541

La sovrastante tabella pone a confronto i risultati ottenuti con il modello non predittivo e il modello predittivo dei principali parametri del motore.

È interessante notare come gli RMSE differiscono di poco per la maggior delle grandezze considerate. Le maggiori difformità si presentano per la massima pressione, dove l'errore aumenta di circa un punto passando dal modello non predittivo a quello predittivo; invece, altre differenze riguardano l'MFB50, l'IMEP e gli NO<sub>x</sub>. Più in dettaglio si constata come il modello predittivo si avvicini di più, in termini di emissioni di NO<sub>x</sub>, al modello sperimentale. Dall'altro lato, invece, gli errori quadratici medi di MFB50, IMEP e massima pressione sono più piccoli quando il confronto avviene tra modello sperimentale e quello non predittivo. Quindi per quest'ultime grandezze il modello non predittivo si avvicina maggiormente ai dati sperimentali rispetto a quanto si avvicini il modello predittivo.

## **6.8 Risultati del modello transitorio**

In questo paragrafo sono riportati i risultati ottenuti simulando il modello in transitorio. Più in specifico, vengono riportati i grafici dei principali parametri del motore, i quali ci permettono di osservare come essi variano con il tempo.

In Figura 6.45 e 6.47 sono riportati, rispettivamente, gli andamenti della pressione media effettiva p<sub>me</sub> e della pressione di sovralimentazione (boost) al variare del tempo. È rilevante notare come, inizialmente, c'è un'oscillazione sull'andamento della p<sub>me</sub>, che deriva da un'oscillazione sulla pressione di boost, la quale è legata alle basse velocità a cui il motore si trova ad operare. Poiché, a basse velocità, il ritardo di risposta del turbo (chiamato "turbolag") è maggiore, in quanto la turbina riceve meno portata di gas combusti e quindi poca energia per accelerare il turbo-gruppo. Di conseguenza, il controllore del boost, per ottenere il target desiderato di pressione di sovralimentazione, vedendo una risposta lenta del turbo, tende ad aprire maggiormente le pale del distributore della turbina VGT (rack position) in modo tale che quando il turbo inizia a reagire, la pressione di sovralimentazione aumenta notevolmente e crea queste piccole oscillazioni. Difatti, alle elevate velocità di rotazione, la turbina riceve una maggiore quantità di gas combusti e quindi maggiore energia che fornisce al turbo, e per questo motivo non sono presenti oscillazioni di pressione. Evidentemente, nonostante il turbo prende la soluzione dal caso precedente, c'è un assestamento all'inizio del caso in transitorio poiché, probabilmente, esso non sta lavorando con un rack fisso. Questo

comportamento si riflette anche sull'andamento della pressione media effettiva, in seguito all'interazione tra il controllore di coppia e quello di boost. Il controllore di pme, inietta una maggiore quantità di combustibile in modo da raggiungere il target desiderato. Si osserva come la pressione di sovralimentazione incrementa al passare del tempo, ovvero all'innalzarsi dei regimi di rotazione del motore. In queste condizioni la turbina deve smaltire più portata e quindi fornisce più energia al turbocompressore, il quale aumenta la sua velocità e quindi la pressione di sovralimentazione. Si può concludere, che sebbene siano presenti queste piccole oscillazioni all'inizio della simulazione, il target di pme e boost viene raggiunto sempre.

In Figura 6.46 si osserva come il target EGR viene sempre raggiunto.

Nei grafici successivi, le oscillazioni rimangono molto contenute per tutti i parametri (la pressione media indicata IMEP, la pressione massima, MFB50 e gli ossidi di azoto). Questi andamenti ci confermano la qualità delle mappe create, poiché in caso contrario avremmo ottenuto in transitorio dei risultati con elevate oscillazioni.

Per concludere, si può affermare come il modello in transitorio funziona correttamente e fornisce degli ottimi risultati.

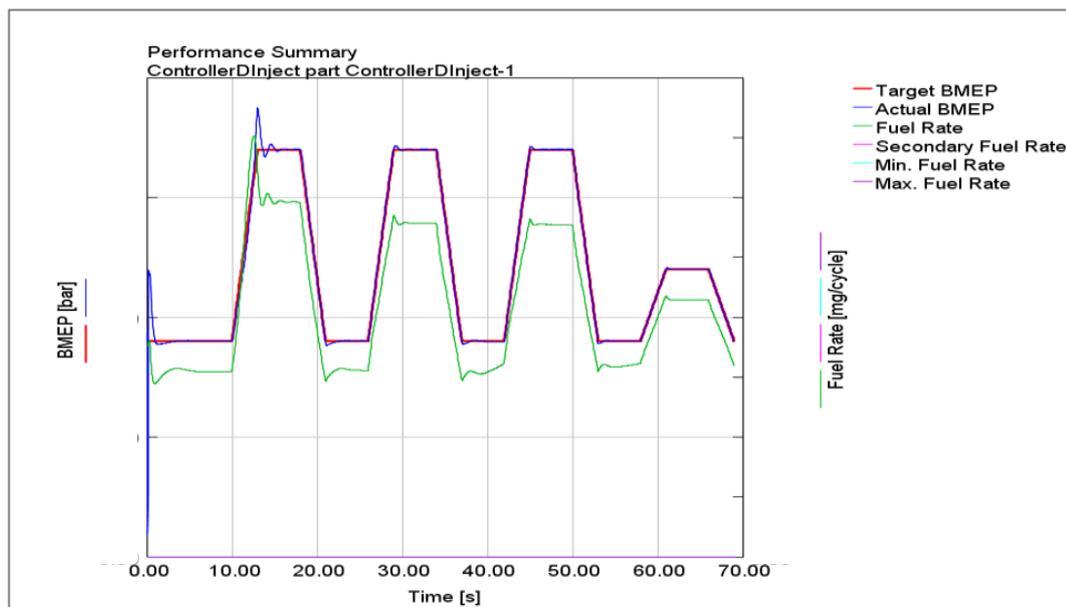


Figura 6.45 - BMEP nel modello transitorio

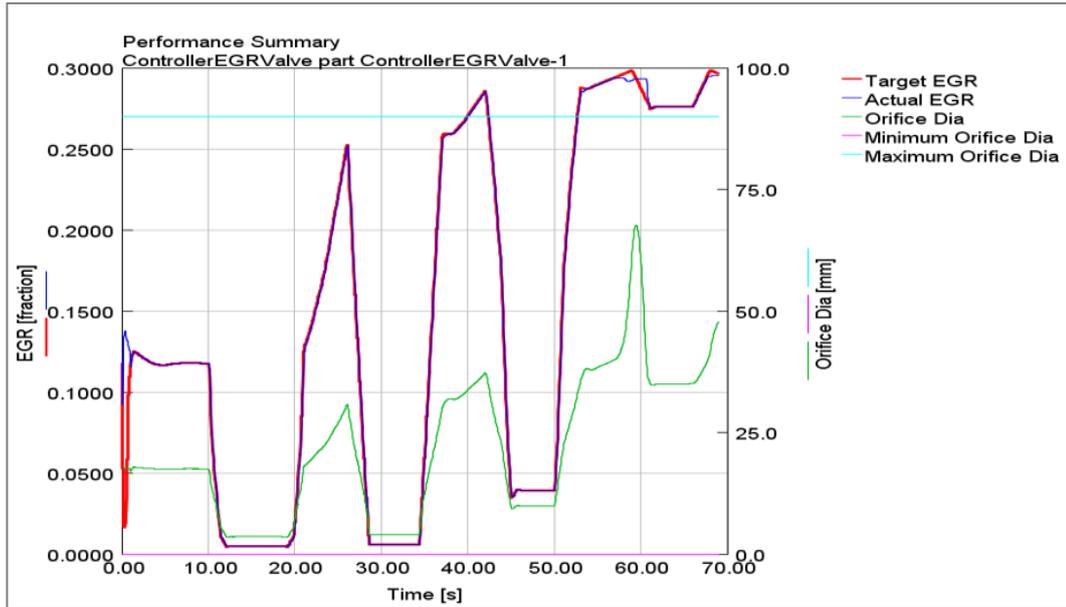


Figura 6.46 - EGR nel modello in transitorio

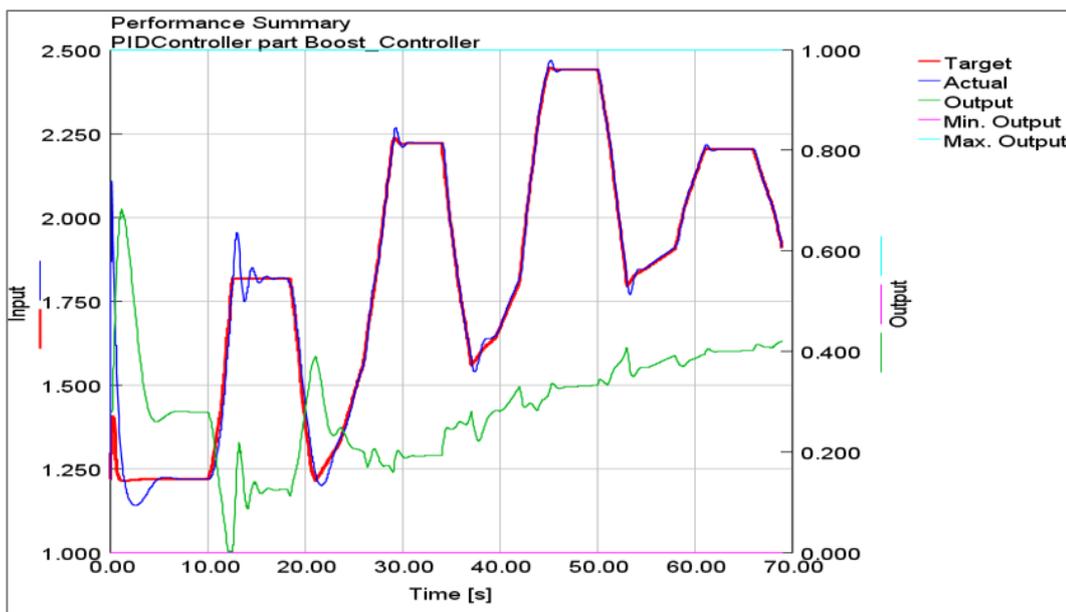


Figura 6.47 - Pressione di boost nel modello in transitorio

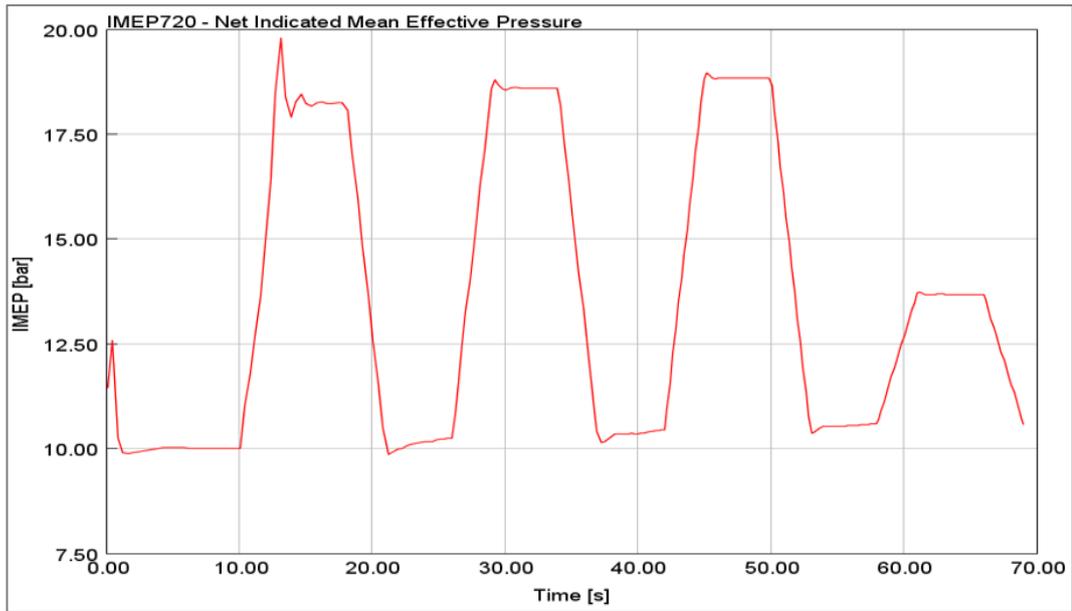


Figura 6.48 - IMEP nel modello in transitorio

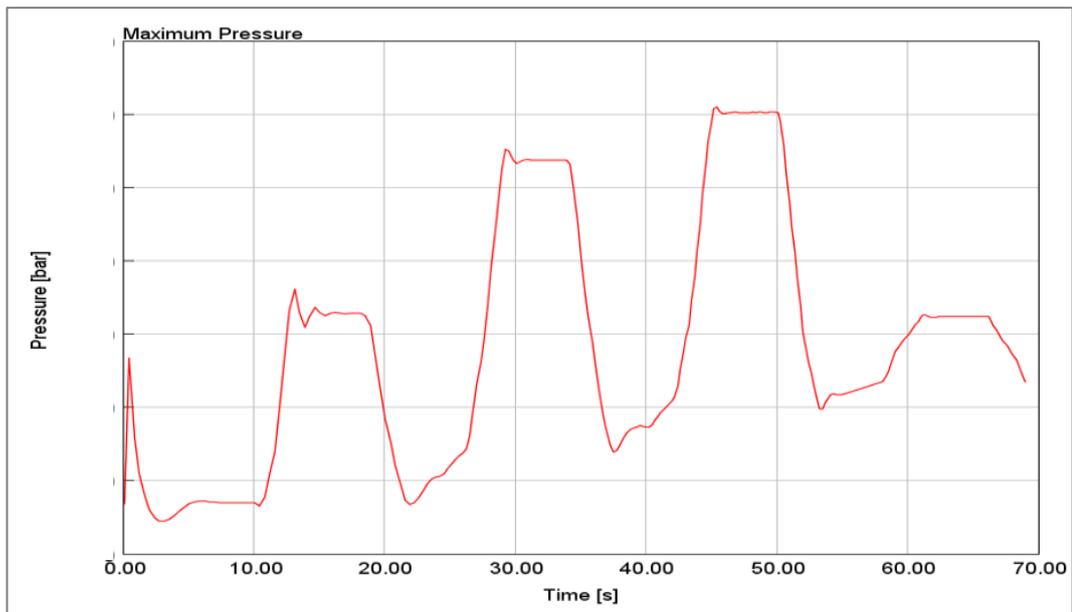


Figura 6.49 - Maximum Pressure nel modello in transitorio

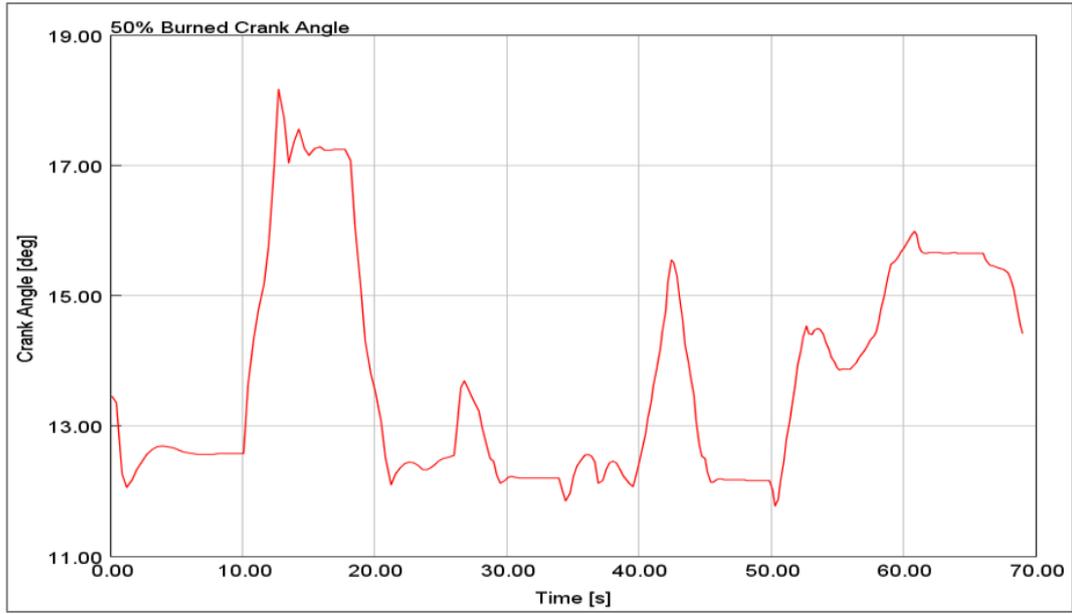


Figura 6.50 - MFB50 nel modello in transitorio

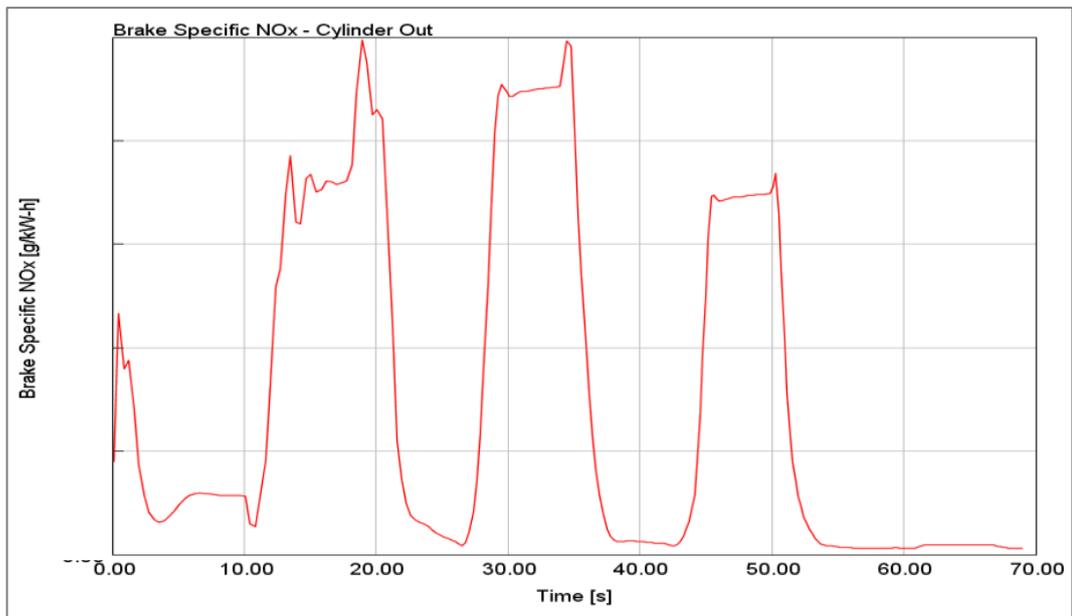


Figura 6.51 - Brake Specific NOx nel modello in transitorio

## 7 Conclusioni

Lo scopo della presente tesi è stato quello di validare il modello monodimensionale di un motore diesel a 4 cilindri, sovralimentato con sistema elettronico di iniezione “Common Rail” per applicazioni Light-Duty mediante il software Gt-Power. Più in dettaglio lo scopo è stato quello di implementare un nuovo modello di combustione, denominato “DI-Pulse”, che permette di predire la legge di rilascio termico in camera di combustione sulla base del profilo di iniezione.

Inizialmente si è modificato il modello del motore inserendo i controllori della pressione media effettiva BMEP, dell’EGR e della valvola VGT e si è ampliato il range dei punti della mappa motore da implementare nel software.

Il motore in questione prevedeva una strategia di iniezione nota come “boot injection”, tuttavia è stato necessario effettuare una fusione tra l’iniezione ‘pre’ e l’iniezione ‘main’ poiché il software utilizzato non era capace di simulare perfettamente il profilo di iniezione quando si adotta tale strategia. Questa assunzione si è dimostrata essere la causa principale delle divergenze tra l’accuratezza dei risultati ottenuti dal modello usato e l’accuratezza suggerita da Gamma Technologies.

Inizialmente, mediante un’analisi denominata CPOA (Cylinder Pressure Only Analysis) si è proceduto al calcolo del burn rate da imporre nel modello non predittivo di combustione, a partire dalle tracce di pressioni sperimentali acquisite in camera di combustione. Tuttavia, per poter implementare il modello è stato necessario effettuare il cosiddetto “consistency check” che ha portato all’esclusione di alcuni punti operativi del motore che fornivano errori, probabilmente legati alle assunzioni effettuate coi profili di velocità di iniezione. Nonostante ciò, il modello non predittivo di combustione ha fornito dei risultati soddisfacenti, in comparazione con i risultati sperimentali.

Il passo successivo è stato quello di implementare all’interno del modello motore in questione l’innovativo modello di combustione DI-Pulse. Quest’ultimo presenta quattro parametri di calibrazione, ed è stato calibrato prendendo in considerazione soltanto 31 punti motore, in modo da non aumentare eccessivamente il tempo

computazionale per le simulazioni. La calibrazione del modello consisteva nel trovare il migliore set di parametri di calibrazione, chiamati “DI-Pulse multiplier”, secondo due modalità: ottimizzazione a variabili “sweep” e “independent”. Il secondo approccio ha portato a dei risultati più affidabili, e consiste nell’identificare un set di parametri ottimale per ogni punto operativo del motore, in maniera da generare successivamente delle mappe (Lookup tables) che correlano tali parametri di calibrazione alla velocità e al carico del motore. La validazione del modello ha fornito dei risultati buoni per la maggior parte dei parametri caratteristici del motore. Il range di errore rientra in quelli consigliati da Gamma Technologies, tranne per la fasatura di combustione MFB50 (angolo di manovella a cui è bruciato il 50% della massa di combustibile iniettata).

Un altro importante lavoro svolto riguarda l’analisi delle emissioni di ossidi di azoto  $\text{NO}_x$ . Dopo aver effettuato la calibrazione del modello predittivo e trovato dei risultati soddisfacenti, si è proceduto con la calibrazione degli ossidi di azoto. Il modello predittivo non è riuscito a predire perfettamente le emissioni di  $\text{NO}_x$ , infatti il range di errore non rientra in quello consigliato dal manuale di GT-Power. Nonostante ciò l’andamento degli  $\text{NO}_x$  fornito dal modello predittivo risulta molto simile a quello ottenuto sperimentalmente.

L’ultimo step ha riguardato l’analisi delle condizioni in transitorio, resa possibile grazie all’uso di un modello predittivo. Impostando un certo profilo di velocità al variare del tempo è stato possibile osservare l’andamento delle varie grandezze del motore. Le oscillazioni dei segnali sono risultate contenute, seguendo quasi perfettamente il target imposto, e questo testimonia il buon comportamento dei controllori inclusi nel modello (controllore di carico e del grado di EGR long-route).

In questo lavoro di tesi si è dimostrato come i modelli monodimensionali risultano essere una via di mezzo tra affidabilità dei risultati e rapidità di simulazione. Inoltre, è stato implementato e calibrato il nuovo modello di combustione predittivo “DI-Pulse”, che garantisce dei risultati più precisi a sfavore di un tempo computazionale che aumenta rispetto a quello del modello non predittivo.

Infine, è bene considerare che i risultati ottenuti possono essere migliorati con l'uso di profili di velocità di iniezione più accurati. Questo è possibile, ad esempio, utilizzando un modello di iniettore predittivo, anche se porterebbe ad un incremento dei tempi di simulazione. Per quanto riguarda le emissioni di  $\text{NO}_x$  il modello ha presentato delle limitazioni, in quanto predice soltanto gli NO e non gli  $\text{NO}_2$ . Sarebbe dunque interessante poter investigare con Gamma Technologies per riuscire a modellizzare anche le emissioni di  $\text{NO}_2$ .

## **Ringraziamenti**

Giunto al termine di questo lavoro di tesi, che mi ha arricchito immensamente da un punto di vista professionale, ho il piacere di ringraziare chi mi ha sostenuto durante questi mesi.

In primo luogo, è doveroso ringraziare il Prof. Stefano D'Ambrosio per la grande opportunità fornita e il Prof. Roberto Finesso, il quale dimostratosi sempre disponibile e attento a chiarire tutti i dubbi che echeggiavano nella mia mente, mi ha fornito indicazioni e correzioni preziose per la stesura della presente tesi. Desidero inoltre ringraziare l'Ing. Omar Marellò, che mi ha dedicato il suo tempo e impegno.

Al di là della tesi, a conclusione di questo percorso universitario, mi sento di ringraziare tutte quelle persone che hanno sempre creduto in me e che mi hanno sostenuto sia nei momenti più difficili che in quelli più felici e spensierati.

Non smetterò mai e poi mai di ringraziare mia madre per gli innumerevoli sacrifici che ha compiuto per permettermi di studiare e per avermi fatto crescere sempre nei buoni e sani valori. Lei è stata la persona che più di tutti ha sempre creduto in me e nelle mie capacità e che mi ha dato la forza per affrontare tutti gli ostacoli che la vita mi ha posto.

Grazie anche a mia sorella Nicole e mio fratello Antonino per essermi sempre stati accanto e per la fiducia che hanno posto in me.

Ringrazio tutti i miei parenti, la famiglia Gangi e Lea e Giovanni per l'affetto che mi hanno dimostrato.

Non posso non ringraziare Carmine, il primo compagno di viaggio che ho incontrato in questo percorso universitario e con il quale ho sfogato tutte le mie ansie e insicurezze, ma con cui ho passato anche i momenti più belli; e Pietro, con il quale sono riuscito a confrontarmi e supportarmi durante questo percorso e che in poco tempo è riuscito a diventare anche uno dei miei più cari amici.

Ringrazio con piacere gli amici di una vita: Federico, Martina e Diego per avermi dimostrato che anche chi è lontano può essere vicino e che mi ricordano ogni giorno quanto sia bello avere degli amici.

Ultimo ringraziamento, ma non certo per importanza, lo faccio alla mia ragazza Caterina, che da più di sei anni colora le mie giornate. Lei ha rappresentato e rappresenta tutt'ora un punto di riferimento, la persona con la quale ho condiviso e spero di condividere ogni giorno della mia vita.

## Bibliografia

- [1] F.Millo, Propulsori Termici (Dispense del corso), Politecnico di Torino.
- [2] C. K. Westbrook e J. E. Dec, «Diesel Combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation.,» *SAE technical paper*, 1999.
- [3] E.Spessa, Controllo delle emissioni di inquinanti (Dispense del corso), Politecnico di Torino.
- [4] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
- [5] *Esercitazioni del Corso di Propulsori Termici*, Politecnico di Torino.
- [6] Gamma Technologies, *GT-Power Training - Engine Performance Analysis*.
- [7] GT-Suite, Engine Performance Application Manual, Gamma Technologies, 2017.
- [8] L. Postrioti, Analisi dei sistemi di iniezione per motori a combustione interna.
- [9] G. Dober, S. Tullis, G. Greeves, N. Milovanovic, M. Hardy e S. Zuelch, «The impact of injection strategies on emissions reduction and power output of future diesel engines,» *SAESP*.
- [10] O. Kastner, A. F. C. Juvenelle, R. Rotondi e A. Weigand, «Directly actuated piezo injector for advanced injection strategies towards cleaner diesel engines,» *Towards clean diesel engines (TCDE)*, 2009.
- [11] E. BJÄREHÄLL, T. Burman, E. Elamin e a. all., Bachelors's thesis: Design and Assembly of an EGR-circuit for an MD11 Research Engine, Gothenburg, Sweden: Chalmers University of Technology, 2017.

- [12] GT-Suite Tutorials, Gamma Technologies, 2014.
- [13] GT-SUITE, Optimization manual, Gamma Technologies, 2016.
- [14] A. Jelena, S. Daniel, D. S. Anton, S. Jonas e E. Faghanl, «Development and Calibration of One Dimensional Engine Model for Hardware-In-The-Loop Applications,» *SAE Technical Paper*, 2018.
- [15] M. Badami, M.Mallamo, F.Millo e E. Rossi, «Influence of Multiple Injection Strategies on Emissions, Combustion Noise and BSFC of a DI Common Rail Diesel Engine,» *SAE International*, 2002.
- [16] S. Reifarh, *EGR-Systems for Diesel Engines*, Stockholm: Royal Institute of Technology, Thesis, 2010.
- [17] V. K. Varshney, K. Gaurav, S. Tripathy e A. Agrawal, Design of an Experimental EGR System for a two Cylinder Diesel Engine, Kanpur, India: Department of Mechanical Engineering, 2016.
- [18] R. Bosch e R. Schmitt, *évolutions technologiques du système d'injection common rail*, 2008.
- [19] S. D'ambrosio e A. Ferrari, «Potentialities of Boot Injection Combined with After Shot for the Optimization of Pollutant Emissions, Fuel Consumption and Combustion Noise in Passenger Car Diesel Engines,» *SAE International*, 2017.
- [20] S. D'Ambrosio e A. Ferrari, «Boot injection dynamics and parametrical analysis of boot shaped injection in low-temperature combustion diesel engines for the optimization of pollutant emissions and combustion noise,» *Elsevier*, 2017.
- [21] J. Desantes, J. Benajes, S. Molina e C. González, «The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines. Part 1: Effects on engine performance and emissions,» *Elsevier*, 2004.

- [22] J. Desantes, J. Benajes, S. Molina e C. González, «The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines. Part 2: Effects on combustion,» *Elsevier*, 2004.
- [23] V. Venkateshmohan e M. Kumar, Master's thesis in Automotive engineering, Sweden : Chalmers University of technology, 2015.
- [24] A. Piano, F. Millo, G. Boccardo, M. Rafigh e e. al., «Assessment of the Predictive Capabilities of a Combustion Model for a Modern Common Rail Automotive Diesel Engine,» *SAE Technical Paper*, 2016.